



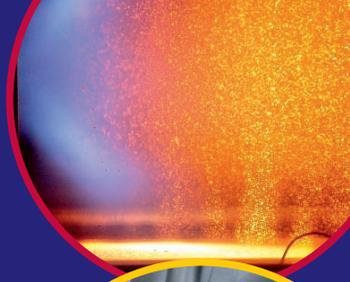
# KW21

## Kraftwerke des 21. Jahrhunderts

Abschlussbericht  
Phase II, 2009-2012

Band 2

KW21 ist eine  
Forschungsinitiative des  
Landes Baden-Württemberg  
und des Freistaats Bayern



# Abschlussbericht Forschungsinitiative Kraftwerke des 21. Jahrhunderts (KW21)

01.01.2009 bis 31.12.2012



**Band 2**

## **Öffentliche Förderung:**

- Ministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst Baden-Württemberg
- Bayerisches Staatsministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst
- Bayerisches Staatsministerium für Wirtschaft, Infrastruktur, Verkehr und Technologie



## Inhaltsverzeichnis Band 1

<b>1 Zielsetzung</b>	11
<b>2 Zusammenarbeit in den Arbeitskreisen</b>	12
2.1 Aktivitäten der Arbeitskreise	12
2.2 Fakten zum Verbund	16
2.3 KW21-Workshops	16
2.3.1 Erster Workshop (Kick-off)	16
2.3.2 Zweiter Workshop	18
2.3.3 Dritter Workshop	19
<b>3 Öffentlichkeitsarbeit</b>	20
3.1 Informationsmaterial	20
3.1.1 Infoblatt	20
3.1.2 Displaywand	21
3.1.3 Flyer, Projektkarten und Infomappe	21
3.2 Internetauftritt	23
3.2.1 Externe Homepage	23
3.2.2 Interne Homepage	23
3.3 Veranstaltungen	24
3.3.1 Kongress für Energieeffizienz, Nürnberg	24
3.3.2 Hannover Messe 2010	25
3.3.3 VGB-Konferenz „Kraftwerke im Wettbewerb 2011“ mit Fachausstellung, Karlsruhe	27
3.3.4 Hannover Messe 2012	27
3.3.5 Abschluss Symposium, Stuttgart	27
3.3.6 Kongress „Gesellschaft im Wandel – Forschung im Wandel“, München	29
3.3.7 Abschlussbegutachtung Phase II	29
3.4 Pressespiegel	30
<b>4 Überblick der Ergebnisse aus den Arbeitskreisen und den Einzelprojekten</b>	32
4.1 E: Energiewirtschaft	32
4.2 DE: Kraftwerkssysteme und Dampferzeuger	35
4.3 DT: Fluidodynamik und Dampfturbine	39
4.4 GT: Turbokomponenten für Gasturbinen	43
4.5 GV: Brennkammern für Gasturbinen	46

<b>5 E: Energiewirtschaft</b>	<b>51</b>
5.1 BY 1E: Integration und Bewertung erzeuger- und verbraucherseitiger Energiespeicher	52
5.2 BY 2E: Einsatzmöglichkeiten von Elektrostraßenfahrzeugen zum Lastmanagement	72
5.3 BY 3E: Simulationsgestützte Prognose des elektrischen Lastverhaltens bis 2030	85
5.4 BW L 21E: Modell zur Portfolioauswahl in der Elektrizitätswirtschaft	99
5.5 BW W 21E: Investitionsentscheidungen zur optimalen Risikodiversifikation von Kraftwerksbetreibern	122
5.6 BW L 22E: Entwicklung eines Modellansatzes zur integrierten Analyse von Erdgasbereitstellung, Erdgastransport und Erdgasverbrauch in Europa	140
5.7 BW W 22E: Perspektiven der Stromerzeugung aus Erdgas im Rahmen der europäischen Erdgasversorgung	152
<b>6 DE: Kraftwerksysteme und Dampferzeuger</b>	<b>167</b>
6.1 BY 4DE: Reduktion von Verschlackungstendenzen	168
6.2 BY 5DE: Modellierung des dynamischen Verhaltens von 700°C-Kraftwerken	190
6.3 BY 6DE: Effiziente Energieerzeugung aus Abfall	211
6.4 BY 7DE: Nanokeramische Funktionsschichten auf Precursorbasis als Korrosionsschutz für Müll- und Biomasseverbrennungsanlagen	234
6.5 BW L 25DE: Untersuchung der flammlosen Oxidation für Kohlenstaubverbrennung	255
6.6 BW W 25DE: Erprobung Kohle-FLOX®-Brenner im halbtechnischen Maßstab	266
6.7 BW L 26DE: Untersuchung von Mineralumwandlungsvorgängen zur Verschlackungsreduktion	278
6.8 BW W 26DE: Reduktion von Verschlackungstendenzen an den Strahlungsheizflächen moderner Kraftwerke	295
6.9 BW L 27DE: Innovative Brennertechnologien und Feuerungskonzepte für Oxyfuel-Kraftwerke	315
6.10 BW W 27DE: Innovative Brennertechnologien und Feuerungskonzepte für Oxyfuel-Kraftwerke	332
6.11 BW L 29DE: Untersuchung von Schweißverbindungen an Nickellegierungen	349
6.12 BW W 29DE: Optimierung von Schweißverbindungen an Nickellegierungen	366
<b>7 DT: Fluidodynamik und Dampfturbine</b>	<b>383</b>
7.1 BY 8DT: Einfluss von Druckschwankungen auf die Dauerfestigkeit von Francis Turbinen	384
7.2 BY 9DT: Rotordynamische Eigenschaften von Bürstendichtungen	400
7.3 BW L 31DT: Anisotherm beanspruchte Mischverbindungen	421
7.4 BW W 31DT: Anisotherm beanspruchte Schweißverbindungen für Turbomaschinen	439
7.5 BW L 32DT: Tropfengrößeneinfluss auf Erosionsvorgänge	456

## Inhaltsverzeichnis Band 2

7.6	BW W 32DT: Charakterisierung von Erosionsvorgängen	475
7.7	BW L 33DT: Innovatives Diffusordesign	492
7.8	BW W 33DT: Diffusoren für Retrofit-Einsatz	510
7.9	BW L 34DT: Tropfenpopulation in Niederdruck-Dampfturbinen	530
7.10	BW W 34DT: Nassdampfströmung in Niederdruck-Dampfturbinen	549
<b>8</b>	<b>GT: Turbokomponenten für Gasturbinen</b>	<b>567</b>
8.1	BY 10GT: Untersuchungen zum Einfluss der Dünnwandigkeit auf die mechanischen Hochtemperatureigenschaften verschiedener Nickelbasis-Superlegierungen	568
8.2	BY 11GT: Erhöhung von Effizienz und Sicherheit von Gasturbinen durch besser gießbare Werkstoffe	584
8.3	BY 12GT: Bauweisenoptimierung moderner Turbokomponenten	603
8.4	BW L 36GT: Optimierung von Axialdiffusoren in Gasturbinen für GuD-Anlagen	624
8.5	BW W 36GT: Experimentelle Untersuchung von Gasturbinen-Axialdiffusoren	640
8.6	BW L 37GT: Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen auf Basis einer selbstadaptierenden Alterungsmodellierung	655
8.7	BW W 37GT: Verifizierung eines selbst adaptierenden Verfahrens zur Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen	668
8.8	BW L 39GT: Inverse Mess- und Analysemethoden	680
8.9	BW W 39GT: Transiente Wärmeübergangsmessungen bei Gasturbinenschaufeln	698
8.10	BW L 41GT: Formoptimierung neuartiger, kompakter Labyrinthdichtungen zur Leckagereduktion in Turbomaschinen	715
8.11	BW W 41GT: Experimentelle Untersuchung neuartiger, kompakter Labyrinthdichtungen zur Leckagereduktion in Turbomaschinen	735
<b>9</b>	<b>GV: Brennkammern für Gasturbinen</b>	<b>749</b>
9.1	BY 13GV: Hochfrequente Instabilitäten der Verbrennung mit Selbstzündung	750
9.2	BY 14GV: Flammdynamik bei der Verbrennung von Flüssigbrennstoffen	770
9.3	BY 15GV: Einfluss neuer, brennstoffflexibler Vormischbrenner auf die thermoakustischen Eigenschaften von Ringbrennkammern	792
9.4	BY 16GV: Transversalmoden und hochfrequente Instabilitäten in Gasturbinen-Brennkammern	811
9.5	BY 17GV: Emissionsverminderung bei der Effizienz- und Leistungserhöhung von Gasturbinen	826
9.6	BY 18GV: Brennstoffflexibles Gasanalysekonzept	846
9.7	BW L 43GV: Hybrid LES/RANS-Simulation von Gasturbinen-Brennkammer-systemen	860
9.8	BW W 43GV: Instationäre numerische Simulation von Industriegasturbinen-Brennkammern	874

## Inhaltsverzeichnis

---

9.9	BW L 44GV: Theoretische Erfassung der Abhebehöhe von Strahlflammen bei Druckverbrennung	886
9.10	BW W 44GV: Experimentelle Untersuchung eines „High Strain Brenners“ unter Hochdruckbedingungen	907
<b>A</b>	<b>Anhang mit Adressen der beteiligten Projektpartner</b>	<b>925</b>

## Arbeitskreis Fluidodynamik und Dampfturbine

### Projekt: BW W 32DT

### Charakterisierung von Erosionsvorgängen

Projektleiter: Prof. Michael Casey, D.Phil.  
 Institut für Thermische Strömungsmaschinen  
 und Maschinenlaboratorium  
 Universität Stuttgart

Mitarbeiter: Dr.-Ing. Mansoor Ahmad  
 Dipl.-Ing. Udo Seybold

Finanzierung: Siemens AG, Energy Sector

## 1 Ausgangssituation

### 1.1 Stand der Wissenschaft und Technik

In den letzten Stufen von Kondensationsdampfturbinen wird das Fluid über die Satttdampf-  
 linie hinaus entspannt, so dass Kondensation auftritt. Hierbei entstehen sehr kleine Trop-  
 fen mit Durchmessern im Bereich von  $0,1 \mu\text{m}$ , die bis zum Turbinenausstritt weiter anwach-  
 sen. Ein Teil dieser Tropfen wird an den Leitschaufeln abgeschieden und durch die  
 Dampfreibung zur Schaufelhinterkante bewegt. Es bildet sich ein Wasserfilm auf der  
 Oberfläche der Schaufeln. An der Hinterkante sammelt sich das Wasser und wird wieder  
 in die Strömung eingetragen, wobei aufgrund der fluktuierenden aerodynamischen Kräfte  
 eine Zerstäubung stattfindet. Es bilden sich Tropfen mit Durchmessern von bis zu  $1500 \mu\text{m}$ .  
 Diese bewegen sich im Nachlauf der Schaufeln mit relativ niedrigen Geschwindig-  
 keiten, verglichen mit der Geschwindigkeit der Gasphase, und werden durch die dadurch  
 auftretenden Scherkräfte nochmals in kleinere Tropfen mit Durchmessern von etwa  $100 \mu\text{m}$   
 zerrissen. Modelle für den Sekundärtropfenzerfall sind bekannt aus [25], [30].

In der folgenden Laufschaufelreihe treffen die Tropfen dann mit hoher Relativgeschwindig-  
 keit auf die rotierenden Schaufeln auf. Durch die hierbei entstehende Erosion [36] kommt  
 es zu Schaufelschäden und Wirkungsgradverlusten [12], [16], [24], [29]. Dass die Tropfen-  
 gröÙe großen Einfluss auf die Erosion der Laufschaufeln in Niederdruck-Dampfturbinen  
 hat, ist seit langem bekannt. So wurde bereits in den 1960er-Jahren in verschiedenen  
 experimentellen Studien untersucht, welche Rolle der Tropfenschlag bei thermohydrauli-  
 schen Strömungsmaschinen hinsichtlich Erosionsschädigung spielt [9], [20], [35].

Begleitend zu den experimentellen Arbeiten wurden kontinuumsmechanische Modelle zur  
 numerischen Untersuchung der Erosion eingesetzt [10], [13], [24], [39], [41]. Bisher konn-  
 te aber weder experimentell noch numerisch ein eindeutiger Zusammenhang zwischen

Werkstoffeigenschaft und Erosionsgrad abgeleitet werden. Schädigungssimulationen werden heutzutage auf makroskopischer Ebene [32] sowie auf mikroskopischer Ebene [14] durchgeführt. Sie erlauben es, sowohl spröden als auch duktilen Rissfortschritt mit lokalen und nichtlokalen Schädigungsmodellen oder mit Kohäsivzonenmodellen zu berechnen [33]. Auf atomarer Ebene kann die Erosion mit Hilfe der Monte-Carlo(MC)-Methode simuliert werden [37]. Es liegen auch Modelle zur Simulation der Rissbildung bei wiederholter Impakt-Belastung vor [40]. Die Modellierung der Tropfenschlagerosion an Turbinenschaufeln ist skalenübergreifend bisher nicht simuliert worden.

Über die Vorgänge innerhalb eines Tropfens beim Auftreffen auf eine feste Oberfläche – und damit auch über die Vorgänge auf dieser Oberfläche selbst – war zu Beginn des Projektes relativ wenig bekannt. So haben Haller et al. [18] den Aufprall eines Wassertropfens von 100  $\mu\text{m}$  Durchmesser mit einer Geschwindigkeit von 500 m/s mit einem an der New York University und der University of Stony Brook entwickelten Strömungslöser simuliert. Sie konnten zeigen, dass beim Aufschlag Schockwellen innerhalb des Tropfens entstehen, die seitliche Jettingeruptionen mit Geschwindigkeiten von über 1000 m/s hervorrufen. Auf der Kontaktfläche ergeben sich kurz nach dem Aufprall Drücke über  $10^9$  Pa. Die Autoren betonen, dass die Kompressibilität des Fluids bei der Modellierung des Tropfenaufpralls nicht vernachlässigt werden darf.

Dagegen haben Fujimoto et al. [15] ihren Berechnungen für einen Wassertropfen mit 560  $\mu\text{m}$  Durchmesser ein inkompressibles Fluid zugrunde gelegt, was bei der Aufprallgeschwindigkeit von lediglich 2–4 m/s vermutlich eine gute Näherung darstellt. Die Validierung der Ergebnisse erfolgt durch den Vergleich der berechneten Tropfen deformation mit Bildsequenzen des Tropfenaufpralls aus Experimenten.

Gunjal et al. [17] führen ihre Simulationsrechnungen mit dem kommerziellen Strömungslöser ANSYS FLUENT durch. Sie verwenden dabei Gitter mit einer Gitterweite von 50  $\mu\text{m}$  und ein Zeitschritte von 4  $\mu\text{s}$ . Zu beachten ist, dass auch hier die maximalen Aufprallgeschwindigkeiten sehr niedrig sind (0,22–0,4 m/s) und der Fokus der Arbeit auf der Tropfen ausbreitung liegt. Die Autoren modellieren dementsprechend das Wasser und die Umgebungsluft vereinfachend als inkompressibel.

## 1.2 Eigene Vorarbeiten

In [34] werden Partikelpfade von Wassertropfen in Niederdruck-Dampfturbinen untersucht. Dabei wird die Verteilung der Tropfenablagerung von kleinen Nebeltropfen auf Leit-schaufeln betrachtet. Damit ist die Quelle des Flüssigfilms beschrieben. Des Weiteren wird auf Sekundärtropfen der Größe  $\sim 150$   $\mu\text{m}$  eingegangen. Diese wurden an der Leitradhinterkante der Endstufe in das Strömungsfeld injiziert und die Flugbahnen mit Hilfe von Lagrange-Partikelpfadberechnungen simuliert. Die Orte des Auftreffens auf der Lauf-schaufel wurden mittels numerischer Simulation ermittelt. Daraus gingen jeweils ebenfalls die Aufprallgeschwindigkeiten hervor. Die sich ergebenden Aufschlagwinkel können abgeschätzt werden.

Um die Tropfenschlagerosion und deren Abhängigkeit von verschiedenen Parametern besser zu verstehen und um die Erosionsbeständigkeit von unterschiedlichen Werkstoffen zu untersuchen, wurde im Jahr 2002 ein bis dahin bei C.A. Parsons in Newcastle upon Tyne genutzter Erosionsversuchsstand an das Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium (ITSM) der Universität Stuttgart gebracht und dort auf-

## Charakterisierung von Erosionsvorgängen

gebaut. Der Versuchsstand verfügt über zwei gegenläufige Rotoren, deren Drehzahl unabhängig voneinander eingestellt werden kann. Am ersten Rotor ist eine Scheibe angebracht, an deren äußerem Durchmesser sich vier neigbare Aufnahmen für Werkstoffproben befinden. Der zweite Rotor ist hohl gebohrt und an einen Wassertank angeschlossen. Das Wasser, das sich im Rotor befindet, wird aufgrund der Fliehkraft nach außen gedrückt und dabei durch zwei einander gegenüberliegende Düsen zerstäubt. Dabei wird die Tropfengröße durch den an den Düsen anliegenden Druck bestimmt. Dieser wiederum ist eine Funktion der Drehzahl. Durch den Aufbau mit gegenläufigen Rotoren lassen sich Auftreffgeschwindigkeiten von bis zu 660 m/s erreichen. Die Testvorrichtung befindet sich in einer Vakuumkammer, in der Absolutdrücke bis 100 mbar eingestellt werden können.

Die Charakteristik der eingesetzten Düsen wurde bei Stillstand und Umgebungsdruck mittels optischer Messverfahren ermittelt. Hierbei wurden Tropfengrößen mit einem Sauter-Durchmesser von 120  $\mu\text{m}$  gemessen. Diese Tropfengröße entspricht den großen Tropfen, die durch oben beschriebenen Mechanismus in den letzten Stufen von Dampfturbinen auftreten.

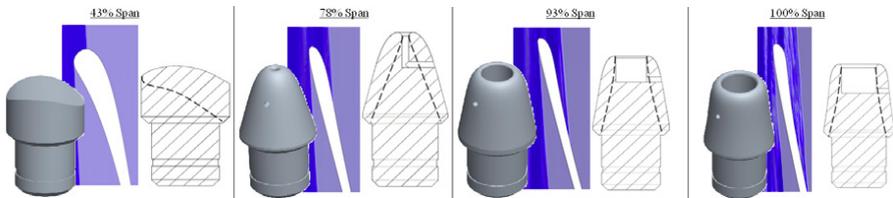
Standardmäßig wird die Erosionsbeständigkeit einzelner Werkstoffe über einen Zeitraum von 50 Stunden untersucht, indem die Werkstoffproben in fünfständigen Zeitintervallen aus dem Versuchsstand entnommen, gereinigt und gewogen werden. Der Gewichtsverlust bezogen auf die Zeit wird als Erosionsrate  $R_e$  bezeichnet.

Im Zuge der bisher durchgeführten Messungen am Versuchsstand wurde die Erosionsbeständigkeit von verschiedenen Stahl- und Titanlegierungen bei mehreren Tropfenaufschlaggeschwindigkeiten untersucht, wobei die Erosionsbeständigkeit von Titanlegierungen bei allen Versuchen besser war als die von Stahlwerkstoffen der gleichen Härte [1], [2], [3]. Im Rahmen einer Parameterstudie wurde gezeigt, dass die Erosionsrate  $R_e$  von der Aufschlaggeschwindigkeit der Tropfen abhängt. Diese Abhängigkeit kann durch das einfache Potenzgesetz  $R_e \sim V^n$  näherungsweise beschrieben werden. Der Exponent  $n$  liegt für duktile Werkstoffe im Bereich von 4–6, während für spröde Werkstoffe Werte von 7–8 ermittelt wurden.

Zur Abschätzung des Erosionsverhaltens von Werkstoffen wurden weitere dimensionslose Parameter formuliert. Es zeigte sich jedoch, dass sich das Erosionsverhalten von verschiedenen Werkstoffgruppen, die sich durch ihren metallurgischen Aufbau unterscheiden, nicht aufgrund eines einzelnen Parameters einschätzen lässt. Vielmehr muss der Einfluss vieler Werkstoffeigenschaften wie beispielsweise Härte, Elastizität und Zähigkeit auf die Erosionseigenschaften eines Materials betrachtet werden. Aus diesem Grund ist eine genaue Vorhersage der Erosionsbeständigkeit von verschiedenen Werkstoffen derzeit nicht möglich.

Neben den Standard-Prüfkörpern mit ebener Oberfläche wurden im Rahmen der ersten Projektphase von KW21 Prüfkörper entwickelt, deren Geometrien die Profile einer Niederdruck-Dampfturbinenschaufel bei unterschiedlichen Kanalhöhen wiedergeben (Abbildung 1). Hierdurch wird eine sehr gute Übertragbarkeit der Versuchsergebnisse auf die in Niederdruck-Dampfturbinen herrschenden Verhältnisse erreicht. Insbesondere ist trotz des Materialabtrags stets eine Vergleichbarkeit der Aufprallwinkel gegeben.

## Charakterisierung von Erosionsvorgängen



**Abbildung 1: Prüfkörper, die Schaufelprofile bei unterschiedlichen Kanalhöhen modellieren**

## 2 Projektziele

Ziel des Forschungsprojekts war die Charakterisierung von Erosionsvorgängen in Niederdruck-Dampfturbinen. Hierfür sollten zum einen experimentelle Untersuchungen an schaufelähnlichen aus diversen Stahl- und Titanwerkstoffen gefertigten Prüfkörpern bei verschiedenen Tropfengrößen durchgeführt und der Erosionsfortschritt in regelmäßigen Abständen dargestellt werden. Zum anderen sollte der Tropfenaufprall auf eine feste Wand mit einem kommerziellen Strömungslöser simuliert werden, um das Verständnis der auftretenden strömungsmechanischen Phänomene zu vertiefen und die Druck- und Schubbelastungen auf der Wand zu quantifizieren. Diese Größen können als Randbedingungen für strukturdynamische Berechnungen der Tropfenschlagerosion dienen. Abbildung 2 zeigt den Arbeits- und Zeitplan.

### 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen

Das Projekt ist industriefinanziert und unterlag keiner Begutachtung.

Arbeitspakete	Jahr		2009				2010				2011				2012				Personalaufwand in PM		
	Quartal		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	Wissen- schaffler	studentische Hilfskräfte	Techniker
AP I: Erosionsversuche											X	X	X	X	X	X	X	X	18,00	12,00	2,50
AP II: CFD-Simulation			X	X	X	X	X	X	X	X									18,00	15,00	
Dokumentation, Berichterstattung			X	X			X	X			X	X			X	X					
<b>Jahrespersonalaufwand</b>																			<b>Gesamtaufwand in PM</b>		
Wissenschaftler			12,00				6,00				6,00				12,00				36,00		
studentische Hilfskräfte			9,00				6,00				6,00				6,00				27,00		
Techniker											1,50				1,00				2,50		

**Abbildung 2: Arbeits- und Zeitplan**

## 3 Vernetzung

### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Neben der obligatorischen Zusammenarbeit mit dem Projektpartner Siemens AG erfolgte im Rahmen des vorliegenden Projekts ein Austausch mit dem ebenfalls am ITSM durchgeführten Projekt BWW 34 DT „Nassdampfströmung in Niederdruck-Dampfturbinen“.

### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

keine

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Im experimentellen Teil des Projektes wurden diverse Schaufelwerkstoffe auf ihre Erosionsbeständigkeit untersucht. Hierfür wurden schaufelähnlich geformte Prüfkörper verwendet und über einen Zeitraum von 48 Stunden getestet. In vierstündigen Intervallen wurde der Gewichtsverlust der Proben mit einer Präzisionswaage bestimmt. Zudem wurden der Erosionsfortschritt und die damit verbundene Änderung des schaufelartigen Probenprofils mittels schattographischer Aufnahmen festgehalten. Die Tropfengröße und die Aufprallgeschwindigkeit wurden entsprechend der für Niederdruck-Dampfturbinen typischen Werte variiert. Hierfür kamen unterschiedliche Düsen zum Einsatz.

Die im Rahmen der numerischen Untersuchungen durchgeführten Arbeiten lassen sich in die folgenden vier Arbeitspakete einteilen: (1) Erarbeitung der theoretischen Grundlagen und Auswahl geeigneter Modelle, (2) Simulationsrechnungen für einfache Testfälle zur Validierung der Auswahl und Anwendung der Simulationsmodelle, (3) Simulation eines Tropfenaufschlages auf eine feste Wand, (4) Erarbeitung vereinfachter Modelle zur Abschätzung der zeitlichen und räumlichen Verteilung des statischen Druckes auf der Aufprallfläche. Die Berechnungen wurden mit den kommerziellen Strömungslösern ANSYS CFX und ANSYS FLUENT durchgeführt.

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

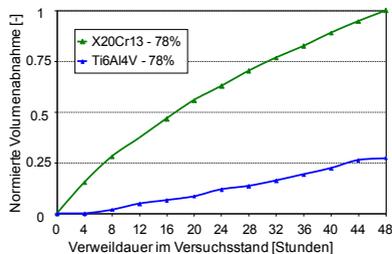
### 5.1 Experimentelle Untersuchungen

Unter Verwendung schaufelähnlicher Proben entsprechend Abbildung 1 wurde das Erosionsverhalten des nichtrostenden Chromstahls X20Cr13 und der häufig verwendeten Titanlegierung Ti6Al4V überprüft. Im Folgenden werden beispielhaft Ergebnisse vorgestellt, die an Proben ermittelt wurden, die zu Schaufelschnitten auf 78 % relative Kanalhöhe gehören.

### 5.1.2 Ausgewählte Versuchsergebnisse

Für die beiden betrachteten Werkstoffe ist in Abbildung 3 die normierte Volumenabnahme in Abhängigkeit von der Verweildauer im Versuchsstand dargestellt. Im Versuch kamen Tropfen mit einem Sauter-Durchmesser von  $\approx 250 \mu\text{m}$  und einer Aufprallgeschwindigkeit von  $\approx 366 \text{ m/s}$  zum Einsatz. Die Volumenabnahme wurde bestimmt, indem die Proben in vierstündigen Abständen aus dem Versuchsstand entnommen, gereinigt und gewogen wurden.

Die schaufelähnlichen Proben wurden nicht primär für den Vergleich verschiedener Werkstoffe konzipiert; gemäß Abbildung 3 lässt sich jedoch erwarten, dass eine aus Ti6Al4V gefertigte Niederdruck-Dampfturbinschaufel bei 78 % relative Kanalhöhe eine geringere Volumenabnahme aufweist als eine X20Cr13-Schaufel bei ansonsten gleichen Bedingungen.



**Abbildung 3: Normierte Volumenabnahme zweier in Abhängigkeit von der Verweildauer im Versuchsstand,  $D = 250 \mu\text{m}$ ,  $V_0 = 366 \text{ m/s}$**

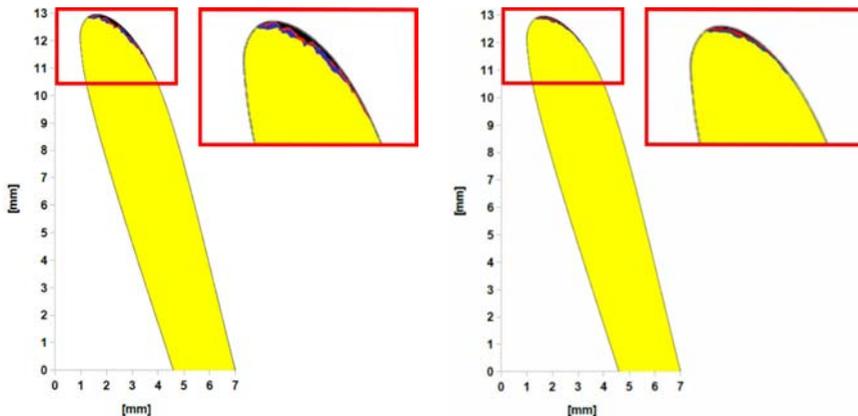
In Abbildung 4 sind zugehörige schattographische Profilaufnahmen gezeigt, die den Erosionsfortschritt an den Materialproben und somit auch den in Niederdruck-Dampfturbinen ablaufenden Erosionsprozess veranschaulichen. Hierbei ist die ursprüngliche Probenform in schwarz dargestellt. In rot, blau und gelb sind die Profile nach einer Verweildauer von 16, 32 und 48 Stunden gezeigt. Die Tropfentrajektorien verlaufen von oben nach unten.

Abbildung 4 veranschaulicht, wie bei der Titanlegierung während der ersten 16 Stunden nur ein vergleichsweise geringer Materialabtrag stattfindet. Außerdem lässt sich anschaulich nachvollziehen, dass der größte Materialabtrag in Bereichen auftritt, in denen die Tropfen senkrecht auf die Metalloberfläche treffen (insbesondere Schaufelvorderkante). Bei sehr geringen Auftreffwinkeln ist hingegen nur ein kleiner Materialabtrag zu beobachten. Diese Abhängigkeit der Tropfenschlagerosion vom Auftreffwinkel lässt sich auch an flachen Prüfkörpern aufzeigen und analytisch erklären. Die hier verwendeten schaufelähnlich geformten Proben erlauben zudem direkte Rückschlüsse auf den Erosionsverlauf in einer Niederdruck-Dampfturbine.

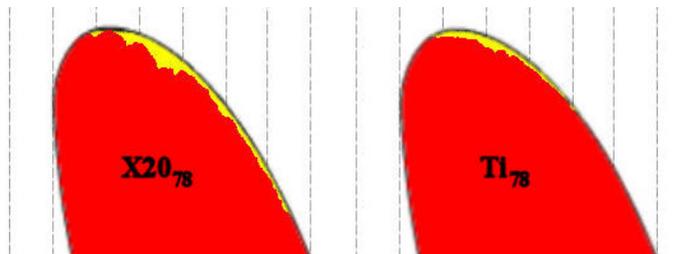
Um den Einfluss der Tropfengröße auf die Erosion zu veranschaulichen, sind in Abbildung 5 schattographische Profilaufnahmen für Tropfen mit Durchmessern von  $100 \mu\text{m}$  und  $250 \mu\text{m}$  zusammengestellt. Die Aufprallgeschwindigkeit beträgt einheitlich  $366 \text{ m/s}$ . Alle Aufnahmen entstanden nach der gleichen Anzahl von Tropfenaufschlägen. Die gestrichelten Linien veranschaulichen die Tropfenbahnen. Der Vergleich zeigt deutlich, dass (a) die großen Tropfen zu einer erheblich größeren Schädigung an der Schaufelvorderkante führen

## Charakterisierung von Erosionsvorgängen

als die kleinen Tropfen und (b) die Titanlegierung über eine bessere Erosionsbeständigkeit verfügt als der nichtrostende Chromstahl.



**Abbildung 4:** Schattographische Profilaufnahmen zweier Werkstoffproben aus X20Cr13 (links) und Ti6Al4V (rechts),  $D = 250 \mu\text{m}$ ,  $V_0 = 366 \text{ m/s}$ . Das Probenprofil ist in unbeschädigtem Zustand schwarz, nach 16 h rot, nach 32 h blau und nach 48 h gelb dargestellt.



**Abbildung 5:** Schattographische Profilaufnahmen zur Veranschaulichung des Einflusses von Tropfengröße und Werkstoff auf den Erosionsfortschritt im Versuchsstand, rot:  $D = 250 \mu\text{m}$ , gelb:  $D = 100 \mu\text{m}$  (jeweils gleicher Werkstoff, gleiche Probengeometrie, gleiche Anzahl aufgetroffener Tropfen)

### 5.1.2 Fazit der experimentellen Untersuchungen

Die Versuche mit den schaufelähnlichen Prüfkörpern bestätigen, dass Tropfenschlag in großem Maße vom Auftreffwinkel abhängt. So kommt es infolge der etwa senkrechten Auftreffwinkel an der Schaufelvorderkante zu den größten Schädigungen, auch wenn an anderen Stellen die gleiche Anzahl von Tropfen mit derselben Aufprallgeschwindigkeit einschlägt. Abseits der Vorderkante treffen die Tropfen in einem flacheren Winkel auf, so dass dort nur geringere Erosionsschäden zu verzeichnen sind. Außerdem konnte gezeigt werden, dass – gleiche Anzahl von Einschlägen vorausgesetzt – größere Partikel einen größeren Materialabtrag verursachen. Aufgrund der schaufelähnlichen Form der Prüfkörper

per und der gezielt vorgegebenen Aufschlagparameter (Tropfengröße, -geschwindigkeit, Auftreffwinkel), können direkt Rückschlüsse auf die Erosionsabläufe in Niederdruck-Dampfturbinen gezogen werden.

## 5.2 Numerische Untersuchungen

Vorbereitend für die numerische Simulation eines Tropfenaufpralls wurden die relevanten theoretischen Grundlagen erarbeitet und vereinfachte Fragestellungen numerisch untersucht. Auf die wesentlichen Ergebnisse dieser Studien wird im Folgenden eingegangen. Ausführlichere Darstellungen finden sich in den für den Projektpartner angefertigten Berichten [5], [6], [8] sowie in der Studienarbeit von Hartmann [4].

### 5.2.1 Ausgewählte theoretische Grundlagen

#### 5.2.1.1 Im Raum schwebender Tropfen

Aufgrund der Oberflächenspannung  $\sigma$  nimmt ein Tropfen, der frei von äußeren Kräften ist, eine Kugelform an (minimale Oberfläche). Der Druck im Innern eines Tropfens mit Radius  $R$  ist dabei um den sog. kapillaren Krümmungsdruck

$$\Delta p_{\sigma} = \frac{2 \cdot \sigma}{R} \quad (1)$$

größer als der Umgebungsdruck  $p_0$ .

#### 5.2.1.2 Tropfenflug

Bewegt sich ein Tropfen relativ zu seiner Umgebung (Dichte  $\rho_{amb}$ ) mit der Geschwindigkeit  $v$ , so wirken auf ihn hydrodynamische Kräfte, die zu seiner Verformung und zum Aufplatzen führen können. Dies wird von Pilch und Erdman [30] ausführlich erörtert. Die Autoren unterscheiden in Abhängigkeit von der Weber-Zahl

$$We_{amb} = \frac{2 \cdot \rho_{amb} \cdot v^2 \cdot R}{\sigma} \quad (2)$$

fünf Mechanismen des Tropfenaufplatzens. Ist die Weberzahl kleiner als 12, kommt es nur selten und nach einer vergleichsweise langen Zeit zum Aufplatzen.

#### 5.2.1.3 Grundlegendes zu Tropfenschlag und Tropfenausbreitung

Tropfenschlag und Tropfenausbreitung lassen sich nach Lesser [28] in mehrere zeitliche Phasen unterteilen. Dabei ist die sog. kompressible Phase für die Tropfenschlagerosion besonders relevant, da während dieser Phase die höchsten Drücke und Geschwindigkeiten auftreten.

Entsprechend der von Heymann [23] durchgeführten zweidimensionalen Analyse wirkt der maximale Druck an den Kontaktpunkten. Sein Verlauf hängt vom Kontaktwinkel  $\phi$  und der Aufprallmachzahl  $M_0$  ab. Der höchste Druck wird demnach zu dem Zeitpunkt, an dem der Tropfen aufplatzt, erreicht und beträgt ca.  $3 \cdot \rho_0 \cdot C_0 \cdot V_0$ , wobei  $\rho_0$  und  $C_0$  die Dichte und die Schallgeschwindigkeit in ruhendem Wasser und  $V_0$  die Aufprallgeschwindigkeit beschreiben. Bei Umgebungstemperatur und einer Aufprallgeschwindigkeit von 300 m/s erhält man damit einen maximalen Druck von 1,3 GPa.

Des Weiteren entspricht nach [22] der mittlere Druck auf der Kontaktfläche etwa dem Wasserhammerdruck  $\rho_0 \cdot C_0 \cdot V_p$ , solange die Stoßfront an die Kontaktpunkte gebunden ist.

### 5.2.1.4 Ansätze zur Beschreibung von $p(r,t)$

Für strukturdynamische Berechnungen ist die Druckverteilung  $p(r,t)$  auf der Aufprallobfläche von besonderem Interesse. Daher wurde ein einfacher Ansatz für  $p(r,t)$  auf Basis der oben beschriebenen Erkenntnisse von Heymann [22], [23] vorgeschlagen. Der Ansatz ist in [7] konkretisiert. Die wesentlichen Einschränkungen dieses Ansatzes bestehen darin, dass (a) eine zweidimensionale Analyse [22] zugrundegelegt wird, (b) für den Druckverlauf auf der Oberfläche Annahmen getroffen werden müssen (z. B. Parabelform) und (c) der Ansatz nur für die Zeit gilt, während deren die Stoßfront an die Kontaktpunkte gebunden ist.

Ein anscheinend sehr weit ausgereifter Ansatz für  $p(r,t)$  wurde von Rosenblatt et al. [31] und Ito et al. [26] erarbeitet. Als Grundlage dienen numerisch berechnete Verläufe des statischen Druckes. Diese werden durch eine aus mehreren Abschnitten bestehende analytische Funktion angenähert. Für weiterführende Arbeiten wird eine detaillierte Betrachtung dieses Ansatzes empfohlen.

### 5.2.1.5 Zustandsgleichung für Wasser

Die Modellierung der während der sog. kompressiblen Phase auftretenden Effekte und der damit verbundenen hohen Drücke erfordert, die Veränderlichkeit der Wasserdichte  $\rho$  zu berücksichtigen. Dabei stellt der lokale Druck  $p$  den wichtigsten Einflussfaktor dar. Eine ausführliche Recherche zeigte, dass die Dichteabhängigkeit des Wassers für sehr hohe Drücke ( $\rho = \rho(p)$ ) in der Literatur hauptsächlich mit der sog. steifen Gasgleichung oder mit der sog. (modifizierten) Tait-Gleichung beschrieben wird, wobei sich von beiden Gleichungen verschiedene Varianten und voneinander abweichende Werte für die verwendeten Parameter finden. Am besten geeignet scheint die von Kirkwood und Bethe [27] vorgeschlagene Variante der Tait-Gleichung

$$\left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^A = \frac{p + B}{B}, \quad (3)$$

worin  $\rho$  und  $p$  die lokale Dichte bzw. den lokalen Druck und  $\rho_0$  die Dichte im Wasser vor dem Aufprall beschreiben. Die Parameter  $A$  und  $B$  wurden von Cole [11] für 0,7-molare wässrige Lösung von Kochsalz zu  $A = 7,15$  und  $B = 304,7$  MPa bestimmt. Diese Werte werden von vielen anderen Autoren übernommen und wurden auch im Rahmen des vorliegenden Projekts verwendet.

Zu beachten ist, dass Gl. (3) nicht geeignet ist, um die Eigenschaften von Wasser bei sehr niedrigen Drücken zu beschreiben. Daher müsste beispielsweise bei Auftreten von Kavitation auf eine andere Zustandsgleichung zurückgegriffen werden, z. B. [38].

## 5.2.2 Simulationsrechnungen

Die Simulation eines Tropfenschlages sollte mit dem kommerziellen Strömungslöser ANSYS CFX erfolgen. Da aber bereits erste Testrechnungen Schwierigkeiten offenbarten, die trotz Unterstützung durch den Software-Support nicht zufriedenstellend zu lösen waren, wurde entschieden, die Arbeit mit ANSYS FLUENT 12.1 fortzusetzen. Auch mit diesem Strömungslöser traten verschiedene Probleme auf, von denen viele durch teilweise

aufwändige „Work-arounds“ und mit Unterstützung des Supports gelöst werden konnten. Letztlich war es jedoch nicht möglich, innerhalb des Bearbeitungszeitraumes für den Aufschlag eines Tropfens physikalisch sinnvolle Ergebnisse zu erreichen. Die Problematik soll im Folgenden beispielhaft veranschaulicht werden.

### 5.2.2.1 Lösungsmethode

Die beiden betrachteten Strömungslöser basieren auf dem Finite-Volumen-Ansatz. Für die Beschreibung der Zwei-Phasen-Strömung (Wassertropfen umgeben von Luft) steht die Volume-of-Fluid-Methode zur Verfügung. Die Berechnung erfolgt somit auf einem im Grundsatz festen Gitter (Euler'sche Methode). Jedem Kontrollvolumen ist dabei ein gewisser Volumenanteil an Wasser zugeordnet. Aus dieser Information muss die Phasengrenzfläche rekonstruiert werden (Surface Capturing).

Während das Gitter bei transienten Berechnungen mit ANSYS CFX nicht verändert werden kann, bietet ANSYS FLUENT die Möglichkeit, das Ausgangsgitter während der Berechnung in Abhängigkeit von ausgewählten Strömungsgrößen gezielt zu verfeinern und verfeinerte Bereiche auch wieder zu vergrößern. Mit Hilfe dieser sog. automatischen Gitteradaptation ist es prinzipiell möglich, die Grenzfläche fein aufzulösen und im übrigen Gebiet eine relativ grobe räumliche Diskretisierung zu verwenden.

Wird der Flug bzw. der senkrechte Aufprall eines kugelförmigen Wassertropfens auf eine feste Wand betrachtet, so kann das Problem in guter Näherung als rotationssymmetrisch betrachtet werden. In ANSYS CFX genügt es dann, das dreidimensionale Rechengebiet aus nur einer Zellschicht in Umfangsrichtung aufzubauen. Die Umfangsränder werden dabei als periodisch modelliert. ANSYS FLUENT stellt explizit einen 2d-Löser für rotationssymmetrische Problemstellungen zur Verfügung.

### 5.2.2.2 Simulation eines Tropfenflugs mit ANSYS CFX

Als erster Testfall wurde der Flug eines kugelförmigen Tropfens mit niedriger Geschwindigkeit ( $v = 5 \text{ m/s}$ ,  $We_{amb} \approx 0,03 \ll 12$ ) betrachtet. Das Wasser wurde als inkompressibel, die Umgebungsluft als perfektes Gas modelliert.

In ersten Rechnungen schien der Tropfen an der Flugachse zu haften. Der hierfür verantwortliche Programmierfehler konnte jedoch dank der Hilfe des Supports umgangen werden, indem „False Timestep Linearisation“ deaktiviert wurde.

In weiteren Berechnungen kam es zu unphysikalischen Verformungen und zum plötzlichen Zerplatzen des Tropfens. Es zeigte sich, dass dieses Problem vornehmlich dann auftritt, wenn die Tropfenoberfläche bei Parallelrechnungen eine Partitions Grenze schneidet. Durch die Verringerung gewisser Relaxationsfaktoren ließ sich das Problem reduzieren, jedoch nicht vollständig beheben. Außerdem kam es auch in seriellen Berechnungen zu den genannten unphysikalischen Effekten.

Da keine zufriedenstellende Lösung für die Probleme gefunden werden konnte, wurde schließlich entschieden, die weiteren Untersuchungen mit ANSYS FLUENT durchzuführen. Diese Entscheidung wurde vom ANSYS-CFX-Support unterstützt.

### 5.2.2.3 Erste Simulationen mit ANSYS FLUENT

Erste Testrechnungen mit ANSYS FLUENT zeigten unphysikalische Verformungen des Tropfens. So blieb der Tropfen selbst dann nicht kugelförmig, wenn er zu Beginn der Berechnung ruhte. Abhilfe schuf die Verwendung der knotenbasierten Glättung für die Berechnung der Oberflächenspannung (Standard: zellbasierte Glättung).

### 5.2.2.4 Quasi-1d-Testfall „Wasserhammer in einem Rohr“

Ein quasi-1d-Testfall zur Nachbildung des Wasserhammers in einem Rohr wurde definiert, um (a) die Implementierung der Tait-Gleichung in ANSYS FLUENT vorzunehmen und zu überprüfen, (b) optimale Werte für die Gitter- und Zeitschrittweite zu ermitteln und (c) die Möglichkeiten der automatischen Gitteradaption zu testen.

Das Rechengebiet ist eben und rechteckig. Es erstreckt sich von  $x=-5\ \mu\text{m}$  (Eintritt) bis  $x=0\ \mu\text{m}$  (Wand) und ist mit quadratischen Zellen einheitlicher Größe vernetzt. In -Richtung ist das Gitter aus zwei Zellschichten aufgebaut und durch reibungsfreie Wände begrenzt. Zu Beginn der Berechnung wird das gesamte Rechengebiet mit Wasser belegt. Dabei werden eine konstante Geschwindigkeit  $V_0$  und der Druck  $p_0=101325\ \text{Pa}$  vorgegeben. An den drei Knoten des rechten Randes (Wand) wird die Geschwindigkeit automatisch auf 0 m/s gesetzt.

In einer Parameterstudie wurden verschiedene Seitenlängen der Gitterzellen (0,001  $\mu\text{m}$ , 0,01  $\mu\text{m}$ , 0,1  $\mu\text{m}$ ), Zeitschrittweiten ( $10^{-12}\ \text{s}$ ,  $10^{-14}\ \text{s}$ ,  $10^{-16}\ \text{s}$ ) und Aufprallgeschwindigkeiten (1 m/s, 10 m/s, 100 m/s, 300 m/s, 500 m/s) betrachtet. Die Berechnungen mit einer Zeitschrittweite von  $10^{-16}\ \text{s}$  mussten jedoch wegen des sehr großen Rechenaufwands frühzeitig abgebrochen werden.

Die Auswirkungen der Parametervariationen wurden anhand der zeitlichen Verläufe des maximalen Druckes und der Stoßausbreitungsgeschwindigkeit bewertet. Demnach konnten auf dem gröbsten Gitter keine sinnvollen Ergebnisse erzielt werden. Zwischen den Ergebnissen, die auf dem mittelfeinen und dem feinen Gitter ermittelt wurden, sind noch deutliche Unterschiede erkennbar. Die Verringerung der Zeitschrittweite von  $10^{-12}\ \text{s}$  auf  $10^{-14}\ \text{s}$  hat dagegen einen geringeren Effekt.

Der Vergleich mit den Ergebnissen einer analytischen Betrachtung [21] zeigt eine sehr gute Übereinstimmung der numerisch ermittelten Aufpralldrücke mit den Vergleichswerten von  $\rho_0 \cdot V_0 \cdot (c_0 + 2 \cdot V_0)$ . Die numerisch ermittelten Stoßausbreitungsgeschwindigkeiten betragen jedoch nicht  $c_0 + 2 \cdot V_0$  sondern ca.  $c_0 + V_0$ . Der Unterschied wird auf die mit dem Finite-Volumen-Verfahren verbundene Diskretisierung zurückgeführt. So weicht bereits die Anfangsbedingung der numerischen Simulation von der des analytischen Vergleichsfall ab (mittlere Geschwindigkeit in den wandnahen Zellen  $V_0/2$  statt  $V_0$ ).

Die Möglichkeiten der automatischen Gitteradaption konnten nicht wie geplant an diesem einfachen Beispiel getestet werden, da bei Parallelrechnungen manchen Partitionen keine Zellen zugewiesen wurden und es in der Folge zu Programmabstürzen kam. Als Ursache für diese Probleme werden Schwierigkeiten bei der Verteilung von Zellen mit hängenden Knoten vermutet. Derartige Zellen entstehen bei der Adaption.

### 5.2.2.5 Simulation von Tropfenflug und -schlag mit ANSYS FLUENT

Die Auswahl geeigneter Adaptionskriterien erfolgte anhand von Simulationsrechnungen für den Flug eines kugelförmigen Wassertropfens durch Luft. Dabei wurden beide Fluide der Einfachheit halber zunächst als inkompressibel, später testweise auch als kompressibel modelliert. Letztlich ergaben sich jedoch bei diesen Tests unphysikalisch hohe und niedrige Absolutdrücke vor allem an der Tropfenoberfläche, wenn die automatische Gitteradaptation verwendet wurde. Das Problem konnte trotz Unterstützung durch den Support nicht gelöst werden.

Dies bedeutet, dass nach aktuellem Kenntnisstand die automatische Gitteradaptation nicht verwendet werden kann und folglich bereits von Beginn der Berechnung an ein sehr feines Rechengitter für die Simulation eines Tropfenaufschlages unter Berücksichtigung der Kompressibilität des Wassers verwendet werden müsste (vgl. Abschnitt 5.2.2.4). Der damit verbundene, enorme Aufwand für die Berechnung und ihre Auswertung konnte im Rahmen des KW21-Projektes nicht mehr erbracht werden.

### 5.2.3 Fazit und Ausblick

Im Rahmen des Projektes wurden die theoretischen Grundlagen des Tropfenschlags erarbeitet und Möglichkeiten für seine numerische Simulation mit zwei kommerziellen Strömungslösern untersucht. Darauf aufbauend konnten einfache Ansätze zur Beschreibung des Druckverlaufes  $p(r,t)$  auf der Aufprallfläche vorgeschlagen werden. Diese können für die Vorgabe von Randbedingungen in FEM-Berechnungen verwendet werden. Außerdem wurde auf Basis einer ausführlichen Literaturrecherche eine Zustandsgleichung für die Beschreibung der Wasserdichte bei hohen Drücken (modifizierte Tait-Gleichung) ausgewählt.

Der Strömungslöser ANSYS CFX erwies sich als nicht geeignet für die beabsichtigten numerischen Simulationen. Nach den mit ANSYS FLUENT durchgeführten Vorstudien und der Behebung diverser Softwareprobleme kann die Eignung dieses Strömungslösers noch nicht abschließend bewertet werden. Eine gravierende Einschränkung besteht jedenfalls darin, dass nach aktuellem Kenntnisstand die automatische Gitteradaptation nicht verwendet werden kann. Die Simulation eines Tropfenschlages war daher im Rahmen des vorliegenden Projektes nicht möglich.

In weiteren Arbeiten wäre zunächst zu untersuchen, ob sich durch eine geeignete Wahl der Modellparameter oder unter Verwendung sehr feiner Rechengitter mit ANSYS FLUENT physikalisch sinnvolle Ergebnisse für den Tropfenaufprall erzielen lassen. Als Alternativen zu ANSYS FLUENT könnten aus aktueller Sicht weitere Produkte der Firma ANSYS (Explicit STR, AUTODYN oder LS-DYNA) oder der von Haller Knežević in seinen Untersuchungen [18], [19] eingesetzte, an der New York University und der University of Stony Brook entwickelte Strömungslöser FrontTier infrage kommen. Außerdem wären die Einsatzmöglichkeiten des Open-Source-Codes OpenFOAM zu prüfen.

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Sowohl die experimentellen als auch die numerischen Untersuchungen sind abgeschlossen. Dabei konnten die experimentellen Untersuchungen ohne wesentliche terminliche oder inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag durchgeführt werden.

Für die numerischen Untersuchungen war der Strömungslöser ANSYS CFX vorgesehen. Erste Berechnungen, in denen der Flug eines kugelförmigen Wassertropfens durch Luft untersucht wurde, zeigten jedoch, dass ANSYS CFX nicht für die beabsichtigte Simulation eines Tropfenaufschlages geeignet ist. Daher war der Wechsel zu einem anderen Strömungslöser erforderlich.

Die weiteren Untersuchungen wurden mit dem Strömungslöser ANSYS FLUENT durchgeführt. Diverse Softwareprobleme führten zu weiteren erheblichen Verzögerungen, konnten aber weitgehend behoben bzw. umgangen werden. Zuletzt stellte sich jedoch heraus, dass die automatische Gitteradaption nicht verwendet werden kann, da diese zu unphysikalischen Ergebnisse und Programmabstürzen führt.

Berechnungen ohne Einsatz der automatischen Gitteradaption würden von Beginn an ein sehr feines Rechengitter und sehr kleine Zeitschritte erfordern. Der damit verbundene Rechenaufwand konnte innerhalb des vorgesehenen Bearbeitungszeitraumes nicht erbracht werden. Somit war es aufgrund von Problemen der kommerziellen Software nicht möglich, das eigentliche Ziel (die numerische Simulation eines Tropfenaufschlages auf eine feste Wand) zu erreichen. Aufbauend auf den Untersuchungen anderer Autoren konnten jedoch Vorschläge für die Beschreibung des Druckes auf der Aufprallfläche unterbreitet werden.

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

- [1] Ahmad, M.; Casey, M.; Sürken, N.: Experimental assessment of droplet impact erosion resistance of steam turbine blade materials, *Wear*, 267(9-10):1605-1618, 2009
- [2] Ahmad, M.: Experimental assessment of droplet impact erosion of low-pressure steam turbine blades, Shaker Verlag Aachen, ISBN 978-3-8322-8603-3, 2009
- [3] Ahmad, M.; Sigg, R.; Casey, M. V.; Sürken, N.: Steam turbine blade erosion assessment using specimens with a blade-like profile, in: Proc. 8th Europ. Conf. on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics, ed. Martelli, F.; Heitmeir, F.; Manna, M., Graz, 2009

#### 7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen

- [4] Hartmann, P.: Tropfeneinschläge in ND-Dampfturbinen: Grundlagen und Möglichkeiten zur Validierung von CFD-Berechnungen, Studienarbeit, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium, Universität Stuttgart, 2010

- [5] Seybold, U.: Teil C2: Erosion in Niederdruckdampfturbinen (CFD), in: Arbeitsbericht A-01-2010, 2. Halbjahr 2009, S. 57-107, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium, Universität Stuttgart, Jan. 2010
- [6] Seybold, U.: Teil C2: Erosion in Niederdruckdampfturbinen (CFD), in: Arbeitsbericht A-07-2010, 1. Halbjahr 2010, S. 99-137, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium, Universität Stuttgart, Juli 2010
- [7] Seybold, U.: Zur Bestimmung von beim Aufprall eines mit hoher Geschwindigkeit fliegenden Wassertropfens auf eine feste Oberfläche, Interner Bericht A-11-2010, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium, Universität Stuttgart, 04. Nov. 2010
- [8] Seybold, U.: Teil C2: Erosion in Niederdruckdampfturbinen (CFD), in: Arbeitsbericht A-01-2011, 2. Halbjahr 2010, S. 95-126, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium, Universität Stuttgart, 2011

## **7.2. Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte**

keine

## **7.3 Weitere Publikationen**

- [9] Bowden, F. P.; Brunton, J. H.: The Deformation of Solids by Liquid Impact at Supersonic Speeds, Proc. R. Soc. Lond. Series A, Math. Phys. Sci., 263(1315):433–450, 1961
- [10] Campos-Amezcuca, A.; Gallegos-Muñoz, A.; Romero, C. A.; Mazur-Czerwiec, Z.; Campos-Amezcuca, R.: Numerical investigation of the solid particle erosion rate in a steam turbine nozzle, Appl. Thermal Eng., 27:2394–2403, 2007
- [11] Cole, R. H.: Underwater Explosions, Dover Publ., 1965
- [12] Crane, R. I.: Droplet deposition in steam turbines, Proc. IMechE, Part C: J. Mech. Engrg. Science, 218(8):859–870, 2004
- [13] Di Vernieri Cuppari, M. G.; Souza, R. M.; Sinatora, A.: Effect of hard second phase on cavitation erosion of Fe–Cr–Ni–C alloys, Wear, 258:596–603, 2005
- [14] Drabek, T.; Böhm, H. J.: Micromechanical finite element analysis of metal matrix composites using nonlocal ductile failure models, Comp. Material Science, 37:29–36, 2005
- [15] Fujimoto, H.; Shiotani, Y.; Tong, A. Y.; Hama, T.; Takuda, H.: Three-dimensional numerical analysis of the deformation behavior of droplets impinging onto a solid substrate, Int. J. Multiphase Flow, 33:317–332, 2007
- [16] Gardner, G. C.: Events Leading to Erosion in the Steam Turbine, Proc. IMechE, 178(1/23):593–623, 1963–1964
- [17] Gunjal, P. R.; Ranade, V. V.; Chaudhari, R. V.: Dynamics of Drop Impact on Solid Surface: Experiments and VOF Simulations, AIChE Journal, 51(1):59–78, Jan. 2005

- [18] Haller, K. K.; Ventikos, Y.; Poulikakos, D.: Computational study of high-speed liquid droplet impact, *J. Appl. Phys.*, 92(5):2821–2828, Sept. 2002
- [19] Haller Knežević, K.: High-Velocity Impact of a Liquid Droplet on a Rigid Surface: The Effect of Liquid Compressibility, Dissertation, Swiss Federal Institute of Technology Zurich, 2002
- [20] Hancox, N. L.; Brunton, J. H.: The Erosion of Solids by the Repeated Impact of Liquid Drops, *Proc. R. Soc. Lond. Series A, Math. Phys. Sci.*, 260(1110):121–139, 1966
- [21] Heymann, F. J.: On the Shock Wave Velocity and Impact Pressure in High-Speed Liquid-Solid Impact, *Trans. ASME, J. Basic Engrg.*, pp. 400–402, Sept. 1968
- [22] Heymann, F. J.: Author's Closure: Discussion on "On the Shock Wave Velocity and Impact Pressure in High-Speed Liquid-Solid Impact", *Trans. ASME, J. Basic Engrg.*, pp. 134–135, 1969
- [23] Heymann, F. J.: High-Speed Impact between a Liquid Drop and a Solid Surface, *J. Appl. Phys.*, 40(13):5113–5122, Dec. 1969
- [24] Heymann, F. J.: Liquid Impingement Erosion, *ASM Handbook*, 18:221–231, 1992
- [25] Hsiang, L. P.; Faeth, G. M.: Near-Limit Drop Deformation and Secondary Breakup, *Int. J. Multiphase Flow*, 18(5):635–652, 1992
- [26] Ito, Y. M.; Rosenblatt, M.; Perry, F. W.; Eggum, G. E.: Analysis of water drop erosion mechanisms in infrared-transparent materials using microphysical fracture models, *Tech. Rep. AFML-TR-77-219*, Air Force Material Laboratory, 1977
- [27] Kirkwood, J. G.; Bethe, H. A.: The Pressure Wave Produced by an Underwater Explosion I, *OSRD Report 588*, 1942
- [28] Lesser, M.: The Impact of a Compressible Liquid, in: *Drop-Surface Interactions*, ed. Rein, M., *CISM Courses and Lectures No. 456*, pp. 39–102, Springer, 2002
- [29] Moore, M. J.; Langford, R. W.; Tipping, J. C.: Research at C.E.R.L. on turbine blade erosion, in: *Proc. IMechE Conf. on Wet Steam*, Bristol, 1968, vol. 182, pp. 61–68, 1967–1968
- [30] Pilch, M.; Erdman, C. A.: Use of Breakup Time Data and Velocity History Data to Predict the Maximum Size of Stable Fragments for Acceleration-Induced Breakup of a Liquid Drop, *Int. J. Multiphase Flow*, 13(6):741–757, 1987
- [31] Rosenblatt, M.; Eggum, G. E.; DeAngelo, L. A.; Kreyenhagen, K. N.: Numerical Investigation of Water Drop Erosion Mechanisms in Infrared-Transparent Materials, *Tech. Rep. AFML-TR-76-193*, Air Force Material Laboratory, 1976
- [32] Samal, M. K.; Seidenfuss, M.; Roos, E.; Dutta, B. K.; Kushwaha, H. S.: Finite element formulation of a new nonlocal damage model, *Finite Elements in Analysis and Design*, 44:358–371, 2008
- [33] Scheider, I.; Schödel, I. M.; Schönfeld, W.; Brocks, W.: Modelling Crack Extension in Biaxially Loaded Panels, in: *11th International Conference on Fracture*, ed. Carpinteri, A., 2005

- [34] Sigg, R.; Casey, M. V.: Teilprojekt DT 4: Strömungsmechanische Berechnung von Endstufe und nachfolgendem Diffusor in einer Dampfturbine, Zwischeninformation über die baden-württembergischen Projekte der Forschungsinitiative Kraftwerke des 21. Jahrhunderts, 2006
- [35] Smith, A.: The influence of moisture on the efficiency of a one-third scale model low pressure steam turbine, in: Symposium on wet steam, pp. 39–49, London, 1966
- [36] Springer, G. S.: Erosion by Liquid Impact, Scripta Publishing Co., 1976
- [37] Stephenson, D. J.; Nicholls, J. R.: Modelling erosive wear, Corrosion Science, 35(5–8):1015–1026, 1993
- [38] Wagner, W.; Pruß, A.: The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use, J. Phys. Chem. Ref. Data, 31(2):387–535, 2002
- [39] Wang, Y.-F.; Yang, Z.-G.: Finite element model of erosive wear on ductile and brittle materials, Wear, 265:871–878, 2008
- [40] Wawrzynek, P.; Ingraffea, A.: FRANC2D: A Two Dimensional Crack Propagation Simulator, User's Guide, Version 3.1, Cornell Fracture Group, 1993
- [41] Woytowitz, P. J.; Richman, R. H.: Modelling of damage from multiple impacts by spherical particles, Wear, 233–235:120–133, 1999

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

keine

# 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

## 8.1 Studentische Mitarbeiter

O. Todorovic                      Unterstützung bei der Literaturrecherche und der Erstellung von Abbildungen  
(Ausbildungsziel: Bachelor Wirtschaftswissenschaften)

## 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

P. Hartmann                      Tropfeneinschläge in ND-Dampfturbinen: Grundlagen und Möglichkeiten zur Validierung von CFD-Berechnungen, Studienarbeit, 2010  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)

D. Hermann                      Experimentelle Bestimmung des Einflusses der Tropfengröße auf Erosionsvorgänge in NiederdruckDampfturbinen, Bachelorarbeit, 2011  
(Ausbildungsziel: Bachelor Technologiemanagement)

### **8.3 Diplom- und Masterarbeiten**

keine

### **8.4 Promotionen**

keine

## **9. Forschungsprogramme des Bundes und der EU**

### **9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU**

keine

### **9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)**

Die Fortführung bzw. Ergänzung der experimentellen Untersuchungen ist beabsichtigt. Es ist geplant, in den nächsten Monaten einen Förderantrag bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) zu stellen. Im Zuge des geplanten Projektes sollen vertiefte Betrachtungen zum Einfluss der Gitterstruktur und spezifischer Materialeigenschaften auf das Erosionsverhalten durchgeführt werden.

## Arbeitskreis Fluidodynamik und Dampfturbine

### Projekt: BW L 33DT

## Innovatives Diffusordesign unter beengten geometrischen Bedingungen

Projektleiter:	Prof. Michael Casey, D.Phil. Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium Universität Stuttgart
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. Conrad Finzel
Finanzierung:	Ministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst Baden-Württemberg

## 1 Ausgangssituation

Dampfturbinen werden heutzutage mehrheitlich zur Gewinnung elektrischer Energie eingesetzt. Da diese Energiewandlung hauptsächlich auf der Verbrennung fossiler Energieträger beruht, führt eine Erhöhung des Dampfturbinenwirkungsgrades zu einer Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen und zu günstigeren Energiegestehungskosten.

Üblicherweise befindet sich stromab der letzten Dampfturbinenstufe ein Axial-Radial-Diffusor, der die Strömung von der Dampfturbine zum Kondensator umlenkt. Durch die im Diffusor stattfindende Strömungsverzögerung und den damit verbundenen Druckaufbau wird das Enthalpiegefälle und damit einhergehend die technische Arbeit über die Turbine vergrößert. Der Wirkungsgrad der gesamten Anlage erhöht sich dann ebenfalls.

### 1.1 Stand der Abdampfgehäuseforschung

Für Untersuchungen am gekoppelten System Diffusor und Abdampfgehäuse liegen relativ wenige Veröffentlichungen vor. Im Folgenden wird ein Überblick über die Forschung an Axial-Radial-Diffusoren und Abdampfgehäusen von Niederdruckdampfturbinen gegeben. Dabei werden die experimentellen und die numerischen Arbeiten gesondert betrachtet.

### 1.1.1 Experimentelle Arbeiten

Drokonov und Zaryankin [9] zeigen durch Messungen im Abdampfgehäuse einer Dampfturbine in Großausführung, dass durch Verbesserungen der Strömungsführung im Niederdruckbereich der Wirkungsgrad von Dampfturbinen deutlich erhöht werden kann. Jedoch weisen Sie darauf hin, dass das Abdampfgehäuse niemals isoliert, sondern immer in Verbindung mit der Turbinenabströmung untersucht werden muss. Auch Yudin [31] bestätigt, dass die Verluste des Abdampfsystems sehr stark durch die Beschaffenheit des Axial-Radial-Diffusors bestimmt werden, dessen Wirkungsgrad wiederum von der Verteilung der Strömungsgrößen hinter der letzten Stufe abhängt. Untersuchungen des Abdampfsystems ohne Berücksichtigung des Turbinenabströmfeldes werden als nicht sehr aussagekräftig bezeichnet. Lagun et al. [20] weisen nochmals auf die unbedingte Notwendigkeit hin, Untersuchungen nicht nur an Einzelkomponenten vorzunehmen. Die Zuströmbedingungen, die die **Strömungsstruktur und den Wirkungsgrad des Abdampfgehäuses** nachhaltig beeinflussen, müssen darum so real wie möglich nachgebildet werden. Insbesondere ist dies bei den heute üblichen hohen Austrittsgeschwindigkeiten erforderlich.

Štastný et al. [28] untersuchen anhand numerischer Berechnungen an einem Abdampfgehäuse-Diffusor insbesondere den Einfluss der Zuströmbedingungen und der Kompressibilität des Strömungsmediums auf die Entstehung der Wirbelzöpfe und auf die Strömungsablösung. Diese Rechnungen bestätigen die Ergebnisse der durchgeführten Messungen.

Hosenfeld und von Schwerdtner [14] zeigen mit Messungen an einer Niederdruckdampfturbine ebenfalls, dass die Auslegungsberechnungen für neue ND-Teile bis auf die Austrittsebene hinter der Endstufe gut mit den Messwerten übereinstimmen. Es wird betont, dass zur besseren Auslegung der letzten Stufe und des Abdampfsystems die Erfassung der lokalen Einflussgrößen, wie beispielsweise der Spaltströmung zwischen Laufrad und Gehäuse, unerlässlich ist.

Garkusha et al. [11] untersuchen den Einfluss der Spaltströmung auf den Wirkungsgrad der letzten Stufe und des nachfolgenden Diffusors.

Kombinierte analytische und experimentelle Untersuchungen an Originalanlagen sowie Modellen von Abdampfgehäusen führen Gray et al. [12] durch. Ihre Messungen zeigen den Einfluss der Totaldruckverteilung und des Dralls im Turbinenaustritt auf die Verlustentstehung im Abdampfgehäuse auf. Basierend auf den gewonnenen experimentellen Daten und auf Untersuchungen an einem luftdurchströmten Modell sowie ergänzt durch analytische Berechnungen und durch Visualisierungen an einem Flachwasserkanal wird eine verbesserte Gehäusegeometrie entworfen, die bei geringerem als Auslegungsvolumenstrom eine Verbesserung um 1 % erbringt.

Gudkov et al. [13] beschreiben Untersuchungen an Abdampfgehäusen mit geringerer axialer Erstreckung als normalerweise üblich. U.a. wird ausgeführt, dass auch in sehr kurzen Gehäusen eine diffusorlose Ausführung nicht ratsam ist. Des Weiteren soll, wenn aus Festigkeitsgründen möglich, auf Verstärkungen verzichtet werden, da ab Machzahlen von  $Ma > 0,5$  die Verlustkoeffizienten sehr stark zunehmen. Probleme, die sich durch die Steigerung der Turbinenaustrittsgeschwindigkeiten bis in den transsonischen Bereich ergeben, analysieren Kasilov et al. [15].

Zhang et al. [32] führen umfangreiche Messungen und Visualisierungen der Strömung in einem luftbetriebenen Abdampfgehäuseversuchsstand mit PIV durch. Ergebnis dieser Untersuchungen ist eine detaillierte Beschreibung des Wirbelsystems im Abdampfgehäuse. Kanalwirbel, Eckenwirbel und Ablösungen werden dabei als Hauptverlustquellen ausgemacht. Außerdem werden Abhängigkeiten einzelner Wirbel von der Gestaltung einzelner Leitbleche im Diffusor beschrieben.

Vorschläge zur Optimierung von Diffusoren veröffentlichen Kreitmeier et al. [18]. Dabei werden zur Berechnung der Diffusorströmung Quasi-3-D-Euler-Codes genutzt. Es wird gezeigt, dass sich mit durch Messungen angepassten Rechenverfahren Diffusoren erheblich verbessern lassen. Für Teillastzustände ist das Wirkungsgradsteigerungspotenzial am größten.

Zusammenfassend lässt sich aus den aufgeführten Arbeiten ableiten: Verbesserungen des Systems Endstufe-Diffusor-Abdampfgehäuse-Kondensator können zu bedeutenden Verlustreduzierungen und damit Leistungserhöhungen der Dampfturbine führen. Arbeiten an isolierten Einzelkomponenten ohne Berücksichtigung der Turbinenabströmung werden nachdrücklich als nicht aussagekräftig beurteilt. Bei Untersuchungen unter Einhaltung der Randbedingungen Machzahl und radiale Drallverteilung der Turbinenabströmung, wie dies am Versuchsstand der Universität Stuttgart geschieht, ist mit für die Auslegung von realen Turbinenanlagen verwertbaren Ergebnissen zu rechnen.

Insgesamt gibt es nahezu keine veröffentlichten Messdaten von Abdampfgehäuseversuchsständen, die eine Machzahlähnlichkeit zur realen Dampfturbine aufweisen, wie es im vorliegenden Forschungsprojekt möglich war. Genauso fehlen bis auf die Untersuchungen von Gudkov et al. [10] Messungen an Diffusoren räumlich stark begrenzter Abdampfgehäuse, die Gegenstand dieser Forschungsarbeit sein sollen.

### 1.1.2 CFD-Rechnungen

Tindell und Alston [29] zeige die Schwierigkeiten auf, die bei der numerischen Bestimmung der Abdampfgehäuseverluste auftreten können, wobei sie zwei unterschiedliche Vorgehensweisen vergleichen. Déjean et al. [7] führen Strömungsberechnungen für die letzte Stufe und das Abdampfgehäuse einer großen Kernkraftwerksturbine durch. Sie wenden einen 3-D-Navier-Stokes-Code an, wobei sie das Strömungsgebiet in mehrere Bereiche unterteilen und entsprechend miteinander koppeln.

Die von Xu und Kang [30] durchgeführten numerischen Untersuchungen an einem Dampfturbinenabdampfgehäuse führen zu einer qualitativ richtigen Berechnung der Diffusorströmung. Dabei wird ein 3-D-Navier-Stokes-Code verwendet. Die Ergebnisse werden mit Versuchsdaten verglichen, die an einem luftbetriebenen Versuchsstand bei Machzahlen von  $Ma < 0,2$  gewonnen werden. Zusätzlich wird die Ausbildung eines komplexen Wirbelsystems im Abdampfgehäuse sichtbar gemacht. Dieses verursacht den Großteil der Verluste.

Ähnliche Untersuchungen werden von Liu et al. [21] durchgeführt. Dabei werden Messdaten eines skalierten Abdampfgehäuses bei Machzahlen von  $Ma < 0,2$  mit einem 3-D-Navier-Stokes-Code mit algebraischem Turbulenzmodell nachgerechnet. Am Versuchsstand wird die Diffusoreintrittsrandbedingung durch eine Kombination von Lochsieben und Leitblechen eingestellt, wodurch eine gute Annäherung an Totaldruck- und Strömungswinkelverteilungen der Abströmung von Dampfturbinenendstufen erreicht wird. Für die

Vorhersage des Druckrückgewinns ergeben sich aber erhebliche Abweichungen. Dies ist sicher auf das verwendete einfache Turbulenzmodell zurückzuführen.

Kreitmeier und Greim [17] zeigen, dass sich mit einer an die Eintrittsrandbedingungen des Diffusors angepassten Diffusorauslegung eine spürbare Verbesserung des Diffusordruckrückgewinns und damit eine Wirkungsgradsteigerung der Dampfturbine erreichen lässt. Besonderes Augenmerk bei dieser Optimierung wurde auf die stark inhomogene Kopp-lungszone zwischen Endstufe und Diffusor gelegt.

Die Erkenntnis, dass die Turbinenstufe einen großen Einfluss auf den Druckrückgewinn in Diffusor und Abdampfgehäuse hat, versucht Polklas [26] in einem umfangreichen Modell für 3-D-CFD-Berechnungen mit CFX-5 zu berücksichtigen. Dabei wird das Rechengebiet – Endstufe und Abdampfgehäuse – in zwei Teilgebiete zerlegt, wobei der Axial-Radial-Diffusor Bestandteil beider Rechengebiete ist. Diese Vorgehensweise ermöglicht eine vollständige Modellierung des Abdampfgehäuses mit gleichzeitiger Berechnung eines Strömungskanals der letzten Turbinenstufe, bei einem im Vergleich zu einer kompletten Modellierung der Endstufe erheblich verringerten Rechenaufwand. Die Ergebnisse weichen im Überlastbereich jedoch recht stark von den Messungen von Zimmermann [33] ab. Im Auslegungspunkt und im Teillastbereich sind die Übereinstimmungen von Messungen und Numerik deutlich größer.

Zusammenfassend muss festgestellt werden, dass die heute zur Verfügung stehenden kommerziellen CFD-Codes, die für die Nutzung als Auslegungswerkzeug alle auf der Lösung der Reynoldsgemittelten-Navier-Stokes-Gleichungen (RANS) beruhen, bei exakter Modellierung der entsprechenden Randbedingungen aussagekräftige Ergebnisse zur Diffusorströmung liefern. Die Vorhersagen des Druckrückgewinnbeiwertes und des damit verbundenen Wirkungsgrades der Endstufe sind allerdings nicht exakt möglich.

CFD-Rechnungen mit anderen Rechenverfahren (Direkte Numerische Simulation, Large Eddy Simulation) sind aufgrund des sehr stark zunehmenden Ressourcenbedarfs für Auslegungsrechnungen momentan noch ungeeignet.

## 1.2 Eigene Vorarbeiten

Forschungsarbeiten am System Turbinenendstufe-Diffusor-Abdampfgehäuse werden an der Forschungsstelle seit Mitte der 80er Jahre durchgeführt. Maier [22] untersucht an verschiedenen einer Modelldampfturbine nachgeschalteten Axial-Radial-Diffusoren das durch die Jetströmung entstehende Überschallgebiet und die darin hervorgerufenen selbsterregten Stoßpulsationen.

Zimmermann [33] bestimmt am Modell einer modernen ND-Dampfturbine den Einfluss der wichtigsten Parameter Radialspiel und Betriebszustand der Turbine auf die Spalt- und die nachfolgende Diffusorströmung. Darüber hinaus werden konstruktive Möglichkeiten zur Beeinflussung der Wandgrenzschicht untersucht, um die Spaltverluste zu vermindern.

Der mit größerem Radialspiel ansteigende Spaltstrom energetisiert die Strömung entlang der Diffusorausenschale, so dass Ablöse-zonen unterbunden werden und ein höherer Druckrückgewinn erzielt wird. Der gleichzeitig stark angestiegene Leckagestrom überwiegt jedoch die Vorteile des besseren Diffusorverhaltens, so dass eine in etwa proportional verlaufende Wirkungsgradeinbuße bei zunehmendem Radialspiel angegeben werden kann. Beim Vergleich der Spaltverluste mit empirischen Korrelationen aus der Literatur

zeigt sich ein breites Streuband, wobei die meisten Korrelationen die Verluste gegenüber den Messergebnissen nur mit der halben Größe bewerten.

Zur Auslegung des Gesamtsystems Endstufe-Diffusor erfolgten Untersuchungen, in denen der Vergleich von Strömungsberechnungen mit kommerzieller Software einen bedeutenden Raum einnimmt. Hierzu wurden von Messner et al. [23] Messungen an einer Modellturbine und an einem Diffusorprüfstand durchgeführt und diese Daten anschließend mit den numerisch gewonnenen Ergebnissen von Becker [6] verglichen.

Numerische Berechnungen an Abdampfgehäusen mit einem institutseigenen CFD-Programm von Krückels [19] sorgten für erste Erfahrungen bei der Berechnung von Abdampfgehäusen. Die einfache Turbulenzmodellierung dieser Rechnungen führte zu einer schlechten Übereinstimmung der absoluten Druckrückgewinnbeiwerte zwischen Rechnung und Messung.

Erfahrungen bei der Berechnung von Axial-Radial-Diffusoren von Niederdruckdampfturbinen mit dem kommerziellen CFD-Programm CFX werden zudem von Sigg [27] kurz beschrieben.

Der gesammelte Erfahrungsschatz dieser Arbeiten stellte eine gute Grundlage für die Bearbeitung des beschriebenen Projektes dar.

## 2 Projektziele

Auch in den nächsten Jahrzehnten werden nach neuesten Studien der internationalen Energieagentur fossil befeuerte, hauptsächlich mit Gas und Kohle betriebene Kraftwerke die wesentlichen Stützen der weltweiten Energieversorgung sein [10]. Für die kommenden Jahre wird dabei weiterhin mit einem Übergewicht von Dampfkraftwerken am Gesamtmarkt gerechnet, wobei der weltweite Bedarf an Neuanlagen durch den Ersatz stillgelegter sowie die Ertüchtigung bestehender Anlagen ergänzt wird.

Durch die Ertüchtigung bestehender Kraftwerksanlagen mit neuesten Technologien können erhebliche Wirkungsgradsteigerungen erzielt werden, insbesondere durch Änderungen im Turbinenteil. Häufig werden Endstufen mit vergrößerter Abströmfläche und damit reduzierten Abströmverlusten sowie einer effizienteren Beschauelung in bestehende Abdampfgehäuse eingebaut.

Diese Erneuerung der Beschauelung führt aber zu einer beträchtlichen Änderung der Abströmverhältnisse hinter der Endstufe und hat damit auch erheblichen Einfluss auf die Arbeitsweise des Diffusors. Durch die vergrößerte Abströmfläche bauen diese erneuerten Turbinen in der Regel größer und reduzieren in Verbindung mit den gegebenen Abmaßen der Abdampfgehäuse den Raum der Abströmung. Dadurch steht für eine Erneuerung des Diffusors weniger Platz zur Verfügung als dies für nach herkömmlichen Gesichtspunkten ausgelegte optimale Diffusorgeometrien notwendig wäre. Falsch ausgelegte Diffusoren und Austrittsgehäuse können laut Owczarek et al. Verluste von mehreren Megawatt zur Folge haben [25], weshalb diese Bauteile unter aerodynamischen Gesichtspunkten sehr sorgfältig entworfen werden müssen. Der Druckrückgewinn des Diffusors sollte nach einer Erneuerung der Niederdruckturbine mindestens so groß sein wie der in der ursprünglichen Anlage, wenn möglich sollte er aber erhöht werden.

Ziel des Vorhabens ist daher das Studium der stark dreidimensionalen komplexen Strömungsverhältnisse im Diffusor und Abdampfgehäuse unter beengten Platzverhältnissen. Dafür sind innerhalb dieses Projektes die Parameter herauszuarbeiten, die den Diffusordruckrückgewinn und damit die Leistung der Turbine am stärksten beeinflussen. Besonderes Augenmerk wird dabei auf die Auswirkungen der Lage der Frischdampfstützen sowie der Stützkonstruktionen in Abdampfgehäusen auf die Diffusorströmung gelegt. Die gewonnenen Erkenntnisse werden für neue innovative Diffusor- und Gehäusedesigns genutzt. Die Messungen wurden am luftbetriebenen Axial-Radial-Diffusorversuchsstand am Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium der Universität Stuttgart (ITSM) vorgenommen.

Die numerischen Arbeiten konzentrierten sich auf die Bewertung eines weitverbreiteten RANS-CFD-Codes. Solche Programme stellen für Abdampfgehäuse-Auslegungsberechnungen den momentanen Standard dar. Für die Bewertung werden dabei die direkt am Versuchsstand gewonnenen Ergebnisse genutzt.

### 3 Vernetzung

#### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Ein besonders enger Austausch hinsichtlich Messmethoden und CFD in Diffusoren fand mit den Projekten BWL 36 GT und BWW 36 GT statt. Dieser mündete in einer gemeinsamen Veröffentlichung [5]. Mit den anderen Projekten im Arbeitskreis DT kam es innerhalb der regelmäßigen Arbeitskreissitzungen zu einem regen Informationsaustausch. Vor allem das numerische Projekt BWL 34 DT konnte methodische Hilfestellung für die CFD-Rechnungen geben.

Im Rahmen des ersten Workshops der 2. Phase von KW21 in Karlsruhe wurde ein Kontakt mit dem Bearbeiter des Projektes BWW 27 DE hergestellt und eine Zusammenarbeit hinsichtlich der Vermessung eines Brenners mit pneumatischen Sonden vereinbart. Erste Messungen haben bereits stattgefunden und werden hinsichtlich ihrer Aussagekraft bewertet.

#### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

Der hohe Stellenwert der Forschung an Diffusoren für die effizientere Gestaltung von Turbomaschinen zeigt sich auch an anderen öffentlich geförderten bilateralen Projekten, z.B. Im Rahmen der AG-Turbo. Unter Leitung von Prof. Seume (TFD, Leibniz Universität Hannover) wurde deshalb ein Workshop aller in Deutschland an Austrittsdiffusoren von Turbomaschinen forschenden Universitäten und Turbomaschinenfirmen sowie internationaler Partnerinstitute initiiert. Dieser jährlich stattfindende Diffusorworkshop dient dem Erfahrungsaustausch auf diesem Forschungsgebiet und hat über den Zeitraum des Projektes hinaus bestand. Im Rahmen dieses Arbeitskreises konnten auch Projektergebnisse in einem Vortrag [2] präsentiert werden.

Zusätzlich erfolgte ein jährlicher Austausch im Rahmen eines „Turbomachinery Workshops“ mit vor allem osteuropäischen Forschungseinrichtungen, die auf dem Gebiet der Abdampfgehäuseforschung eine sehr große Expertise aufweisen können. Auch hier flossen Projektergebnisse in einen Vortrag ein [3].

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Das Projekt **BWL 33** gliedert sich in drei Arbeitspakete. Der Projektplan ist in Tabelle 1 dargestellt. Dabei sind die beiden ersten Arbeitspakete experimentell, während das dritte Arbeitspaket ausschließlich numerisch ist.

Arbeitspakete	Jahr Quartal	2009				2010				2011				2012			
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
AP 1: Turbinenträger und Frischdampfstutzen		✓	✓	✓	✓												
AP 2: Stützkonstruktionen im Abdampfgehäuse										✓	✓	✓	✓				
AP 3: CFD-Simulation						✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓				

Tabelle 1: Projektplan **BWL33**

### 4.1 Versuchsstand und Messtechnik

Der luftbetriebene Axial-Radial-Diffusorversuchsstand modelliert das Abdampfsystem einer Niederdruckdampfturbine. Eine detailliertere Beschreibung des Versuchsstandes findet man bei Becker et al. [6] oder Kraus [16]. Die projektspezifischen Umbauten sind in der Zwischenbegutachtung [4] sowie in einer Konferenzveröffentlichung skizziert [1] und werden hier nicht nochmals näher beschrieben.

Die Messtechnik am Versuchsstand ist auf eine möglichst exakte Erfassung der integralen Bilanzgrößen eines Diffusors (statischer Druck und Totaldruck) ausgelegt. Dabei steht eine hohe räumliche Auflösung der Messungen in den Bilanzebenen im Vordergrund, um die bekannten asymmetrischen Effekte der Abdampfgehäuseströmung zu erfassen. Zusätzlich fand eine Optimierung des Messablaufes statt, um den großen Messumfang des Projektes bearbeiten zu können.

### 4.2 CFD-Berechnungen

Die CFD-Simulationen wurden mit dem Programm ANSYS-CFX 12 durchgeführt. Eine Vernetzung der berechneten Versuchsstandsgeometrien erfolgte mit ICEM CFD 11. Die Größe der Rechnetze war aufgrund der bereitgestellten Ressourcen auf 4 Mio. Knoten beschränkt.

Alle durchgeführten Rechnungen erreichten dabei mittlere Residuen des Impulses von kleiner  $10^{-5}$  und Massenstrombilanzabweichungen von weniger als 0,05 %. Die Lösungen sind somit allesamt als auskonvergiert anzusehen.

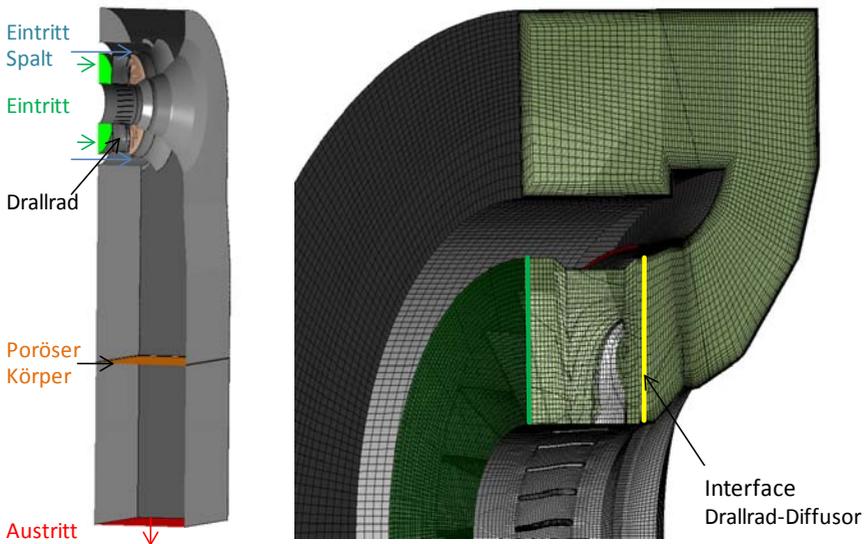
Für die verwendeten Netze wurden Gitterunabhängigkeitsstudien durchgeführt. Eine völlige Gitterunabhängigkeit konnte dabei bei vertretbarem Rechenaufwand nicht erreicht werden. Die Abweichungen der Lösungen der verwendeten 4 Mio.-Punkte-Netze von den Lösungen feinerer Netze sind aber sehr klein.

## Innovatives Diffusordesign

Das Rechengebiet des ARDVs, siehe linke Seite der Abbildung 1, besteht aus vier Teilgebieten. Am Eintritt befindet sich das Drallrad, das in vollem Umfang modelliert wird und aus 22 Schaufelkanälen besteht. Stromab schließt sich das Gebiet des Axial-Radial-Diffusors und des Abdampfgehäuses an. Dieses ist durch ein sogenanntes General-Grid-Interface vom Drallrad getrennt. Stromab des Abdampfgehäuses befindet sich im Versuchsstand das Lochblech.

Dieses Lochblech wird in den Berechnungen als poröser Körper modelliert. Die Anpassung der Verlustkoeffizienten erfolgte dabei auf Grundlage der statischen Druckmessungen stromauf und stromab des Lochbleches iterativ. Stromab des Lochbleches schließt sich ein Austrittsblock an.

In Tabelle 2 sind die verwendeten Randbedingungen der CFX-Rechnungen des kompletten ARDVs aufgeführt. Die Rechnung erfolgt mit Totaldruckrandbedingungen an den beiden Eintrittsrändern der Haupt- und der Spaltströmung. Für die Hauptströmung wird hierbei der Normdruck als reduzierter Umgebungsdruck angegeben. Der Totaldruck der Spaltströmung wird für den jeweils berechneten Betriebspunkt den Messungen entnommen. Am Austrittsrand wird der am Versuchsstand gemessene Massenstrom angegeben.



**Abbildung 1: Rechengebiet des ARDV und Ausschnitt des Netzes**

Eintritt Haupt:	Totaldruck $p_t=101325$ Pa
	Totaltemperatur $T_t=297.15$ K
Eintritt Spalt:	Totaldruck wechselnd
	Totaltemperatur $T_t=297.15$ K
Austritt:	Massenstrom $m = 6.74$ kg/s
Turbulenzmodell:	SST-Modell (teilweise k- $\epsilon$ -Modell)
Porous-Body:	Quadratisches Verlustmodell, Porosität 0,6
Knotenzahl	4.100.000
$y^+$ max (Diffusor)	30-60, an der Außenschale stark von der Spaltströmung abhängig

**Tabelle 2: Randbedingungen der CFX-Rechnungen am ARDV**

## 5 Projektergebnisse

### 5.1 AP 1: Einfluss von Turbinenträger und Frischdampfstutzen

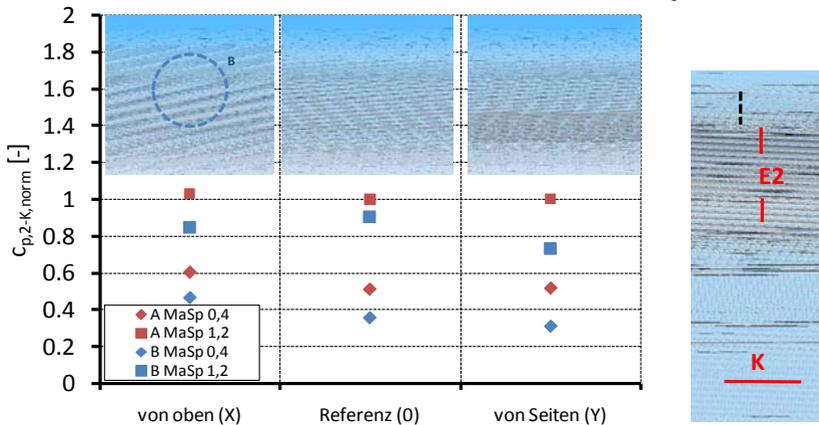
Die Ergebnisse dieses Arbeitspunktes sind auch Bestandteil einer Veröffentlichung [1]. Innerhalb dieser Veröffentlichung werden die unten aufgeführten Erkenntnisse noch ausgiebiger diskutiert.

#### 5.1.1 Einfluss verschiedener Frischdampfzuführungen auf die Diffusorströmung

Es wurden zwei verschiedene Anordnungen der Dampfzuführung zur Turbine und ihr Einfluss auf die Abdampfgehäuseströmung untersucht. Dabei wurde eine seitliche Zuführung des Frischdampfes mit einer Zuführung von oben verglichen. Diese Untersuchungen werden für die beiden Diffusorgeometrien A und B bei den unterschiedlichen Betriebspunkten Auslegung und Überlast durchgeführt.

Für den Betriebspunkt Auslegung sind die Druckrückgewinnbeiwerte der untersuchten Anordnungen der Dampfzuführung für die beiden Spaltnachzahlen von  $Ma_{Sp}=0,4$  und  $Ma_{Sp}=1,2$  in Abbildung 2 dargestellt. Die Unterschiede im Druckrückgewinn zwischen den einzelnen Konfigurationen sind zwar gering. Sie sind aber dennoch größer als die Messunsicherheit. Bis auf den Betriebspunkt mit der höheren Spaltnachzahl und dem Diffusor B ergeben sich für alle anderen untersuchten Fälle für die Dampfzuführung von oben die höchsten Druckrückgewinnbeiwerte.

Die Dampfzuführung von oben reduziert in den meisten Fällen die Strömungsverluste im Abdampfgehäuse und verbessert den Druckrückgewinn. Ursache dafür ist eine verbesserte Strömungsführung im Haubenbereich.



**Abbildung 2: Druckrückgewinnbeiwerte für verschiedene Frischdampfzuführungen für den Betriebspunkt Auslegung**

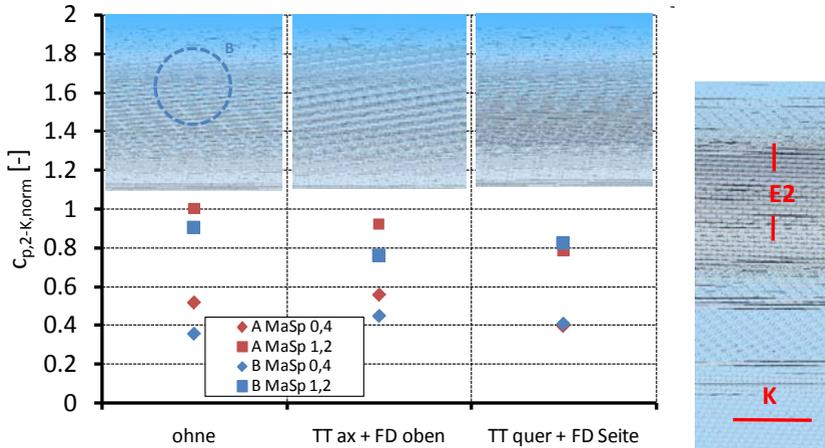
Möglicherweise sind in diesem Bereich in großen Abdampfhauben auch besonders verlustbehaftete Sekundärströmungsregionen anzutreffen. Andere Untersuchungen, z. B. [21], [28] und [32], bestärken diese Erklärung.

Die Unterschiede zwischen dem Fall der seitlichen Zuführung und dem unverbauten Abdampfgehäuse sind sehr gering. Hier kann auch kein einheitliches Verhalten für die Veränderung der Druckrückgewinnbeiwerte festgestellt werden. Die Ergebnisse für den Betriebspunkt Überlast sind im Zwischenbericht dargestellt und werden aus Platzgründen hier nicht weiter diskutiert.

### 5.1.2 Einfluss von Kombinationen aus Turbinenträger und Frischdampfzuführung auf die Diffusorströmung

In diesem Teilabschnitt wurden zwei Kombinationen eines Turbinenträgers und einer zugeordneten Dampfzuführung untersucht. Die erste Kombination besteht aus einem quer liegenden Turbinenträger und der seitlichen Dampfzuführung. Die zweite Kombination wird aus der Dampfzuführung von oben und drei axialen Turbinenträgern auf den Positionen 3, 6 und 9 Uhr gebildet.

Die Druckrückgewinnbeiwerte dieser Konfigurationen sind in Abbildung 3 zu sehen und werden wieder mit denen der Referenzkonfiguration verglichen. Für die Kombination aus seitlicher Dampfzuführung und querliegendem Turbinenträger zeigt sich ein uneinheitliches Bild. Für die größere Spaltmachzahl sinkt der Druckrückgewinnbeiwert im Vergleich zur Referenz, während er für die niedrigere Spaltmachzahl im Vergleich zur Referenz steigt. Dies kann für beide Diffusoren beobachtet werden. Der Betrag der Änderungen ist allerdings für den Diffusor B etwas größer. Aufgrund der geringen Datenbasis an untersuchten Diffusoren wird zum momentanen Zeitpunkt von einer Deutung dieses Verhaltens abgesehen.



**Abbildung 3: Druckrückgewinnbeiwerte für gebräuchliche Kombinationen von Frischdampfzuführungen und Turbinenträger im Betriebspunkt Auslegung**

Bei der zweiten untersuchten Kombination mit der Dampfzuführung von oben und den axialen Turbinenträgern konkurrieren zwei gegenläufige Einflüsse. Wie im vorigen Abschnitt gezeigt werden konnte, besitzt die Dampfzuführung von oben einen positiven Einfluss. Die axialen Turbinenträger, die einen Teil des Diffusorkanals versperrern, können als Verlustquelle identifiziert werden. Für den Diffusor A, der im Vergleich zu Diffusor B einen deutlich besseren Druckrückgewinn besitzt, hat die Störung der Diffusorströmung durch die Turbinenträger den im Vergleich größeren Einfluss. Für diesen Diffusor sinken die Druckrückgewinnbeiwerte im Vergleich zur Referenz und zur Kombination der seitlichen Dampfzuführung mit dem querliegenden Turbinenträger.

Im Diffusor B, in dem die Diffusorströmung nicht so gut geführt wird, nimmt dagegen der Druckrückgewinn im Vergleich zur ersten Kombination für die höhere Spaltmachzahl zu oder bleibt für die niedrigere Spaltmachzahl zumindest gleich. Dies liegt an dem geringeren Einfluss der axialen Turbinenträgerstreben auf die bereits gestörte Diffusorströmung. Dadurch entstehen keine nennenswerten zusätzlichen Verluste und der positive Einfluss der Dampfzuführung von oben kann zur Geltung kommen.

## 5.2 AP2: Einfluss der Anordnung von Stützwänden im Abdampfgehäuse auf die Strömung

Es wurden insgesamt zehn zusätzliche Konfigurationen untersucht, um den Einfluss verschiedener Stützkonstruktionen im Abdampfgehäuse bewerten zu können. Dabei werden beide vermessenen Diffusoren zusätzlich zur herkömmlichen Abdampfgehäusegestaltung mit Stützstreben mit einer Konfiguration ohne jegliche Stützkonstruktionen untersucht.

## Innovatives Diffusordesign

Die vier restlichen je Diffusor untersuchten Konfigurationen sind verschiedene Anordnungen von Blechen im Abdampfgehäuse. Die Anordnung dieser Bleche (rote Linien) ist in den Bildern in Tabelle 2 dargestellt. Die vier Konfigurationen setzen sich aus zwei Konfigurationen mit je drei Längsblechen und zwei Konfigurationen mit Kombinationen aus Quer- und Längsblechen zusammen.

Für die Spaltmachzahl  $Ma_{sp}=1,2$ , sind die Druckrückgewinnbeiwerte in Abhängigkeit von Diffusor und Stützkonstruktion in Abbildung 4 zu sehen.

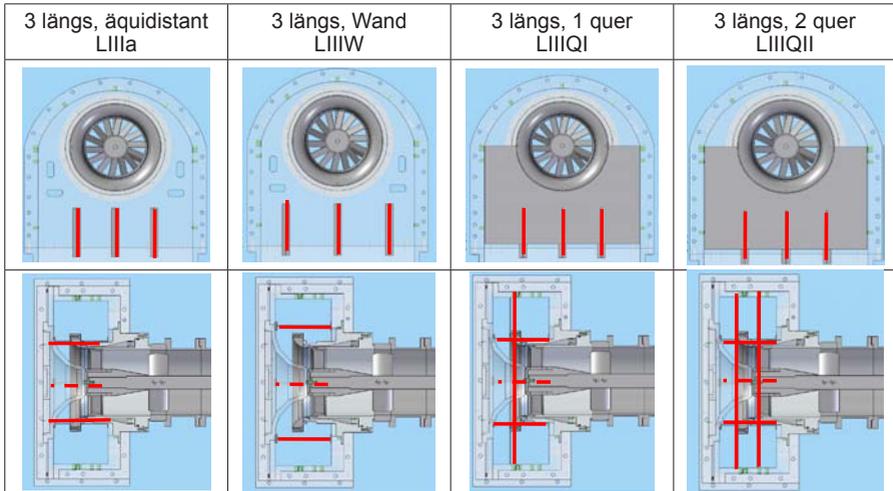


Tabelle 2: Untersuchte Stützkonfigurationen im Abdampfgehäuse

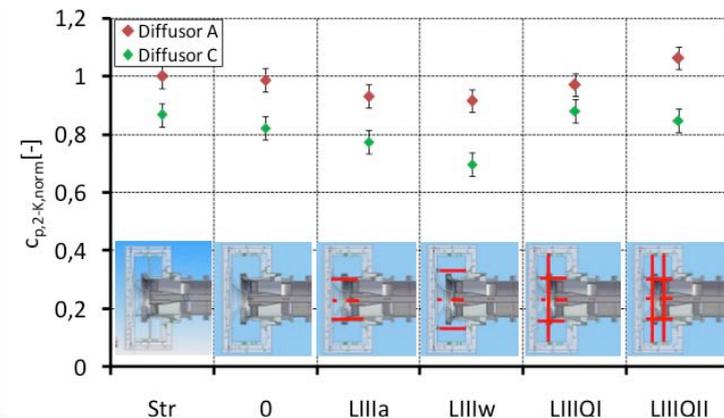


Abbildung 4: Druckrückgewinn für die unterschiedlichen Stützkonstruktionen bei Spaltmachzahl  $Ma_{sp}=1,2$

Der Druckrückgewinn ist für die Konfiguration mit Streben vergleichbar zum vollständig leeren Abdampfgehäuse. Die Varianten mit zusätzlichen Querblechen führen für die höhere Spaltmachzahl in allen Fällen zu den höchsten Druckrückgewinnbeiwerten. Dabei besitzt die Anordnung der Querbleche im Abdampfgehäuse einen durchaus messbaren Einfluss auf den Druckrückgewinnbeiwert.

Die Stützkonfigurationen mit Längsblechen erzielen allesamt niedrigere Druckrückgewinnbeiwerte als die Referenzkonfigurationen. Eine solche Anordnung ist als Verlustquelle nach Möglichkeit zu vermeiden.

### 5.3 AP 3: CFD-Simulation

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse der numerischen Untersuchungen der Strömung im Axial-Radial-Diffusorversuchsstand der Forschungsstelle vorgestellt.

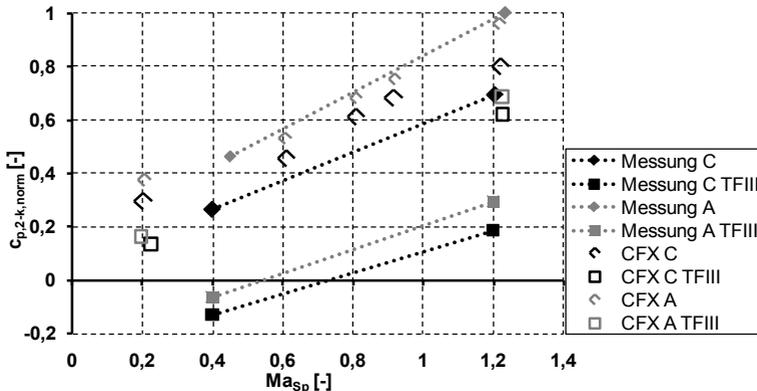
In Abbildung 5 erfolgt eine Gegenüberstellung der Druckrückgewinnbeiwerte der Messungen mit denen der CFX-Rechnungen für alle vier numerisch untersuchten Abdampfgehäusekonfigurationen. Die durchgeführten Rechnungen zeigen zweierlei: Die Wirkung der Spaltströmung auf den Diffusor wird relativ gut vorhergesagt, die Vorhersage der Diffusorperformance ist hingegen relativ schlecht. Die Absolutwerte des Druckrückgewinns weichen um bis zu 0,2 Punkte von den Messungen ab.

Die Tendenzen der Energieumsetzung der einzelnen Abdampfgehäusekonfigurationen werden qualitativ richtig wieder gegeben. Die beste vermessene Konfiguration mit Diffusor A und dem Referenzgehäuse wird auch von den CFX-Berechnungen als Konfiguration mit dem höchsten Druckrückgewinn identifiziert. Genauso wird die schlechteste Konfiguration mit Diffusor C und Teilfugenversperrung III durch die CFX-Rechnungen richtig vorhergesagt. Allerdings weisen die Differenzen der Druckrückgewinnbeiwerte zwischen den einzelnen Konfigurationen ebenfalls deutliche Unterschiede zu den Messungen auf.

Die Ursache dafür scheint in einer fehlerhaften Berechnung der Wirbelzöpfe im Abdampfgehäuse zu liegen, die dann zu einer anderen Umfangsverteilung der Strömung im Diffusor führt. Da im Abdampfgehäuse leider detaillierte Messungen fehlen, müssen für diese Auswertung die Wanddrücke der Diffusorausenschale herangezogen werden.

### 5.4 Zusammenfassung der Ergebnisse und Ausblick

Die Untersuchungen dieses Projektes zeigen den Vorteil von Querblechen als Stützkonstruktionen in Abdampfgehäusen von Niederdruckdampfturbinen. Aufgrund der besseren Strömungsführung kommt es zu einer Erhöhung des Druckrückgewinnes im Diffusor und damit einer Effizienzsteigerung von Niederdruckdampfturbinen. Die Technologie ist sowohl für Neuentwürfe als auch für Instandsetzungen der Abdampfgehäuse von Niederdruck-Dampfturbinen anwendbar.



**Abbildung 5: Druckrückgewinnbeiwerte für zwei Diffusoren und zwei unterschiedliche Abdampfgehäusekonfigurationen**

Zusätzlich zeigen die Messungen im Arbeitspunkt 1 dieses Projektes, dass Dampfzuführungen und Turbinenträger jenseits der Teilfugenebene des Abdampfgehäuses angeordnet werden sollten. Bei einer Anordnung in der Teilfugenebene entstehen zusätzliche Verluste.

Die CFD-Simulationen der Abdampfgehäuseströmung zeigen, dass sich mit herkömmlichen RANS-Berechnungen der Abdampfgehäuseströmung die komplexen Wirbelstrukturen im Abdampfgehäuse nur ungenügend genau vorhersagen lassen. Dies liegt am vermutlich stark anisotropen Verhalten dieser Wirbelstrukturen. Die bei RANS-Berechnungen heutzutage hauptsächlich verwendeten Zwei-Gleichungs-Turbulenzmodelle, die isotrope Turbulenz voraussetzen, führen hier zu einer schlechten Vorhersage. Die momentan gebräuchlichen CFD-Methoden scheinen die Tendenzen richtig vorherzusagen. In der verlässlichen Berechnung der Absolutwerte sowie der Differenzen der Druckrückgewinnbeiwerte verschiedener Konstruktionen zueinander versagen sie allerdings.

Für die Zukunft wären weitere numerische Untersuchungen mit komplexeren Turbulenzmodellen denkbar. Vorher sollten allerdings im Abdampfgehäuse detaillierte Strömungsmessungen, vor allem der instationären turbulenten Strömungsgrößen vorgenommen werden, um eine saubere Validierung der komplexen numerischen Methoden zu ermöglichen.

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Für den Arbeitspunkt 3 des Projektes der CFD-Simulation der Abdampfgehäuseströmung zeigte sich bei den ersten Rechnungen, dass die geplante Berechnung von nur zwei Lastfällen einer Konfiguration für eine detaillierte Aussage hinsichtlich der Güte von kommerziellen CFD-Berechnungsprogrammen zu wenig ist. Aufgrund des guten Voranschreitens im experimentellen Teil des Projektes wurde deshalb der im Antrag vorgeschlagene Umfang der CFD-Rechnungen erhöht, ohne dass zusätzliche Kosten entstanden.

Des Weiteren wurde das Projekt fristgerecht und dem Antrag entsprechend vollständig bearbeitet.

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

- [1] Finzel, C.; Schatz, M.; Casey M.; Gloss, D.: Experimental investigations of geometrical parameters on the pressure recovery of low pressure steam turbine exhaust hoods. ASME GT2011-45302, Vancouver, (2011)

#### 7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen

- [2] Finzel, C.; Casey, M.: BOS-Messungen in einem gekrümmten Diffusor. Diffusor-Kolloquium, St. Petersburg, Russische Föderation, (2010)
- [3] Finzel, C.; Casey, M.: Investigations of the flow in a curved diffuser with an additional wall jet flow. 24th Turbomachinery Workshop, Freudenstadt, (2010)
- [4] Finzel, C.; Casey, M.: Innovatives Diffusordesign unter beengten geometrischen Bedingungen. Zwischenbegutachtung KW21, (2011)

### 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21-Teilprojekte

- [5] Hirschmann, A.; Volkmer, S.; Schatz, M.; Finzel, C.; Casey, M.; Montgomery, M.: The influence of the total pressure profile on the performance of axial gas turbine diffusers. ASME GT2010-22481, Glasgow, (2010) (wird zusätzlich im ASME Journal of Turbomachinery veröffentlicht)

#### 7.3 Weitere Publikationen

- [6] Becker, S.; Gretschel, E.; Casey, M.: Influence of a Tip Clearance Jet on a Swirling Flow in an Axial-Radial Diffuser. Proc. 6th European Conf. on Turbomachinery. Lille, (2005), S. 490-500
- [7] Cumpsty, N. A. and Horlock, J. H.: „GT2005-68081 Averaging of Non-Uniform Flow for a Purpose“. In: ASME turbo expo.
- [8] Dejean, F.; Marty, C.; Hartmann, O.: Three-Dimensional Coupled Flow Calculations in a Low Pressure Steam Turbine Last Stage and Exhaust Hood for Nominal and Partial Load Conditions: Comparison With Experimental Results. Proc. of the 3 rd European Conference on Turbomachinery. London, (1999)
- [9] Drokonov, A. M.; Zaryankin, A. E.: Investigating the Joint Operation of a Turbine Stage and a Diffuser Exhaust Hood. Teploenergetika 19 (1972), Nr. 2, S. 43-45
- [10] International Energy Agency:: World energy outlook 2011. Paris.
- [11] Garkusha, A. V. et al.: Features of Joint Operation of a Stage and the Exhaust Hood of a Turbine with Different Radial Clearances over the Moving Row. Thermal Engineering 35 (1988), Nr. 8, S. 478-480

- [12] Gray, L. et al.: Technical Considerations in Optimizing Blade-Exhaust Hood Performance for Low Pressure Steam Turbines. Proc. 1989 ASME Joint Power Generation Conf. Dallas, (1989), S. 89-97
- [13] Gudkov, E. I.; Konev, V. A.; Basov, V. A.: Aerodynamic Features of the Exhaust Circuits of Low-Pressure Cylinders with Hoods of Small Axial Length. Thermal Engineering 37 (1990), Nr. 5, S. 237-240
- [14] Hosenfeld, H.; von Schwerdtner, O.: About the influence of the exhaust casing on the flow through the last L.P. stages of large steam turbines at variable volumetric flow. Proc. 11th Nat. Conf. on Fluid Mechanics and Fluid Power. Hyderabad, (1982)
- [15] Kasilov, V. F. et al.: Investigating the Exhaust Hood of a Steam Turbine Low-Pressure Cylinder. Thermal Engineering 37 (1990), Nr. 5, S. 241-244
- [16] Kraus, P.: Optimierung eines Axial-Radial-ND-Abströmgehäuses hinsichtlich des Wirkungsgrades sowie der Stoßoszillation. Dissertation, Universität Stuttgart, (2002)
- [17] Kreitmeier F.; Greim R.: Optimization of Blade-Diffuser Interaction for Improved Turbine Performance. Proc. of the IMechE Part A: Journal of Power and Energy 217 (2003), S. 443-451
- [18] Kreitmeier, F.; Lücking, P.; Benim, A. C.: Augmentation of Axial-Radial and Axial-Axial Diffusers for Improved Design and Off-Design Turbine Performance. National Technical University of Athens(Hrsg.): Proc. 7th European Conference on Turbomachinery. Athen, (2007), S. 405-416
- [19] Krückels, J., Numerische Berechnung der spaltbeeinflussten Strömung in Axialturbinen mit Diffusoren, Fortschr.-Ber. VDI Reihe 7, Nr. 306, VDI Verlag, Düsseldorf, (1997)
- [20] Lagun, V. P. et al.: Method and some Correlated Results of a Study of Exhaust Hoods on Full-Scale Steam Turbines. Thermal Engineering 38 (1991), Nr. 2, S. 71-75
- [21] Liu, J.; Cui, Y.; Jiang, H.: Investigation of Flow in a Steam Turbine Exhaust Hood With/Without Turbine Exit Conditions Simulated. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 125. (2003), S. 292-299
- [22] Maier, R.: Experimentelle Untersuchung selbsterregter Stoß-Grenzschicht-Pulsationen in Abdampfdiffusoren. Dissertation, Universität Stuttgart, (1989)
- [23] Messner, J.; Gretschel, E.; Wolf, U.: Abströmung aus der letzten Turbinenstufe durch den Diffusor in den Kondensator. Verbundprojekt GuD-Kraftwerk „500 MW auf einer Welle“ (AG TURBO II). (2003), S. 57 BI
- [24] Neft, H.; Franconville, G.: Neue Dampfturbinenkonzepte für höhere Eintrittsparameter und längere Endschaufeln. VGB Kraftwerkstechnik 73. (1993), Nr. 5, S. 409-415
- [25] Owczarek, J. A. et al.: Improvement of the Exhaust Flow of a Low-Pressure Turbine. EPRI-GS-7003, Electric Power Research Inst., Palo Alto, CA (USA); Lehigh Univ., Bethlehem, PA (USA); IMO Delaval, Trenton, NJ (USA), (1990)

- [26] Polklas, T.: Entwicklung eines numerischen Verfahrens zur strömungsmechanischen Auslegung des Abströmgehäuses einer Niederdruck-Dampfturbine. Dissertation, Universität Duisburg-Essen, (2004)
- [27] Sigg, R.: Numerische Untersuchung von Lastvariationen und Nässephänomenen an einer Niederdruck-Dampfturbine, Dissertation, Universität Stuttgart, (2010)
- [28] Stastny, M.; Kolar, P.; Tucek, A.: 3 D flow in the Axial-Radial Exhaust Hood of a Steam Turbine. Aerothermodynamics of internal flows III. (1996), S. 304-310
- [29] Tindell, R. H.; Alston, T. M.: A Comparison of Two Methods for Utilizing Steam Turbine Exhaust Hood Flow Field Data. Journal of Turbomachinery 114. (1992), S. 398-401
- [30] Xu, X.; Kang, S.; Hirsch, C.: Numerical Simulation of the 3D Viscous Flow in the Exhaust Casing of a Low Pressure Steam Turbine. First China-Flanders Bilateral Cooperation Workshop on 3D Viscous Flows in Steam Turbines (2000)
- [31] Yudin, J. A.: Über den Einfluß der Strömungsverteilung hinter der letzten Stufe einer Dampfturbine auf den Abdampfdiffusor. Energeticeskoe masinstroenie 47. (1989), S. 15-21
- [32] Zhang, W. et al.: Particle Image Velocimetry Measurements of the Three-Dimensional Flow in an Exhaust Hood Model of a Low-Pressure Steam Turbine. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 129. (2007), S. 411-419
- [33] Zimmermann, C.: Experimentelle Bestimmung des Strömungsfeldes im Bereich der Endstufe und des anschließenden axiradialen Diffusors einer ND-Modellturbine. Dissertation, Universität Stuttgart, (1995)

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Im Rahmen des Projektes wurden keine Patentanträge gestellt.

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

T. Humke	Unterstützung bei Umbau und Montage des Versuchsstandes (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
S. Schmidt	Anfertigung von Fertigungszeichnungen für Einbauteile des Versuchsstandes (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Technologiemanagement)
F. Behnle	Unterstützung bei Analyse der Messdaten (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Technische Kybernetik)

### 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

C. Baum	Untersuchung des Einflusses von Dampfzuführung und Turbinenträgern auf die Abdampfgehäuseströmung (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Technologiemanagement)
---------	--

D. Rockel	Erzeugung von 3D-Geometriedateien und Nachrechnung der bestehenden Drallräder und des gesamten Axial-Radialdiffusorversuchsstandes mit CFX (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
D. Schlegel	Numerische Untersuchungen der Strömung eines 2-D-Diffusors mit CFX (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
S. Schmidt	Strömungsleitbleche im Abdampfgehäuse am ARDV (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Technologiemanagement)
S. Wespel	Netzeinfluss auf die Rechnung des Axial-Radial-Diffusorversuchsstandes (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Fahrzeug- und Motorentechnik)

### 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

Keine

### 8.4 Promotionen

C. Finzel	Betrachtung der Abdampfgehäuseströmung von Niederdruckdampfturbinen unter besonderer Berücksichtigung der Schaufel-spitzenströmung am Diffusoreintritt, Universität Stuttgart (als Dissertation angemeldet)
-----------	---

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

Es wurden keine weiteren Drittmittel zum Projektthema eingeworben.

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

Derzeit ist keine weitere Antragsstellung zu diesem Thema geplant.

## Arbeitskreis Fluidodynamik und Dampfturbine

### Projekt: BW W 33DT

### Effizientere Diffusoren für Einsatz unter beengten geometrischen Bedingungen beim Retrofit von Niederdruckdampfturbinen

Projektleiter: Prof. Michael Casey, D.Phil.  
 Institut für Thermische Strömungsmaschinen und  
 Maschinenlaboratorium  
 Universität Stuttgart

Mitarbeiter: Dipl.-Ing. Conrad Finzel

Finanzierung: Siemens AG, Energy Sector

## 1 Ausgangssituation

Dampfturbinen werden heutzutage mehrheitlich zur Gewinnung elektrischer Energie eingesetzt. Da diese Energiewandlung hauptsächlich auf der Verbrennung fossiler Energieträger beruht, führt eine Erhöhung des Dampfturbinenwirkungsgrades zu einer Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen und zu günstigeren Energiegestehungskosten.

Üblicherweise befindet sich stromab der letzten Dampfturbinenstufe ein Axial-Radial-Diffusor, der die Strömung von der Dampfturbine zum Kondensator umlenkt. Durch die im Diffusor stattfindende Strömungsverzögerung und den damit verbundenen Druckaufbau wird das Enthalpiegefälle und damit einhergehend die technische Arbeit über die Turbine vergrößert. Der Wirkungsgrad der gesamten Anlage erhöht sich dann ebenfalls.

Die Auslegung des Diffusors und des sich anschließenden Abdampfgehäuses von Niederdruckdampfturbinen stellt aufgrund der komplizierten Strömungsverhältnisse stromab der Endstufe eine besondere Herausforderung dar. Die Strömungsverhältnisse sind charakterisiert durch folgende Punkte:

- Die Strömung ist aufgrund der Änderung des spezifischen Volumens im ND-Teil ausgeprägt dreidimensional, d.h. sie weist eine große Komponente in radialer Richtung sowie, abhängig vom Betriebspunkt der Turbine, auch unterschiedlich starke Komponenten in tangentialer Richtung auf.
- Ein möglichst großer Teil der hohen kinetischen Austrittsenergie („Austrittsverlust“) sollte im nachfolgenden Diffusor zurückgewonnen werden, dies bedingt eine Strömungsverzögerung, was zu einer starken Grenzschichtbeeinflussung und damit zur Gefahr der Strömungsablösung führt.

- Da die Kondensatoren üblicherweise unterhalb der Dampfturbinen angeordnet sind, muss eine Umlenkung der Strömung von axialer in radiale Richtung mit möglichst geringem Druckverlust erfolgen.

Durch die Ertüchtigung bestehender Kraftwerksanlagen mit neuesten Technologien können erhebliche Wirkungsgradsteigerungen erzielt werden. Häufig werden Endstufen mit vergrößerter Abströmfläche und damit reduzierten Abströmverlusten sowie einer effizienteren Beschau felung in bestehende Abdampfgehäuse eingebaut.

Diese Erneuerung der Beschau felung führt aber zu einer beträchtlichen Änderung der Abströmverhältnisse hinter der Endstufe und hat damit auch erheblichen Einfluss auf die Arbeitsweise des Diffusors. Durch die vergrößerte Abströmfläche bauen diese neuen Turbinen in der Regel größer und reduzieren in Verbindung mit den gegebenen Abmaßen der Abdampfgehäuse den Raum der Abströmung. Dadurch steht für eine Erneuerung des Diffusors weniger Platz zur Verfügung, als dies für nach herkömmlichen Gesichtspunkten ausgelegte optimale Diffusorgeometrien notwendig wäre. Der Druckrückgewinn des Diffusors sollte jedoch mindestens so groß sein, wie der in der ursprünglichen Anlage, wenn möglich sollte er aber erhöht werden.

## 1.1 Stand der Abdampfgehäuseforschung

Für Untersuchungen am gekoppelten System Diffusor und Abdampfgehäuse liegen relativ wenige Veröffentlichungen vor. Im Folgenden erfolgt ein kurzer Überblick über die messtechnischen Arbeiten an Abdampfgehäusen von realen Turbinen sowie von Abdampfgehäuseversuchsständen.

Drokonov und Zaryankin [8] zeigen durch Messungen im Abdampfgehäuse einer Dampfturbine in Großausführung, dass durch Verbesserungen der Strömungsführung im Niederdruckbereich der Wirkungsgrad von Dampfturbinen deutlich erhöht werden kann. Jedoch weisen Sie darauf hin, dass das Abdampfgehäuse niemals isoliert, sondern immer in Verbindung mit der Turbinenabströmung untersucht werden muss. Auch Yudin [30] bestätigt, dass die Verluste des Abdampfsystems sehr stark durch die Beschaffenheit des Axial-Radial-Diffusors bestimmt werden, dessen Wirkungsgrad wiederum von der Verteilung der Strömungsgrößen hinter der letzten Stufe abhängt. Untersuchungen des Abdampfsystems ohne Berücksichtigung des Turbinenabströmfeldes werden als nicht sehr aussagekräftig bezeichnet. Lagun et al. [19] weisen nochmals auf die unbedingte Notwendigkeit hin, Untersuchungen nicht nur an Einzelkomponenten vorzunehmen. Die Zuströmbedingungen, die die **Strömungsstruktur und den Wirkungsgrad des Abdampfgehäuses** nachhaltig beeinflussen, müssen darum so real wie möglich nachgebildet werden. Insbesondere ist dies bei den heute üblichen hohen Austrittsgeschwindigkeiten erforderlich.

Štastný [28] vergleicht Berechnungen der Strömung im Abdampfsystem mit Messungen. Er berechnet hierbei zunächst die reibungsfreie, inkompressible Potenzialströmung und bestimmt in einem zweiten Schritt aus der Geschwindigkeitsverteilung entlang der Wände charakteristische Grenzschichtparameter. Es gelingt ihm dabei, den Verlustbeiwert im Vergleich zu diffusorlosen Austrittsgehäusen um 20 % zu reduzieren. Dieser von Štastný entwickelte Diffusor mit Abdampfgehäuse wird in Originalgröße an einer 500-MW-Turbine über einen breiten Betriebsbereich nachgemessen [27]. Im Wesentlichen bestätigen diese Untersuchungen die aus den Berechnungen und Modelluntersuchungen erhaltenen Ergebnisse.

Hosenfeld und von Schwerdtner [14] zeigen mit Messungen an einer Niederdruckdampfturbine ebenfalls, dass die Auslegungsberechnungen für neue ND-Teile bis auf die Austrittsebene hinter der Endstufe gut mit den Messwerten übereinstimmen. Es wird betont, dass zur besseren Auslegung der letzten Stufe und des Abdampfsystems die Erfassung der lokalen Einflussgrößen, wie beispielsweise der Spaltströmung zwischen Laufrad und Gehäuse, unerlässlich ist.

Kluttig [16] weist anhand von Modelluntersuchungen darauf hin, dass eine mit Drall behaftete Strömung die Druckumsetzung im Diffusor verbessert. Es wird auch gezeigt, dass sich ein Druckrückgewinn im Diffusor nur in einem gewissen Bereich des Erweiterungswinkels erzielen lässt. Insgesamt konnte der Druckverlust in einem Dampfturbinen-Austrittsgehäuse, der über einen breiten Betriebsbereich ermittelt wird, merklich vermindert werden. Weitere Kenngrößen moderner Dampfturbinenabdampfgehäuse werden von Zaryankin et al. [31] beschrieben, während Garkusha et al. [11] den Einfluss der Spaltströmung auf den Wirkungsgrad der letzten Stufe und des nachfolgenden Diffusors analysieren.

Kombinierte analytische und experimentelle Untersuchungen an Originalanlagen sowie Modellen von Abdampfgehäusen werden von Gray et al. [12] durchgeführt. Ihre Messungen zeigen den Einfluss der Totaldruckverteilung und des Dralls im Turbinenaustritt auf die Verlustentstehung im Abdampfgehäuse auf. Basierend auf den gewonnenen experimentellen Daten und auf Untersuchungen an einem luftdurchströmten Modell sowie ergänzt durch analytische Berechnungen und durch Visualisierungen an einem Flachwasserkanal wird eine verbesserte Gehäusegeometrie entworfen, die bei geringerem als Auslegungsvolumenstrom eine Verbesserung um 1 % erbringt.

Gudkov et al. [13] beschreiben Untersuchungen an Abdampfgehäusen mit geringerer axialer Erstreckung als normalerweise üblich. U.a. wird ausgeführt, dass auch in sehr kurzen Gehäusen eine diffusorlose Ausführung nicht ratsam ist. Des Weiteren soll, wenn aus Festigkeitsgründen möglich, auf Verstärkungen im Abdampfgehäuse verzichtet werden, da ab Machzahlen von  $Ma > 0,5$  die Verlustkoeffizienten sehr stark zunehmen. Probleme, die sich durch die Steigerung der Turbinenaustrittsgeschwindigkeiten bis in den transsonischen Bereich ergeben, analysieren Kasilov et al. [15].

Štastný [26] untersucht an einem luftdurchströmten Abdampfgehäusemodell experimentell Möglichkeiten zur Grenzschichtbeeinflussung in Kondensationsdampfturbinen. Das Absaugen der Grenzschicht soll vor der letzten Stufe geschehen, und im Diffusor soll die Grenzschicht durch Einblasen dieser Luft energetisiert werden. Damit möchte er die Ablösegebiete und die damit verbundenen Verluste so klein wie möglich halten. Die infolge der Absaugeschlitze entstehenden Verluste können aber durch die bessere Diffusordurchströmung nicht kompensiert werden.

Ein kombiniertes experimentelles/numerisches Vorgehen zur Verbesserung der Strömungsverhältnisse im System Diffusor/Endstufe wird von Luniewicz [21] vorgestellt. Bei der Modernisierung einer 200-MW-Dampfturbine kann so im Auslegungspunkt eine bis zu 1000 kW höhere Leistung gewonnen werden bei gleichzeitiger Beseitigung von Schwingungsanregungen.

Messungen an einem luftbetriebenen Abdampfgehäuseversuchsstand mit vorgeschalteter Turbinenstufe werden von Fu et al. [10] durchgeführt. Dabei wird eine gute Übereinstimmung der berechneten Ergebnisse mit den Messdaten erreicht. Die Untersuchungen bestätigen außerdem den großen Einfluss der Drallwinkel- und Totaldruckverteilung der Turbinenstufe auf die Strömung im Abdampfgehäuse.

Zhang et al. [32] führen umfangreiche Messungen und Visualisierungen der Strömung in einem luftbetriebenen Abdampfgehäuseversuchsstand mit PIV durch. Ergebnis dieser Untersuchungen ist eine detaillierte Beschreibung des Wirbelsystems im Abdampfgehäuse. Kanalwirbel, Eckenwirbel und Ablösungen werden dabei als Hauptverlustquellen ausgemacht. Außerdem werden Abhängigkeiten einzelner Wirbel von der Gestaltung einzelner Leitbleche im Diffusor beschrieben.

Vorschläge zur Optimierung von Diffusoren veröffentlichen Kreitmeier et al. [18]. Dabei werden zur Berechnung der Diffusorströmung Quasi-3-D-Euler-Codes genutzt. Es wird gezeigt, dass sich mit durch Messungen angepassten Rechenverfahren Diffusoren erheblich verbessern lassen. Für Teillastzustände ist das Wirkungsgradsteigerungspotenzial am größten.

Zusammenfassend lässt sich aus den aufgeführten Arbeiten ableiten: Verbesserungen des Systems Endstufe-Diffusor-Abdampfgehäuse-Kondensator können zu bedeutenden Verlustreduzierungen und damit Leistungserhöhungen der Dampfturbine führen. Arbeiten an isolierten Einzelkomponenten ohne Berücksichtigung der Turbinenabströmung werden nachdrücklich als nicht aussagekräftig beurteilt.

Insgesamt gibt es nahezu keine veröffentlichten Messdaten von Abdampfgehäuseversuchsständen, die eine Machzahlähnlichkeit zur realen Dampfturbine aufweisen, wie es der Versuchsstand am ITSM ermöglicht. Genauso fehlen bis auf die Untersuchungen von Gudkov et al. [10] Messungen an Diffusoren räumlich stark begrenzter Abdampfgehäuse, die Gegenstand dieser Forschungsarbeit sein sollen.

## 1.2 Eigene Vorarbeiten

Forschungsarbeiten am System Turbinenendstufe-Diffusor-Abdampfgehäuse werden an der Forschungsstelle seit Mitte der 80er Jahre durchgeführt. Maier [22] untersucht an verschiedenen einer Modelldampfturbine nachgeschalteten Axial-Radial-Diffusoren das durch die Jetströmung entstehende Überschallgebiet und die darin hervorgerufenen selbsterregten Stoßpulsationen.

Zimmermann [33] bestimmt am Modell einer modernen ND-Dampfturbine den Einfluss der wichtigsten Parameter Radialspiel und Betriebszustand der Turbine auf die Spalt- und die nachfolgende Diffusorströmung. Darüber hinaus werden konstruktive Möglichkeiten zur Beeinflussung der Wandgrenzschicht untersucht, um die Spaltverluste zu vermindern. Der mit größerem Radialspiel ansteigende Spaltstrom energetisiert die Strömung entlang der Diffusoraußenschale, so dass Ablösezonen unterbunden werden und ein höherer Druckrückgewinn erzielt wird. Der gleichzeitig stark angestiegene Leckagestrom überwiegt jedoch die Vorteile des besseren Diffusorverhaltens, so dass eine in etwa proportional verlaufende Wirkungsgradeinbuße bei zunehmendem Radialspiel angegeben werden kann. Beim Vergleich der Spaltverluste mit empirischen Korrelationen aus der Literatur zeigt sich ein breites Streuband, wobei die meisten Korrelationen die Verluste gegenüber den Messergebnissen nur mit der halben Größe bewerten.

Zur Auslegung des Gesamtsystems Endstufe-Diffusor erfolgten Untersuchungen, in denen der Vergleich von Strömungsberechnungen mit kommerzieller Software einen bedeutenden Raum einnimmt. Hierzu wurden von Messner et al. [23] Messungen an einer Modellturbine und an einem Diffusorprüfstand durchgeführt und diese Daten anschließend mit den numerisch gewonnenen Ergebnissen von Becker [7] verglichen.

Zusätzlich wurden von Völker [29] an der Modelldampfturbine verschiedene Turbinenkonfigurationen mit ihren Auswirkungen auf Diffusor und Abdampfgehäuse untersucht.

## 2 Projektziele

Ziel des Vorhabens ist das Studium der Strömungsverhältnisse im Diffusor und Abdampfgehäuse unter beengten Platzverhältnissen. Dabei werden verschiedene geometrische Parameter variiert. Der Einfluss auf die Diffusorströmung wird experimentell ermittelt. Die Messungen werden am luftbetriebenen Axial-Radial-Diffusorversuchsstand am Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium der Universität Stuttgart (ITSM) vorgenommen.

Die Analyse der Messergebnisse soll diejenigen Parameter identifizieren, die den Diffusordruckrückgewinn und damit die Leistung der Turbine am stärksten beeinflussen. Die gewonnenen Erkenntnisse werden in den zu entwickelnden neuen innovativen Diffusor- und Gehäusedesigns berücksichtigt und mittels zusätzlicher Messungen validiert.

## 3 Vernetzung

### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Eine Verringerung der Messunsicherheiten für die experimentellen Arbeiten am ARDV wurde durch eine Evaluierung der Messmethoden an Diffusorversuchsständen in Zusammenarbeit mit den Projekten BW L 36GT und BW W 36GT erreicht. Ergebnis dieser Zusammenarbeit ist eine gemeinsame Veröffentlichung der Sachbearbeiter dieser Projekte [6]. Mit den anderen Projekten im Arbeitskreis DT erfolgte innerhalb der Arbeitskreissitzungen ein reger Informationsaustausch.

Der erste gemeinsame KW21-Workshop in Karlsruhe führte zu einer Zusammenarbeit mit dem Projekt BW W 27DE. Dabei wurde die Sondenmesstechnik des ARDV für die Vermessung eines Brennerversuchsstandes eingesetzt.

### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

Der hohe Stellenwert der Forschung an Diffusoren für die effizientere Gestaltung von Turbomaschinen zeigt sich auch an anderen öffentlich geförderten bilateralen Projekten, z.B. Im Rahmen der AG-Turbo. Unter Leitung von Prof. Seume (TFD, Leibniz Universität Hannover) wurde deshalb ein Workshop aller in Deutschland an Austrittsdiffusoren von Turbomaschinen forschenden Universitäten und Turbomaschinenfirmen sowie internationaler Partnerinstitute initiiert. Dieser jährlich stattfindende Diffusorworkshop dient dem Erfahrungsaustausch auf diesem Forschungsgebiet und hat über den Zeitraum des Projektes hinaus bestand.

Zusätzlich erfolgte ein jährlicher Austausch im Rahmen eines „Turbomachinery Workshops“ mit vor allem osteuropäischen Forschungseinrichtungen, die auf dem Gebiet der Abdampfgehäuseforschung eine sehr große Expertise aufweisen können.

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Der in Tabelle 1 dargestellte Projektplan des Projektes BWV33 untergliedert sich in vier Arbeitspakete. Diese vier Arbeitspakete konnten im Projektverlauf alle vollständig abgearbeitet werden. Das Ziel des Arbeitspaketes 1 war einzig die Ertüchtigung und Validierung des Versuchsstandes. Dieses Ziel konnte erreicht werden, es wird aber in diesem Bericht aus Platzgründen nicht weiter beschrieben. Vielmehr wird auf den Zwischenbericht des Projektes verwiesen.

Die restlichen Arbeitspunkte werden im anschließenden Ergebnisteil ausführlich beschrieben. Zuvor erfolgt noch eine kurze Beschreibung des Versuchsstandes sowie von Messtechnik und Auswertung, da diese Informationen für eine Interpretation der Ergebnisse benötigt werden.

Arbeitspakete	Jahr Quartal	2009				2010				2011				2012			
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
AP 1: Überholung Versuchsstand mit Validierungsmessung		✓	✓														
AP 2: Untersuchungen an 2 herkömmlichen Diffusoren unter beengten Platzverhältnissen				✓	✓	✓	✓										
AP 3: Messungen an zwei optimierten Diffusoren									✓	✓	✓	✓					
AP 4: Auswertung hinsichtlich neuer Diffusorgestaltung								✓					✓				

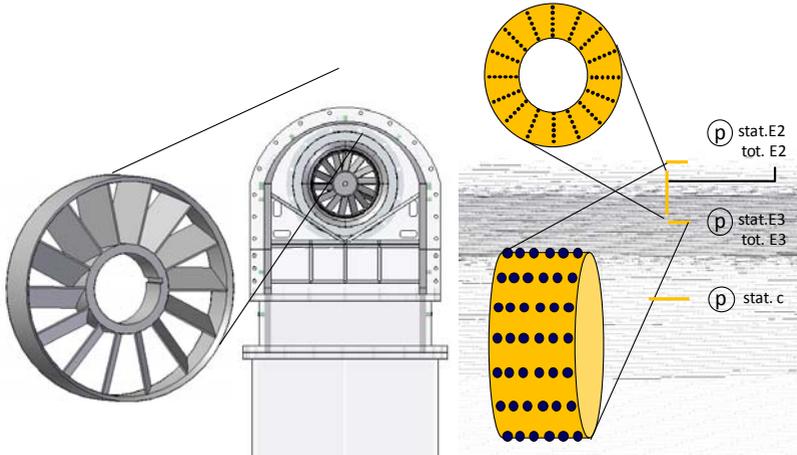
Tabelle 1: Projektplan BW W 33

### 4.1 Versuchsstand und Messtechnik

Der Axial-Radial-Diffusorversuchsstand (ARDV) am ITSM ist in Abbildung 1 dargestellt. Dieser luftbetriebene Versuchsstand modelliert das Abdampfsystem einer Niederdruckdampfturbine. Eine detailliertere Beschreibung des Versuchsstandes findet man zum Beispiel in Becker et al. [7] oder Kraus [17]. Der Versuchsstand wird mit Luft betrieben. Dabei kommen zwei verschiedene Verdichter zum Einsatz. Der erste arbeitet im Saugbetrieb und fördert den Hauptmassenstrom des Versuchsstandes. Der zweite Verdichter arbeitet im Druckbetrieb und fördert die Luft der Spaltströmung, welche die Schaufelspitzenströmung der Endstufe modelliert.

Die Hauptströmung des Versuchsstandes, die die Strömung durch das Schaufelgitter der Endstufe repräsentiert weist eine Machzahlähnlichkeit zur realen Turbine auf. Die radiale Drallverteilung der Turbinenendstufe wird durch Drallräder, die einem jeweiligen Betriebspunkt der Turbine zugeordnet sind, vereinfacht modelliert.

Aufgrund der fehlenden Turbinenstufe können die Ergebnisse am Versuchsstand nicht eins zu eins auf auszuführende Anlagen übertragen werden. Vergleiche mit Messungen an realen Turbinen von Zimmermann [33] lassen jedoch eine Übertragung der aus den Versuchen am ARDV gewonnenen Tendenzen auf reale Abdampfgehäuse von Turbinen zu.



**Abbildung 1: Axial-Radial-Diffusorversuchsstand und Messstellen**

Die Spaltströmung, die stromab des Drallrades in die Hauptströmung tangential zur Diffusorkontur eingblasen wird, lässt sich unabhängig von der Hauptströmung regeln. Damit lassen sich verschiedene Dichtungskonzepte von Endstufen, die jeweils unterschiedliche Schaufelspitzenströmungen aufweisen, näherungsweise modellieren. Die Machzahl der Spaltströmung lässt sich dabei über den Totaldruck dieser Strömung nach Gleichung (1) einstellen.

$$M_{Spalt(Sp)} = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \cdot \left( \left( \frac{p_{tot,Spalt}}{p_{E2}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)} \quad (1)$$

Der statische Druck im Axial-Radial-Diffusor wird entlang der Diffusorschalen gemessen. Dabei gibt es an der Diffusoraußenschale acht im Abstand von 45° in Umfangsrichtung angeordnete Messstrahlen mit jeweils acht Druckmessstellen. In der drehbaren Innenschale gibt es einen Messstrahl mit acht Druckmessbohrungen.

Die Wanddruckverteilungen werden in diesem Bericht nicht diskutiert, da hier nur kurz auf die Auswirkungen der verschiedenen Konfigurationen auf die Effizienz des Systems Diffusor-Abdampfgehäuse eingegangen wird.

Im Diffusor befinden sich außerdem zwei Sondenmessebenen, die Diffusoreintrittsebene E2 und die Diffusoraustrittsebene E3. Die Sondenverstellgeräte sind dabei in der drehbaren Diffusorinnenschale montiert und ermöglichen damit eine Traversierung in Umfangsrichtung. Standardmäßig werden pro Messebene 96 Messpunkte aufgenommen.

Dies sind 6 Messpunkte in radialer Richtung für die Ebene E2 und 6 in axialer Richtung für die Ebene E3 alle  $22,5^\circ$  in Umfangsrichtung. Die Messebenen mit den Messstellen sind auch in Abbildung 4.1 zu sehen. Für die Sondenmessungen kommen jeweils 5-Loch-Kegelsonden zum Einsatz, die an den institutseigenen Kalibrierkanälen für einen Messbereich der Machzahlen zwischen  $Ma = 0$  bis  $Ma = 0,9$  kalibriert wurden.

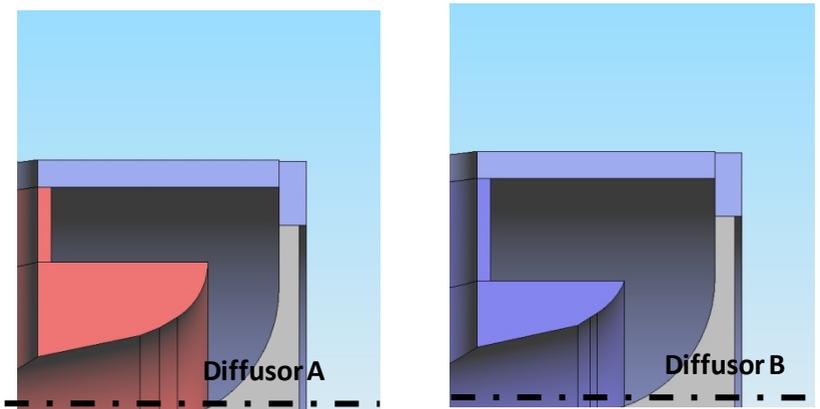
In der Kondensatorebene K erfolgt eine Messung des statischen Druckes für die Bilanzierung des Druckrückgewinnbeiwertes. Der statische Druck wird mit Messbohrungen an acht Umfangspositionen abgegriffen und dann direkt pneumatisch gemittelt.

Die Steuerung des Versuchsstandes sowie die Datenerfassung erfolgt mit einem Labview-Programm. Für die Analyse der Messdaten werden dann Matlab- und MS-Excel-Routinen eingesetzt. Diese Auswertung der Messdaten wurde innerhalb dieses Projektes völlig neu gestaltet und deutlich verbessert.

## 4.2 Untersuchte Lastzustände und Versuchsauswertung

Die in diesem Bericht beschriebenen Versuche beziehen sich auf zwei herkömmliche Diffusorkonturen A und B. Diese Diffusorkonturen sind in Abbildung 2 in einem Achsnormalschnitt dargestellt.

Bei den Untersuchungen wurden zwei Hauptbetriebszustände untersucht. Beim Betriebspunkt Auslegung beträgt die mittlere axiale Machzahl 0,5 und die Strömung ist nahezu drallfrei. Für den Betriebspunkt Überlast beträgt die mittlere axiale Machzahl 0,6 und die Strömung hat aufgrund eines anderen Drallrades einen leichten Drall. Die genauen Drallverteilungen sind der Arbeit von Becker et al. [7] zu entnehmen.



**Abbildung 2: Schnittdarstellung der prinzipiellen Diffusorkonturen A und B**

## Diffusoren für Retrofit-Einsatz

Für die Spaltströmung wurden verschiedene Strömungszustände untersucht. In diesem Bericht werden zwei Spaltströmungszustände dargestellt. Der erste repräsentiert eine Endstufe mit Deckband und einer relativ energiearmen Schaufelspitzenströmung, die Spaltmachzahl beträgt hier  $M_{sp}=0,4$ . Der zweite Zustand soll die energiereiche Schaufelspitzenströmung einer freistehenden Schaufel nachbilden. Die Spaltmachzahl beträgt hier  $M_{sp}=1,2$ .

Für alle in diesem Bericht dargestellten Konfigurationen und Betriebspunkte wird der Druckrückgewinnbeiwert zwischen der Diffusoreintrittsebene E2 und der Kondensatoreintrittsebene K als die hauptsächliche Bewertungsgröße der Diffusorströmung herangezogen. Der Druckrückgewinnbeiwert wird wie in Gleichung (2) angegeben definiert:

$$c_{p,2-K} = \frac{\overline{p_K} - \overline{p_{E2}}}{\overline{p_{tot,E2}} - \overline{p_{E2}}} \quad (2)$$

Der Druckrückgewinn wird dann, wie in Gleichung (3) zu sehen, mit einem Referenzwert normiert. Der dafür genutzte Referenzwert ist der des Diffusors A ohne jegliche Einbauten im Abdampfgehäuse bei einer Spaltmachzahl von 1,2. Dieser Referenzwert wird als A0 bezeichnet. Der Einfachheit halber wird dieser normierte Druckrückgewinn im Weiteren nur als Druckrückgewinn bezeichnet.

$$c_{p,2-K,norm} = \frac{\overline{p_K} - \overline{p_{E2}}}{\overline{p_{tot,E2}} - \overline{p_{E2}}} \cdot \frac{1}{c_{p,2-K,A0}} \quad (3)$$

Um den Druckrückgewinn in der beschriebenen Art und Weise zu berechnen, müssen die Mittelwerte des totalen und des statischen Druckes in der Diffusoreintrittsebene aus den Messfeldern bestimmt werden. Obwohl es für diese Mittelung sehr gute Vorschläge z.B. in Kreitmeier et al. [18] gibt, wird hier eine einfachere, deutlich weniger aufwendige Mittelung angewandt. Dabei wird der Totaldruck massenstromgemittelt und der statische Druck flächengemittelt. Dies entspricht einer Einhaltung der Impulsgleichung für die Mittelung. Die Auswirkungen der Mittelung werden für die hier beschriebenen Effekte aber als gering angesehen.

Die relative Unsicherheit des normierten Druckrückgewinnbeiwertes  $c_{p,2-K,norm}$  verschiedener untersuchter Konfigurationen zueinander wird mit Hilfe von statistischen Methoden auf der Basis von Wiederholungsmessungen zu  $\Delta c_{p,2-K,norm}=0,03$  abgeschätzt. Der absolute Fehler des Druckrückgewinns ist deutlich größer.

Für eine Aussage zur Effizienz verschiedener am Versuchsstand untersuchter Konfigurationen zueinander ist aber der absolute Druckrückgewinnbeiwert nicht relevant. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird auf eine Darstellung der Fehlerbalken im Diagramm verzichtet.

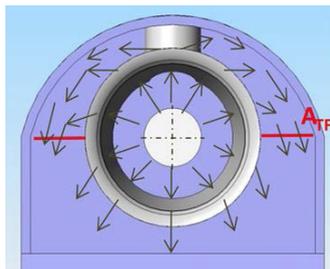
## 5 Projektergebnisse

### 5.1 AP2: Untersuchung an zwei herkömmlichen Diffusoren unter beengten Platzverhältnissen

Die Ergebnisse dieses Arbeitspunktes sind auch Bestandteil einer Veröffentlichung [1]. Innerhalb dieser Veröffentlichung werden die unten aufgeführten Erkenntnisse noch ausgiebiger diskutiert.

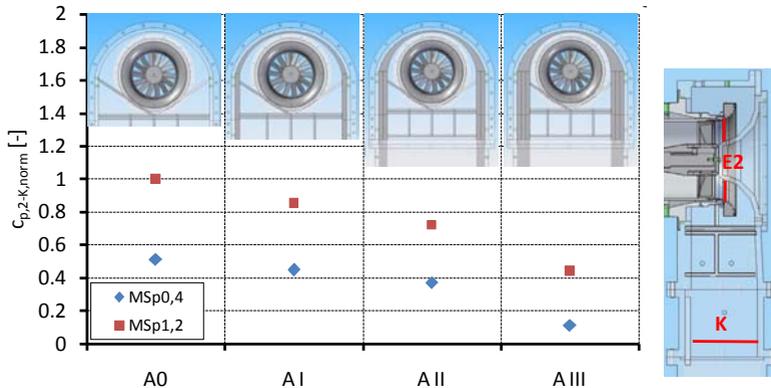
#### 5.1.1 Untersuchung der Teilfugenweite

Der Einfluss der Teilfugenweite besteht in der Änderung der Teilfugendurchströmfläche  $A_{TF}$ , die in Abbildung 3 mit der prinzipiellen Diffusordurchströmung dargestellt ist. Die Verkleinerung der Teilfugenweite ist dabei keine gewollte Designänderung von Abdampfgehäusen, sondern sie repräsentiert vielmehr den Effekt, den der Einbau größerer Turbinenendstufen und damit auch größerer Turbineninnengehäuse in ein konstantes Turbinenaußengehäuse hat. Dies ist so bei einem Retrofit einer Niederdruckdampfturbine häufig anzutreffen.



**Abbildung 3: Prinzipskizze der Strömung aus dem Diffusor in das Abdampfgehäuse mit Darstellung der Teilfugenebene**

Der Druckrückgewinn  $c_{p,2-K, norm}$  des Abdampfgehäuses ist für die beiden untersuchten Spaltmachzahlen und die Diffusorgeometrie A in Abbildung 4 zu sehen.



**Abbildung 4: Druckrückgewinn für Diffusor A in Abhängigkeit der Teilfugenfläche**

Deutlich ist zu erkennen, dass die höhere Spaltmachzahl generell zu höheren Druckrückgewinnswerten führt. Dieser Effekt ist bei allen ablösenden Diffusoren zu beobachten und wurde auch an einem einfachen Prüfstand gesondert untersucht. Die Ergebnisse dieser Untersuchung wurden veröffentlicht [1] und in dieser Veröffentlichung detailliert dargestellt.

Weiterhin erkennt man in Abbildung 4 eine stetige Abnahme des Druckrückgewinns bei einer Verkleinerung der Teilfugenfläche. Diese Abnahme erfolgt dabei nicht gleichmäßig. Der Druckrückgewinn wird im Fall der größten Einengung für die Konfiguration AIII besonders stark verringert. Dies liegt an der bereits oben beschriebenen Abnahme der Durchströmfläche vom Diffusoraustritt bis zur Teilfuge.

Das Verhalten für Diffusor B ähnelt dem von Diffusor A und wird hier nicht gesondert dargestellt. Der Druckrückgewinn für Diffusor B ist jedoch in der Veröffentlichung [1] dargestellt.

Um eine detailliertere Aussage über den Einfluss der Teilfugenweite auf den Druckrückgewinn im Abdampfgehäuse treffen zu können, wird der Einfluss der Diffusorgeometrie aus den Ergebnissen, die für die Diffusoren A und B erzielt wurden, herausgerechnet. Ergebnis ist ein korrigierter Druckrückgewinnswert der als  $c_{p,2-K,Diffusor\ korrigiert}$  bezeichnet wird.

Der geometriekorrigierte Druckrückgewinnverlauf bei sich ändernder Teilfugenweite ist in Abbildung 5 dargestellt. Für die größeren Teilfugenflächenverhältnisse ergeben sich recht stetige Verläufe des korrigierten Druckrückgewinns in Abhängigkeit vom Teilfugenflächenverhältnis. In diesem Bereich ist die Diffusorgeometrie ein weitgehend unabhängiger Parameter. Es wird aber gezeigt, dass der Parameter der Teilfugenweite einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf den Druckrückgewinn im Abdampfgehäuse hat. Messungen aus AP4 mit zwei zusätzlichen Diffusoren bestätigen diese Erkenntnisse.

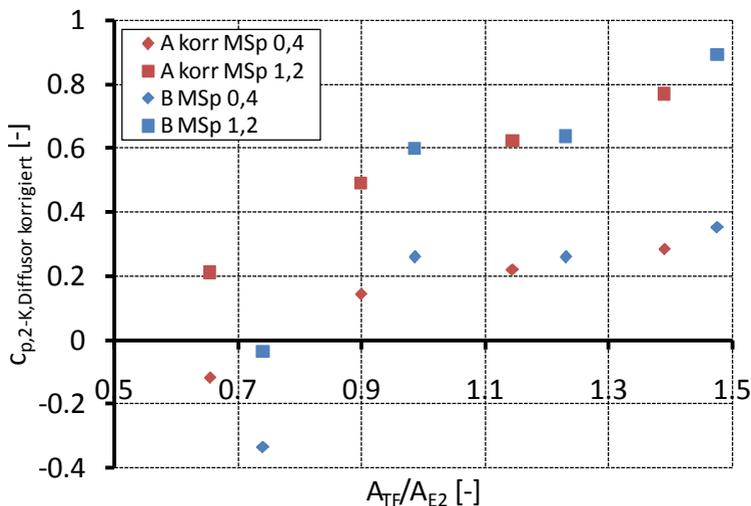


Abbildung 5: Korrigierter Druckrückgewinn für den Teilfugenflächeneinfluss

### 5.1.2 Untersuchung der Abdampfgehäusehöhe

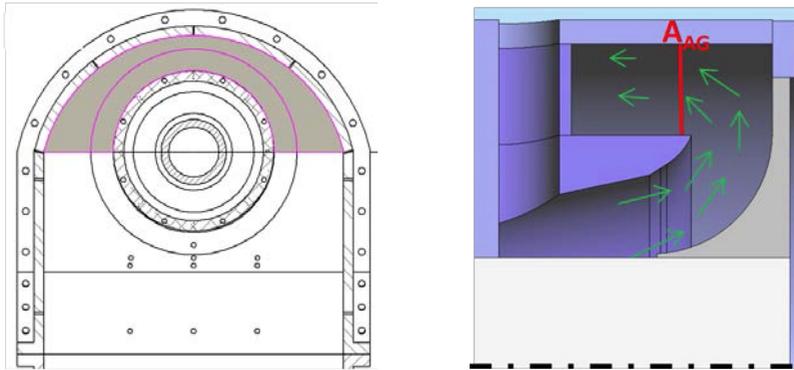
Ziel der Untersuchungen dieses Teilabschnittes ist eine Beschreibung des Einflusses der Abdampfgehäusehöhe.

Die geometrische Größe der absoluten Haubenhöhe des Abdampfgehäuses wird für die Strömung im Abdampfgehäuse als weniger relevant angesehen, da dieser Parameter für unterschiedliche Gehäuseformen als Vergleichsparameter nicht geeignet erscheint. Vielmehr wird als Vergleichsgröße die Haubendurchströmfläche  $A_{AG}$  eingeführt. Diese Fläche ist in Abbildung 6 in zwei Ansichten abgebildet.

Auf der rechten Seite von Abbildung 5.4 wird durch eine Skizzierung des Strömungsfeldes die Bedeutung dieser Fläche verdeutlicht. Die Strömung, die oberhalb der Teilfugenfläche aus dem Diffusor austritt, strömt durch die Teilfugenfläche in Richtung des Kondensators. Die Strömungsverluste verringern sich, wenn diese Durchströmung möglichst homogen geschieht. Ein großer Teil der Diffusorströmung wird dabei um die Außenschale herum in den inneren Bereich des Abdampfgehäuses umgelenkt. Bei dieser Umlenkung muss die Strömung die Haubendurchströmfläche  $A_{AG}$  passieren.

Die Größe dieser Fläche bestimmt den Umlenkungsradius sowie die mittlere Durchströmgeschwindigkeit des Fluids. Dadurch beeinflusst die Haubendurchströmfläche auch direkt den Druckverlust und damit den Strömungswiderstand für die obere Hälfte der Diffusorströmung. Außerdem ändert sich das gesamte Verhalten der Strömung im Abdampfgehäuse in Abhängigkeit vom Anteil der in den hinteren Bereich umgelenkten Strömung.

In der linken Seite des Bildes erkennt man die grau gekennzeichnete Haubendurchströmfläche. Diese Fläche wurde für alle untersuchten Konfigurationen bestimmt.

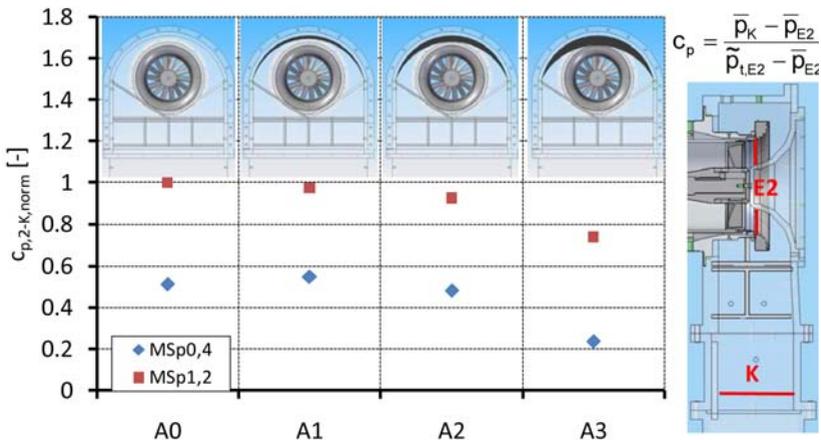


**Abbildung 6: Haubendurchströmfläche  $A_{AG}$  und Prinzipskizze der Strömung durch diese Fläche**

Die gemessenen Druckrückgewinnbeiwerte für den Bilanzraum Abdampfgehäuse von der Diffusor Eintrittsebene E2 bis zur Kondensatorebene K sind in Abhängigkeit von der Spaltmachzahl in Abbildung 7 dargestellt.

Man sieht, dass für die erste Verengung der Haubenhöhe kein starker negativer Einfluss auf den Druckrückgewinn des Abdampfgehäuses festgestellt werden kann. Für die niedrige Spaltmachzahl von  $Ma_{Sp} = 0,4$  erhöht sich der Druckrückgewinnbeiwert im Vergleich zur Referenzkonfiguration sogar leicht.

Die Konfiguration A2 weist hingegen schon für beide Spaltmachzahlen einen niedrigeren Druckrückgewinnbeiwert als die Referenzkonfiguration A0 auf. Für die extreme Haubenhöhenverkleinerung der Konfiguration A3 sind die Druckrückgewinnbeiwerte im Vergleich zur Referenzkonfiguration A0 dann deutlich niedriger.



**Abbildung 7: Druckrückgewinn für Diffusor A in Abhängigkeit der Haubenhöhe**

## Diffusoren für Retrofit-Einsatz

Das Verhalten für Diffusor B ähnelt dem von Diffusor A und wird hier nicht gesondert dargestellt. Der Druckrückgewinn für Diffusor B ist jedoch in der Veröffentlichung von Finzel et al. [1] enthalten.

Um den Einfluss der Haubendurchströmfläche möglichst unabhängig von der Diffusorgeometrie zu bestimmen, wird wieder der Einfluss der Diffusorgeometrie auf den Druckrückgewinnbeiwert herausgerechnet. Dies geschieht analog zum Vorgehen für die Teilfugenweite.

Die Ergebnisse dieser Korrektur sind in Abbildung 8 zu sehen. Es zeigt sich, dass eigentlich im gesamten untersuchten Bereich der dimensionslosen Haubendurchströmfläche eine direkte Abhängigkeit der Änderung des Druckrückgewinnbeiwertes von der Größe dieser Fläche beobachtet werden kann. Diese Änderung des Druckrückgewinnes scheint dabei nahezu unabhängig von der Diffusorgeometrie. Allein die Spaltmachzahl zeigt ebenfalls eine deutliche Abhängigkeit. So ist für die niedrige Spaltmachzahl von  $Ma_{Sp}=0,4$  ein Maximum des Druckrückgewinnbeiwertes zwischen dem Flächenverhältnis  $A_{AG}/A_{E2}$  von 1 bis 1,2 zu erkennen.

Für die höhere Spaltmachzahl von  $Ma_{Sp}=1,2$  befindet sich dieses Maximum nicht innerhalb des untersuchten Bereiches der Haubendurchströmflächen. Die Druckrückgewinnbeiwerte verändern sich allerdings für Werte des Flächenverhältnisses von größer 1 deutlich weniger als bei kleineren Flächenverhältnissen. Auch ist die maximale absolute Änderung des Druckrückgewinnes vom Maximum bis zum Minimum für die größere Spaltmachzahl etwas geringer als für die niedrigere Spaltmachzahl.

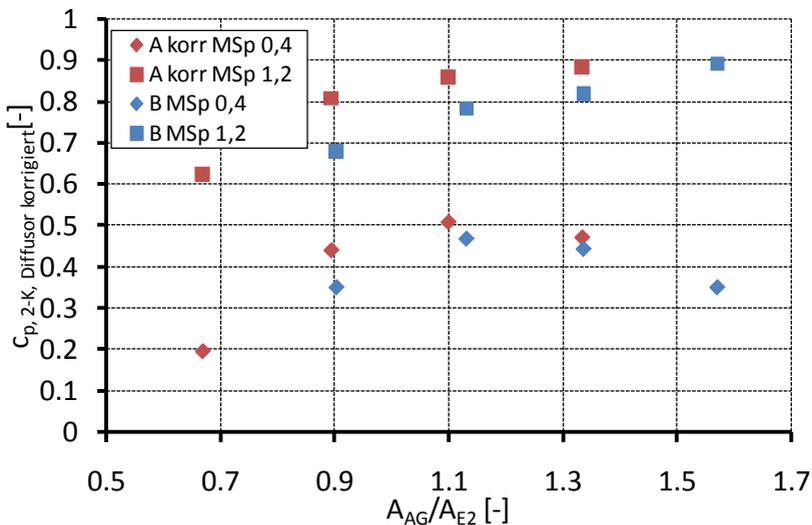


Abbildung 8: Korrigierter Druckrückgewinn für den Haubenhöheneinfluss

## 5.2 AP3+4: Messung und Auswertung an zwei optimierten Diffusorgeometrien

Die Analyse der Messdaten des Arbeitspunktes 2 führen zu zwei Schlüssen hinsichtlich der Optimierung der Diffusorgeometrie.

Erstens ergibt sich aus einem Vergleich der Diffusoraußenschale A und B die Erkenntnis, dass eine Verkürzung des Diffusorkanals bei gleichem Diffusorflächenverhältnis zu schlechteren Druckrückgewinnen führt. Bei Spaltströmung im Diffusor und Ablösegefahr an der Diffusoraußenschale spielt allerdings nicht nur das Diffusorflächenverhältnis sondern auch die Kontur der Diffusoraußenschale für das Strömungsverhalten im Diffusor eine Rolle.

Deshalb wird durch Änderungen der Diffusorkontur versucht, ein besseres Ablöseverhalten zu erreichen. Ergebnis einer solchen Korrektur ist Diffusor C, der im Vergleich zu Diffusor B im mittleren Bereich keine so starke Öffnung aufweist. Dadurch wird ein verbessertes Ablöseverhalten des Diffusors im Bereich geringer Spaltströmungen erwartet.

Die zweite Optimierung der Diffusorgeometrie wurde genutzt, um der starken Umfangs-asymmetrie der Diffusorströmung besser gerecht zu werden, dies wurde mit einer nicht mehr rotationssymmetrischen Diffusorschale D erreicht.

Abbildung 9 zeigt die vermessenen Druckrückgewinnbeiwerte der beiden optimierten Diffusorvarianten. Die asymmetrische Variante D zeigt dabei eine recht starke Verbesserung des Diffusordruckrückgewinnes für den gesamten untersuchten Betriebsbereich. Für die Variante C ist eine Analyse schwieriger. Es zeigte sich zwar die erwartete leichte Verbesserung des Diffusordruckrückgewinnes im Bereich niedriger Spaltströmung. Allerdings verschlechterte sich der Diffusordruckrückgewinn für die höhere Spaltmachzahl. Die Unterschiede zwischen den Varianten B und C liegen zudem im Bereich der Messunsicherheit, weshalb eine abschließende Bewertung des Optimierungserfolges für diesen Fall nicht möglich ist.

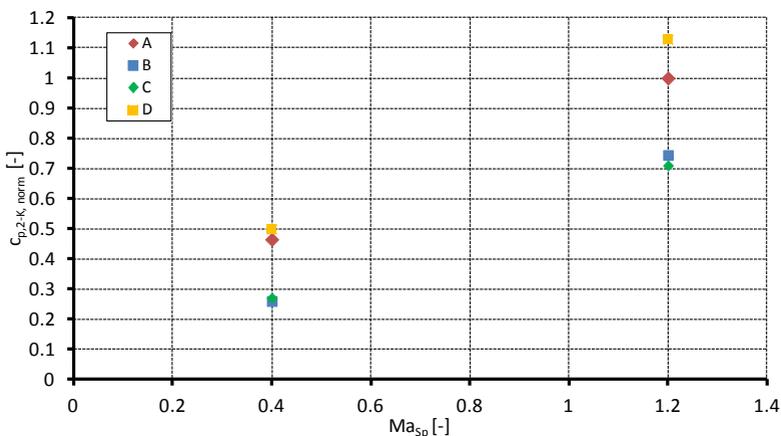


Abbildung 9: Diffusordruckrückgewinn der beiden konturoptimierten Diffusorvarianten

### 5.3 Zusammenfassung der Ergebnisse und Ausblick

Die Abdampfgehäuseparameter Teilfugenweite und Haubendurchströmfläche konnten innerhalb des Projektes als die, die Abdampfgehäuseströmung maßgeblich beeinflussenden, signifikanten geometrischen Kenngrößen bestimmt werden. Zudem führten die gewonnen Erkenntnisse zu zwei optimierten Diffusorgeometrien.

Die rotationsasymmetrische Geometrie stellt dabei weder ein fertigungstechnisches noch ein strömungsmechanisches Optimum dar. Aufgrund des großen Potenziales einer solchen Geometrie wird eine weitere Beschäftigung mit dem Thema der Umfangsasymmetrie der Abdampfgehäuseströmung von Niederdruckdampfturbinen als sinnvoll angesehen.

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Das Projekt wurde fristgerecht und dem Antrag entsprechend vollständig bearbeitet.

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

- [1] Finzel, C.; Schatz, M.; Casey M.; Gloss, D.: Experimental investigations of geometrical parameters on the pressure recovery of low pressure steam turbine exhaust hoods. ASME GT2011-45302, Vancouver, (2011)
- [2] Finzel, C.; Casey, M.: Experimental and CFD investigations on the influence of a wall jet flow on the performance of a curved diffuser. 9th European Conf. on Turbomachinery. Istanbul, (2011)

#### 7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen

- [3] Finzel, C.; Casey, M.: BOS-Messungen in einem gekrümmten Diffusor. Diffusor-Kolloquium, St. Petersburg, Russische Föderation, (2010)
- [4] Finzel, C.; Casey, M.: Investigations of the flow in a curved diffuser with an additional wall jet flow. 24th Turbomachinery Workshop, Freudenstadt, (2010)
- [5] Finzel, C.; Casey, M.: Einfluss verschiedener Abdampfgehäuseparameter auf das Diffusordesign. Erster Workshop der 2. Phase von KW21, Karlsruhe, (2010)

### 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21-Teilprojekte

- [6] Hirschmann, A.; Volkmer, S.; Schatz, M.; Finzel, C.; Casey, M.; Montgomery, M.: The influence of the total pressure profile on the performance of axial gas turbine diffusers. ASME GT2010-22481, Glasgow, (2010) (wird zusätzlich im ASME Journal of Turbomachinery veröffentlicht)

### 7.3 Weitere Publikationen

- [7] Becker, S.; Gretschel, E.; Casey, M.: Influence of a Tip Clearance Jet on a Swirling Flow in an Axial-Radial Diffuser. Proc. 6th European Conf. on Turbomachinery. Lille, (2005), S. 490-500
- [8] Drokonov, A. M.; Zaryankin, A. E.: Investigating the Joint Operation of a Turbine Stage and a Diffuser Exhaust Hood. Teploenergetika 19. (1972) Nr. 2, S. 43-45
- [9] Energy Information Administration: International Energy Outlook. 2007
- [10] Fu, J.; Liu, J.; Zhou, S.: Experimental and Numerical Investigation of Interaction between Turbine Stage and Exhaust Hood. Proc. of the IMechE, Part A: Journal of Power and Energy 221. (2007), S. 991-999
- [11] Garkusha, A. V. et al.: Features of Joint Operation of a Stage and the Exhaust Hood of a Turbine with Different Radial Clearances over the Moving Row. Thermal Engineering 35. (1988) Nr. 8, S. 478-480
- [12] Gray, L. et al.: Technical Considerations in Optimizing Blade-Exhaust Hood Performance for Low Pressure Steam Turbines. 1989 ASME Joint Power Generation Conf. Dallas, (1989), S. 89-97
- [13] Gudkov, E. I.; Konev, V. A.; Basov, V. A.: Aerodynamic Features of the Exhaust Circuits of Low-Pressure Cylinders with Hoods of Small Axial Length. Thermal Engineering 37. (1990), Nr. 5, S. 237-240
- [14] Hosenfeld, H.; von Schwerdtner, O.: About the influence of the exhaust casing on the flow through the last L.P. stages of large steam turbines at variable volumetric flow. Proc. 11th Nat. Conf. on Fluid Mechanics and Fluid Power. Hyderabad, (1982)
- [15] Kasilov, V. F. et al.: Investigating the Exhaust Hood of a Steam Turbine Low-Pressure Cylinder. Thermal Engineering 37. (1990), Nr. 5, S. 241-244
- [16] Kluttig, H.: Strömungsuntersuchungen für ein Dampfturbinen-Austrittsgehäuse. Mitt. aus dem Kraftwerks-Anlagen-Bau 29. (1989), Nr. 1, S. 26-30
- [17] Kraus, P.: Optimierung eines Axial-Radial-ND-Abströmgehäuses hinsichtlich des Wirkungsgrades sowie der Stoßoszillation. Dissertation, Universität Stuttgart, (2002)
- [18] Kreitmeier, F.; Lücking, P.; Benim, A. C.: Augmentation of Axial-Radial and Axial-Axial Diffusers for Improved Design and Off-Design Turbine Performance. National Technical University of Athens(Hrsg.): Proc. 7th European Conference on Turbomachinery. Athen, (2007), S. 405-416
- [19] Lagun, V. P. et al.: Method and some Correlated Results of a Study of Exhaust Hoods on Full-Scale Steam Turbines. Thermal Engineering 38 (1991), Nr. 2, S. 71-75
- [20] Liu, J.; Cui, Y.; Jiang, H.: Investigation of Flow in a Steam Turbine Exhaust Hood With/Without Turbine Exit Conditions Simulated. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 125. (2003), S. 292-299
- [21] Luniewicz, B. et al.: Modernisation of the 200 MW Turbine Exhaust Hood. Proc. of Conf. on Modelling and Design Fluid Flow Machinery. Gdansk, (1997)

- [22] Maier, R.: Experimentelle Untersuchung selbsterregter Stoß-Grenzschicht-Pulsationen in Abdampfdiffusoren. Dissertation, Universität Stuttgart, (1989)
- [23] Messner, J.; Gretschel, E.; Wolf, U.: Abströmung aus der letzten Turbinenstufe durch den Diffuser in den Kondensator. Verbundprojekt GuD-Kraftwerk ‚500 MW auf einer Welle‘ (AG TURBO II). (2003), S. 57 BI
- [24] Neft, H.; Franconville, G.: Neue Dampfturbinenkonzepte für höhere Eintrittsparameter und längere Endschaufeln. VGB Kraftwerkstechnik 73. (1993), Nr. 5, S. 409-415
- [25] Owczarek, J. A. et al.: Improvement of the Exhaust Flow of a Low-Pressure Turbine. EPRI-GS-7003, Electric Power Research Inst., Palo Alto, CA (USA); Lehigh Univ., Bethlehem, PA (USA); IMO Delaval, Trenton, NJ (USA), (1990)
- [26] Stastny, M.: Decreasing Losses in Diffuser Channels of Steam Turbines by Changing the Boundary Layer Conditions. Proc. IMechE European Conf. London: (1991), S. 303-307
- [27] Stastny, M.: Untersuchung eines Dampfturbinen-Austrittsgehäuses in einem breiten Betriebsbereich. Maschinenbautechnik 38 (1989), Nr. 1, S. 27-29
- [28] Stastny, M.: Untersuchung eines Typendiffusers und eines Austritts für Dampfturbinen. Maschinenbautechnik 31 (1982), Nr. 4, S. 154-160
- [29] Völker, L.: Neue Aspekte der aerodynamischen Gestaltung von Niederdruck-Endstufen-Beschaufelungen. Dissertation, Universität Stuttgart, 2007.
- [30] Yudin, J. A.: Über den Einfluß der Strömungsverteilung hinter der letzten Stufe einer Dampfturbine auf den Abdampfdiffuser. Energeticeskoe masinstroenie 47. (1989), S. 15-21
- [31] Zaryankin, E. A. et al.: Features of the Exhaust Hoods of Present Day Steam Turbines. Thermal Engineering 34. (1988), Nr. 4, S. 243-244
- [32] Zhang, W. et al.: Particle Image Velocimetry Measurements of the Three-Dimensional Flow in an Exhaust Hood Model of a Low-Pressure Steam Turbine. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 129. (2007), S. 411-419
- [33] Zimmermann, C.: Experimentelle Bestimmung des Strömungsfeldes im Bereich der Endstufe und des anschließenden axiradialen Diffusers einer ND-Modellturbine. Dissertation, Universität Stuttgart, (1995)

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Keine

# 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

## 8.2 Studentische Mitarbeiter

T. Humke	Unterstützung bei Umbau und Montage des Versuchsstandes (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
----------	---

- S. Schmidt           Anfertigung von Fertigungszeichnungen für Einbauteile des Versuchsstandes  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Technologiemanagement)
- F. Behnle             Unterstützung bei Analyse der Messdaten  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Technische Kybernetik)

## 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

- O. Zirn                Vermessung der Diffusorströmung für eine neue Diffusorgeometrie bei verschiedenen Abdampfgehäusekonfigurationen am ARDV  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Technologiemanagement)
- D. Kuschnertschuk   Untersuchungen von Strömungssoszillationen an Axial-Radial-Diffusoren unter Berücksichtigung des Abdampfgehäuses  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- S. Schmidt            Untersuchung des Einflusses von Strömungslleitblechen auf die Abdampfgehäuseströmung des Axial-Radial-Diffusorversuchsstandes  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Technologiemanagement)
- F. Dietmann          Adaption des BOS-Verfahrens auf einen Diffusorprüfstand  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- T. Humke             Untersuchungen von Strömungssoszillationen in einem kurzen Axial-Radial-Diffusor  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- M. Hellmann         Untersuchung des Einfluss der Verengung der Abdampfgehäusehaube auf den Druckrückgewinn des ARDV bei verschiedenen Betriebspunkten  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- S. Pflugfelder        Untersuchung des Einflusses der Teil fugenweite auf die Abdampfgehäuseströmung, Studienarbeit  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- P. Jonas             Untersuchung des Einflusses der Pralllängenreduzierung auf die Abdampfgehäuseströmung des Axial-Radial-Diffusor-Versuchsstandes  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)

## 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

Keine

## 8.4 Promotionen

- C. Finzel             Betrachtung der Abdampfgehäuseströmung von Niederdruckdampfturbinen unter besonderer Berücksichtigung der Schaufel-spitzenströmung am Diffusoreintritt, Universität Stuttgart (als Dissertation angemeldet)

## **9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU**

### **9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU**

Es wurden keine weiteren Drittmittel zum Projektthema eingeworben.

### **9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)**

Eine Weiterführung der Arbeiten ist derzeit nicht geplant.

## Arbeitskreis Fluidodynamik und Dampfturbine

### Projekt: BWL 34 DT

## Tropfenpopulation in Niederdruck-Dampfturbinen

Projektleiter:	Prof. M. Casey, D.Phil. Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium Universität Stuttgart
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. M. Schatz, Dipl.-Ing. J. Starzmann
Finanzierung:	Ministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst Baden-Württemberg

## 1 Ausgangssituation

Ein Großteil der weltweiten Stromerzeugung wird durch fossile und nukleare Dampfkraftwerke bestritten, in denen die Dampfturbine eine Schlüsselstellung einnimmt. Vor allem um den steigenden Energiebedarf von Schwellenländern zu decken, ist trotz der stetig wachsenden regenerativen Energieträger auch ein Zubau konventioneller Dampfkraftwerke zu erwarten. Hierbei muss das Ziel sein, bestehende und neue Kraftwerke mit einer möglichst klimafreundlichen Technik auszustatten. In Deutschland hingegen wird mit breiter gesellschaftlicher Zustimmung eine Energiewende hin zu sogenannten erneuerbaren Energien angestrebt. Auch dies kann nur möglichst umwelt- und ressourcenschonend erreicht werden, wenn in Übergangsphasen auch bestehende Konzepte hocheffizient realisiert werden.

Ein besonderes Verbesserungspotential wird den Niederdruckstufen von Dampfturbinen zugesprochen. Zum einen weil die stark dreidimensionale transsonische Strömung eine aerodynamische Herausforderung darstellt, vor allem aber weil die bereits einsetzende Kondensation des Dampfes zu zusätzlichen Verlusten führt, die bisher nicht im Detail quantifiziert oder im Designprozess genügend berücksichtigt wurden.

Auf Grund des erschwerten Zugangs zur Dampfströmung und der widrigen Rahmenbedingungen (z.B. hohe Strömungsgeschwindigkeiten und Dampftemperaturen) ist eine experimentelle Untersuchung sehr anspruchsvoll. Im Rahmen des Projektes werden Messungen von Tropfengröße -und anzahl mittels einer Lichtextinktionssonde an der ITSM-Modellampfturbine realisiert. Die gewonnenen Daten können zur Validierung des verwendeten numerischen Zweiphasenmodells verwendet werden. Speziell in den letzten Jahren konnten die Möglichkeiten zur theoretischen Untersuchung der Kondensation in stark expandierenden Strömungen mit Hilfe der modernen Strömungssimulation verbessert werden. Eine gesicherte numerische Modellierung der dissipativen Vorgänge durch

den Phasenwechsel in Niederdruck-Dampfturbinen stellt daher ein weiteres Untersuchungsziel des vorliegenden Projektes dar. Einige physikalische Zusammenhänge sowie das im Rahmen des Projektes erarbeitete Modell zu Quantifizierung der Nässeverluste werden im Folgenden beschrieben. Für einen ausführlicheren Überblick mit zahlreichen Literaturangaben kann auf den Bericht zur Zwischenbegutachtung [14] verwiesen werden.

### 1.1 Theorie der Nässeverluste

Der Kondensationsvorgang in einer Niederdruckstufe weicht von der gängigen Vorstellung eines Kondensationsvorganges ab. Der Grund hierfür liegt in der Geschwindigkeit der Zustandsänderung und an der geringen Anzahl Fremdkeime. Nach Überschreiten der Sättigungslinie ist es dem Dampf nicht möglich, die erforderliche Wassermenge auszuscheiden. Die Strömung expandiert kurzzeitig trocken weiter und geht in einen Ungleichgewichtszustand über. Dieser ist dadurch gekennzeichnet, dass die Dampftemperatur unter die theoretisch vorliegende Sättigungstemperatur absinkt. Zu einer spontanen Kondensation kommt es schließlich im sogenannten Wilsongebiet bei ca. 3 % bis 4 % theoretischer Nässe. Diese starke Tropfenbildung und das anschließende Anwachsen der Tropfen beseitigen den thermodynamischen Ungleichgewichtszustand, da während der Kondensation die latente Wärme vom Tropfen an den Dampf abgegeben werden muss. Dieser Vorgang ist wie alle Relaxationsvorgänge mit einer Entropieerhöhung verbunden, die direkt mittels des Zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik beschrieben werden kann,

$$\dot{S}_{th} = \frac{\dot{Q}}{T_g} - \frac{\dot{Q}}{T_d} \geq 0 \quad \text{wobei} \quad T_s(p_s) \approx T_d \quad (1.1)$$

Der irreversible Prozess wird demnach bestimmt vom frei werdenden Wärmestrom, der durch Kondensatmenge und latenten Wärme vorgegeben ist, und den vorherrschenden Temperaturen. Schließlich lassen sich die thermodynamischen Relaxationsverluste  $P_{th}$  für ein definiertes Volumen als Energieverlust direkt berechnen:

$$P_{th} = \int_{vol} \dot{m}_{c/d} L \left( \frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_d} \right) T_m dV \quad (1.2)$$

Bei der Expansion des Dampfes in einer Niederdruckstufe eines fossilen Kraftwerkes erreicht der Dampf Nässeanteile von über 10 %. Zusätzlich zu den beschriebenen Verlusten unmittelbar durch den Phasenwechsel entstehen Verluste auf Grund der tropfenbeladenen Strömung selbst. Die massereichen Tropfen können dem Dampf teilweise nicht folgen und bewegen sich daher relativ zur Dampfströmung. Es liegt somit ein kinematischer Ungleichgewichtszustand vor. Durch dissipative Reibungsvorgänge versucht die Strömung diesen Zustand auszugleichen. Diese sogenannten Schleppverluste konnten bisher nur mittels einer idealisierten Relaxationszeit abgeschätzt werden, siehe Gyarmathy [15]. Im Rahmen des Projekts konnten erstmals Schleppverluste in Dampfturbinen in einem numerischen Modell berücksichtigt und quantifiziert werden. Es zeigte sich, dass die Schleppverluste an Tropfen, die durch homogenen Nukleation entstehen, in der Regel klein sind [3] und in einem ersten Schritt vernachlässigt werden können. Jedoch findet

eine gewisse Ablagerung von Tropfen auf Schaufel- oder Gehäuseoberflächen statt, die weitere sekundäre Nässeverluste verursachen. Für die Tropfenablagerung sind Trägheitseffekte (vor allem um den Staupunkt der Schaufel) in gleichem Maße verantwortlich wie turbulente Diffusionsvorgänge, die Tropfen erfassen und in Richtung Wand transportieren [16]. (Mittels einer aufwendigen semi-experimentellen Methode konnte im Rahmen des Projektes die Berechnung von Tropfenablagerungen realisiert werden, siehe [6].) Das abgelagerte Wasser tritt in Form von großen Sekundärtropfen an der Hinterkante einer Leitschaufel wieder in die Strömung ein. Die Sekundärtropfen können auf dem Weg bis zur nächsten Schaufelreihe nur ungenügend beschleunigt werden und verursachen neben zusätzlichen Schleppverlusten auch Bremsverluste und Erosionsschäden am stromab befindlichen Rotor. Auf eine weitere Betrachtung dieser Sekundäreffekte wird im Rahmen des vorliegenden Berichts verzichtet und stattdessen auf die Veröffentlichungen [3] und [6] verwiesen. Die wichtige Erkenntnis, dass kleine Primärtropfen zu geringeren Nässesekundärverlusten in den stromab befindlichen Stufen führen, soll jedoch festgehalten werden. Weitere Rückschlüsse, die sich direkt aus den gegebenen Verlustmechanismen ergeben, werden im folgenden Kapitel diskutiert.

## 1.2 Rückschlüsse für das vorliegende Projekt

Die Tropfengröße beeinflusst die Nässeverluste in verschiedenen Facetten. Am offensichtlichsten ist der Zusammenhang, dass große Tropfen der Strömung weniger gut folgen können und somit höhere Schleppverluste verursachen. Als Folge der erhöhten Ablagerung ergeben sich zusätzlich höhere Schleppverluste an Sekundärtropfen und ebenso sind höhere Bremsverluste zu erwarten. Die in einer Turbine vorliegende Tropfengröße kann insofern nicht beeinflusst werden, da sie maßgeblich durch die strömungsmechanischen Gegebenheiten während der Nukleation (homogen oder heterogen) bestimmt wird. Bei hohen Expansionschnellen entstehen kleinere Tropfen und somit eine feinere Nässezusammensetzung. Höhere Expansionschnellen können durch eine Veränderung der Turbinengeometrie erreicht werden, jedoch erhöhen sich dadurch auch Nässeverluste unmittelbar während der spontanen Kondensation und möglicherweise auch die Profilverluste. Die Chancen der Reduzierung von Nässeverlusten liegt also im Optimum zwischen der zu erreichenden Tropfengröße und den hierzu nötigen Expansionschnellen sowie der Wechselwirkung mit den aerodynamischen Verlusten bzw. den Profilverlusten.

## 2 Projektziele

Auf numerischer Seite ist das Ziel des vorliegenden Projektes eine gesicherte Modellierung der kondensierenden Strömung in Niederdruck-Dampfturbinen zu gewährleisten. Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Bestimmung der Nässeverluste, da die Quantifizierung dieser das Fundament für eine numerische Studie zur Verlustreduzierung darstellt.

Zur Validierung des numerischen Modells werden Messdaten benötigt. Einerseits dienen gemessene Tropfendurchmesser und -anzahlen zur Beurteilung der Strömungssimulation, andererseits sind experimentell bestimmte Leistungs- und Verlustdaten zur Validierung von gleicher Bedeutung. Die erforderlichen Messungen am ITSM-Dampfturbinenversuchstand und besonders die Bereitstellung der Nässeprobe für den Einsatz in einer Turbine werden im Rahmen des Projektes durchgeführt. Hinsichtlich der Validierung der numerischen Modelle wurden zusätzlich Messdaten von Lavaldüsenströmungen und

2D-Kaskaden verwendet. Letztlich bleibt die Frage zu klären, ob durch eine gezielte Änderung der Auslegung die Nässeverluste reduziert werden können. Im Rahmen des Projektes sollen Möglichkeiten für eine „nässespezifische Auslegung“ erarbeitet werden.

## **2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen**

Wie bereits im Bericht zur Zwischenbegutachtung [14] **dokumentiert wurde, konnte während der Bearbeitung des Projektes ein Programmierfehler im kommerziellen Strömungslöser aufgedeckt werden.** Der weitere Projektverlauf wurde davon insofern beeinflusst, dass ein verstärkter Schwerpunkt auf die Validierung von Tropfenentstehungs- und -wachstumsmodellen anhand ein- und zweidimensionaler Geometrien durchgeführt wurde, um eine belastbare Aussage hinsichtlich der Modellqualität tätigen zu können. Es wurden die bekannten Lavaldüsen nach Moses und Stein [17], die vier Düsen mit unterschiedlichen Expansionschnellen nach Moore et al. [18] und die Kreisbogendüse nach Barschdorff [19] **numerisch untersucht. Weiterhin wurden zahlreiche Betriebspunkte der Stator-Kaskade nach White et al. [20] sowie die Rotorkaskade nach Bakhtar et al. [21], [22] berechnet.** Diese Daten dienen vorzugsweise zur Validierung des Verlustmodells, denn für die Kaskadenströmungen lagen die messtechnisch erfassten Nässeverluste und/oder die Profilverluste vor. Auszugsweise werden die erzielten Ergebnisse im Folgenden dargestellt, für eine ausführliche Beschreibung kann auf die Veröffentlichungen [3] und [13] verwiesen werden. Trotz dieser Änderungen im Projektablauf konnten unterschiedliche nässespezifische Designansätze verfolgt werden, wobei nur die vielversprechendsten im nachstehenden Ergebnissteil kurz dargelegt werden.

## **3 Vernetzung**

### **3.1 Vernetzung innerhalb KW21**

Eine Zusammenarbeit war mit den Projekten BW L 32DT und BW L 33DT möglich. Beispielsweise konnten Randbedingungen, Geometriedaten und Rechenetze an das Projekt BW L 33DT zur numerischen Untersuchung übergeben werden. Die berechneten Strömungsdaten flossen ebenso in die Betrachtungen zur Erosionsproblematik ins Projekt BW L 33DT ein.

### **3.2 Vernetzung außerhalb KW21**

Ein regelmäßiger Austausch mit dem Hersteller des verwendeten Softwarepaketes Ansys CFX war zur Durchführung des Projektes unerlässlich. Zur Validierung und Verbesserung der Zweiphasenmodellierung war besonders der Kontakt zu Prof. Gerber (University New Brunswick, Kanada) wertvoll. Im Rahmen einer einmaligen internationalen Konferenz zum Thema „Nassdampfproblematik in Dampfturbinen“ wurden Problemstellungen mit unterschiedlichen Experten diskutiert werden. Dabei konnten speziell zu Prof. J. Young und Dr. A. White aus Cambridge (UK) persönliche Kontakte geknüpft werden, die zu einem regen wissenschaftlichen Austausch führten. Ähnliches gilt für den Kontakt zu Prof. F. Bakhtar aus Birmingham, dessen Rotorkaskade [21] numerisch untersucht wurde.

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Die Bereitstellung der Messtechnik zur Bestimmung von Tropfendurchmessern und Tropfenkonzentration in Nassdampfströmungen wurde in drei Abschnitte gegliedert. Im ersten Teil wurde die bisher eingesetzte Messtechnik mit allen zur Messung notwendigen Hardwarekomponenten auf Verbesserungspotentiale untersucht. Hierdurch konnte sowohl die Messgenauigkeit verbessert als auch der Messbereich erweitert werden. Im zweiten Teil wurde die mathematische Auswertung der gemessenen Extinktionsdaten optimiert und die dazu entwickelte Software erweitert.

Im dritten Abschnitt wurde zunächst die Auswerterroutine auf ihre Güte hin überprüft, indem ideale Extinktionsdaten generiert und ausgewertet wurden. Ziel hierbei war es, die Berechnungsgenauigkeit der der Auswertung zugrundeliegenden mathematischen Inversionsmethode zu quantifizieren. In einem weiteren Schritt wurde die messtechnische Hardware in die Fehlerbetrachtung mit einbezogen und es wurden Validierungsmessungen an Partikelsuspensionen durchgeführt. Die durchweg positiven Ergebnisse bei der Bestimmung von Tropfengröße und -anzahlkonzentration ergaben die Basis für den Einsatz der Messtechnik in der Modelldampfturbine des ITSM. In zahlreichen Messkampagnen wurde zunächst die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse nachgewiesen. Anschließend wurden Nässemessungen bei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen durchgeführt und mit den Ergebnissen der numerischen Simulation verglichen.

Zur numerischen Untersuchung der Dampfströmung wurde ein implizites Euler-Euler-Mehrphasenverfahren verwendet, das von Gerber [23] in den kommerziellen Strömungslöser Ansys CFX implementiert wurde. Die prinzipielle Eignung für Turbinenströmungen wurde anschließend am ITSM durch Gerber et al. [24] nachgewiesen. Zur Modellierung der Kondensation werden zusätzlich zu den RANS-Gleichungen Gleichungen zur Tropfenbildung und zum Tropfenwachstum gelöst.

Zunächst wurde anhand von zahlreichen in der Literatur veröffentlichten Messdaten von kondensierenden Lavaldüsenströmungen (u. a. Moses und Stein [17], Moore et al. [18], Barschdorff [19]) die Eignung der eingesetzten Nässemodelle überprüft. Die beste Übereinstimmung mit gemessenen Druckverläufen und Tropfengrößen konnte mit eigens in CFX implementierten Modellen erreicht werden, siehe [13].

In einem zweiten Block wurden Auswertemethoden zur getrennten Bestimmung einzelner Verlustanteile entwickelt. Eine theoretische Trennung von aerodynamischen Verlusten (Profilverluste), thermodynamischen und kinematischen Relaxationverlusten ermöglichte gezielte Betrachtungen und Optimierungen. Erstmals war es möglich, das kinematische Ungleichgewicht in der Mehrphasenströmung einer Dampfturbine zu berücksichtigen. Basierend auf diese Rechnungen konnte zusätzlich eine Methode zur Berechnung der Tropfenablagerung auf Leitschaufeln entwickelt werden [6]. Mit den daraus gewonnenen Daten wurde anschließend eine Berücksichtigung von Sekundärtropfen und Bremsverlust in der Modellierung von Dampfturbinen realisiert [3]. Schließlich wurden Methoden zur „Nässeoptimierung“ erörtert und erprobt. Darunter wird die gezielte Veränderung der Turbinenauslegung zur Reduzierung des Gesamtverlusts durch Reduzierung des Nässeverlusts verstanden.

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

### 5.1 Messtechnik

In der am Institut entwickelten Nässesonde wurden die bisher verwendeten Linsen und Lichtleiter aus Standardmaterial durch Quarzlinsen und UV-Lichtleiter ersetzt, um eine Erweiterung des Messbereichs zur Auflösung kleinerer Tropfendurchmesser zu erzielen. Diese weisen eine deutlich bessere Transmission für Licht im UV-Bereich auf, womit der für Extinktionsmessungen wichtige UV-Wellenlängenbereich auf einen unteren Wert von ca. 300 nm erweitert werden konnte. Hierdurch ist es möglich, bei einem minimal zulässigen Mie-Parameter von 1, Tropfendurchmesser von bis zu 0,1  $\mu\text{m}$  zu detektieren.

Eine weitere Verbesserung der Messkette wurde durch die Anschaffung eines neuen Spektrometers erreicht, welches bei gleichem Wellenlängenmessbereich im Vergleich zum bisher eingesetzten Spektrometer eine wesentlich höhere (ca. 18-fache) Auflösung der eingestrahnten Lichtstärke besitzt. Hierdurch lassen sich zum einen unterschiedliche Tropfengrößen feiner auflösen und zum anderen können auch sehr große Extinktionen (entspricht sehr kleinen Streulichtintensitäten) noch gemessen und deren Daten ausgewertet werden. Eine Fehlerquelle, die allen kommerziellen Spektrometern eigen ist und sich nicht vermeiden, jedoch korrigieren lässt, ist die Nichtlinearität in manchen Intensitätsbereichen. Vor allem für Intensitäten, die nahe der Sättigungsgrenze des Spektrometers liegen, ist die Beziehung zwischen eingestrahelter und gemessener Intensität nicht mehr linear. Durch die Programmierung eines Korrekturalgorithmus konnte dieser unerwünschte Effekt jedoch beseitigt werden.

Weiterhin wurden Ansätze zur Vereinfachung des optischen Messsystems im Hinblick auf eine weitere Miniaturisierung der Sonde diskutiert und eine Lösung nach den Vorschlägen von Klink [26] in einer Prototypsonde umgesetzt. Aufgrund fehlender Zeitfenster konnte diese Sonde jedoch noch nicht in der institutseigenen Modelldampfturbine getestet werden.

Während der optischen Messung in der Turbine werden über Druckbohrungen, welche sich an der Keilgeometrie der Sonde befinden, simultan sowohl der Totaldruck als auch der statische Druck in der Strömung erfasst. Der statische Druck wird zudem auf beiden Keiflanken gemessen, um damit die Sonde optimal in Anströmrichtung auszurichten. Diese drei Druckbohrungen werden während der Messung in der Turbine kontinuierlich mit Umgebungsluft belüftet, um ein Eindringen von Kondensat in die Druckbohrungen zu verhindern. Um den durch die Belüftung entstehenden Druckverlust in den Leitungen zu quantifizieren, wurde eine mobile Kalibriereinheit entwickelt [29]. Mit dieser Vorrichtung ist es möglich, die Druckmessung bei den in ND-Dampfturbinen vorhandenen unteratmosphärischen Drücken bei verschiedenen Belüftungsmassenströmen zu kalibrieren. Aus den Daten lässt sich dann der durch die Belüftung entstehende Messfehler korrigieren. Die Kalibriereinheit wurde zudem so ausgeführt, dass sie für Nässesonden unterschiedlicher Größe verwendet werden kann.

### 5.2 Auswertung der Messdaten

Zur Berechnung der Tropfengrößenverteilung und deren Anzahlkonzentration aus den gemessenen Extinktionsdaten muss ein lineares Gleichungssystem der Form  $g = K * f$  gelöst werden, welches die Ursache-Wirkungs-Beziehung zwischen gestreutem Spektrum und

Tropfengröße und -anzahl beschreibt. Der Extinktionsvektor  $g$  ist die gemessene Wirkung, die Matrix  $K$  der Wirkungszusammenhang und der Vektor  $f$  (Tropfenkonzentration pro Größenklasse) die Ursache. Um die Ursache zu ermitteln, muss die Matrix  $K$  invertiert werden. Da der Wirkungszusammenhang sehr empfindlich ist und schon kleine Messfehler zu großen Fehlern in der Lösung führen können, ist dies ein schlecht gestelltes inverses Problem. Zu dessen Lösung existieren diverse Inversionsmethoden bzw. Regularisierungsverfahren, die im Laufe des Forschungsvorhabens genauer analysiert und bewertet wurden [30]. **Hierbei zeigte sich die bisher verwendete Methode der kleinsten Fehlerquadrate mit Nichtnegativitätsbedingung (nonnegativity-constraint) als beste Inversionsmethode hinsichtlich ihrer Eignung zur Bestimmung von Tropfengröße und -anzahl.** Es stellte sich zudem heraus, dass die Durchführung einer Glättung der gemessenen Extinktionswerte vor der Inversion, beispielsweise durch eine gleitende Mittelwertbildung, bessere Ergebnisse liefert.

Für eine umfassende Auswertung der gemessenen Extinktionsdaten wurde das Programm „LEAS“ (Light Extinction Analysis Software) mit der kommerziellen Software MATLAB programmiert. Mit LEAS werden die gemessenen Spektren eingelesen, analysiert und die Daten aufgrund vorgegebener Kriterien bewertet und die verwendbaren Datenbereiche für weitere Berechnungen freigegeben. Unter Verwendung der oben genannten Inversionsmethode werden Tropfengröße, Tropfenkonzentration und Dampfmasse berechnet. Abschließend werden die Ergebnisse mit einer Rückrechnung auf ihre Plausibilität geprüft.

### 5.3 Fehlerbetrachtung und Validierungsmessungen

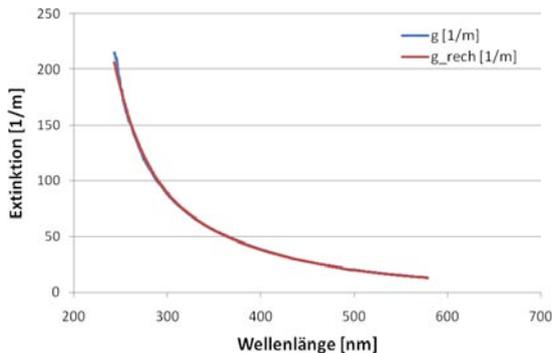
Die Genauigkeit der zur Tropfengrößenbestimmung ausgewählten Inversionsmethode wurde mit vorgegebenen Extinktionsdaten überprüft. Dazu wurden Tropfendurchmesser zwischen  $0,1 \mu\text{m}$  und  $1,0 \mu\text{m}$  und realitätsnahe Tropfenkonzentrationen vorgegeben und deren theoretische Extinktionen über die Mie-Theorie berechnet. Diese Extinktionsdaten können als ideal bezeichnet werden, da sie weder Messfehler noch Messrauschen oder Fehler durch Nichtlinearitätseffekte des Spektrometers beinhalten. Die Auswertung mit LEAS zeigte, dass alle Tropfengrößen und -konzentrationen mit einer Abweichung kleiner  $0,5 \%$  bestimmt und die hohe Güte der Inversionsmethode somit bestätigt werden konnten.

Um die Qualität der eingesetzten messtechnischen Komponenten im Zusammenspiel mit der Inversionsmethode zu testen, wurden Messungen mit standardisierten Polystyrolpartikeln unterschiedlicher Größe durchgeführt. Das Ersatzmodell aus einer Suspension von Polystyrolpartikeln und Wasser anstatt des eigentlich zu messenden Gemischs von Wassertropfen in Dampf kann ohne Einschränkungen für die Validierung von Extinktionsmessungen verwendet werden. Bei der Auswertung muss lediglich der Brechungsindex zwischen Partikel und Umgebungsmedium angepasst werden. Die Messungen wurden nicht mit der Nässeprobe durchgeführt, sondern der optische Aufbau wurde kopiert und in einem eigens dafür konstruierten Behälter untergebracht. In den Messkampagnen wurden fünf verschiedene Partikelgrößen mit Durchmessern zwischen  $0,182 \mu\text{m}$  und  $4,1 \mu\text{m}$  bei jeweils vier unterschiedlichen Konzentrationen von  $10^{12}$  bis  $10^{16}$  Partikeln pro  $\text{m}^3$  unter Laborbedingungen untersucht. Die gemessene Extinktionskurve (blau) sowie das Ergebnis der Rückrechnung (rot) ist in Abbildung 1 exemplarisch für eine Messung mit dem Partikeldurchmesser von  $0,182 \mu\text{m}$  dargestellt. Das Bestimmtheitsmaß zwischen gemes-

## Tropfenpopulation in Niederdruck-Dampfturbinen

sener und rückgerechneter Extinktion beträgt hier 99,9 %, der Durchmesser wurde zu  $0,184 \mu\text{m}$  bestimmt, was einer Genauigkeit von 98,9 % entspricht.

Der Partikeldurchmesser aller gemessenen Partikelgrößen konnte mit einem Fehler kleiner 4 % bestimmt werden. Der Fehler in der berechneten Partikelkonzentration lag mit ca. 8 % etwas höher, was jedoch auch auf Ungenauigkeiten durch die Dosierung per Hand zurückzuführen ist. Zusätzlich wurde in weiteren Messreihen der Einfluss unterschiedlicher optischer Parameter, wie der optischen Weglänge, der Größe der eingesetzten Empfangslichtleiter sowie einer Dekollimation des Lichtstrahls, auf die Bestimmung von Partikelgröße und -konzentration untersucht. Es wurde festge-



**Abbildung 1: Gemessene (blau) und rückgerechnete (rot) Extinktion in Abhängigkeit der Wellenlänge für Polystyrolpartikel mit  $D = 0,182 \mu\text{m}$  und  $N = 1,4 \cdot 1016 \text{ 1/m}^3$**

stellt, dass bei Mie-Parametern mit Werten kleiner 40 die Größe des Lichtleiterdurchmessers der Empfangsfaser keinen Einfluss auf das Messergebnis hat. Erst bei größeren Mie-Parametern, bei denen Vorwärtsstreuung dominiert, sollten Empfangslichtleiter mit möglichst kleinen Durchmessern eingesetzt werden, um eine ungewünschte Einkopplung von Winkelstreulicht in die Faser zu vermeiden. Eine Dekollimierung des Lichtstrahls, welche durch eine ungenaue Positionierung von Linse und Lichtleiter auftreten kann, bewirkte keine nennenswerte Änderung der gemessenen Extinktionen und hat somit keine Auswirkungen auf das Messergebnis [27].

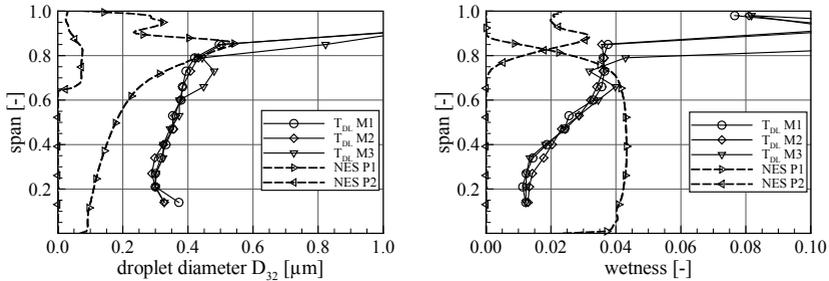
Es konnte somit gezeigt werden, dass sowohl der für die Extinktionsmessungen gewählte Messaufbau als auch die Inversionsmethode für die Bestimmung kleiner Tropfengrößen bei hohen Konzentrationen geeignet ist und sehr gute Ergebnisse liefert.

### 5.4 Messungen in der Modelldampfturbine und der Vergleich zur CFD

Nach Abschluss der Sonden- und Auswertungsoptimierung wurden Nässemessungen an der dreistufigen Niederdruck-Modelldampfturbine des ITSM durchgeführt. Die Messungen fanden in Ebene E30 vor der letzten Stufe statt. Durch eine radiale Traversierung konnten insgesamt 14 Messpunkte von Nabe zu Gehäuse angefahren werden. Die ersten Messungen bei Betrieb im Auslegungspunkt wurden dazu genutzt die Reproduzierbarkeit der

## Tropfenpopulation in Niederdruck-Dampfturbinen

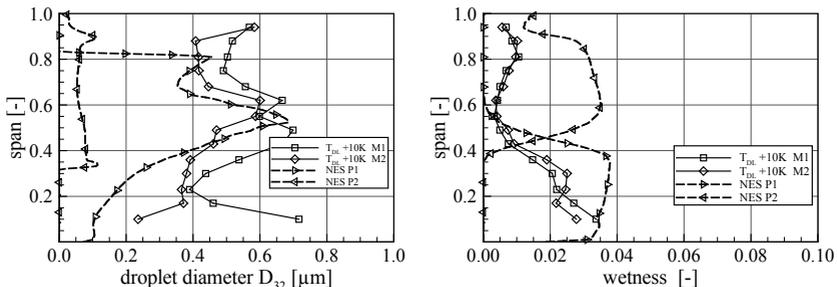
Ergebnisse nachzuweisen [4]. Im Anschluss wurde die Turbineneintrittstemperatur variiert, um den Einfluss der Temperatur auf die Dampfmasse und das entstehende Tropfenspektrum zu untersuchen. Die Ergebnisse der Messungen im Auslegungspunkt als auch die der Temperaturvariation konnten dann für einen Vergleich mit den Ergebnissen der CFD herangezogen werden [8].



**Abbildung 2: Gemessener und berechneter (NES) Sauter-Durchmesser  $D_{32}$  (links) und Nässeanteil (rechts) über der Schaufelhöhe vor der letzten Stufe für die Temperatur von  $T_{DL}$  (Auslegungspunkt)**

In Abbildung 2 sind die Ergebnisse des gemessenen und des berechneten Sauter-Durchmessers  $D_{32}$  (links) und des Nässeanteils (rechts) über die Schaufelhöhe für die Eintrittstemperatur  $T_{DL}$  im Auslegungspunkt dargestellt. Die Messreihen werden mit M1 bis M3 bezeichnet. Die mit CFD berechneten Durchmesser werden in die Phasen P1 und P2 unterteilt und charakterisieren den Tropfenentstehungsort. Es ist zu erkennen, dass die berechneten und gemessenen Verläufe der Tropfengröße über der Schaufelhöhe ähnlich sind, die gemessenen Werte von  $0,3 \mu\text{m}$  bis  $0,4 \mu\text{m}$  jedoch um den Faktor zwei bis drei größer sind als die berechneten.

Erst zur Wand hin nähern sich diese Werte an. Die großen Abweichungen der Werte an der Gehäusewand können auf den starken Einfluss der Spaltströmung und des davorliegenden Absatzes im Gehäuse zurückgeführt werden.

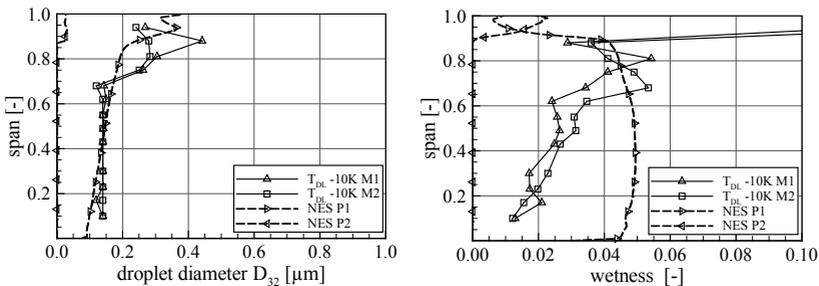


**Abbildung 3: Gemessener und berechneter (NES) Sauter-Durchmesser  $D_{32}$  (links) und Nässeanteil (rechts) über der Schaufelhöhe vor der letzten Stufe für die Turbineneintrittstemperatur von  $T_{DL} +10K$**

## Tropfenpopulation in Niederdruck-Dampfturbinen

Die Messwerte führen zudem zu einer geringeren lokalen Nässe (Abbildung 2 rechts), die von Nabe bis ca. 70% Schaufelhöhe zwar stetig ansteigt, jedoch unter den berechneten Nässewerten liegt. Die von der CFD vorhergesagten Tropfen der Phase P1 können durch die Messung nicht bestätigt werden, da sie entweder nicht existieren oder aber durch sehr viel größere Tropfen verdeckt werden und sich so einer messtechnischen Erfassung entziehen. Eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur um 10K erzeugt größere Tropfen von bis zu  $0,7 \mu\text{m}$  in der Kanalmitte, was sowohl gemessen, als auch berechnet wurde (Abbildung 2). **Ähnliche Verläufe zwischen Messung und Rechnung können beim Tropfendurchmesser als auch bei der Nässeverteilung über der Kanalhöhe festgestellt werden.** Auch in diesem Fall werden die sehr kleinen Tropfen der Phase P1 nicht gemessen.

In einer letzten Messreihe wurde die Eintrittstemperatur im Auslegungspunkt um 10 K herabgesetzt. Die Ergebnisse aus Messung und Rechnung sind in Abbildung 4 dargestellt. Sowohl die Rechnung als auch die Messung identifiziert kleine Tropfen in der Größenordnung um  $0,15 \mu\text{m}$ , die von Nabe bis ca. 70% Kanalhöhe konstant bleiben. Erst zur Kanalwand hin werden die Abweichungen größer, bleiben jedoch noch im Rahmen. Anders sieht es wiederum bei der gemessenen Nässe aus, welche, wie bei den beiden vorhergegangenen Messungen, kleinere lokale Werte annimmt und einen ähnlichen Verlauf wie im Auslegungspunkt aufweist.



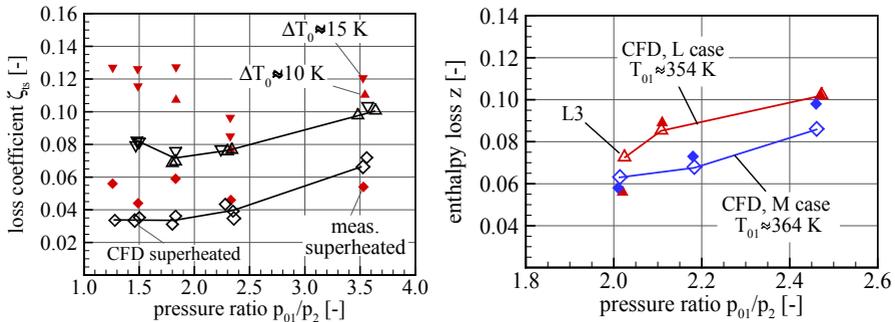
**Abbildung 4: Gemessener und berechneter (NES) Sauter-Durchmesser  $D_{32}$  (links) und Nässeanteil (rechts) über der Schaufelhöhe vor der letzten Stufe für die Turbineneintrittstemperatur von  $T_{DL} -10K$**

Das Fazit das aus dem dargestellten Vergleich von Experiment und Numerik gezogen werden kann, ist, dass der tendenzielle Verlauf über die Kanalhöhe mittels der CFD-Rechnung gut vorhergesagt werden kann. In den Tropfengrößen sind jedoch Abweichungen festzustellen. Gründe für diese Unterschiede können möglicherweise sowohl in der Messung als auch an den numerischen Modellen gefunden werden. Die numerischen Erkenntnisse an einfachen 1D- und 2D-Geometrien lassen jedoch vermuten, dass die Berechnungen generell zu kleine Tropfendurchmesser vorhersagen, siehe [13]. Weitere Studien an gesicherten Messdaten sind nötig, da auch andere in der Literatur veröffentlichten Berechnungen ähnliche Tendenzen zeigen [31], [32]. Generell kann jedoch gesagt werden, dass aufgrund der hohen Komplexität des strömungsmechanischen Problems, die hier erzielte Übereinstimmung von Rechnung und Messung in einer Modellturbine bisher noch nicht erreicht werden konnte.

### 5.5 Validierung der numerischen Modelle an 2D-Kaskadenströmungen

Wie bereits erwähnt, wurde eine Validierung der verwendeten numerischen Modelle, insbesondere der Tropfenwachstumsmodelle, anhand der kondensierenden Lavaldüsenströmungen [17], [18] und [19] vorgenommen. Diese Testfälle wurden ausgewählt, da neben dem Druckverlauf auch Tropfengrößen am Austritt der Düsen gemessen wurden. Für die Kaskaden nach White [20] und Bakhtar [21], [22] liegen neben Profildruckverläufen und Schlierenaufnahmen zusätzlich auch gemessene Totaldruckverluste vor, die zum Vergleich mit der Numerik verwendet werden können.

In Abbildung 5 ist links der Vergleich mit den Messdaten von Bakhtar anhand des abgeleiteten isentropen Verlustkoeffizienten aufgetragen. Der Anstieg der Verluste auf Grund der thermodynamischen Relaxation für die Fälle mit Kondensation ( $\Delta T_0 = 10$  K und  $\Delta T_0 = 15$  K) lässt sich klar erkennen. Die Übereinstimmung mit den Messdaten ist für höhere Druckverhältnisse zufriedenstellen, besonders wenn berücksichtigt wird, dass Bakhtar eine Messgenauigkeit von +/- 2 %-Pkt. angibt. Bei kleineren Druckverhältnissen werden für die Fälle mit Kondensation zu geringe Verluste berechnet. Eine plausible Erklärung für diese Abweichung zu finden ist auch deshalb schwierig, weil z.B. der Messaufbau und die Messdaten nicht im Detail nachvollzogen werden können.



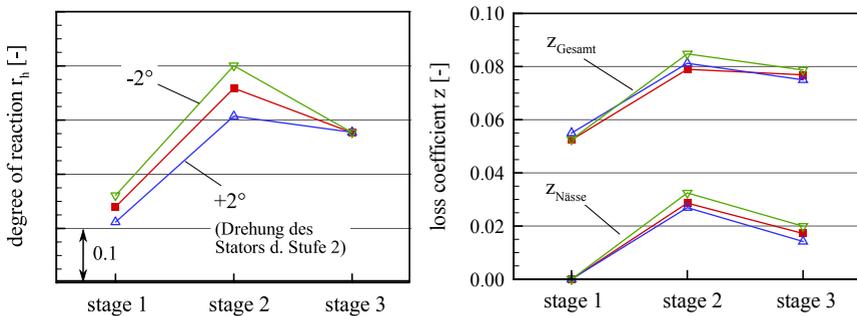
**Abbildung 5: Berechnete und gemessene Verluste, Bakhtar-Rotorkaskade (links) und White-Statorkaskade (rechts)**

Im rechten Diagramm der Abbildung 5 ist der Energieverlust bezogen auf die kinetische Energie am Austritt für die White-Kaskade aufgetragen. Die Fälle L und M kennzeichnen wiederum zwei unterschiedliche Eintrittstemperaturen, die einer Nässe am Austritt von ca. 2 % und 3 % entsprechen, wobei die Austrittsmachzahlen zwischen 1,08 und 1,24 liegen. Auch für diesen Fall können die Verluste in den meisten Fällen gut vorhergesagt werden, lediglich im Fall L3 und M1 zeigt sich eine deutliche Diskrepanz. Eine mögliche Erklärung für diese Abweichungen geben White et al. in [20, S. 83 ff], indem sie darauf hinweisen, dass sich die Interpretation der Pitotsondenmessungen in manchen Fällen als äußerst schwierig darstellt.

## 5.6 Erörterung nässespezifischer Auslegungsmöglichkeiten

Im vorherigen Abschnitt wurde gezeigt, dass das bestehende numerische Modell in jedem Fall in der Lage ist, Tendenzen korrekt vorherzusagen. Im Folgenden werden Möglichkeiten dargelegt, wie die Kondensation in der Auslegung von Dampfturbinen berücksichtigt werden kann. Hierbei wurden im Wesentlichen zwei Ansätze erarbeitet, die grundsätzlich für eine nässespezifische Optimierung als aussichtsreich erachtet werden.

Im ersten Fall ist es das Ziel, in der zweiten Stufe eine feinere Nässezusammensetzung (kleinere Tropfen) zu erzwingen. Um dies zu erreichen, müssen im Bereich der Nukleation (Stator der Stufe 2) höhere Expansionsschnellen erreicht werden. Dies wurde in einem ersten Schritt durch Drehung des Stators um die Längsachse und somit durch eine Reduzierung des Reaktionsgrades realisiert. Betrachtet wurde zunächst eine Stromröhre auf halber Kanalhöhe. **Abbildung 6 zeigt links die Änderung des Reaktionsgrades bei konstantem Massenstrom und einer Verdrehung der Leitschaufel um  $\pm 2^\circ$ .** Der Tropfendurchmesser nach dem Stator der Stufe 2 sinkt von  $0,15 \mu\text{m}$  auf  $0,13 \mu\text{m}$  im  $+2^\circ$ -Fall und steigt auf  $0,17 \mu\text{m}$  im  $-2^\circ$ -Fall. Im rechten Diagramm ist eine Stufenverlustzahl aufgetragen, die sich aus dem Quotienten der spezifischen Dissipationsarbeit und der innerhalb der Stufe umgesetzten Arbeit berechnet. Für den  $+2^\circ$ -Fall sinken die Nässeverluste bereits innerhalb der zweiten Stufe, da schon innerhalb des Rotors vergleichsweise geringere Unterkühlungen auftreten. Der Grund hierfür ist, dass bei einem feineren Tropfennebel eine größere Gesamtoberfläche für den Wärmetransport zur Verfügung steht.



**Abbildung 6: Reaktionsgrad (links) und Verlustzahl (rechts) für alle drei Stufen**

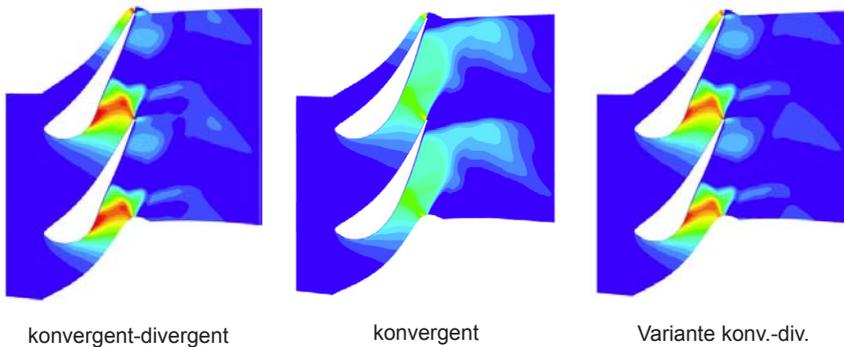
Die Gesamtverluste in Stufe 2 steigen jedoch leicht an, da die aerodynamischen Verluste durch die Drehung des Stators ohne Anpassung des stromab liegenden Rotors ebenfalls ansteigen. In der Endstufe zeigt sich schließlich das Potential einer kleineren Tropfengröße. Die Nässeverluste und gleichzeitig die Gesamtverluste verringern sich leicht, verglichen mit dem Originalzustand. In weiteren Untersuchungen muss der Rotor auf die Änderung der Statorgeometrie angepasst werden und eine neue Profilauslegung erfolgen. Um die Möglichkeiten einer Nässeoptimierung abschließend beurteilen zu können, ist eine Erweiterung der Methoden zur Strömungsbeeinflussung notwendig.

## Tropfenpopulation in Niederdruck-Dampfturbinen

Die zweite Art der Optimierung konzentriert sich auf das Profildesign des Stators der letzten Stufe auf 20 % Schaufelhöhe. Hier liegt bereits ein gewisses Tropfenspektrum vor, und Ziel ist es, den Anstieg der Unterkühlung innerhalb des Schaufelkanals zu begrenzen. Im Rahmen des Berichts kann nur der Auslegungslastfall mit den für diesen Fall charakteristischen Nässe- und Stoßdaten behandelt werden. Zusätzlich wurden ein Teil- und ein Überlastfall betrachtet, die zu ähnlichen Ergebnissen führen.

In Abbildung 7 ist die Unterkühlung für ein konvergent-divergentes Profil, ein konvergentes und eines im markierten Bereich leicht angepasstes Profil dargestellt. Es zeigt sich deutlich die Schwäche einer konvergent-divergenten Auslegung hinsichtlich des Nässeverlusts. Der Druckabbau im konvergenten Kanal ist gleichmäßiger und deshalb kann eine sanftere Kondensation stattfinden. Ein Nachteil des konvergenten Profils sind die erhöhten Stoßverluste. Der Stoß an der Hinterkante des konvergenten Profils führt zu einer starken Reduzierung der Unterkühlung, siehe Abbildung 7. In Tabelle 1 sind die Verlustzahlen bezogen auf den Gesamtverluste des konvergent-divergent Profils und zusätzlich die Verlustanteile durch Dissipation in der Profilgrenzschicht und der Nässeverluste aufgetragen. Die sich ergebenden Restverluste sind in erster Linie Mischungs- und Stoßverluste.

Die durchgeführten Studien beschränken sich auf 2D-Rechnungen; für eine endgültige Betrachtung ist eine 3D-Untersuchung zu empfehlen. Abschließend kann gesagt werden, dass tatsächlich ein theoretisches Potential zur Verlustreduzierung vorhanden ist. Es bleibt zu prüfen, ob sich ein Konzept umsetzen lässt, das den zusehends stark variierenden Randbedingungen von konventionellen Kraftwerken gerecht wird.



**Abbildung 7: Unterkühlung im Stator der Endstufe in 20 % Kanalhöhe**

Verlustzahl ( $z / z_{ref}$ )	konv.-div.	konv.	Variante konv.-div.
Gesamtverluste	100 %	84,5 %	95,9 %
Grenzschichtverluste	35,1 %	25,8 %	34,0 %
Nässeverluste	28,9 %	12,4 %	27,8 %

**Tabelle 1: Berechnete Verluste für den Stator der Endstufe in 20 % Kanalhöhe**

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Verzögerungen im Projektablauf ergaben sich auf Grund eines Programmierfehlers im kommerziellen Strömungslöser Ansys CFX. Dies wurde zum Anlass genommen, zunächst eine gründliche Validierung des verwendeten Modells vorzunehmen, um die Zuverlässigkeit des kommerziellen Strömungslösers sicherzustellen. Hierzu wurden, wie bereits erwähnt, kondensierende Lavaldüsenströmungen [17], [18], [19] und Kaskadenströmungen [20], [21], [22] untersucht. Diese Studien waren natürlich mit einem gewissen Aufwand verbunden und die dafür verwendete Projektzeit fehlte insbesondere für die Bearbeitung des Projektpunktes „nässespezifische Designansätze“. Trotzdem konnten unterschiedliche Ansätze zur Nässeoptimierung verfolgt werden. In 2D-Rechnungen wurde die Profilstaltung des Stators der Endstufe untersucht und die Reaktionsgradverteilung der nukleierenden zweiten Stufe variiert.

Weiterhin wurde in 3D-Rechnungen das Gehäuse der zweiten Stufe ebenso variiert wie das Teilungsverhältnis bzw. die Schaufelanzahl. Auch diese Studie diente zur gezielten Beeinflussung der Kondensation. Diese Variationen zeigten jedoch nicht den gewünschten Effekt oder sind in der Praxis nur schwer realisierbar. Im Rahmen der Untersuchung des Einflusses von heterogener Nukleation wurde geprüft, ob eine Beeinflussung der Nukleation durch Fremdstoffen durchgeführt werden kann. Auch hierfür ist die Divergenz zwischen Aufwand und Nutzen zu hoch und die Folgen von chemischen Zusätzen auf den gesamten Wasser-Dampf-Kreislauf nur schwer abzuschätzen.

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

- [1] Starzmann, J., Casey, M. V., Sieverding, F., 2010, Non-Equilibrium Condensation Effects on the Flow Field and the Performance of a Low Pressure Steam Turbine, ASME paper GT-2010-22467, Proc. Turbo Expo 2010, Glasgow
- [2] Starzmann, J., Schatz, M., Casey, M. V., Mayer, J. F., Sieverding, F., 2011, Modelling and validation of wet steam flow in a low pressure steam turbine, ASME paper GT-2011-45672, Proc. Turbo Expo 2011, Vancouver
- [3] Starzmann, J., Casey, M. V., Mayer, J. F., Sieverding, F., 2012, Wetness loss prediction for a low pressure steam turbine using CFD, Proc. Baumann Centenary Conference, BCC-2012-14, Cambridge, UK, akzeptiert für Journal of Power and Energy
- [4] Schatz, M., Eberle, T., 2012, Experimental study of steam wetness in a model steam turbine rig: presentation of results and comparison with CFD data, Proc. Baumann Centenary Conference, BCC-2012-09, Cambridge, UK, akzeptiert für Journal of Power and Energy
- [5] Starzmann, J., Casey, M. V., Mayer, J. F., 2012, Unsteady numerical study of wet steam flow in a low pressure steam turbine, High Performance Computing in Science and Engineering'12, Trans. HLRS Stuttgart, Springer

## Tropfenpopulation in Niederdruck-Dampfturbinen

- [6] Starzmann, J., Kaluza, J. P., Casey, M. V., Sieverding, F., 2012, On kinematic relaxation and deposition of water droplets in the last stages of low pressure steam turbines, ASME paper GT-2013-95179, Turbo Expo 2013, San Antonio, TX, USA, akzeptiert für Journal of Turbomachinery
- [7] Starzmann, J., Casey, M. V., Mayer, J. F., 2012, Water droplet flow paths and droplet deposition in low pressure steam turbines, High Performance Computing in Science and Engineering'13, Trans. HLRS Stuttgart, Springer
- [8] Eberle, T., Schatz, M., Starzmann, J., Grübel, M., Casey, M., 2012, Experimental study of the effects of temperature variation on droplet size and wetness fraction in a low pressure model steam turbine, Proc. ETC 2013, Lappeenranta

### 7.1.2 Nicht-begutachtete

- [9] Starzmann, J., 2009, CFD-Analysis of the Thermodynamic Wetness Loss in LP Steam Turbines, 23rd Turbomachinery Workshop, Plzen
- [10] Starzmann, J., 2010, Numerical Investigation of the Wet Steam Flow in a Three Stage LP Turbine, ANSYS Conference & 28th CADFEM Users' Meeting 2010, 3-5.11.2010, Aachen
- [11] Starzmann, J., Mayer, J. F., 2011, Numerical investigation on the influence of rotorstator interaction on the wet steam flow in a low pressure steam turbine, 25rd Turbomachinery Workshop, Gdansk
- [12] Starzmann, J., 2012, Multi-Momentum Calculation to predict Droplet Deposition in Condensing Steam Turbine Flows, 10th Multiphase Flow Conference, Ansys CFX, Dresden
- [13] Starzmann, J., Grübel, M., Casey, M. V., 2012, Modelling of Condensing Steam Flows in Supersonic Nozzles and Steam Turbines with a Commercial Flow Solver, 13th Workshop on Two-Phase Flow Predictions, ERCOFTAC, 2012, Halle

## 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte

keine

### 7.3 Weitere Publikationen

- [14] Schatz, M., Starzmann, J., 2011, Tropfenpopulation in Niederdruck-Dampfturbinen, KW21-Bericht zur Zwischenbegutachtung des Teilprojekts KW21 II BWL 34DT
- [15] Gyarmathy, G., 1962, Grundlagen einer Theorie der Nassdampfturbine, Dissertation ETH Zürich, Juris Verlag Zürich
- [16] Yau, K. K., Young, J. B., 1987, The Deposition of Fog Droplets on Steam Turbine Blades by Turbulent Diffusion, Journal of Turbomachinery, 109: 429-435
- [17] Moses, C.A., Stein, G.D., 1978, On the Growth of Steam Droplets Formed in a Laval Nozzle Using Both Static Pressure and Light Scattering Measurements, Trans. ASME, J. Fluids Engrg., 100: 311-322

- [18] Moore, M. J., Walters, P. T., Crane R. I., Davidson, B. J., 1973, Predicting the Fog-Drop Size in Wet Steam Turbines; Proc. IMechE Conf. on Heat and Fluid Flow in Steam and Gas Turbine Plant, paper C37/73
- [19] Barschdorff, D., 1971, Verlauf der Zustandsgrößen und gasdynamische Zusammenhänge bei der spontanen Kondensation reinen Wasserdampfes in Lavaldüsen, Forsch. Ing. Wesen, Vol. 37(5): 146-157
- [20] White, A.J., Young, J.B., Walters, P.T., 1996, Experimental Validation of Condensing Flow Theory for a Stationary Cascade of Steam Turbine Blades, Phil. Trans. R. Soc. A 354(1704): 59-88
- [21] Bakhtar, F., Ebrahimi, M., Webb, R. A., 1995, On the performance of a cascade of turbine rotor tip section blading in nucleating steam Part 1: surface pressure distributions, Proc. IMechE, Part C: J. Mech. Eng. Sci., 209(12):115-124
- [22] Bakhtar, F., Ebrahimi, M., Bamkole, B. O., 1995, On the performance of a cascade of turbine rotor tip section blading in nucleating steam Part 2: wake traverse, Proc. IMechE, Part C: J. Mech. Eng. Sci., 209(12): 169-177
- [23] Gerber, A. G., Kermani, M. J., 2004, A pressure based Eulerian-Eulerian multi-phase model for non-equilibrium condensation in transonic steam flow, Int. J. Heat and Mass Transfer, 47: 2217-2231
- [24] Gerber, A. G., Sigg, R., Völker, L., Casey, M. V. und Sürken, N., 2007, Predictions of nonequilibrium phase transition in a model low-pressure steam turbine, Proc. IMechE, Part A: J. Power and Energy, 221(6): 825-835
- [25] Schatz, M., Casey, M., 2006, Design and testing of a new miniature combined optical/pneumatic wedge probe for the measurement of steam wetness, Proc. ISMTMF 2006, Macao
- [26] Eberle, T., Klink, J., 2010, Analyse und Weiterentwicklung des optischen Messsystems einer Nässesonde, interner Bericht, ITSM, Universität Stuttgart
- [27] Eberle, T., Will, M., 2012, Sensitivitätsanalyse des optischen Aufbaus von Lichtextinktionsmessungen zur Bestimmung von Partikelgrößen und Partikelkonzentrationen, interner Bericht, ITSM, Universität Stuttgart
- [28] Eberle, T., Wolfrum, H., 2012, Untersuchung zur Erweiterung des Messbereiches einer Lichtextinktionsmethode zur Bestimmung kleiner Wassertropfen in Nassdampfströmungen, interner Bericht, ITSM, Universität Stuttgart
- [29] Eberle, T., Baumann, M., 2010, Entwicklung einer mobilen Kalibriereinheit für kontinuierlich belüftete Strömungsmesssonden, interner Bericht, ITSM Universität Stuttgart
- [30] Eberle, T., Bierling, B., 2011, Analyse verschiedener Inversionsmethoden für die Auswertung von Lichtextinktionsmessungen zur Nässebestimmung. interner Bericht, ITSM, Universität Stuttgart
- [31] Wroblewski, W., Dykas, S., Gepert, A., 2009, Steam condensing flow modeling in turbine channels, Int. J. Multiphase Flow, 35:498-506
- [32] Young, J. B., 1982, The Spontaneous Condensation of Steam in Supersonic Nozzles, PhysicoChemical hydrodynamics, 3(1): 57-82

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

keine

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

P. Kaluza	Unterstützung zur Entwicklung einer Methode zur Bestimmung von Tropfenablagerungen (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
T. Kec	Geometrische Abbildung von Schaufelprofilen mittels BladeGen (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
O. Barrena	Programmierung einer Methode zur Verlustbestimmung (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
P. Buchwald	Durchführung von Profilvariationen (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)

### 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

B. Kübler	Aspekte zur Profilauslegung und Verlustkorrelationen sub- und transsonischer Turbinenprofile (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
Ch. Seitz	CFD-Untersuchung zum Einfluss asymmetrischer Austrittsrandbedingungen auf das Strömungsfeld in einer Dampfturbine (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
B. Traub	Numerische Untersuchung des thermodynamischen Nässeverlusts in der Strömung einer ND-Dampfturbine (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
J. Steiner	Darstellung und Bewertung metastabiler Dampfzustände in expandierenden Strömungen (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
A. Seeger	Modellierung heterogener Keimbildung in der Nassdampfströmung einer Niederdruck-Dampfturbine (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
S. Bücheler	Numerische Berechnung einer dampfdurchströmten 2D-Turbinenkaskade und der Vergleich mit Messdaten (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
M. Fischer	Numerische Untersuchung der Schleppverluste und der Tropfenablagerung in der Nassdampfströmung einer ND-Dampfturbine (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
T. Grunert	Validierung eines numerischen Modells zur Berechnung kondensierender Dampfströmungen (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)

## Tropfenpopulation in Niederdruck-Dampfturbinen

P. Kaluza	CFX-gestützte Analyse der Tropfenablagerung in Niederdruck-Dampfturbinen (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
A. Fazaks	CFD-Untersuchung zum Einfluss einer asymmetrischen Eintrittsrandbedingung auf das Strömungsfeld einer Dampfturbine (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
O. Barrena	CFD-gestützte Berechnung der aerodynamischen und thermodynamischen Verluste eines Dampfturbinenprofils (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
T. Kec	Simulation und Analyse der Zweiphasenströmung transsonischer Leitschaufelprofile einer ND-Dampfturbine (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
M. Hildenbrand	Validierung eines numerischen Modells zur Berechnung kondensierender Dampfströmungen (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
L. Rederer	Numerische Analyse des Einflusses spontaner Kondensation auf die strömungsmechanische Güte eines Schaufelprofils (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
P. Buchwald	Über die Eignung des in Ansys CFX implementierten Nassdampfmodells zur Berechnung instationärer Kondensationseffekte in Lavaldüsen und zur Verlustbestimmung von Dampfturbinenprofilen (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
Bachelorprojektarbeit von	W. Bouraoui, M. Buck, N. Miyaki, E. Blaser, S. Moosmann: Aufbau eines Versuchsstands zur Untersuchung des Wasserfilmabrissses an Dampfturbinenprofilen (Ausbildungsziel jeweils: B.Sc. Maschinenbau)
B. Bierling	Analyse verschiedener Inversionsmethoden für die Auswertung von Lichtextinktionsmessungen zur Nässebestimmung (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
J. Klink	Analyse und Weiterentwicklung des optischen Messsystems einer Nässe-sonde (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
M. Will	Sensitivitätsanalyse des optischen Aufbaus von Lichtextinktionsmessungen zur Bestimmung von Partikelgrößen und Partikelkonzentrationen (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
H. Wolfrum	Untersuchung zur Erweiterung des Messbereichs einer Lichtextinktionsmethode zur Bestimmung kleiner Wassertropfen in Nassdampfströmungen (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
M. Baumann	Entwicklung einer mobilen Kalibriereinheit für kontinuierlich belüftete Strömungsmesssonden (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)

### 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

X. Fu	3-D Strömungssimulation einer dreistufigen Niederdruck-Dampfturbine (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
V. Trejo	Numerische Untersuchung der Strömung in einer dreistufigen Niederdruck-Dampfturbine im Teillastbetrieb (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
M. Kammerer	Numerische Untersuchung des Einflusses einer Geometrieskalierung auf die Nassdampfströmung einer ND-Dampfturbine (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
M. Grübel	Analyse von Modellen zur numerischen Berechnung spontaner Kondensation in reinen Dampfströmungen (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)

### 8.4 Promotionen

Die Promotion des Projektbearbeiters J. Starzmann wird derzeit erstellt.

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

keine

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

Eine Weiterführung der Arbeiten ist geplant.

## Arbeitskreis Fluidodynamik und Dampfturbine

### Projekt: BW W 34DT

### Nassdampfströmung in Niederdruck-Dampfturbinen

Projektleiter:	Prof. M. Casey, D.Phil. Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium Universität Stuttgart
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. J. Starzmann, Dipl.-Ing. M. Schatz
Finanzierung:	Siemens AG, Energy Sector

## 1 Ausgangssituation

In Deutschland wird mit breiter gesellschaftlicher Zustimmung eine Energiewende hin zu erneuerbaren Energien angestrebt. Dies kann nur möglichst umwelt- und ressourcenschonende erreicht werden, wenn in Übergangsphasen auch bestehende Konzepte hoch-effizient realisiert werden. Bei einer globalen Betrachtung gelten veränderte Rahmenbedingungen, da den Energieszenarien anderer Länder Rechnung getragen werden muss. In zahlreichen Ländern werden in absehbarer Zukunft konventionelle Kraftwerke nicht durch regenerative Kraftwerkstypen ersetzt, vor allem um den steigenden Energiebedarf von Schwellenländern zu decken, ist sogar mit einem Zubau von fossilen und nuklearen Dampfkraftwerke zu rechnen.

Die Dampfturbine ist in konventionellen Dampfkraftwerken eine der wichtigsten Komponenten, denn sie bewerkstelligt die Energiewandlung von thermischer in mechanische Energie. Bemerkenswerterweise ist diese Technologie prinzipiell unabhängig vom verwendeten Energieträger, so werden auch in solarthermischen Anlagen Dampfturbinen eingesetzt. Die starke Entspannung des Dampfes auf möglichst geringe Drücke führt besonders im Niederdruckteil zu einer großen Volumenzunahme und damit einhergehend zu großen Abströmquerschnitten und Schauffellängen. Die Strömung in den Niederdruckturbinen ist deshalb zum einen stark dreidimensional und zum anderen erreichen die Dampfparameter Sättigungsbedingungen. Es tritt bereits innerhalb der Beschauelung Kondensation ein, die für verstärkte Korrosion und vor allem für zusätzliche Verluste verantwortlich ist. Besonders für diese von Nassdampf durchströmten Turbinenstufen existiert möglicherweise ein Potential zur Wirkungsgradsteigerung. Auf Grund des erschwerten Zugangs zur Dampfströmung und der widrigen Rahmenbedingungen (z.B. hohe Strömungsgeschwindigkeiten und hohe Dampftemperatur) ist eine experimentelle Untersuchung sehr anspruchsvoll. Speziell in den letzten Jahren konnten die Möglichkeiten zur theoretischen

schen Untersuchung der Kondensation in stark expandierenden Strömungen mit Hilfe der modernen Strömungssimulation verbessert werden. Die physikalischen Phänomene, die durch die Kondensation in Niederdruck-Dampfturbinen hervorgerufen werden, sowie die numerischen Methoden zur Modellierung dieser Vorgänge sind Untersuchungsziel des vorliegenden Projektes und werden nachstehend dargelegt.

### 1.1 Tropfenbildung in Niederdruck-Dampfturbinen

Damit ein Wechsel des Aggregatzustandes von gasförmigem Wasserdampf zu flüssigem Wasser stattfinden kann, muss das Fluid die gespeicherte latente Wärme an die Umgebung abgeben können. Dies geschieht üblicherweise, wenn der Druck und die Temperatur Sättigungsbedingungen erreichen. Vorab sei erwähnt, dass diese Idealvorstellung eines Kondensationsprozesses für eine Dampfturbine nicht aufrechterhalten werden kann.

Die Ausscheidung von Wasser aus der gasförmigen Phase beginnt entweder an gekühlten Oberflächen oder durch Tropfenbildung. In Turbinen stehen zur Kondensation prinzipiell die strömungsführenden Bauteile wie Schaufeloberflächen oder Gehäuseteile zur Verfügung, jedoch ist die Güte des Wärmeübergangs für diese Oberflächen nur gering, siehe Gyarmathy [14]. Einerseits bedeutet dies, dass für den vorliegenden Fall die Betrachtung einer nach außen adiabaten Strömung ausreichend ist, andererseits kann davon ausgegangen werden, dass Kondensation an strömungsführenden, festen Oberflächen von keiner oder nur von untergeordneter Bedeutung ist. Somit dominiert in Turbinen die Kondensation in Form von Tropfen.

Ein weiterer Aspekt, der die Kondensation in Dampfturbinen von der üblichen Vorstellung eines Kondensationsprozesses abweichen lässt, sind die hohen Expansionschnellen, mit der die Sättigungslinie überschritten wird, und eine verhältnismäßig geringe Anzahl an fremden Substanzen (heterogene Keime). Dies führt dazu, dass die Strömung auch unter Sättigungsbedingungen kurzzeitig trocken weiter expandiert und es erst in der sogenannten Wilson-Zone zu einer homogenen Tropfenbildung kommt. Für eine ausführlichere Darstellung der physikalischen Vorgänge kann auf [17] und auf weiterführende Literatur, z.B. [15], verwiesen werden. Nachstehend werden die Auswirkungen der Kondensation auf die Turbinenströmung kurz erläutert.

### 1.2 Nässeverluste

Der als spontane Kondensation bezeichnete Vorgang findet unter thermodynamischen Ungleichgewichtsbedingungen statt, da die Dampftemperatur  $T_g$  zunächst kleiner als die durch den vorliegenden Druck vorgegebene Sättigungstemperatur  $T_s$  ist. Das System strebt an, den Ungleichgewichtszustand durch Kondensation an bestehenden Keimen und somit durch die frei werdende latente Wärme abzubauen. Diese Relaxation ist mit Irreversibilität verbunden und kann als thermodynamischer Nässeverlust bezeichnet werden. Somit stellt die aus der vorherrschenden Dampftemperatur  $T_g$  und der Sättigungstemperatur  $T_s$  gegebene Unterkühlung

$$\Delta T = T_s(p_s) - T_g \quad (1.1)$$

## Nassdampfströmung in Niederdruck-Dampfturbinen

eine wichtige Größe für die Untersuchung der Relaxationsverluste bzw. Nässeverluste in Turbinenströmungen dar. Die Unterkühlung quantifiziert das treibende Temperaturgefälle für den Wärmetransport vom Tropfen in Richtung der Dampfströmung und nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik lässt sich eine Entropieproduktionsrate wie folgt definieren:

$$\dot{S}_{th} = \frac{\dot{Q}}{T_g} - \frac{\dot{Q}}{T_d} \geq 0 \quad \text{wobei} \quad T_s(p_s) \approx T_d \quad (1.2)$$

Der irreversible Prozess wird demnach bestimmt vom frei werdenden Wärmestrom, der durch die Kondensatmenge und die latente Wärme vorgegeben ist, und den vorherrschenden Temperaturen.

Neben dem irreversiblen Vorgang der Tropfenbildung entstehen Verluste auch auf Grund von bereits bestehenden Tropfen, denn diese müssen durch die Dampfströmung beschleunigt und auch abgebremst werden. Auch für diesen Verlust kann eine Entropierate definiert und somit der sogenannte Schlepplverlust berechnet werden. Ein dritter wichtiger Verlust ergibt sich aus der Tatsache, dass ein gewisser Teil der Tropfen der Strömung nicht exakt folgen kann und somit auf stationären Oberflächen, z.B. auf Statoren, abgelagert wird. Es bildet sich ein dünner Wasserfilm, der an der Hinterkante wieder von der Dampfströmung mitgerissen wird. Die entstehenden Tropfen sind zwischen 10 µm und 100 µm groß und deshalb, verglichen mit den Tropfen die durch spontane Kondensation entstehen (0,1 µm bis 1 µm), deutlich massereicher. Dieses Grobwasser kann von der Dampfströmung nur unzureichend beschleunigt werden und verursacht neben Erosionsschäden auch sogenannte Bremsverluste an der Rotorbeschaufelung.

Die klassische Baumann-Nässekorrelation [16] aus dem Jahr 1912 besagt, dass sich der Wirkungsgrad bezogen auf eine trockene Expansion um 1 % verschlechtert wenn die mittlere Nässe am Austritt der Turbine um einen Prozentpunkt erhöht wird. Weiterhin ist bekannt, dass die Nässeverluste nicht nur vom Nässeanteil abhängt, sondern auch von der Nässezusammensetzung und somit von der vorliegenden Tropfengröße, siehe u. a. Gyarmathy [14]. In der Auslegungsphase von Dampfturbinen ist eine Kenntnis über die vorliegende Tropfenzusammensetzung und die Interaktion mit der Dampfströmung bisher nicht verfügbar und somit kann nur anhand der Baumann-Regel eine Abschätzung der Nässeverluste durchgeführt werden. Zur besseren Verlustvorhersage und zur Bewertung eines Designs hinsichtlich der entstehenden Nässeverluste müssten zusätzlich zum dreidimensionalen Strömungsfeld die Tropfengrößen berechnet werden. Eine effektive Möglichkeit zur Bewältigung dieser Aufgabe stellt die numerische Strömungssimulation der kondensierenden Zweiphasenströmung dar, wie sie im Rahmen des Projektes realisiert wurde.

## 2 Projektziele

Das vorliegende Projekt realisiert die Modellierung der kondensierenden Strömung in einer mehrstufigen Niederdruck-Dampfturbine und legt somit die Grundlage, um Nässeeffekte während des Auslegungsprozesses von Dampfturbinen zu berücksichtigen. In effektiver Art und Weise wurden bereits in der Vergangenheit numerische Strömungssimulationen zur Verlustvorhersage erfolgreich eingesetzt. Dieser Weg wird im Rahmen des Projektes auch für die Berechnung von Nässeverlusten eingeschlagen. Hierzu müssen die entstehenden Tropfengrößen berechnet werden und in einer voll gekoppelten Mehrphasensimulation die irreversiblen thermodynamischen und kinematischen Relaxationsvorgänge modelliert werden. Eine weitere Herausforderung stellt die Berücksichtigung möglichst vieler Nässeverlustquellen und die getrennte Quantifizierung der einzelnen Verlustanteile dar.

Im Rahmen des Projekts sind unterschiedliche Modelle hinsichtlich ihrer Eignung zur Modellierung der Strömungsvorgänge in Niederdruck-Dampfturbinen zu prüfen und die notwendige Modelltiefe festzustellen. Konkrete Fragestellungen sind beispielsweise, ob eine Modellierung einer heterogener Nukleation erforderlich ist oder ob instationäre Stator-Rotor-Wechselwirkungen für die Berechnung der Nässezusammensetzung berücksichtigt werden müssen. Zur Validierung der Strömungssimulationen werden Messdaten, d.h. die vorzufindenden Tropfendurchmesser und -anzahlen benötigt. Die erforderlichen Messungen in einer Niederdruck-Dampfturbine werden ebenfalls im Rahmen des Projekts am ITSM durchgeführt.

### 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen

Infolge der Zwischenbegutachtung mussten keine Hinweise gesondert verfolgt werden.

## 3 Vernetzung

### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Neben der obligatorischen Zusammenarbeit mit Siemens Energy war die Zusammenarbeit mit den Projekten BW W 32DT und BW W 33DT, die ebenfalls am ITSM durchgeführt wurden, naheliegend. Beispielsweise konnten Randbedingungen und Rechennetze an das Projekt BW W 33DT zur Erweiterung der numerischen Untersuchungen übergeben werden. Die berechneten Strömungsdaten flossen ebenso in die Betrachtungen zur Erosionsproblematik ins Projekt BW W 32DT mit ein.

### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

Ein regelmäßiger Austausch mit dem Hersteller des verwendeten Softwarepaketes Ansys CFX war zur Durchführung des Projektes unerlässlich. Zur Validierung und Verbesserung der Zweiphasenmodellierung war besonders der Kontakt zu Prof. Andrew Gerber (University New Brunswick, Kanada) wertvoll. Im Rahmen einer einmaligen internationalen Konferenz („Baumann Centenary Conference“, 2012, Cambridge, UK) entstand ein reger wissenschaftlicher Austausch mit den Kollegen J. Young und A. White von der Cambridge University.

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Zur numerischen Berechnung kondensierender Strömungen muss neben den Navier-Stokes-Gleichungen bzw. den RANS-Gleichungen eine Modellierung der Nässeentstehung und des Tropfentransports erfolgen. Im vorliegenden Fall wurde das Euler-Euler-Mehrphasenmodell des kommerziellen Simulationsprogrammes Ansys CFX verwendet und teilweise mit eigenen Modellen erweitert. Die wichtigsten Mehrphasenmodelle sind das Nukleationsmodell [2], [18] und das Tropfenwachstumsmodell [14], [19]. Mittels eines einfachen Widerstandsmodells, das den Tropfen als perfekt kugelförmig betrachtet, kann zusätzlich die Reibung zwischen Tropfen- und Dampfphase in der Modellierung berücksichtigt werden.

Als Gegenstand der Untersuchung diente die dreistufige ITSM-Modellturbine. Zunächst wurden dreidimensionale stationäre Rechnungen für unterschiedliche Gitterfeinheiten durchgeführt, siehe [1]. In einer ersten Untersuchung wurden unterschiedliche homogene und heterogene Nukleationsmodelle und Tropfenwachstumsmodellen realisiert, die Ergebnisse bewertet und mit Messdaten verglichen, siehe [2].

Die Tropfengröße hängt maßgeblich vom Ort der Entstehung bzw. von der lokal herrschenden Expansionsschnelle ab. Durch die Einführung mehrere flüssiger Phasen, die für eine Berechnungsdomäne (Stator oder Rotor) aktiviert und deaktiviert werden können, ist eine quasi-polydisperse Abbildung der Tropfenzusammensetzung möglich. Durch die Trennung der Tropfenbildung in mehrere Phasen kann demnach den unterschiedlichen Expansionsschnellen in Statoren und Rotoren Rechnung getragen werden, wodurch die dort jeweils entstehenden Tropfengrößen berechnet werden können. Eine echte polydisperse Abbildung der Nässezusammensetzung konnte mit den bestehenden Modellen in Ansys CFX noch nicht realisiert werden.

Die Untersuchung instationärer Effekte beschränkte sich auf zweidimensionale Berechnungen einer Rotor-Stator-Rotor-Kombination. Diese Vorstudie zeigte, dass eine sehr kleine zeitliche Auflösung nötig ist, um eine zufriedenstellende Konvergenz zu erreichen. Weitere 2D-Untersuchungen folgten für alle drei Stufen auf unterschiedlichen Schaufelhöhen, siehe [22]. Aufgrund des starken 3D-Einflusses war zusätzlich eine dreidimensionale Rechnung der ersten zwei Stufen (Kondensation beginnt in der zweiten Stufe) notwendig, um für den vorliegenden Fall abschließend den Einfluss der Stator-Rotor-Wechselwirkung auf die Nukleation bewerten zu können.

Der folgende Abschnitt konzentriert sich auf Darstellung und Diskussion der wichtigsten Ergebnisse und Arbeitspakete. Ergänzend sei jedoch auf den Bericht zur Zwischenbegutachtung [17] und die angeführten Veröffentlichungen verwiesen.

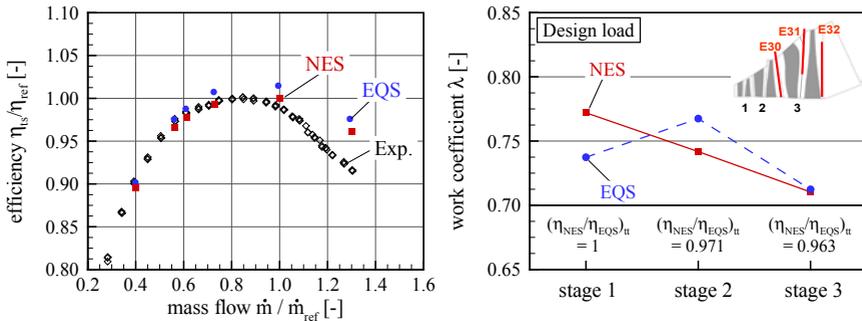
## 5 Projektergebnisse und Ausblick

### 5.1 Simulation der Modellturbine und der Vergleich mit Messdaten

Einführend wird ein Vergleich globaler Daten von numerischen Berechnungsergebnissen und den an der dreistufigen ITSM-Dampfturbine gewonnen Messdaten angestellt. In Abbildung 1 sind links die berechneten und die gemessenen totalstatischen Wirkungsgrade über dem Massenstrom dargestellt. Die Übereinstimmung der Berechnungsmodelle mit

## Nassdampfströmung in Niederdruck-Dampfturbinen

den Messwerten ist lediglich bei Überlast nicht zufriedenstellend. Generell kann die Differenz zwischen den NES- und EQS-Daten in guter Näherung den Nässeverlusten zugeordnet werden. Die Unterschiede in den Modellen können mit derart globalen Betrachtungen jedoch nur schwer bewertet werden und zeigt bereits die prinzipielle Schwierigkeit, dass Nässeeffekte stark von lokalen Strömungsgrößen abhängen. Daher wurden zusätzlich Strömungsfeldmessungen [2] und die Untersuchung einfacher Testfälle [3] zur Modellbewertung herangezogen. Ein Ergebnis dieser Untersuchungen ist, dass das entwickelte Nassdampfmodell in der Lage ist, Nässephänomene abzubilden. Wie in [6] und [13] dargestellt wird, ist unter gewissen Bedingungen jedoch eine weitere Verbesserung der Vorhersagegüte des numerischen Modells möglich.



**Abbildung 1: Wirkungsgradvorhersage (links) und Leistungsaufteilung (rechts)**

Ein wichtiger Aspekt, der durch den Vergleich von EQS und NES-Rechnung ersichtlich wird, ist im rechten Diagramm der Abbildung 1 dargestellt. Getrennt für die drei Turbinenstufen sind die berechneten Arbeitsziffern ( $\lambda = w_i / u_{2,50\%}$ ) der EQS- und NES-Rechnung zu sehen. In der ersten Stufe tritt noch keine Kondensation auf und trotzdem unterscheiden sich bei konstantem Wirkungsgrad die berechneten Arbeitsziffern deutlich voneinander. Im NES-Fall liegt am Austritt der ersten Stufe ein unterkühlter Dampfzustand vor. Diese Temperaturdifferenz bzw. der veränderte Zusammenhang der Zustandsgrößen im NES-Fall beeinflusst sowohl Dichte als auch Druck, und so ergibt sich am Austritt der ersten Stufe ein geringerer Austrittsdruck. Falls sich die Dissipation der betrachteten Expansionslinien nicht deutlich unterscheiden, führt dies im EQS-Fall zu einer höheren Leistungsabgabe der ersten Stufe als im NES-Fall. Weiterhin geht aus einer kinematischen Betrachtung (Euler-Gleichung) hervor, dass sich auch die Strömungswinkel der EQS- und NES-Rechnung unterscheiden müssen. Für den vorliegenden Fall liegt ein Unterschied von  $5^\circ$  bis  $10^\circ$  vor, siehe [1]. Dies verdeutlicht das Potential einer genaueren Strömungsrechnung, denn die veränderten Abström- bzw. Zuströmbedingungen der einzelnen Schaufelreihen in Stufe 1 und Stufe 2 könnten bei der Auslegung berücksichtigt werden. Die Stufenwirkungsgrade von Stufe 2 und Stufe 3 zeigen eine Verschlechterung im totalen Wirkungsgrad von 3 % bis 4 %.

Neben den globalen Wirkungsgrad- und Leistungsdaten stehen Sondenmessungen entlang von Radialtraversen vor der letzten Stufe (E30), zwischen Stator und Rotor (E31) und nach der letzten Stufe (E32) zur Verfügung. Hierzu muss erwähnt werden, dass unter realistischen Betriebsbedingungen die Nukleation in der zweiten Stufe der Modellturbine einsetzt, siehe [17]. Daher ist der Einfluss des thermodynamischen Ungleichgewichts auf die Strömungsgrößen in der letzten Stufe nur schwach, da die weitere Kondensation an den bestehenden Tropfen stattfindet und somit das Gleichgewicht schneller erreicht werden kann, siehe [2].

Die sehr gute Übereinstimmung zwischen den konventionell mit pneumatischen Sonden gemessenen Strömungsfelddaten und den Simulationen ist exemplarisch anhand des Druckes am Eintritt der letzten Stufe (Ebene E30) in Abbildung 2 dargestellt. Weiterhin konnten mit einer Nässesonde nach dem Lichtextinktionsprinzips Tropfengrößen und -anzahlen über der Schaufelhöhe in Ebene E30 bestimmt werden. Der CFD-Rechnung sind drei Linien zugeordnet. Die Tropfen der Phase P1 sind im zweiten Stator der Modellturbine entstanden und dominieren das Tropfenspektrum. Im oberen Kanaldrittel entstehen Tropfen erst im Rotor der zweiten Stufe und erreichen auf Grund der hohen Expansionsschnellen im Entstehungsgebiet kleinere

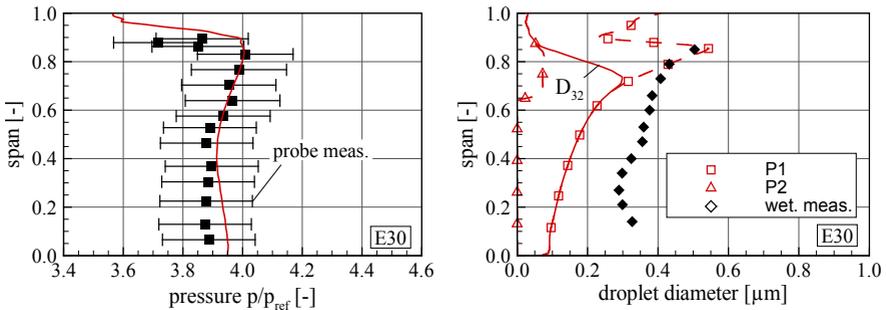


Abbildung 2: Statischer Druck (links) und Tropfengrößen (rechts) in Ebene E30

Durchmesser. Entsprechend dem Vorgehen in der Messauswertung wird aus diesen zwei Durchmessergrößen ein mittlerer Sauter-Durchmesser  $D_{32}$  bestimmt. Der Verlauf des mittleren Durchmessers zeigt, dass zum Gehäuse hin (mit steigendem Tropfendurchmesser) die Anzahl der P1-Tropfen deutlich abnimmt und die P2-Tropfen hinsichtlich der Tropfenzahl dominieren.

Der tendenzielle Verlauf über die Schaufelhöhe kann mittels der CFD-Rechnung gut vorhergesagt werden. Die berechneten Tropfen weisen jedoch eine zu geringe Größe auf. Die Ursachen für die Unterschiede können sowohl in der Messung als auch in den verwendeten numerischen Modellen zu finden sein. Für eine tiefere Diskussion sei auf die getätigten Veröffentlichungen [4] oder [6] verwiesen. Generell kann jedoch gesagt werden, dass aufgrund der hohen Komplexität des strömungsmechanischen Problems die erreichte Übereinstimmung als durchaus bemerkenswert einzustufen ist und in einer Modellturbine bisher nicht erreicht werden konnte.

## 5.2 Einfluss der Stator-Rotor-Wechselwirkung auf die Kondensation

In der Regel wird die Strömung in Turbomaschinen als stationär angenommen und transiente CFD-Rechnungen sind auf Grund des hohen Rechenaufwandes eher die Ausnahme. Hinsichtlich der Nässephänomene in Niederdruck-Dampfturbinen stellt sich besonders seit einer analytischen Betrachtung von Gyarmathy und Spengler [20] die Frage nach dem Einfluss der instationären Stator-Rotor-Interaktionen auf die Tropfenbildung.

Anhand der Entropieverteilung (Abbildung 3) auf einem Schaufelschnitt in der zweiten Stufe der dreistufigen ITSM-Modellturbine kann qualitativ der Einfluss der Stator- Rotor-Interaktion auf das Strömungsfeld und die numerische Behandlung gezeigt werden. Bei einer stationären Rechnung werden die Strömungsstrukturen im Nachlauf ausgemischt und hierdurch ein Informationsverlust in Kauf genommen. Für eine transiente Rechnung werden gleiche Teilungswinkel vorausgesetzt, die durch die Modellierung einer entsprechenden Anzahl von Schaufelreihen gewährleistet wurde.

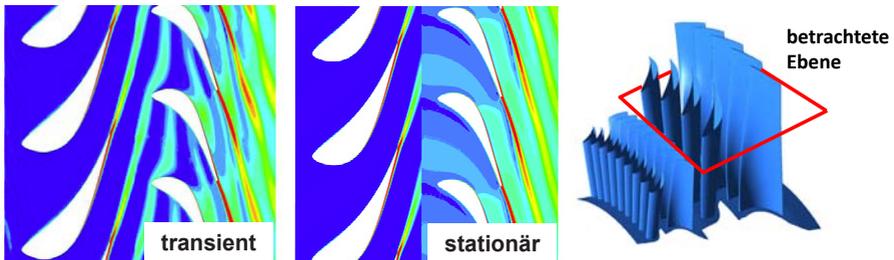
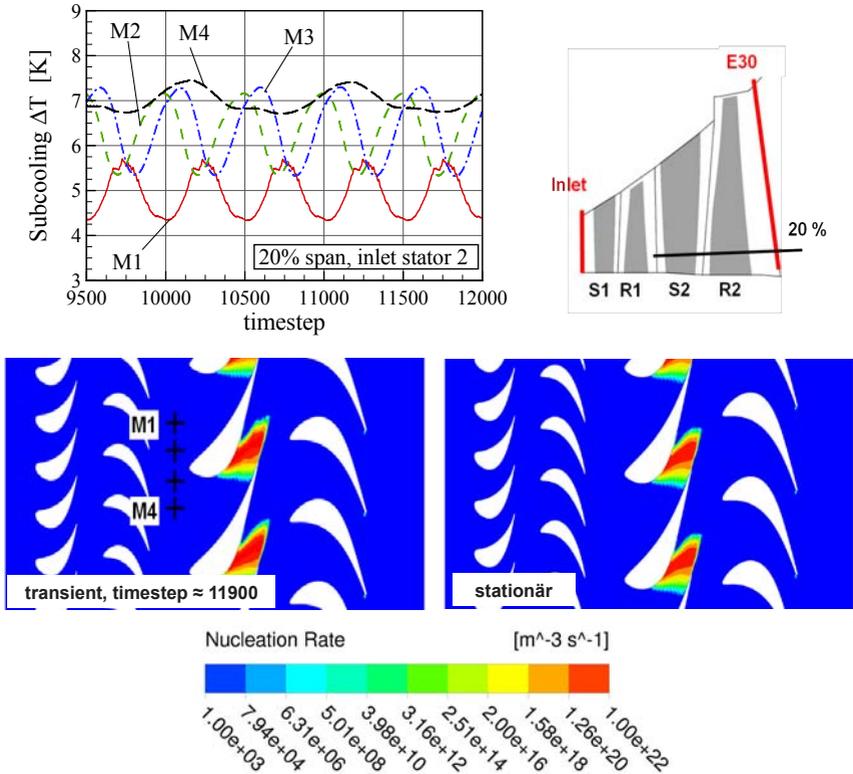


Abbildung 3: Schaufelnachläufe anhand der Entropie (links), Vereinfachung der Strömung mittels stationärer Berechnungen (rechts)



**Abbildung 4:** Unterkühlung in den Monitorpunkten M1 bis M4 (oben), exemplarischer Vergleich der Nukleationszonen (unten)

Hinsichtlich des Tropfenentstehungsprozesses ist das Maß der Unterkühlung von entscheidender Bedeutung. Bei einer stationären Rechnung wird auch die Unterkühlung am Übergang zwischen Stator und Rotor ausgemischt. Somit bleiben lokale Zonen mit möglicherweise hoher Unterkühlung, die für eine Nukleation ausreichen könnten, unberücksichtigt. In **Abbildung 4** ist der Verlauf der Unterkühlung an ortsfesten Beobachtungsstellen am Eintritt des zweiten Stators auf 20 % relativer Schaufelhöhe dargestellt. Die Fluktuation auf Grund des Nachlaufes des stromauf befindlichen Rotors beträgt maximal 2 K. Für den betrachteten Schaufelschnitt findet die Nukleation unter hohen Expansionschnellen im Bereich des engsten Querschnittes des zweiten Stators statt, und unter diesen Bedingungen reicht eine Temperaturfluktuation nicht aus, um einen signifikanten Einfluss auf die Nukleation auszuüben.

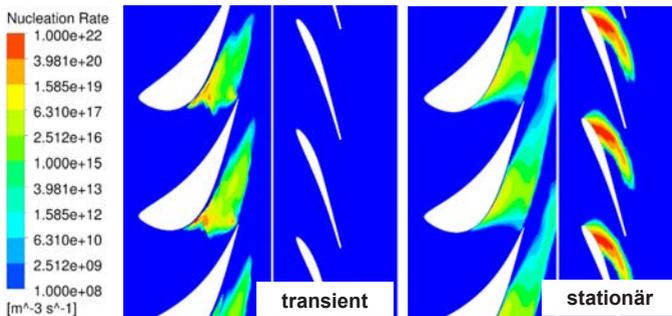
## Nassdampfströmung in Niederdruck-Dampfturbinen

Weitere Untersuchungen sind zur Absicherung dieser Erkenntnis notwendig und wurden teilweise bereits durchgeführt. Diese stützen die Hypothese, dass falls die Nukleation beispielsweise ein Stück stromauf oder stromab, in Zonen geringerer Expansionschnelle, stattfindet, die Tropfenentstehung stärker von Temperaturschwankungen beeinflusst wird. Abschließend kann gesagt werden, dass genau diese Abhängigkeit des Kondensationsverhaltens von den Eintrittsbedingungen und lokal herrschenden Strömungsbedingungen eine allgemein gültige Untersuchung und schließlich die Festlegung von Designkriterien deutlich erschwert.

Bei einer Untersuchung des Kondensationsprozess in einer skalierten Turbine (Modellversuch) muss beachtet werden, dass Turbinen im Originalmaßstab per se geringere Expansionschnellen aufweisen und somit größere Tropfen entstehen. Der Grund hierfür ist, dass im Modellversuch die Reynoldsähnlichkeit nicht eingehalten werden kann. Eigene Untersuchungen und die Arbeit von Kammerer [21] **belegen jedoch, dass auch eine skalierte Turbine keine wesentlich stärkeren Fluktuationen in der Tropfenentstehung aufweist.**

In der Realität können Strömungsbedingungen auch in einer Art und Weise vorliegen, die durch die Stator-Rotor-Interaktion beeinflussbar sind. Dies zeigt der Vergleich zwischen transienter und stationärer Rechnung für einen Schaufelschnitt in 80 % relativer Schaufelhöhe, siehe Abbildung 5. **Im transienten Fall findet der komplette Entstehungsprozess innerhalb des Stators statt, wohingegen der Schwerpunkt der Tropfenentstehung im stationären Fall im Rotor R2 liegt.** Der Grund hierfür ist, dass lokale Zonen hoher Unterkühlung bei einer transienten Berechnung eben nicht ausgemischt werden und im Stator S2 bestehen bleiben. Im stationären Fall muss sich die Unterkühlung teilweise neu von einem gemittelten, niedrigeren Wert ausbilden.

Die Ergebnisse zeigen, dass der Einfluss der durch die Stator-Rotor-Interaktion eingebrachten Strömungsfuktuationen stark von der gegebenen Strömungssituation abhängt. Eine wichtige Schlussfolgerung ist, dass die Nukleation in Zonen hoher Expansionschnelle liegen sollte, damit die Tropfenbildung möglichst unempfindlich auf Strömungsfuktuationen reagiert. Natürlich kann dies nicht über den kompletten Betriebsbereich einer Turbine sichergestellt werden, aber dennoch könnten Betriebspunkte festgelegt werden, die aus Nässesicht eine optimale Fahrweise darstellen.



**Abbildung 5: Nukleationszonen in S2 und R2 auf 80 % relativer Schaufelhöhe**

Die dargelegten Ergebnisse wurden überwiegend mittels einer transienten 3D-Rechnung der ersten zwei Stufen erzielt. Der Rechenaufwand für eine solche Rechnung war mit 60 Tagen bei 48 CPUs sehr hoch. Dies ist auf den sehr kleinen Zeitschritt zurückzuführen, der zur Gewährleistung einer guten Konvergenz der Lösung notwendig ist. Um gewisse Parametervariationen überhaupt zu ermöglichen, wurden diese daher mittels 2D-Rechnung der ersten zwei bzw. drei Stufen durchgeführt.

### 5.3 Modell zur Nässeverlustbestimmung

Wie bereits erwähnt, ist die möglichst exakte Nässeverlustberechnung eines der Hauptziele des Projekts. Die Nässeverluste lassen sich auf Relaxationsvorgänge zurückführen, die typisch für Zweiphasenströmungen sind. Diese können in thermodynamische und kinematische Relaxationsvorgänge unterteilt werden. Die thermodynamischen Relaxationsverluste entstehen während der Tropfenentstehung selbst und des anschließenden Tropfenwachstums unter Nicht-Sättigungsbedingungen. Eine exakte Bestimmung des absoluten Dissipationsverlusts  $P_{th}$  für ein betrachtetes Volumen kann wie folgt realisiert werden:

$$P_{th} = \int_{vol} \dot{m}_{c/d} L \left( \frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_d} \right) T_m \, dV \quad (5.1)$$

Zur Herleitung wird in Gl. (1.2) der abzuführende Wärmestrom durch die latente Wärme und den kondensierenden Massenstrom ersetzt und mit einer mittleren Temperatur multipliziert. Der Gesamtverlust ergibt sich schließlich durch eine Integration über alle im Strömungsgebiet liegenden Kontrollvolumina.

Ein weiterer Verlust entsteht durch Reibung zwischen den Phasen. Diese weisen stark verschiedene Dichten auf und haben somit eine unterschiedliche Trägheit. Tropfen und Dampf bewegen sich daher teilweise relativ zueinander, somit liegt ein kinematischer Ungleichgewichtszustand vor, der durch dissipative Vorgänge beseitigt wird. Diese kinematischen Relaxationsverluste werden auch Schleppverluste genannt und können wie folgt berechnet werden:

$$P_{kin} = \int_{vol} \dot{S}_{kin} T_m \, dV = \int_{vol} \frac{N}{T_m} F_D (u_d - u_c) \, dV \quad (5.2)$$

Dieser Ansatz betrachtet die Widerstandskraft  $F_D$ , die an  $N$  einzelnen Tropfen bei einer gewissen Geschwindigkeitsdifferenz zwischen der Tropfengeschwindigkeit  $u_d$  und der Dampfgeschwindigkeit  $u_c$  wirkt, siehe [3].

Anhand der Gleichungen wird deutlich, dass der Verlust vom Tropfendurchmesser abhängt. Setzt sich die vorhandene Nässe aus großen Tropfen zusammen (grobe Nässe), ist die Oberfläche bezogen auf das konstante Volumen gering. Dies reduziert den Wärmeübergangskoeffizienten, der für den Transport der Kondensationswärme an die unterkühlte Strömung maßgeblich ist und führt zu höheren Unterkühlungen. In Gl. (5.1) ist dieser Effekt sowohl im kondensierenden Massenstrom als auch in der reziproken Temperaturdifferenz enthalten. Offensichtlicher ist der Einfluss der Tropfengröße auf die Schleppverluste, denn die Reibkraft bzw. der Widerstandskoeffizient ist eine Funktion der Partikel-Reynoldszahl und in diese geht der Tropfendurchmesser direkt ein.

Abbildung 6 zeigt den numerisch bestimmten Einfluss der Tropfengröße auf die Nässeverluste anhand des Enthalpieverlustbeiwertes. Berechnet wurde die letzte Stufe der ITSM-Modellturbine für unterschiedliche Lastzustände, wodurch die Tropfengröße für jeden Lastfall am Eintritt fest vorgegeben werden konnte und systematisch erhöht wurde. Der kleinste mittlere Tropfendurchmesser von ca.  $0,1 \mu\text{m}$  entspricht dabei dem Tropfenspektrum, das zuvor mittels der Modellierung der homogenen Nukleation berechnet werden konnte. Die Ergebnisse zeigen, dass besonders der Anstieg der thermodynamischen Verluste im realistischen Durchmesserbereich von  $0,1 \mu\text{m}$  bis  $0,5 \mu\text{m}$  beträchtlich ist. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass bei grober Nässezusammensetzung ein sekundärer Nukleationsprozess provoziert wird, der mit hohen Unterkühlungen und somit hohen thermodynamischen Verlusten einhergeht.

Weiterhin zeigt Abbildung 6, dass die Nässeverluste zwischen 2 % und 6 % der abgegebenen Leistung der letzten Stufe entsprechen. Dies gilt für die drei dargelegten Lastfälle mit einem Nässeanteil von 8 % bis 12 % am Austritt der Turbine. Für die zweite Stufe, in der erstmals Nässe entsteht, liegt der Verlustanteil bezogen auf die Stufenarbeit bei 2,6 %. Hinsichtlich der kinematischen Verluste kann geschlussfolgert werden, dass diese eine untergeordnete Rolle spielen. Ähnlich verhält es sich mit den sogenannten Bremsverlusten, für welche ebenfalls eine Möglichkeit zur Berechnung im Rahmen einer separaten CFD-Studie entwickelt wurde, siehe [3].

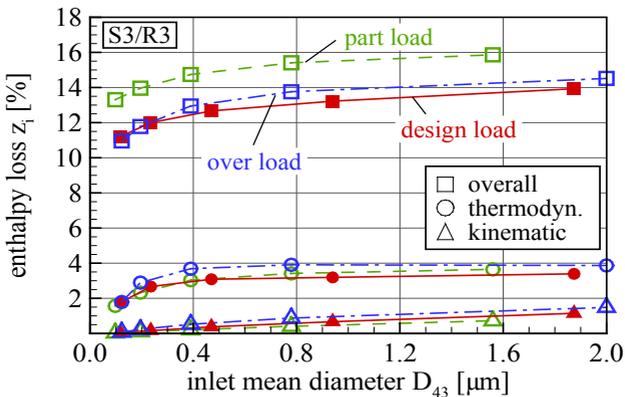
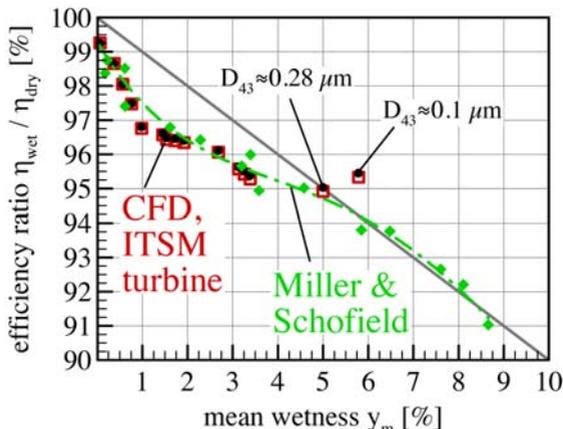


Abbildung 6: Verlustverhalten mit steigendem Tropfendurchmesser

Eine Verifizierung der entwickelten Methoden zur Berechnung von Nässeverlusten kann beim Vergleich mit Verlustkorrelationen bzw. mit Messdaten anderer Autoren erfolgen. Die gängige Art der Verlustkorrelation ist die nach Baumann [16], der die Nässeverluste als Wirkungsgradverhältnis einer nassen zu einer trockenen Entspannung über eine mittlere Nässe aufträgt. Die in Abbildung 7 dargestellte graue Linie entspricht der ursprünglichen Baumann-Regel, wie sie heute noch häufig verwendet wird. Vorab sei erwähnt, dass diese Art der Korrelation den Einfluss eines sich ändernden Isentropenexponenten beinhaltet und nicht direkt die Nässeverluste widerspiegeln kann, siehe [23]. Andererseits bietet diese Darstellung einen direkten Vergleich mit Messdaten, z.B. den von Miller und Schofield [22] veröffentlichten.

## Nassdampfströmung in Niederdruck-Dampfturbinen

Die in Abbildung 7 aufgetragenen schwarzen bzw. roten Symbole entsprechen jeweils einer CFD-Rechnung, wobei die schwarzen Punkte nur die thermo-dynamischen Relaxationsverluste beinhalten und die roten Quadrate, nach einem in [3] beschriebenen Verfahren, zusätzlich die kinematischen Relaxationsverluste und auch die Bremsverluste berücksichtigen. Die Übereinstimmung mit dem gemessenen Verlauf von Miller und Schofield für eine andere Turbinengeometrie ist bemerkenswert, lediglich für den Punkt mit maximaler mittlerer Nässe zeigt sich eine Abweichung. Für diesen Betriebszustand mit einer Austrittsnässe von ca. 11 % lassen sich für die Diskrepanz von Modell und Versuch zwei mögliche Gründe anbringen. Zum einen werden möglicherweise die Bremsverluste auf Grund der einfachen Berechnung unterschätzt [3], und diese kommen bei steigender Nässe stärker zum Tragen. Eine weitere Erklärung für die geringen Verluste bei einer mittleren Nässe von 5,5 % kann aus den berechneten mittleren Tropfendurchmessern abgeleitet werden. Für den vorliegenden Fall liegt die Temperatur am Eintritt der dreistufigen Turbine bei 386 K und ist damit derart niedrig, dass Nukleation im ersten Stator unter hohen Expansionsschnellen stattfindet und sich deshalb eine Tropfengröße von 0,1  $\mu\text{m}$  in Ebene E30 ergibt. Dahingegen ergeben sich eine beinahe dreifache Tropfengröße für die Rechnung mit einer mittleren Austrittsnässe von 5 % und deshalb auch höhere Nässeverluste.



**Abbildung 7: Vergleich des Verlustmodells mit Messdaten von Miller und Schofield [22]**

An dieser Stelle sei noch erwähnt, dass weitere Messungen von unterschiedlichen Turbinendesigns zur Erstellung einer verbesserten Nässeverlustkorrelation benötigt werden. In erster Linie sollte diese Korrelation um den Einfluss der Nässezusammensetzung erweitert werden. Am institutseigenen Prüfstand sind derartige Messungen nicht möglich, da die Eintrittstemperatur nicht ausreichend erhöht werden kann. Hingegen liegen die numerischen Grundlagen und Verfahren zur Erstellung einer solchen Korrelation nun vor.

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Eine Einschränkung musste hinsichtlich der Art der Nassdampfberechnung gemacht werden. Im vorliegenden Projekt konnte nur eine quasi polydisperse Berechnung der durch homogene Nukleation entstehenden Tropfen durchgeführt werden. Das heißt, es konnte zwischen den sich im Stator oder im Rotor sich bildenden Tropfengrößen unterschieden werden. Eine echte Berücksichtigung polydisperser Tropfenverteilungen erfordert die Anwendung der Momenten-Methode, die derzeit in CFX nicht verfügbar ist. Die Messungen von Tropfenverteilungen in der ITSM-Dampfturbine zeigten jedoch eine nur schwach polydisperse Gestalt, da die Nukleation zum einen homogen und zum anderen für die relevanten Lastpunkte meist unter sehr hohen Expansionsraten erfolgt und somit einen kleinen Bereich mit sehr ähnlichen Strömungsbedingungen einnimmt.

Zusätzlich zu den im Projektplan vorgesehenen Arbeitspaketen wurde eine 3D-Methode zur Berechnung der Tropfenablagerung auf Leitschaufeln veröffentlicht [6]. Dies ermöglichte die Berücksichtigung und Berechnung von Grobwasserverlusten, siehe [3].

Die Projektziele konnten erreicht und die damit verbundenen Fragestellungen beantwortet werden. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass nun ein Werkzeug zur Berechnung von Nassdampfströmungen in ND-Dampfturbinen vorliegt und je nach vorliegendem Anwendungsfall die nötige Modelltiefe bestimmt werden kann.

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

- [1] Starzmann, J., Casey, M. V., Sieverding, F., 2010, Non-Equilibrium Condensation Effects on the Flow Field and the Performance of a Low Pressure Steam Turbine, ASME paper GT-2010-22467, Proc. Turbo Expo 2010, Glasgow
- [2] Starzmann, J., Schatz, M., Casey, M. V., Mayer, J. F., Sieverding, F., 2011, Modelling and validation of wet steam flow in a low pressure steam turbine, ASME paper GT-2011-45672, Proc. Turbo Expo 2011, Vancouver
- [3] Starzmann, J., Casey, M. V., Mayer, J. F., Sieverding, F., 2012, Wetness loss prediction for a low pressure steam turbine using CFD, Proc. Baumann Centenary Conference, BCC-2012-14, Cambridge, UK, akzeptiert für Journal of Power and Energy
- [4] Schatz, M., Eberle, T., 2012, Experimental study of steam wetness in a model steam turbine rig: presentation of results and comparison with CFD data, Proc. Baumann Centenary Conference, BCC-2012-09, Cambridge, UK, akzeptiert für Journal of Power and Energy
- [5] Starzmann, J., Casey, M. V., Mayer, J. F., 2012, Unsteady numerical study of wet steam flow in a low pressure steam turbine, High Performance Computing in Science and Engineering'12, Trans. HLRS Stuttgart, Springer

- [6] Starzmann, J., Kaluza, J. P., Casey, M. V., Sieverding, F., 2012, On kinematic relaxation and deposition of water droplets in the last stages of low pressure steam turbines, ASME paper GT-2013-95179, Proc. Turbo Expo 2013, San Antonio, TX, USA, akzeptiert für Journal of Turbomachinery
- [7] Starzmann, J., Casey, M. V., Mayer, J. F., 2012, Water droplet flow paths and droplet deposition in low pressure steam turbines, High Performance Computing in Science and Engineering'13, Trans. HLRS Stuttgart, Springer
- [8] Eberle, T., Schatz, M., Starzmann, J., Grübel M., Casey, M., 2012, Experimental study of the effects of temperature variation on droplet size and wetness fraction in a low pressure model steam turbine, Proc. ETC 2013, Lappeenranta

### 7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen

- [9] Starzmann, J., 2009, CFD-Analysis of the Thermodynamic Wetness Loss in LP Steam Turbines, 23rd Turbomachinery Workshop, Plzen
- [10] Starzmann, J., 2010, Numerical Investigation of the Wet Steam Flow in a Three Stage LP Turbine, ANSYS Conference & 28th CADFEM Users' Meeting 2010, 3-5.11.2010, Aachen
- [11] Starzmann, J., Mayer, J. F., 2011, Numerical investigation on the influence of rotor-stator interaction on the wet steam flow in a low pressure steam turbine, 25rd Turbomachinery Workshop, Gdansk
- [12] Starzmann, J., 2012, Multi-Momentum Calculation to predict Droplet Deposition in Condensing Steam Turbine Flows, 10th Multiphase Flow Conference, Ansys CFX, Dresden
- [13] Starzmann, J., Grübel, M., Casey, M. V., 2012, Modelling of Condensing Steam Flows in Supersonic Nozzles and Steam Turbines with a Commercial Flow Solver, 13th Workshop on Two-Phase Flow Predictions, ERCOFTAC, 2012, Halle

## 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte

Keine

## 7.3 Weitere Publikationen

- [14] Gyarmathy, G., 1962, Grundlagen einer Theorie der Nassdampfturbine, Dissertation ETH Zürich, Juris Verlag Zürich
- [15] Moore, M., Sieverding, C. H., 1976, Two Phase Steam Flow in Turbines and Separators, von Karman Institute lecture series, Hemisphere Publishing Corporation Washington, ISBN:0-07-042992-8
- [16] Baumann, K., 1912, Recent developments in steam turbine practice, J. Inst. Elec. Engrs., 48(213): 768-842
- [17] Starzmann, J., Schatz, M., 2011, Nassdampfströmung in Niederdruck-Dampfturbinen, KW21-Bericht zur Zwischenbegutachtung des Teilprojekts KW21 II BW W 34DT

- [18] McDonald, J. E., 1962, Homogeneous Nucleation of Vapour Condensation. I. Thermodynamic Aspects, American Journal of Physics, 30: 870-877
- [19] Young, J. B., 1982, The Spontaneous Condensation of Steam in Supersonic Nozzles, PhysicoChemicalhydrodynamics, 3(1): 57-82
- [20] Gyarmathy, G., Spengler, P., 1974, Über die Strömungsfluktuationen in mehrstufigen thermischen Turbomaschinen, in: Traupel-Festschrift - Gewidmet zum 60. Geburtstag von Walter Traupel, Juris-Verlag, Zürich
- [21] Kammerer, M., 2012, Numerische Untersuchung des Einflusses einer Geometrieskalierung auf die Nassdampfströmung einer ND-Dampfturbine, Diplomarbeit, ITSM Universität Stuttgart
- [22] Miller, E. H., Schofield, P., 1972, The performance of large steam-turbine-generators with water reactors, ASME, Winter Annual Meeting, New York
- [23] Kreitmeier, F., Greim, R., Congiu, F., Faelling, J., 2005, Experimental and numerical analyses of relaxation processes in LP steam turbines, Proc. IMechE Part C: J. Mech. Eng. Sci. 219(22):1411-1436.

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

keine

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

- |             |  |
|-------------|--|
| P. Kaluza   | Unterstützung zur Entwicklung einer Methode zur Bestimmung von Tropfenablagerungen<br>(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen) |
| T. Kec      | Geometrische Abbildung von Schaufelprofilen mittels BladeGen<br>(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)                       |
| O. Barrena  | Programmierung einer Methode zur Verlustbestimmung<br>(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)                                 |
| P. Buchwald | Durchführung von Profilvariationen<br>(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)   |

### 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

- |           |   |
|-----------|---|
| B. Kübler | Aspekte zur Profilauslegung und Verlustkorrelationen sub- und transsonischer Turbinenprofile<br>(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)                      |
| Ch. Seitz | CFD-Untersuchung zum Einfluss asymmetrischer Austrittsrandbedingungen auf das Strömungsfeld in einer Dampfturbine<br>(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen) |
| B. Traub  | Numerische Untersuchung des thermodynamischen Nässeverlusts in der Strömung einer ND-Dampfturbine<br>(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)                 |

## Nassdampfströmung in Niederdruck-Dampfturbinen

- J. Steiner Darstellung und Bewertung metastabiler Dampfzustände in expandierenden Strömungen  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- A. Seeger Modellierung heterogener Keimbildung in der Nassdampfströmung einer Niederdruck-Dampfturbine  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- S. Bücheler Numerische Berechnung einer dampfdurchströmten 2D-Turbinenkaskade und der Vergleich mit Messdaten  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- M. Fischer Numerische Untersuchung der Schleppverluste und der Tropfenablagerung in der Nassdampfströmung einer ND-Dampfturbine  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- T. Grunert Validierung eines numerischen Modells zur Berechnung kondensierender Dampfströmungen  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- P. Kaluza CFX-gestützte Analyse der Tropfenablagerung in Niederdruck-Dampfturbinen  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- A. Fazaks CFD-Untersuchung zum Einfluss einer asymmetrischen Eintrittsrandbedingung auf das Strömungsfeld einer Dampfturbine  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- O. Barrena CFD-gestützte Berechnung der aerodynamischen und thermodynamischen Verluste eines Dampfturbinenprofils  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- T. Kec Simulation und Analyse der Zweiphasenströmung transsonischer Leitschaufelprofile einer ND-Dampfturbine  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- M. Hildenbrand Validierung eines numerischen Modells zur Berechnung kondensierender Dampfströmungen  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- L. Rederer Numerische Analyse des Einflusses spontaner Kondensation auf die strömungsmechanische Güte eines Schaufelprofils  
(Ausbildungsziel: B.Sc. Maschinenbau)
- P. Buchwald Über die Eignung des in Ansys CFX implementierten Nassdampfmodells zur Berechnung instationärer Kondensationseffekte in Lavaldüsen und zur Verlustbestimmung von Dampfturbinenprofilen  
(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- Bachelorprojektarbeit von W. Bouraoui, M. Buck, N. Miyaki, E. Blaser, S. Moosmann: Aufbau eines Versuchsstands zur Untersuchung des Wasserfilmabrisses an Dampfturbinenprofilen  
(Ausbildungsziel: B.Sc. Maschinenbau)

### 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

- |             |  |
|-------------|--|
| X. Fu       | 3-D Strömungssimulation einer dreistufigen Niederdruck-Dampfturbine<br>(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)  |
| V. Trejo    | Numerische Untersuchung der Strömung in einer dreistufigen Niederdruck-Dampfturbine im Teillastbetrieb<br>(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)           |
| M. Kammerer | Numerische Untersuchung des Einflusses einer Geometrieskalierung auf die Nassdampfströmung einer ND-Dampfturbine<br>(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen) |
| M. Grübel   | Analyse von Modellen zur numerischen Berechnung spontaner Kondensation in reinen Dampfströmungen<br>(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)                 |

### 8.4 Promotionen

Die Promotion des Projektbearbeiters J. Starzmann wird derzeit erstellt.

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

keine

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

in Arbeit

**GT**  
**Arbeitskreis Turbokomponenten für Gasturbinen**  
 Heinz Knittel, MTU Aero Engines GmbH, München

- BY 10GT: Untersuchungen zum Einfluss der Dünnwandigkeit auf die mechanischen Hochtemperatureigenschaften verschiedener Nickelbasissuperlegierungen
- BY 11GT: Erhöhung von Effizienz und Sicherheit von Gasturbinen durch besser gießbare Werkstoffe
- BY 12GT: Computergestützte Bauweisenoptimierung moderner Turbokomponenten im Gasturbinenbau
- BW L 36GT: Optimierung von Axialdiffusoren in Gasturbinen für GuD-Anlagen
- BW W 36GT: Experimentelle Untersuchung von Gasturbinen-Axialdiffusoren
- BW L 37GT: Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen auf Basis einer selbstadaptierenden Alterungsmodellierung
- BW W 37GT: Verifizierung eines selbst adaptierenden Verfahrens zur Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen
- BW L 39GT: Inverse Messmethodiken zur Bestimmung des lokalen Wärmeüberganges bei innen gekühlten Gasturbinenbauteilen
- BW W 39GT: Transiente Wärmeübergangsmessungen bei innen gekühlten Turbinenschaufeln
- BW L 41GT: Entwicklung eines Formoptimierungstools für neuartige, kompakte Labyrinthdichtungen zur Leckagereduktion in Turbomaschinen
- BW W 41GT: Experimentelle Untersuchung neuartiger, kompakter Labyrinthdichtungen zur Leckagereduktion in Turbomaschinen

## Arbeitskreis Turbokomponenten für Gasturbinen

### Projekt: BY 10GT

## Untersuchungen zum Einfluss der Dünnwandigkeit auf die mechanischen Hochtemperatureigenschaften verschiedener Nickelbasis-Superlegierungen

Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. habil. Uwe Glatzel Dr. Ing. Rainer Völkl Lehrstuhl Metallische Werkstoffe Universität Bayreuth
Mitarbeiter:	Dr.-Ing. Martin Brunner Dr.-Ing. Matthias Bensch
Finanzierung:	MTU Aero Engines GmbH Bayerisches Staatsministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst Bayerisches Staatsministerium für Wirtschaft, Infrastruktur, Verkehr und Technologie

## 1 Ausgangssituation

Die maximal zulässigen Schaufeltemperaturen bestimmen maßgeblich die Effizienz einer Gasturbine. In den letzten Jahrzehnten konnten die Turbineneinlasstemperaturen durch den Einsatz neuer Materialien, wie einkristalline Nickelbasis-Superlegierungen, aber vor allem durch das aktive Kühlen (Abb. 1) der hohl gegossenen Schaufeln erhöht werden. Allerdings kam es zu einer zunehmenden Diskrepanz zwischen theoretisch möglichen und tatsächlich realisiertem Wirkungsgrad aufgrund steigender Verluste durch immer höhere Kühlluftströme [15]. Um den Wirkungsgrad weiter zu steigern, werden in Zukunft innovative, d.h. effizientere Kühlkonzepte benötigt werden.

Wie Abb. 1 zeigt, sind seit den 1970er Jahren zunehmend komplexere Kühlkonzepte bei gleichzeitiger Verringerung der Schaufelwandstärken entwickelt worden [17]. Mit einer Verringerung der Wandstärke um 0,1 mm erhöht sich der Turbinenwirkungsgrad um ca. 0,1% [18]. Aktuell finden bereits minimale Wandstärken bis 0,6 mm in Turbinenschaufeln Verwendung [18]. In den letzten zehn Jahren gibt es verstärkt Bestrebungen immer dünnere Wandstärken in Turbinenschaufeln zu realisieren, was eine Vielzahl an Patenten [16,18,23,24] belegt.

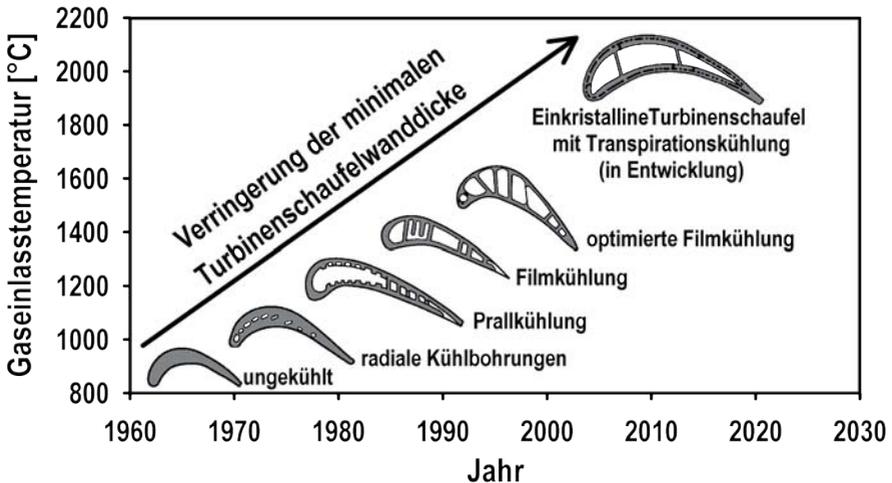


Abbildung 1: Entwicklung der Gaseinlasstemperatur und der Kühlverfahren seit 1960 (basierend auf [16])

Im Strahltriebwerken werden auch in der Niederdruckturbine hohl gegossene Schaufeln eingesetzt. Durch Gewichtsreduzierung infolge dünnerer Wände könnten Turbinenscheiben wie auch die Turbinenwelle und sogar das Turbinengehäuse kleiner und somit leichter ausgelegt werden [18, 19]. Insbesondere in Flugturbinen kann durch eine signifikante Reduktion der Massen eine Steigerung der Gesamteffizienz und des Schub/Gewicht-Verhältnisses realisiert werden. Darüber hinaus könnte teures Rohmaterial eingespart werden.

Durch Verringerung der Wandstärken wird der Einfluss von Beschichtungen auf die Schaufellebensdauer zunehmen. Die Beschichtungen werden darum in Zukunft in das Schaufeldesign integriert werden müssen. Die Literatur [2022] zeigt, dass das Oxidationsverhalten von der Wandstärke abhängen kann. Trotz fortschrittlicher Berechnungsverfahren ist jedoch die Lebensdauervorhersage dünnwandiger Turbinenschaufeln oft unzuverlässig, da die zugrunde liegenden Werkstoffdaten typischerweise an Vollproben ermittelt wurden. Außerdem sind die mechanischen Eigenschaften von Beschichtungen noch weitgehend unbekannt und bleiben daher bei der strukturmechanischen Auslegung i.d.R. unberücksichtigt.

Eine umfassende Literaturrecherche erbrachte erstaunlich wenige Arbeiten zutage, die sich mit dem Einfluss der Materialstärke auf das Hochtemperaturverhalten von Nickelbasis-Superlegierungen beschäftigen. Häufig werden signifikante Unterschiede im Kriechverhalten von dünnen im Vergleich zu dicken Strukturen beobachtet [25-36]. Als mögliche Ursache für das abweichende Verhalten wurden Umwelteinflüsse wie die Hochtemperaturoxidation angeführt. In einigen Arbeiten [28,37,38] konnte gezeigt werden, dass die Oxidation einen signifikanten Einfluss auf das Kriechverhalten dünner Strukturen haben kann.

Das Projekt BY 10GT sollte die Eigenschaften dünner Strukturen aus Nickelbasis-Superlegierungen genauer beschreiben, um die Wanddicke hohlgegossener Turbinenschaufeln weiter verringern zu können. Die Untersuchungen in diesem Teilprojekt werden den bayrischen und baden-württembergischen Unternehmen der Energiewirtschaft ermöglichen, die Wirkungsgrade ihrer Kraftwerke zu erhöhen. In Anbetracht dessen, dass eine Wirkungsgraderhöhung eines 500 MW-Kombikraftwerkes um ein Prozent der Stromversorgung von 10.000 Haushalten entspricht, ist das wirtschaftliche Potential darum mittel- bis langfristig enorm.

## **2 Projektziele**

Die Wissenschaftliche Ziele des Teilprojekts BY 10GT waren:

1. Formulierung der quantitativen Zusammenhänge zwischen Wandstärke einer gekühlten Turbinenkomponente aus einer Nickelbasis-Superlegierung und ihrer spezifischen Eigenschaften wie Kriechbeständigkeit, Oxidationsbeständigkeit und Lebensdauer.
2. Evaluierung der bestehenden Feigusstechnologien und deren Weiterentwicklung, um geringere Wandstärken als bisher gießen zu können.

Das Potential von Wanddickenreduktionen hohlgegossener Turbinenschaufeln zur Verringerung des Treibstoffverbrauchs von Gasturbinen sollte aufgezeigt werden.

### **2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen**

Aufgrund der uneingeschränkten Empfehlung zur Fortsetzung in der Zwischenbegutachtung, wurde das Projekt entsprechend dem Arbeitsplan im Erstantrag abgearbeitet.

## **3 Vernetzung**

### **3.1 Vernetzung innerhalb KW21**

- Ein intensiver Austausch auf dem Gebiet der Legierungsentwicklung bestand mit Herrn Grodzki, welcher im Projekt BY 11GT die Erhöhung von Effizienz und Sicherheit von Gasturbinen durch besser gießbare Werkstoffe untersuchte.
- Mit dem von Frau Dr. Schütz und Herrn Dr. Günthner bearbeiteten KW21 Teilprojekt BY 07DE, in welchem nanokeramische Funktionsschichten auf Precursorbasis für den Einsatz in Müllverbrennungsanlagen als Korrosionsschutzsystem entwickelt und charakterisiert werden, bestand reger Austausch auf dem Gebiet der Korrosion und dem mechanischen Verhalten von Schichtsystemen.
- Informationen zu Modellierungstechniken wurden mit Projekt BW W 41GT (Herrn Braun, Institut für Thermische Strömungsmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie) ausgetauscht.

### **3.2 Vernetzung außerhalb KW21**

- Zum Lehrstuhl für Werkstoffkunde und Technologie der Metalle (WTM) der Universität Erlangen-Nürnberg bestand im Rahmen des von der DFG geförderten Graduiertenkollegs 1229 enger Kontakt [3].

- Eine enge Kooperation hat sich durch KW21 mit dem Department of Materials Science and Metallurgy der University of Cambridge ergeben. Die Zusammenarbeit führte zu gemeinsamen Veröffentlichungen über Hochtemperaturoxidation und Verformungstheorie [5,11].
- In einer sehr engen Kooperation mit Prof. Dr. Roger Reed am Department of Metallurgy and Materials der University of Birmingham entstanden mehrere Veröffentlichungen über die Modellierung des Oxidationsverhaltens von Nickelbasis-Superlegierungen [1,4,10].

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Das Projekt BY 10GT wurde in folgende Arbeitspakete bzw. Meilensteile unterteilt:

1. **Werkstoffdefinition:** Die zu untersuchenden Werkstoffe, die Wandstärken, die Temperaturbereiche und die Prüfspannungen waren nach 3 Monaten definiert.
2. **Systemdefinition:** Den Werkstoffen angepasste Beschichtungssysteme wurden definiert und standen zur Probenentnahme zur Verfügung.
3. **Hochtemperaturverhalten:** Die Hochtemperaturkriech- und Oxidationseigenschaften der Werkstoffe wurden als Funktion der Wandstärke experimentell erfasst.
4. **Quantitative Gefügeentwicklung:** Die Werkstoffsysteme wurden quantitativ hinsichtlich Gefüge- und Zusammensetzungsänderungen über den Querschnitt ausgewertet.
5. **Materialmodell:** Materialmodelle, die das Werkstoffverhalten als Funktion der Wandstärke beschreiben wurden formuliert.
6. **Demonstrationsprobe:** Eine Demonstrationsprobe mit kleiner Wandstärke wurde abgegossen.
7. **Modellverifikation:** Die entwickelten Materialmodelle wurden durch Kriech- und Glühversuche an gegossenen Demonstrationsproben überprüft.

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

### 5.1 Ergebnisse

#### 5.1.1 Werkstoff- und Systemdefinition

	Al	Co	Cr	Hf	Mo	W	Re	Ta	Ti	V	Ni
René N5 SX	6,2	8	7	0,2	2	5	3	7	-	-	Rest
M247LC SX	5,7	9,3	8,1	1,4	0,5	9,4	-	3,3	0,7	-	Rest
IN100 CC	5,5	15	9	-	3,2	-	-	-	4,2	1	Rest

**Tabelle 1: Zusammensetzung der untersuchten Legierungen in Gew. %**

In Absprache mit dem Industriepartner, MTU Aero Engines GmbH, wurden die beiden Einkristalllegierungen René N5 und M247LC SX und die polykristalline Legierung IN100 untersucht (Tab. 1). Hinsichtlich der Versuche wurden folgende Parameter definiert:

- Kriechversuche: Probendicke: 1,0 mm, 0,3 mm; Spannung: 200-300 MPa; Temperatur: 900-1100°C; unbeschichtet und aliiert
- Oxidationsversuche: Probendicke: 1,0 mm, 0,3 mm und 0,1 mm; Temperatur: 850-1100°C (isotherm, zyklisch); Medium: Umgebungsluft; Zeit: bis 150 h; unbeschichtet und aliiert.

### 5.1.2 Hochtemperaturoxidationsverhalten und Gefügeentwicklung

Wie Abb. 2 exemplarisch für die Legierung M247LC SX zeigt, bilden die untersuchten Einkristalllegierungen bei isothermer Auslagerung an Luft eine Abfolge unterschiedlicher Oxidschichten. Da die beiden Einkristalllegierungen für Einsatztemperaturen > 950°C konzipiert wurden, zeichnen sich diese durch die Bildung einer dichten und kompakten  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -Schicht am Übergang zum Metall aus. Unterhalb der Oxidschicht zeigt sich i.d.R. eine  $\gamma'$ -freie Schicht.

Die charakteristische Mikrostruktur der Legierungen wurden stets von oberflächennahen Bereichen bis zur Symmetrieachse (weiße Linie in Abb. 3) der Probe untersucht. Hierbei zeigt sich eine deutliche Änderung der Matrix/ $\gamma'$ -Mikrostruktur von einer sphärischen Form der  $\gamma'$ -Phase in oberflächennahen Bereichen (Abstand zum Probenmitte  $d_z \approx 470 \mu\text{m}$ , Abb. 3a) zu einer kubischen Form (Abstand zum Probenzentrum  $d_z \approx 0 \mu\text{m}$ , Abb. 3d) im Probeninneren. Die Vielkristalllegierung IN100 zeigt ein deutlich schlechteres Oxidationsverhalten, was durch sehr dicke und häufig abplatzende Oxidschichten gekennzeichnet ist.

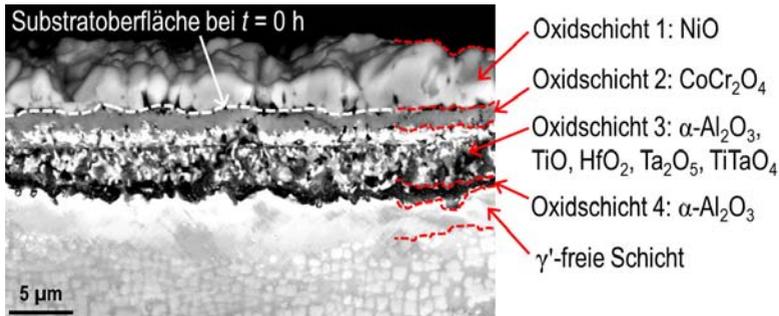


Abbildung 2: REMSE-Aufnahme der Oxidschicht der Legierung René N5 nach 25 h bei 980°C an Luft.

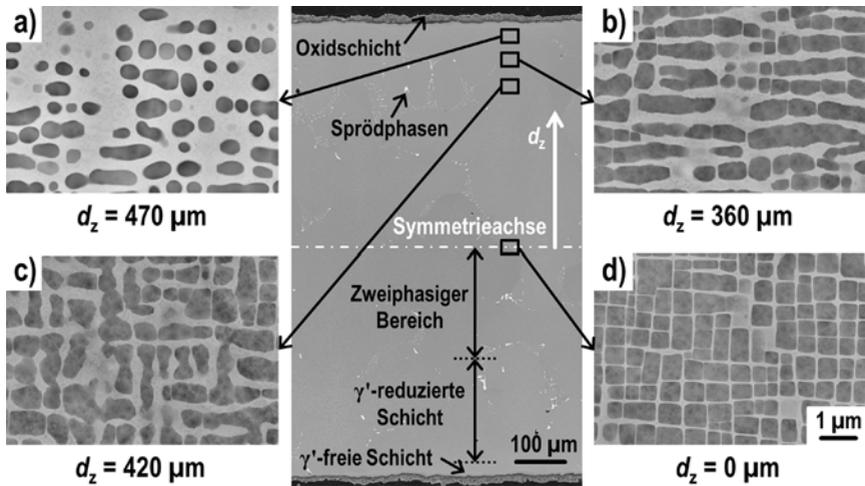


Abbildung 3: REM-BSE-Aufnahmen einer 1,0 mm Probe der Legierung René N5 nach 100 h bei 980°C an Luft. Die Aufnahmen a) bis d) zeigen die Mikrostruktur bei variierenden Abständen  $d_z$  zur Symmetrieachse.

Der  $\gamma'$ -Volumenanteil wurde in Abhängigkeit des Abstandes zum Probeninneren bestimmt, was für Oxidationstemperaturen von 980°C (a) und 1100°C (b) in Abb. 4 dargestellt ist. Dabei handelt es sich um isochrone Darstellungen des  $\gamma'$ -Anteil für 100 h Oxidation.

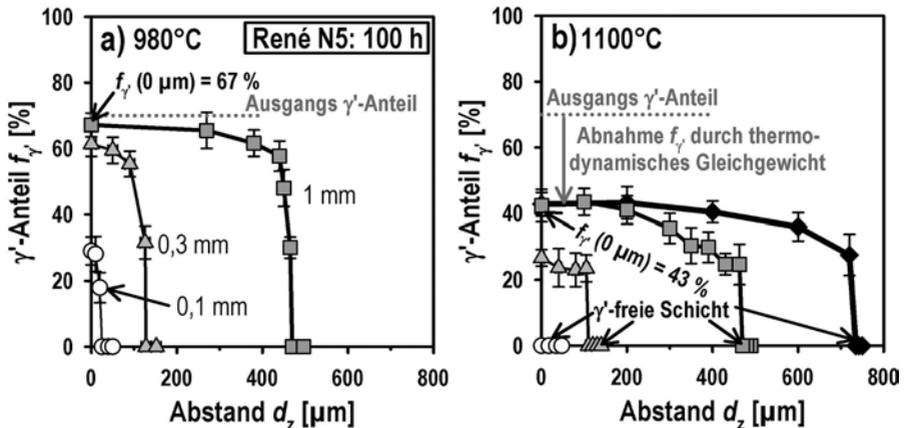
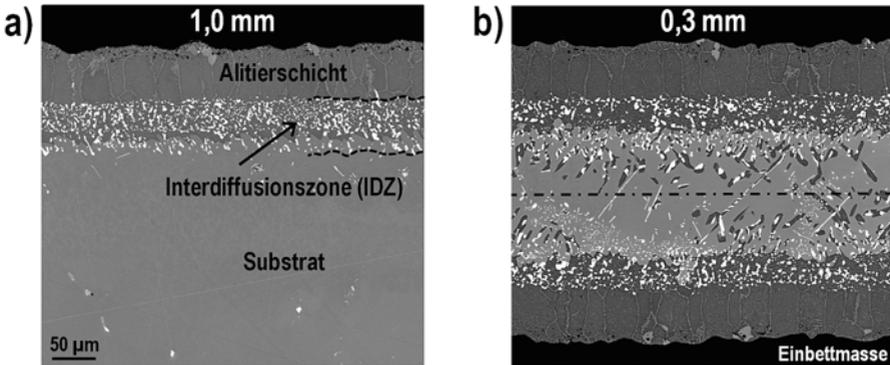


Abbildung 4:  $\gamma'$ -Anteil  $f_{\gamma}$  in Abhängigkeit des Abstandes  $d_z$  zur Symmetrieachse. Versuche wie in Abb. 3 für 980°C (a) und 1100°C (b).

Zwei sich überlagernde Effekte bewirken die Änderung des  $\gamma'$ -Anteils: Abnahme des  $\gamma'$ -Anteils durch Einstellung des thermodynamischen Gleichgewichts; Verringerung des  $\gamma'$ -Anteils durch den Entzug von  $\gamma'$ -bildenden Elementen (wie Al und Ti) durch die Oxidation. Die Mikrostruktur der Legierung IN100 zeigt einen wesentlich geringeren Einfluss durch Oxidation als die beiden Einkristallegierungen, was auf den geringeren Entzug von  $\gamma'$ -bildenden Legierungselementen zurückzuführen ist.

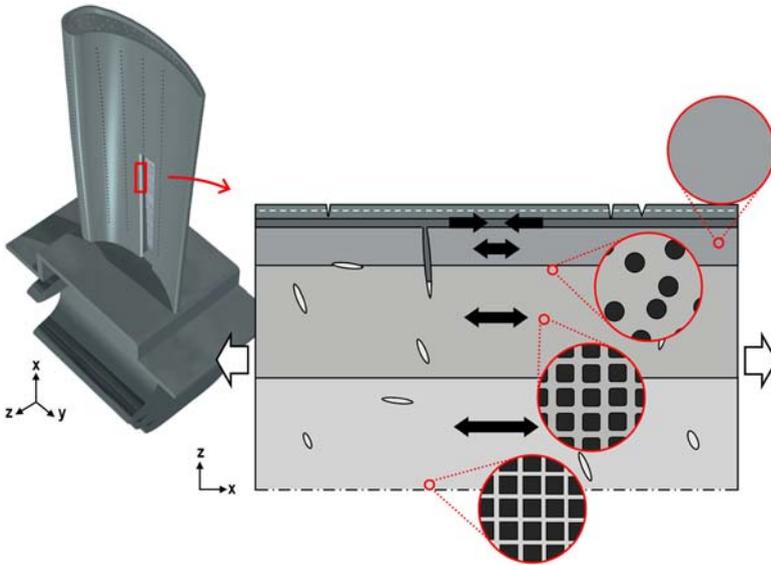


**Abbildung 5: Einfluss von Aliterschichten auf die Mikrostruktur der Legierung René N5 nach 150 h Oxidation bei 1100°C. Die Substratdicken betragen vor der Beschichtung 1,0 mm (a) und 0,3 mm (b).**

Wie Untersuchungen an der Legierung René N5 zeigen (Abb. 5), besteht ein deutlicher Einfluss auf die Mikrostruktur mit abnehmender Substratdicke. Dies ist auf ein Zusammenspiel von Oxidationsparametern, Beschichtung und Substratdicke zurückzuführen.

### 5.1.3 Materialmodell

Das im Projekt erfolgreich formulierte Materialmodell kombiniert die Oxidationskinetik und das Kriechverhalten in Abhängigkeit von der Materialdicke. Das Modell vereinfacht die Spannungszustände am Turbinenschaufelblatt zu einem einachsigen Spannungszustand von einer Vielzahl paralleler, durch Oxidation beeinflusster, Schichten (Abb. 6). Dabei wird der Einfluss der Oxidation auf die lokale und zeitliche Änderung des  $\gamma'$ -Anteils berücksichtigt.



**Abbildung 6: Schematische Darstellung des Substrats zur Berechnung des Kriechverhaltens dünner Strukturen**

Primäres und sekundäres Kriechen wird basierend auf den Arbeiten von Li [39] für jede Schicht (Gl. 1) individuell berücksichtigt. Der Vorteil des von Li [39] formulierten Ansatzes liegt in der geringen Anzahl physikalisch basierter Parameter. Die Gesamtdehnung  $\epsilon_{ges,i}$  der  $i$ -ten Schicht des Substrats beträgt demnach:

$$\epsilon_{ges,i} = \epsilon_0 + \dot{\epsilon}_{min,i} \cdot t + \frac{\dot{\epsilon}_{min,i}}{s_i(\sigma_i, f_{\gamma'i})} \ln \left[ 1 + \frac{\dot{\epsilon}_0 - \dot{\epsilon}_{min,i}}{\dot{\epsilon}_{min,i}} \left( 1 - e^{-s_i(\sigma_i, f_{\gamma'i}) \cdot t} \right) \right] \quad 1$$

$\epsilon_0$ ,  $\dot{\epsilon}_0$ , und  $\dot{\epsilon}_{min,i}$  beschreiben die Anfangsdehnung, die Anfangskriechrate und die minimale Kriechrate der  $i$ -ten Schicht des Substrats. Des Weiteren stellt  $s$  einen spannungsabhängigen Parameter dar, welcher nach Li [39] die Multiplikations- sowie Immobilisierungswirkung von Versetzungen während des Kriechens widerspiegelt. Für den Parameter  $s$  wird eine Abhängigkeit vom  $\gamma'$ -Anteil  $f_{\gamma'}$  angesetzt. Zur Beschreibung der temperaturabhängigen minimalen Kriechrate  $\dot{\epsilon}_{min}$  wird das Produkt aus Norton'schen Spannungsgesetz und Arrheniusbeziehung herangezogen:

$$\dot{\epsilon}_{min,i} = \tilde{A}_i(f_{\gamma'i}) \cdot e^{\frac{-Q_i}{R \cdot T}} \cdot \sigma^{n_i}(f_{\gamma'i}) \quad 2$$

Für die Berechnungen des mechanischen Verhaltens dünner Strukturen wurden folgende Einflussgrößen berücksichtigt:

- Primäres sowie sekundäres Kriechverhalten des Substrats bei variierenden  $\gamma'$ -Ausscheidungsanteilen
- Wechselwirkung zwischen Spannungen im Substrat und der Oxidschicht
- „Pseudoplastizität der Oxidschicht“ [40]
- Verringerung der Substratdicke durch Oxidwachstum
- Kriechverhalten der  $\text{Al}_2\text{O}_3$ Schicht
- Aufprägung von Spannungen durch Oxidation von Sprödphasen.

Um das Gleichungssystem (Gl. 2) unter einer Vielzahl von Rand- und Nebenbedingungen zu lösen, den zeit-, orts- und temperaturabhängigen  $\gamma'$ -Ausscheidungsanteil zu beschreiben und um die unterschiedlichen Oxidationseffekte einzubinden, wurde ein Programm in Matlab/Simulink implementiert und mit den Softwarepaketen ThermoCalc (TTNi7) und DICTRA (MobNi1) gekoppelt.

### 5.1.4 Vergleich von berechneten mit gemessenen Kriecheigenschaften

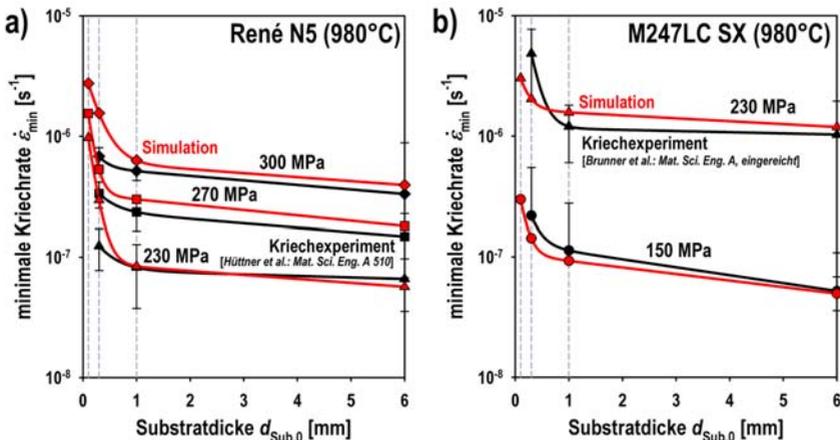


Abbildung. 7: Gemessene (schwarz) und errechnete (rot) minimalen Kriechraten der Legierungen René N5 (a) und M247LC SX (b) in Abhängigkeit der Substratdicke  $d_{\text{Sub},0}$  bei 980°C.

Gemessene und berechnete minimale Kriechraten in Abhängigkeit von der Substratdicke sind in Abb. 7 aufgetragen, die Kurven stimmen sehr gut überein. Bereits 1,0 mm dicke Strukturen werden stark durch Oxidation beeinflusst. Dieser Einfluss nimmt mit weiter abnehmender Strukturdicke deutlich zu.



**5.1.5 Haupteinflussfaktoren für das abweichende Kriechen dünner Strukturen**

Um die Haupteinflussfaktoren auf die Unterschiede im Kriechverhalten von dünnen und dicken Proben zu identifizieren, wurden unterschiedliche Oxidationseffekte betrachtet. Wie Simulationen zeigen (Abb. 8), haben Änderungen der Mikrostruktur durch den oxidationsgetriebenen Entzug von Legierungselementen sowie die Aufprägung von Spannungen durch die aufwachsende  $Al_2O_3$ -Schicht die größten Effekte. Wird ein Abfall der Kriechfestigkeit um 50% bei  $980^\circ C$  nach 100 h toleriert, beträgt die minimal mögliche Wandstärke für die Legierung Rene N5 0,6 mm und für die Legierung M247LC SX 0,4 mm.

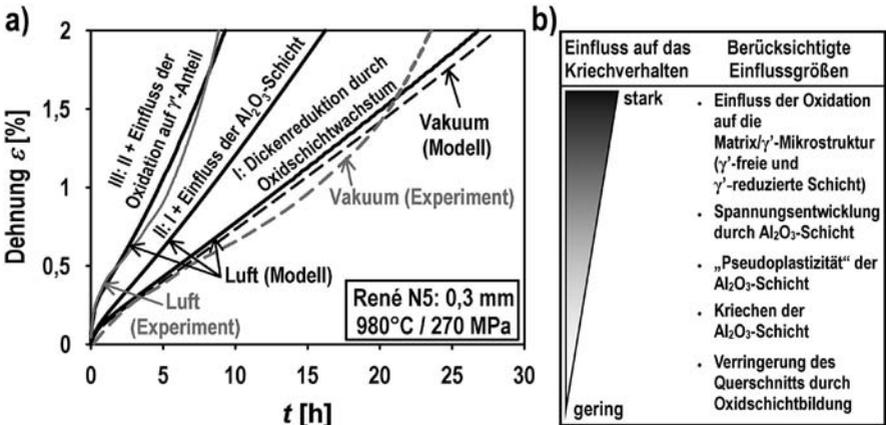


Abbildung 8: a) Superposition verschiedener Einflussgrößen auf das Kriechverhalten. b) Gewichtung der Einflussgrößen.

**5.1.6 Guss einer Demonstrationsprobe**

Für das Arbeitspaket 6 „Demonstrationsprobe“ wurde eine Vakuuminduktionsgussanlage aufgebaut. Es wurde die gesamte Produktionsroute vom Wachsmo- dell bis hin zum Gussteil etabliert. Im Rahmen der Arbeit gelang es Konrad et al. [6] den Wärmeübergangskoeffizienten für das System Formschale – IN738LC zu ermitteln. Dieser ist zwischen 430 und 560  $W/m^2K$  im Erstarrungsintervall. Hierdurch war es möglich die von Sahai und Overfelt [41] veröffentlichten Werte (50 bis 5000  $W/m^2K$ ) deutlich zu präzisieren. Auch die Solidus- und Liquidustemperatur von IN738LC wurden von Konrad et al. [6] ermittelt. Unter Verwendung der beschriebenen Methode ist es gelungen, Strukturen bis 0,6 mm Dicke zu gießen. Wobei sich der dünne Bereich über mehrere Quadratzentimeter erstreckte.

**5.2 Ausblick**

Um ein ausreichendes Korrosionsverhalten garantieren und die Kriechfestigkeit voll ausschöpfen zu können, werden moderne Turbinenschaufeln meist im beschichteten Zustand eingesetzt. Hierzu zählen neben den Aliterschichten, welche in diesem Teilprojekt untersucht wurden, auch Wärmedämm- und Haftvermittlerschichten. Da diese komplexen Schichtsysteme, im Gegensatz zu den Aliterschichten, eine Vielzahl an Elementen aufweisen, ist der Einfluss dieser Schichten auf dünne Strukturen von besonderem Interesse.

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Die Festlegung der zu untersuchenden Werkstoffe und der Versuchsmatrizen in den Arbeitspaketen 1 und 2, „Werkstoff- und Systemdefinition“ erfolgte in enger Kooperation mit der MTU Aero Engines GmbH. Die Meilensteine 1 und 2 konnten fristgerecht bis April und Juni 2009 erreicht werden.

Das Arbeitspaket 3 „Hochtemperaturverhalten“ sollte ursprünglich nach 18 Monaten im Juni 2010 abgeschlossen sein. Aufgrund von Lieferschwierigkeiten von Gussproben aus den Legierungen M247 LC SX, verschob sich das Arbeitspaket. Die Versuchsreihen an der Legierung René N5 und M247LC SX konnten im August 2011 vollständig abgeschlossen werden.

Arbeitspaket 4 „Quantitative Gefügeentwicklung“ wurde fristgerecht im Februar 2011 abgeschlossen.

Da das Arbeitspaket 5 „Materialmodell“ auf den Kenndaten der Arbeitspakete 1 – 4 beruht, wurde dieses Arbeitspaket zwar als letztes, jedoch fristgerecht im November 2011 abgeschlossen.

Das Arbeitspaket 6 „Demonstrationsprobe“ konnte aufgrund der guten Arbeitsfortschritte bereits 4 Monate vor dem geplanten Zeitplan beendet werden.

Das Arbeitspaket 7 „Modellverifikation“ wurde zusammen mit dem Arbeitspaket 5 „Materialmodell“ im November 2011 für die Legierung René N5 und M247LC SX erfolgreich abgeschlossen.

Innerhalb der dreijährigen Förderungsphase kam es lediglich zu leichten terminlichen Verschiebungen innerhalb der definierten Meilensteine des Teilprojekts BY 10 GT ergaben. Das Projekt BY 10 GT konnte fristgerecht im Dezember 2011 abgeschlossen werden.

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1. Begutachtete Publikationen

- [1] Bensch, M., Sato, A., Warnken, N., Affeldt, E., Reed, R.C, Glatzel, U.: Modelling of High Temperature Oxidation of Alumina Forming Single Crystal Nickel-Base Superalloys. (2012), Vol. 60, S. 5468-5480
- [2] Brunner, M., Bensch, M., Völkl, R., Affeldt, E., Glatzel, U.: Thickness Influence on Creep Properties for Ni-Based Superalloy M247LC SX. Materials Science and Engineering A (2012), Vol. 550, S. 254-262
- [3] Bensch, M., Preußner, J., Hüttner, R., Obigodi, G., Virtanen, S., Gabel, J., Glatzel, U.: Modelling and analysis of the oxidation influence on creep behaviour of thin-walled structures of the single-crystal nickel-base superalloy René N5 at 980°C. Acta Materialia (2010), Vol. 58, S. 1607-1617

- [4] Bensch, M.; Sato, A., Warnken, N., Affeldt, E., Reed, R.C, Glatzel, U.: Modeling of the Influence of Oxidation on ThinWalled Specimens of Single Crystal Superalloys Superalloys 2012, Proceedings of the 12. International Symposium on Superalloys (2012). S. 338-348
- [5] Bensch, M., Fleischmann, E., Konrad, C.H., Fried, M., Rae, C.M.F., Glatzel, U.: Secondary Creep of ThinWalled Specimens Affected by Oxidation, Superalloys 2012, Proceedings of the 12. International Symposium on Superalloys (2012). S. 376-384
- [6] Konrad, C. H.; Brunner, M.; Kyrgyzbaev, K.; Völkl, R.; Glatzel, U.: Determination of heat transfer coefficient and ceramic mold material parameters for alloy IN738LC investment castings, Journal of Materials Processing Technology (2011), Vol. 211, S. 181-186
- [7] Hüttner, R., Völkl, R., Gabel, J., Glatzel, U.: Creep Behavior of Thick and Thin Walled Structures of a Single Crystal Nickel-Base Superalloy at High Temperatures – Experimental Method and Results. Superalloys 2008, Proceedings of the 11th International Symposium on Superalloys (2008), S. 719-723
- [8] Hüttner, R., Völkl, R., Glatzel, U.: First Creep Results on Thin Walled Single Crystal Superalloys, Materials Science and Engineering A (2009), Vol. 510511, S. 307-311
- [9] Bensch, M.; Konrad, C.H., Fleischmann, E.; Rae, C.M.F.; Glatzel, U.: Influence of Oxidation on Near Surface  $\gamma'$  Fraction and the resulting Creep Behavior of Ni Base Superalloy M247LC SX, Materials Science and Engineering A, Vol. A 577 (2013), S. 179-188

### **7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen**

- [10] Bensch, M., Sato, A., Warnken, N., Affeldt, E., Reed, R.C, Glatzel, U.: Creep Modelling of Oxidation Affected Thin-Wall Structures of Alumina Forming Single Crystal Nickel-Base Superalloys, Proceedings of the 16th international Conference on Strength of Materials, Bangalore (2012), S. 9
- [11] Bensch, M., Fleischmann, E., Konrad, C.H., Völkl, R., Glatzel, U.: Secondary Creep of Thin-walled Specimens Affected by Oxidation, Proceedings of the 16th international Conference on Strength of Materials, Bangalore (2012), S. 98
- [12] Bensch, M., Brunner, M., Affeldt, E., Glatzel, U.: On the modelling of the creep performance of thin-walled structures, Proceeding of the 12th international Conference on Creep and Fracture of Engineering Materials and Structures (2012), S. 31

### **7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte**

Veröffentlichungen mit anderen KW21 Teilprojekten sind nicht entstanden

### 7.3 Weitere Publikationen

- [13] Brunner, M.: Kriechverhalten und Herstellung im Feinguss von dünnwandigen Nickelbasis-Superlegierungen, Shaker-Verlag, Aachen (2012)
- [14] Bensch, M.: Einfluss der Wandstärke auf das Kriechverhalten einkristalliner Nickelbasis-Superlegierungen - Experiment und Modellbildung, Shaker-Verlag, Aachen (2012)

### 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Innerhalb des Projekts BY 10 GT sind keine Patente entstanden

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

M. Bensch	Durchführung von Oxidationsversuchen und Kriechversuchen (Dipl.- Ing. Materialwissenschaft)
M. Bräu	Auswertung von REMAufnahmen, Durchführung von Kriechversuchen (Dipl.- Ing. Materialwissenschaft)
M. Krause	Durchführung von Kriechversuchen, Präparation von Kriechproben (Master of Science)
F. Neidhard	FIB-Lamellenpräparation (Master of Science)

### 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

M. Krause	Bestimmung von Materialparametern von IN738LC und Durchführung von Kriechversuchen bei Temperaturen $\geq 980^{\circ}\text{C}$ (Master of Science)
M. Bräu	Influence of Long-Term Oxidation on Microstructure and Creep Properties of the Single Crystal Nickel-Based Superalloy M247LC SX (Master of Science)

### 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

M. Bensch	Untersuchung und Modellierung des Einflusses der Oxidation auf das Kriechverhalten dünnwandiger Strukturen aus Nickelbasis-Superlegierungen (Dipl.- Ing. Materialwissenschaft)
C. Konrad	Aufbau, Inbetriebnahme und Parameterbestimmung einer Vakuuminduktionsgießanlage mit integrierter Formschalenheizung (Dipl.- Ing. Materialwissenschaft)
M. Krause	Einfluss der Probenpräparation auf die oberflächennahe Mikrostruktur und das Kriechverhalten von Nickelbasis-Superlegierungen (Master of Science)

## 8.4 Promotionen

- M. Brunner                      Kriechverhalten und Herstellung im Feinguss von dünnwandigen Nickelbasis-Superlegierungen
- M. Bensch                        Einfluss der Wandstärke auf das Kriechverhalten einkristalliner Nickelbasis-Superlegierungen - Experiment und Modellbildung

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

Es wurden keine weiteren Drittmittel zum Projektthema eingeworben.

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

Es sind keine Antragsstellungen geplant.

## 10 Literatur

- [15] Dimiduk, D. M.; Perepezko, J. H.: Mo-Si-B Alloys: Developing a Revolutionary Turbine-Engine Material, MRS Bulletin (2003), Vol. 28(9), S. 639-645
- [16] Patent US 6255000 B1: Single-cast, high temperature, thin-walled structures. Angemeldet am 1995.06.07, veröffentlicht am 2001.07.03, Anmelder: Allison Engine Company, Inc., Erfinder: K.F. O'Conner, J.P. Hoff, D.J. Frasier, R.E. Peeler, H. Müller Largent, F.F. Trees, J.R. Whetstone, J.H. Lane, R.E. Jeffries
- [17] C. Lechner, J. Seume: Stationäre Gasturbinen, Springer Verlag, Berlin, Deutschland (2010)
- [18] Patent DE 102006050440 A1: Verfahren zum Herstellen einer Leichtbau-Turbinenschaufel. Angemeldet am 2006.10.26, veröffentlicht am 2008.04.30, Anmelder: MTU Aero Engines GmbH, Erfinder: H. Klingels, A. Platz
- [19] W. Bräunling: Flugzeugtriebwerke, Springer Verlag, Berlin (2009)
- [20] Quadackers, W. J.; Bennett, M. J.: Oxidation induced lifetime limits of thin walled, iron based, alumina forming, oxide dispersion strengthened alloy components, Materials Science and Technology (1994), Vol. 10, S. 126131
- [21] Quadackers, W.J.; Huczowski P.; Naumenko D.; Zurek J.; Meier, G.H.; Niewolak, L.; Singheiser L.: Why the Growth Rates of Alumina and Chromia Scales on Thin Specimens Differ from those on Thick Specimens, Materials Science Forum (2008), Vol. 595-598, S. 1111-1118

- [22] Zurek, J.; Meier, G.H.; Essuman E.; Hänsel, M.; Singheiser, L.; Quadackers, W.J.: Effect of specimen thickness on the growth rate of chromia scales on Ni-base alloys in high- and low-pO<sub>2</sub> gases, *Journal of Alloys and Compounds* (2009), Vol. 467, S. 450-458
- [23] Patent US 20040091360 A1: Thin-walled lightweight cooled turbine blade. Angemeldet am 2003.10.30, veröffentlicht am 2004.05.13, Anmelder: Ishikawajima Harima Heavy Industries Co. Ltd., Erfinder: S. Yamamaki, Pr.: JP 329258 2001.11.13
- [24] Patent US 7753650 B1: Thin turbine rotor blade with sinusoidal flow cooling channels. Angemeldet am 2006.12.12, veröffentlicht am 2010.06.13, Anmelder: Florias Turbine Technologies Inc., Erfinder: G. Liang
- [25] M.C. Pandey, D.M. Taplin, P. Rama Rao: An Analysis of Specimen Geometry Effect on the Creep Life of Inconel Alloy X 750, *Mat. Sci. Eng. A* (1989), Vol. 118, S. 33-39
- [26] E. Tascioglu, A. Baldan: Effects of section-size and initial  $\gamma'$  morphology on creep behaviour of a superalloy, *J. Mater. Sci. Lett.* (2001), Vol. 20, S. 155-158
- [27] T.B. Gibbons: Creep Properties of Nimonic 90 in thin section, *Metals Technology* (1981), Vol. 8, S. 472-475
- [28] E. Chateau, L. Rémy: Oxidation assisted creep damage in a wrought nickel based superalloy: Experiments and modeling, *Mater. Sci. Eng. A* (2010), Vol. 527, S. 1655-1664
- [29] A. Baldan: On the thin-section size dependent creep strength of a single crystal nickel-base superalloy, *JMS* (1995), Vol. 30, S. 6288-6298
- [30] E.G. Richards: Influence of specimen size and grain size on the creep-rupture strength of some Nickel-base high-temperature alloys, *Journal of the Institute of Metals* (1968), Vol. 96, S. 365-370
- [31] V. Seetharaman, A.D. Cetel: Thickness debit in creep properties of PWA 1484, in *Superalloys 2004* Edited by K. A. Green, T. M. Pollock, H. Harada, T. E. Howson, R. C. Reed, J. J. Schirra and S. Walston The Metallurgical Society (1988), S. 207-214
- [32] R. Hüttner, J. Gabel, U. Glatzel, R. Völkl: First creep results on thin walled single crystal superalloys, *Mater. Sci. Eng. A*, Vol. 510–511 (2009), S. 307-311
- [33] M. Doner and J.A. Heckler: Effects of section thickness and orientation on creep rupture properties of two advanced single crystal alloys, in *SAE Technical Paper 851785*, (Society of Automotive Engineers Inc., 1985)
- [34] Pandey, M. C.; Taplin, D. M. R.; Rama Rao, P.: An Analysis of Specimen Geometry Effect on the Creep Life of Inconel Alloy X-750, *Materials Science and Engineering A* (1989), Vol. 118, S. 33-39
- [35] Cassenti, B.; Staroselsky, A.: The effect of thickness on the creep response of thin-wall single crystal components, *Materials Science and Engineering A* (2009), Vol. 508, S. 183-189

- [36] M. Doner, J.A. Heckler: Identification of mechanisms responsible degradation in thin wall stress rupture properties, In: Superalloys 1988, Hrsg.: Reichman, D.N. Duhl, G. Maurer, S. Antolovich and C. Lund, The Metallurgical Society (1988), S. 653-662
- [37] M.C. Pandey, D.M.R. Taplin, M.F. Ashby, B.F. Dyson: The effect of prior exposure time on air environment/creep interactions, Acta metal. (1986), Vol. 34 (Nr. 11), S. 2225-2233
- [38] S. Dryepondt, D. Monceau, F. Crabos, E. Andrieu: Static and dynamic aspects of coupling between creep behavior and oxidation on MC2 single crystal superalloy at 1150°C, Acta Mater. (2005), Vol. 53, S. 4199-4209
- [39] Li, J.C.M.: A dislocation mechanism of transient creep, Acta Met. (1963), Vol. 11, S. 1269-1270.
- [40] M. Schütze: Plasticity of protective oxide scales, Material Science and Technology (1990), Vol. 6, 3238
- [41] Sahai, V.; Overfelt, R. A.: Contact conductance simulation for alloy 718 investment castings of various geometries, Transaction of the American Foundrymen's Soc. (1995), Vol. 103, S. 627-632

## Arbeitskreis Turbokomponenten für Gasturbinen

### Projekt BY 11GT

## Erhöhung der Effizienz und Sicherheit von Gasturbinen durch besser gießbare Werkstoffe

Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. R.F. Singer Lehrstuhl Werkstoffkunde und Technologie der Metalle Universität Erlangen-Nürnberg
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. (FH) Jacek Grodzki
Finanzierung:	MTU Aero Engines GmbH Bayerisches Staatsministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst Bayerisches Staatsministerium für Wirtschaft, Infrastruktur, Verkehr und Technologie

## 1 Ausgangssituation

Turbinenschaufeln werden heute durch Feinguss aus Nickelbasis-Superlegierungen hergestellt. Ein wichtiges Problem in der Fertigung stellen Risse beim Abkühlen nach dem Abguss dar, welche bei der Erstarrung infolge von mangelnder Nachspeisung der Schmelze oder nach Erstarrung durch Thermospannungen entstehen. Bestimmte, besonders leichte oder feste Legierungen wie IN100 oder CMSX-4 können bei gießtechnisch ungünstigen Geometrien (z.B. innengekühlte Hohl-schaufeln mit geringen Wandstärken) wegen Rissbildung nicht immer eingesetzt werden. Ziel des Projektes ist die Verbesserung der Gießbarkeit von Superlegierungen. „Arbeitspferd“ des Vorhabens ist die Legierung IN100.

### 1.1 Gießrisse im Feinguss

#### 1.1.1 Schadensmechanismen

Die im Feinguss auftretenden Gießrisse sind ein intensiv untersuchtes Phänomen. Man unterscheidet zwischen Erstarrungsrissen und Spannungsrissen.

Erstarrungsrisse entstehen am Ende der Erstarrung, wenn ein hoher Volumenanteil bereits erstarrt ist. Die Nachspeisung mit Schmelze kann bei einem hohen Festphasenanteil stark beeinträchtigt sein, wenn diese in dünnen Filmen abgelegt ist. Wenn zusätzlich Spannungen infolge thermischer Ausdehnung sowie dem Phasensprung fest/flüssig senkrecht zu den Filmen bzw. Korngrenzen vorliegen, kann das dendritische Gerüst leicht se-

pariert werden. Solche Spannungen treten auf, wenn freie Dehnung des Materials gehindert ist (z.B. durch einen Kern mit geringerem Ausdehnungskoeffizienten) [Zhang2002a, Clyne1981, Rappaz2009].

Spannungsrisse bilden sich nach vollständiger Erstarrung im weiteren Verlauf der Abkühlung durch Wärmespannungen, wenn im Gleitbruch die Grenzformänderung überschritten wird oder wenn durch dreiachsige Spannungszustände und Dehnungsbehinderung die Trennbruchgrenze erreicht wird.

### 1.1.2 Üblicher Schadensmechanismus bei Superlegierungen

Da Superlegierungen relativ duktil sind – vom Duktilitätsminimum bei 700°C abgesehen – werden Gießrisse in der Regel durch Erstarrungsphänomene ausgelöst. Bei weiterer Abkühlung können sich die so entstandenen Erstarrungsrisse dann als Spannungsrisse weiter ausdehnen. Dieser zweistufige Rissmechanismus wurde mithilfe Leitfähigkeitsmessungen in-situ oder durch fraktographische Analysen nach dem Abguss bestätigt [Heck1996].

Die Gitterstruktur der primär erstarrenden Phase bei Nickelbasis- und vielen nickelhaltigen Legierungen ist der  $\gamma$ -Mischkristall. Der krz Gittertyp dieser Phase weist im Gegensatz zu anderen Gittertypen erstarrungsrissfördernde Merkmale auf:

- Die Diffusionsgeschwindigkeit und Löslichkeit von Schwefel, Phosphor und anderen Verunreinigungen ist geringer als im krz-Gittertyp. Die Seigerung dieser rissfördernden Elemente in den interdendritischen Bereich und an die Korngrenzen ist höher [Holt1976, Lippold1994]
- Infolge einer gegenüber dem krz-Gitter erhöhten Wärmeausdehnung und einer geringeren Wärmeleitfähigkeit sind bei der Erstarrung auftretende Schrumpfungen und somit die Erstarrungsrissanfälligkeit höher [Bürgel1998, Zhang2002a, Rappaz1999, Bishop1957].

Erstarrungsrisse verlaufen bevorzugt an Korngrenzen [Zhang2004a, Zhou2006a] und bei Einkristallen im interdendritischen Bereich [Zhou2006a]. An den Bruchflächen treten typische Merkmale von Heißrissen in Form von Tropfen- und Zipfelbildung auf [Blackford1999, Heck1999, Wang2004].

## 1.2 Mechanische Eigenschaften der teigigen Zone

Je nach Belastungsart und Menge sowie Verteilung der Schmelze variieren die mechanischen Eigenschaften stark und beeinflussen die Erstarrungsrissbildung maßgeblich. Oberhalb der Solidustemperatur sinkt die Festigkeit stark ab. Damit einhergehend wurde ein fast vollständiger Verlust der Duktilität verzeichnet, was mit der Ausbildung von dünnen Schmelzefilmen zusammenhängt, in denen sich die Verformung konzentriert [Singer1947, Bishop1957]. Die Höhe der verbleibenden Zugfestigkeit ist eine Funktion des Schmelzegehaltes und somit temperatur- sowie konzentrationsabhängig. Wichtiger Faktor ist ebenfalls die Verteilung der Schmelze. An den Korngrenzen steuern die Grenzflächenenergien  $\gamma_{sl}$  und  $\gamma_{gb}$  den Benetzungswinkel und damit die mechanischen Eigenschaften.

Bei vollständiger Benetzung verliert die teigige Zone ihre Festigkeit im Zug- oder Scherversuch [Smith1948, Campbell1971, Wray1976, Martin1999].

Die Vorhersage der mechanischen Eigenschaften bei der Erstarrung ist bei technisch relevanten Abkühlraten jedoch nicht trivial. Probleme sind seigerungsbedingte Konzentrationsänderungen und die messtechnische Schwierigkeit bei der Erfassung der Konzentrations- und temperaturabhängigen fest-flüssig-Grenzflächenenergien  $\gamma_{sl}$  bzw. des Benetzungswinkels  $\theta$  [Smith1948, Eustathopoulos1983].

### 1.3 Einfluss der chemischen Zusammensetzung auf die Gießbarkeit

Die Erstarrungsrisssbildung wurde in der Vergangenheit intensiv untersucht. Unterhalb der Solidustemperatur weist eine Legierung eine vergleichsweise hohe Duktilität und Festigkeit auf, während bei einem ausreichend hohem Anteil an Schmelze die Nachspeisung Defekte ausheilt. Der dazwischen liegende Filmbereich beeinflusst maßgeblich die Erstarrungsrisssanfälligkeit einer Legierung [Sigworth1996, Campbell1991, Eskin2007].

Das Auftreten und die Verweildauer der Filmphase werden durch das Zustandsdiagramm beschrieben. Reinelemente und eutektische Zusammensetzungen erstarren vollständig bei einer Temperatur und zeichnen sich durch eine vernachlässigbar geringe Heißrisseigung aus. Mittlere Zusammensetzungen jedoch haben hohe Erstarrungsintervalle und sind somit rissanfällig, da die sich die Legierungen beim Abkühlen länger in der Filmphase befinden. Eine lange Existenz der Filmphase bedeutet, dass ein größeres Materialvolumen gefährdet ist und höhere Dehnungen im kritischen Temperaturbereich anfallen [Sigworth1996, Bishop1957].

### 1.4 Erstarrungsrisssmodelle

#### 1.4.1 Modell nach Clyne und Davies

Das Modell von Clyne und Davies [Clyne1981] beschreibt die Abhängigkeit der Erstarrungsrisssbildung von der chemischen Zusammensetzung. Werkstofftrennungen der teiligen Zone werden bei Festphasengehalten zwischen 60-90% über Nachspeisung ausgeheilt. Zwischen 90-99% liegt ein gefährdeter Bereich vor, weil die Nachspeisung durch das Dendritennetzwerk erschwert und die Festigkeit sowie Duktilität noch gering sind. Der Quotient beider Zeitintervalle ergibt den Heißrisssanfälligkeitsfaktor CSC („cracking susceptibility coefficient“).

$$CSC = \frac{t_v}{t_r} = \frac{t_{fs=0,99} - t_{fs=0,9}}{t_{fs=0,9} - t_{fs=0,6}} \quad 1$$

Das Modell liefert v.a. für binäre Al-Cu sowie Al-Si Legierungen gute Ergebnisse [Campbell1991]. Der Heißrisssfaktor skaliert mit der eutektischen Menge sehr gut.

Für Superlegierungen ist die Vorhersage von Heißrisen bislang nicht gelungen, was evtl. mit der Multikomponentennatur begründet werden kann. Die eutektische Temperatur binärer Legierungen kann bei bekannter Abkühlrate in Formel 1 für  $t_{fs}=0,99$  eingesetzt werden [Clyne1981]. Mit zunehmendem Eutektikumsgehalt sinkt der CSC-Faktor und fällt bei 10% Eutektikum sogar auf null ab. Bei Multikomponentenlegierungen liegt ein eutektischer Temperaturbereich vor. Dies führt dazu, dass die Restschmelze nicht vollständig bei einer Temperatur erstarrt und somit im weiteren Erstarrungsverlauf zusätzliche Dehnungen anfallen. Bei Nickelbasislegierungen mit 10% Eutektikum muss eher mit Risssbildung gerechnet werden [Heck1996, Heck1999].

Es konnte jedoch ein Zusammenhang zwischen Rissbildung und dem Anteil eutektischer Restschmelze gefunden werden. Es wurden Legierungen mit besonders niedrigen (< 5%) oder hohen (>22%) Eutektikumsanteilen abgeleitet, die eine vergleichsweise gute Gießbarkeit haben [Blackford1999, Heck1999].

**1.4.2 Zweiphasenmodellierung der teigigen Zone**

Im Rahmen früherer Gießbarkeitsuntersuchungen wurde eine Abschreckmethode entwickelt, um den Anteil an Schmelze als Funktion der Temperatur bei der Erstarrung zu messen. Es wurden Unterschiede zwischen gut und schlecht gießbaren Legierungen gefunden. Bei gut gießbaren Proben ändert sich der Volumenanteil an Flüssigphase nur langsam mit der Temperatur ( $df/dT$ ), während bei schlecht gießbaren Legierungen diese Erstarrungsrate hoch ist.

Mit diesen Erkenntnissen wurde ein Modell entwickelt, bei welchem mit steigender Erstarrungsrate  $df/dT$  die Dehnung infolge Volumenkontraktion und Schrumpfung steigt. Der im Röhren-Gießbarkeitstest ermittelte Rissindex skaliert mit dieser Größe für die Legierung IN792 mit unterschiedlichen Hf- und Ti-Gehalten [Zhang2002a].

Rappaz et. al. beschreiben mit einem ähnlichen Zweiphasenmodell die Verformung der teigigen Zone während der Erstarrung [Rappaz1999]. Dabei wird die Verformung der dendritischen Struktur durch Nachspeisung von Schmelze über interdendritische Kanäle ausgeglichen. Erreicht der Druckabfall  $\Delta p$  infolge sinkender Permeabilität und Viskosität einen kritischen Wert, kann ein Riss initiiert werden. Eine Korrelation mit der Erstarrungsrissbildung beim Strangguss von binären Al-Cu wurde von Katgerman et. al. beobachtet [Katgerman2008].

**1.5 Dehnungsüberhöhung an geometrischen Schwachstellen und Korngrenzen**

Ist die Dehnung bei der Abkühlung gehindert, wird sich bei eindimensionaler Betrachtung eine Steckel L bei Abkühlung um  $\Delta T$  entsprechend um  $\alpha\Delta T L$  dehnen. Wird diese Dehnung durch einen „hot spot“ lokalisiert [Campbell1991], wie er in der Gießpraxis bei Querschnittsverjüngungen vorkommt, liegt eine örtlich begrenzte Dehnungsüberhöhung vor. Hat diese Querschnittsverjüngung eine Länge l, so beträgt die lokale Dehnung in diesem Bereich:

$$\varepsilon = \frac{\alpha\Delta T L}{l} \tag{2}$$

Eine weitere Dehnungsüberhöhung liegt an Korngrenzen vor, weil diese durch geschwächte Bindungsverhältnisse charakterisiert sind. Dies wird unter anderem durch Seigerung von Verunreinigungen an die Phasengrenzen bzw. durch flüssige Korngrenzenfilme gesteuert [Ladna1988, Wang2004, Zhou2007].

Dehnungslokalisierungen an Korngrenzen werden von den gängigen Erstarrungsrissmodellen nicht erfasst. Problematisch ist vor allem die Implementierung der Kohärenztemperatur, ab welcher die dünnen, schmelzflüssigen Filme verschwinden. Diese Temperatur hängt von den experimentell schwer bestimmbar Grenzflächenenergien ab [Wang2004, Campbell1991, Eustathopoulos1983].

In voneinander unabhängigen Untersuchungen wurde festgestellt, dass die Erstarrungsrisssbildung mit steigendem Orientierungsunterschied an der Korngrenze zunimmt [Zhang2004a, Zhou2006a, Wang2004].

## **1.6 Einflüsse weiterer Parameter auf die Erstarrungsrisssbildung**

Die Ausbildung von Erstarrungsrisss hängt außer von der Restschmelzeverteilung von weiteren Faktoren ab. So konnte nachgewiesen werden, dass eine Erhöhung der Abzugsgeschwindigkeit bei der gerichteten Erstarrung von Superlegierungen die Rissneigung bei IN792 herabsetzt. Das Eutektikum liegt bei der höheren Abzugsgeschwindigkeit eher in isolierten Taschen vor [Zhou2005, Zhou2007].

Eine gezielte Erhöhung der Anzahl an Korngrenzen kann ebenfalls zu einer besseren Gießbarkeit einer Legierung führen [Zhou2006b].

Minorelemente und Verunreinigungen spielen eine wichtige Rolle auf die Heißrisssbildung. Durch sie wird die lokale Solidustemperatur additiv zum Einfluss der Grenzflächenenergien abgesenkt, weil sich niedrig schmelzende eutektische Phasen bilden können [Campbell1991, Zhu1992]. Die Rissneigung müsste aufgrund der Erweiterung der Filmphase zunehmen, was für Hf jedoch nicht zutrifft. Dieses Element verbessert die Gießbarkeit von Superlegierungen [Rösler1992, Zhang2002b]. Die bekannten gießbaren DS-Legierungen MAR-M200, MAR-M247, CM-247, Rene'142, Rene'150 weisen einen Hf-Gehalt in Höhe von 1,5 – 2,0 Gew.-% auf.

Über die Wirkungsweise der Elemente B und C liegt kein einheitliches Bild vor: Beide Elemente können die Rissneigung verstärken [Zhang2004b, Winstone1977] oder auch mindern bzw. die Gießbarkeit verbessern [Zhang2002b, Zhou2008, Bachelet1978].

Die korngrenzenaktiven Elemente Hf, B, C, und Zr verbessern die mechanischen Eigenschaften an den Korngrenzen, insbesondere aufgrund der Interaktion mit Verunreinigungen wie S oder P an den Grenzflächen [Pennington1958, Holt1976].

## **2 Projektziele**

Ziel des Projektes war es, die Neigung zur Heißrisssbildung polykristalliner Werkstoffe systematisch zu untersuchen und beim Werkstoff IN100 die Gießbarkeit durch geringe Legierungsmodifikation ohne bedeutsame Veränderung anderer physikalischer oder mechanischer Eigenschaften zu verbessern, so dass er zukünftig auch für Hohlschaufeln verwendet werden kann.

### **2.1 Umsetzung der Hinweise aus der Zwischenbegutachtung**

Durch gezielte Einstellung der Minorelemente konnten rissfreie Derivate abgeleitet werden. Da sich die die Elemente C, B und Zr in Ihrer Wirkungsweise unterscheiden, kann der Einfluss auf die Gießbarkeit nicht immer mit den klassischen Erstarrungsrisssmodellen erklärt werden. Mithilfe der Erfassung von thermophysikalischen Daten und Gefügeauswertungen am Lichtmikroskop konnten Hinweise auf die Wirkungsweise der einzelnen Elemente gefunden werden.

Durch gezielte Einstellung der Minorelemente kann die Erstarrungsrisseranfälligkeit einer Superlegierung verringert werden. Wichtig hierbei scheint auch ein geringer Anteil an Eutektikum zu sein. Eine exakte Vorhersage der Rissbildung ist nicht möglich, weil die Festigkeitsanalyse der teigigen Zone für Superlegierungen sehr aufwändig ist. Gängige Plastizitätsmodelle funktionieren beispielsweise für Aluminiumlegierungen, weil für diese Legierungsgruppe hinreichend mechanische Kennwerte zur Kalibrierung vorliegen [Martin1999].

## **3 Vernetzung**

### **3.1 Vernetzung innerhalb KW21**

Die Themen der Teilprojekte BY 11GT und BY 10GT sind eng miteinander verknüpft. Mit der gemeinsamen Motivation zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrades konnten werkstoffliche Konzepte erarbeitet werden, um dünnwandige Strukturen mit hohen spezifischen Festigkeiten gießtechnologisch fehlerfrei realisieren zu können. Dabei fand ein reger Wissenstransfer mit den Herren Bensch und Brunner von der Universität Bayreuth, Lehrstuhl Metallische Werkstoffe statt.

Wissenschaftlicher Austausch besteht auch mit Frau Speicher, die im Projekt BW L 29 Schädigungsmechanismen an geschweißten Nickelbasis-Legierungen untersuchte.

### **3.2 Vernetzung außerhalb KW21**

Weiterhin besteht eine Kooperation mit dem Lehrstuhl Metallische Werkstoffe an der Universität Bayreuth außerhalb des KW21-Programms im Rahmen des Graduiertenkollegs 1229 „Stabile und metastabile Mehrphasensysteme bei hohen Anwendungstemperaturen“. Hier finden gemeinsame Vorlesungen und Seminare statt, um die Kooperation zu fördern. Während der Laufzeit von KW21 ist ein neuer SFB-Tranregio 103 „Einkristalline Superlegierungen“ entstanden und zwar zusammen mit der Universität Bochum, dem MPI für Eisenforschung Düsseldorf und dem DLR Köln. Der SFB hat im Januar 2012 seine Arbeit aufgenommen.

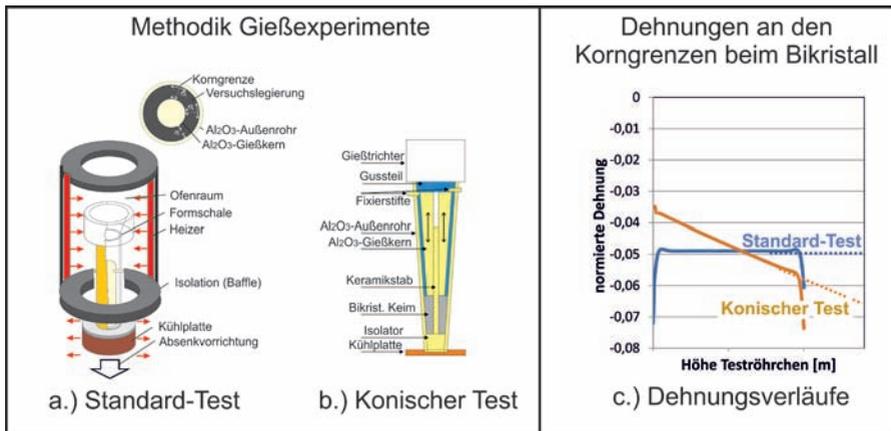
## **4. Vorgehensweise und Methodik**

Um die Gießbarkeit zu untersuchen, wurde im Rahmen des Projektes ein Röhrrchengießversuch in Anlehnung an den „ring mould test“ durchgeführt. Eine ähnliche Prüfung wird auch von General Electric durchgeführt [Zhang2002a, Wukusick1979]. Der Test stellt ein vereinfachtes Modell einer hohl gegossenen Turbinenschaufel dar und simuliert Spannungen, die in der Praxis ebenfalls auftreten. Dabei wird die Versuchslegierung gem. Abb. 1 in einem Bridgman-Ofen in eine Formschale bestehend aus zwei  $Al_2O_3$ -Röhrchen abgegossen und gerichtet erstarrt.

Das innere Rohr stellt den Kern dar, das Äußere die Außenwand. Durch die unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten von Kern und Legierung liegen bei Abkühlung Tangentialdehnungen bzw. -spannungen vor. Bei sensitiven Werkstoffen können Erstarrungsrisse induziert werden. Der bestehende selbstbeanspruchende Gießbarkeitstest wurde um die konische Bauform erweitert. Mithilfe der Ankeimtechnik kann durch epitaktisches Auf-

wachsen ein Bikristall mit definiertem Orientierungsunterschied an der Korngrenze erzeugt werden. Vorteile sind die verringerte Streuung beim Auftreten von Rissen und eine Erhöhung der Dehnungen mit der Röhrenhöhe, was eine Erweiterung des Testbereichs darstellt.

Die Erstarrungsrisseanfälligkeit wird durch den Rissindex angegeben. Hierbei wird der Quotient von „klaffender“ Rissöffnungsfläche und Mantelfläche als Risskennzahl angegeben. Vorteil dieser Methode ist ein Grenzwert, der sich aus der Differenz der Längenausdehnung von Metall und Keramik im Temperaturintervall zwischen Abguss- und Raumtemperatur ergibt [Zhang2004a]. Somit stellt dieses Verfahren eine physikalisch sinnvolle Größe dar. Die konischen Tests werden nach der Höhe des Rissbeginns ausgewertet.



**Abbildung 1: Experimentelles Vorgehen beim Röhren-Gießbarkeitstest: (a) Standard-Geometrie und Ofenaufbau, (b) Konischer Versuchsaufbau (c) Unterschiedliche Verläufe der Dehnungen über die Röhrenhöhe für einen Bikristall im Standard- bzw. konischen Gießbarkeitstest (Annahme: Gesamte linearisierte Dehnung fällt an einer Korngrenze der Dicke 1 an, die einen „Hot-Spot“ darstellt).**

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

### 5.1 Ansatzverifikation

Für die Ansatzverifizierung wurden die Legierungen IN100 sowie die für gute Gießbarkeit bekannte MAR-M247 im Gießbarkeitstest auf Rissneigung geprüft. Im Gegensatz zur fehlerfrei abgegossenen Legierung MAR-M247 zeigte IN100 Risse. Aufgrund der Morphologie konnte durch Vergleich mit früheren Vorarbeiten und weiteren Quellen [Heck1999, Campbell1991, Engel1982] die Erstarrungsrissebildung als Schadensursache abgeleitet werden (vgl. Abb.2). Erstarrungsrisse können sich im Festen als Spannungsrisse weiter ausbreiten [Heck1996].

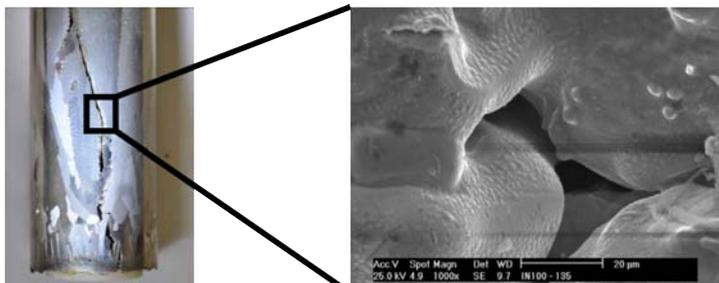


Abbildung 2: Morphologie Erstarrungsrisse bei IN100, vergossen im Standard-Röhrchen-Gießbarkeitstest.

## 5.2 Erstellung einer Versuchslegierungsmatrix

Um die Voraussetzungen für Gießbarkeit zu erhöhen, wurden zunächst die Hauptlegierungselemente innerhalb der Spezifikation angepasst. Ausgehend von Konzepten aus eigenen Vorarbeiten zur Rissbildung bei Superlegierungen [Heck1999, Zhang2002, Zhou2008] wurde der Einfluss der Hauptlegierungselemente auf das Erstarrungsintervall und die Menge an Eutektikum mit der CALPHAD-Methode (Thermocalc mit TTNi8-Datenbank, Scheil-Erstarrung) berechnet. Die Ergebnisse sind Tabelle 1 zu entnehmen. Ebenfalls kann die chemische Zusammensetzung des modifizierten und des typischen IN100 entnommen werden.

	Ti	Al	Mo	V	Co	Cr	C	Zr	B
<b>Liquidustemperatur</b>	o	o	-	o	o	-	o	o	o
<b>Eutektische Temperatur</b>	++	---	---	o	o	---	-	o	---
<b>Eutektische Restschmelze</b>	+	-	o	o	+	-	--	+	+++
<b>IN100mod</b>	5	5	2	0,7	17	8	var	var	Var
<b>IN100typ</b>	4,7	5,5	3	0,9	14,4	9	var	var	var

Tabelle 1: Wirkung von Legierungselementen auf die Liquidus- und eutektische Temperatur sowie Menge an Eutektikum. IN100mod ist hinsichtlich der Gießbarkeit optimiert, IN100typ weist die typische Zusammensetzung auf. +/- ist die Änderung der jeweiligen Größe um 10K bzw. 1% Phasenanteil.

### 5.3 Ergebnisse aus den Gießbarkeitstests

Es wurde der Einfluss von B, Zr und C auf die Rissbildung der Modellegierung IN100mod untersucht. Dabei wurde eine Vorlegierung entsprechend im Lichtbogenofen aufgelegt und im Röhren-Gießbarkeitstest geprüft. Der Abguss erfolgte in einer Vakuum-Induktionsgießanlage bei  $10^{-3}$  mbar und einer Formenkammertemperatur von  $1500^{\circ}\text{C}$ . Die Erstarrung erfolgte nach dem HRS-Prinzip bei einer Abzugsgeschwindigkeit von  $8,6\text{mm}/\text{min}$ . Die Risse wurden nach dem Rissindex-Prinzip ausgewertet (vgl. Abb. 3). Die Ergebnisse sind in Abb. 4 dargestellt.

Der Gehalt an Minorelementen wurde bei der Benennung der Legierungen durchgehend mit dem typischen Gehalt normiert. Gießbare Benennungen konnten bei hohen Kohlenstoffgehalten und niedrigen Zirkongehalten realisiert werden. Der Borgehalt sollte ebenfalls gering ausfallen, jedoch ist unklar, ob ein vollständiger Verzicht auf dieses Element der Gießbarkeit zuträglich ist (Vgl. Abb. 4 - IN100mod-0,89C-0B-0Zr). Um diesen Sachverhalt zu überprüfen, wurden Legierungen der Zusammensetzung IN100mod-1,18C-0Zr mit unterschiedlichen Borgehalten im konischen Gießbarkeitstest geprüft. Im Gegensatz zum Standard-Test zeigte nur die Legierung IN100mod-1,18C-0B-0Zr Risse, welche jedoch einen hohen Spannungsrissanteil aufweisen (vgl. Abb.5).

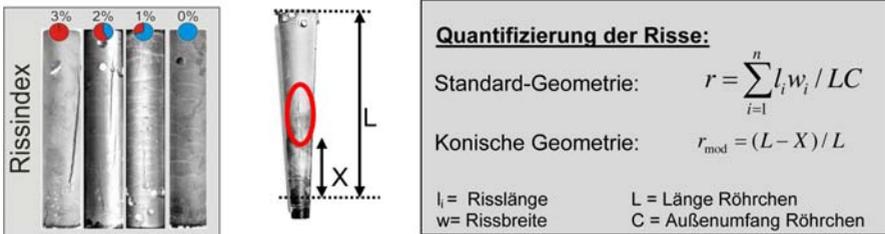


Abbildung 3: Auswerteschema zur Rissquantifizierung.

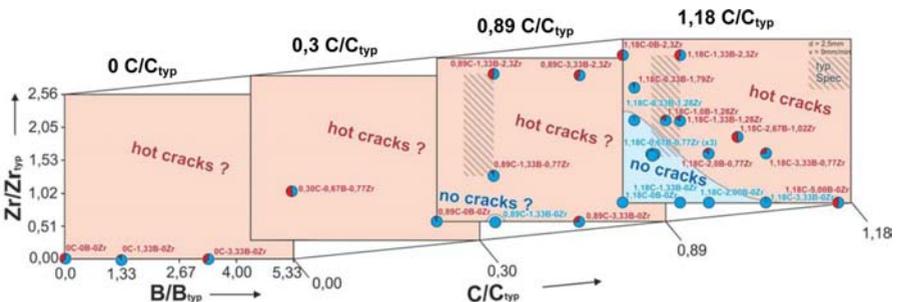


Abbildung 4: Ergebnisse aus den Gießversuchen: Einfluss von B, Zr und C auf Gießbarkeit von IN100mod. Die Gehalte sind mit den typischen Minorelementgehalten normiert.

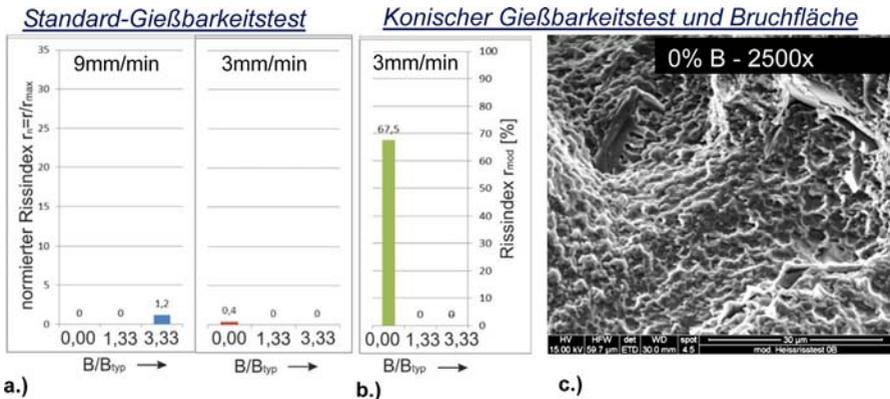


Abbildung 5: Einfluss von B auf die Gießbarkeit von IN100mod-1,18C-0Zr (a) Standard-Gießbarkeitstest bei Abzugsgeschwindigkeiten 9 (links) und 3 mm/min (rechts). (b) Konischer Gießbarkeitstest bei 3mm/min (notwendig, um Stabilitätsgrenze nicht zu überschreiten) (c) REM-Aufnahme der Bruchfläche von IN100mod-1,18C-0B-0Zr: Überwiegender Spannungsrisanteil erkennbar.

In einer zweiten Iteration wurde versucht, mit angepassten Minorelementen gießbare Legierungsderivate mit einer typischen IN100 Zusammensetzung zu realisieren. Dabei wurde festgestellt, dass mit Erhöhung des Al-Gehaltes ebenfalls die Rissneigung der Legierungen zunimmt (Vgl. Abb. 7).

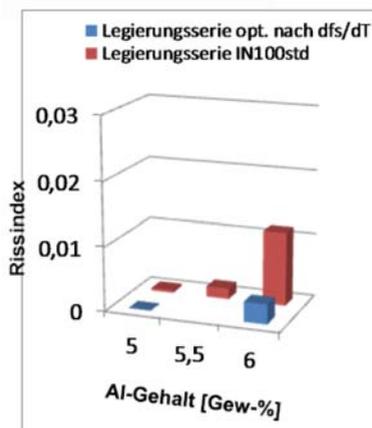


Abbildung 6: Einfluss von Al auf die Gießbarkeit von IN100typ-1,18C-0,67B-0,77Zr (rot) und IN100-1,18C-0,67B-0,77Zr-4,5%Ti-13%Co-9,5%Cr-2%Mo-0,7%V (blau)

### 5.4 Anwendung von Rissmodellen

An allen Versuchslegierungen wurden differentialkalorimetrische Messungen durchgeführt. Der Zusammenhang zwischen Temperatur und Festphasenanteil wurde mithilfe einer sigmoidalen Basislinie ermittelt. Durch die Annahme einer konstanten latenten Wärme erzeugt diese Methode einen Fehler, welcher jedoch für geringfügige Änderungen in der chemischen Zusammensetzung in derselben Größenordnung liegt.

Es wurde versucht, den Einfluss von Minorelementen mit bekannten Erstarrungsrisssmodellen zu korrelieren. Abbildung 7 zeigt den Einfluss von B und Zr auf die Gießbarkeit und die Modellvorhersagen. Dargestellt sind hier das Erstarrungsintervall, CSC nach Clyne und Davies sowie die Dehnung im kritischen Temperaturbereich nach Zhang und Singer. In dieser Darstellung beträgt der C-Gehalt für alle Proben 1,18 C/C<sub>typ</sub> (Legierung IN100mod-1,18C).

Bild 8 zeigt den Rissindex der Legierung IN100mod-0Zr für unterschiedliche C- und B-Gehalte im Vergleich mit den berechneten Kenngrößen der Rissmodelle.

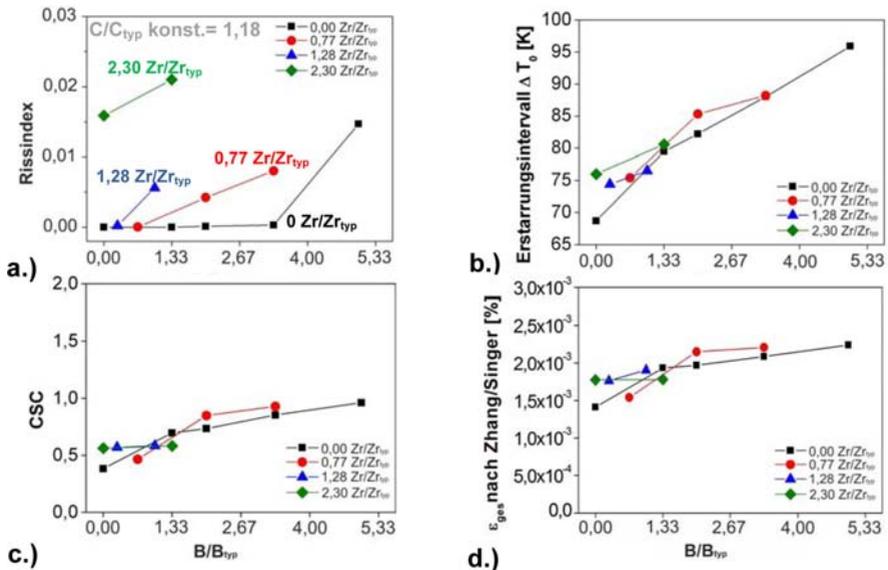
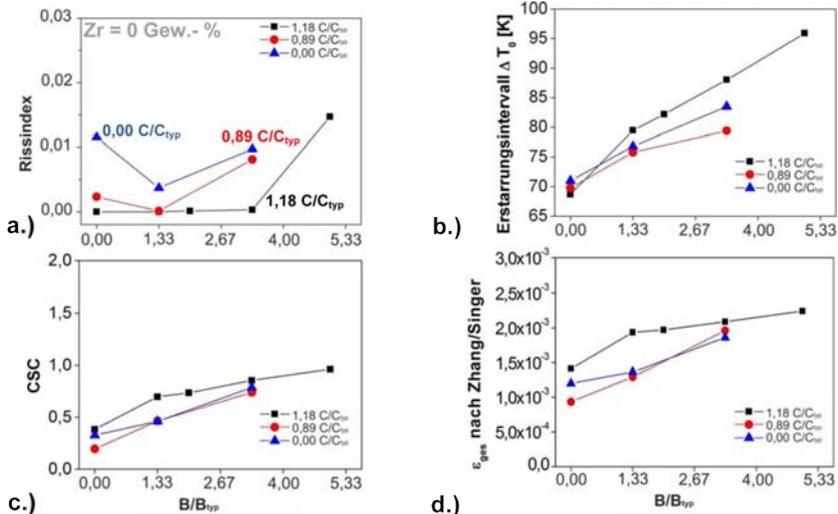


Abbildung 7: Rissbildung bei IN100mod-1,18C für unterschiedliche B- und Zr-Gehalte im Vergleich mit den Vorhersagen der Rissmodelle. B, Zr und C-Gehalte sind mit dem typischen Gehalten normiert: (a) Rissindizes (b) Erstarrungsintervalle (c) CSC nach Clyne und Davies [Clyne1981] (d) Dehnungen im kritischen Temperaturbereich nach Zhang/Singer [Zhang2002].



**Abbildung 8:** Rissbildung bei IN100mod-0Zr für unterschiedliche B- und C-Gehalte im Vergleich mit den Vorhersagen der Rissmodelle. B und C-Gehalte sind mit den typischen Gehalten normiert. (a) Rissindizes (b) Erstarrungsintervalle (c) CSC nach Clyne und Davies [Clyne1981] (d) Dehnungen im kritischen Temperaturbereich nach Zhang/Singer [Zhang2002].

Aus Abb. 7a geht hervor, dass die Rissindizes durch Zugabe von B sowie Zr steigen. Rissmodelle können den Einfluss von Bor erklären, hier kommt es zu einer Aufweitung des Erstarrungsintervalls und einer damit verbundenen höheren Erstarrungsrisanfälligkeit. Die Erhöhung der Rissindizes durch höhere Zr-Gehalte kann nicht mit diesen Modellen erklärt werden.

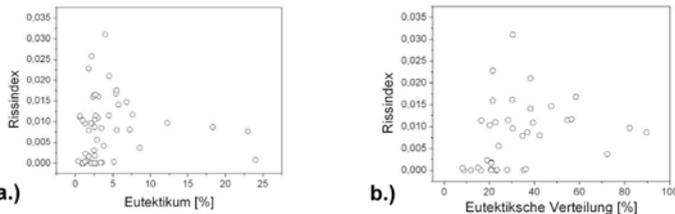
Der Einfluss von Kohlenstoff ist auf Abb. 8 dargestellt. Für die Gießserie mit der geringsten Rissneigung (1,18 C/C<sub>typ</sub>) prognostizieren die Modelle vergleichsweise lange Erstarrungsintervalle bzw. hohe Dehnungen in der Filmphase, was zu verstärkter Rissbildung führen müsste. Stattdessen führt die Zugabe von Kohlenstoff zu verringerter Rissbildung.

Weil das Erstarrungsintervall in erster Näherung mit einem langen kritischen Temperaturbereich skaliert [Bishop1957] und das Modell nach Zhang/Singer die Dehnungen in diesem Bereich in Anlehnung an die Flüssigfilmtheorie nach Pellini errechnen, sind kaum Unterschiede zwischen den drei Modellen erkennbar. Die Elemente B, Zr und C führen zu einer Absenkung der finalen Solidustemperatur bei Superlegierungen [Zhu1982, Yukawa1984] und damit zu einer Verlängerung der Filmphase. Bei dieser Versuchsreihe kann die Verlängerung der Filmphase durch Zr nicht nachvollzogen werden (Vgl. Abb.7b). Es ist wahrscheinlich, dass die Zr-Zugabe auch zu tiefschmelzenden Eutektika führt, welche jedoch aufgrund der geringen latenten Wärme nicht mehr mithilfe der DSC aufgelöst werden.

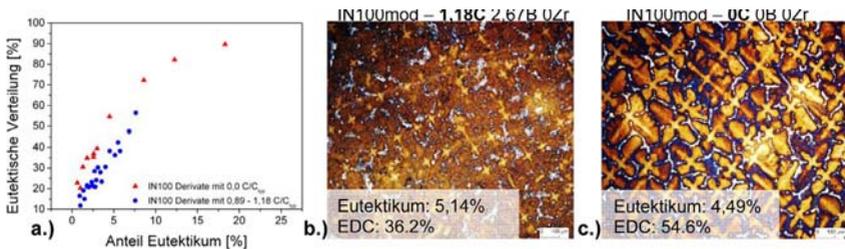
### 5.5 Auswertung von Gefügemerkmalen

Die Erstarrungsrisanfälligkeit bei binären Legierungen hängt auch mit dem Anteil an Eutektikum zusammen [Campbell1991]. Dies konnte ebenso bei Superlegierungen beobachtet werden [Rösler1992, Heck1999]. Bei Derivaten der Legierung IN100 scheint das Eutektikum die Gießbarkeit ebenso zu beeinflussen. Abb. 9a zeigt die Menge und 9b die Verteilung des Eutektikums um die Dendriten in Korrelation mit dem Rissindex. Bei mittleren Eutektikumgehalten (5-25% bzw. Verteilungen zwischen 40 und 95%) konnten keine rissfreien Derivate abgeleitet werden. Die Gießbarkeit scheint besser mit der eutektischen Verteilung zu skalieren als mit dem absoluten Gehalt. Es ist davon auszugehen, dass weitere Einflussfaktoren existieren. Auffällig ist der heißrisstypische  $\Lambda$ -förmige Kurvenverlauf [Clyne1981, Campbell1991].

Das Eutektikum ist bei kohlenstoffhaltigen IN100-Derivaten mit hohen Kohlenstoffgehalten eher in isolierten Taschen abgelegt als bei entsprechenden Legierungen ohne Kohlenstoff (Vgl. Abb. 10). S. Tin und T. Pollock haben gezeigt, dass Kohlenstoff die Morphologie der teigigen Zone zu verändern vermag und damit der Frecklebildung entgegenwirkt [Tin2001, Tin2003]. Zugabe von Kohlenstoff bei CMSX-4 führt ebenso zu einer verringerten Erstarrungsrisbildung [Zhou2008].



**Abbildung 9:** Einfluss von Eutektikum auf die Gießbarkeit von IN100-Derivaten (Variation Hauptlegierungselemente und Minorelemente). Auffällig ist, dass für gießbare Legierungen entweder wenig oder viel Eutektikum vorliegen muss. (a) Eutektikum gegen Rissindex (b) Eutektische Verteilung „EDC“ gegen Rissindex.



**Abbildung 10:** Einfluss von Kohlenstoff auf die Verteilung des Eutektikums bei IN100-Derivaten: (a) Schematische Darstellung unter Zuhilfenahme aller bislang verfügbarer Daten (Variation Hauptlegierungselemente und Minorelemente). (b) Querschliff für 1,18 C/Cmax (c) Querschliff für 0,0% C. Auffällig ist die unterschiedlich verteilte Schmelze bei annähernd gleichem Anteil für die unterschiedlichen Kohlenstoffgehalte.

### 5.6 Einfluss von Bor auf die mechanischen Eigenschaften

Es wurde der Einfluss von Bor auf die mechanischen Eigenschaften untersucht. Hierfür wurden aus einer gleichachsigt erstarrten Probe je drei Zugstäbe ( $d_0=6\text{mm}$ ) entnommen. Um die Festigkeit und Duktilität im Gusszustand zu ermitteln, wurde hierbei keine Wärmebehandlung durchgeführt. Die Ergebnisse aus den Warmzugversuchen ( $760^\circ\text{C}$ ,  $870^\circ\text{C}$  und  $980^\circ\text{C}$ ) sind auf Abb. 11 dargestellt. Durch Zugabe von Bor kann die Bruchdehnung stark erhöht werden. Die Zugfestigkeiten liegen tiefer als die Referenzwerte [Inco1977].

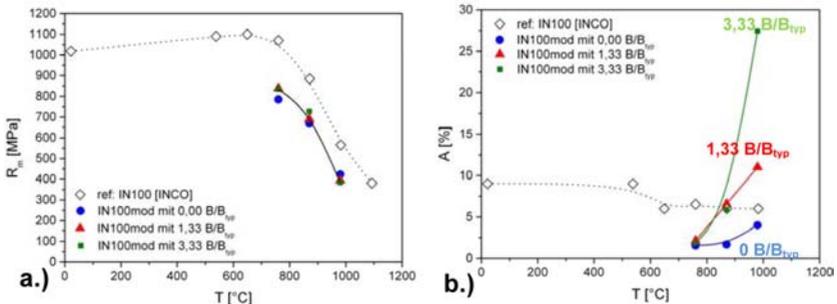


Abbildung 11: Einfluss von Bor auf die mechanischen Eigenschaften von IN100mod-1,18C-0Zr (a) Zugfestigkeiten (b) Bruchdehnungen.

### 5.7 Einfluss von Al auf die mechanischen Eigenschaften

Gegenüber der Referenz hat der modifizierte IN100mod verringerte Zugfestigkeitskennwerte. Um den Einfluss von Al auf die mechanischen Kennwerte zu ermitteln, wurden Warmzug- und Kriechversuche bei IN100typ mit unterschiedlichen Al-Gehalten durchgeführt. An diesem Proben wurde eine Wärmebehandlung in Anlehnung an die Werksnorm (ohne heißisostatisches Verdichten) durchgeführt. Es zeigte sich, dass die Al-Reduzierung von 6 auf 4,5% zu geringeren Festigkeiten bei erhöhten Temperaturen führt.

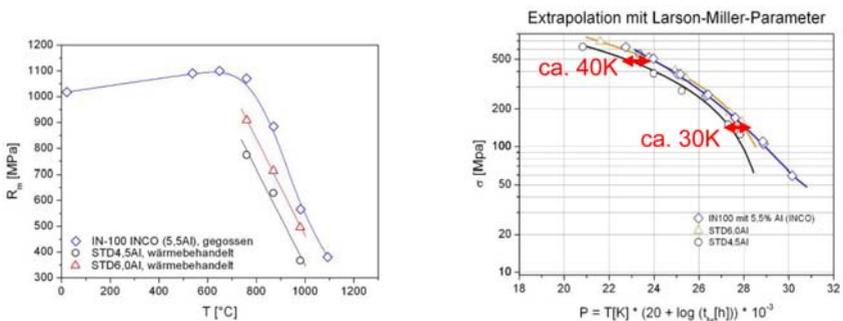


Abbildung 12: Einfluss von Al auf mechanische Eigenschaften von IN100typ mit 4,5 bzw. 6% Al im wärmebehandelten Zustand (a) Zugfestigkeiten (b) Zeitstandfestigkeiten aufgetragen im Larson-Miller-Plot.

## **5.8 Ausblick**

Die Minorelemente unterscheiden sich in Ihren Auswirkungen auf die thermophysikalischen Eigenschaften der teigigen Zone.

Kohlenstoff führt dazu, dass die Schmelze bei der Erstarrung eher in isolierten Taschen vorliegt statt einen Flüssigfilm auszubilden. Darüber hinaus senkt es den Anteil an  $\gamma$ - $\gamma'$ -Eutektikum, hauptsächlich durch Entfernung von Ti aus der Schmelze und schafft somit die Voraussetzung für gute Gießbarkeit.

Für Bor wurden eine erhöhte Duktilität und eine Reduktion der Mikroporosität festgestellt. Diese Eigenschaften könnten zu einer besseren Gießbarkeit beitragen, wenn dieses Element in geringen Mengen in der Legierung enthalten ist. Zu hohe Borgehalte führen zu verstärkter Rissbildung. Dies deckt sich in etwa mit der Gießpraxis, die einen „traditionellen Borgehalt“ empfiehlt [Antony 1976]. Zr hingegen erhöht die Rissneigung der Legierungen. Beide Elemente B und Zr erhöhen stark die Menge an Eutektikum.

Gemäß der klassischen Rissmodelle müssten die Minorelemente ebenso die Dehnungen und Dehnraten am Ende der Erstarrung steuern, wenn dünne Schmelzefilme die mechanischen Eigenschaften der dendritischen Struktur herabsetzen. Ihr Einfluss muss jedoch komplexer Natur sein, weil die Elemente in erster Näherung die Filmphase verlängern. Diese Elemente binden schädliche Elemente wie P, S und O ab. Dabei spielt die Art sowie Form der sich bildenden Einschlüsse eine wichtige Rolle hinsichtlich der mechanischen Eigenschaften [Holt1976, Harris2009]. Aufgrund der starken Anreicherung dieser Elemente in der Restschmelze und an Korngrenzen muss davon ausgegangen werden, dass weitere, experimentell schwer zu erfassende Einflüsse vorliegen wie etwa die fest-flüssig Grenzflächenenergie [Eustathopoulos83, Adamson2007].

Eine ebenso wichtige Rolle spielt wie die Verteilung der Restschmelze und die damit verbundenen mechanischen Eigenschaften in der teigigen Zone [Wray1976, Bishop1957, Martin1999, Singer1957].

Da Aluminium die Rissbildung von IN100 begünstigt, muss ein Kompromiss zwischen Gießbarkeit und Festigkeit getroffen werden. Bei geringen Al-Gehalten könnte ebenso die Oxidationsbeständigkeit leiden.

## **6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag**

Die im Projektantrag beschriebenen Arbeitspakete wurden umgesetzt. Aufgrund der Streuung der Ergebnisse im Gießbarkeitstest ausgehend von mangelnder Kontrolle über die Anzahl an Korngrenzen sowie deren Orientierungsunterschiede konnte keine Vereinfachung des Röhren-Gießbarkeitstests erfolgen. Stattdessen wurde der bikristalline, konische Test entwickelt, der experimentell jedoch sehr aufwändig ist.

## 7 Publikationen und Patente

Im Rahmen dieses Projektes wurden bislang keine Publikationen veröffentlicht bzw. Patentierungen durchgeführt.

Die Veröffentlichung der Ergebnisse wird im Jahr 2013 angestrebt.

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

Thorsten Scharowsky

Mammun Al-Siraj

Nicole Bernhardt

Nadine Hartmann

### 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

Xiao Xi Zhang Einfluss von Al und Ti auf das Erstarrungsverhalten einer Superlegierung (06.2011)

Ursula Pellkofer Morphologie von Nickelbasislegierungen im flüssigfest Bereich: Entwicklung einer Abschreckvorrichtung (10.2011)

Nadine Hartmann Heißrissbildung bei Nickel-Basis Superlegierungen unter Berücksichtigung der Minorelemente B und Zr (07.2011)

Marie Schumann z.B: Einfluss von Hf auf die Erstarrungsrissbildung der Superlegierung IN100 (noch nicht abgeschlossen)

### 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

Konstantin Schamarek Heißrissbildung bei Nickelbasis-Superlegierungen – Weiterentwicklung des Gießbarkeitstests sowie Untersuchungen zum Einfluss von Bor auf die Rissneigung (08.2012)

### 8.4 Promotionen

Jacek Grodzki Einfluss von Minorelementen auf die Erstarrungsrissneigung gerichtet erstarrter Superlegierungen (noch nicht abgeschlossen)

## 9 Weitere Drittmittel zum Projektthema

Es wurde parallel ein DFG-Projekt (Si 517/16-1) beantragt, bewilligt und begonnen, das versucht, den Einfluss der Zusammensetzung auf das teilflüssige Gefüge zu verstehen, insbesondere über Phasenfeldsimulation. Die Arbeiten sollen eine Grundlage legen für ein besseres Verständnis der Heißrissneigung. Außerdem entstand parallel ein neuer SFB-Transregio SFB/TR 103 in Erlangen und Bochum „Einkristalline Superlegierungen“. Hier geht es um die Grundlagen einer Entwicklung neuer Legierungen. Auch hier spielt Gießbarkeit eine Rolle.

## 10 Literatur

- [Adamson2007] Adamson, A.W.; Gast, A.P.: Physical Chemistry of Surfaces; Wiley Interscience, New York, (1997)
- [Antony1976] Antony, K.C.; Radavich, J.F.: Solute effects of boron and zirconium on microporosity. In: Superalloys 1976, eds. Muzyka, D.R. et. al., Warrendale, TMS, (1976), S. 137-146
- [Bachelet1978] Bachelet, E.; Lesoult, G.: Quality of castings of superalloys, in: High temperature alloys for gas turbines, eds. Coutsouradis, D. et. al., London, Applied Science Publishers LTD, (1978), S. 665-699
- [Bishop1957] Bishop, H.F.; Ackerlind, C.G.; Pellini, W.S.: Investigation of metallurgical and mechanical effects in the development of hot tearing, Trans. AFS, (1957), 65, S.247-258
- [Blackford1999] Blackford, J.R., Randelzofer, P., Singer, R.F.: Crack formation during directional solidification. In: Erstarrung metallischer Schmelzen in Forschung und Gießereipraxis, ed. Ludwig, A., Wiley-VCH, (1999), S. 231-236.
- [Bürgel1998] Bürgel, R.: Handbuch Hochtemperatur-Werkstofftechnik, Vieweg-Verlag, (1998)
- [Campbell1991] Campbell, J.: Castings, Butterworth-Heinemann, (1991)
- [Clyne1981] Clyne, T.W.; Davies, G.J.: The influence of composition on solidification cracking susceptibility in binary alloy systems, Br. Foundrymen, Vol. 74 (1981), S. 65-73
- [Engel1982] Engel, L.; Klingele, H.: Rasterelektronische Untersuchungen von Metallschäden, Gehrling-Institut für Schadensforschung und Schadensverhütung GmbH, Köln, (1982)
- [Eskin2007] Eskin, D.G., Katgerman, L.: A Quest for a new hot tearing criterion, Metall. Mater. Trans. 38A (2007), S.1511-1519
- [Eustathopoulos1983] Eustathopoulos, N.: Energetics of solid/liquid interfaces of metals and alloys, Int. Mater. Rev. 28, No.4 (1983), S.189-210
- [Harris2009] Harris, K.; Wahl, J.B.: Developments in superalloy castability and new applications for advanced superalloys. Mater. Sci. Technol. (2009), Vol. 25. Nr. 2, S. 147-153
- [Heck1996] Heck, K.: Rißbildung bei der gerichteten Erstarrung von Nickel-Basislegierungen im Vakuumfeinguss, Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg (1996)
- [Heck1999] Heck, K., Blackford, J.R., Singer, R.F.: Castability of directionally solidified nickel base alloys. Mater. Sci. Technol. (1999), Vol. 15, S. 213-220
- [Holt1976] Holt, R.T.; Wallace, W.: Impurities and trace elements in nickel-base superalloys, Int. Met. Rev. 203 (1976), S. 1-24
- [Inco1977] The International Nickel Company, Inc.: High temperature high strength nickel base alloys, Produktkatalog, (1977)

- [Katgerman2008] Katgerman, L., Eskin, D.G.: In Search of the Prediction of Hot Cracking in Aluminium Alloys. In: Hot cracking phenomena in Welds II, Eds. T. Böllinghaus et. al., Springer-Verlag, Heidelberg, (2008), S. 3-18
- [Ladna1988] Ladna, B.; Birnbaum, H.K.: Surface and grain boundary segregation of sulfur and boron in nickel, *Acta mater.* 36, (1988), No.3, S. 745-755
- [Lippold1994] Lippold, J.C.: Solidification behavior and cracking susceptibility of pulsed-laser welds in austenitic type 304L stainless steel, *Weld. J.* 73 (1994), Vol. 6, S. 129s – 139s
- [Martin1999] Martin, C.L.; Favier, D.; Suéry, M.: Fracture behaviour in tension of viscoplastic porous materials saturated with liquid, *Int. J. Plast.* 15 (1999), S. 981-1008
- [Pennington1958] Pennington, W.: Improvement in High- Temperature Alloys by Boron and Zirconium, *Metal Progress* 73, (1958), No.3, S. 82-86
- [Rappaz2009] Rappaz, M.; Dantzig, J.A.: Solidification, EPFL Press, (2009)
- [Rappaz1999] Rappaz, M.; Drezet, J.-M.; Gremaud, M.: A New Hot-Tearing Criterion, *Metal. Mater. Trans.* 30A (1999), S. 449-455
- [Rösler1992] Rösler, J.; Konter, M.; Tönnies, C.: On the castability of corrosion resistant DS-Superalloys, in: *Superalloys 1996*, eds. Kissinger, R.D. et. al., Warrendale, TMS, (1996), S. 515-522
- [Sigworth1996] Sigworth, G.K.: Hot Tearing of Metals. *AFS Trans.* 104 (1996), S. 1053-1062
- [Singer1947] Singer, A.R.E., Cottrell, S.A.: Properties of the Aluminium-Silicon alloys at temperatures in the region of the solidus, *J. Inst. Met.* 73 (1947), S.33-54
- [Smith1948] Smith, C.S.: Grains, Phases, and Interfaces: An Interpretation of microstructure, *Trans. AIME* (1948), 175, S.15-51
- [Tin2001] Tin, S.; Pollock, T.M.; Murhy, W.: Stabilization of Thermosolutal Convective Instabilities in Ni-Based Single-Crystal Superalloys: Carbon Additions and Freckle Formation, *Metal. Mater. Trans.* 32A (2001), S. 1743-1753
- [Tin2003] Tin, S.; Pollock, T.M.: Phase instabilities and carbon additions in single-crystal nickel-base superalloys, *Mater. Sci. Eng., A348* (2003), S.111-121
- [Wukusick1979] Wukusick, C.S.; Tom, T.; Buchakjian Jr, L.: Cast nickel-base alloy article, US-Patent 4,169,742, (1979)
- [Wang2004] Wang, N.; Mokadem, S.; Rappaz, M.; Kurz, W.: Solidification cracking of superalloy single- and bi-crystals, *Acta Mater* 52 (2004), S. 3173-3182
- [Winstone1977] Winstone, M.R.; Northwood, J.E.: Structure and Properties of directionally solidified superalloys in thin sections, In: *Solidification and Casting of Metals*. Metals Soc. Conf., Sheffield, Metals Soc., (1977), S. 275-278

- [Wray1976] Wray, P.J.: The geometry of two-phase aggregates in which the shape of the second phase is determined by its dihedral angle, *Acta Met.* 24 (1976), S.125-135
- [Yukawa1984] Yukawa, N.; Murata, Y.; Noda, T.: Analysis of solidification behavior and alloy design of a nickel-base superalloy, IN-100, in: *Superalloys 1984*, eds. Gell, M. et. al., Warrendale, TMS, (1984), S. 83-92
- [Zhang2002a] Zhang, J; Singer, R.F.: Hot tearing of nickel-based superalloys during directional solidification. *Acta Mater.* 50 (2002), S. 1869-1879
- [Zhang2002b] Zhang, J; Singer, R.F.: Effect of hafnium on the castability of directionally solidified nickel-base superalloys, *Z. Metallk.* 93 (2002), Vol. 8, S. 806-811
- [Zhang2004a] Zhang, J.; Singer, R.F.: Effect of grain-boundary characteristics on castability of nickel-base superalloys, *Metal. Mater. Trans.* 35A (2004), S. 939-946
- [Zhang2004b] Zhang, J.; Singer, R.F.: Effect of B and Zr on Castability of Nickel-based Superalloys, *Metal. Mater. Trans.* 35A (2004), S. 1337-1342
- [Zhou2005] Zhou, Y.; Volek, A.; Singer, R.F.: Influence of Solidification Conditions on the Castability of Nickel-Base Superalloy IN792, *Metal. Mater. Trans.* 36A (2005), S. 651-656
- [Zhou2006a] Zhou, Y.; Volek, A.; Singer, R.F.: Effect of grain boundary characteristics on hot tearing in directional solidification of superalloys, *J. Mater. Res.* (2006), Vol. 21, Nr. 6, S. 2361-2370
- [Zhou2006b] Zhou, Y.Z.; Volek, A.: Effect of grain boundary fraction on castability of a directionally solidified nickel alloy, *Scr. Mater.* 54 (2006), S. 2169-2174
- [Zhou2007] Zhou, Y.Z.; Volek, A.: Effect of dendrite arm spacing on castability of a directionally solidified nickel alloy. *Scr. Mater.* 56 (2007), S. 537-540
- [Zhou2008] Zhou, Y.; Volek, A.: Effect of carbon additions on hot tearing of a second generation nickel-base superalloy. *Mater. Sci. Eng.*, A479 (2008), S. 324-332
- [Zhu1992] Zhu, Y. et. al.: A new way to improve the superalloys. In: *Superalloys 1992*, eds. Antolovich et. al. Warrendale, TMS, (1992), S. 523-532

## Arbeitskreis Turbokomponenten für Gasturbinen

### Projekt: BY 12GT

### Computergestützte Bauweisenoptimierung moderner Turbokomponenten im Gasturbinenbau

Projektleiter: Prof. Dr.-Ing. Hans-Peter Kau  
Lehrstuhl für Flugantriebe  
Technische Universität München

Mitarbeiter: Stefan Weihard  
Lehrstuhl für Flugantriebe  
Technische Universität München

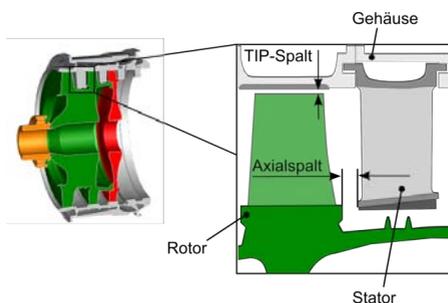
Dr.-Ing. Andreas Hupfer  
Lehrstuhl für Flugantriebe  
Technische Universität München

Finanzierung: MTU Aero Engines GmbH, München  
Staatsministerien für Wissenschaft, Forschung und Kunst  
sowie für Wirtschaft, Infrastruktur, Verkehr und Technologie  
im Rahmen des Klimaprogramms Bayern 2020

## 1 Ausgangssituation

### 1.1 Spalte in Turbomaschinen: Potential zur Optimierung

Zuverlässigkeit und ein bestmöglicher Wirkungsgrad stehen an vorderster Stelle der Anforderungen einer Gasturbinenentwicklung. Eine Verbesserung technischer Zielgrößen, gepaart mit einer Optimierung des Ressourceneinsatzes, erfordert grundsätzlich neue Vorgehensweisen in der Auslegung von Turbokomponenten. Um den wirtschaftlichen und technologischen Anforderungen zukünftiger Gasturbinenentwicklungen entsprechen zu können, ist eine treffsichere Auslegung der in Abbildung 1 dargestellten Laufspalte im Turboverdichter unerlässlich. Die Auslegung selbst soll dabei in einer möglichst kurzen Zeit durchgeführt werden. Das Dilemma der Spaltauslegung in frühen Projektphasen liegt darin, dass Entscheidungen mit großen Unsicherheiten getroffen werden und das Potential des Verdichters zur Erreichung der Zielgrößen maßgebend beeinflussen. Komplexere und aggressivere Auslegungsmethoden in frühen Projektphasen bilden die Ausgangsbasis um einerseits Nachentwicklungen durch Fehlentscheidungen zu vermeiden und andererseits die Zielgrößen der Spaltauslegung zu optimieren.



**Abbildung 1: Axialspalt und TIP-Spalt eines mehrstufigen Axialverdichters**

## 1.2 Axialspalte

Die nominalen Spaltmaße unterscheiden sich von den tatsächlich im Betrieb auftretenden, sogenannten Betriebsspalten. Ausreichend große Axialspalte sind erforderlich, um Verformungen und fertigungsbedingte Abweichungen von der Nominalgeometrie kompensieren zu können. Somit liefert die Toleranzkette, vor allem bei vielstufigen Verdichtern, einen wesentlichen Beitrag zur Größe der Axialspalte und beeinflusst direkt die Baulänge des Verdichters. Verschiedene methodische Ansätze der Toleranzketten-Analyse sind entwickelt worden [11].

Im Gasturbinenbau sind sogenannte Worst-Case-Analysen zur Berücksichtigung von Toleranzen etabliert. Es wird davon ausgegangen, dass jede fertigungsbedingte Abweichung der tolerierten Geometrielemente so auftritt, dass das betrachtete Spaltmaß ein Maximum bzw. Minimum annimmt [7]. Es werden demnach Grenzmaße für Schließtoleranzen herangezogen, die im schlimmsten Fall auftreten können. Die Folge ist eine Diskrepanz zwischen arithmetischen Schließtoleranzen aus Worst-Case-Betrachtungen und den Intervallen, in denen messtechnisch ermittelte Spaltmaße realer Verdichter zu finden sind. Die konventionelle Schließmaßberechnung stellt demnach einen theoretischen Grenzfall dar, der den statistischen Charakter von Fertigungstoleranzen nicht widerspiegelt und versteckte Sicherheiten in der Spaltauslegung zur Folge hat. Je mehr Einzeltoleranzen das Spaltmaß beeinflussen, desto größer ist das verschenkte Potential, da die Grenzzustände des Spaltmaßes immer unwahrscheinlicher werden.

Um den statistischen Gegebenheiten Rechnung zu tragen, stützt man sich teilweise auf Erfahrungswerte und führt Abschlagsfaktoren ein. Solch eine Behandlung statistischer Effekte wird der Komplexität grundsätzlich nicht gerecht und kann keinesfalls das Potential einer statistischen Toleranzanalyse ausschöpfen.

Für eine aggressivere und gleichzeitig abgesicherte Axialspaltauslegung sind wahrscheinlichkeitstheoretische Ansätze im Gasturbinenbau unumgänglich. Gegenüber der konventionellen Worst-Case-Auslegung können Spalte enger dimensioniert werden und damit die Baulänge eines Verdichters reduziert werden oder Einzeltoleranzen zur Einsparung von Fertigungskosten gezielt aufgeweitet werden. Hierzu sind Betrachtungsweisen notwendig, die den immer kürzer werdenden Entwicklungsprozess von der Konzeptphase bis zur finalen Spaltauslegung durchgängig begleiten. In Branchen wie beispielsweise dem

Automobilbau sind statistische Ansätze etabliert. Im Gasturbinenbau hingegen gilt es, durch wissenschaftliche Untersuchungen der komplexen und spezifischen Konstruktionen die Grundlage zur Einführung statistischer Methoden zu legen.

STUMVOLL ET AL. [15] stellt die Machbarkeit statistischer 3D-Analysen im Gasturbinenbau am Beispiel einer Turbine unter Beweis. Wichtige Erkenntnisse zur „toleranztoleranten“ Auslegung liefern detaillierte Analysen einer Speichenzentrierung [13,14]. Wissenschaftliche Untersuchungen zum Einfluss statistisch verteilter Abweichungen auf die Spaltweiten verdichterspezifischer Bauweisen sind den Autoren nicht bekannt.

### 1.3 Transiente Schaufelspitzenspalte

Aus zwei Gründen ist die Vorhersage der Spalte zwischen dem Gehäuse und den rotierenden Schaufelspitzen, auch TIP-Spalte genannt, wesentlich: Zum einen wegen der Begrenzung des stabilen Arbeitsbereichs (Pumpgrenze) und zum anderen wegen der Sensitivität des Wirkungsgrads vom sich einstellenden TIP-Spalt.

Die Größe des TIP-Spalt einer Verdichterstufe wird in erster Linie durch thermische und fliehkraftbedingte Dehnungen definiert. Die thermische Trägheit der Bauteile und die zeitabhängige Rotordrehzahl führen zu transienten Spaltänderungen. Erreicht der Verdicht rotor eine konstante Drehzahl, so ist keinesfalls von einem stationären Zustand zu sprechen. Vielmehr führen instationäre Temperaturfelder und unterschiedliche Dehnungscharakteristika von Rotor, Schaufel und Gehäuse zu hochgradig transienten TIP-Spalten. Im Zuge der Energiewende gewinnen Gasturbinen zur Abdeckung von Spitzlasten eine immer größer werdende Bedeutung. Neben der Zielgröße Wirkungsgrad im stationären Betrieb rückt somit die Schnellstartfähigkeit und damit das zeitabhängige Dehnverhalten immer mehr in den Vordergrund.

Die bauweisenspezifischen Einflüsse auf das transiente Verschiebverhalten sind groß. Die Zielgrößen hoher Wirkungsgrad und ausreichender Pumpgrenzenabstand erfordern einen eng dimensionierten TIP-Spalt. In diesem Zusammenhang gilt es vor allem korrespondierende bzw. zueinanderpassende Gehäuse- und Rotorbauweisen zu finden. Verdichterkonzepte unterscheiden sich in ihrem Potential, ein möglichst optimales TIP-Spaltverhalten zu gewährleisten. Daher nimmt die Bewertung des TIP-Spaltverhaltens unterschiedlicher Konstruktionsvarianten in der Konzeptphase einen wichtigen Stellenwert ein. Aufgrund der Komplexität und des erforderlichen Ressourceneinsatzes sind detaillierte FEM-Berechnungen zur Bewertung konzeptioneller Überlegungen ungeeignet. Um dennoch ungünstige Konzepte möglichst früh ausschließen zu können und damit bereits in der Vorauslegung den Grundstein für ein optimales TIP-Spaltverhalten zu legen, sind grundlegend neue Vorgehensweisen notwendig.

## 2 Projektziele

Ziel des Projekts ist es, breite Konzeptuntersuchungen in Bezug auf die Zielgrößen der Spaltauslegung bereits in einer frühen Projektphase zu ermöglichen. Der erste Projektteil zielt drauf ab, eine statistische Betrachtungsweise zu ermöglichen um die versteckten Sicherheiten einer Worst-Case-Betrachtung in der Spaltauslegung zu eliminieren. Die hierfür notwendigen Teilschritte sind:

- Modellierung von Verdichterbauweisen mithilfe einer 2D-basierten Methodik
- Darstellung der Gewichtung von Einzeltoleranzen zur Toleranzoptimierung
- Aufbereiten der Toleranzverteilungsfunktionen mithilfe der Serienerfahrung
- Definition von Standardtoleranzen und Standardtoleranzverteilungen

Im Fokus des zweiten Projektteils stehen die radialen TIP-Spalte. Ziel ist die Entwicklung eines Werkzeugs zur Vorhersage der transienten TIP-Spalte. Die folgenden Teilschritte unterliegen der Zielsetzung des Arbeitspakets 2:

- Zusammenfassung der Verdichterbauweisen und Einflussparameter
- Entwicklung von Modellvorstellungen für das Verschiebeverhalten
- Programmierung eines Werkzeugs und Verifizierung
- Prozessentwicklung zum Vergleich unterschiedlicher Verdichterkonzepte

### 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen

Innerhalb des Arbeitspakets 1, der statistischen Toleranzanalyse von Axialspalten, wurde im zweiten Projektabschnitt der Einfluss von Verdichterbauweisen in den Fokus gestellt. Hierfür wurden weitere Detailuntersuchungen angestoßen, die auszugsweise vorgestellt werden. Die Untersuchungen ermöglichten es bauweisenspezifische Einflussfaktoren zu identifizieren und deren Auswirkung zu quantifizieren. Ein erarbeiteter Bauweisenkatalog dokumentiert die Erkenntnisse und dient als Datenbasis der statistischen Toleranzanalyse.

Zur Vorhersage des Schaufelspaltenspaltes wurden die möglichen Modellierungsansätze auf ihre Umsetzbarkeit untersucht und die Vorgehensweise neu strukturiert. Die Zielsetzung, das transiente TIP-Spaltverhalten noch unbekannter Verdichterkonzepte ausreichend genau vorherzusagen und zudem bauweisenspezifische Effekte aufzulösen, wurde ohne FE-Methoden nicht erreicht. Gegenüber der ursprünglichen Planung wurde das Ziel verfolgt, die erforderlichen Eingangsgrößen eines detaillierten FE-Modells auf die innerhalb der Vorauslegung bekannten Parametersätze zu reduzieren. Die Methode erfordert demnach nicht den hohen Detaillierungsgrad konventioneller FE-Modelle. Die abgebildeten Bauweisen wurden auf solche reduziert, die ein grundsätzlich unterschiedliches TIP-Spaltverhalten eines Verdichterkonzepts zur Folge haben. Die Machbarkeit konnte nachgewiesen werden und ein TIP-Spalttool erfolgreich implementiert werden. Die entwickelte Methode kann keine detaillierten Spannungs- und Thermalanalysen in allen Entwicklungsphasen ersetzen, ermöglicht es jedoch frühzeitig den TIP-Spalt in konzeptionelle Überlegungen einfließen zu lassen.

### 3 Vernetzung

Die Möglichkeiten, die das Teilprojekt eröffnet, entsprechen folgenden Zielen des Gesamtforschungsvorhabens KW21: Kostenreduktion durch verkürzte Entwicklungszeiten und Qualitätsverbesserungen.

#### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Der Wärmeübergang ist eine entscheidende Eingangsgröße zur Vorhersage des TIP-Spaltverhaltens. Demnach ergeben sich Synergieeffekte zu den Teilprojekten BW W 39GT und BW L 39GT. Die Bauweisenoptimierung bildet den gemeinsamen Nenner der Teilprojekte BY 12GT und BW W 41GT.

#### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

Es besteht keine direkte Vernetzung zu aktuellen Projekten.

### 4 Vorgehensweise und Methodik

Innerhalb der interdisziplinären Spaltauslegung werden unterschiedliche Analysemethoden herangezogen: Die Struktur- und Wärmeanalyse sowie die statistische Toleranzkettenanalyse.

Die wahrscheinlichkeitstheoretischen Berechnungen beruhen hierbei auf einem kommerziellen 3D-Toleranzanalysetool. Die Softwarefunktionalitäten sind mittels einer C++-Schnittstelle erweitert worden, um die spezifischen Bauweisen, Montageprozesse und Toleranzsysteme des Gasturbinenbaus abbilden zu können. Innerhalb der numerischen Analyse kommt eine Monte Carlo (MC)-Simulation zum Einsatz. MC-basierte Methoden haben sich in der statistischen Toleranzrechnung etabliert [9]. Zur Vorhersage des transienten Schaufelspaltenspaltes werden FE-basierte Methoden eingesetzt. Entscheidend ist hierbei die Fähigkeit, den Detaillierungsgrad und den Automatisierungsgrad der Modellierung an die Anforderungen und den Kenntnisstand der Vorauslegung anzupassen. Wesentliche Eingangsgrößen der Berechnung sind neben den Geometrie- und Materialdaten vor allem die thermischen Randbedingungen des Luftsystems. Diese sind aus ersten wärmetechnischen Analysen des Luftsystems und/oder aus Erfahrungswerten ähnlicher Verdichterkonzepte mit gewissen Unsicherheiten bekannt.

### 5 Projektergebnisse und Ausblick

#### 5.1 Arbeitspaket 1: Axiale Toleranzketten-Analyse

##### 5.1.1 Detailanalysen

Detailuntersuchungen turbomaschinenspezifischer Konstruktionen lieferten wesentliche Erkenntnisse: Zum einen konnte der erforderliche Detaillierungsgrad des Toleranzanalysemodells festgelegt werden, um eine ausreichend genaue Vorhersage der Häufigkeitsverteilungen von Axialspalten gewährleisten zu können. Zum anderen konnte der Einfluss des Faktors Bauweise auf die Spaltweiten untersucht werden. Die Kenntnis identifizierter

bauweisenpezifischer Einflussparameter ist entscheidend für die Entwicklung „toleranz-toleranter“ Verdichterkonzepte.

5.1.1.1 Beschauelung der Rotor- und Statorbaugruppe

Axialspalte werden wesentlich durch Verkippungseffekte von Leitschaufelsegmenten beeinflusst. Bedingt durch die Kopplung zum Gehäuse kippt der Stator bezüglich der  $y$ -Achse um einen Winkel  $\alpha_i$  infolge der Gaskraft (Abbildung 2). Innerhalb Detailstudien wurde der Einfluss der konstruktiven Parameter, der Bauweisen und des Detaillierungsgrades des Toleranzmodells auf die Spaltweiten untersucht [1,2].

Mittels wahrscheinlichkeitstheoretischer Ansätze konnte gezeigt werden, dass die Häufigkeitsverteilung eines Axialspaltes nur vom Verhältnis der Geometrieparameter Schaufelhöhe zu Stützbreite abhängt [1]. Dies gilt im Falle einer 2D-Betrachtung bei unveränderten Verteilungen der fertigungsbedingten Abweichungen. Abbildung 2 stellt den Einfluss der Schaufelhöhe  $h$  und Stützbreite  $b$  auf die Grenzmaße der statistischen und arithmetischen Schließtoleranzen in normierter Form dar. Die Kennwerte sind auf ein Nominalspaltmaß bezogen. Die mit zunehmendem Verhältnis  $h/b$  linear fallende untere Toleranzgrenze  $L_a$  einer Worst-Case-Analyse begrenzt den Bereich nach unten, indem Spaltmaße infolge fertigungsbedingter Abweichungen ausgehend von einem bestimmten Nominalspalt auftreten können.

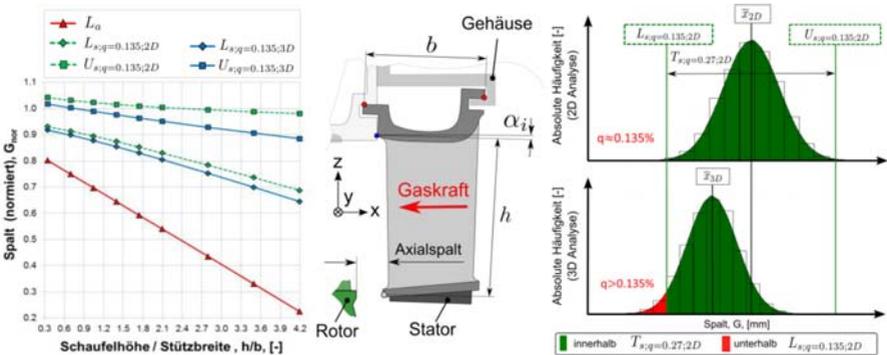


Abbildung 2: Einfluss der Schaufelhöhe und Stützbreite auf die statistischen Schließtoleranzen unterschiedlicher Analysemodelle (3D- und 2D-Analyse)

Die Grenzwerte  $L_{s;q=0.135;2D}$  und  $U_{s;q=0.135;2D}$  der 2D-Analyse spannen den Bereich auf, in welchem die Spaltmaße von 99,73% der gefertigten Verdichter zu erwarten sind. 0.135 % der Spaltmaße unterschreiten den unteren Grenzwert  $L_{s;q=0.135;2D}$ . Der nicht-lineare Verlauf ist durch die Änderung der Standardabweichung bei Variation der konstruktiven Parameter begründet [1].

Eine 2D- Toleranzanalyse liefert die Häufigkeitsverteilung einer lokalen Spaltstelle. Abbildung 3 zeigt die 108 lokalen Spaltmaße eines MC-Simulationszyklus  $i$ , berechnet mithilfe eines detaillierten 3D-Analysenmodells des Verdichters. Betrachtet werden jeweils 4 Messstellen der 27 Leitschaufelsegmente. Bedingt durch die Umfangserstreckung des Innen-

deckbandes ergeben sich an verschiedenen Messstellen unterschiedliche Spaltmaße. An einer bestimmten Stelle im Schaufelkranz des virtuell gefertigten Verdichters entsteht ein Minimalspalt, der für das Auslegen gegen Spaltüberbrückungen relevante engste Abstand zwischen dem Rotor und der gesamten Statorbaugruppe.

Um Anstreifvorgänge mit einer definierten Wahrscheinlichkeit ausschließen zu können, ist für jeden MC-Simulationsschritt der Minimalspalt aus den 108 Lokalspalten zu bestimmen. Die Häufigkeitsverteilung einer 2D- und einer 3D-Analyse, berechnet für ein bestimmtes Verhältnis  $h/b$ , veranschaulicht die Auswirkung des Minimalspalteneffekts (vgl. Abbildung 2): Die Minimalspaltberechnung führt zu einer spaltverkleinernden Mittelwertverschiebung  $\bar{x}_{2D} - \bar{x}_{3D}$  und einer reduzierten Standardabweichung. Die Ausfallquote  $q$  der Minimalspaltverteilung bezüglich der unteren Grenze  $L_{s;q=0.135;2D}$  der 2D-Analyse übersteigt den Wert 0.135% erheblich. Eine Festlegung der statistischen Schließtoleranz  $T_{s;q=0.27;2D}$  basierend auf einer 2D-Analyse hat demnach eine zu optimistische Vorhersage der Ausfallquote, der Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Spaltmaßen unterhalb der festgelegten Spezifikationsgrenze, zur Folge. Abbildung 2 zeigt die Grenzmaße  $L_{s;q=0.135;3D}$  und  $U_{s;q=0.135;3D}$  einer 3D-Analyse in Abhängigkeit vom Verhältnis  $h/b$ : Innerhalb der Grenzmaße sind 99,73% der Minimalspaltmaße zu erwarten. Die Überschneidung der statistischen Schließtoleranzen einer 2D- und einer 3D-Analyse veranschaulicht den Minimalspalteneffekt; die unterschätzte Ausfallquote einer 2D-Analyse bezüglich der Minimalspaltverteilung. Die Erhöhung der Ausfallquote hängt dabei vom Verhältnis  $h/b$  ab [1].

Aus Abbildung 2 können Erkenntnisse zum Einfluss konstruktiver Parameter abgeleitet werden. Ein niedriges Verhältnis  $h/b$  ist anzustreben, um die erforderliche Spaltweite zur Kompensation statistischer Toleranzeffekte begrenzen zu können. Da die Schaufelhöhe der Verdichterstufe durch aerodynamische und strukturmechanische Anforderungen des Verdichterkonzepts definiert wird, stellt diese eine unveränderliche Eingangsgröße der Toleranzanalyse da. Somit ist die Stützbreite  $b$  der, wenn auch in Grenzen, beeinflussbare Parameter. Es ist ein signifikanter, vom Verhältnis der konstruktiven Parameter  $h/b$  abhängiger Abstand zwischen der unteren arithmetischen und den beiden unteren statistischen Toleranzgrenzen erkennbar. Der Abstand nimmt mit zunehmendem Verhältnis der Geometrieparameter zu. Axialspalte können bei einer statistischen gegenüber einer arithmetischen Festlegung der Schließtoleranz umso enger dimensioniert werden, je größer das Verhältnis der konstruktiven Parameter  $h/b$  ist. Es konnte aus statistischen Überlegungen ein sogenannter Beitragsleistunganteil hergeleitet werden, der eine gezielte Optimierung der Toleranzwerte in Abhängigkeit vom Verhältnis  $h/b$  ermöglicht [1].

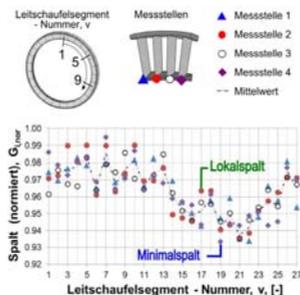
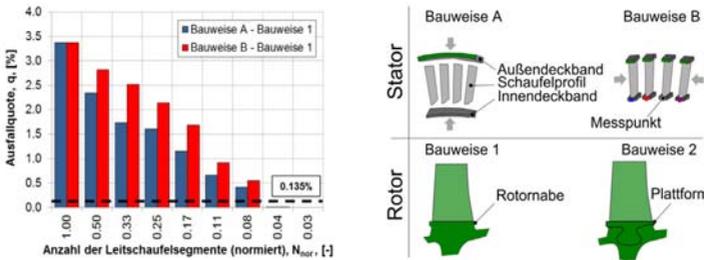


Abbildung 3: Spaltmaße eines MC-Simulationsschrittes (3D-Modell)

Die Ergebnisse nach Abbildung 2 gelten für eine bestimmte Bauweise und eine definierte Anzahl  $N$  an Leitschaufelsegmenten. Zwei Bauweisen sind etabliert: Zum einen werden die Schaufelprofile mit einem integralen Innen- und Außendeckband gefügt (Bauweise A). Zum anderen werden mehrere separate Schaufelprofile mit anteiligem Innen- und Außendeckband verbunden (Bauweise B). Bei gleicher Nominalgeometrie unterscheidet sich die Ist-Geometrie des Innendeckbands beider Bauweisen. Die Ausfallquote  $q$  nach Abbildung 4 quantifiziert den Einfluss der Bauweise und des Parameters bezüglich einer 2D-Analyse: Der prozentuale Anteil der Spaltmaße einer 3D-Analyse, der die Spezifikationsgrenze  $L_{s;q=0.135;2D}$  der 2D-Analyse unterschreitet. Da weder der Bauweiseneinfluss noch der Parameter  $N$  durch eine 2D-Analyse erfasst werden kann, ist diese Spezifikationsgrenze konstant. Eine 2D-Analyse führt zu einer Ausfallquote  $q=0.135\%$ . Der normierte Parameter  $N_{nor}$  bezieht die Anzahl  $N$  auf die maximal mögliche Anzahl, bei der die Leitschaufelsegmente der Stufe jeweils ein Schaufelprofil enthalten. Bei gleichbleibendem Verhältnis  $h/b$  und einem bestimmten Rotordesign (Bauweise 1) führen die Verteilungen der 3D-Analysen bei einer zunehmenden Anzahl der voneinander unabhängig gefertigten Leitschaufelsegmente, also im Falle eines größer werdenden Parameters  $N_{nor}$  zu einer steigenden Ausfallquote  $q$  (Abbildung 4). Der Bauweiseneinfluss, der stark vom Parameter  $N_{nor}$  abhängt, ist deutlich erkennbar. Die Ausfallquoten ergeben sich für ein Verdichterkonzept, bei der das Rotorspalter durch die Nabe einer integralen Scheiben-Schaufel-Konstruktion gegeben ist (Bauweise 1). Der engste Abstand zwischen der Rotornabenfläche und den Messpunkten der Statorbaugruppe definiert hierbei den Minimalspalt.



**Abbildung 4: Abhängigkeit der Ausfallquote bezüglich der unteren Grenze der Schließtoleranz einer 2D-Analyse von der Anzahl der Leitschaufelsegmente**

Im Falle einer gebauten Stufe bilden die Flächen der voneinander unabhängig gefertigten Plattformen der Laufschaufeln das rotorseitige Spaltufer (Bauweise 2). Abbildung 5 zeigt die Ausfallquote der Bauweisenkombinationen B1 und B2 für zwei Parameter  $N_{nor}$ . Die Anzahl der Laufschaufeln bleibt jeweils unverändert. Bei einer normierten Anzahl der Segmente  $N_{nor} = 1$  wird die Ausfallquote der Bauweisenkombination B2 mittels einer 2D-Analyse um ca. zwei Zehnerpotenzen unterschätzt. Eine 2D-Betrachtung ist somit nicht aussagekräftig. Der signifikante Einfluss der Rotorbauweise interagiert mit der Anzahl der Leitschaufelsegmente. Eine gebaute Stufe, eine Statorbauweise B sowie eine zunehmende Anzahl der Leit- und Laufschaufeln beeinflussen das axiale Spaltmaß negativ. Der Nominalspalt muss aufgeweitet werden, um den Minimalspalteffekt kompensieren zu können.

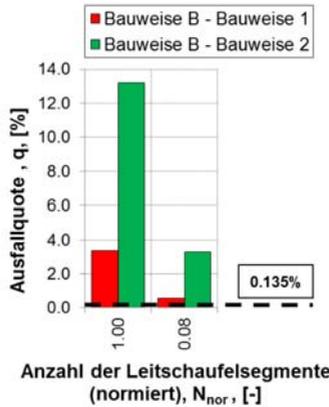


Abbildung 5: Einfluss der Rotorbauweise auf die Ausfallquoten bezüglich der unteren Grenze der Schließtoleranz einer 2D-Analyse

### 5.1.1.2 Zentrierung von Gehäuseringen

Eine bestmögliche Zentrierung der Gehäuseringe ist wesentlich, um Verkippungseffekte der Leitschaufeln und eine entsprechende Beeinflussung der Axialspalte zu begrenzen (vgl. Abbildung 2). Die Zentrierung erfolgt typischerweise mittels eines Passungssitzes oder mehrerer am Umfang verteilter Passschrauben. Entgegen Worst-Case-Betrachtungen erreichen statistische Analysen spielbehafteter Zentrierungen schnell einen hohen Komplexitätsgrad [13,14]. Es wurden statistische Modellvorstellungen zur Analyse etablierter Bauweisen entwickelt. Abbildung 6 zeigt für  $10^3$  Simulationsschritte die Lage der exzentrischen Achse relativ zu einer konzentrisch zur x-Achse verlaufenden Bezugsachse bei einer Übergangspassung und einer spielbehafteten Zentrierung mittels Passschrauben. Im Falle eines Passungssitzes hängt das Streudiagramm und somit die Häufigkeitsverteilung der Exzentrizität nur vom konstruktiven Spiel der Passung ab. Das Streudiagramm einer spielbehafteten Zentrierung mittels Passschrauben unterscheidet sich hingegen grundlegend und wird durch die Anzahl  $P$  der Passschrauben beeinflusst.

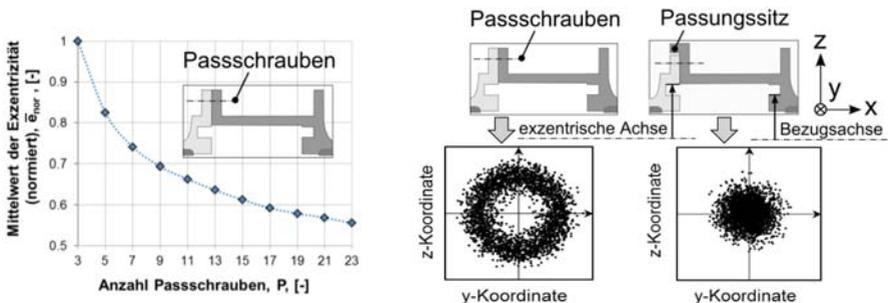


Abbildung 6: Einfluss der Bauweise auf die Exzentrizität der Gehäuseringe

Mit einer zunehmenden Anzahl  $P$  nimmt der Mittelwert der Exzentrizität  $\bar{e}_{norm}$ , der auf die Referenzlösung  $P=3$  normierte mittlere Betrag des Abstandes der Achsen, signifikant ab. Mit Hilfe des charakteristischen Verlaufs der Exzentrizität kann die Anzahl der Passschrauben derart gewählt werden, sodass ein sinnvoller Kompromiss zwischen den sich ergebenden Fertigungskosten und einer wirksamen Begrenzung der Exzentrizität erreicht wird.

### 5.1.1.3 Montageprozesse von Verdichterrotoren

Fertigungsbedingte Abweichungen verursachen eine geometrische Exzentrizität des montierten Rotors (Abbildung 7). Die Folgen sind eine Unwucht des Rotorsystems und asymmetrische TIP-Spalte. Montagemöglichkeiten wurden analysiert und entwickelt, die eine Kompensation der Fertigungstoleranzen ermöglichen. Die Untersuchungen lieferten folgende Erkenntnisse: Der Einfluss der Rotormontage auf Axialspalte ist vernachlässigbar. Die Rotorexzentrizität hingegen wird signifikant beeinflusst. Es konnten Konstruktionshinweise und verbesserte Montageprozesse definiert werden [4,6]. Zudem konnte ein Optimierungstool programmiert werden, das Parameter aus dem Fertigungsprozess als Eingangsgrößen nutzt und beide Optimierungsziele, eine Reduzierung der geometrischen Exzentrizität und eine Verringerung der Unwucht, bedient. Die Scheiben bzw. Trommeln werden basierend auf einem mathematischen Modell relativ zueinander verdreht montiert. Abbildung 7 zeigt den Mittelwert der Exzentrizität  $\bar{e}$  eines vielstufigen Verdichters, normiert auf den Mittelwert der Exzentrizität der Stufe  $L=3$ . Gegenüber der zufälligen Montage und der Montage nach derzeitigen Stand der Technik kann die Rotorexzentrizität signifikant reduziert werden. Ein Antrag wird derzeit in Kooperation mit dem Industriepartner formuliert, um die entwickelte Methodik patentrechtlich zu schützen.

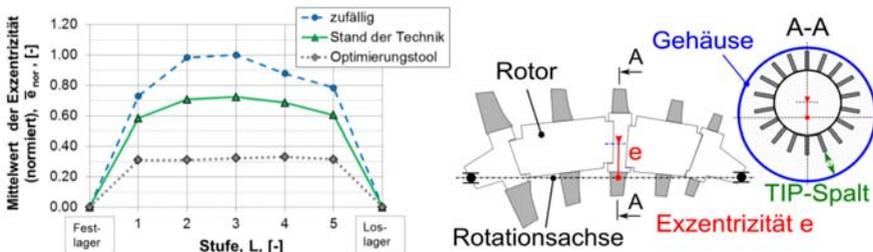


Abbildung 7: Rotorexzentrizität – Einfluss unterschiedlicher Montageprozesse

### 5.1.2 Bauweisenkatalog

Die axiale Toleranzkette wird wesentlich durch das bauweizenspezifische Konzept eines Verdichters beeinflusst. Dies verdeutlicht ein hierarchischer Bauweisenkatalog, dessen Struktur auszugsweise in Abbildung 8 dargestellt ist. Darin sind übergeordnete und konstruktive Bauweisen zu unterscheiden. Konstruktive Bauweisen sind Gestaltungsvarianten funktionaler Elemente oder Bauteile, die zu unterschiedlichen Häufigkeitsverteilungen axialer Spaltmaße führen. Die Bauweise der Zentrierung als funktionales Element eines Ringgehäuses beeinflusst die Exzentrizität und damit die Spaltmaßstreuung (vgl. Abschnitt 5.1.1.2). Das Fertigungsverfahren von Leitschaufelsegmenten mit Innendeckband, als Bauteil der Statorbaugruppe, und die Art der Anbindung einer Laufschaufel, als funktionales Element einer Rotorscheibe oder -trommel, beeinflussen die statistischen Kenngrößen des Axialspalts (vgl. 5.1.1.1).

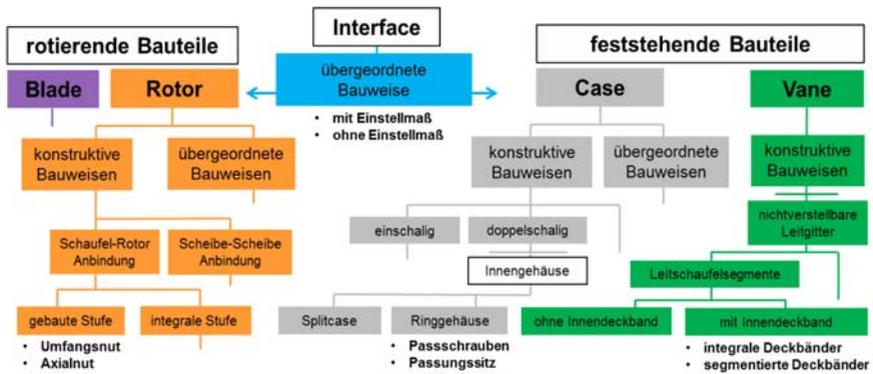


Abbildung 8: Auszug der Struktur des Bauweisenkatalogs

Abbildung 8 bildet die Struktur einer Datenbank ab, welche die einzelnen konstruktiven Bauweisen der funktionalen Elemente und/oder Bauteile beinhaltet. Den tolerierten Merkmalen dieser Bauweisen sind Standardtoleranzen und Standardverteilungsfunktionen zu gewiesen. Zudem sind die bauweisenspezifischen Einflussfaktoren, identifiziert mit den Detailanalysen, dokumentiert. Ein beliebiges Verdichterkonzept kann aus einer Summe der Einzelbauweisen aufgebaut werden. Da die Häufigkeitsverteilungen der Merkmale dokumentiert sind, bildet der Bauweisenkatalog die Datenbasis der statistischen Toleranzanalyse. Zudem dokumentiert dieser die bauweisenspezifischen Möglichkeiten zur Entwicklung „toleranztoleranter“ Konzepte und bündelt damit die Erkenntnisse der Detailanalysen.

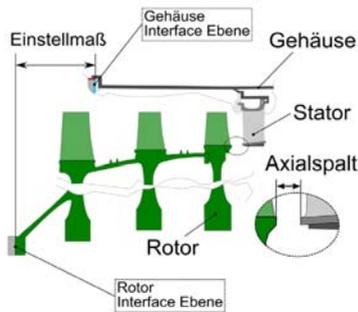


Abbildung 9: Einstellmaß als übergeordnete Bauweise eines Verdichters

Neben den konstruktiven beeinflussen übergeordnete Bauweisen die Spaltweiten. Übergeordnete Bauweisen legen die Führung der Toleranzanalyse fest und bestimmen somit die innerhalb der Toleranzkette eines Spaltes wirksamen Einzelabweichungen auf Bauteilebene. Ein einfaches Beispiel stellt ein Einstellmaß zwischen Rotor- und Gehäuse-Interface dar. Mithilfe einer Einstellmöglichkeit kann die Anzahl der Beitragsleister innerhalb der Toleranzkette signifikant reduziert werden. In der erarbeiteten Datenbasis sind mehr als 50 konstruktive und übergeordnete Bauweisen erfasst.

### 5.1.3 Statistische Toleranzanalyse – Spaltanalysen und Konzeptskizze

Detailstudien zeigen den dreidimensionalen Charakter der Toleranzkette. Die Vielzahl der Leitschaufelsegmente und je nach Rotorbauweise die Anzahl der Laufschaufeln einer Verdichterstufe führen zu inakzeptablen Ergebnissen der 2D-Betrachtungsweisen. Die Wahrscheinlichkeit des Anstreichens relativ zueinander beweglicher Bauteile ist hierbei unkalkulierbar. Die 3D-Modelle der Detailstudien sind zur Vorauslegung aufgrund des Modellierungsaufwands und der Rechenzeit ungeeignet. Solche Modelle einer Verdichterstufe können mehrere Tausend Geometrielemente enthalten. Zudem sind für jede der Leit- und Laufschaufeln die 3D-Kontaktbedingungen zu den angrenzenden Gehäuse- und Rotorbauteilen zu definieren. Mit Hilfe der Erkenntnisse aus den Detailstudien konnten reduzierte Modelle abgeleitet werden. Darin wird der Minimalspalteffekt infolge der Beschulung näherungsweise durch Ersatzmodellierungen abgebildet.

Abbildung 10 zeigt das Konzept zur Spaltauslegung. Mittels den Erkenntnissen der Detailstudien und den verfügbaren Bauweisenportfolio können Verdichterkonzepte aufgebaut werden. Definierte Modellierungsmethoden führen zu Verdichter-Konzeptmodellen. Die Datenbasis, die Standardverteilungen der Merkmale, bildet der Bauweisenkatalog. Eine sogenannte HLM-Simulation führt zum prozentualen Einfluss der tolerierten Merkmale auf die Spaltweiten, den Beitragsleisteranteil der einzelnen Toleranzen [12]. Ein programmiertes Post-processing-Tool liefert automatisiert eine Darstellung der Ergebnisse entsprechend Abbildung 10. Auf der Abszisse sind die Beitragsleister aufgelistet. Die Ordinate zeigt die prozentualen Auswirkungen der Beitragsleiter auf die einzelnen Spaltmaße farblich unterschieden. Eine solche Aufbereitung der Ergebnisse ist für eine zielgerichtete Optimierung unverzichtbar. Mithilfe der Beitragsleisteranteile können die Einzeltoleranzen der Verdichterkonzepte gezielt optimiert werden: Toleranzen mit geringem Einfluss können aufgeweitet und solche mit signifikanten Einfluss eingeschränkt werden. MC-Analysen auf Basis der optimierten Toleranzwerte und -verteilungen führen zu den Verteilungen der Spaltmaße. Diese ermöglichen eine Dimensionierung der Spaltweiten. Somit können die Konzepte hinsichtlich der Kosten, der Baulänge und des Gewicht bewertet und verglichen werden.

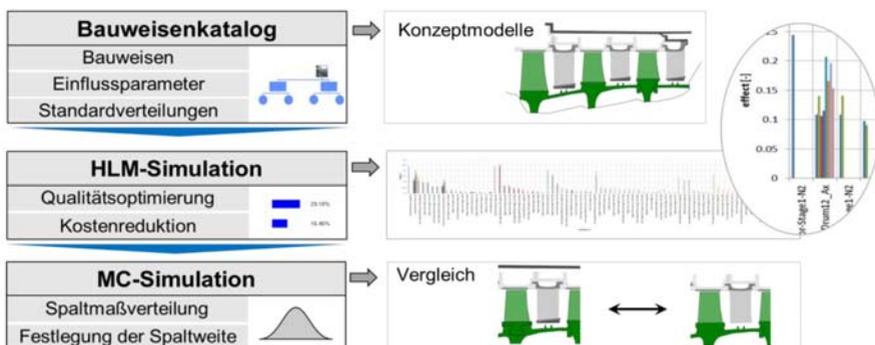


Abbildung 10: Konzeptskizze der statistischen Toleranzanalyse

## 5.2 Arbeitspaket 2: TIP-Spaltverhalten

### 5.2.1 Verdichterbauweisen

Zunächst wurden unterschiedliche Bauweisen hinsichtlich der spaltbeeinflussenden Randbedingungen qualitativ bewertet. Ergebnis der Bewertung sind Rotor- und Gehäusebauweisen, die sich qualitativ im transienten Dehnungsverhalten bzw. hinsichtlich der thermischen Trägheit und/oder im Dehnungsverhalten infolge von Fliehkräften unterscheiden. Entsprechend dem Arbeitspaket 1 wurde ein hierarchischer Bauweisenkatalog erarbeitet. Innerhalb des Arbeitspakets 2 sind Bauweisen als Konstruktionsvarianten definiert, die zu einem unterschiedlichen transienten TIP-Spaltverhalten führen. Der Bauweisenkatalog dokumentiert demnach die konstruktiven Möglichkeiten zur Beeinflussung des transienten TIP-Spalt.

### 5.2.2 Konzeptskizze/Prozess zur TIP-Spaltbewertung in der Vorauslegung

Gehäuse- und Rotorkonzepte unterscheiden sich grundlegend in den konstruktiven Freiheitsgraden zur Beeinflussung des TIP-Spalt. Ein Rotorkonzept erfordert bei einem gegebenen Lastzyklus eine bestimmte Geometrie, um den strukturmechanischen Anforderungen genügen zu können. Somit ist die Schaufelspitzenverschiebung des spannungsoptimierten Rotors unveränderlich und kann nur durch konzeptionelle Änderungen beeinflusst werden. Ein Rotorkonzept besteht aus einer Summe konstruktiver Bauweisen und einem bestimmten sekundären Luftsystem, das folgend als funktionale Bauweise bezeichnet wird. Ein entwickeltes Tool ermöglicht die Vorhersage der rotorseitigen Verschiebung unterschiedlicher konstruktiver Bauweisen. Das Konzept der Rotorbelüftung wird als Eingangsgröße des Modells durch die entsprechenden thermischen Randbedingungen des Luftsystems abgebildet. Nach Abbildung 11 können mithilfe des Tools verschiedene Rotorkonzepte analysiert werden. Die Eingangsgrößen, die Geometrie sowie die Randbedingungen des Heißgaskanals und des sekundären Luftsystems sind aus ersten Festigkeits- und Thermalanalysen bekannt.

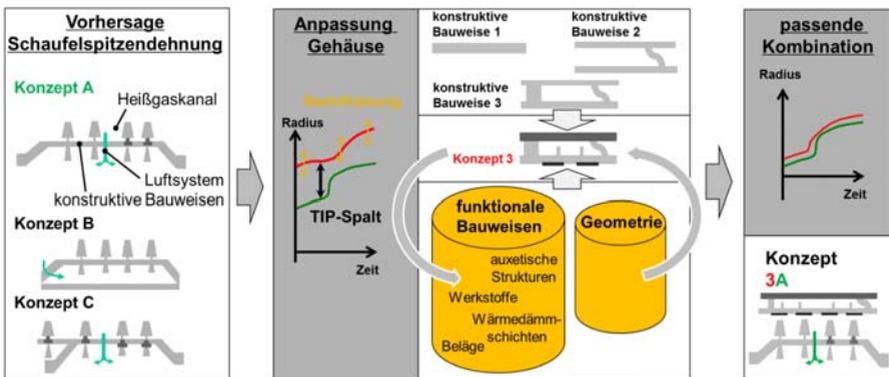


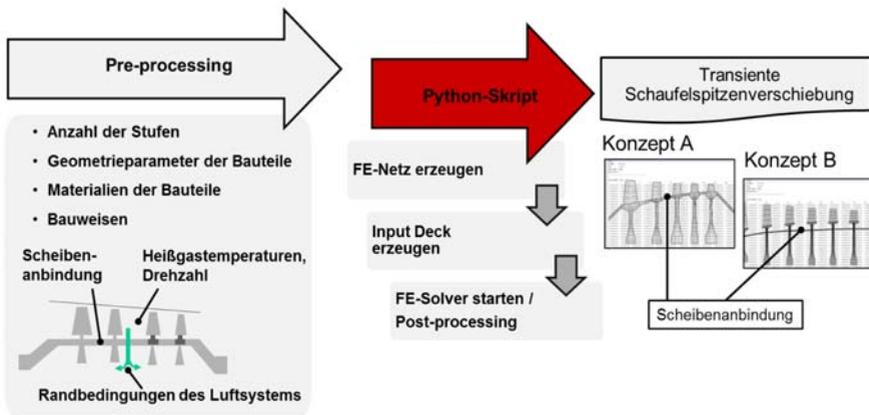
Abbildung 11: Konzeptskizze der FE-basierten Optimierung des transienten TIP-Spalt unter Zuhilfenahme etablierter und neuartiger Bauweisen

Die Auslegung eines dehnungsoptimierten Gehäusekonzepts erfordert die Kenntnis der Schaufelspitzenverschiebungen. Mithilfe der berechneten rotorseitigen Verschiebungen können entsprechende Gehäusekonzepte den vorgegebenen Rotorkonzepten angepasst werden. Hierfür werden FE-basierte Template-Modelle der konstruktiven Gehäusebauweisen zur Verfügung gestellt. Beispiele konstruktiver Bauweisen nach Abbildung 11 sind einschalige und doppelschalige Gehäuse mit einseitig oder beidseitig abgehängten Innenringen. Mittels funktionaler Bauweisen und Geometrievariationen kann die radiale Dehnung der konstruktiven Gehäusekonzepte an die Dehnungscharakteristik der jeweiligen Rotorkonzepte angepasst werden. Beispiele funktionaler Bauweisen sind Wärmedämmschichten, bestimmte Werkstoffe und/oder Werkstoffkombinationen. In FE-Simulationsmodellen können die konstruktiven Gehäusebauweisen iterativ mittels der funktionalen Bauweisen zu Gehäusekonzepten ergänzt und analysiert werden. Ziel ist die bestmögliche Anpassung der Gehäusekonzepte an das Dehnungsverhalten des Rotors.

Im Rahmen einer Evaluierung können die Verdichterkonzepte, eine Paarung der Rotor- und Gehäusekonzepte, hinsichtlich der Zielgrößen hoher Wirkungsgrad und ausreichender Pumpgrenzenabstand bewertet werden. Hierfür ist das Verhältnis von der Spaltweite zu Schaufelhöhe heranzuziehen [10]. Das Konzept, welches das größte Potential zur Erreichung der Zielgrößen bietet, kann ausgewählt werden.

**5.2.3 FE-basiertes Simulationstool**

Nach Abbildung 11 steht die Kenntnis der Schaufelspitzenverschiebung in der Spaltauslegung an vorderster Stelle. Dessen Vorhersage ermöglicht ein entwickeltes Tool basierend auf einem parametrisierten FE-Modell. Im Rahmen der Modellbildung wurden die erforderlichen Parameter zur Beschreibung der Geometrie derart reduziert, dass die TIP-Spaltverschiebung ausreichend genau bei einer möglichst geringen Rechenzeit und einem hohen Automatisierungsgrad wiedergegeben werden kann. Abbildung 12 stellt den Ablauf der TIP-Spaltvorhersage dar.



**Abbildung 12: Prozess zur Bestimmung der Schaufelspitzenverschiebung**

Der Benutzer gibt in einer Eingabedatei den erforderlichen Datensatz zur Spaltberechnung vor. Dieser besteht aus der Anzahl der Verdichterstufen, den Geometrieparametern und Materialien der einzelnen Bauteile, sowie bauweisenspezifischen Angaben und einem Datensatz zur Beschreibung des transienten Lastzyklus. Parametrisierte Datensätze zur Beschreibung der Scheibengeometrie, der Schaufelgeometrie und der Geometrie der Scheibenanbindung bilden die Geometrieparameter. Der Lastzyklus wird durch die Drehzahl, die thermischen Randbedingungen des sekundären Luftsystems sowie den Heißgastemperaturen im Ringraum zeitabhängig beschrieben. Zudem können bauweisenspezifische Angaben, wie beispielsweise die Art der konstruktiven Gestaltung der Scheibenanbindung berücksichtigt werden.

Zentrales Element des entwickelten Tools ist ein Python-Skript. Dieses greift auf die Inputparameter zu, erstellt die Geometrie und vernetzt diese vollautomatisiert. Anschließend wird ein sogenanntes Inputdeck erstellt, welches alle erforderlichen Eingangsdaten zur Berechnung beinhaltet. Der FE-Solver wird gestartet und die Ergebnisdatei erzeugt. Ein integriertes Post-processing-Tool liest die Ergebnisdatei aus und schreibt die transienten Schaufelspitzenverschiebungen der einzelnen Verdichterstufen als Ausgangsgröße in eine Datei. Der Benutzer des Tools kommt somit mit der eigentlichen FE-Berechnung nicht in Berührung.

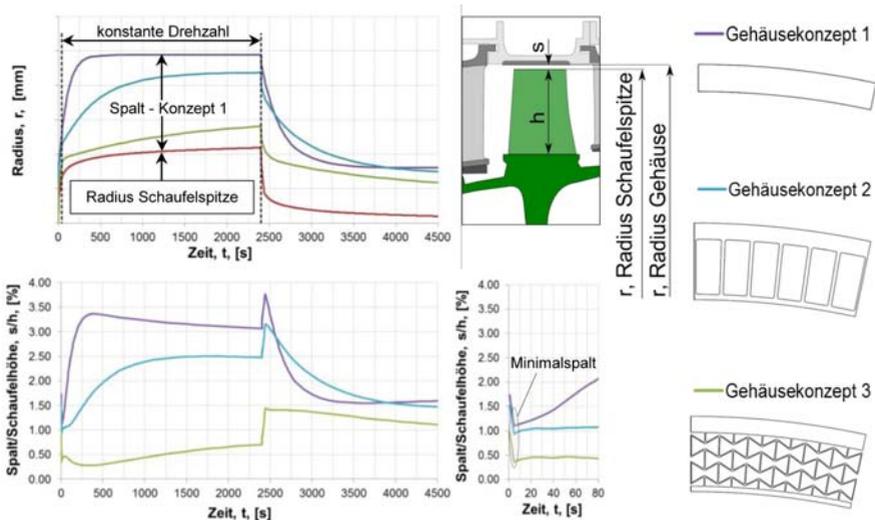
Zur Vorhersage der gehäuseseitigen Dehnung wurden FE-Template-Modelle unterschiedlicher konstruktiver Bauweisen aufgebaut. Mithilfe eines kommerziellen FE-Tools kann der Benutzer manuell die funktionalen Bausteine zur TIP-Spaltbeeinflussung integrieren (vgl. Abbildung 11). Eine Automatisierung der Modelle mit funktionalen Elementen als Eingangsgrößen entsprechend Abbildung 12 ist machbar.

#### 5.2.4 Evaluierung des TIP-Spaltverhaltens unterschiedlicher Bauweisen

Die Methodik zur Spaltauslegung nach Kapitel 5.2.2 wurde anhand eines Referenzzyklus demonstriert. Der analysierte Zyklus setzt sich aus einem Anfahren, dem Betrieb bei konstanter Auslegungsdrehzahl und einem Herunterfahren der stationären Gasturbinen zusammen. Mithilfe des programmierten Tools wurde die Schaufelspitzenverschiebung eines Rotorkonzeptes berechnet. Abbildung 13 zeigt die zeitabhängige radiale Verschiebung der Schaufelspitze einer Verdichterstufe und die korrespondierenden radialen Dehnungen unterschiedlicher Gehäusekonzepte. Drei Konzepte mit identischen Massen und nominalen Gehäuseradien wurden analysiert und bewertet: Ein einschaliges und ein dopschaliges Gehäuse, die sich demnach hinsichtlich der konstruktiven Bauweisen unterscheiden. Das dritte Konzept entsteht durch die Integration einer auxetischen Struktur als funktionale Bauweise in einem dopschaligen Gehäuse.

Im Falle eines einschaligen Gehäuses zeigt das Verdichterkonzept die allgemein bekannte Charakteristik des auf die Schaufelhöhe normierten TIP-Spalts. Die zeitliche Zunahme der Drehzahl bewirkt eine schlagartig größer werdende radiale Dehnung des Rotors. Der entstehende Minimalspalt verdeutlicht, dass der stationäre Spalt und damit der Wirkungsgrad einer Gasturbine durch den Anfahrprozess entscheidend beeinflusst werden. Nach dem Erreichen der konstanten Drehzahl, die durch die Netzfrequenz vorgegeben wird, bedingen instationäre Temperaturfelder ein zeitabhängiges Dehnverhalten. Das schnelle thermische Ansprechverhalten der Gehäusestruktur führt zu einer Spaltöffnung. Folglich sinkt der Pumpgrenzenabstand. Die Gefahr von Strömungsinstabilitäten steigt an. Die hohe thermische Trägheit der Rotorstruktur bedingt bei einem konstanten Gehäuseradius

einen kleiner werdenden Spalt. Nach einer gewissen Zeit stellt sich eine annähernd konstante Spaltweite ein, die den Wirkungsgrad der stationären Gasturbine maßgebend beeinflusst. Das Spaltverhalten beim Abfahren der Gasturbine kann Analog erklärt werden. Der TIP-Spalt des Verdichterkonzepts 2 fällt sowohl im transienten als auch im stationären Bereich geringer aus. Somit kann durch die doppelschalige Bauweise der stationäre Wirkungsgrad deutlich verbessert werden und die Pumpgefahr reduziert werden. Das Gehäusekonzept 3 zeigt das Potential einer Bauweisenoptimierung in der Verdichterauslegung: Durch eine intelligente Konstruktion steht ein hoher Wirkungsgrad und ein ausreichender Pumpgrenzenabstand nicht im Widerspruch zur Schnellstartfähigkeit einer Gasturbine.



**Abbildung 13: Transientes Spaltverhalten im Rahmen der konzeptionellen Bewertung einer stationären Gasturbine anhand eines Referenzzyklus**

Neuartige Fertigungsverfahren ermöglichen die Integration von auxetischen Strukturen in Gehäusekonzepte zur Verbesserung des TIP-Spaltverhaltens [3]. Gemäß Abbildung 13 muss unter Berücksichtigung des instationären Betriebsbereichs stets ein Mindestspalt vorhanden sein, um fertigungsbedingte Abweichungen von der Nominalgeometrie kompensieren zu können. Die innerhalb des Arbeitspaktes 1 entwickelten Methoden können auf Radialspalte übertragen werden. Zur Spaltauslegung sind die permanent wirkenden statistischen Abweichungen auftrittskonsistent mit den Verformungen zu überlagern [8].

### 5.3 Zusammenfassung und Ausblick

Die entwickelten Methoden schaffen die Grundlage zur Anwendung statistischer Toleranzanalysen im industriellen Umfeld. Die Toleranzverteilungsfunktionen bilden innerhalb der Methoden das firmenspezifische Know-How zur abgesicherten Anwendung. Im Rahmen des Projekts standen nur begrenzte Daten aus Serienerfahrungen zur Verfügung. Eine Validierung zeigte, dass die Häufigkeitsverteilung von Spaltmaßen durchaus ohne eine

detaillierte Kenntnis der Toleranzverteilungsfunktionen ausreichend genau vorhergesagt werden kann. Generell gilt: Je mehr Einzeltoleranzen in der Toleranzkette im Eingriff sind, desto geringer ist der Einfluss einzelner Ausreißer, deren Häufigkeitsverteilungen von den angenommenen Verteilungen abweichen. Sensitivitätsstudien zeigten den Einfluss charakteristischer, nicht-normalverteilter Merkmale auf die Spaltmaßverteilungen. Vor allem Mittelwertverschiebungen innerhalb der Toleranzzonen können die Spaltweiten kritisch beeinflussen. Der Effekt kann allerdings durch konservative Ersatzverteilungen der Ausreißer, einer Rechteck- oder Extremwertverteilung, kompensiert werden. Um die entwickelten Methoden abgesichert anwenden zu können, ist demnach mithilfe der firmenspezifischen Serienerfahrung eine solide Datenbasis aufzubauen. Die daraus ableitbaren Verteilungsfunktionen der Merkmale sind als Eingangsgrößen der Toleranzanalyse anzusetzen. Für Merkmale, deren Verteilungen nicht bekannt sind oder nur mit großen Unsicherheiten bestimmt werden können, sind konservative Ersatzverteilungen anzusetzen.

Eine Methodik zur Vorhersage des transienten TIP-Spaltverhaltens in der Vorauslegungsphase konnte implementiert werden. Hierfür wurde ein automatisiertes Tool zur Vorhersage der Schaufelspitzenverschiebung programmiert. Die Abbildung der gehäuseseitigen Verschiebungen basieren auf FE-Template-Modellen. Ein Automatisierungsgrad entsprechend der rotorseitigen Dehnungsberechnung kann nach selbiger Methodik erreicht werden. Eine wesentliches Schlüsselmerkmal der Rotor- und Gehäuseberechnung bleiben die thermischen Randbedingungen des sekundären Luftsystems. Diese Eingangsgrößen sind innerhalb der Vorauslegung nur mit gewissen Unsicherheiten bekannt. In Parameterstudien wurden diese Randbedingungen ausgehend von einer Referenzlösung variiert und die Auswirkungen auf die transiente TIP-Spaltverschiebung untersucht. Aus solchen Studien kann abgeleitet werden, welche Streuungen der Randbedingungen zu welchen Unsicherheiten in der Spaltanalyse führen. Unter Kenntnis der prozentualen Unsicherheiten der Randbedingungen in Abhängigkeit vom Zeitpunkt im Entwicklungszyklus kann abgeschätzt werden, in welcher Phase der Auslegung eine TIP-Spaltbewertung zu ausreichend genauen Ergebnissen führt. Diese Einschätzung, die auf dem firmenspezifischen Know-How der Gasturbinenhersteller basiert, ist entscheidend für die effiziente Nutzung des Tools und damit für eine effektive Bauweisenoptimierung beginnend in der Vorauslegung.

## **6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag**

Die gemäß Projektplan angedachte 2D-basierte Vorgehensweise der Toleranzanalyse wurde im Laufe des Projekts verworfen. Ein generelles Modellierungsproblem wurde bei der Anwendung des spezifischen Ansatzes identifiziert. Diese Problematik rührt nicht aus der reduzierten 2D- Betrachtung selbst, sondern vielmehr aus der Verwendung des spezifischen Analysetools. Um den erforderlichen Detaillierungsgrad der Analysemodelle festlegen zu können, wurden neue 2D-Modelle, um das Modellierungsproblem zu umgehen, und detaillierte 3D-Simulationsmodelle aufgebaut [1]. Es konnten wesentliche 3D-Effekte identifiziert werden, die das Ergebnis einer 2D- Analyse in Frage stellen (vgl.5.1.1.1). Mittels der gewonnenen Erkenntnisse wurden vereinfachte Modelle, die den Anforderungen der Vorauslegung gerecht werden, abgeleitet. Das Einschlagen eines neuen, vom Projektantrag abweichenden Lösungswegs der Modellbildung führte vorläufig zu Abweichung vom Terminplan.

Zur Vorhersage des transienten Schaufelspitzenpaltes wurde entgegen der Planung ein FE-basierter Ansatz herangezogen. Diese Methodik zeigte als einzige der angedachten Modellvorstellungen das Potential zur Auflösung bauweisenspezifischer Effekte und Geometrievierungen hinsichtlich des transienten Spaltverhaltens. Die reduzierten FE-Modelle konnten mittels Vergleichsrechnungen verifiziert werden.

Die definierten Ziele der Arbeitspakete 1 und 2 wurden erreicht. Das Teilprojekt begann am 1.4.2009 und wurde zum Ende des beantragen Bewilligungszeitraums, am 31.3.2012 abgeschlossen.

## **7 Publikationen und Patente**

### **7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen**

#### **7.1.1 Begutachtete Publikationen**

- [1] Weihard, S., Wittmer, J., Hupfer, A., Kau, H.-P.: Statistische Toleranzeffekte am statorseitigen Axialspaltufer von Turboverdichtern. DGLR-Paper, Berlin (2012)
- [2] Weihard, S., Hupfer, A., Kau, H.-P.: Statistical Impact of Manufacturing Tolerances on Axial Gaps between Vane Segments and the Rotor of Axial Flow Turbo-Compressors. ASME Turbo Expo 2013, Texas, USA (2013)
- [3] Rockel, D., Weihard, S., Hupfer, A., Kau, H.-P.: Numerical Investigation of an Additively Manufactured Compressor Casing: The Effect of Auxetic Structures on the Tip Clearances. ASME Turbo Expo 2013, Texas, USA (2013)
- [4] Weihard, S., Wittmer, J., Hupfer, A., Kau, H.-P.: Reduction of Rotor Eccentricity Using Improved Assembly Processes. 21th ISABE Conference, Busan, Korea (2013)

#### **7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen**

- [5] Weihard, S., Hupfer, A., Kau, H.-P.: Statistischer Ansatz zur Berücksichtigung von Fertigungstoleranzen in der Axialspaltauslegung von Turboverdichtern. 4. Dresdner-Probabilistik-Workshop, TU Dresden (2011)
- [6] Weihard, S., Hupfer, A., Kau, H.-P.: Untersuchungen zum Einfluss von Montageprozessen auf die Rotorexzentrität basierend auf statistischen Modellvorstellungen. 5. Dresdner-Probabilistik-Workshop, TU Dresden (2012)

### **7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte**

Es wurden keine Publikationen in Kooperation mit anderen Teilprojekten eingereicht.

### 7.3 Weitere Publikationen

- [7] Fischer, B. R.: Mechanical Tolerance Stackup and Analysis. ISBN: 0-8247-5379-8, New York (2004), S. 61
- [8] Hain, K., Ebert, E., Waldner, D.: Methode zur gesamtheitlichen, interdisziplinären Spiele- & Spalte-Analyse bei Flugtriebwerken. DGLR-2003-007, DGLR Jahrestagung, München (2003)
- [9] Nigam, S., Turner, J.: Review of statistical approaches to tolerance analysis. Computer-Aided Design (1995), Vol. 27, S.6-15
- [10] Schmücker, J., Schäffler, A.: Performance Deterioration of Axial Compressors due to due to Blade Defects. AGARD PEP Symposium on Erosion, Corrosion and Foreign Object Damage Effects in Gas Turbines, AGARD-CP-558, Rotterdam, Niederlande (1994)
- [11] Scholz, F.: Tolerance Stack Analysis Methods – A Critical Review. ISSTECH-95-021 Boeing Information & Support Services, November (1995)
- [12] Stockinger, A.: Computer Aided Robust Design – Verknüpfung rechnergestützter und virtueller Fertigung als Baustein des Toleranzmanagments. Dissertation, Universität Erlangen (2011), S.54
- [13] Stumvoll, A., Wittmer, J., Kau, H.-P.: Spoke Centering Eccentricity - Statistical Tolerance Analysis. ISROMAC12-2008-20025, 12th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaii, Februar (2008)
- [14] Stumvoll, A., Kau, H.-P.: Investigation in the Eccentricity of Spoke Centered Turbomachinery Components. GT2008-51066, ASME Turbo Expo 2008, Berlin, Juni (2008)
- [15] Stumvoll, A.: Methoden statistischer Toleranzanalyse bei der Entwicklung von Turbomaschinen. Dissertation, Lehrstuhl für Flugantriebe, TU München (2009)

### 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Derzeit wird in Kooperation mit der MTU Aero Engines GmbH ein Patentantrag erarbeitet. Es soll eine entwickelte Methodik zur signifikanten Reduzierung der geometrischen Rotorextrizität und der Verbesserung der Wuchtgüte des Rotors patentrechtlich geschützt werden (vgl. Abschnitt 5.1.1.3).

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

- |             |   |
|-------------|---|
| A. Hachmann | Implementierung von Werkzeugen zur standardisierten Ergebnisdarstellung statistischer Toleranzanalysen              |
| M. Müller   | Programmierung von Softwareerweiterungen zur Anpassung eines Analyse-Tools an verdichterspezifische Fragestellungen |

- |             |   |
|-------------|---|
| M. Ivanizky | Validierung des entwickelten Tools zur TIP-Spaltberechnung anhand einer 3D-Analyse eines Verdichterrotors mittels FE-Methoden |
| M. Schulze  | Unterstützung bei der Auswertung von Simulationsergebnissen.  |

## 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

- |                  |   |
|------------------|---|
| S. Runde         | Vergleich des Spaltverhaltens unterschiedlicher Hochdruckverdichter-Bauweisen                                     |
| M. Müller        | Beschreibung der Montageprozesse von Verdichterroren zur computergestützten Toleranzanalyse ausgewählter Merkmale |
| S. Torhorst      | Untersuchung der Toleranzsensitivität eines Leitschaufelsegments  |
| D. Kalwar        | Untersuchung der Exzentrizität mittels Passschrauben zentrierter Gehäuseringsegmente                              |
| F. Kern          | Generative Fertigungsverfahren: Entwicklung neuartiger Gehäusekonzepte zur Verbesserung des TIP-Spaltes           |
| A. Märli         | Parametervariation an Scheiben  |
| M. Reiff         | Entwicklung eines Tools zur Scheibenvorauslegung von Turbomaschinen   |
| P. Prussas       | Bauweisen stationärer Gasturbinen   |
| C. Kendall-Torry | Untersuchung des Einflusses der Radialspaltmodellierung bei Axialverdichtern auf CFD-Berechnungsergebnisse        |

## 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

- |             |   |
|-------------|---|
| J. Krick    | Parameterstudie zur Vorhersage der transienten Schaufelspitzenverschiebung  |
| A. Hachmann | Optimierung des Radialspaltverhaltens einer Verdichterstufe unter Verwendung generativ gefertigter, auzetischer Innenstrukturen |
| A. Donciuc  | Erstellung und Validierung eines Gehäusemodells zur Vorauslegung des Schaufelspitzenspalts                                      |
| D. Hofmann  | Vergleich verschiedener Versuchspläne am Beispiel konkreter Bauteile  |
| S. Halama   | Strukturmechanische Untersuchung von Innenstrukturen zur Beeinflussung des Radialspaltverhaltens eines Verdichtergehäuses       |

## 8.4 Promotionen

- |             |   |
|-------------|---|
| A. Stumvoll | Methoden statistischer Toleranzanalyse bei der Entwicklung von Turbomaschinen |
|-------------|---|

Alexander Stumvoll schloss seine Promotion 2009 erfolgreich ab. Er bearbeitete das Teilprojekt GT4 im Rahmen der ersten Phase des Forschungsvorhabens KW21. Stefan Weirhard ist nach bestandener Eignungsprüfung auf der Promotionsliste der Fakultät Maschinenwesen der TU München eingeschrieben. Die angestrebte Dissertation soll auf den Ergebnissen des Teilprojekts BY 12GT basieren.

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

COORETEC            AG Turbo 1.1.6b: Effiziente Laufschaufelgestaltung mit Gehäusestrukturierung  
AG Turbo 1.2.2: Numerische Untersuchungen zu Hub Treatment für Cantilever-Statoren

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

Antragsstellungen sind derzeit nicht geplant.

## Arbeitskreis Turbokomponenten für Gasturbinen

### Projekt: BW L 36GT

## Optimierung von Axialdiffusoren in Gasturbinen für GuD-Anlagen

Projektleiter:	Prof. M. Casey, D.Phil. Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium Universität Stuttgart
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. Silke Volkmer
Finanzierung:	Ministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst Baden-Württemberg

## 1 Ausgangssituation

Moderne Gas-und-Dampf-Kraftwerke (GuD-Kraftwerke) vereinen die Begriffe Wirtschaftlichkeit, Effizienz und Umweltfreundlichkeit. In GuD-Anlagen dient die Gasturbine als Wärmequelle für den nachgeschalteten Abhitzekeessel, der als Dampferzeuger für die Dampfturbine verwendet wird. Diese Kombination beider Prozesse führt zu einer deutlichen Erhöhung des Gesamtanlagenwirkungsgrades auf mittlerweile bis zu über 60 %. Dies führt neben der relativ geringen  $\text{CO}_2$ -Intensität des Energieträgers Erdgas im Vergleich zu anderen fossilen Brennstoffen zu niedrigen  $\text{CO}_2$ - und Stickoxid-Emissionen. Ein weiterer Vorteil ist die hohe Flexibilität hinsichtlich kurzer Anfahrzeiten und Laständerungen, was u. a. dazu geführt hat, dass GuD-Anlagen mittlerweile nicht nur für den Spitzenlastbereich, sondern auch im Mittellast- und sogar im Grundlastbereich eingesetzt werden.

Die zunehmende Verwendung von Gasturbinenanlagen führt somit zu einem steigenden Interesse an der Wirkungsgradoptimierung dieser Anlagen. Dabei kommt dem Abgasdiffusor neben den Baugruppen Turbine, Verdichter und Brennkammer eine immer größere Bedeutung zu. Er stellt das verbindende Element zwischen Gasturbine und Abhitzekeessel dar und wandelt die am Turbinenausstritt vorhandene kinetische Energie in einen statischen Druckanstieg um. Dadurch kann aufgrund des von der Umgebung bzw. vom Abhitzekeessel aufgeprägten Drucks am Diffusorausstritt der Turbinenausstrittsdruck gesenkt werden. Dies erhöht die Enthalpieumsetzung und die Leistung der Turbine und somit auch den gesamten thermischen Wirkungsgrad der Gasturbinenanlage. Somit ist ein detailliertes Verständnis der Strömungsphänomene innerhalb eines Diffusors für effiziente Gasturbinenanlagen unabdingbar.

Die Bereitstellung von geeigneten Simulationsmodellen zur einfachen Diffusorauslegung ist neben der Optimierung der Gasturbinen-Diffusoren zur Gesamtwirkungsgradsteigerung mit einem enormen wirtschaftlichen Potential verbunden. Für die Diffusorauslegung sind bisher noch keine hinreichenden numerischen Verfahren und Validierungsdaten vorhanden. Auslegungsdiagramme existieren meist nur für verhältnismäßig einfache Diffusorgeometrien, ohne die Komplexität der durch das Konstruktionsprinzip großer GuD-Anlagen bedingten Geometrieformen für den Diffusor und die speziellen Strömungszustände stromab von Gasturbinen zu berücksichtigen.

### 1.1 Betriebsverhalten und Strömungsphänomene

Generell werden Strömungskanäle, die durch ihre geometrische Form die Strömung verzögern und statischen Druck aufbauen, als Diffusoren bezeichnet. Die Verzögerung tritt bei Kraftwerksdiffusoren typischerweise im Unterschallbereich auf und wird somit mit einer Zunahme der Querschnittsfläche erreicht. Zur Beschreibung der Geometrie werden i. A. das Flächenverhältnis  $AR$  (*area ratio*), dem Verhältnis von Austritts- zu Eintrittsfläche, und die dimensionslose Diffusorlänge  $L/DR$  bzw.  $L/h$  (*standardized length*), dem Verhältnis von Länge zu Kanalhöhe am Eintritt von Ringdiffusoren, verwendet.

Bei verzögerter Strömung ist die Neigung zur Strömungsablösung ein generelles Problem. An festen Wänden kommt es aufgrund der Haftbedingung zur Bildung einer Grenzschicht. Durch den Druckaufbau im Diffusor existiert ein axialer positiver Druckgradient in der Außenströmung, der der Grenzschichtströmung aufgeprägt wird. Ist die vorhandene kinetische Energie der Fluidteilchen in der Grenzschicht zu klein um den Druckgradienten zu überwinden, kehrt sich die Strömungsrichtung um und es kommt zu einer Rückströmung in Wandnähe.

Diese Strömungsablösung wirkt zum einen dem Diffusoreffekt aufgrund der Verringerung der durchströmten Querschnittsfläche entgegen. Zum anderen verursachen Ablösegebiete große Verluste. Neben der Geometrie beeinflusst außerdem der Strömungszustand maßgeblich das Ablöseverhalten der Diffusorströmung, was sich sehr stark auf die Leistung des Diffusors auswirkt. Es existiert eine Vielzahl an Veröffentlichungen bezüglich des optimalen Flächenverhältnisses und der optimalen Diffusorlänge bei verhältnismäßig einfachen Diffusorgeometrien, siehe Japikse und Baines [13]. Die Arbeiten von Reneau et al. [15] behandeln geradwandige zweidimensionale Diffusoren und die von Kline et al. [14] konische Diffusoren. Für Untersuchungen von Ringdiffusoren sind v. a. die Arbeiten von Sovran und Klomp [16] und Howard et al. [11] zu berücksichtigen. Zur Beschreibung der Qualität des Diffusors wird als wichtigste Kennzahl der Druckrückgewinn verwendet:

$$C_p = \frac{\Delta \bar{p}_{\text{stat}}}{\bar{p}_{\text{dyn,ein}}} = \frac{\bar{p} - \bar{p}_{\text{ein}}}{\bar{p}_{\text{tot,ein}} - \bar{p}_{\text{ein}}} \quad (1)$$

Er gibt den Teil des am Diffusoreintritt vorhandenen dynamischen Drucks an, der bis zu einer bestimmten Ebene im Diffusor in statischen Druck umgewandelt wird. Es werden in der jeweiligen Ebene gemittelte Drücke verwendet, wobei der Totaldruck massenstrom- und der statische Druck flächengemittelt berechnet wird. Generell wird ein hoher Druckrückgewinn bei geringen Verlusten angestrebt.

## Optimierung von Axialdiffusoren in Gasturbinen für GuD-Anlagen

Sovran und Klomp [16] erstellten Kennfelder für den Drückrückgewinn  $C_p$  in Abhängigkeit vom Flächen- und Längenverhältnis, siehe Abbildung 1. Diese Ringdiffusoren besitzen jedoch nicht nur eine konische Gehäusekontur, sondern auch eine konische innere Nabenkontur (doppelt konvergent). Die Arbeiten von Howard et al. [11] behandeln dagegen u. a. Ringdiffusoren mit konstantem Nabenradius (*straight core annular*) und werden den Ergebnissen von Sovran und Klomp in Abbildung 2 gegenübergestellt. In Abbildung 2 a) ist die Kennlinie für einen optimalen Druckrückgewinn  $C_p^*$  bei konstantem Längenverhältnis und in Abbildung 2 b) für beginnende Strömungsablösung für verschiedene Diffusorarten dargestellt. Es fällt dabei auf, dass die optimale  $C_p^*$ -Kennlinie insbesondere für zwei-dimensionale und ringförmige Diffusoren zum größten Teil im Bereich der beginnenden Strömungsablösung liegt.

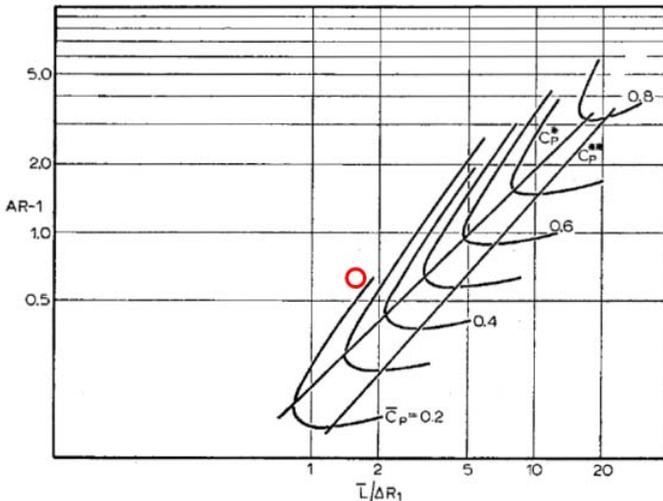
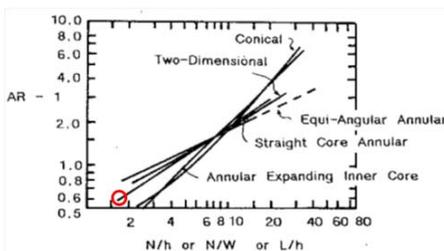
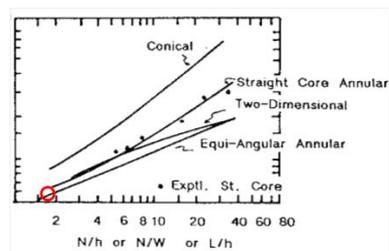


Abbildung 1:  $C_p$ -Kennfeld für (doppel divergente) Ringdiffusoren in Abhängigkeit des Flächen- und Längenverhältnisses  $AR$  bzw.  $L/\Delta R$  mit optimalem  $C_p^*$  für festes  $L/\Delta R$  und optimalem  $C_p^{**}$  für festes  $AR$  von Sovran und Klomp [16]



a) Optimale  $C_p^*$ -Kennlinie für festes  $L/\Delta R$



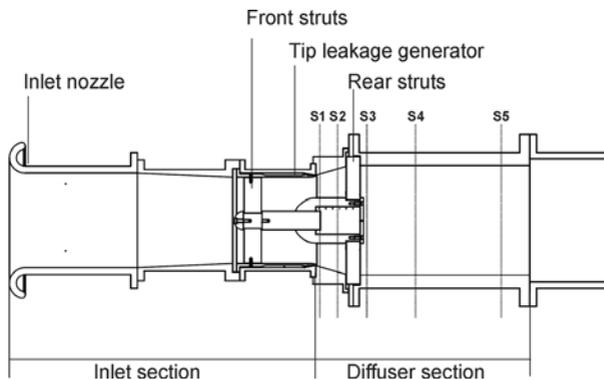
b) Kennlinie für Ablösungsbeginn

Abbildung 2: Kennlinien für a) optimales  $C_p^*$  bei  $L/\Delta R = \text{konst}$  und b) Ablösungsbeginn für verschiedene Diffusorarten nach Howard et al. [11]

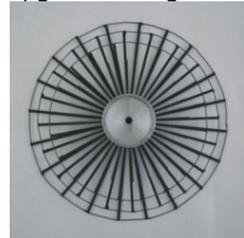
## 1.2 Beschreibung des untersuchten Versuchsdiffusors

Am Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium der Universität Stuttgart kann die Strömung in einem Axialdiffusor an einem generischen Versuchstand untersucht werden, siehe Abbildung 3 a). Im Eintrittsbereich (*inlet section*) wird die Abströmung einer Gasturbine modelliert und im nachfolgenden Diffusorteil (*diffuser section*) die Strömung untersucht. In den fünf Messebenen S1-S5 werden radiale Strömungsprofile in der Mitte zwischen zwei Streben mit Fünf-Loch-Kegelsonden und Hitzfilmsonden gemessen. Außerdem gibt es entlang der Nabe und des Gehäuses Druckmessstellen an unterschiedlichen Positionen in Umfangsrichtung.

a)



b) gehäuselastig



c) nabenlastig



Abbildung 3: a) Axialdiffusorversuchsstand mit Messebenen S1 – S5; b) Widerstandskörper für b) gehäuselastiges und b) nabenlastiges Profil

### 1.2.1 Diffusorgeometrie

In der praktischen Anwendung ist die Diffusorbauform durch das Konstruktionsprinzip von GuD-Anlagen bestimmt. Die in diesem Versuchsstand untersuchte Diffusorgeometrie entspricht dabei der in GuD-Anlagen typischen Bauform. Es handelt sich dabei um einen axialen Diffusor, der zunächst aufgrund des Turbinenlagergehäuses als Ringdiffusor mit einer kreisringförmigen Querschnittsfläche ausgebildet werden muss, siehe Abbildung 3 a). Das Lagergehäuse wird dabei mit einer bestimmten Anzahl Stützstreben im Ringdiffusorbereich fixiert. Der Nabenkörper endet wie in vielen Fällen abrupt, was eine plötzliche Querschnittserweiterung mit einem anschließenden Rezirkulationsgebiet im Inneren des nachfolgenden kreisförmigen Diffusors bewirkt. Der kreisförmige Diffusor kann im Versuchsstand mit einem konischen oder zylindrischen Gehäuse ausgeführt werden. Zusätzlich lässt sich im Versuchsstand am Nabenende eine Nabenverlängerung anbringen. Diese konstruktiv bedingten Besonderheiten der Diffusorgeometrie bewirken zum einen komplexe Wechselwirkungen mit der Diffusorströmung, was die theoretisch einfache Aus-

legung nach vorhandenen Kennfeldern nicht möglich macht. Zum anderen treten Strömungsphänomene wie Ablösung, Wiederanlegen, Rezirkulation, turbulente Mischungsvorgänge usw. auf, die eine Herausforderung für die Strömungssimulation mit adäquaten Modellen bezüglich Rechenaufwand darstellen.

Da sich der Versuchsdiffusor (und Gasturbinen-Diffusoren allgemein) nicht einfach in die oben gezeigten Kennfelder einfügen lässt, kann man ihn zunächst in zwei Teilbereiche trennen: Ring- und Stufendiffusor (plötzliche Querschnittserweiterung). Der Ringdiffusor besitzt ein konisches Gehäuse (*straight core annular*) mit einem relativ großen Öffnungswinkel von 15°, siehe Tabelle 1. In den Diagrammen in Abbildung 1 und Abbildung 2 ist dieser Diffusorteil mit einem roten Kreis markiert. Nach Sovran und Klomp ergibt sich für die entsprechenden Geometriedaten ein  $C_p$ -Wert von 0,2 (Abbildung 1), der unter dem aus den Messdaten ermittelten  $C_p$ -Wert von 0,32 liegt. Es ist hier jedoch zu beachten, dass sich die Zuströmbedingungen und die Diffusorbauforn von Sovran und Klomp (doppel divergent) und dem Versuchsdiffusor (konstanter Nabenradius) unterscheiden. Ein besserer Vergleich kann in Abbildung 2 durchgeführt werden. Der Ringdiffusorabschnitt liegt gerade an der Grenze zum Ablösungsbeginn und dies wird von den Messdaten bestätigt, bei denen am Gehäuse eine Ablösung detektiert werden kann (im Fall mit gleichförmigem Profil ohne Spaltströmung). Nach Abbildung 2 a) besitzt der Diffusor das optimale Flächenverhältnis für diese bestimmte Länge.

Am Beginn des Stufendiffusorabschnitts bzw. am stumpfen Ende der Nabe erfährt die Strömung eine plötzliche Querschnittserweiterung. Dies führt zu einem großen Rezirkulationsgebiet mit großen Verlusten, was mit der Borda-Carnot-Gleichung für inkompressible Fluide beschrieben werden kann. Dabei erhöhen sich die Verluste mit höherer Fluidgeschwindigkeit und größerem Flächenverhältnis der Querschnittserweiterung. Die Verluste im Stufendiffusor können also zum einen durch die Reduzierung der Geschwindigkeit am Nabenende und zum anderen durch Reduzierung des Flächenverhältnisses minimiert werden. Beides kann z. B. durch eine Nabenverlängerung realisiert werden. Dabei wird das stumpfe Ende weiter stromab verschoben, so dass die Geschwindigkeit und das Flächenverhältnis kleiner als bei einer kurzen Nabe sind.

Abschnitt	$L/DR$ bzw. $L/h$	AR	Öffnungswinkel	$C_p$ (Messung)
Ringdiffusor	1,5	1,6	15°	0,32
Stufendiffusor	6,9	1,2	0°	0,48
Ring + Stufe	8,4	2,0	0°	0,62

**Tabelle 1: Geometrische Parameter und mit Messdaten berechneter Druckrückgewinn für den untersuchten Diffusor**

### 1.2.2 Diffusorzuströmung

Zusätzlich zur geometrischen Komplexität wird die Diffusorströmung von dem Zustand des Fluids v. a. am Diffusoreintritt beeinflusst. Die Strömung in derselben Geometrie kann bei unterschiedlichen Betriebspunkten verschiedene Diffusoreffizienzen aufweisen. Die Strömung am Gasturbinenaustritt ist bei verschiedenen Betriebspunkten von unterschiedlichen Einflussfaktoren, wie z. B. dem Geschwindigkeitsprofil sowie der Spaltströmung der letzten Schaufelreihe im gehäusenahen Bereich, Drall, Turbulenz usw., geprägt. Diese

Faktoren ändern sich jedoch gleichzeitig mit dem Betriebspunkt, was die Diffusorauslegung zusätzlich erschwert. Deswegen bietet dieser Versuchsstand die Möglichkeit, viele dieser Faktoren getrennt voneinander zu variieren bzw. den Einfluss zu untersuchen. Eine detaillierte Beschreibung dieser Faktoren findet sich in der Arbeit von Fleige [11].

Im Versuchsstand können u. a. unterschiedliche Betriebspunkte in Bezug auf das radiale Geschwindigkeitsprofil modelliert werden. Ein gehäuselastiges bzw. nabenlastiges Totaldruckprofil der Hauptströmung kann dabei mit einem so genannten Widerstandskörper, der aus einer bestimmt angeordneten Anzahl von Stäben besteht und stromab der vorderen Streben fixiert wird, gebildet werden, siehe Abbildung 3 b) und c). Bei einer gleichförmigen Strömung wird kein Widerstandskörper verwendet. Die Spaltströmung der letzten Schaufelreihe kann mit einer zusätzlichen Spaltstromzufuhr (*tip jet supply*) am Diffusoreintritt (*diffuser inlet*) modelliert werden, siehe Abbildung 3 b). Hervorzuheben ist der mögliche Betrieb mit einer für Gasturbinenabströmungen typischen hohen Machzahl von 0.6 und einer Reynoldszahl von  $1.5 \cdot 10^6$ . Dies erhöht jedoch drastisch den numerischen Aufwand wegen der benötigten feinen Rechenetze im Vergleich zu Untersuchungen bei niedrigeren Reynoldszahlen.

## 2 Projektziele

Ziel des Vorhabens ist es, durch Grundlagenuntersuchungen am Axialdiffusorversuchsstand des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Stuttgart umfassende Validierungsdaten bei verschiedenen Betriebszuständen axialer Diffusoren zu gewinnen und diese in die Ermittlung geeigneter CFD-Modelle für die Diffusorströmung einfließen zu lassen. Hierzu wird auch der Einfluss von Spaltströmung und Zuströmprofil auf die Diffusoreffizienz untersucht. Dabei kommen verschiedene konventionelle Diffusorgeometrien zum Einsatz. In einem weiteren Schritt werden die Auswirkungen unterschiedlicher Nabengeometrien untersucht. Ausgehend von den experimentell und numerisch gewonnenen Ergebnissen werden innovative Diffusorgeometrien entwickelt und mit Hilfe von CFD-Berechnungen bewertet.

### 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen

Der untersuchte Diffusor wurde bezüglich seiner Herausforderungen u. a. anhand der Einordnung in das von Sovran und Klomp erstellte Kennfeld für Ringdiffusoren näher beschrieben, siehe Kapitel 1. Darüber hinaus wurde eine Sensitivitätsstudie für kritische Betriebspunkte mit unterschiedlichen gängigen Turbulenzmodellen durchgeführt (Ergebnisse siehe Kapitel 5.1) um den Einfluss der Turbulenzmodellierung besonders für Betriebspunkte mit Ablösung zu untersuchen.

## 3 Vernetzung

### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Bei der Durchführung dieses Vorhabens fand ein intensiver Austausch mit den Bearbeitern der weiteren KW21-Projekte am Institut statt.

### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

Ein regelmäßiger Erfahrungsaustausch über Messtechnik und CFD an Diffusoren findet mit Mitarbeitern der Universitäten Bochum, Hannover und St. Petersburg und den Unternehmen Siemens und MAN im Rahmen eines Diffusor-Kolloquiums im jährlichen Turnus statt. Weiterhin war das Projekt in die Arbeiten der numerischen Abteilung des ITSM eingebunden. Ein regelmäßiger Erfahrungsaustausch fand auch mit Mitarbeitern anderer CFD-Forscherguppen, sowohl an der Universität Stuttgart als auch im internationalen Umfeld, statt.

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Das erste Arbeitspaket umfasst die Erstellung eines geeigneten CFD-Modells für die Simulation der Diffusorströmung. Dazu wurde der Einfluss von Rechengebiet, Rechengitter, Randbedingungen und Turbulenzmodell auf die Simulationsergebnisse anhand umfassender Sensitivitätsstudien untersucht. Diese Untersuchungen wurden für verschiedene gemessene Betriebspunkte mit unterschiedlichen Eintrittsprofilen, die verschiedene Ablösungstendenzen verursachen, durchgeführt. Darüber hinaus wurde der Einfluss der Eintrittsprofile und Spaltströmung auf das Betriebsverhalten des Diffusors untersucht. Für die Simulationen wurden die Reynoldsgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS-Gleichungen), implementiert in ANSYS CFX [10], verwendet.

Nach der Ermittlung eines geeigneten CFD-Modells wurden verschiedene Diffusorgeometrien modelliert und nachgerechnet. Dabei wurde der Fokus zunächst auf den Einfluss von Nabenverlängerungen gelegt, da aufgrund der sehr hohen Verluste im Rezirkulationsgebiet stromab der Nabe (im Stufendiffusor) hier die größten Einsparpotenziale gesehen werden. Nach der Borda-Carnot-Gleichung können die Verluste in einem Stufendiffusor durch ein kleineres Flächenverhältnis und durch eine niedrigere Geschwindigkeit reduziert werden. Beides wird über eine Nabenverlängerung erreicht. Dabei wurden Nabenverlängerungen für einen Diffusor mit zylindrischem und konischem Gehäuse untersucht. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse wurden dann zur Entwicklung von innovativen Diffusorgeometrien herangezogen. Dabei wurde die Geometrie-Optimierung im Hinblick auf einen hohen Druckrückgewinn bei gleichzeitig niedrigen Verlusten unter Berücksichtigung verschiedener möglicher Betriebspunkte in einer GuD-Anlage durchgeführt.

An dieser Stelle wird lediglich auf die für das Verständnis in den folgenden Kapiteln wichtigen Aspekte in Bezug auf das verwendete CFD-Modell eingegangen, detaillierte Beschreibungen finden sich in den Veröffentlichungen [1] - [3]. Der Eintritt der Hauptströmung ( $Inlet_{main}$ ) liegt dabei stromaufwärts der ersten Messebene S1 und der Nabenerweiterung, siehe Abbildung 4 a). Die erste Messebene S1 liegt in einem Bereich, wo ein Rezirkulationsgebiet möglich ist bzw. die Spaltströmung in der wandnahen Schicht nicht gemessen werden kann und eignet sich somit nicht für den Eintrittsrand des Rechengebietes, siehe Abbildung 4 b). Am Eintritt des Rechengebietes werden das Totaldruckprofil und die Turbulenzintensität so angepasst, dass in der ersten Messebene S1 die Simulationsergebnisse den Messdaten entsprechen.

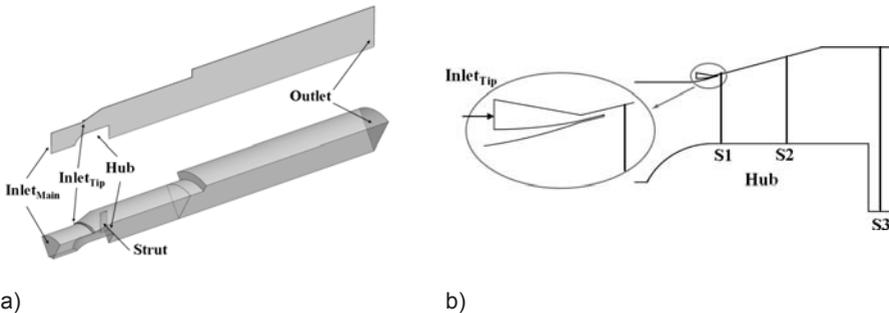


Abbildung 4: a) 2D- und 3D-Rechengebiet; b) Eintritt der Spaltströmung und Ringdiffusorelement mit den Messebenen S1 - S3

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

Es werden zunächst die Ergebnisse der Nachrechnungen von verschiedenen Betriebspunkten (Eintrittsprofile und Spaltströmung) zum einen hinsichtlich der Validierung der CFD-Modelle und zum anderen hinsichtlich des Einflusses auf die Diffusorströmung dargestellt. Diese Ergebnisse wurden auf der ASME Turbo Expo 2010 bzw. im ASME Journal of Turbomachinery [1] und auf der ETC9 [2] veröffentlicht. Die Untersuchung über die Auswirkungen einer Nabenverlängerung auf die Diffusorkenngrößen bei einem Betriebspunkt mit Ablösung am Gehäuse wurde auf der ASME Turbo Expo 2012 präsentiert [3]. Des Weiteren wurden die Nabenverlängerungen auch für andere Betriebspunkte betrachtet und aus den gemachten Erkenntnissen innovative Diffusorgeometrien entwickelt.

### 5.1 Nachrechnung Betriebspunkte mit verschiedenen Eintrittsprofilen

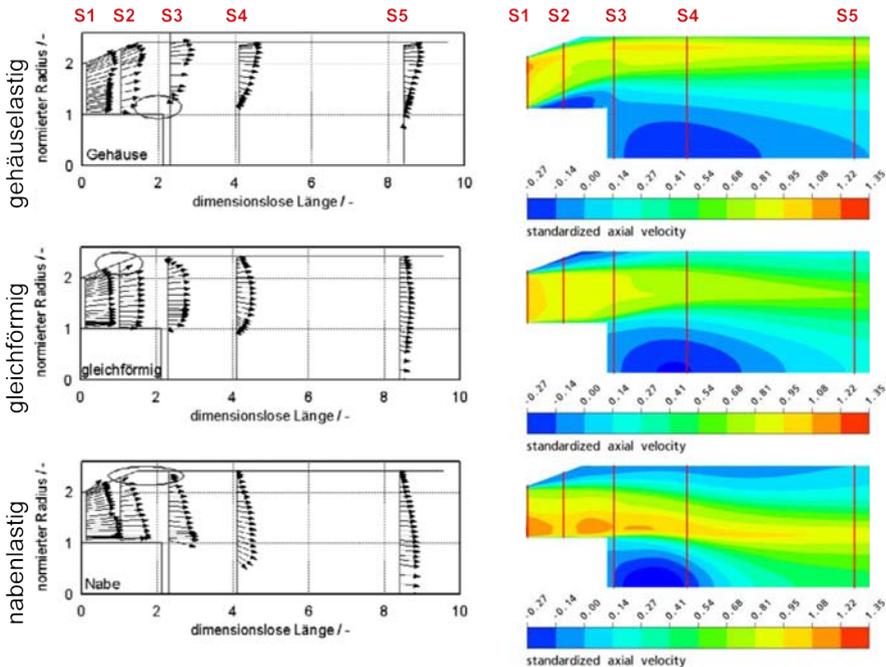
Es wurden Betriebspunkte mit drei verschiedenen Totaldruckprofilen nachgerechnet: gleichförmig („uni“), gehäuse- („tip“) und nabenlastig („hub“). Dabei ergeben sich in der S1-Ebene beim gehäuse- bzw. nabenlastigen Profil aufgrund des verwendeten Widerstandskörpers erhöhte gemessene Turbulenzintensitäten von ca. 2,5 % bzw. 5 % im Gegensatz zu 1 % beim gleichförmigen Profil. In den Simulationen wurden die unterschiedlichen Turbulenzintensitäten und Längenskalen am Eintritt abgeschätzt, um die gemessenen Werte in der ersten Messebene zu treffen.

#### 5.1.1 Validierung der Simulationsergebnisse

Generell stimmen die Tendenzen hinsichtlich der berechneten Ablösungen mit den gemessenen Ergebnissen überein, siehe Abbildung 5. Mit dem Schubspannungstransportmodell (SST) werden diese Ablösegebiete jedoch zu groß berechnet, wodurch die Druckrückgewinne in allen Fällen unterschätzt werden. Der Unterschied im Druckrückgewinn beträgt beim gleichförmigen Profil 0,03 und ist den Fällen mit Widerstandskörper deutlich höher: beim nabenlastigen Profil 0,11 und beim gehäuselastigen Profil sogar 0,15.

Es wurden verschiedene Rechengitter mit 1, 2,5 und 4 Millionen Knoten verwendet und der Unterschied im mit dem mittleren und feinen Gitter berechneten Druckrückgewinn be-

trägt maximal 0,01. Somit ist der Einfluss des Rechengitters deutlich kleiner als die Abweichung von den Messdaten. Um den Einfluss der Turbulenzmodellierung auf die Berechnung der Ablösegebiete zu untersuchen, wurden gängige Zwei-Gleichungs-Turbulenzmodelle verwendet:  $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$ , SST und SST mit zusätzlicher Wideranlegemodifikation (SST-RM). Dabei ergibt sich beim gleichförmigen Profil mit dem  $k-\epsilon$ -Modell ein um 0,04 überschätzter Druckrückgewinn aufgrund eines zu klein berechneten Ablösegebietes im Vergleich zu den Messdaten. Mit den  $k-\omega$ -basierten Modellen werden die Ablösegebiete zu groß berechnet und der Druckrückgewinn dementsprechend unterschätzt. Dabei ist die Differenz im Druckrückgewinn mit dem SST-RM-Modell am geringsten mit 0,02. Diese Ergebnisse entsprechen den Erwartungen [10].



**Abbildung 5: Strömungsfeld mit a) gemessenen Strömungsvektoren und b) berechnete axiale Geschwindigkeitskonturen für verschiedene Eintrittsprofile**

Mit Widerstandskörpern wird dagegen sogar mit dem  $k-\epsilon$ -Modell das Ablösegebiet zu groß und der Druckrückgewinn beim gehäuselastigen Profil um bis zu 0,06 geringer (mit SST-RM 0,14) berechnet. Dieses Verhalten ist untypisch und wird nur in den Fällen mit Widerstandskörper beobachtet. Dies deutet darauf hin, dass in diesen Fällen nicht die Turbulenzmodellierung Ursache für die Abweichungen von den Messdaten ist, sondern große Unsicherheiten bei der Definition der Randbedingungen für die Eintrittsströmung bestehen. Die Diffusorzuströmung ist in diesen Fällen eine Zylinderumströmung (vgl. Abbildung 1), die große Verwirbelungen und turbulente Strukturen verursacht. Dieser Nachlauf

kann nicht über ein gemessenes Totaldruckprofil in nur einer Traverse beschrieben werden, da es sich um ein zweidimensional geprägtes Strömungsbild handelt. Darüber hinaus wird für die vollständige Beschreibung der turbulenten Eigenschaften der Strömung neben der Turbulenzintensität auch noch die Längenskala benötigt, die jedoch nicht bekannt ist und abgeschätzt werden muss und somit sehr große Unsicherheiten aufweist.

Die Beschreibung bzw. Modellierung turbulenter Strukturen ist in den Fällen mit Widerstandskörper essentiell, da diese einen großen Einfluss auf das Ablöseverhalten besitzen. Im Versuchsstand werden Ablösungen durch den erhöhten turbulenten Austausch von Haupt- und Grenzschichtströmung, der in der Simulation aufgrund fehlender Informationen sehr viel geringer ist, verkleinert bzw. unterdrückt. Im Rahmen des Projektes konnte die Modellierung der Widerstandskörper nicht umgesetzt werden, da für Zylinderumströmungen der RANS-Ansatz nicht ausreicht und weitaus komplexere Berechnungsmethoden verwendet werden müssen.

Die Randbedingungen haben neben dem Turbulenzmodell einen großen Einfluss auf das berechnete Strömungsbild. Als Beispiel dient die Verschiebung des gehäuselastigen Eintrittsprofils um 3 % radial nach innen. Dabei wird die Ablösung im Diffusor von der Nabe ans Gehäuse verschoben und ein komplett anderes Strömungsbild erzeugt. Dies macht die Sensitivität der Diffusorströmung insbesondere auf die Grenzschicht der Eintrittsströmung deutlich.

### 5.1.2 Einfluss des Eintrittsprofil auf die Diffusorströmung

Im Fall des gleichförmigen und nabenlastigen Profils ergibt sich zusätzlich zum Rezirkulationsgebiet stromab der Nabe eine Strömungablösung am Gehäuse und für das gehäuselastige Profil eine Ablösung an der Nabe. Der entscheidende Faktor für den Druckrückgewinn ist hier die Größe der Ablösung am Gehäuse. Der Druckrückgewinn erhöht sich mit einer relativ großen Ablösung am Gehäuse beim nabenlastigen Profil von 0,53 mit einer reduzierten Gehäuseablösung beim gleichförmigen Profil zu 0,6. Dies kann weiter gesteigert werden auf 0,63 für den Fall mit völlig unterdrückter Gehäuseablösung beim gehäuselastigen Profil.

## 5.2 Nachrechnung Betriebspunkte mit verschiedenen Spaltströmungen

Die Untersuchung des Einflusses der Spaltströmung auf das Ablöseverhalten wurde mit dem gleichförmigen Eintrittsprofil durchgeführt, da damit zum einen eine Ablösung am Gehäuse generiert wird und zum anderen die Modellierung mit weniger Unsicherheiten in Bezug auf die Eintrittsbedingungen behaftet ist. Dabei werden zunächst Betriebspunkte bei zwei Eintrittsmachzahlen ( $Ma_{Ein} = 0,25$  bzw.  $0,6$ ) der Hauptströmung und zwei verschiedenen Spaltstromgeschwindigkeiten nachgerechnet, wobei die Unterschiede bei maximal 0,05 im Druckrückgewinn liegen.

Darüber hinaus wurden Simulationen mit weiteren Geschwindigkeitsverhältnissen von Spalt- und Hauptströmung (VR) durchgeführt. Zunächst ergibt sich für sehr kleine Spaltgeschwindigkeiten eine Reduktion des Druckrückgewinns, da die Grenzschicht geschwächt und somit eine größere Ablösung verursacht wird. Danach steigt für  $Ma_{Ein} = 0,6$  der Druckrückgewinn um 13 % im Vergleich zum Fall ohne Spaltströmung. Der optimale Druckrückgewinn liegt für  $Ma_{Ein} = 0,6$  und  $0,25$  im Bereich von  $VR \approx 1$ . Dies liegt an der zunehmenden Energetisierung der Grenzschicht und der zunehmend unterdrückten Ablö-

sung am Gehäuse, die bei  $VR \approx 1$  komplett verschwindet. Danach wachsen die Mischungsverluste aufgrund der größer werdenden Unterschiede zwischen Haupt- und Spaltströmung an und bewirken u. a. einen starken Abfall des Druckrückgewinns. Außerdem werden durch die erhöhten Druckkräfte die Ungleichförmigkeiten im Geschwindigkeitsprofil zunehmend verstärkt und führen sogar zu einer Ablösung auf der Nabe.

### 5.3 Einfluss von Nabenverlängerungen

Wie bereits erwähnt, wurde aufgrund der theoretisch möglichen hohen Einsparpotenziale bei den Verlusten stromab der Nabe zunächst der Einfluss von Nabenverlängerungen bei gleichbleibender Diffusorlänge untersucht. Zum einen soll durch die Nabenverlängerung das Flächenverhältnis im Stufendiffuser und die Geschwindigkeit reduziert werden und zum anderen wird durch den kleineren Nabenradius am Ende einer konischen Nabenverlängerung das Rezirkulationsgebiet radial als auch axial verkleinert. Darüber hinaus soll die Strömung Richtung Diffusorachse geführt werden um schnell ein ausgemischtes Geschwindigkeitsprofil am Diffusoraustritt zu bilden.

Bei einem Betriebspunkt mit Ablösung am Gehäuse (gleichförmiges Profil ohne Spaltströmung) im Ringdiffusor wurde die Nabe im Fall mit zylindrischem Gehäuse im Stufendiffuser mit einem Konus von  $10^\circ$  verlängert, so dass sich das Flächenverhältnis von 1,2 auf 1,08 reduziert. Die numerischen und experimentellen Ergebnisse zeigten jedoch, dass zwar das Rezirkulationsgebiet stromab der Nabe sehr stark verkleinert ist, jedoch die Ablösung am Gehäuse im nun längeren Ringdiffusor vergrößert wird, siehe Abbildung 6 (BP A). Dies kann damit erklärt werden, dass die Versperrung durch den Konus kleiner als durch das Rezirkulationsgebiet ist und die kinetische Energie reduziert ist, was sich negativ auf das Wiederanlegen auswirkt. Diese größere Ablösung am Gehäuse wirkt dem gewünschten Effekt einer Geschwindigkeitsreduktion entgegen und wirkt sich negativ auf den Druckrückgewinn und das Austrittsprofil aus, obwohl die Verluste reduziert werden konnten.

Bei einem zweiten Diffusor wird das Ringdiffusorsegment mit einem Öffnungswinkel von  $15^\circ$  von einem Gehäuse mit  $4^\circ$ , das in den Stufendiffuser hinein reicht, gefolgt. In diesem Fall kann auch mit einer zylindrischen Nabenerweiterung das Flächenverhältnis des Stufendiffusers von 1,4 auf 1,2 reduziert werden. Es ergibt sich aufgrund des zweiten Teils des konischen Gehäuses mit  $4^\circ$  auch ohne Nabenverlängerung eine größere Ablösung am Gehäuse (gemessen und berechnet) als mit dem zylindrischen Gehäuse, die durch die zylindrische Nabenverlängerung stabilisiert wird. Dies liegt daran, dass der Nabenquerschnitt größer als das sich ohne Nabenverlängerung bildende Rezirkulationsgebiet ist und wirkt sich hier in einem um 0,03 größeren Druckrückgewinn bei um 0,02 geringeren Verlusten aus.

Es hat sich somit gezeigt, dass sich theoretische Verbesserungen durch Geometrieänderungen nicht immer wie erwartet auswirken, sondern abhängig vom sich ergebenden Strömungsfeld, insbesondere von Ablösungen, sind. Zusätzlich wurde deshalb noch ein Fall experimentell und numerisch betrachtet, bei dem sich im Ringdiffusor durch das Einbringen eines Spaltstroms keine Ablösung ergibt. Im Fall mit zylindrischem Gehäuse im Stufendiffuser ergibt sich hier der gewünschte Effekt der Nabenverlängerung. Das Rezirkulationsgebiet konnte reduziert werden ohne einen sonstigen negativen Effekt auf die Strömung (vgl. Betriebspunkt A mit Ablösung). Dies wirkt sich in einem um 0,02 höheren Druckrückgewinn und um 0,02 niedrigere Verluste aus.

## 5.4 Innovative Diffusorgeometrien

Im vorangegangenen Kapitel wurde u. a. auf den Effekt der Nabenverlängerung bei einem Betriebspunkt A mit Ablösung am Gehäuse eingegangen. Um dem Effekt der anwachsenden Gehäuseablösung bei konischer Nabenverlängerung entgegen zu wirken, wurde das Gehäuse entsprechend modifiziert. Dabei wird das Gehäuse „eingeschnürt“ um die Gehäuseablösung zu begrenzen, so dass sich die Nabenverlängerung positiv auf die Strömung auswirken kann. Es wurde die Position sowie die Höhe der maximalen Einschnürung variiert. Dabei konnte eine Verbesserung des Druckrückgewinns um 0,02 und eine Reduzierung der Verluste sogar um 0,04 erreicht werden, siehe Abbildung 6. Dieser Betriebspunkt repräsentiert das Strömungsbild, das mit einem nabenlastigen Profil am Turbinenaustritt entstehen kann.

Darüber hinaus wurde diese Optimierung auch bei dem Betriebspunkt B ohne Ablösung im Ringdiffusor (gleichförmiges Profil mit Spaltstrom 1,9 %) durchgeführt, das das Strömungsbild bei idealer Anströmung repräsentiert. In diesem Fall hat die konische Nabenverlängerung keinen negativen Effekt (Druckrückgewinn steigt um 0,02), so dass durch die Einschnürung der Druckrückgewinn wieder sinkt, jedoch immer noch um 0,01 größer als mit kurzer Nabe ist. Durch eine Erhöhung des Keilwinkels konnte keine weitere Verbesserung erzielt werden, so dass  $10^\circ$  als optimal angesehen werden.

Bei einem weiteren Betriebspunkt C mit einer Ablösung an der Nabe (gleichförmiges Profil mit Spaltströmung 3 %), das das Strömungsbild bei einer Anströmung mit relativ viel Drall oder relativ viel Spaltstrom repräsentiert, konnte der Druckrückgewinn mit der konischen Nabenverlängerung um 0,02 erhöht werden. Durch die Gehäuseeinschnürung konnte der positive Effekt der Nabenverlängerung jedoch weiter gesteigert werden in Form von einem um 0,05 erhöhten Druckrückgewinn (0,07 im Vergleich zur kurzen Nabe). Die Verluste konnten dabei um 0,05 gesenkt werden.

Somit wurde gezeigt, dass eine Erhöhung des Druckaufbaus vom Betriebspunkt abhängig ist, siehe Abbildung 7. Mit optimalem Strömungsbild, d. h. ohne Ablösung im Ringdiffusor, hat eine Nabenverlängerung einen deutlichen positiven Effekt auf den Druckaufbau (0,02) und die Verluste. Wenn eine Ablösung im Ringdiffusor besteht, dann ist es entscheidend, ob sie sich am Gehäuse oder an der Nabe befindet. Im Fall einer Ablösung am Gehäuse wird diese durch eine konische Nabenverlängerung vergrößert und reduziert den Druckaufbau. Mit einer entsprechenden Gehäusemodifikation wird der Druckaufbau jedoch um 0,02 erhöht. Mit einer Ablösung an der Nabe ergibt sich zwar kein negativer Effekt durch die Nabenverlängerung, jedoch kann durch die Gehäusemodifikation der Druckrückgewinn um 0,07 deutlich gesteigert werden. Im Großen und Ganzen konnte mit der konischen Nabenverlängerung und der Gehäusemodifikation in allen untersuchten repräsentativen Betriebspunkten eine Erhöhung des Druckrückgewinns erreicht werden, jedoch in einem unterschiedlichen Ausmaß von 0,01 bis 0,07.

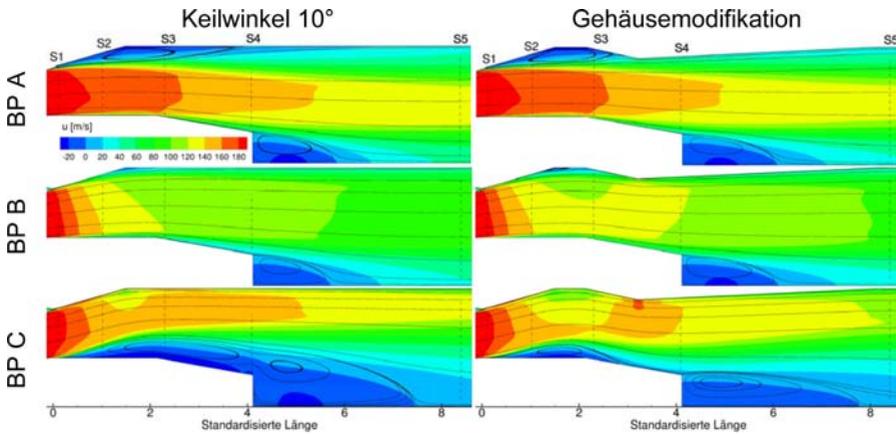


Abbildung 6: Geschwindigkeitskontur für verschiedene Betriebspunkte (BP A, B, C) und Geometrien

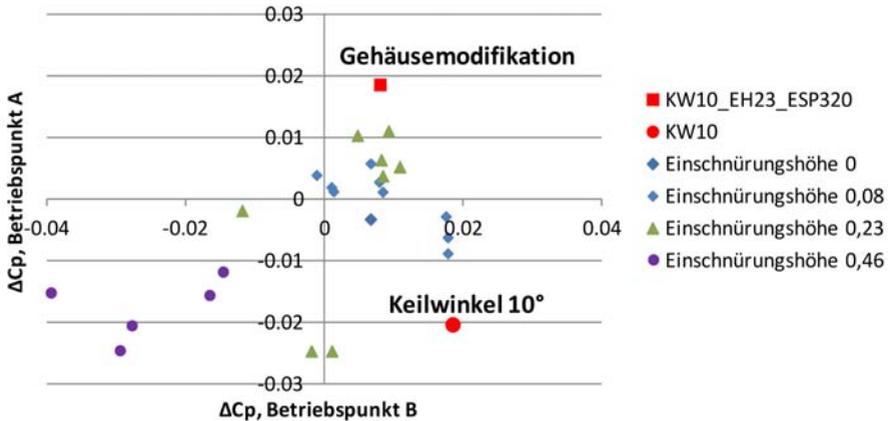


Abbildung 7: Differenz im Druckrückgewinn im Vergleich zum Versuchsdiffusor für Betriebspunkt A und B für verschiedene Geometrien

## 5.5 Ausblick

In diesem Projekt sollte die Optimierung des Diffusors bei unveränderter Diffusorlänge durchgeführt werden. Mit größerer Länge kann jedoch theoretisch auch das Flächenverhältnis im gesamten Diffusor erhöht werden und somit auch der Druckrückgewinn. Darüber hinaus könnte die Nabe weiter verlängert werden, jedoch ist dies strukturell begrenzt, da sonst eine weitere Reihe Stützstreben erforderlich wäre, die jedoch weitere Verluste verursachen würde.

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Es sind bisher keine nennenswerten terminlichen und inhaltlichen Abweichungen zum Projektantrag aufgetreten.

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

- [1] Hirschmann, A., Volkmer, S., Schatz, M., Finzel, C., Casey, M., Montgomery, M., The influence of the total pressure profile on the performance of axial gas turbine diffusers, Proc. ASME Turbo Expo 2010, Power for Land, Sea and Air, Glasgow, ASME GT2010-22481 (2010) und J Turb (2012), Vol. 134, 021017-1-9
- [2] Volkmer, S., Hirschmann, A., Casey, M., Montgomery, M., The impact of a tip leakage jet on flow separation in axial gas turbine diffusers, Proceedings of the 9th European Turbomachinery Conference, Istanbul (2011)
- [3] Hirschmann, A., Volkmer, S., Casey, M., Montgomery, M., Hub extension in an axial gas turbine diffuser, Proc. ASME Turbo Expo 2012, Power for Land, Sea and Air, Kopenhagen, ASME GT2012-68832 (2012)

#### 7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen

- [4] Volkmer, S.: Einfluss der Turbulenzparameter auf die numerische Berechnung von Diffusorströmungen, Diffusor Kolloquium, Bochum (2009)
- [5] Volkmer, S.: Einfluss verschiedener Eintrittsbedingungen auf die Diffusorströmung, Diffusor Kolloquium, St. Petersburg, Russische Föderation (2010)
- [6] Volkmer, S.: The Impact of Energizing the Boundary Layer on the Performance of Axial Gas Turbine Diffusers, 24rd Turbomachinery Workshop, Stuttgart (2010)
- [7] Volkmer, S., Hirschmann, A.: Einfluss des Totaldruckprofils auf die Effizienz eines axialen Gasturbinendiffusers, 1. Workshop KW21 2. Phase, Karlsruhe (2010)
- [8] Volkmer, S., Hirschmann, A., Optimierung von Axialdiffusoren in Gasturbinen für GuD-Anlagen, 2. Workshop KW21 2. Phase, Garching (2011)
- [9] Volkmer, S., Hirschmann, A., Optimierung von Axialdiffusoren in Gasturbinen für GuD-Anlagen, 3. Workshop KW21 2. Phase, Stuttgart (2012)

### 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte

Veröffentlichungen [1] - [3], [7] - [9] sind gemeinschaftlich mit dem Projekt BW W 36GT entstanden.

### 7.3 Weitere Publikationen

- [10] ANSYS, Inc.: ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, April 2009
- [11] Fleige, H.-U., Experimentelle und numerische Untersuchung am Modell eines Turbinenaustrittsdiffusors, Fortschritt-Berichte VDI (2002)
- [12] Howard, J. H. G., Thornton-Trump, A. B., Henseler, H. J., Performance and Flow Regimes For Annular Diffusers, ASME Paper No. 67-WA/FE-21 (1967)
- [13] Japikse, D., Baines, N. C.: Diffuser design technology, Concepts ETI (1998)
- [14] Kline, S. J., Abbot, D. E., Fox, R. W.: Optimum design of straight-walled diffusers, J Basic Eng (1959), Vol. 81, S. 321-330
- [15] Reneau, L. R., Johnston, J. P., Kline, S. J.: Performance and design of straight, two-dimensional diffusers, J Basic Eng (1967), Vol. 89, S. 141-150
- [16] Sovran, G., Klomp, E. D.: Experimentally determined optimum geometries for rectilinear diffusers with rectangular, conical or annular cross-section, Fluid Mechanics of Internal Flow (G. Sovran, ed.), Elsevier (1967)

### 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Patente sind im Rahmen dieses KW21-Teilprojektes nicht entstanden.

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

J. Zahn	Unterstützung bei der Einarbeitung in ANSYS Workbench (Ausbildungsziel: Dipl.- Ing. Maschinenwesen)
---------	--

### 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

I. Berger	Erstellung eines erweiterten Modells zur numerischen Berechnung der Strömung durch einen Axialdiffusor (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
T. Volzer	Vorstudie zur Modellierung und Berechnung eines Axialdiffusorprüfstandes (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Technologiemanagement)
M. Schechterle	Modellierung und numerische Berechnung der Strömung in einem Axialdiffusor mit verlängerter Nabe und zusätzlicher Spaltströmung (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
W. Zhu	Numerische Untersuchung des Einflusses geometrischer Faktoren auf das Eintrittsprofil in einem Axialdiffusor (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
M. Patarcic	Instationäre Berechnung der Strömung in einem Axialdiffusor (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Technologiemanagement)

R. Karut	Einfluss der Turbulenzmodellierung auf die numerische Berechnung der Strömung in einem Axialdiffusor (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
M. Schneider	Numerische Modellierung des Ein- und Auslassbereiches eines Axialdiffusorversuchsstandes (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
A. Graf	Einfluss der Naben- und Gehäusekontur auf die Strömung in einem Axialdiffusor (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
A. Neipp	Einfluss des Strebennachlaufs im Einlassbereich auf die Strömung in einem Axialdiffusor (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)

### 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

J. Zahn	Optimierung einer Axialdiffusorgeometrie anhand von numerischen Strömungsberechnungen (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
---------	---

### 8.4 Promotionen

Promotionen sind im Rahmen dieses KW21-Teilprojektes nicht entstanden.

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

Drittmittel wurden im Rahmen dieses KW21-Teilprojektes nicht eingeworben.

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

Keine künftige Förderung ist geplant bzw. beantragt.

## Arbeitskreis Turbokomponenten für Gasturbinen

### Projekt: BW W 36GT

## Experimentelle Untersuchung von Gasturbinen-Axialdiffusoren

Projektleiter: Prof. Michael Casey, D.Phil.  
 Institut für Thermische Strömungsmaschinen  
 und Maschinenlaboratorium  
 Universität Stuttgart

Mitarbeiter: Dipl.-Ing. Andreas Hirschmann

Finanzierung: Siemens AG, Energy Sector

## 1 Ausgangssituation

Moderne Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerke (GuD) bringen Versorgungssicherheit, Wirtschaftlichkeit und Umweltverträglichkeit in Einklang. Durch Schnellstarteigenschaften können die Kraftwerke ihre volle Leistung in weniger als einer Stunde erreichen. Wegen der hohen Flexibilität der Anlagen sind sie in der Lage die schwankende Einspeiseleistung von Windenergieanlagen sehr schnell auszugleichen. Es werden hohe Wirkungsgrade von über 60 % erreicht, und durch neue Brennertechnologie sind die Emissionen von Stickoxiden sehr niedrig.

Bei der Gesamtwirkungsgradoptimierung einer GuD-Anlage kommt dem Abgasdiffusor als verbindendem Element zwischen Gasturbine und Abhitzeessel eine besondere Bedeutung zu. Zum einen erhöht ein Diffusor die Enthalpieumsetzung in der Turbine, in dem der statische Druck am Turbinenausstritt herabgesetzt wird, zum anderen verbessert eine gleichförmige und stationäre Abströmung aus dem Diffusor den Wärmeübergang im nachgeschalteten Abhitzeessel.

Die Auslegung von Diffusoren stellt immer noch eine große Herausforderung für die Ingenieure dar. Auslegungsdiagramme stellen meist nur den Diffusorwirkungsgrad in Abhängigkeit des Flächenverhältnisses und der Diffusorlänge einfacher Geometrien dar, berücksichtigen aber nicht die Vielzahl weiterer Einflussgrößen auf die Strömung im Diffusor. Auch die numerische Berechnung der Diffusorströmung liefert oftmals noch kein zufriedenstellendes Ergebnis [1].

### 1.1 Auswirkung von Diffusoren auf den Turbinenwirkungsgrad

Die Euler'sche Hauptgleichung beschreibt die Energieumsetzung in Turbomaschinen als Änderung von  $u \cdot c_u$ , mit  $u$  als Umfangsgeschwindigkeit der Laufschaufeln und  $c_u$  als vektoriell Anteil der Absolutgeschwindigkeit der Strömung in Umfangsrichtung. Die grundlegende Funktion von Turbomaschinen basiert somit auf der Umsetzung von beträchtlichen Mengen kinetischer Energie. Zwangsläufig ist auch am Austritt einer Turbine ein hohes Niveau restlicher kinetischer Energie vorhanden. Um einen Teil dieser kinetischen Energie für den Gesamtprozess nutzbar zu machen, wird der Turbine ein Diffusor nachgeschaltet.

Ohne Diffusor wird der Turbinenaustrittsdruck durch die Umgebung bzw. im Fall einer GuD-Anlage durch den statischen Druck im Abhitzekeessel aufgeprägt. In einem Diffusor wird kinetische Energie in Enthalpie umgewandelt. Die in Strömungsrichtung zunehmende Enthalpie äußert sich in einem Anstieg des statischen Drucks. Der Turbinenaustrittsdruck kann somit unter den Umgebungsdruck (bzw. Druck im Abhitzekeessel) abgesenkt werden. Dadurch wird das Expansionsverhältnis über den Turbinenrotor vergrößert.

In Abbildung 1 ist die Zustandsänderung vom Eintritt (0) bis zum Austritt einer Turbine ohne Diffusor (1) und mit Diffusor (2) in einem  $h$ - $s$ -Diagramm dargestellt. Die Geschwindigkeit am Austritt des Diffusors kann in beiden Fällen als gleich angenommen werden. Der Gegenstand am Austritt der Turbine liegt im Fall mit nachgeschaltetem Diffusor  $p_2$  unterhalb des Umgebungsdrucks  $p_1$  ohne Diffusor. Im Diffusor ändert sich der Druck von  $p_2$  auf den Umgebungsdruck  $p_1$ , wobei die Strömung verzögert wird. Dadurch hat sich das Enthalpiegefälle gegenüber einer Turbine ohne Diffusor vergrößert.

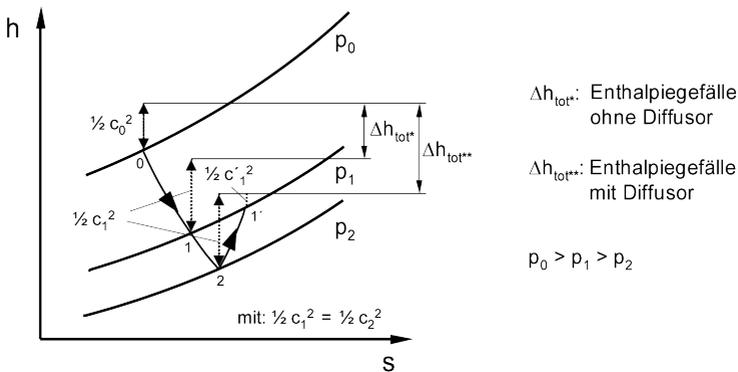


Abbildung 1: Zustandsänderung über eine Turbine mit und ohne Diffusor

Durch die erhöhte Leistung der Turbine steigt auch der gesamte thermische Wirkungsgrad der Gasturbinenanlage. Somit ist das detaillierte Verständnis der Vorgänge innerhalb eines Diffusors unerlässlich zur Auslegung effizienter Turbomaschinen.

## 1.2 Geometrie

Es existiert eine Vielzahl von Veröffentlichungen bezüglich der optimalen Geometrie von Diffusoren. Hierbei sind vor allem die Arbeiten von Kline et al. [14] für konische Diffusoren, Reneau et al. [18] für geradwandige zweidimensionale Diffusoren und Sovran und Klomp [21] für Ringdiffusoren zu nennen. Einen umfassenden Überblick über Arbeiten bezüglich der geometrischen Auslegung von Diffusoren geben Japikse und Baines [13].

Ein Diffusor ist ein geeignet geformter Strömungskanal, in dem ein Fluid verzögert wird und damit der Druck in Strömungsrichtung zunimmt. Im für Kraftwerksdiffusoren typischen Unterschallbereich ist dies mit einer Zunahme der Querschnittsfläche verbunden. Diffusoren stromab von Gasturbinen bestehen in der Regel aus einem Ringdiffusor und einem nachgeschalteten konischen Diffusor. Diese Bauform liegt in erster Linie an der Unterbringung des Wellenlagergehäuses, welches durch Verstrebungen am Außengehäuse fixiert wird. Der Übergang vom Ring- zum konischen Diffusor erfolgt durch eine plötzliche Querschnittserweiterung.

Zur Beschreibung der Diffusorgeometrie werden im Allgemeinen das Flächenverhältnis und die dimensionslose Länge herangezogen. Das Flächenverhältnis  $AR$  (area ratio) beschreibt das Verhältnis von Austrittsfläche zu Eintrittsfläche. Die dimensionslose Länge  $L$  setzt die Diffusorlänge mit einer gewählten Referenzgröße wie dem Diffusordurchmesser bei konischen Diffusoren oder der Kanalhöhe bei Ringdiffusoren ins Verhältnis.

Streben im Diffusorkanal sorgen für eine zusätzliche Versperrung und Verluste und wirken dem Diffusoreffekt entgegen [10], [24]. Neben der hier genannten typischen Bauform von axialen Gasturbinendiffusoren existiert eine Vielzahl unterschiedlicher geometrischer Formen, auf die hier nicht näher eingegangen wird.

## 1.3 Einflussfaktoren

Neben der Diffusorgeometrie bestimmt der Zustand des Fluids am Eintritt in den Diffusor den weiteren Verlauf der Strömung. Eine Diffusorgeometrie kann je nach gewähltem Betriebspunkt der Turbine unterschiedliche Wirkungsgrade aufweisen. Bereits Peters [17] konnte in seiner Arbeit einige der wesentlichen Einflussfaktoren auf den Diffusorwirkungsgrad, wie den Drall oder die radiale Verteilung des Totaldrucks, identifizieren.

Zur Diffusorauslegung kommt erschwerend hinzu, dass sich mit dem Betriebspunkt der Turbine mehrere Strömungseigenschaften gleichzeitig verändern und somit auch das Wechselspiel der einzelnen Faktoren betrachtet werden muss. Zum Verständnis der Vorgänge in einem Diffusor ist die Kenntnis der Auswirkungen der einzelnen, die Strömung beeinflussenden Faktoren unabhängig voneinander von Nöten. Im Folgenden werden die wesentlichen Einflussfaktoren vorgestellt. Eine genauere Beschreibung kann unter anderem in der Arbeit von Fleige [11] nachgelesen werden.

### 1.3.1 Verdrängung durch Grenzschicht

An den die Strömung begrenzenden Wänden bildet sich in einer reibungsbehafteten Strömung eine Grenzschicht aus. Mit zunehmender Lauflänge in Strömungsrichtung wächst die Grenzschicht an, da immer mehr Fluidteilchen durch Reibungskräfte abgebremst werden [19].

Die Grenzschicht verursacht eine Versperrung des Strömungskanals, die durch die Verdrängungsdicke der Grenzschicht quantifiziert werden kann. Die Verdrängungsdicke beschreibt die Distanz, um die der Strömungskanal senkrecht zur Wand verringert werden muss, um bei reibungsfreier Strömung denselben Massenstrom in der Strömung aufzuweisen. Die Verringerung der effektiv durchströmten Querschnittfläche wirkt sich wiederum auf die Höhe des Drucks und somit auf den Diffusorwirkungsgrad aus.

In einer verzögerten Strömung kann es zur Ablösung der Strömung kommen. Die Wandreibung reduziert die Geschwindigkeit der wandnahen Fluidteilchen, bis diese nicht mehr den positiven Druckgradienten überwinden können. Am Ablösepunkt nimmt die Wand Schubspannung den Wert null an. Anschließend kehrt sich die Strömungsrichtung in Wandnähe um. Das Ablösegebiet sorgt ebenfalls für eine Versperrung des Strömungskanals. Weiterhin sind Ablöseerscheinungen stets mit hohen Verlusten verbunden, so dass es Ziel der Diffusorauslegung ist, solche Phänomene zu vermeiden.

### 1.3.2 Reynoldszahl

Die Reynolds-Zahl stellt das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften dar und beschreibt somit den Strömungszustand. Bei kleinen Reynoldszahlen ist die Strömung laminar, ab einer Reynoldszahl von  $Re \sim 10^5$  spricht man von turbulenter Strömung. Dazwischen existiert der Bereich der Transition.

Untersuchungen zeigen, dass für turbulente Strömungen kein relevanter Einfluss der Reynoldszahl vorhanden ist. Lediglich bei niedrigen Reynoldszahlen wird der Druckrückgewinn im Diffusor beeinflusst [22]. Am Eintritt realer Gasturbinendiffusoren ist eine Reynoldszahl (gebildet mit der doppelten Kanalhöhe) von  $Re \sim 3 \cdot 10^6$  vorhanden und die Strömung somit im voll turbulenten Bereich.

### 1.3.3 Machzahl

Die Machzahl hat einen großen Einfluss auf die Austrittsverluste, und eine Verringerung der Machzahl führt zur Reduktion von Verlusten [25]. In Kraftwerksgasturbinen ist eine Herabsetzung der Diffusoreintrittsmachzahl jedoch nur beschränkt verwirklichtbar. Am Austritt von Kraftwerksturbinen liegt für gewöhnlich eine hohe Machzahl im Unterschallbereich vor.

Aufgrund der Kompressibilität hat die Mach-Zahl auch einen Einfluss auf den maximal möglichen Druckrückgewinn. Da bei der Verzögerung der Strömung die Dichte zunimmt, steigt der Druck stärker an als dies durch die Diffusorgeometrie bei inkompressibler Strömung allein möglich wäre. In experimentellen Untersuchungen konnte aber kein höherer Druckrückgewinn mit steigender Machzahl nachgewiesen werden. Die höheren Verluste und die zunehmende Grenzschichtversperrung kompensieren den positiven Effekt einer hohen Machzahl.

### 1.3.4 Turbulenz

Eine weitere wichtige Einflussgröße auf das Verhalten der Strömung in einem Diffusor stellt die Turbulenz dar. Die Turbulenz beschreibt die chaotischen Bewegungen der Fluidteilchen, die der Grundströmung überlagert sind. Ein hoher Turbulenzgrad kann somit zu einem hohen Austausch von Energie zwischen benachbarten Schichten führen.

Insbesondere der Austausch von Energie zwischen der wandnahen Grenzschicht und der Kernströmung spielt eine große Rolle hinsichtlich des Diffusorwirkungsgrads [23]. Eine hierdurch hervorgerufene Energetisierung der Grenzschicht lässt sie einen größeren Druckanstieg überwinden und kann Ablösung sogar ganz unterbinden.

Weiterhin kann der turbulente Austausch Geschwindigkeitsgradienten quer zur Hauptströmungsrichtung vermindern. Ein Ausmischen ist in viskosen Fluiden aber stets verlustbehaftet. Es sind keine Messergebnisse bezüglich der Turbulenz stromab von Kraftwerksgasturbinen bekannt.

### 1.3.5 Radiales Totaldruckprofil

Am Austritt von Gasturbinen treten je nach Betriebszustand unterschiedliche radiale Totaldruckprofile auf. Am Auslegepunkt wird in der Regel ein gleichförmiges Abströmprofil angestrebt, wogegen bei Überlast ein erhöhter Totaldruck am Gehäuse und bei Teillast an der Nabe auftreten kann. Bei Turbinen ohne Deckband ist am Gehäuse ein Leckagestrom mit erhöhtem Totaldruck vorhanden [9]. Stromab des Nabenendes in einem axialen Gasturbinendiffuser kommt es zu einer Nachlaufdele.

Das Totaldruckprofil hat einen großen Einfluss auf die Effizienz des Diffusors. Ein abfallender Totaldruck in Richtung Umwandlung kann das Ablösen der Strömung begünstigen. Demgegenüber kann ein erhöhter Totaldruck in Wandnähe ein Ablösen der Strömung unterbinden. Hill et al. [12] konnten zeigen, dass sich in einer Strömung mit positiven Druckgradienten in Strömungsrichtung Ungleichförmigkeiten im radialen Totaldruckprofil verstärken können und es sogar zur Strömungsumkehr kommen kann.

### 1.3.6 Drall

Die Turbinenabströmung ist in den meisten Fällen drallbehaftet, wobei der Drallwinkel über den Radius nicht konstant sein muss. Durch den Drall in der Strömung wird ein positiver radialer Druckgradient hervorgerufen. Der hierdurch hervorgerufene radiale Druckgradient hat einen positiven Effekt auf das Ablöseverhalten am Gehäuse, wobei an der Nabe die Grenzschicht geschwächt wird [16].

Der Spaltleckagestrom über die Schaufelspitzen der letzten Turbinenstufe kann ebenfalls einen Drall aufweisen, der nicht mit der Drallrichtung der Hauptströmung übereinstimmen muss. Ohne zusätzliche Einbauten im Diffuser kann bei gleichbleibendem mittlerem Radius die Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung nicht für den Druckrückgewinn nutzbar gemacht werden.

### 1.3.7 Instationäre Strömung

Der Zustand der Zuströmung kann sich bei Lastwechsel ändern. So ändern sich in der Regel das Totaldruckprofil und der Drall der Hauptströmung. Weiterhin ist auch ein eventueller Spaltleckagestrom von einer Änderung des Betriebspunktes betroffen. Insbesondere durch die Bewegung der Laufschaufeln sind bei Diffusoren nach Turbinen stets instationäre Strömungsbedingungen in Form von rotierenden Nachlaufdellen vorhanden [15], [20].

Im Diffuser kann sich auch bei stationärer Zuströmung ein instationäres Strömungsbild ergeben. Insbesondere das Auftreten von Ablöseerscheinungen ist mit instationären Effekten verbunden.

## 1.4 Kenngrößen

Zur Beschreibung der Güte eines Diffusors werden verschiedene Kennzahlen definiert. Für gewöhnlich wird der Druckrückgewinnfaktor

$$C_p = \frac{\overline{p}_{\text{exit}} - \overline{p}_{\text{inlet}}}{\overline{p}_{\text{tot,inlet}} - \overline{p}_{\text{inlet}}} \quad (1)$$

angegeben. Der Druckrückgewinnfaktor setzt die Änderung des statischen Drucks vom Ein- bis zum Austritt des Diffusors mit dem dynamischen Druck am Diffusoreintritt ins Verhältnis. Die Überstriche bedeuten, dass ein geeigneter Mittelwert am betrachteten Ort verwendet wird.

Der dynamische Druck im Diffusor kann im Betrieb nicht verschwinden, und der Druckanstieg kann nicht größer sein als der dynamische Druck am Eintritt. Der maximal mögliche Druckrückgewinn bei reibungsfreier Strömung wird durch den idealen Druckbeiwert angegeben und ist für inkompressible Strömungen lediglich eine Funktion des Flächenverhältnisses  $AR$ , bei kompressiblen Strömungen eine Funktion des Flächenverhältnisses und der Machzahl. Bildet man das Verhältnis aus tatsächlichem zum idealen Druckbeiwert erhält man die Diffusoreffizienz.

Bezieht man die Änderung des Totaldrucks vom Ein- bis zum Austritt des Diffusors auf den dynamischen Druck am Eintritt erhält man den Druckverlustkoeffizient

$$\zeta = \frac{\overline{p}_{\text{tot,inlet}} - \overline{p}_{\text{tot,exit}}}{\overline{p}_{\text{tot,inlet}} - \overline{p}_{\text{inlet}}} \quad (2)$$

Der noch vorhandene dynamische Druck am Austritt in Bezug auf den dynamischen Druck am Eintritt beschreibt die am Austritt noch vorhandene kinetische Energie

$$\xi = \frac{\overline{p}_{\text{tot,exit}} - \overline{p}_{\text{exit}}}{\overline{p}_{\text{tot,inlet}} - \overline{p}_{\text{inlet}}} \quad (3)$$

Der Koeffizient für die noch vorhandene kinetische Energie, der Druckrückgewinnbeiwert und der Druckverlustkoeffizient umfassen die vorhandene kinetische Energie am Eintritt des Diffusors und stehen über

$$C_p + \zeta + \xi = 1. \quad (4)$$

zueinander in Beziehung.

Aus Gleichung (4) ist zu sehen, dass die Bewertung eines Diffusors über den Druckbeiwert allein nicht ausreicht. Vielmehr müssen die Verluste mit berücksichtigt werden. Vergleicht man zwei Diffusoren mit gleichem  $C_p$ -Wert, so ist bei dem Diffusor mit niedrigem  $\zeta$  am Austritt immer noch ein gewisser Rest an kinetischer Energie vorhanden, die in einem nachgeschalteten Diffusor genutzt werden kann. Ein gut ausgelegter Diffusor hält somit die Verluste und die restliche kinetische Energie an seinem Austritt möglichst klein.

## 2 Projektziele

Ziel des Vorhabens ist es, durch Grundlagenuntersuchungen am Axialdiffusorversuchsstand des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Stuttgart umfassende Validierungsdaten bei verschiedenen Betriebszuständen axialer Diffusoren zu gewinnen und diese in die Ermittlung geeigneter CFD-Modelle für die Diffusorströmung einfließen zu lassen. Hierzu wird auch der Einfluss von Spaltströmung und Zuströmprofil auf die Diffusoreffizienz untersucht. Dabei kommen verschiedene konventionelle Diffusorgeometrien zum Einsatz. In einem weiteren Schritt werden die Auswirkungen unterschiedlicher Nabengeometrien untersucht. Ausgehend von den experimentell und numerisch gewonnenen Ergebnissen werden innovative Diffusorgeometrien entwickelt und mit Hilfe von CFD-Berechnungen bewertet. Die erfolgversprechendsten Geometrien werden abschließend im Versuchsstand untersucht, und die Messergebnisse werden mit den Resultaten der CFD-Berechnungen der entsprechenden Geometrien verglichen.

Sowohl in der Optimierung der Axialdiffusoren zur Gesamtwirkungsgradsteigerung als auch in der Bereitstellung von geeigneten CFD-Werkzeugen zur einfacheren Auslegung von GuD-Anlagen ist ein enormes wirtschaftliches Potential vorhanden, das mit weiter steigenden Energiepreisen noch weiter zunehmen wird.

### 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen

BW W 36GT ist ein industriefinanziertes Projekt und unterlag daher keiner öffentlichen Begutachtung.

## 3 Vernetzung

### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Bei der Durchführung dieses Vorhabens fand ein intensiver Austausch mit den Bearbeitern der weiteren KW21-Projekte am Institut statt.

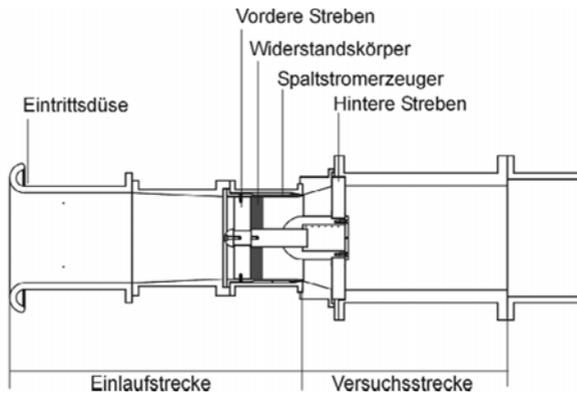
### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

Ein regelmäßiger Erfahrungsaustausch über Messtechnik und CFD an Diffusoren findet mit Mitarbeitern der Universitäten Bochum, Hannover und St. Petersburg und den Unternehmen Siemens und MAN im Rahmen eines regelmäßigen Diffusor-Kolloquiums statt.

## 4 Vorgehensweise und Methodik

### 4.1 Versuchsstand

Der Axialdiffusorversuchsstand besteht aus einer Einlaufstrecke und einer Versuchsstrecke. In Abbildung 2 ist eine Skizze des Versuchsstands gegeben. Die Einlaufstrecke dient dazu, die Abströmung einer Gasturbine zu modellieren. In der Versuchsstrecke wird die Strömung untersucht.



**Abbildung 2: Skizze des Axialdiffusorversuchsstands**

Die Einlaufstrecke beginnt mit der Eintrittsdüse, durch die Luft aus der Umgebung eingesaugt wird. Im Einlaufbereich ist die Nabe mit vier Streben am Gehäuse befestigt. Stromab der Streben kann ein Widerstandskörper installiert werden, um das Totaldruckprofil am Diffusoreintritt zu beeinflussen. Am Gehäuse kann am Eintritt in den Diffusor ein zusätzlicher Luftstrom eingeblasen werden, der den Spaltleckagestrom über die Schaufelspitzen modelliert.

Die Diffusorgeometrie kann aufgrund des modularen Aufbaus des Versuchsstands in weiten Bereichen verändert werden. Die Nabe ist in der Versuchsstrecke mit sechs Streben am Gehäuse befestigt. Die Streben haben ein symmetrisches Profil.

## 4.2 Messtechnik

Messgeräte zur Ermittlung des Umgebungsdrucks, der Umgebungstemperatur und der Luftfeuchtigkeit sind in der Nähe des Versuchstands angebracht. Der Massenstrom wird durch die Druckdifferenz an der kalibrierten Eintrittsdüse berechnet. Die Ermittlung des Massenstroms des Spaltleckagestroms erfolgt über eine Messblende in der Zuleitung. Der statische Druck entlang der die Strömung begrenzenden Wände wird an mehreren Druckmessstellen am Gehäuse und an der Nabe abgegriffen. Die Druckaufnehmer, mit denen der Druck an den Wänden ermittelt wird, haben eine Genauigkeit von  $\pm 0,2$  mbar.

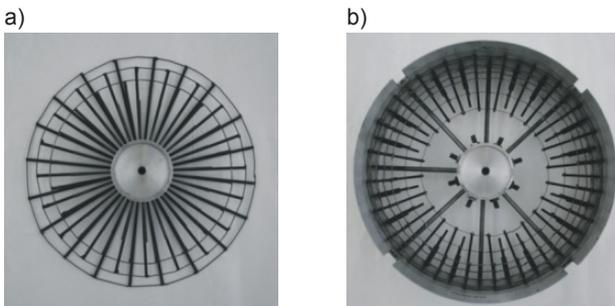
In der Versuchsstrecke sind fünf Messebenen, S1 bis S5, vorhanden, in denen Sondenverfahren werden. Zur Untersuchung der Strömung kommen Fünf-Loch-Kegelsonden und Hitzfilmsonden zum Einsatz. Bei der Ermittlung der fünf Drücke an der pneumatischen Sonde wird ein gleicher Druckaufnehmer wie zur Ermittlung der Drücke an der Wand verwendet. Die Daten der Hitzfilmsonde werden mit einem CTA-System erfasst. Die Messunsicherheit für die Geschwindigkeit beträgt  $\pm 3$  %.

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

Am Versuchsstand wird die Strömung in verschiedenen Diffusorgeometrien messtechnisch erfasst. Der Zustand der Strömung am Eintritt in den Diffusor wird dabei verändert, um die Auswirkung auf die Effizienz des Diffusors zu untersuchen. Untersuchungen hinsichtlich der Auswirkung unterschiedlicher Totaldruckprofile am Eintritt des Diffusors auf dessen Leistung wurden auf der ASME Turbo Expo 2010 in Glasgow vorgestellt und ein Artikel hierzu ist im ASME Journal of Turbomachinery veröffentlicht [1]. Eine weitere Veröffentlichung erfolgte 2011 auf der ETC9 in Istanbul über den Einfluss des Spaltleckagestroms auf das Ablöseverhalten der Strömung im Diffusor [2]. Eine Untersuchung über die Auswirkungen einer Nabenverlängerung auf die Diffusorkenngrößen wurde auf der ASME Turbo Expo 2012 in Kopenhagen präsentiert [3].

### 5.1 Einfluss der Eintrittsbedingungen

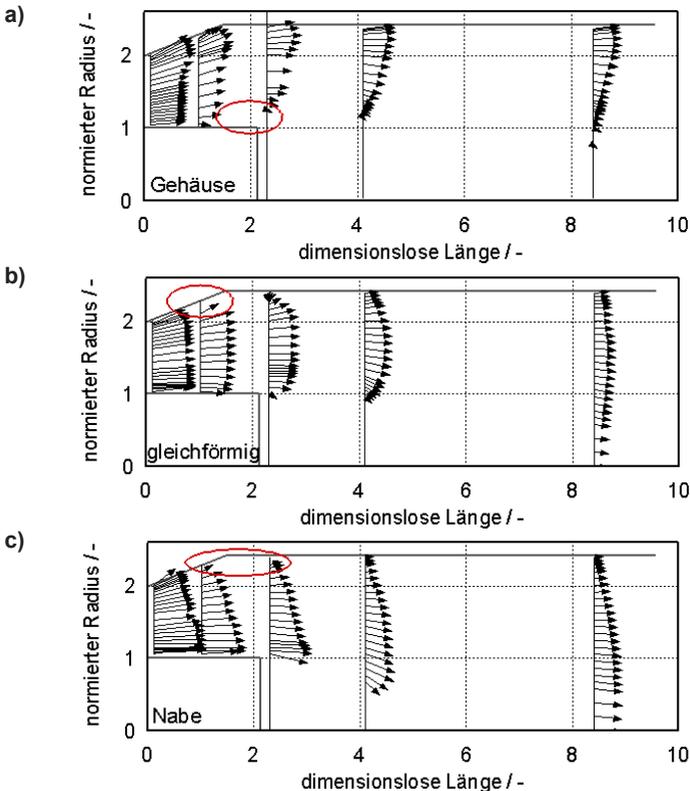
Das Totaldruckprofil am Eintritt der Versuchsstrecke wird durch vorgelagerte Widerstandskörper erzeugt. Die Widerstandskörper sind aus Stiften und Drähten aufgebaut. In Abbildung 3 sind die verwendeten Widerstandskörper dargestellt. Zur Erzeugung eines gleichförmigen Totaldruckprofils wird kein Widerstandskörper eingesetzt.



**Abbildung 3: Widerstandskörper aus Stiften und Draht zur Generierung eines Totaldruckprofils das a) am Gehäuse und b) an der Nabe erhöht ist**

Es werden unterschiedliche subsonische Eintrittsmachzahlen bei den Versuchen eingestellt. Die niedrigste Machzahl liegt bei 0,25 und somit annähernd im inkompressiblen Bereich. Die höchste Machzahl der Hauptströmung in der Eintrittsebene ist 0,7. Stromab realer Gasturbinen liegt eine Machzahl von circa 0,6 vor, die ebenfalls explizit untersucht wurde. Der Spaltstrom wird über weite Bereiche variiert. Mit der vorhandenen Messtechnik kann der Spaltleckagestrom in der ersten Messebene jedoch nicht richtig erfasst werden.

Die Verteilung der Strömung im Diffusor ist abhängig vom Zustand der Strömung am Eintritt in den Diffusor. Je nach radialer Verteilung des Totaldrucks am Eintritt kann es zum Ablösen der Strömung an der Nabe oder am Gehäuse kommen. In Abbildung 4 sind die Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen für alle drei untersuchten Totaldruckprofile für eine Eintrittsmachzahl von 0,6 dargestellt. Ablösegebiete sind darin markiert.



**Abbildung 4: Geschwindigkeitsvektoren in den fünf Messebenen a) bei erhöhtem Totaldruck am Gehäuse, b) bei gleichförmiger Verteilung des Totaldrucks und c) bei erhöhtem Totaldruck an der Nabe**

Beim gleichförmigen Eintrittsprofil, bei dem kein Widerstandskörper eingesetzt wurde, löst die Strömung am Gehäuse ab. Dieses Verhalten ist typisch für stark öffnende Diffusoren, wie sie hier untersucht werden. Die Nachlaufdelle hinter der Nabe schließt vor der letzten Messeebene. Bei einem Eintrittsprofil mit am Gehäuse erhöhtem Totaldruck tritt kein Ablösegebiet an der Diffusorwand auf. Allerdings kann man in Ebene 3 ein Ablösen an der Nabe schon vor dem Ende der Nabe erkennen. Die Ablösung verbindet sich mit dem Nachlauf hinter der Nabe und die Nachlaufdelle schließt nicht vor der letzten Messeebene. Das Verhalten der Strömung im Diffusor ändert sich somit komplett mit dem Totaldruckprofil am Eintritt. Das an der Nabe erhöhte Totaldruckprofil erzeugt wie beim gleichförmigen Profil eine Ablösung am Gehäuse, wobei die Strömung hier erst stromab der dritten Messeebene wieder anliegt. Vergleicht man die Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen 4 und 5, kann man erkennen, dass sich die Nachlaufdelle im Fall mit erhöhtem Totaldruck an der Nabe schneller schließt als beim gleichförmigen Eintrittsprofil [1].

Der Spalt zwischen den Rotorschaukeln der letzten Stufe und dem Gehäuse einer Turbinenkonfiguration ohne Deckband verursacht einen Leckagestrom in Gehäusehöhe am Eintritt in den Diffusor. Dieser Leckagestrom beeinflusst das Verhalten der Strömung im Diffusor und kann aufgrund der Energetisierung der Grenzschicht Ablöseerscheinungen am Gehäuse unterdrücken oder weiter stromab verschieben. Der Druckrückgewinn des Diffusors ändert sich bei sonst gleichbleibenden Bedingungen in Abhängigkeit der Geschwindigkeit des Spaltleckagestroms. Das Maximum im Druckrückgewinn wird dabei bei einem Geschwindigkeitsverhältnis von Spaltleckagestrom zu Hauptstrom von 1 bis 1,2 erreicht [2].

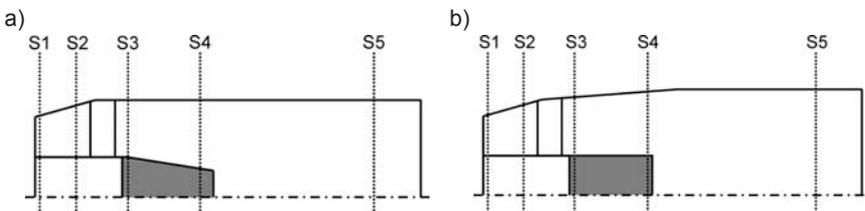
Aufgrund der Kompressibilität des Fluids hat eine zunehmende Machzahl der Hauptströmung am Eintritt in den Diffusor einen positiven Effekt auf den theoretisch erreichbaren idealen Druckrückgewinn. Da aber bei höheren Geschwindigkeiten auch die Verluste zunehmen, können diese den zusätzlichen Druckrückgewinn zunichte machen oder insgesamt einen niedrigeren Druckrückgewinn als bei geringerer Eintrittsmachzahl verursachen [3].

## 5.2 Einfluss der Nabengeometrie

Typische axiale Abgasdiffusoren haben eine Nabe, die die Lagerung der Turbinenwelle enthält. Das stumpfe Ende der Nabe ist eine der Hauptquellen von Verlusten in der Diffusorströmung. Analytische Überlegungen und numerische Berechnungen haben ergeben, dass eine lange Nabe theoretisch die auftretenden Verluste reduzieren und den Druckrückgewinn erhöhen kann und somit der Gesamtwirkungsgrad der Anlage steigt.

Am Ende der Nabe erfährt die Strömung eine plötzliche Querschnittserweiterung, was mit der Borda-Carnot Gleichung für inkompressible Fluide beschrieben werden kann. Die Verluste am Nabenende hängen von der Fluidgeschwindigkeit und dem Flächenverhältnis der Querschnittserweiterung ab. Durch eine Nabenverlängerung wird das stumpfe Ende weiter stromab verschoben. Hierbei sind die Geschwindigkeit und das Flächenverhältnis kleiner als bei einer kurzen Nabe, so dass geringere Verluste erwartet werden.

Es wurden zwei verschiedene Gehäusegeometrien mit je einer kurzen und einer langen Nabe untersucht. Ein Querschnitt der untersuchten Geometrien ist in Abbildung 5 dargestellt. Die Geometrie der Nabenverlängerung wurde dabei durch vorangegangene Überlegungen als vielversprechend eingestuft. Bei den untersuchten Diffusorgeometrien handelt es sich um schnell öffnende Diffusoren, so dass bei gleichförmigem Totaldruckprofil und ohne Spaltleckagestrom im Ringdiffusorraum Ablösung am Gehäuse auftritt.



**Abbildung 5: Querschnitt a) der Gehäusegeometrie 1 mit kurzer und langer (grau) Nabengeometrie und b) der Gehäusegeometrie 2 mit kurzer und mit langer (grau) Nabengeometrie**

Die experimentellen Untersuchungen in den Diffusorgeometrien wurden bei unterschiedlicher Eintrittsmachzahl durchgeführt. Dabei konnte in manchen Fällen der erwartete positive Effekt durch eine längere Nabe auf den Druckrückgewinn nachgewiesen werden. Die Eintrittsmachzahl hat dabei jedoch einen Einfluss auf die Intensität des Effekts. Eine hohe Eintrittsmachzahl erhöht die Verluste in Ablöseblasen, im Nabennachlauf und an den Streben und reduziert somit den Druckrückgewinn. Insbesondere beim Auftreten von Ablöseblasen am Gehäuse, wie bei den dargestellten Geometrien, kann die positive Wirkung einer hohen Eintrittsmachzahl auf den Druckrückgewinn im Experiment in vielen Testfällen nicht festgestellt werden.

Die Strömung im ersten Ringdiffusorabschnitt bleibt von der Nabenerweiterung bei allen untersuchten Gehäusegeometrien weitestgehend unbeeinträchtigt. Die Ablöseblase im Ringdiffusor ist bei der Gehäusegeometrie 2 in radialer Richtung größer als bei der Gehäusegeometrie 1. Die Strömung liegt bei allen Testfällen an der Nabe an und reißt erst am stumpfen Ende ab. Am Gehäuse wird durch das Öffnen des Diffusors eine Abnahme des Totaldrucks erreicht. Folglich ist hier die Strömung ablösegefährdeter.

Eine Reduzierung der Verluste durch eine lange Nabe konnte nur bei einigen Testfällen nachgewiesen werden. Andere Testfälle weisen keine nennenswerte Änderung der Diffusorkenngrößen auf. Weiterhin benötigen lange Naben in einer realen Ausführung eine zusätzliche Reihe Streben, die wiederum die Verluste erhöhen und zu strukturmechanischen Problemen führen können [3].

### 5.3 Ausblick

Ausgehend von den in diesem Projekt gewonnenen Erfahrungen wurde parallel am Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium ein modernisierter Axialdiffusorversuchsstand aufgebaut. Dieser Versuchsstand bietet einige Verbesserungen für die Untersuchung der Diffusorströmung. Zum einen wurde die Modellierung der Turbinenabströmung überarbeitet. Es ist nun möglich, einen mit Drall behafteten Spaltleckstrom in den Diffusor einzuspeisen. Die Nabenerweiterung kurz stromauf des Diffusoreintritts wurde eliminiert. Die Generierung unterschiedlicher Totaldruckprofile erfolgt nun mit Drahtgeweben, so dass der Turbulenzgrad annähernd beibehalten werden kann. Durch einen horizontalen Aufbau der Versuchsanlage können nun auch lange Diffusor-geometrien untersucht werden und am Diffusorende ist ein Modell eines Schornsteins angeschlossen, so dass auch dessen Auswirkung auf die Diffusorströmung berücksichtigt wird.

An diesem neuen Versuchsstand sollen die Untersuchungen der Diffusorströmung fortgeführt werden. Dabei werden neben konventionellen Diffusorgeometrien auch ungewöhnliche Geometrien, wie beispielsweise eine Verjüngung am Gehäuse stromab des Nabenendes, untersucht. Der Einfluss aktiver Strömungskontrolle durch das zusätzliche Einblasen von Fluid an der Nabe ist ebenfalls Gegenstand von Untersuchungen.

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Es sind keine nennenswerten terminlichen und inhaltlichen Abweichungen zum Projektantrag aufgetreten.

## 7 Publikationen und Patente

Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

- [1] Hirschmann, A., Volkmer, S., Schatz, M., Finzel, C., Casey, M., Montgomery, M., The influence of the total pressure profile on the performance of axial gas turbine diffusers, ASME GT2010-22481 (2010), Proceedings of ASME, Turbo Expo 2010, Power for Land, Sea and Air, Glasgow und (2012), Journal of Turbomachinery, 134, 021017-1-9
- [2] Volkmer, S., Hirschmann, A., Casey, M., Montgomery, M., The impact of a tip leakage jet on flow separation in axial gas turbine diffusers (2011), Proceedings of the 9th European Turbomachinery Conference, Istanbul
- [3] Hirschmann, A., Volkmer, S., Casey, M., Montgomery, M., Hub extension in an axial gas turbine diffuser (2012), Proceedings of ASME, Turbo Expo 2012, Power for Land, Sea and Air, Kopenhagen

### 7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen

- [4] Hirschmann, A., Turbulence measurement on an axial diffuser test rig, 23rd Turbomachinery Workshop (2009), Pilsen, Tschechische Republik
- [5] Hirschmann, A., Turbulenzmessung an einem Axialdiffusorversuchsstand, Diffuser Kolloquium (2009), Bochum
- [6] Hirschmann, A., Casey, M., Numerische Berechnung der Diffusorströmung auf der Basis von Wechselwirkungsmodellen, Diffusor-Kolloquium (2010), St. Petersburg, Russische Föderation
- [7] Volkmer, S., Hirschmann, A., Einfluss des Totaldruckprofils auf die Effizienz eines axialen Gasturbinendiffusors, 1. Workshop KW21 (2010), 2. Phase, Karlsruhe
- [8] Volkmer, S., Hirschmann, A., Optimierung von Axialdiffusoren in Gasturbinen für GuD-Anlagen, 2. Workshop KW21 (2011), 2. Phase, Garching

### 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte

Veröffentlichungen [1], [2], [3], [7] und [8] sind gemeinschaftlich mit dem Projekt BW L 36GT entstanden.

### 7.3 Weitere Publikationen

- [9] Duggins, R. K. Research note: Conical diffusers with annular injection, J Mech Eng (1975), Vol. 17, Nr. 4, S. 237-242
- [10] Feldcamp, G. K., Birk, A. M., A study of modest CFD models for the design of an annular diffuser with struts for swirling flow, ASME GT2008-50605 (2008)
- [11] Fleige, H.-U., Experimentelle und numerische Untersuchung am Modell eines Turbinenaustrittsdiffusors, Fortschritt-Berichte VDI (2002)
- [12] Hill, P. G., Schaub, U. W., Senoo, Y., Turbulent wakes in pressure gradients, Transaction of the ASME (1963), Vol. 30, S. 518-524

- [13] Japikse, D., Baines, N. C. Diffuser design technology, Concepts ETI (1998)
- [14] Kline, S. J., Abbot, D. E., Fox, R. W. Optimum design of straight-walled diffusers, J Basic Eng (1959), Vol. 81, S. 321-330
- [15] Kluß, D., Stoff, H., Wiedermann, A., Effect of wakes and secondary flow on re-attachment of turbine exit annular diffuser flow, J Turbomachinery (2009), Vol 131
- [16] Lohmann, R. P., Markowski, S. J., Brookmann, E. T., Swirling flow through annular diffusers with conical walls, J Fluid Eng (1979), Vol. 101, S. 224-229
- [17] Peters, H. Energieumsetzung in Querschnittserweiterungen bei verschiedenen Zulaufbedingungen, Ing.-Archiv (1931), Band 11, S. 92-107
- [18] Reneau, L. R., Johnston, J. P., Kline, S. J. Performance and design of straight, two-dimensional diffusers, J Basic Eng (1967), Vol. 89, S. 141-150
- [19] Schlichting H., Gersten, K., Grenzschichttheorie, Springer (2006)
- [20] Sieker, O., Seume, J. R., Influence of rotating wakes on separation in turbine exit diffusers, ISAI8-0054 (2007)
- [21] Sovran, G., Klomp, E. D. Experimentally determined optimum geometries for rectilinear diffusers with rectangular, conical or annular cross-section, Fluid Mechanics of Internal Flow (G. Sovran, ed.), Elsevier (1967)
- [22] Sprenger, H., Experimentelle Untersuchung an gerade und gekrümmten Diffusoren, Mitteilung aus dem Institut für Aerodynamik (1959), ETH Zürich
- [23] Stevens, S. J., Williams, G. J., The influence of inlet conditions on the performance of annular diffusers, J Fluid Eng (1980), Vol. 102, S. 357-363
- [24] Ubertini, S., Desideri, U., Experimental performance analysis of an annular diffuser with an without struts, Experimental and Fluid Science (2000), Vol. 22, S. 183-195
- [25] Vassiliev, V., Irmisch, S., Abdel-Wahab, S., Granovskiy, A., Impact of the inflow conditions on the heavy-duty gas turbine exhaust diffusers performance, GT2010-22840 (2010)

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Keine

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

- |            |  |
|------------|--|
| B. Kuschel | Unterstützung bei der Inbetriebnahme der Versuchseinrichtung<br>(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen) |
| F. Niklas  | Unterstützung bei der Durchführung von Versuchen<br>(Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)             |

## 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

B. Kuschel	Inbetriebnahme eines Axialdiffusorprüfstandes (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
S. Secker	Turbulenzmessung im Axialdiffusorprüfstand (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
C. Heckeler	Untersuchung geeigneter Verfahren zur Generierung verschiedener Totaldruckprofile im Axialdiffusorprüfstand (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
W. Fisel	Generierung radialer Totaldruckprofile durch Widerstandskörper aus Drahtgeweben (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
C. Sperle	Strömungsvisualisierung in einem Axialdiffusor (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
B. Durst	Strömungsmessung im Axialdiffusorversuchsstand bei Variation der Nabengeometrie und des Totaldruckprofils am Diffusoreintritt (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
C. Schneider	Integration eines Hitzdrahtanemometers und Turbulenzmessung am Axialdiffusorversuchsstand (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
S. Keller	Recherche theoretischer Grundlagen und Ergebnisse experimenteller Untersuchungen von Strömungen mit plötzlicher Querschnittserweiterung (Ausbildungsziel: Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
P. Göbel	Untersuchung des Einflusses eines an der Nabe eingebrachten zusätzlichen Fluidstroms auf den Druckrückgewinn eines Axial-Diffusors (Ausbildungsziel: B.Sc. Maschinenbau)
S. Bareiß	Kalibrierung von Zylindersonden (Ausbildungsziel: B.Sc. Maschinenbau)

## 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

Keine

## 8.4 Promotionen

Keine

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

Keine

## Arbeitskreis Turbokomponenten für Gasturbinen

### Projekt: BW L 37GT

## Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen auf Basis einer selbstadaptierenden Alterungsmodellierung

Projektleiter: Prof. Dr.-Ing. Stephan Staudacher  
Institut für Luffahrtantriebe  
Universität Stuttgart  
Pfaffenwaldring 6  
70569 Stuttgart

Mitarbeiter: Dipl.-Ing. Vitali Abel, M.Sc.  
Tel.: 0711 / 685 – 69 394  
E-Mail: [abel@ila.uni-stuttgart.de](mailto:abel@ila.uni-stuttgart.de)

Finanzierung: Ministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst  
Baden-Württemberg

## 1 Ausgangssituation

Eine Vielzahl von Gasturbinenherstellern bietet heute eigene Produkte zur Überwachung und Diagnose von Anlagen an. Beispiele sind OPTIMAX (ABB), STORM und eSTORM (Pratt & Whitney), AMODIS (ALSTOM), TEMPER (General Electric), COMPASS Navigator™ (Rolls-Royce) oder ICEMS aus dem Hause Scientific Monitoring Inc. Die Systeme verwenden zumeist modellbasierte Analyseverfahren, um den Zustand einer Gasturbine bzw. ihrer einzelnen Komponenten anhand von Messgrößen zu bestimmen. Solche Systeme sind laut Hersteller in der Lage, die Alterung bzw. das Versagen einer Gasturbine respektive ihrer Komponenten zu detektieren, diagnostizieren und zu visualisieren.

Eine Überprüfung dieser Fähigkeiten in der Praxis zeigt jedoch, dass die bisher vorhandenen Methoden eine intensive Überwachung durch Fachleute erfordern. Darüber hinaus sind die bekannten Methoden nur begrenzt in der Lage, die Leistungsver schlechterung von Gasturbinenanlagen zu prognostizieren [2]. Zur Erstellung individueller Wartungspläne ist eine zuverlässige Prognosefähigkeit jedoch zwingend notwendig. Durch eine verbesserte Alterungsprognose von Gasturbinenanlagen wird ein wichtiger technologischer Beitrag zur zuverlässigen und preiswerten Energiebereitstellung geleistet.

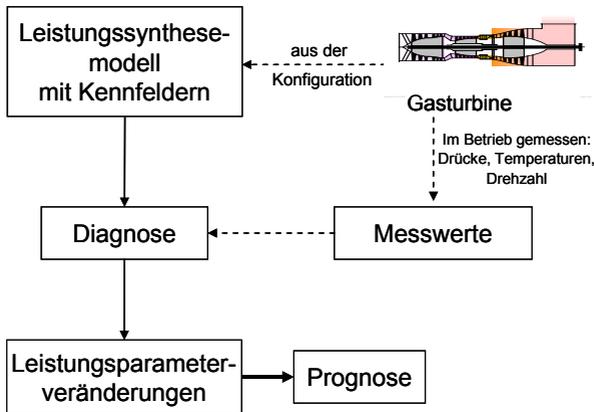


Abbildung 1: Ausgangslage des Diagnose-Prognose-Prozesses

Gemäß Abbildung 1 stellt sich die Ausgangslage wie folgt dar: Ausgehend von einer Gasturbinenkonfiguration wird ein Leistungssynthesemodell entwickelt, welches mithilfe der Komponenten Kennfelder den Arbeitsprozess der Gasturbine abbildet. Während ihres Betriebes können an der Gasturbine Messwerte wie z. B. Drehzahl, Brennstoffverbrauch, Drücke und Temperaturen ermittelt werden. Nach der Aufnahme eines Messwertsatzes wird eine Diagnose der Leistungsfähigkeit der einzelnen Gasturbinenkomponenten wie z. B. Verdichter oder Turbine durchgeführt. Hierbei werden die auf den Referenzzustand der Gasturbine bezogenen Veränderungen der Leistungsparameterskalierer der einzelnen Gasturbinenkomponenten berechnet. Diese Veränderungen ergeben sich durch einen Abgleich der Messwerte mit den entsprechenden berechneten Erwartungswerten des Gasturbinenmodells. Der zukünftige Verlauf der Leistungsparameterskalierer kann durch die Darstellung dieser Veränderungen über der Zeit und die Anwendung geeigneter mathematischer Approximationsmethoden abgeschätzt werden [1].

In Abbildung 1 wird die Leistungssynthese während der gesamten Betriebsdauer der Gasturbine mit den ungealterten Komponenten Kennfeldern des Referenzmodells durchgeführt. Die Alterung führt jedoch zu einer Veränderung der Geometrien sowie Oberflächenbeschaffenheiten der Komponenten, was zu einem veränderten Betriebsverhalten der Komponenten und somit auch zu veränderten Kennfeldern führt. Die in Abbildung 1 dargestellte Vorgehensweise führt dazu, dass sich das Gasturbinenmodell mit fortschreitender Betriebsdauer zunehmend von der realen Gasturbine unterscheidet, was sich negativ auf die Güte der Detektion, Diagnose sowie Prognose auswirkt.

Ferner ist die alterungsbedingte Schädigung der Komponenten im Anfangszeitraum des Betriebs gering. Somit sind die daraus resultierenden Veränderungen der zu messenden Größen ebenfalls gering. Diese geringen Veränderungen liegen in der Größenordnung der Messungenauigkeiten oder noch darunter, weshalb deren Berechnung mit großen Unsicherheiten verbunden ist.

## **2 Projektziele**

Das Projekt BW L 37GT ergänzt im Arbeitskreis „Gasturbine“ diejenigen Projekte, welche durch verbesserte Werkstoffe, Bauweisen und Kühlmethoden zukünftig eine verbesserte Verfügbarkeit und Lebensdauer der Gasturbinenanlagen gewährleisten sollen. Die Wirkung dieser Einzelmaßnahmen kann durch eine verbesserte Zustandsüberwachung und -diagnose verstärkt werden. Neben der Verbesserung der Anlagendiagnose soll im Rahmen dieses Projektes zusätzlich die Möglichkeit zur modellbasierten Prognose der alterungsbedingten Leistungsver schlechterung geschaffen werden.

In diesem Projekt soll ein System entwickelt werden, welches, auf Grundlage von Schädigungsmechanismusmodellen und Betriebsdaten, die alterungsbedingte Leistungsver schlechterung berechnen und ein Gasturbinenmodell entsprechend anpassen kann. Um sowohl bei der Anpassung des Modells als auch bei der späteren Anlagendiagnose die gleichen numerischen Algorithmen verwenden zu können, soll die Modellierung der Alterung auf Komponentenebene erfolgen.

Es wird erwartet, dass die durch das Alterungsmodell zur Verfügung stehenden a priori Informationen sowohl die Diagnose als auch die Prognose des Zustands von Gasturbinen wesentlich verbessern.

## **3 Vernetzung**

### **3.1 Vernetzung innerhalb KW21**

Im Rahmen des Projektes wird verglichen, welche Ansätze im Projekt BY 3E „Simulationsgestützte Prognose des elektrischen Lastverhaltens im 21. Jahrhundert“ für die Prognose verwendet werden. In beiden Fällen wird ein parametersatzgetriebenes Bottom-Up-Modell bevorzugt. Dabei korrespondieren die Verbrauchermodule von „BY 3E“ zu den Modulen der Schädigungsmechanismen bei BW L 37GT. Das Wissen bzw. die Abschätzung der benötigten Parameter erlauben eine Prognose des Lastgangverhaltens (BY 3E) respektive des Leistungsverhaltens der Gasturbine (BW L 37GT).

### **3.2 Vernetzung außerhalb KW21**

Keine.

## 4 Vorgehensweise und Methodik

In Abbildung 2 ist das Konzept des zu entwickelnden Systems schematisch dargestellt.

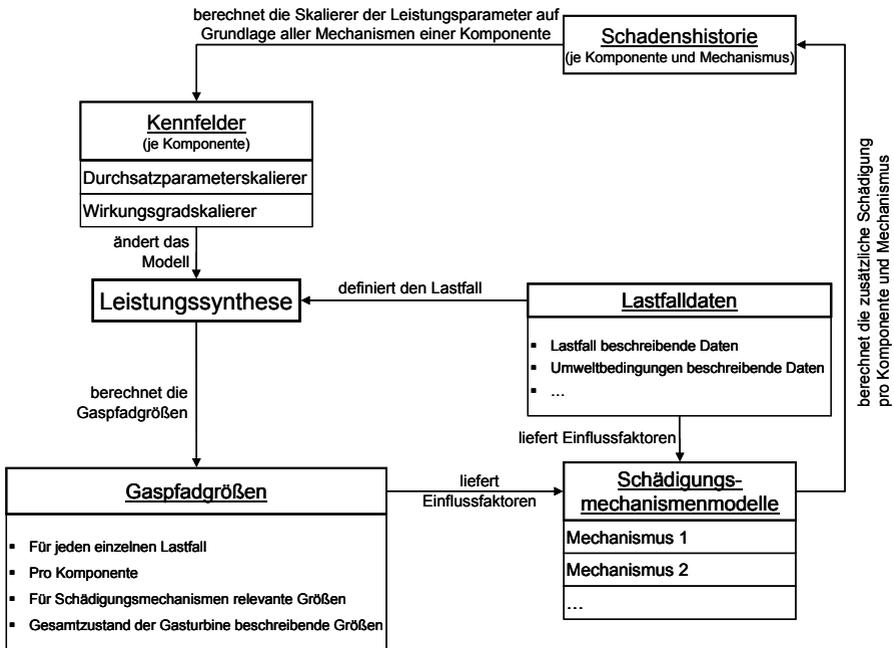
Beginnend mit dem Modul „Schädigungsmechanismenmodelle“ soll zunächst definiert werden, welche Schädigungsmechanismen für die Veränderung der Kennfelder verantwortlich sind und wie diese modelliert werden können. Dabei muss ermittelt werden, welche Einflussfaktoren für diese Modelle benötigt werden. Die Einflussfaktoren können aus den Lastfall- und Umweltdaten gewonnen werden bzw. müssen mit Hilfe einer Leistungssyntheserechnung aus den Gaspfadgrößen bestimmt werden. Auf Grundlage dieser Modelle werden für jede Komponente und jeden Lastfall die durch die verschiedenen Mechanismen verursachten Schädigungsanteile berechnet. Diese Schädigungsanteile werden laufend und für jeden Mechanismus separat zu einer jeweiligen Gesamtschädigung aufakkumuliert. Diese Gesamtschädigungen werden im Modul „Schadenshistorie“ komponentenweise gespeichert.

Die Auswirkungen der Gesamtschädigungen auf das Betriebsverhalten bzw. die Leistungsparameterskalierer der einzelnen Komponenten werden mithilfe einer Einflusskoeffizientenmatrix abgebildet. Diese Matrix setzt sich aus Austauschfaktoren zusammen, welche für die verschiedenen Schadensmechanismen experimentell zu bestimmen sind.

Da keine genauen Informationen darüber existieren, wie sich die einzelnen Mechanismen auf die Gestalt der Kennfelder auswirken, werden die entsprechenden Veränderungen schlicht durch Skalierung der Kennfelder des ungealterten Referenzmodells erfasst. Durch die Skalierung der Kennfelder wird das Gasturbinenmodell an den aktuellen Alterungszustand adaptiert. Werden mit diesem System aufeinanderfolgend zwei identische Lastfälle bei gleichen Betriebsbedingungen gerechnet, so ergeben sich zwei verschiedene Sätze von Gaspfadgrößen. Der Grund dafür ist, dass sich durch die Alterungsadaption des Modells bei der Berechnung des zweiten Lastfalls im Sinne der Leistungssynthese andere Komponenten-Betriebspunkte einstellen als im ersten Lastfall.

Ferner können im Verlauf des Betriebs aus der Leistungssynthese Größen gewonnen werden, mit denen der Gesamtzustand der Gasturbine beschrieben werden kann. Dies sind der thermische Wirkungsgrad, der spezifische Kraftstoffverbrauch und die Turbinen-eintrittstemperatur.

Für die Nutzung des adaptiven Systems sind primär Informationen des Gasturbinenherstellers notwendig. Dies sind Informationen bezüglich der detaillierten Gasturbinenkonfiguration, der Schädigungsraten unter bekannten Referenzbedingungen sowie der Stärke der jeweiligen Schutzschichten in den Komponenten. Des Weiteren sind vom Betreiber der Gasturbinenanlage Informationen bezüglich der Umwelt- sowie Betriebsbedingungen notwendig, wie zum Beispiel Informationen bezüglich der vorherrschenden Partikelkonzentrationen oder der Lastfallverläufe.



**Abbildung 2: Konzept der selbstadaptierenden Alterungsmodellierung mit Schädigungsmechanismusmodellen**

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

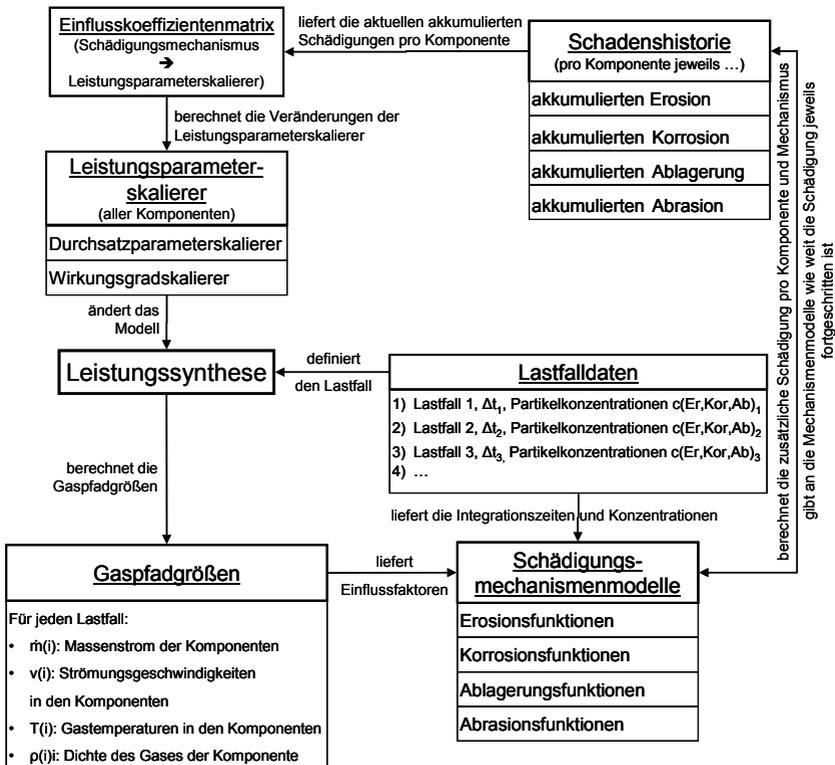
### 5.1 Ergebnisse

Gemäß Abbildung 2 stehen für das in Kapitel 4 vorgestellte Konzept folgende Module zur Verfügung:

- Modelle für die identifizierten Schädigungsmechanismen samt Einflussfaktoren
- eine Einflusskoeffizientenmatrix, die es ermöglicht, die aufakkumulierten Schädigungen der einzelnen Schädigungsmechanismen in entsprechende Änderungen der Leistungsparameter- bzw. Kennfeldskalierer umzurechnen
- das institutsinterne Leistungssyntheseprogramm SAEPP, welches das Gasturbinenmodell enthält

In Abbildung 3 ist die Architektur des entwickelten adaptiven Systems dargestellt. Das adaptive System ist wie das Diagnoseprogramm „HealthGT“ in der Programmieroberfläche Matlab umgesetzt, und kann mit diesem verknüpft werden.

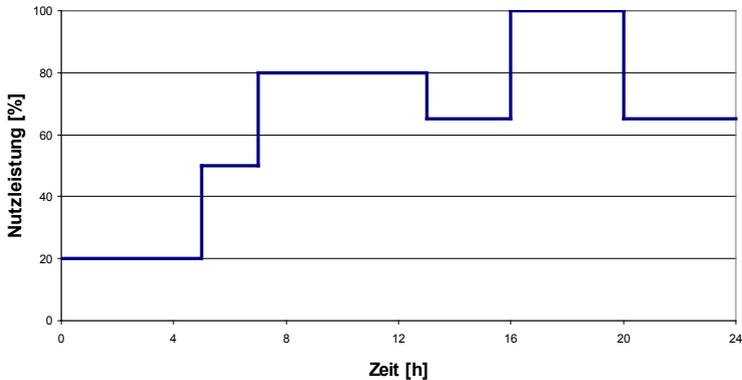
# Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen auf Basis einer selbstadaptierenden Alterungsmodellierung



**Abbildung 3: Architektur der selbstadaptierenden Alterungsmodellierung mit Schädigungsmechanismusmodellen**

Das Modul mit den Modellen der Schädigungsmechanismen benötigt sowohl Lastfalldaten als auch Gaspfadgrößen. Letztere werden mithilfe der Leistungssynthese bestimmt, in welcher ein Modell der Gasturbine hinterlegt ist. Bei Inbetriebnahme der Anlage handelt es sich um das Referenzmodell mit den ungealterten Komponentenkennfeldern. Die Lastfalldaten beinhalten Informationen bezüglich der Nutzleistung, des Umgebungsdruckes sowie der Umgebungstemperatur. Auf Grundlage der Lastfall- sowie Gaspfaddaten werden im Modul „Schädigungsmechanismenmodelle“ die Schädigungsbeiträge der verschiedenen Mechanismen für alle Komponenten berechnet. Dabei werden die jeweiligen Schädigungsfortschritte berücksichtigt, welche aus dem Modul „Schadenshistorie“ abgefragt werden. Anschließend werden die im aktuellen Lastfall entstandenen Schädigungen zu den bisherigen Gesamtschädigungen, welche im Modul „Schadenshistorie“ gespeichert sind, hinzuaddiert. Mithilfe der Einflusskoeffizientenmatrix werden diese Gesamtschädigungen in Änderungen der Kennfeldskalierer der Leistungsparameter Wirkungsgrad sowie Durchsatzparameter umgerechnet. Durch die Berücksichtigung dieser Kennfeldskalierer bei der Leistungssynthese des folgenden Lastfalls wird das Gasturbinenmodell an den aktuellen Alterungszustand adaptiert.

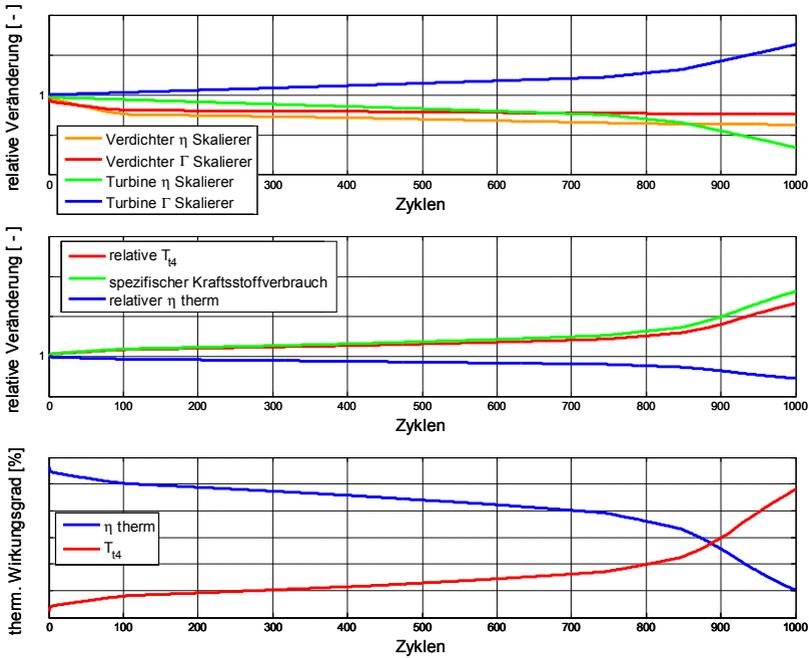
In Abbildung 4 ist der Tageslastverlauf einer Gasturbine dargestellt, wie er z. B. für die Versorgung einer Kleinstadt aussehen könnte. Ein Tag mit sechs typischen Lastfällen entspricht einem Zyklus. Gemäß dem dargestellten Zyklus wird eine Rechnung für eine einwellige Gasturbine und 1000 Zyklen bzw. 6000 Lastfälle durchgeführt. Das Schema in Abbildung 3 wird somit **6000 Mal** durchlaufen. Die **angenommenen Partikelkonzentrationen** sind typisch für einen Standort in der Bundesrepublik Deutschland und einen Gasturbinenbetrieb ohne Luftfilter.



**Abbildung 4: Vereinfachter Tageslastverlauf der relativen Nutzleistung einer stationären Gasturbine**

In Abbildung 5 sind die **Ergebnisse dieser Rechnung für eine einwellige Gasturbine** dargestellt. Im obersten Diagramm ist bei ca. 830 Zyklen eine erhöhte Änderungsrate der Kennfeldskalierer des Wirkungsgrades ( $\eta$ ) und des Durchsatzparameters ( $\Gamma$ ) der Turbine zu beobachten. Dies ist mit der Modellierung des Korrosionsverlaufs zu erklären, welche zu diesem Zeitpunkt den Übergang in eine Phase erhöhter Schädigungsrate vorsieht. Im mittleren Diagramm sind die relevanten globalen Gasturbinengrößen, bezogen auf ihren Wert im Neuzustand, dargestellt. Auch hier wird die verstärkte Verschlechterung bei ca. 830 Zyklen deutlich. Im dritten Diagramm sind der thermische Wirkungsgrad und die Turbineneintrittstemperatur absolut dargestellt. Mithilfe dieser Informationen kann der Gasturbinenbetreiber abschätzen, wann Grenzwerte überschritten werden und die Anlage zur Durchführung von **Wartungsmaßnahmen** abgeschaltet werden muss.

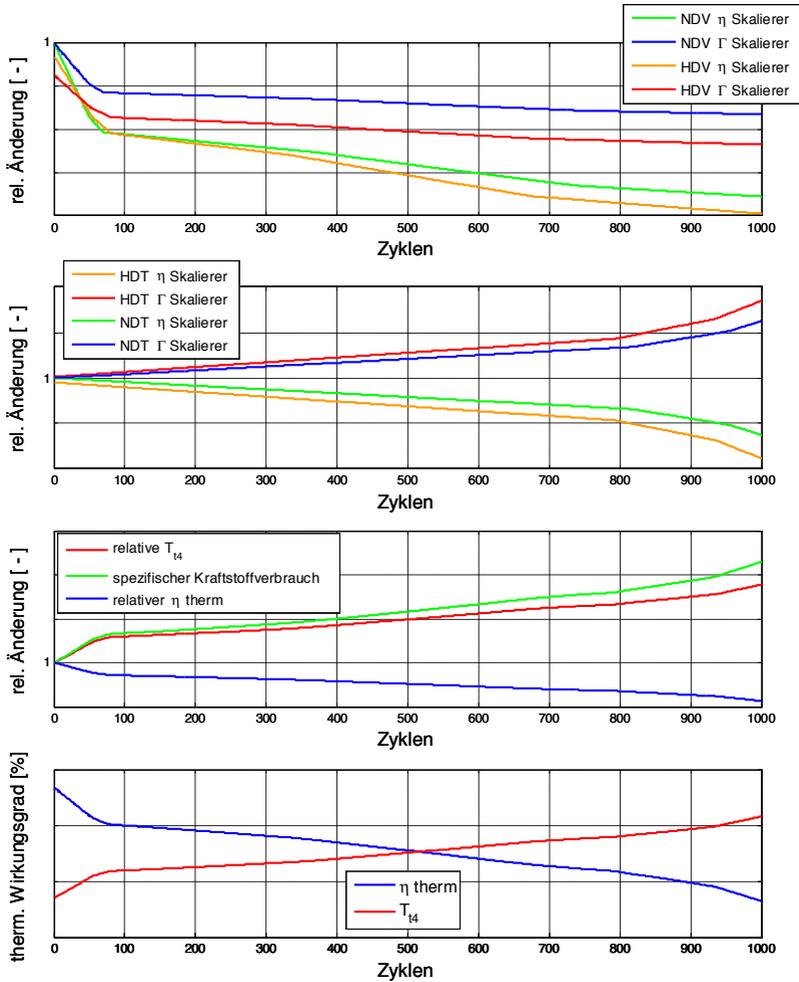
## Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen auf Basis einer selbstadaptierenden Alterungsmodellierung



**Abbildung 5: Auswirkungen der Alterung auf die globalen Leistungsgrößen einer einwilligen Gasturbine sowie auf die Leistungsparameterskalierer von Wirkungsgrad ( $\eta$ ) und Durchsatzparameter ( $\Gamma$ ) der Gasturbinenkomponenten (bezogen auf den ersten Zyklus und absolut über 1000 Zyklen)**

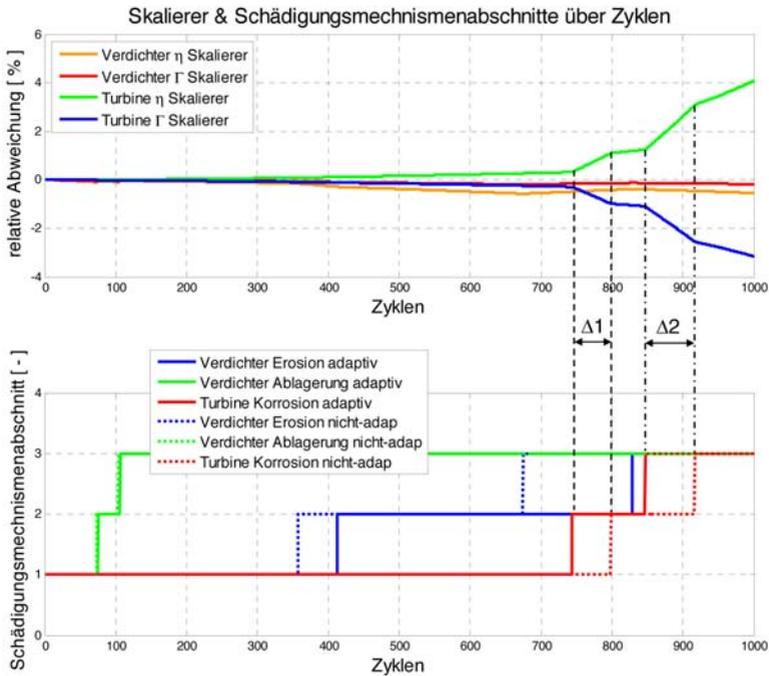
In Abbildung 6 sind die Ergebnisse der Prognoserechnung für eine zweiwillige Gasturbine dargestellt. Es werden die gleichen Betriebs- bzw. Umweltbedingungen wie bei der Rechnung für eine einwillige Gasturbine angenommen. Die Leistungsparameterskalierer des Hochdruckverdichters (HDV) nehmen im Vergleich zum Niederdruckverdichter (NDV) stärker ab. Aufgrund höherer Gaspfadtemperaturen im HDV sind die Geschwindigkeiten größer, was Erosion begünstigt und die Komponente schneller altern lässt. Analog dazu verändern sich die Leistungsparameterskalierer der Hochdruckturbinen (HDT) stärker als bei der Niederdruckturbinen (NDT). Dieses Phänomen ist auf die höheren Gaspfadtemperaturen in der HDT zurückzuführen, welche den Korrosionsprozess beschleunigen. Bei den relevanten globalen Leistungsgrößen der Gasturbine ist zunächst eine degressive Änderung zu beobachten. Dies ist bedingt durch das Ende der abrasiven Schädigung sowie durch die Abschwächung der Schädigungsmechanismen der Erosion und Ablagerung. Das anschließend progressive Verhalten resultiert aus dem Übergang der Turbinenkorrosion in die nächsten Schädigungsphasen.

# Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen auf Basis einer selbstadaptierenden Alterungsmodellierung



**Abbildung 6:** Auswirkungen der Alterung auf die globalen Leistungsgrößen einer zweiwelligen Gasturbine sowie auf die Leistungsparameterskalierer von Wirkungsgrad ( $\eta$ ) und Durchsatzparameter ( $\Gamma$ ) der Gasturbinenkomponenten (bezogen auf den ersten Zyklus und absolut über 1000 Zyklen)

## 5.2 Vergleich: adaptives – nicht-adaptives Alterungsmodell



**Abbildung 7: Abweichung der Skalierer des nicht-adaptiven Systems zum adaptiven System und die zugehörigen Abschnittsprünge der Schädigungsmechanismenmodelle beider Systeme**

Zur Bestimmung der Unterschiede zwischen dem präsentierten adaptiven und einem nicht-adaptiven System wird eine Prognoserechnung für das in Unterkapitel 5.1 beschriebene Szenario ohne Adaption des Gasturbinenmodells durchgeführt. Im nicht-adaptiven Fall werden bei gleichen Umgebungs- bzw. Betriebsbedingungen stets konstante Gaspfadgrößen berechnet. In Abbildung 7 ist im oberen Teil die prozentuale Abweichung der Skalierer des nicht-adaptiven zum adaptiven System bezogen auf das adaptive System dargestellt.

Zu Beginn liegen die Skalierer für beide Systeme dicht beieinander. Erst bei größeren Zyklenzahlen werden die Abweichungen sichtbar größer. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Übergang zwischen den Abschnitten der Schädigungsmodelle zu unterschiedlichen Zeitpunkten stattfindet. Am Beispiel der Turbinenkorrosion lässt sich das wie folgt interpretieren: Bei ca. 750 Zyklen geht das adaptive System in den zweiten Abschnitt über. Deshalb steigt die Abweichung der Turbinenskalierer im Bereich  $\Delta 1$  stärker. Sobald auch das nicht-adaptive System bei ca. 800 Zyklen in den nächsten Abschnitt der Turbinenkorrosion übergeht, wird der Unterschied in den Skalierern geringer. Nach ca. 850 und 920

Zyklen findet im Bereich  $\Delta 2$  der Übergang des Korrosionsmodells in den letzten Abschnitt statt. Dies geschieht erneut zeitverzögert, wobei der Übergang im adaptiven System früher als im nicht-adaptiven erfolgt.

### 5.3 Ausblick

Mit Abschluss dieses Teilprojekts steht ein System mit selbstadaptierender Alterungsmodellierung zur Verfügung. Mit diesem System ergeben sich folgende Neuerungen bzw. Vorteile:

- Auf der Grundlage von Betriebsdaten sowie Modellen von Schädigungsmechanismen kann die alterungsbedingte Leistungsver schlechterung der einzelnen Komponenten realer Gasturbinen abgeschätzt werden. Zum einen kann mit diesen Informationen die Plausibilität von Diagnoseergebnissen überprüft werden, zum anderen kann ein ungewöhnliches, vom Alterungsmodell abweichendes Alterungsverhalten zuverlässig identifiziert werden. Weiterhin kann das Alterungsmodell a priori Informationen liefern, welche sich positiv auf die Diagnosegüte auswirken können. So kann die Alterung schlecht beobachtbarer Leistungsparameter mit derjenigen des Modells ersetzt werden, was sich positiv auf die Bestimmung der übrigen Leistungsparameter auswirkt. Weiterhin können mithilfe des Alterungsmodells sinnvolle Startwerte bzw. Nebenbedingungen für Diagnosen erzeugt werden. Darüber hinaus können mithilfe des Systems Aussagen über das Alterungsverhalten im Bereich geringer Leistungsparameteränderungen zu Beginn des Gasturbineneinsatzes getroffen werden.
- Durch die fortlaufende Adaption des Gasturbinenmodells an den aktuellen Alterungs Zustand werden die Rückwirkungen der Alterung auf das Betriebsverhalten der Gasturbinenkomponenten erfasst. Dadurch ändern sich auch die Gaspfadgrößen, welche durch die Schädigungsmodelle wiederum auf die Alterung einwirken. Daraus resultiert ein realistischeres Alterungsverhalten des Gasturbinenmodells, was zu genaueren Ergebnissen führt.
- Die Modellierung der Alterung durch verschiedene Schädigungsmechanismen ermöglicht nicht nur die Abschätzung des Ausmaßes der Leistungsver schlechterung der einzelnen Komponenten, sondern auch die Abschätzung der Anteile der verschiedenen Schädigungsmechanismen an diesen Verschlechterungen. Diese Informationen können sich bei der Suche nach Gründen für ein ungewöhnliches Alterungsverhalten als vorteilhaft erweisen.
- Durch das Alterungsmodell können bei der Prognose des Leistungsverhaltens sich zukünftig ändernde Betriebsbedingungen bzw. Einsatzszenarien berücksichtigt werden.

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Das Projekt startete mit einer sechsmonatigen Verspätung zum 01.07.2009. Dadurch verschob sich das Ende entsprechend um sechs Monate. Eine kostenneutrale Verlängerung von sechs Monaten wurde beantragt und genehmigt. Somit ergab sich als Projektabschlussdatum der 31.12.2011.

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1. Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

Keine.

#### 7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen

Putz, A.; Abel, V.; Staudacher, S.: Turbomachinery Deterioration Modeling for the Prediction of Gas Turbine Maintenance. \*

\* Der Titel dieser Publikation ist vorläufig, da sie zum Zeitpunkt der Drucklegung noch nicht veröffentlicht war. Die Veröffentlichung erfolgt im Rahmen des 62. Deutschen Luft- und Raumfahrtkongresses im September 2013.

### 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte

Keine.

### 7.3 Weitere Publikationen

- [1] Fahrmeir, L., Kneib, T., Lang, S.: Regression Modelle, Methoden und Anwendungen, Springer Verlag, Berlin, Deutschland, 2007
- [2] Köhli, R.; Lipowsky, H.: Literaturrecherche zum Thema: Monitoring und Diagnose von Gasturbinen. Institut für Luffahrtantriebe Bericht ILA-05 A 01, Stuttgart, Deutschland, 2006

### 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Keine.

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

H. Vogel	Modellbildung von Gasturbinen für die Leistungssynthese Parameterstudien mit selbstadaptierendem Alterungsmodell Integration von Leistungsrechnungsprogrammen in der Programmieroberfläche MATLAB (Dipl.- Ing. Luft- und Raumfahrttechnik)
T. Ben Sghaier	Literaturrecherche zum Thema Schädigungsmechanismen und Einflussfaktoren mit dem Fokus „Erosion“ (Dipl.- Ing. Luft- und Raumfahrttechnik)

## **8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten**

M. Schmidt                      Studienarbeit Nr. 1040  
(Dipl.- Ing. Luft- und Raumfahrttechnik)

## **8.3 Diplom- und Masterarbeiten**

A. Putz                              Diplomarbeit Nr. 1119  
(Dipl.- Ing. Luft- und Raumfahrttechnik)

D. Beyer                             Diplomarbeit Nr. 1168  
(Dipl.- Ing. Luft- und Raumfahrttechnik)

## **8.4 Promotion**

Keine.

## **9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU**

### **9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU**

Keine.

### **9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)**

Keine.

## Arbeitskreis Turbokomponenten für Gasturbinen

### Projekt: BW W 37GT

## Verifizierung eines selbst adaptierenden Verfahrens zur Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen

Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. Stephan Staudacher Institut für Lufffahrtantriebe Universität Stuttgart Pfaffenwaldring 6 70569 Stuttgart
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. Andreas Putz Tel.: 0711 / 685 – 63 703 E-Mail: andreas.putz@ila.uni-stuttgart.de
Finanzierung:	MTU Aero Engines

## 1 Ausgangssituation

Während der Dauer ihres Betriebs reduziert sich die Leistungsfähigkeit von Gasturbinen aufgrund von alterungsbedingten Mechanismen sowie aufgrund von Einzelereignissen. Durch Wartungsmaßnahmen kann die ursprüngliche Leistungsfähigkeit wiederhergestellt werden. Hierbei kann durch die Erstellung individueller Wartungspläne die Wirtschaftlichkeit des Betriebs von Gasturbinenanlagen erhöht werden. Dies erfordert jedoch Überwachungssysteme, die den Zustand einer Gasturbine zuverlässig diagnostizieren und prognostizieren.

In der ersten Phase der Forschungsinitiative „KW 21“ wurde am Institut für Lufffahrtantriebe der Universität Stuttgart (ILA) ein derartiges System entwickelt und in dem Computerprogramm HealthGT<sup>®</sup> umgesetzt [1]. Die Besonderheit dieses Systems ist, dass neben den graduellen alterungsbedingten Verschlechterungen auch sprunghafte, durch Einzelereignisse bedingte Verschlechterungen des Leistungsverhaltens, erfasst werden. Ein Beispiel für ein größeres Einzelereignis ist der Verlust eines leistungsrelevanten Bauteils wie etwa einer Schaufel aufgrund von Materialermüdung. Die Zustandsdiagnose erfolgt in HealthGT<sup>®</sup> auf Komponentenebene durch den Vergleich der während des Betriebs erfassten Gaspfad-Messwerte mit den entsprechenden Erwartungswerten eines nichtlinearen Gasturbinenmodells. Die Prognose des Leistungsverhaltens beruht auf der Extrapolation der berechneten Alterungsverläufe. Hierzu wird die Methode der Bayesischen Vorhersage eingesetzt.

Eine Verbesserung der Prognose kann dadurch erreicht werden, dass auch hier ein modellbasierter Ansatz angewendet wird. Hierbei werden die Alterungs- bzw. Schädigungsmechanismen, wie z. B. die Erosion oder die Verschmutzung der Gaspfadoberflächen, vereinfacht nachgebildet. Nach Vorgabe der Umgebungs- bzw. Betriebsbedingungen der Gasturbine liefern die Schädigungsmodelle Informationen bezüglich Art und Ausmaß der Schädigungen, welche in akkumulierter Form in einer Historie abgelegt werden. Mithilfe einer Einflusskoeffizientenmatrix können diese akkumulierten Schädigungsinformationen in eine Leistungsverschlechterung der einzelnen Gasturbinenkomponenten umgerechnet werden. Der Vorteil des Systems liegt darin, dass auf Basis der gemessenen Eingangsgrößen der realen Gasturbine nicht nur das Ausmaß der Leistungsverschlechterung der Komponenten, sondern auch die Anteile der verschiedenen Schädigungsmechanismen an dieser Leistungsverschlechterung abgeschätzt werden können. Weiterhin kann durch einen Vergleich der berechneten Leistungsverschlechterung mit der diagnostizierten Leistungsverschlechterung der realen Gasturbine ein anomales Alterungsverhalten leichter detektiert werden. Darüber hinaus können bei der Prognose sich zukünftig ändernde Betriebsbedingungen bzw. Einsatzszenarien berücksichtigt werden. Im Teilprojekt BW L 37GT wurde das Kernstück eines solchen Systems entwickelt, welches es ermöglicht, die Alterung der realen Gasturbine nachzubilden und das Gasturbinenmodell kontinuierlich anzupassen.

Bei der Diagnose des Gasturbinenzustandes tritt meist das Problem auf, dass der Umfang der Serieninstrumentierung zu gering ist, um den vollständigen Satz der Parameter, welche das Leistungsverhalten der Gasturbinenkomponenten beschreiben (Zustandsparameter), zu berechnen. In diesem Fall ist es jedoch möglich, die Zustandsparameter mithilfe von Optimierungsverfahren näherungsweise zu bestimmen [1]. Hierbei wirkt sich die Einschränkung des Lösungsraums durch die Vorgabe von Nebenbedingungen positiv auf die Ergebnisgüte sowie auf die Rechenzeit aus. Dies erfordert jedoch a priori Informationen wie repräsentative zeitliche Verläufe der Zustandsparameter (Alterungsverläufe) bzw. repräsentative Wertebereiche dieser Zustandsparameter, welche mithilfe theoretischer Alterungsmodelle oder durch die Untersuchung von Messdaten bereits gealterter Gasturbinen gewonnen werden können. Diese Informationen können sich auch positiv auf die Detektion sowie Diagnose von Einzelereignissen bzw. Einzelfehlern auswirken, da sich die Zustandsparameterwerte zumindest teilweise um den alterungsbedingten Anteil bereinigen lassen, was den Fehleranteil klarer hervortreten lässt.

## 2 Projektziele

Ziel des Teilprojektes BW W 37GT ist die Ermittlung mathematischer Funktionen zur Approximation der alterungsbedingten Leistungsverschlechterung von Gasturbinenkomponenten wie z. B. Niederdruck- oder Hochdruckverdichter. Dazu werden Messdaten von im Betrieb befindlichen Gasturbinen ausgewertet. Diese Messdaten stammen von Gasturbinenflotten verschiedener Betreiber, welche vom Instandhaltungsbetrieb des Industriepartners MTU Aero Engines gewartet werden.

Mithilfe dieser Datengrundlage sollen Alterungsverläufe der Leistungsfähigkeit verschiedener Gasturbinenkomponenten erstellt und mit geeigneten mathematischen Funktionen approximiert werden.

Diese Alterungsverläufe sollen zur Validierung der Ergebnisse des phänomenologischen Alterungsmodells des Teilprojektes BW L 37GT herangezogen werden. Weiterhin sollen die ermittelten Approximationsfunktionen in das Programm HealthGT<sup>®</sup> eingebunden werden, wo sie zu einer weiteren Verbesserung der Detektion sowie Diagnose beitragen sollen.

Darüber hinaus soll anhand ausgewählter Messdatensätze die Eignung der ermittelten Approximationsfunktionen zur Prognose untersucht werden. Ferner soll ein Vergleich dieser Prognosemethode mit der Bayesischen Vorhersage durchgeführt werden.

### **3 Vernetzung**

#### **3.1 Vernetzung innerhalb KW21**

Innerhalb der Forschungsinitiative „KW 21“ besteht eine Verbindung mit dem Teilprojekt BW L 37 GT, welches einen phänomenologischen Ansatz zur Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen verfolgt.

#### **3.2 Vernetzung außerhalb KW21**

Keine.

### **4 Vorgehensweise und Methodik**

Zur Erstellung der Alterungsverläufe werden Messdaten von Flotten zweier verschiedener Gasturbinentypen (GT-A sowie GT-B) untersucht. Zunächst ist zu klären, welche Zustandsparameter mit der jeweiligen Serieninstrumentierung der beiden Gasturbinen verlässlich bestimmt werden können. Die ermittelten Parameter sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Gasturbinentyp	Untersuchte Zustandsparameter
GT-A	Wirkungsgrad des Nieder- sowie Hochdruckverdichters
GT-B	Durchsatzparameter der Hochdruckturbine

**Tabelle 1:      Untersuchte Zustandsparameter der beiden Gasturbinentypen**

Mithilfe der Leistungssynthese werden die Messdaten analysiert und die Zustandsparameter berechnet. Anschließend werden geeignete Messdatensätze ausgewählt, wobei das Kriterium das Vorhandensein eines möglichst großen Messzeitraumes ohne Wartungsmaßnahmen und größere Einzelereignisse ist.

Die Alterung einer Gasturbine führt zu einer Änderung der Komponentenkennfelder sowie zu einer Verschiebung der Komponentenbetriebspunkte. Die Verwendung der betriebspunktabhängigen Leistungsparameter zur Quantifizierung der Leistungsver schlechterung ist folglich nicht sinnvoll. Zur Modellierung der Alterungseffekte auf die Komponenten wird die Methode der Kennfeldskalierung angewendet, wobei die Änderung des Skalierungsmaßes der Größen „Wirkungsgrad“ sowie „Durchsatzparameter“ in Bezug auf den unge-

alterten Ausgangszustand ein direktes Maß für die Leistungsver schlechterung darstellt. Diese Änderungen werden durch sogenannte Deltaskalierer quantifiziert, welche die eigentlichen Zustandsparameter darstellen. Wenn im Folgenden Leistungsparameter genannt werden, so ist stets der entsprechende Zustandsparameter gemeint.

Bedingt durch die Messunsicherheiten der Messwerte sind auch die berechneten Zustandsparameter mit Unsicherheiten behaftet. Infolgedessen weisen die Alterungsverläufe eine deutliche Streuung auf. Davon abgesehen führen gelegentlich auftretende, kleinere Einzelereignisse zu geringen Sprüngen in diesen Alterungsverläufen. Zur Reduktion dieser negativen und zufällig auftretenden Effekte werden die Messdaten mehrerer Gasturbinen gemittelt. Diese für die jeweilige Flotte repräsentativen gemittelten Alterungsverläufe stellen die Grundlage für die Bestimmung geeigneter Approximationsfunktionen dar.

Da die Messdaten mehrerer Gasturbinen miteinander verglichen bzw. verrechnet werden sollen, muss die Frage geklärt werden, unter welchen Bedingungen die Messdaten unterschiedlicher Gasturbinen überhaupt vergleichbar sind. Grundsätzlich werden im Rahmen dieser Untersuchung nur Messdaten ähnlich betriebener Gasturbinen desselben Gasturbinentyps miteinander verglichen. Darüber hinaus werden Einflussfaktoren definiert, die Messdaten entsprechend kategorisiert und die Auswirkungen auf die gemittelten Alterungsverläufe untersucht. Als Einflussfaktoren werden die Anzahl bereits erfolgter Wartungen zu Beginn des Messzeitraumes und die Umweltbedingungen am Einsatzort (z. B. Partikelbelastung, Außentemperatur, Feuchtigkeit) untersucht.

Zur Untersuchung der Eignung der Approximationsfunktionen hinsichtlich der Prognose werden Alterungsverläufe individueller Gasturbinen in zeitlichen Abständen mithilfe der Funktionen approximiert und bis zum finalen Betriebszyklus extrapoliert. Anschließend können die extrapolierten finalen Zustandsparameterwerte mit den realen finalen Werten verglichen werden.

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

### 5.1 Ergebnisse

Zur Approximation der Alterungsverläufe wird die Potenzfunktion verwendet

$$f(x) = a \cdot x^b + c. \quad (1)$$

Im Falle des Niederdruckverdichter-Wirkungsgrades wird zusätzlich der Tangens Hyperbolicus untersucht

$$f(x) = a \cdot \tanh(b \cdot x) + c. \quad (2)$$

Diese Funktionen werden mithilfe der Methode der kleinsten Quadrate unter Einsatz eines Optimierungsverfahrens an die Alterungsverläufe angepasst.

Im Folgenden sind nicht die Absolutwerte der Zustandsparameter, sondern bezogene Werte (\*) dargestellt

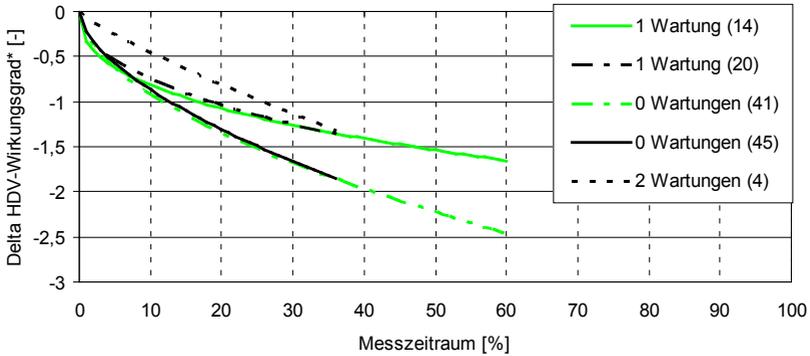
$$\Delta \text{Zustandsparameter}^* = \frac{\Delta \text{Zustandsparameter}}{\chi}.$$

Der Bezugswert  $\chi$  wurde zwischen den Projektpartnern sinnvoll festgelegt.

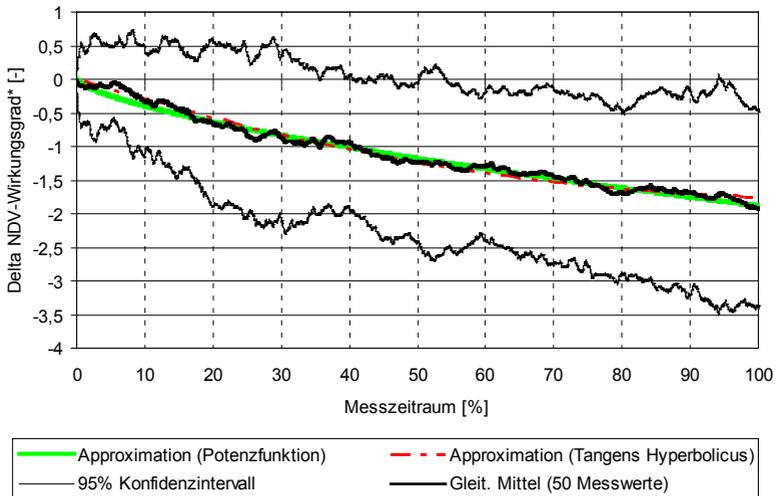
Die Untersuchung der Einflussfaktoren ergibt, dass nur die Kategorisierung nach der Anzahl bereits erfolgter Wartungen zu Beginn des Messzeitraumes systematische Auswirkungen auf den gemittelten Alterungsverlauf hat. So geht aus Abbildung 1 hervor, dass der Alterungsgradient des Hochdruckverdichter-Wirkungsgrades mit zunehmender Anzahl an Wartungen abnimmt.

Gemäß Abbildung 2 eignen sich grundsätzlich beide Funktionen zur Approximation des gemittelten Alterungsverlaufs des Niederdruckverdichter-Wirkungsgrades. Der Tangens Hyperbolicus nähert die erste Hälfte des Alterungsverlaufs geringfügig besser an, wohingegen die Potenzfunktion die zweite Hälfte des Alterungsverlaufs geringfügig besser approximiert.

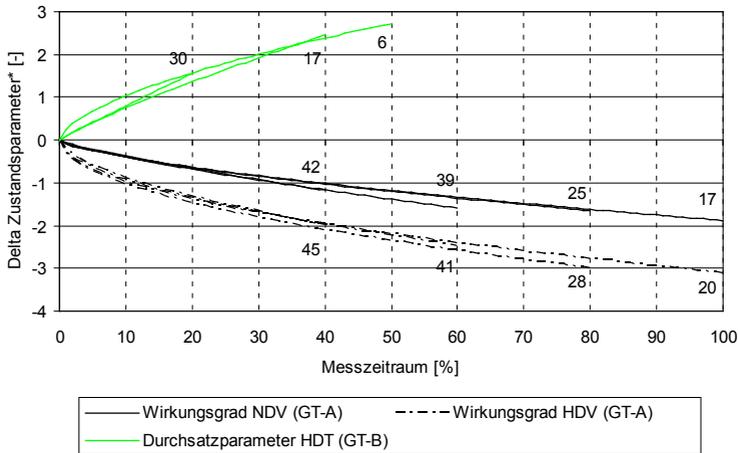
Da nicht alle Messdatensätze über gleichgroße geeignete Messzeiträume verfügen, werden die Verläufe für verschiedene Mindestgrößen der Messzeiträume erstellt. Für kleinere Zeiträume stehen mehr Datensätze zur Verfügung. Gemäß Abbildung 3 sind die Alterungstrends der untersuchten Zustandsparameter für die verschiedenen Messzeiträume stabil.



**Abbildung 1:** Abhängigkeit der approximierten Alterungsverläufe des Hochdruckverdichter-Wirkungsgrades von der Anzahl bereits erfolgter Wartungen zu Beginn des Messzeitraumes (Datengrundlage: gemittelte Messdatensätze von Gasturbinen des Typs GT-A; Die jeweilige Anzahl der gemittelten Messdatensätze ist den Legendenbezeichnungen in Klammern angehängt)



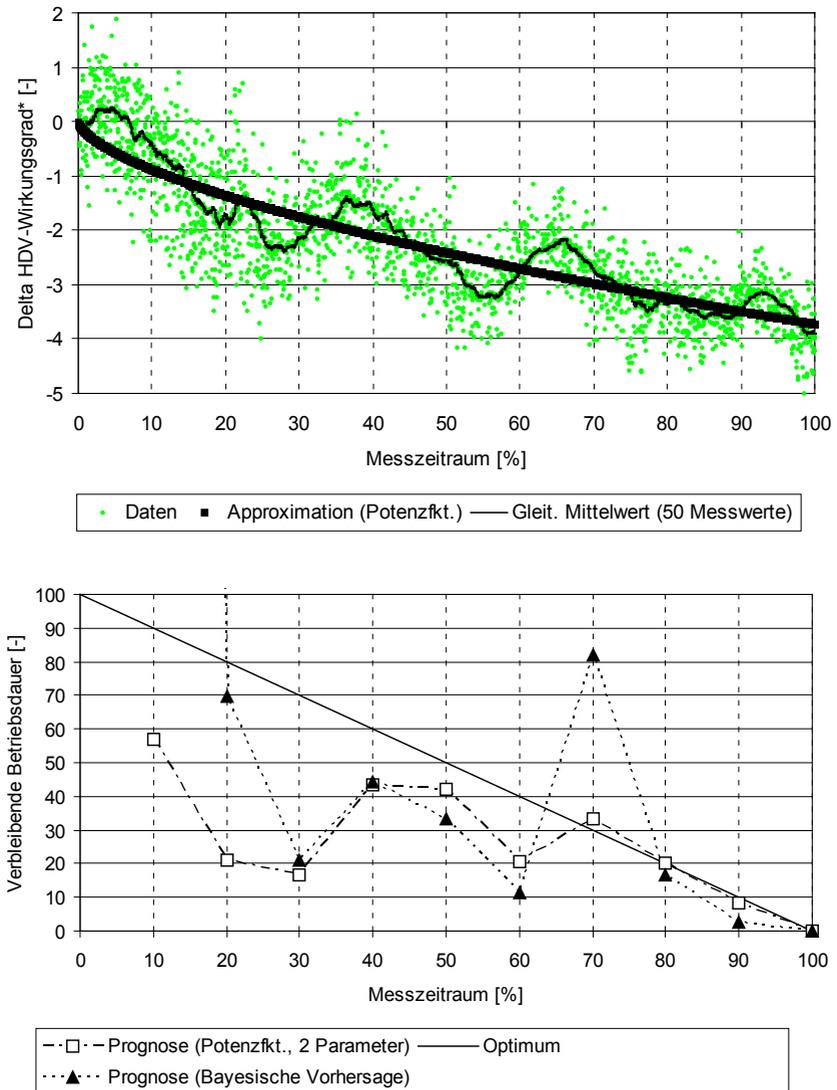
**Abbildung 2:** Gemittelter Alterungsverlauf des Niederdruckverdichter-Wirkungsgrades mit 95 % Konfidenzintervall sowie Approximationskurven (Datengrundlage: 25 gemittelte Messdatensätze von Gasturbinen des Typs GT-A im Neuzustand)



**Abbildung 3: Approximierte Alterungsverläufe der drei untersuchten Zustandsparameter für verschieden große Messzeiträume (Datengrundlage: gemittelte Messdatensätze von Gasturbinen des Typs GT-A (Wirkungsgrad) im Neuzustand bzw. GT-B (Durchsatzparameter) mit einer Wartung; Die jeweilige Anzahl der gemittelten Messdatensätze ist an den Enden der Kurven vermerkt)**

In Abbildung 4 (oben) ist der Alterungsverlauf des Hochdruckverdichter-Wirkungsgrades dargestellt, welcher auf Basis eines individuellen Messdatensatzes berechnet wurde. Offenbar unterliegt der gleitende Mittelwert ausgeprägten Schwankungen. Ein möglicher Grund für diese jahreszeitlich auftretenden Schwankungen ist die Außentemperatur, welche ebenfalls jahreszeitlich schwankt und zu Änderungen der mechanischen Drehzahlen sowie der Radialspalte führt. Da das verwendete Gasturbinenmodell über kein Radialspaltmodell verfügt, können die resultierenden Wirkungsgradschwankungen nicht durch das Modell abgebildet bzw. kompensiert werden. Im Rahmen des Projektes wurde eine Vorgehensweise entwickelt, um diese jahreszeitlichen Schwankungen zukünftig aus den Alterungsverläufen herauszufiltern zu können. Die Methode basiert auf der Annäherung des jahreszeitlichen Anteils mithilfe einer Sinusfunktion. Aus Abbildung 4 (unten) geht hervor, dass sich die Potenzfunktion trotz dieser starken Schwankungen gut für die Prognose des Wirkungsgrades eignet: Bereits bei 70 % des Wartungsintervalls kann der finale Zustandsparameterwert mit sehr guter Genauigkeit vorhergesagt werden. Die Methode der Bayesischen Vorhersage liefert hier deutlich schlechtere Ergebnisse.

# Verifizierung eines selbst adaptierenden Verfahrens zur Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen



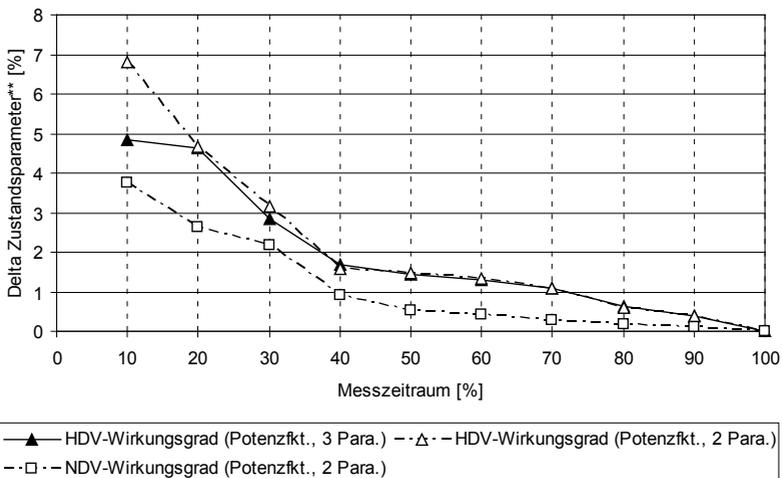
**Abbildung 4: Alterungsverlauf (oben) sowie Prognoseergebnisse (unten) des Hochdruckverdichter-Wirkungsgrades (Datengrundlage: individueller Messdatensatz einer Gasturbine vom Typ GT-A im Neuzustand)**

## Verifizierung eines selbst adaptierenden Verfahrens zur Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen

In Abbildung 5 ist die bezogene Abweichung zwischen prognostiziertem sowie realem finalen Zustandsparameterwert dargestellt

$$\Delta \text{Zustandsparameter}^{**} = \frac{\Delta \text{Zustandsparameter}(\text{final, prog.}) - \Delta \text{Zustandsparameter}(\text{final})}{\chi}$$

Es ist ersichtlich, dass die Güte der Prognose des Wirkungsgrades im Falle des Hochdruckverdichters weniger gut ist als im Falle des Niederdruckverdichters. Der Grund dafür ist den ausgeprägten jahreszeitlichen Schwankungen zu suchen. Weiterhin geht aus Abbildung 5 hervor, dass die Potenzfunktion mit nur 2 Parametern ( $c=0$ ) gegenüber dem Ansatz mit 3 Parametern nicht im Nachteil ist.

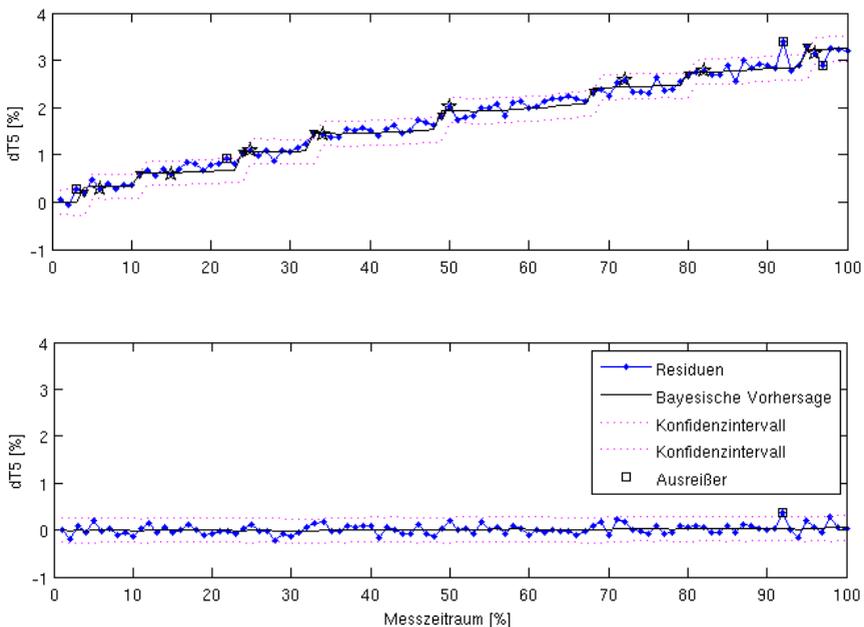


**Abbildung 5: 95 % Konfidenzintervalle der für verschiedene Zeitpunkte bestimmten bezogenen Abweichung zwischen prognostiziertem sowie realem finalen Zustandsparameterwert (Datengrundlage: 20 (HDV) bzw. 17 (NDV) Messdatensätze von Gasturbinen des Typs GT-A im Neuzustand)**

Vergleicht man Abbildung 3 mit der entsprechenden Abbildung des Projektberichts BW L 37GT erkennt man, dass die approximierten Alterungsverläufe qualitativ gut übereinstimmen. So wird z. B. der Gradient, welcher zu Beginn der Alterung relativ steil ist und mit fortschreitender Alterung abflacht, gut wiedergegeben. Eine quantitative Validierung ist an dieser Stelle nicht zweckmäßig, da im Rahmen von BW L 37GT ein anderes Gasturbinenmodell verwendet wurde und die Einflusskoeffizientenmatrix mangels Informationen nur mit allgemeinen Literaturwerten bzw. mit Schätzwerten bestückt werden konnte.

Die Untersuchung der Auswirkungen der Integration der Approximationsfunktionen in HealthGT<sup>®</sup> wird anhand eines synthetischen Datensatzes mit einem Umfang von 100 Zyklen durchgeführt. In Abbildung 6 sind Messwertresiduen dargestellt, welche sich durch den Vergleich der Messwerte der realen Gasturbine mit den Erwartungswerten des Gasturbinenmodells ergeben. Diese Residuen stellen die Grundlage der Detektion in HealthGT<sup>®</sup>

dar. Aus dem oberen Verlauf in Abbildung 6 ist ersichtlich, dass die Berechnung der Messwertresiduen mithilfe des ungealterten Referenzmodells eine alterungsbedingte Abweichung der Abgastemperatur von ca. 3 % ergibt. Bei der Detektion sind mehrere Messwerte auffällig, wobei die 4 identifizierten Ausreißer anhand der quadratischen Symbole zu erkennen sind. Aus dem unteren Verlauf von Abbildung 6 geht hervor, dass durch Berücksichtigung der Approximationsfunktionen bei der Residuenberechnung Abweichungen der Abgastemperatur im idealen Fall nur noch durch Messunsicherheiten bedingt sind. Bei unveränderten Detektionseinstellungen ist in diesem Verlauf nur ein auffälliger Messwert in Form eines Ausreißers festzustellen. Dieses idealisierte Beispiel zeigt, dass die Berücksichtigung der Approximationsfunktionen bei der Residuenberechnung zu weniger Fehlalarmen führt.



**Abbildung 6: Berechnete Messwertresiduen ohne (oben) sowie mit Berücksichtigung der Alterungsverläufe (unten) (Datengrundlage: synthetische Daten)**

## 5.2 Ausblick

Mit dem Abschluss des Teilprojektes BW W 37 GT stehen nun Funktionen zur Approximation der alterungsbedingten Verschlechterung des Wirkungsgrades von Nieder- und Hochdruckverdichter sowie des Durchsatzparameters der Hochdruckturbine zur Verfügung. Für die beiden untersuchten Flotten wurde ein Satz an Koeffizienten für Gl. (1) sowie (2) ermittelt.

Diese Gleichungen eignen sich grundsätzlich auch zur Prognose der jeweiligen Zustandsparameter im Falle individueller Messdatensätze. Die Prognosegüte ist hierbei jedoch

stark von der Güte der Messdaten sowie vom Detaillierungsgrad des Gasturbinenmodells abhängig.

Weiterhin steht nun eine neue Version von HealthGT® mit verbesserter Detektions- sowie Diagnosefunktion zur Verfügung.

## **6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag**

Das Projekt startete mit einer Verzögerung von einem halben Jahr. Eine kostenneutrale Verlängerung wurde beantragt und genehmigt. Aufgrund des verspäteten Projektbeginns verschob sich das Projektende um 6 Monate auf den 31.12.2012.

## **7 Publikationen und Patente**

### **7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen**

#### **7.1.1 Begutachtete Publikationen**

Keine.

#### **7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen**

Keine.

### **7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte**

Keine.

### **7.3 Weitere Publikationen**

- [1] Lipowsky, H.: Entwicklung und Demonstration eines integrierten Systems zur Zustandsüberwachung von Gasturbinen. Dissertation, Institut für Luftfahrtantriebe, Universität Stuttgart, Deutschland, 2009.
- [2] Morini, M.; Pinelli, M.; Spina, P. R.; et al.: Influence of Blade Deterioration on Compressor and Turbine Performance. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2008. Berlin, Deutschland, 9. –13. Juni 2010.

### **7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente**

Keine.

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

- S. Beyerlein                      Entwicklung von Kriterien zur Auswahl geeigneter Messdatensätze  
Vorauswahl geeigneter Messdatensätze sowie Export aus Messdatenbank  
(Dipl.- Ing. Maschinenbau)
- A. Komenda                      Auswahl geeigneter Messdatensätze sowie Markierung der interessanten Zeiträume  
Erstellung einer Datenbank mit geographischen sowie meteorologischen Informationen zu den Einsatzorten der Gasturbinen  
(Dipl.- Ing. Luft- und Raumfahrttechnik)

### 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

Keine.

### 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

Keine.

### 8.4 Promotionen

- A. Putz                              Promotion in Arbeit.

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

Keine.

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z. B. DFG)

Keine.

## Arbeitskreis Turbokomponenten für Gasturbinen

### Projekt: BW L 39GT

## Inverse Messmethoden zur Bestimmung des lokalen Wärmeübergangs bei innen gekühlten Gasturbinenbauteilen

Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. J. von Wolfersdorf Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt (ITLR) Universität Stuttgart
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. Christian Egger
Finanzierung:	Ministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst Baden-Württemberg

## 1 Ausgangssituation

### 1.1 Stand der Technik

Inverse Messmethoden werden in verschiedenen Bereichen zur Schadensanalyse, zur Parameterbestimmung von Materialeigenschaften komplexer Strukturen aber auch zur Ermittlung von Wärmebelastungen und Wärmeübergangsbedingungen an nicht zugänglichen Bauteiloberflächen eingesetzt (siehe z.B. [1], [2]). Zur quantitativen Analyse der gesuchten Parameter müssen oftmals vereinfachende Annahmen getroffen und im Versuch entsprechend realisiert werden, wie z.B. eindimensionale Bedingungen für den Wärmetransport. Der Einsatz dieser Verfahren ist daher speziell für die Untersuchung innen gekühlter Gussbauteile (z. B. Gasturbinenschaufeln) derzeit noch auf einfache Geometrien oder dünnwandige Bauteile beschränkt (z.B. [3], [4]). In [3] wurde die Kühlluftströmung in einer prallgekühlte Gasturbinenschaufel sprunghaft erhitzt und mittels Infrarotthermografie die zeitliche Entwicklung der Oberflächentemperatur an der Außenseite gemessen. Mittels eines einfachen analytischen Modells, welches Wärmeleitungseffekte vernachlässigt, wurde die Wärmeübergangseigenschaften der Prallkühlung bestimmt. Eine Korrektur mittels numerischer 3D-Finite-Element Rechnungen zeigte dabei die Einschränkungen in den Modellannahmen schon bei einfachen geometrischen Bedingungen (dünnwandiges Bauteil konstanter Dicke) auf. In [4] sind Untersuchungen an dickwandigeren Modellen für einen mit Rippen versehenen Kühlkanal einer Gasturbinenschaufel mit dieser inversen Methodik beschrieben. Durch den Vergleich mit der direkten Flüssigkristallmessmethode an diesem vereinfachten Modell [5] konnten die Einflüsse der mehrdimensionalen Wärmeleitung beschrieben und qualitativ bewertet werden. Es wurde ge-

zeigt, dass die mehrdimensionalen Querwärmeleitungseffekte zu einer erkennbaren Vergleichmäßigung der Temperaturverteilung führen. Weitere Entwicklungen dieser Verfahren müssen daher die mehrdimensionalen Wärmeleitungsvorgänge während des instationären thermischen Prozesses insbesondere bei der Untersuchung komplexer, realer Bauteile erfassen, was nur durch numerische Methoden möglich ist.

Kopplungen zwischen experimentellen und numerischen Verfahren sind für direkte Messverfahren (Messung der Oberflächentemperatur an der Innenseite bei Verwendung von transparenten Plexiglasmodellen) mittels der Flüssigkristalltechnik in [6] oder mittels IR-Thermografie in [7] beschrieben. Die Kopplung von lokalen Messdaten durch Thermoelemente mit 3D-Finite-Element-Simulationen in einer inversen Problemstellung der Elektronik Kühlung unter einem Tropfenstrahl ist in [8] dargestellt. Hier sind hochgenaue numerische Methoden und Regularisierungsverfahren notwendig, um sich verstärkende Fehler bei inversen Methoden aufgrund der sogenannten „schlecht gestellten Probleme“ [1], [2] in Grenzen zu halten. Diese Verfahren müssen sowohl die zeitlichen als auch die örtlichen Gradienten des mehrdimensionalen Temperaturfeldes sehr genau ermitteln können. Eine kombinierte Vorgehensweise von lokal aufgelösten Temperaturmessdaten durch Infrarot-Thermografie und der Datenanalyse durch Finite-Elemente-Methoden wurde auch kürzlich für die Untersuchung von Kühlungseigenschaften in Turbinenschaufeln für eine komplexe Hinterkantengeometrie in [9] dargestellt.

Für die Einbindung der umfangreichen Messdaten (zeitliche und örtliche Auflösung) in einem inversen Optimierungsprozess müssen diese Verfahren hocheffizient sein, um die Analysen in vertretbaren Simulationszeiten durchführen zu können. Die gekoppelte Anwendung von Experiment und numerischem Verfahren erfordert dabei zum einen eine genaue Kenntnis der Bauteilgeometrie als auch eine hohe Genauigkeit der zeitlich und örtlich aufgelösten Messdaten. Hierzu können geeignete Filtertechniken (z.B. [10], [11]) herangezogen und die am besten geeigneten Zeitintervalle für die Datenanalyse anhand von Sensitivitätsuntersuchungen ermittelt werden [12].

Weitere Genauigkeitssteigerungen sind durch die Durchführung mehrfacher Experimente, welche mittels gemeinsamer Regressionsmethoden simultan ausgewertet werden (z.B. [13]), möglich. Dazu müssen quantitativ unterschiedliche thermische Anregungen des zu untersuchenden Bauteils realisiert werden.

## 1.2 Eigene Vorarbeiten und Erfahrungen

Eigene Vorarbeiten zu diesem Projekt umfassen die Entwicklung und Anwendung experimenteller und numerischer Methoden zur Untersuchung der effizienten Wärmeübertragung in Gasturbinenschaufeln und Brennkammern (Übersichten sind z.B. in [14], [15] gegeben). Zur Wärmeübergangsmessung in verschiedensten Konfigurationen werden am Institut (ITLR) u.a. die Infrarot-Thermografie und die Flüssigkristallmesstechnik eingesetzt (z.B. [4], [5], [15],[16]).

Vorarbeiten zur Entwicklung der inversen Messmethodik an vereinfachten Kühlkanalgeometrien mittels IR-Thermografie sind in [4], [5] zu finden. Dazu wurde eine Versuchseinrichtung aufgebaut, die es ermöglicht, schnelle transiente Wärmeübergangsvorgänge in innen gekühlten Systemen zu realisieren und anhand der Infrarot-Thermografie die zeitliche Entwicklung der Temperaturverteilung an den Außenoberflächen des Versuchsmodells zu erfassen. Diese experimentellen Informationen stellen auch für dieses Projekt die

Grundlage dar, um aus den Messdaten in einer Kopplung mit numerischen Methoden die lokalen Wärmeübergangsverteilungen innengekühlter Systeme zu ermitteln.

Die experimentell-numerische Vorgehensweise ermöglicht dabei auch für komplexe Strukturen eine hohe Auflösung bei erforderlicher Genauigkeit. Beispiele von Untersuchungen zur Innenkühlung von Turbinenschaufeln zur Erfassung lokaler Wärmeübergangseigenschaften unter Verwendung experimenteller und numerischer Methoden in integrierter Weise sind u.a. in [17], [18] dargestellt.

Zur Kopplung der experimentellen Daten soll in diesem Projekt ein numerisches Verfahren verwendet werden, welches eine effiziente und robuste Analyse auch in einer perspektivischen industriellen Anwendung erlaubt und in einem Optimierungsprozess eingebunden werden kann. Dieses Verfahren muss dabei die dreidimensionalen Wärmeleitungseffekte sowie die lokale Entwicklung der Fluidtemperatur aufgrund des Wärmeaustausches mit dem Bauteil beschreiben können.

## 2 Projektziele

Vor der Inbetriebnahme von Gasturbinenschaufeln besteht die Notwendigkeit, diese Bauteile einer Reihe von Qualifizierungstests zu unterziehen. Dies beinhaltet die Bestimmung der kühlseitigen Durchströmungs- und Wärmeübergangseigenschaften sowie der lokalen Bauteilgeometrie der innen gekühlten Gasturbinenschaufeln (z.B. Leit- und Laufschaufeln). Durch den Einsatz moderner Gusstechniken bei der Herstellung von Gasturbinenschaufeln werden neuartige Kühlmethoden ermöglicht, wie z.B. wandnahe Kühlkanäle oder kleinskalige Strukturen. Aufgrund dieser neuartigen Kühlmethoden sind bekannte zerstörungsfreie Prüfmethode nur noch eingeschränkt anwendbar. Innerhalb des vorliegenden Projektes sollen daher inverse Messmethoden untersucht und bewertet werden, mit welchen neue Qualifizierungstests durchgeführt werden können. Dabei sollen experimentelle Untersuchungen mit numerischen Verfahren gekoppelt werden, um die dreidimensionalen Temperaturfelder während eines transienten Aufheizversuches zu beschreiben. Hierbei dienen Infrarotthermografiemessungen der flächendeckenden Temperaturmessung an der Schaufeloberfläche. Die Einflüsse der dreidimensionalen Wärmeleitungseffekte in der Bauteilwand auf die zu messenden Temperaturverteilungen sollen mittels effizienter Finite-Element-Methoden analysiert werden. Durch die inverse Problemstellung werden hohe Anforderungen in Bezug auf Genauigkeit und Zeitschrittconcept gestellt.

### 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen

Im Rahmen der bisherigen Begutachtung wurden keine weiteren Vorgaben gestellt.

## 3 Vernetzung

### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Die Untersuchungen in diesem Projekt stehen in enger Ergänzung zu den Projekten "Erhöhung von Effizienz und Sicherheit von Gasturbinen durch besser gießbare Werkstoffe (BY 11GT)", "Bauweisenoptimierung moderner Turbokomponenten (BY 12GT)" und "Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen auf Basis einer selbstadaptierenden Alterungsmodellierung (BW L 37GT)".

### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

In Kooperation mit den Projekten „COORETEC(Bund)“ und „ERICKA(EU)“ konnten methodische Fragestellungen in Bezug auf interne Kühlkonfigurationen diskutiert werden. Hierbei konnten sowohl Erfahrungen im Bereich der verwendeten Messtechnik bei intern gekühlten Bauteilen ausgetauscht werden, als auch Vorgehensweisen bei der numerischen Betrachtung von Kühlungsproblemen abgestimmt werden.

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Die Bestimmung des lokalen Wärmeübergangs von intern durchströmten Bauteilen wird mit einem kombinierten Ansatz aus experimentellen und numerischen Verfahren realisiert. Durch die Kopplung dieser beiden Methoden werden besondere Anforderungen im Bereich der Genauigkeit an beide Teilbereiche gestellt.

Die Experimente werden zunächst an einem Zwei-Pass-Kühlkanal mit trapezförmigen Querschnitten und internen Rippenanordnungen durchgeführt. Diese Geometrie wurde aufgrund der Ähnlichkeit zu Kühlkanälen von Gasturbinenschaufeln gewählt. Der Kühlkanal wurde aus einem rostfreien Stahl hergestellt, der ähnliche Wärmeleiteigenschaften im Vergleich zu den Werkstoffen der Originalbauteile aufweist. Durch die Kombination des verwendeten Werkstoffs und der Wandstärke des Kühlkanals wurde damit eine ähnliche Biotzahl im Vergleich zu Originalbauteilen realisiert. Während des Experiments wird der Kühlkanal durch eine interne Strömung thermisch angeregt. Die transiente Temperaturantwort an der Außenseite des Kühlkanals wird mit einer Infrarotkamera gemessen. Die Fluidtemperatur wird im Eintritts- und im Austrittsquerschnitt mit Hilfe von Thermoelementen gemessen. Um die Genauigkeit der verwendeten Messtechniken zu gewährleisten, wurden hierfür geeignete Filtertechniken erarbeitet, welche im Zwischenbericht dargestellt sind.

Das Experiment wird mittels der Finiten-Elemente-Methode (FEM) numerisch modelliert. Das Bauteil wird dafür mit einem unstrukturiertem Gitter diskretisiert. Die mechanischen Lasten sowie die Verformungen des Bauteils wurden als gering erachtet und vernachlässigt. Aufgrund dessen wird für den Kühlkanal ausschließlich eine thermische Analyse durchgeführt und somit wurden für das numerische Modell lediglich die thermischen Randbedingungen und die Eintrittsbedingungen aus dem Experiment benötigt.

Die Kombination der experimentellen Daten mit dem numerischen Verfahren ermöglicht die Berücksichtigung von dreidimensionalen Wärmeleitungseffekten innerhalb des Bauteils. Die wesentlichen Schnittstellen zwischen dem Experiment und der Simulation sind

neben den verwendeten Randbedingungen die transienten Temperaturverteilungen auf den Bauteiloberflächen sowie die Fluidtemperatur im Eintrittsquerschnitt des Bauteils. Unter Berücksichtigung des Wärmeaustausches zwischen Bauteil und Fluid in Strömungsrichtung wird ausgehend von der Fluidtemperatur im Eintrittsquerschnitt die für den Wärmeübergang relevante mittlere Fluidtemperatur anhand einer transienten Energiebilanz in einem eindimensionalen Strömungsnetzwerk ermittelt.

Die Kopplung der experimentellen Daten und dem numerischen Verfahren wird durch eine Optimierungsroutine realisiert. Innerhalb der Optimierungsroutine wird die numerische Simulation im Batch-Modus durchgeführt. Für den Abgleich zwischen den Datensätzen aus dem Experiment und der Numerik wurde eine gemeinsame Datenstruktur erarbeitet, die den Vergleich der beiden unterschiedlichen Datensätze erlaubt. Das erstellte Verfahren wurde zunächst anhand einer maschinennahen Kühlungskonfiguration getestet, für welche Vergleichswerte in der Literatur vorhanden sind. Abschließend wurden Versuche an originalen Turbinenbauteilen durchgeführt.

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

### 5.1 Optimierungsroutine

Die zur Bestimmung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten verwendete Optimierungsroutine ist in Abbildung 1 dargestellt.

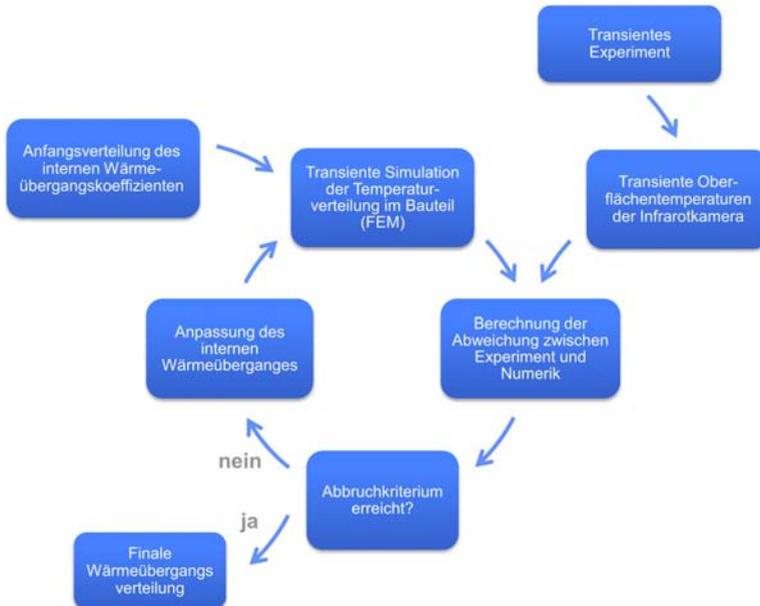


Abbildung 1: Optimierungsroutine

Für die Simulation des Temperaturfeldes innerhalb des Bauteils wird neben den Randbedingungen aus dem Experiment ebenfalls die interne Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten benötigt, welches zugleich die gesuchte Größe der Optimierung darstellt. Für die erste Iteration wird hierfür entweder eine beliebige Verteilung verwendet, oder es wird eine Verteilung auf Basis von Korrelationen oder komplementären CFD-Untersuchungen ermittelt.

Nach einer transienten thermischen FEM-Analyse für das Bauteil wird ein Vergleich zwischen der numerisch berechneten Temperaturverteilung auf der Bauteiloberfläche und den experimentell gemessenen Daten durchgeführt. Die experimentellen Daten bestehen hierbei aus lokalen, zeitlich aufgelösten Temperaturverteilungen auf der Außenseite. Der experimentelle Aufbau, die Messmethodik sowie der Versuchsablauf sind im Detail in [12] beschrieben.

Bei einer ausreichend guten Übereinstimmung der Datensätze wird die Optimierung beendet und die für diese Iteration verwendete Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten stellt das Ergebnis der Optimierung dar. Bei einer nicht ausreichenden Übereinstimmung zwischen den experimentellen und numerischen Daten wird die Verteilung des internen Wärmeübergangskoeffizienten modifiziert und die Optimierung fortgesetzt.

## 5.2 Numerische Vorgehensweise

Die zunächst betrachtete Geometrie besteht aus einem Zwei-Pass-Kühlkanal mit einer 180° Umlenkung. Im Kühlkanal sind auf der Druck- und auf der Saugseite Rippenanordnungen mit einem Anstellwinkel von 45° angebracht. Für die numerische Simulation wird ein Rechengitter benötigt, welches eine Diskretisierung des Festkörpers darstellt. Die interne Strömung wird mittels eines eindimensionalen Strömungsnetzwerkes angenähert, welche als Randbedingung auf den internen Flächen des Bauteils definiert wird. Die Randbedingungen, die für die FEM-Analyse definiert werden, sind in der Abbildung 2 dargestellt.

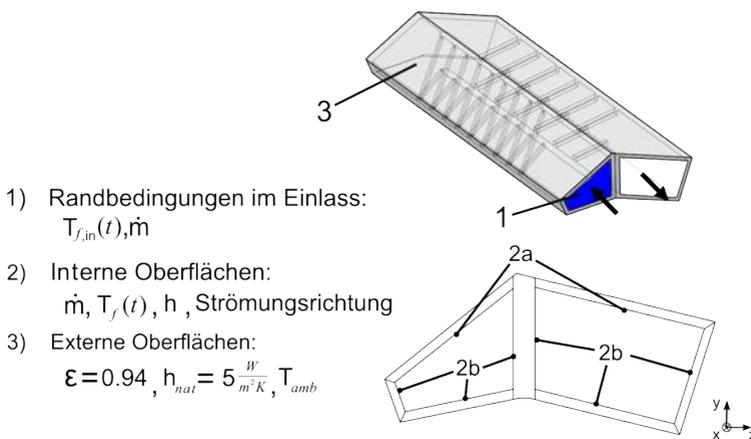
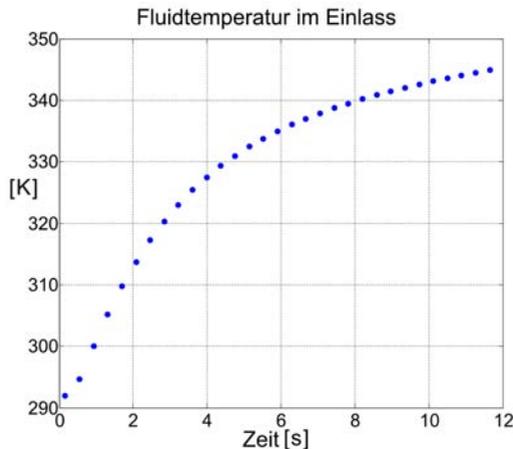


Abbildung 2: Randbedingungen des FEM Modells

Auf den externen Oberflächen wird der Wärmeaustausch mit der Umgebung aufgrund von natürlicher Konvektion und Wärmestrahlung berücksichtigt. Hierbei werden die Umgebungstemperatur, der Emissionskoeffizient der externen Oberflächen, sowie ein Wärmeübergangskoeffizient, der die natürliche Konvektion repräsentiert, vorgegeben. Die Umgebungstemperatur wurde während des Experiments gemessen. Der Emissionskoeffizient wurde zu bestimmt. Der Wärmeübergangskoeffizient der natürlichen Konvektion wurde mit Hilfe einer Korrelation für eine senkrecht stehende Platte ermittelt.



**Abbildung 3: Lufttemperatur im Einlass**

Im Eintrittsquerschnitt des FEM-Models werden der Luftmassenstrom und die zeitabhängige Lufteintrittstemperatur (Abb.3) vorgegeben. Diese Daten werden während des Experiments gemessen.

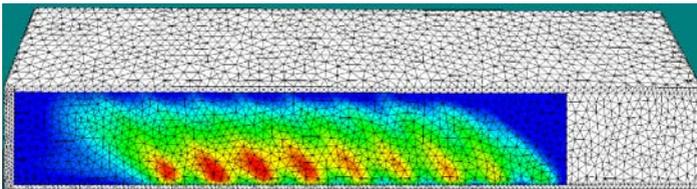
Die erzwungene Konvektion, die durch die interne Strömung hervorgerufen wird, wird durch ein eindimensionales Netzwerk angenähert, welches an den internen Oberflächen definiert ist. Hierfür werden der Massenstrom, die lokale Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten, die Strömungsrichtung, sowie die massenstromgemittelte Fluidtemperatur benötigt. Die massenstromgemittelte Fluidtemperatur wird ausgehend von der Fluidtemperatur im Einlass durch den Wärmeaustausch zwischen dem Bauteil und dem Fluid in Strömungsrichtung berechnet. Diese eindimensionale transiente Energiebilanz zwischen dem Fluid und dem Bauteil ist direkt mit der FEM-Analyse gekoppelt.

Die internen Oberflächen werden hierbei unterschiedlich behandelt, abhängig von der betreffenden Oberfläche. Die Wärmeübergangskoeffizienten auf den Flächen, die in der Abbildung 2 als „2a“ markiert sind, werden innerhalb der Optimierungsroutine bestimmt. Diese Werte werden separat für jeden Knoten in jedem Durchgang modifiziert, um eine gute räumliche Auflösung zu realisieren. Die Wärmeübergangskoeffizienten, die sich auf den Flächen befinden, die mit „2b“ markiert sind, werden mit einem konstanten Wert definiert. Diese Werte wurden innerhalb einer separaten CFD-Analyse ermittelt [19].

Das FEM-Modell wird innerhalb der Optimierungsroutine im Batch-Modus angesteuert. Aus dem Vergleich der Oberflächentemperaturen wird eine modifizierte Verteilung des internen Wärmeübergangs auf den Oberflächen „2a“ bestimmt. Diese modifizierte Wärmeübergangsverteilung wird automatisiert eingelesen und anschließend wird die nächste FEM-Analyse innerhalb der Iteration gestartet.

### 5.3 Anpassung der Verteilung des Wärmeübergangs

Um die modifizierten Wärmeübergangskoeffizienten berechnen zu können, werden die Temperaturverteilungen des Experiments und der Simulation benötigt. Diese liegen zunächst in unterschiedlichen Formaten vor. Die experimentellen Daten werden von der Infrarotkamera in Form eines zweidimensionalen Arrays zu jedem Zeitschritt ausgegeben. Die numerischen Temperaturverteilungen sind auf den Knotenpunkten der Oberflächen des Rechengitters verfügbar, welches unstrukturiert vernetzt ist. Für das weitere Vorgehen ist eine gemeinsame Datenbasis für die numerischen und die experimentellen Daten erforderlich. Dies wird realisiert, indem die Infrarotmessdaten auf das FEM-Modell projiziert werden. Bei dieser Vorgehensweise ist ein hohes Maß an Präzision erforderlich, insbesondere in Bezug auf die interne Rippenanordnung.

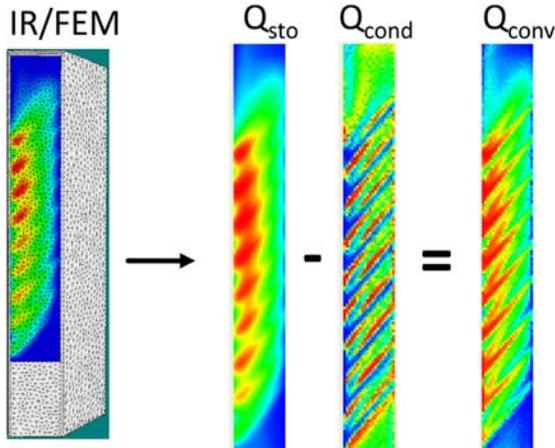


**Abbildung 4:** Infrarotaufnahme eines Zeitschritts projiziert auf das FEM Model

Die Projektion einer Infrarotaufnahme auf das FEM-Modell ist in Abbildung 4 dargestellt. Das hier dargestellte Gitter entspricht aus Gründen der Visualisierung nicht dem verwendeten Rechengitter, welches deutlich feiner aufgelöst ist.

Für die Modifizierung der internen Wärmeübergangskoeffizienten stehen nun die Temperaturverteilungen auf den Oberflächen für das Experiment und die Simulation zu jedem Zeitschritt zur Verfügung. Bei Betrachtung der Anfangstemperaturen und der Endtemperaturen eines Elements können die gespeicherten Energien jedes Elements bestimmt werden.

In Abbildung 5 sind die gespeicherten Energien jedes einzelnen Elementes in Form eines Konturplots mit der Bezeichnung  $Q_{sto}$  abgebildet. Weiterhin sind nicht nur die Temperaturen jedes Elementes zu jedem Zeitpunkt verfügbar, sondern ebenfalls die Temperaturdifferenzen zu den benachbarten Elementen zu jedem Zeitschritt. Mit diesen Informationen ist es möglich, die Summe der einzelnen Wärmeleitungsterme innerhalb des Experiments/Simulation für jedes Element zu berechnen. Dies ist in Abbildung 5 mit der Bezeichnung  $Q_{cond}$  dargestellt.



**Abbildung 5: Energiebilanz basierend auf den Temperaturverteilungen der Bauteiloberflächen**

Werden die gespeicherten und geleiteten Energien unter Berücksichtigung der vereinfachten Energiebilanz aus Gleichung (1) miteinander kombiniert, kann die durch Konvektion übertragene Wärme an der Innenseite des Bauteils berechnet werden.

$$Q_{sto} = Q_{conv} + Q_{cond} \tag{1}$$

Die daraus resultierende Verteilung für  $Q_{conv}$  ist ebenfalls in Abbildung 5 dargestellt.

Die Bestimmung der einzelnen Terme wird nachfolgend beschrieben. Bei der Berechnung des Wärmeleitungsterms besteht die Problematik, dass bei dem unstrukturierten Gitter die Berechnung sehr rechen- und zeitintensiv wäre. Aus diesem Grund wurden die Temperaturverteilungen des Experiments und der Simulation auf ein regelmäßiges Gitter mit einem konstantem Gitterabstand in beide Raumrichtungen projiziert.

Die Energie, die von einem Element innerhalb des gesamten Zeitraums gespeichert wird, ist in Gleichung (2) angegeben. Hier wird das Volumen des Elements, die Dichte, sowie die Temperaturdifferenz zwischen Anfangs und Endzeitschritt benötigt. Der Gitterabstand wird durch „l“ repräsentiert und „d<sub>w</sub>“ stellt die Wandstärke dar.

$$Q_{sto} = l^2 d_w \rho c (T_{ende} - T_o) \tag{2}$$

Die Berechnung des Wärmeleitungsterms ist in Gleichung (3) dargestellt. In diesem Term wird die Wärmeleitung zu den benachbarten vier Gitterpunkten über den gesamten Zeitraum berücksichtigt.

$$Q_{cond} = \sum_{i=1}^4 \int_0^{ende} k d_w l \left( \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \right)_i dt \tag{3}$$

Dieser Term kann durch einige Annahmen vereinfacht werden. Zunächst kann berücksichtigt werden, dass das Rechengitter in beide Raumrichtungen denselben Gitterabstand besitzt. Weiterhin wird die Temperaturdifferenz zwischen zwei Zeitpunkten bei Verwendung eines konstanten Zeitschritts linearisiert. Daraus resultiert der vereinfachte Term für die Wärmeleitung in Gleichung (4).

$$Q_{cond} = kd_w \Delta t \sum_{j=0}^{j=ende} \left( \sum_{i=1}^4 \Delta T_{i,j} \right) \quad (4)$$

Hierbei stellt die Temperaturdifferenz des betrachteten Elements zu dem jeweiligen Nebenelement zu den einzelnen Zeitschritten dar.

Die Erfassung der Konvektion an den internen Flächen des Bauteils basiert auf Gleichung (5). Dieser Term besteht aus dem Produkt aus der wärmeübertragenden Fläche, dem lokalen Wärmeübergangskoeffizienten sowie der Temperaturdifferenz zwischen dem Fluid und dem Bauteil, betrachtet über die gesamte Zeitspanne.

$$Q_{conv} = hl^2 \int_0^{ende} (T_f - T_w) dt \quad (5)$$

Die Energiebilanz aus Gleichung (1) wird nun für die experimentellen als auch für die numerischen Daten aufgestellt. Das Verhältnis dieser beiden Energiebilanzen führt zu Gleichung (6).

$$\frac{Q_{conv,exp}}{Q_{conv,FEM}} = \frac{Q_{sto,exp} - Q_{cond,exp}}{Q_{sto,FEM} - Q_{cond,FEM}} \quad (6)$$

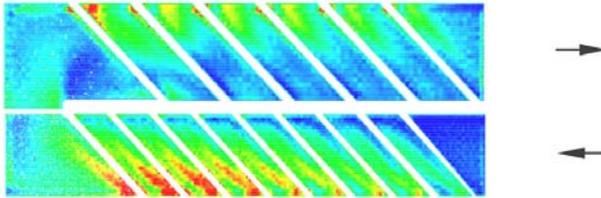
In diese Gleichung werden nun die einzelnen Terme aus den Gleichungen (2), (3) und (5) eingesetzt. Daraus ergibt sich die Regel für die Modifizierung der Wärmeübergangskoeffizienten.

$$\frac{h_{exp}}{h_{FEM}} = \frac{l^2 \rho c (T_{ende} - T_0)_{exp} - k \Delta t \sum_{j=0}^{j=ende} \left( \sum_{i=1}^4 \Delta T_{i,j} \right)_{exp}}{l^2 \rho c (T_{ende} - T_0)_{FEM} - k \Delta t \sum_{j=0}^{j=ende} \left( \sum_{i=1}^4 \Delta T_{i,j} \right)_{FEM}} \quad (7)$$

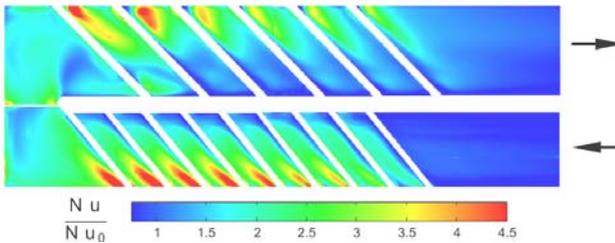
## 5.4 Ergebnisse

In der Abbildung 6 sind exemplarisch für die erreichten Ergebnisse zwei Konturplots der Nusseltzahlsteigerung in Bezug auf einen glatten Kanal für die Saugseite des betrachteten Versuchsmodells dargestellt. Die obere Darstellung zeigt die mit der vorgestellten Optimierungsroutine ermittelten Ergebnisse basierend auf den IR-Temperaturmessungen an der Außenseite des Bauteils. Die untere Darstellung gibt Ergebnisse aus TLC-Versuchen wieder [20], welche an einem Plexiglasmodell mit direktem optischem Zugang für die zu betrachtende Oberfläche gewonnen wurden.

### Optimierung



### TLC Experimente



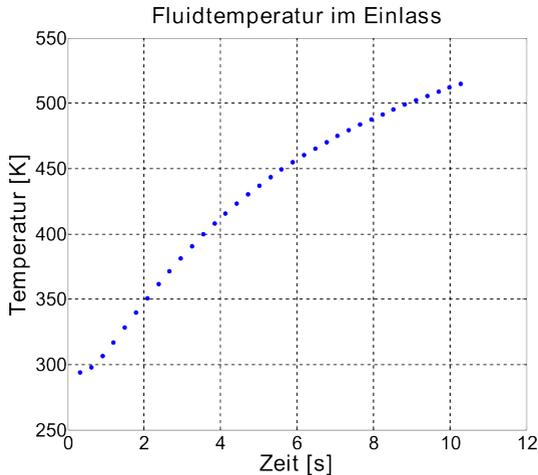
**Abbildung 6: Konturplot der Nusseltzahlsteigerung in Relation zu einem glatten Kanal im Vergleich zu TLC-Versuchen [20]**

Die Ergebnisse der entwickelten Optimierungsmethode ermöglichen ein detailliertes Bild zur Verteilung des Wärmeübergangs und daraus abgeleiteter Strömungsstrukturen. Die Sekundärströmungseffekte nach den Rippen werden für den Einlass- wie auch für den Auslasskanal im Vergleich zu den TLC-Ergebnissen gut wiedergegeben. Ebenso wird der Einfluss der Stromlinienkrümmung im Bereich der Umlenkung gut erfasst. Die Ablöseblase nach der Umlenkung kann ebenfalls aufgelöst werden.

Diese erfolgreiche Validierung der entwickelten gekoppelten experimentell-numerischen Methodik zur indirekten Bestimmung von Wärmeübergangseigenschaften an optisch nicht zugänglichen Oberflächen komplexer Turbinenschaufelkonfigurationen konnte für unterschiedliche Versuchsbedingungen nachgewiesen werden und wurde abschließend in diesem Projekt auf reale Turbinenschaufeln angewendet.

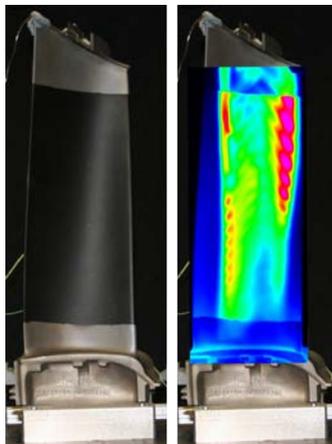
## 5.5 Untersuchung realer Turbinenschaufeln

Die vorgestellte Methodik wurde nun zur Untersuchung des internen Wärmeübergangs realer Turbinenschaufeln verwendet. Der Versuchsablauf hierbei war derselbe, wie für die Referenzgeometrie dargestellt. Die Turbinenschaufel wurde während des Versuchs mit einem beheizten Luftmassenstrom durchströmt und die transiente Temperaturantwort der Außenseite wurde per Infrarotkamera aufgenommen. Die hierbei verwendete Strömungstemperatur ist in Abb. 7 dargestellt.



**Abbildung 7: Strömungstemperatur im Eintritt des Turbinenkühlkanals**

Die montierte Turbinenschaufel ist in der Abbildung 8 dargestellt. Auf der linken Seite dieser Abbildung ist die matt schwarze Lackierung der Bauteiloberfläche erkennbar. Auf der rechten Seite der Abbildung ist auf die Bauteiloberfläche exemplarisch die Infrarotaufnahme für einen Zeitpunkt innerhalb des Versuches projiziert. An den Rändern des Messbereiches ist hierbei der Einfluss der Lackierung erkennbar. Aufgrund des höheren Emissionskoeffizienten der lackierten Fläche im Vergleich zu der nicht lackierten Fläche, sind die Messwerte in diesem Bereich höher. Im Folgenden werden die Vorgehensweise und die Ergebnisse anhand der Druckseite der Turbinenschaufel exemplarisch dargestellt.



**Abbildung 8: Turbinenschaufel installiert im Versuchsstand, exemplarische Temperaturverteilung zu einem Zeitpunkt auf der rechten Seite**

Für die Turbinenschaufeln wurde nun ebenfalls ein numerisches Modell erstellt, wie es bereits für die Referenzgeometrie beschrieben wurde. Das Vorgehen sowie die applizierten Randbedingungen sind hierbei nahezu identisch. Der größte Unterschied der beiden untersuchten Geometrien besteht in der Definition des internen Strömungspfades. Bei der untersuchten Referenzgeometrie besteht die definierte interne Strömung aus einer Hauptströmung. Bei der Turbinenschaufel besteht die interne Strömung im Wesentlichen aus einer Hauptströmung und einer Sekundärströmung, wobei zwischen den beiden Strömungspfaden mehrfach Massenstrom ausgetauscht wird. Das Strömungsnetzwerk der Turbinenschaufel ist in Abb.9 dargestellt. Weiterhin ist zu erwähnen, dass das numerische Modell der Turbinenschaufel ohne die interne Rippenkonfiguration vorliegt. Dies bedeutet, dass im Bereich der Rippen ein virtuell höherer Wärmeübergang zu erwarten ist.

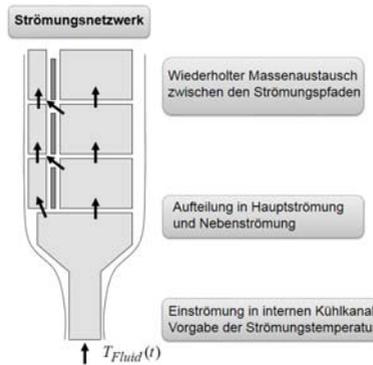


Abbildung 9: Internes Strömungsnetzwerk der Turbinenschaufel

Innerhalb des Optimierungsprozesses werden wiederum die Temperaturverteilungen des Experiments und der Simulation verwendet, um eine vereinfachte Energiebilanz aufzustellen. In der Abbildung 10 ist die entsprechende Energiebilanz für die experimentellen Daten dargestellt. Auf der linken Seite der Gleichung befindet sich die Summe des Wärmespeicherterms und des Wärmeleitungsterms, auf der rechten Seite ist der resultierende Konvektionsterm abgebildet.

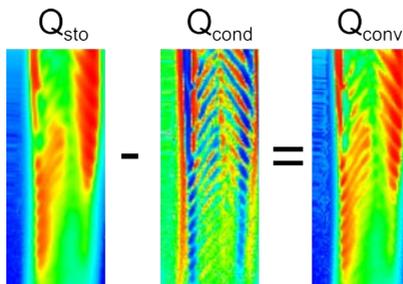


Abbildung 10: Energiebilanz basierend auf den Temperaturverteilungen auf der Turbinenschaufeloberfläche

Basierend auf den berechneten Energiebilanzen werden nun die Wärmeübergangskoeffizienten modifiziert. Das resultierende Ergebnis der Optimierung für die Druckseite der Turbinenschaufel ist in der Abbildung 11 dargestellt.

Die abgebildete Wärmeübergangsverteilung zeigt die verwendete Rippenstruktur innerhalb des Kühlkanals. Einzelne Rippen, sowie die Bereiche erhöhten Wärmeübergangs aufgrund der wiederanlegenden Strömung nach den Rippen sind erkennbar. Die Rippen sind v-förmig installiert und befinden sich im gesamten untersuchten Bereich.

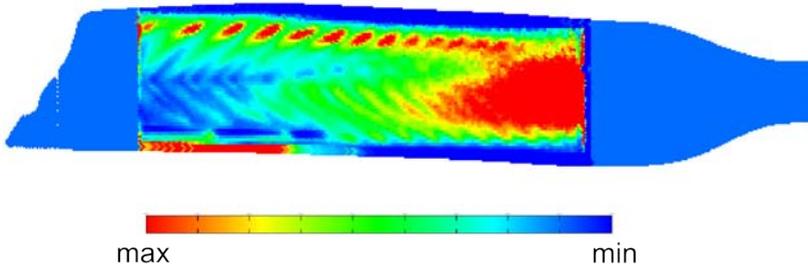


Abbildung 11: Interne Wärmeübergangsverteilung der Turbinenschaufel

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Das Projekt wurde am 01.06.2009 gestartet. Innerhalb des ersten Arbeitspaketes wurden geeignete Mess- und Filtertechniken für die experimentellen Daten untersucht, die für die vorgestellte Methodik angewendet werden sollten. Im Vordergrund bei diesen Untersuchungen standen die Messwerte der Infrarotkamera, die einen wesentlichen Beitrag für diese Untersuchungen darstellen. Das zweite Arbeitspaket des dargestellten Zeitplans stellt die Adaption des numerischen Verfahrens dar. Hier war zunächst ein geeignetes Programm für die gestellten Anforderungen auszuwählen, welches effizient innerhalb einer Optimierung auch perspektivisch im industriellen Umfeld angewendet werden kann. Schwerpunkt nach der Auswahl waren Anpassungen für die Datenkonformität und Datenabbildung zwischen Experiment und Numerik, um die Kopplung der beiden Methoden im dritten Arbeitspaket effizient realisieren zu können. Im Rahmen des vierten Arbeitspaketes wurde ein Regressionsverfahren erstellt, welches eine schnelle, stabile Konvergenz der gesamthaften Optimierungsroutine realisiert.

Jahr		2009				2010				2011				2012				2013			
Arbeitspakete	Quartal																				
	Evaluation Mess- und Filtertechnik			x	x		x	x													
Adaption numerisches Verfahren											x	x		x	x						
Kopplung Experiment-Numerik																					
Auswertungsverfahren mittels Regression																					
Bewertung und Dokumentation																					

Abbildung 12: Zeitplan

Alle Arbeitspakete wurden erfolgreich bearbeitet und die angestrebten Ziele wurden erreicht. Anhand einer Referenzgeometrie wurde die erstellte Methodik verifiziert und die erzielten Ergebnisse wurden mit Literaturdaten validiert. Abschließend wurde die Methodik zur Untersuchung des Wärmeübergangs bei originalen, innen gekühlten Turbinenschaufeln angewendet.

Der im Antrag formulierte Lösungsweg wurde eingehalten und die definierten Projektziele wurden erreicht.

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

Egger, C.; von Wolfersdorf, J; Schnieder, M.: Combined Experimental/Numerical Method Using Infrared Thermography and Finite Element Analysis for Estimation of Local Heat Transfer Distribution in an Internal Cooling System. ASME Turbo Expo 2013, GT2013-95472, San Antonio, USA

Egger, C; von Wolfersdorf, J.: Inverse Messmethoden zur Bestimmung des lokalen Wärmeübergangs bei innen gekühlten Gasturbinenbauteilen. KW21: Zwischenbericht BWL 39GT

#### 7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen

Keine

## 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte

Keine

## 7.3 Weitere Publikationen

- [1] Özisik, M.N.; Orlande, H.R.B.: Inverse Heat Transfer: Fundamentals and Applications. Taylor & Francis (2000)
- [2] Beck, J.V., Blackwell, B., St. Clair, C.R.: Inverse Heat Conduction: Ill-posed Problems. Wiley
- [3] Nirmalan, N.V., Bunker, R.S., Hedlund, C.R.: The Measurement of Full-Surface Internal Heat Transfer Coefficients for Turbine Airfoils Using a Nondestructive Thermal Inertia Technique. ASME Journal of Turbomachinery (2003), Vol. 125, S.83-89
- [4] Heidrich, P.; von Wolfersdorf, J.; Schnieder, M.: Experimental Study of Heat Transfer in Gas Turbine Blades Using a Transient Inverse Technique, Heat Transfer Engineering, vol. 30, no.13, (2009), S. 1077-1086
- [5] Heidrich, P., von Wolfersdorf, J., Schnieder, M.: Experimental Study of Internal Heat Transfer Coefficients in a Rectangular, Ribbed Channel Using a Non-Invasive, Non-Destructive, Transient Inverse Method. ASME GT (2008)-50297
- [6] Lin, M., Wang, T.: A transient liquid crystal method using a 3-D inverse transient conduction scheme. Int. J. Heat and Mass Transfer (2002), Vol. 45, S. 3491-3501
- [7] C. Huang, Tsai, Y.: A transient 3-D inverse problem in imaging the time-dependent local heat transfer coefficients for plate fin. Applied Thermal Engineering 25 (2005), S. 2478–2495
- [8] Li, B.; Cader, T.; Schwarzkopf, J.; Okamoto, K.; Ramaprian, B.: Spray angle effect during spray cooling of microelectronics: Experimental measurements and comparison with inverse calculations. Applied Thermal Engineering 26 (2006), S. 1788–1795
- [9] Coletti, F., Scialanga, M., and Arts, T.: Experimental investigation of conjugate heat transfer in a rib-roughened trailing edge channel with crossing jets. Journal of Turbomachinery (2012), vol. 134, S. 041016
- [10] Rainieri, S.; Bozzoli, F.; Pagliarini, G.: Wiener filtering technique applied to thermographic data reduction intended for the estimation of plate fins performance. Experimental Thermal and Fluid Science 28 (2004) 179–183.
- [11] Rainieri, S.; Pagliarini, G.: Data filtering applied to infrared thermographic measurements intended for the estimation of local heat transfer coefficient. Experimental Thermal and Fluid Science 26 (2002) 109–114
- [12] Egger, C.; von Wolfersdorf, J.; Schnieder, M.: Heat Transfer Measurements in an Internal Cooling System Using a Transient Technique with Infrared Thermography, ASME J. of Turbomachinery (2013), 041012-1 – 041012-8
- [13] Wagner, G.; Schneider, E.; von Wolfersdorf, J.; Ott, P.; Weigand, B. Method for analysis of showerhead film cooling experiments on highly curved surfaces. Experimental Thermal and Fluid Science (2007), Vol. 31, S. 381-389

- [14] Weigand, B; Semmler, K.; von Wolfersdorf, J.: Heat Transfer Technology for Internal Passages of Air-Cooled Blades for Heavy-Duty Gas Turbines. Annals of the New York Academy of Sciences (2001), Vol. 934, S. 179-193
- [15] von Wolfersdorf, J.; Weigand, B.: Turbine Blade Internal Cooling – Selected Experimental Approaches, Von Karman Institute, Lecture Series 2010-05, Internal Cooling in Turbomachinery, May 2010.
- [16] Poser, R.; von Wolfersdorf, J.: Transient Liquid Crystal Thermography in Complex Internal Cooling Systems, Von Karman Institute, Lecture Series 2010-05, Internal Cooling in Turbomachinery, May 2010.
- [17] Jenkins, S.; Shevchuk, I.; von Wolfersdorf, J.; Weigand, B.: Transient Thermal Field Measurements in a High Aspect Ratio Channel Related to Transient Thermochromic Liquid Crystal Experiments. ASME J. of Turbomachinery (2007), S. 622–633
- [18] Domaschke, N.; von Wolfersdorf, J.; Semmler, K.: Heat Transfer and Pressure Drop Measurements in a Rib Roughened Leading Edge Cooling Channel, ASME J. of Turbomachinery, vol. 134, 2012, pp. 061006-1- 061006-9.
- [19] Ungan, N: Konjugierte numerische Berechnungen eines anwendungsrelevanten Zwei-Pass-Kühlkanals mit einer 180° Umlenkung. Diplomarbeit, Universität Stuttgart, 2012.
- [20] Schüler, M; Neumann, S. O.; Weigand, B.: Pressure Loss and Heat Transfer in a 180 deg Bend of a Ribbed Two-Pass Internal Cooling Channel With Engine-similar Cross Sections, Part 1: Experimental Investigations. ETC 8, 2009, pp. 513-523

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Keine

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

- |              |   |
|--------------|---|
| K. Schlottke | Programmierung von Steuerungssoftware zur Messdatenverarbeitung<br>(Dipl.-Ing. Luft- und Raumfahrttechnik)  |
| D. Lust      | Kalibrierung von Infrarotmessdaten, Erarbeitung von Subroutinen zur Kopplung experimenteller und numerischer Daten<br>(Dipl.-Ing. Luft- und Raumfahrttechnik) |

### 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

- |         |  |
|---------|--|
| R.Bauer | Konjugierte numerische Berechnungen an einem anwendungsrelevanten Zwei-Pass-Kühlkanal<br>(Dipl.-Ing. Luft- und Raumfahrttechnik) |
|---------|--|

### 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

- N.Ungan                      Konjugierte numerische Berechnungen eines anwendungsrelevanten Turbinenschaufel-Kühlkanals (Dipl.-Ing. Luft- und Raumfahrttechnik)
- A. Ben Attia                Anwendung eines instationären numerischen Verfahrens höherer Ordnung zur inversen Bestimmung von Wärmeübergangsverteilungen aus experimentellen Daten (Dipl.-Ing. Luft- und Raumfahrttechnik)

### 8.4 Promotionen

- C.Egger                      geplante Promotion

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

- COORETEC(Bund)        Untersuchung von wandintegrierten Prallkühlungs- und Filmkühlungskonfigurationen für thermisch hochbelastete Turbinenschaufeln
- ERICKA(EU)                Engine Representative Internal Cooling Knowledge and Application- WP:U-bend and radial passage study

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

- COOREFlex(Bund)        Untersuchung der lokalen Wärmeübergangseigenschaften komplexer Kühlungsstrukturen durch Kombinationen experimenteller und numerischer Methoden

## Arbeitskreis Turbokomponenten für Gasturbinen

### Projekt: BW W 39GT

## Transiente Wärmeübergangsmessungen bei innen gekühlten Turbinenschaufeln

Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. J. von Wolfersdorf Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt (ITLR) Universität Stuttgart
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. Christian Egger
Finanzierung:	ALSTOM Power, Mannheim

## 1 Ausgangssituation

### 1.1 Stand der Technik

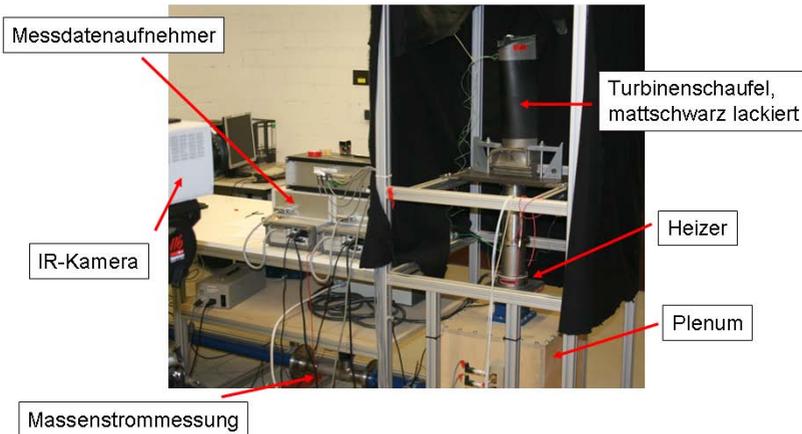
Inverse transiente Messmethodiken werden zunehmend zur Schadensanalyse und Parameterbestimmung von Materialeigenschaften komplexer Strukturen oder zur Ermittlung von Wärmebelastungen an nicht zugänglichen Bauteiloberflächen eingesetzt (siehe z.B. [1], [2]). Dabei können für reale Bauteile im Allgemeinen nur qualitative Aussagen gemacht werden. Zur quantitativen Analyse müssen vereinfachende Annahmen getroffen und realisiert werden, wie z.B. Untersuchung von charakteristischen Proben oder eindimensionale Bedingungen für den Wärmetransport. Der Einsatz dieser Verfahren ist daher speziell für die Untersuchung innen gekühlter Gussbauteile (z. B. Gasturbinenschaufeln) derzeit noch auf einfache Geometrien oder dünnwandige Bauteile beschränkt (z.B. [3], [4]). In [3] wurde die Kühlluftströmung in einer prallgekühlten Gasturbinenschaufel sprunghaft erhitzt und mittels Infrarotthermografie die zeitliche Entwicklung der Oberflächentemperatur an der Außenseite gemessen. Mittels eines einfachen analytischen Modells, welches Wärmeleitungseffekte vernachlässigt, wurde die Wärmeübergangseigenschaften der Prallkühlung bestimmt. Eine Korrektur mittels numerischer 3D-Finite-Element Rechnungen zeigte dabei die Einschränkungen in den Modellannahmen schon bei einfachen geometrischen Bedingungen (dünnwandiges Bauteil konstanter Dicke) auf. In [4] sind Untersuchungen an dickwandigeren Modellen für einen mit Rippen versehenen Kühlkanal einer Gasturbinenschaufel mit dieser inversen Methodik beschrieben. Durch den Vergleich mit der direkten Flüssigkristallmessmethode an diesem vereinfachten Modell [5] konnten die Einflüsse der mehrdimensionalen Wärmeleitung beschrieben und qualitativ bewertet werden.

Der Einfluss der thermischen Vergleichmäßigung durch die mehrdimensionalen Querwärmeleitungseffekte im Bauteil wurde bei diesen inversen transienten Messmethoden nicht direkt erfasst. Weitere Entwicklungen dieser Verfahren müssen daher die mehrdimensionalen Wärmeleitungsvorgänge während des instationären thermischen Prozesses insbesondere bei der Untersuchung komplexer, realer Bauteile erfassen.

## 1.2 Eigene Vorarbeiten

Eigene Vorarbeiten zu diesem Projekt umfassen die Entwicklung und Anwendung experimenteller Methoden zur Untersuchung der effizienten Wärmeübertragung in Gasturbinenschaufeln und Brennkammern (Übersichten sind z.B. in [7], [8] gegeben). Zur Wärmeübergangsmessung in verschiedensten Konfigurationen werden am Institut (ITLR) u.a. die Infrarotthermographie und die Flüssigkristallmesstechnik eingesetzt (z.B. [4]-[6], [8], [9]).

An einer Versuchseinrichtung, welche auch innerhalb dieses Projektes verwendet wird, wurden bereits Untersuchungen an realen Bauteilgeometrien durchgeführt. Die Versuchseinrichtung ist in Abbildung 1 dargestellt und ermöglicht eine interne beheizte Strömung eines Bauteils, dessen transiente Temperaturantwort mit Hilfe einer Infrarotkamera aufgenommen wird.



**Abbildung 1: Versuchseinrichtung**

Gegenstand dieser Untersuchungen war die Validierung der Infrarotthermografie, die nun ebenfalls zur Messung der flächendeckenden, instationären Temperaturentwicklung verwendet wird [6]. Hierbei wurden Untersuchungen zur Bestimmung des Emissionsgrades durchgeführt und der Einfluss der Bauteilkrümmung auf die gemessenen Temperaturwerte wurde untersucht. Als Ergebnis dieser ersten Experimente wurde ein Emissionsgrad des lackierten Bauteiles ermittelt und der Einfluss der Krümmung auf die gemessenen Temperaturwerte wurde als vernachlässigbar für die untersuchten Versuchsteile eingestuft. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind für dieses Projekt ebenfalls repräsentativ. Bei der Datenanalyse wurden jedoch aufgrund der bisherigen Auswertemodelle laterale Wärmeströme in der Bauteilwand vernachlässigt.

## 2 Projektziele

Innerhalb dieses Projekts soll eine integrierte analytisch-experimentelle Methodik zur Bestimmung lokaler Kühlungseigenschaften realer gegossener Turbinenschaufeln entwickelt werden, welche Informationen für verbesserte Auslegungen mit dem Ziel der Reduktion des Kühlluftbedarfs bereitstellen kann. Dabei sollen transiente Infrarotthermografie mit einem analytischen Ansatz zur Beschreibung der Wärmeströme innerhalb der Bauteilstruktur gekoppelt werden. Mit dieser Methodik soll ermöglicht werden, die lokalen Kühlungseigenschaften gegossener Turbinenschaufeln vorab genauer zu identifizieren. Wesentliche Elemente sind dabei die Möglichkeit der variablen Versuchsdurchführung an einer geeigneten Einrichtung sowie die Bewertung von optischer Auflösung der bildgebenden Messverfahren und der gewählten Versuchsparametern auf das Ergebnis. Weiterhin ist die zu erarbeitende Vorgehensweise an einem geeigneten Versuchsmodell zu verifizieren. Um die Anforderungen im industriellen Umfeld hinsichtlich Zeitaufwand und möglicher Standardisierung des Versuchsablaufes zu berücksichtigen, sollen einfache Versuchsaufbauten und effiziente Datenauswertungsprozesse realisiert werden. Durch die Erfassung lokaler Kühlungseigenschaften von innen gekühlten Turbinenbauteilen kann die zu erstellende transiente Messmethodik weiterhin einen Beitrag zur Weiterentwicklung der Zuverlässigkeit von Gasturbinenkomponenten liefern, indem der Einfluss von Fertigungsunterschieden und zu erwartenden Toleranzbereichen auf die lokale Kühleffizienz erfasst werden können.

### 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen

Im Rahmen der bisherigen Gutachten wurden keine weiteren Vorgaben gestellt.

## 3 Vernetzung

### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Die Untersuchungen in diesem Projekt stehen in enger Ergänzung zu den Projekten „Erhöhung von Effizienz und Sicherheit von Gasturbinendurch besser giessbare Werkstoffe (BY 11GT)“, „Bauweisenoptimierung moderner Turbokomponenten (BY 12GT)“ und „Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen auf Basis einer selbstadaptierenden Alterungsmodellierung (BW L 37GT)“.

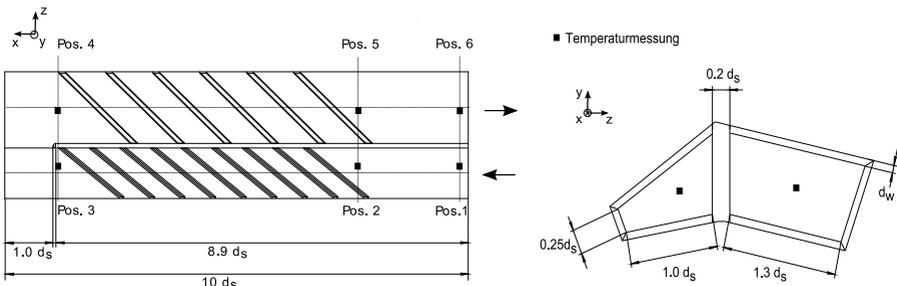
### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

In Kooperation mit den Projekten „COORETEC (Bund)“ und „ERICKA (EU)“ konnten methodische Fragestellungen in Bezug auf interne Kühlkonfigurationen diskutiert werden. Hierbei konnten sowohl Erfahrungen im Bereich der verwendeten Messtechnik bei intern gekühlten Bauteilen ausgetauscht werden, als auch Vorgehensweisen bei der Verwendung von transienten Messtechniken und der Datenauswertung abgestimmt werden.

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Für die Bestimmung des kühlseitigen Wärmeübergangs von innen gekühlten Turbinenbauteilen wurde eine inverse, transiente Messmethodik erstellt. Diese Methodik kombiniert transiente Infrarotthermographiemessungen mit einem analytischen Ansatz zur Beschreibung der Wärmeströme innerhalb der Bauteilstruktur. Ein wichtiger Aspekt bei der inversen Bestimmung des Wärmeübergangs liegt in der Erfassung der transienten Querwärmeeleitungseffekte innerhalb der Bauteile. Die Querwärmeeleitungseffekte beeinflussen ebenfalls den für die Auswertung geeigneten Versuchszeitraum, da mit zunehmender Versuchsdauer die Temperaturverteilung auf der Bauteiloberfläche erkennbar vergleichmäßig wird. Um den für die Auswertung optimalen Zeitraum zu identifizieren, wurde eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten ist es erforderlich, neben dem durch erzwungene Konvektion eingetragenen Wärmestrom ebenfalls die entsprechende Referenztemperatur des Fluides zu bestimmen. Dies wurde mit Hilfe eines Fluidtemperaturmodells realisiert, welches die Fluidtemperaturentwicklung in Strömungsrichtung aufgrund des Wärmeaustauschs zwischen Festkörper und Fluid zeitlich aufgelöst erfasst [11].

Die erarbeitete Methodik wird zunächst anhand einer geeigneten Referenzgeometrie verifiziert, die in Abbildung 2 dargestellt ist. Diese Geometrie besteht aus einem Zwei-Pass-Kühlkanal mit einer internen Rippenkonfiguration und einer 180° Umlenkung. Die gewählte Referenzgeometrie besitzt weiterhin trapezförmige Querschnitte und stellt somit eine gute Annäherung an die in realen Gasturbinenschaufeln verwendeten Kühlkanäle dar. Die mit der erstellten Messmethodik erzielten Ergebnisse wurden mit TLC-Messungen abgeglichen [10]. Weiterhin wurden innerhalb dieser Untersuchungen Einflüsse der Versuchsparameter auf die ermittelten Wärmeübergangsbedingungen bewertet.



**Abbildung 2: Referenzgeometrie**

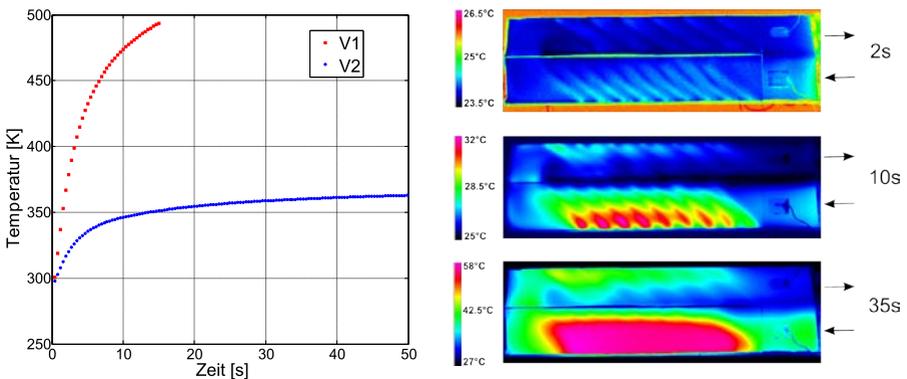
Abschließend werden Untersuchungen an Versuchsträgern (Gasturbinenschaufeln) vorgenommen, die vom Industriepartner bereitgestellt werden.

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

### 5.1 Versuchsablauf

Die Versuche wurden an dem in Abbildung 1 dargestellten Versuchsstand durchgeführt, nachdem die entsprechenden Anpassungen vorgenommen wurden. Eine wesentliche Neuerung hierbei ist die Installation eines neuen, leistungsstärkeren Rohrlufterhitzers, der mittels Stelltransformators stufenlos regelbar ist. Somit sind einerseits höhere Strömungstemperaturen realisierbar und andererseits kann durch die variable Heizleistung der Einfluss der Strömungstemperatur auf die Datenauswertung bewertet werden.

Zunächst wurde die in der Abbildung 2 dargestellte Referenzgeometrie untersucht. Zu Beginn des Versuches wird die Referenzgeometrie mit einem bis dahin nicht beheizten Luftmassenstrom durchströmt, so dass sich innerhalb des Kühlkanals ein stationärer Zustand mit homogener Temperatur ausbildet. Die Untersuchungen werden mit einem Massenstrom von ungefähr durchgeführt, dies entspricht einer Reynoldszahl von  $Re=50000$  bezogen auf den hydraulischen Durchmesser des Querschnitts im Einlasskanal. Zu Versuchsbeginn wird der Heizer eingeschaltet. Dies führt je nach eingestellter Heizleistung zu entsprechenden Eintrittstemperaturen der Strömung. In Abbildung 3 sind auf der linken Seite die Eintrittstemperaturen der Versuche abgebildet, die in den aktuellen Untersuchungen verwendet wurden. Die Strömungstemperatur des Versuchs „V1“ erreicht nach 15s eine Temperatur von knapp 500K, während des Versuchs „V2“ erreicht die Strömungstemperatur nach 50s etwa 355K. Anhand des Vergleichs der Ergebnisse aus den Versuchen „V1“ und „V2“ wird der Einfluss der unterschiedlichen Heizleistungen bewertet.



**Abbildung 3: Eintrittstemperaturen der Strömung (links); Temperaturverteilung auf der Oberfläche zu verschiedenen Zeitpunkten (rechts)**

Während des Versuchs induziert die beheizte interne Strömung eine transiente Temperaturantwort des Kühlkanals, die auf der Außenseite von der Infrarotkamera aufgenommen wird. Dies ist in Abbildung 3 auf der rechten Seite dargestellt. Hier sind zu drei unterschiedlichen Zeitpunkten die Temperaturverteilungen an der Außenseite des Kühlkanals während des Versuchs „V2“ abgebildet. Die obere Abbildung zeigt die Temperaturverteilung zu Beginn des Versuchs. Aufgrund des graduellen Temperaturanstiegs der Strömung

sind die Temperaturdifferenzen zu Beginn des Versuches sehr klein. Mit fortschreitender Versuchsdauer werden interne Strömungs- und Geometrieigenschaften besser erkennbar. Gegen Ende der Versuchsdauer ist erkennbar, dass Querwärmeleitungseffekte für eine Homogenisierung der Temperaturverteilung sorgen. Dies verdeutlicht, dass transiente Effekte bei der Datenauswertung berücksichtigt werden müssen.

## 5.2 Physikalisches Modell

Für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten an der Innenseite des Kühlkanals wird ein Modell benötigt, welches die Wärmeströme innerhalb des Bauteils erfasst. Hierbei beschreiben die Messungen der Infrarotkamera die transiente Aufwärmung der Kühlkanaloberfläche. Mit der Annahme der freien Konvektion und der Wärmestrahlung an der Außenseite ergibt sich eine inverse Problemstellung, da auf der Außenseite die Randbedingungen überspezifiziert sind, und an der Innenseite weder Informationen über die Temperaturverteilung noch über den Wärmeübergang vorhanden sind.

Um diese komplexe Problemstellung ohne größeren Rechenaufwand lösen zu können, besteht die Notwendigkeit, vereinfachende Annahmen zutreffen. Für das vorliegende Problem wurde als Vereinfachung ein „lumped capacitance“ Ansatz gewählt. Dieser besagt, dass über die Dicke der Kühlkanalwand der Temperaturgradient zu vernachlässigen ist. Diese Annahme ist für kleine Biotzahlen gerechtfertigt [1], die für das untersuchte Problem vorliegen.

Die Grundlage des physikalischen Modells bildet dementsprechend der „lumped capacitance“ Ansatz. Für die Temperaturmessungen der Infrarotkamera bedeutet dies, dass die Temperatur eines Pixels die Temperatur dieses Punktes über die gesamte Wanddicke repräsentiert.

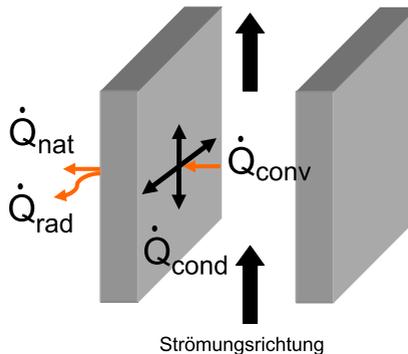


Abbildung 4: Skizze der auftretenden Wärmeströme

Basierend auf dieser Annahme kann nun die Energiebilanz aufgestellt werden. In der Energiebilanz jedes einzelnen Pixels werden an der Außenseite die freie Konvektion und die Wärmestrahlung berücksichtigt. An der Innenseite wird der konvektive Wärmeeintrag durch das Fluid in der Energiebilanz aufgeführt und zusätzlich werden die Querwärmeleitungsströme zu den umgebenden Pixeln einbezogen. Die Wärmestrahlung an der Schaufelinnenseite wird aufgrund des geringen Betrages vernachlässigt. Die hieraus folgende Energiebilanz ist in Gleichung (1) dargestellt.

$$\dot{Q}_{conv} - \dot{Q}_{nat} - \dot{Q}_{rad} - \dot{Q}_{cond} = l^2 \rho c d_w \frac{dT_w}{dt} \quad (1)$$

Die rechte Seite der Gleichung (1) stellt die Speicherung der Wärme in einem Kontrollelement dar. Die Definition der einzelnen Wärmeströme ist detailliert in [11] beschrieben. Um den internen Wärmeübergangskoeffizienten zu berechnen wird ein Optimierungsproblem gelöst. Hierfür wird die Differenz zwischen dem gemessenen Temperaturverlauf und dem berechneten Temperaturverlauf minimiert unter Verwendung des Levenberg-Marquardt-Algorithmus. Die hierfür notwendige Beschreibung des Temperaturverlaufs wird durch die analytische Lösung der Gleichung (1) ermittelt.

$$T_{w,i+1} = e^{c_2 \Delta t} (T_{w,i} + c_1) - c_1 \quad (2)$$

Die Gleichung (2) beschreibt die Temperaturentwicklung des betrachteten Elements von nach für einen kleinen Zeitschritt. Die in der Lösung enthaltenen Koeffizienten  $c_1$  und  $c_2$  sind in den Gleichungen (3) und (4) dargestellt.

$$c_1 = \frac{h_{conv} l^2 T_f + T_{amb} l^2 (h_{nat} + h_{rad}) + k d_w \sum_{j=1}^4 (T_{w,j})}{(-l^2 (h_{conv} + h_{nat} + h_{rad}) - 4 k d_w)} \quad (3)$$

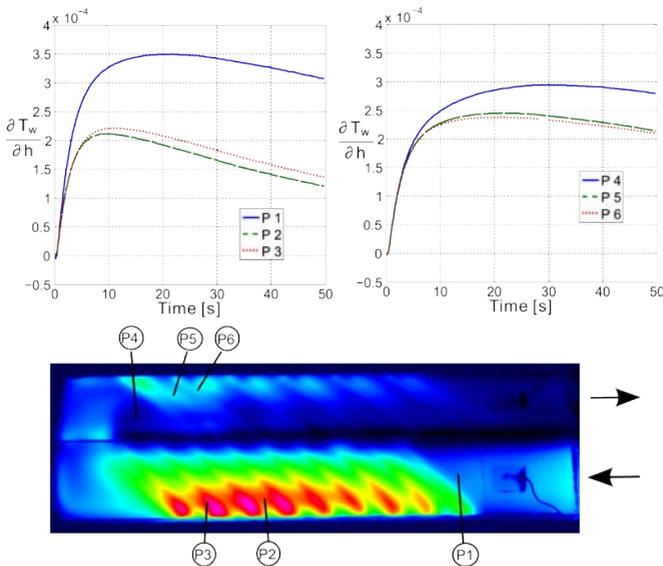
$$c_2 = \frac{(-l^2 (h_{conv} + h_{nat} + h_{rad}) - 4 k d_w)}{l^2 c \rho d_w} \quad (4)$$

Für diese Lösung wurden die Annahmen getroffen, dass die Fluidtemperatur und die Temperaturen der umliegenden Pixel während eines Zeitschrittes konstant sind. Diese Annahmen sind gerechtfertigt bei der Betrachtung von kleinen Zeitschritten.

Der transiente Temperaturverlauf wird dann schrittweise unter Modifizierung der Rand- und Anfangsbedingungen für jeden Zeitschritt, entsprechend der gemessenen Fluid- und Wandtemperaturen berechnet.

### 5.3 Sensitivitätsanalyse

In der Abbildung 3 sind auf der rechten Seite drei Temperaturverteilungen abgebildet, die zu den dargestellten Zeitpunkten eine unterschiedliche Charakteristik aufweisen. Aufgrund der zeitabhängigen Charakteristik der Temperaturverteilungen wird eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, die zur Bestimmung der optimalen Zeitspanne für die Datenauswertung dient. Für diese Untersuchung wird die Ableitung der Funktion zur Beschreibung des Wandtemperaturverlaufs (Gl. (2)) nach dem Wärmeübergangskoeffizienten benötigt.



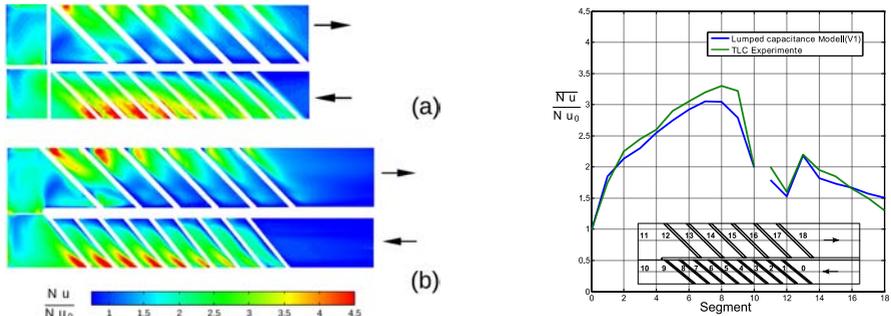
**Abbildung 5: Sensitivitätskoeffizienten für verschiedene Punkte des Einlass- und Auslasskanal**

In der Abbildung 5 sind für jeweils drei Punkte des Einlass- und des Auslasskanals der zeitliche Verlauf der Sensitivitätskoeffizienten dargestellt. Die betrachteten Punkte befinden sich in Gebieten mit unterschiedlichen Wärmeübergangsverhalten. Der Verlauf der Sensitivitätskoeffizienten weist hierbei eine unterschiedliche Charakteristik für die Punkte im Einlasskanal im Vergleich zu denen im Auslasskanal auf. Zu Beginn des Versuchs steigt der Sensitivitätskoeffizient zunächst für alle Punkte schnell an. Nach Erreichen des Maximums sinkt dieser für die Punkte im Einlasskanal wieder schnell ab. Im Auslasskanal reduziert sich der Sensitivitätskoeffizient nach Erreichen des Maximums wesentlich langsamer. Dies ist begründet mit dem unterschiedlichen Aufheizverhalten der Wand und der unterschiedlichen Entwicklung der Temperaturdifferenz zwischen der Wand und dem Fluid. Aufgrund des abweichenden Zeitverhaltens wird eine optimale Zeitspanne zur Datenauswertung separat für den Einlasskanal und für den Auslasskanal ermittelt. Die optimale Zeitspanne zur Datenauswertung wird bestimmt, indem die Zeitspanne zwischen dem ersten und dem letzten auftretenden Maximum ermittelt wird.

## 5.4 Ergebnisse

Die mit der vorgestellten Methodik bestimmten Ergebnisse werden in diesem Kapitel zunächst mit Ergebnissen verglichen, die an derselben Konfiguration unter Verwendung der transienten Flüssigkristallmethode (TLC) erzielt wurden [10]. Bei diesen Versuchen wurde der Kühlkanal aus Plexiglas gefertigt, um den direkten optischen Zugang zu den betrachteten Oberflächen zu ermöglichen, der für diese Messtechnik benötigt wird. Im nächsten Schritt wird der Einfluss der verschiedenen Versuchsparameter auf die Ergebnisse diskutiert und abschließend werden die Querwärmeleitungseffekte dargestellt.

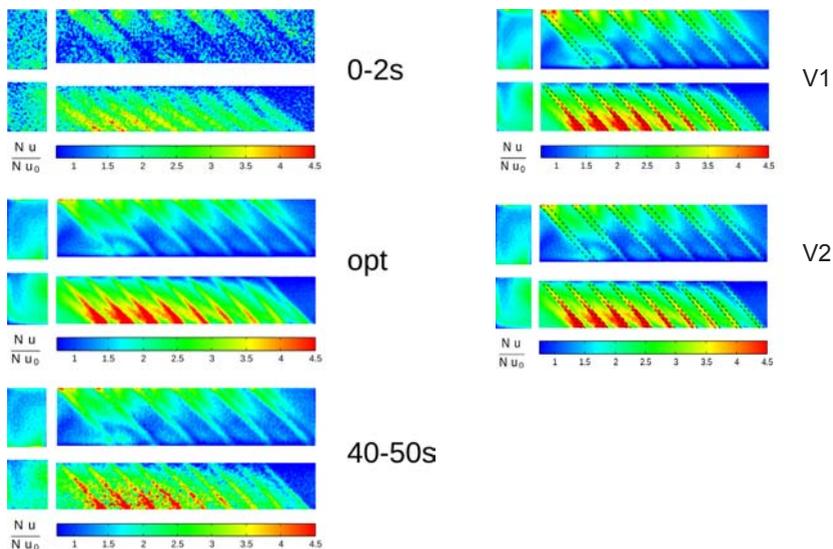
In der Abbildung 6 sind auf der linken Seite Konturplots des Wärmeübergangs in Form der Nusseltzahl abgebildet. Der obere Konturplot wurde mit der vorgestellten Methodik ermittelt und zeigt im Vergleich zu den Ergebnissen aus den TLC-Versuchen (unterer Konturplot) eine gute Übereinstimmung. So werden die Gebiete des erhöhten Wärmeübergangs nach den Rippen, der durch die Sekundärströmung verursacht wird, ebenso wiedergegeben, wie die von der Stromlinienkrümmung abhängige Wärmeübergangsverteilung im Bereich der Umlenkung. Im Auslasskanal wird das Gebiet mit stark verringertem Wärmeübergang, der durch eine Ablöseblase in diesem Bereich erklärt werden kann, ebenfalls dargestellt.



**Abbildung 6: Verteilung der lokalen Nusseltzahlen und segmentweise gemittelte Nusseltzahlen im Vergleich**

Auf der rechten Seite der Abbildung 6 ist der Verlauf der segmentweisen gemittelten Nusseltzahlen dargestellt. Dieser Vergleich zeigt eine gute Übereinstimmung der beiden Messmethoden mit einer maximalen Abweichung im Einlasskanal von 15% und einer maximalen Abweichung im Auslasskanal von 13%.

In der Abbildung 7 sind auf der linken Seite drei Verteilungen dargestellt, die mit unterschiedlichen Zeitspannen ermittelt wurden. Die obere Verteilung zeigt hier eine relativ ungenaue Darstellung des Wärmeübergangs für den Einlass und den Auslasskanal. Dies ist zu Beginn des Versuchs mit der relativ geringen Fluidtemperatur und den daraus resultierenden geringen Temperaturdifferenzen im Bauteil zu erklären. In der mittleren Abbildung ist der Wärmeübergang mit den jeweils optimalen Auswertungszeitspannen ermittelt. Diese Verteilung zeigt eine gut aufgelöste, detaillierte Darstellung des Wärmeübergangs. Für die untere Abbildung wurde die Auswertung mit den Daten am Versuchsende durchgeführt. In dieser Darstellung wird das unterschiedliche Zeitverhalten des Einlass- und des Auslasskanals deutlich. Im Auslasskanal ist der Unterschied zu der Verteilung mit der optimalen Auswertungszeitspanne relativ gering, was sich auch durch die geringe Reduzierung des Sensitivitätskoeffizienten mit der Zeit in Abbildung 5 wieder spiegelt. Dagegen ist die Wärmeübergangsverteilung in der unteren Darstellung für den Einlasskanal deutlich ungenauer. Hier wird der Einfluss der Querwärmeleitung deutlich, die für eine deutliche Vergleichmäßigung der Temperaturverteilung gegen Ende des Versuchs verantwortlich ist.



**Abbildung 7: Darstellungen der Nusseltzahl für verschiedene Konfigurationen**

Auf der rechten Seite der Abbildung 7 ist ein Vergleich der Nusseltzahlverteilung für die Versuche „V1“ und „V2“ mit den jeweils optimalen Auswertungszeitspannen abgebildet. Die Versuche „V1“ und „V2“ unterscheiden sich durch die unterschiedlichen Strömungstemperaturen im Eintritt. Beide Wärmeübergangsverteilungen geben zunächst alle wesentlichen Strömungs- und Geometriemerkmale des Wärmeübergangs wieder. Die Nusseltzahlverteilung des Versuchs „V1“, der mit einer höheren Strömungstemperatur durchgeführt wurde, zeigt eine etwas detailliertere Auflösung der genannten Merkmale. Dies kann durch den Einfluss des konvektiven Wärmestroms innerhalb der Energiebilanz erklärt werden. Bei einer höheren Strömungstemperatur ist dieser Term relativ erhöht im Vergleich zu den anderen Wärmeströmen und somit ist eine genauere Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten möglich.

Zur Untersuchung der Wärmeströme werden exemplarisch zwei Punkte betrachtet. Der Punkt 2 liegt im Einlasskanal hinter einer Rippe in einem Bereich mit erhöhtem Wärmeübergang. Der Punkt 4 liegt im Bereich des Ablösegebiets hinter der Umlenkung und weist dementsprechend einen relativ geringen Wärmeübergang auf. In den Abbildungen 8 sind auf der linken Seite die auftretenden Wärmeströme des Punkts 2 und auf der rechten Seite die des Punkts 4 dargestellt. Positive Werte repräsentieren Wärmeströme, die in das Element hineingehen, negative Wärmeströme gehen aus dem Element heraus. Diese beiden Diagramme zeigen, dass die natürliche Konvektion und die Wärmestrahlung an der Außenseite einen sehr kleinen Beitrag im Vergleich zu den anderen Wärmeströmen besitzen. Die gestrichelte blaue Linie zeigt den Konvektionsterm an der Innenseite des Kühlkanals für den Fall, dass in dem Auswertungsmodell die Querwärmeleitungssterme vernachlässigt werden.

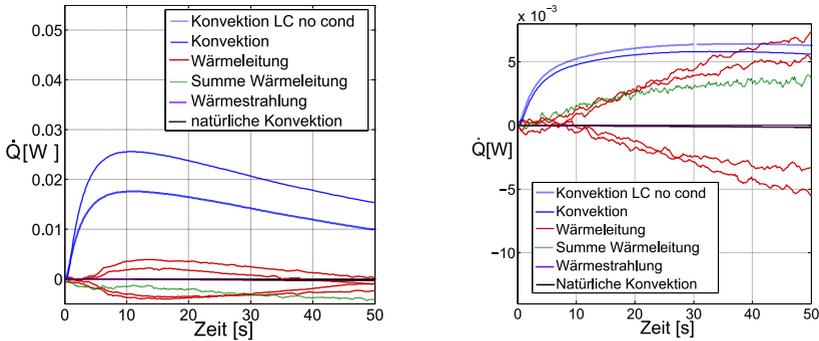


Abbildung 8: Wärmeströme für die Punkte 2 und 4

Der Punkt 2 befindet sich in einem Bereich mit einem hohen Wärmeübergang, dementsprechend ist hier ein relativ hoher konvektiver Wärmestrom zu erkennen. Die Summe der Querwärmeleitungsterme ist negativ, da von diesem Element Wärme zu den benachbarten Elementen transportiert wird. Die Wärmeleitungsterme erreichen einen Betrag bis zu 35% des Konvektionsterms an der Innenseite. Der Konvektionsterm für den Punkt 4, der sich im Bereich des Ablösegebiets befindet, ist um 70% kleiner im Vergleich zu dem Punkt 2.

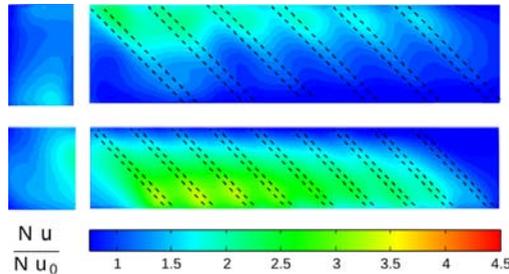
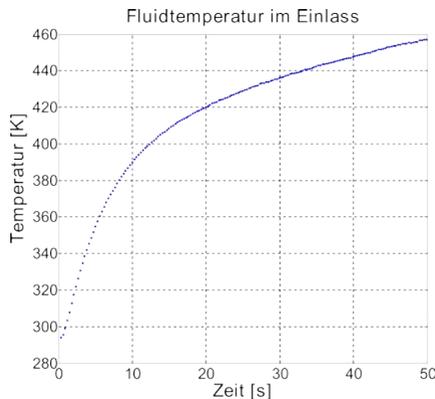


Abbildung 9: Nusseltzahlverteilung ermittelt mit dem „Lumped capacitance Modell“ ohne Querwärmeleitungseffekte

Die Querwärmeleitungsterme erreichen bei diesem Punkt dieselbe Größenordnung wie der Konvektionsterm an der Innenseite. Dies verdeutlicht den Einfluss der Querwärmeleitungsterme und deren Bedeutung bei der korrekten Bestimmung des Konvektionsterms. Die Nusseltzahlverteilung, die mit dem „Lumped capacitance Modell“ ohne Querwärmeleitungseffekte ermittelt wurde (Abb. 9), ist deutlich gleichmäßiger, mit einem generell niedrigeren Niveau des Wärmeübergangs. Die einzelnen Strömungs- und Geometriemerkmale sind in dieser Abbildung kaum ausgeprägt.

## 5.5 Untersuchung realer Turbinenschaufeln

Abschließend wurde die vorgestellte Methodik an einer realen Turbinenschaufel angewendet. Hierfür wurde ein Massenstrom von verwendet. Die gemessene Strömungstemperatur im Eintritt ist in Abb.10 dargestellt.



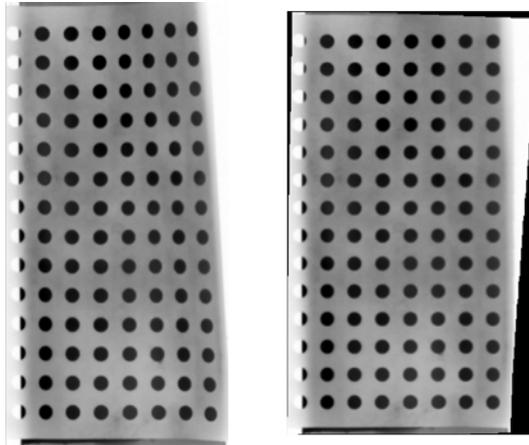
**Abbildung 10: Strömungstemperatur im Eintritt des Turbinenschaufelkühlkanals**

Für die Berechnung des internen Wärmeübergangskoeffizienten sind neben der Fluidtemperatur und der transienten Temperaturverteilung der Bauteiloberfläche ebenfalls einige geometrische Größen relevant. Dies sind zum einen die Wandstärke des Bauteils und zum anderen die entsprechende Länge eines Pixels auf der Bauteiloberfläche. Diese Größen sind bei der Berechnung des Wärmespeicherterms, bei der Berechnung der Wärmeleitungsterme sowie bei der Definition der wärmeübertragenden Flächen von Bedeutung.

Im Gegensatz zu der Referenzgeometrie, welche aus flachen Seitenwänden mit einer konstanten Wandstärke bestehen, besitzt die reale Turbinenschaufel gekrümmte Flächen mit einer variierenden Wandstärke. Diese Gegebenheiten sind bei der Berechnung der einzelnen Terme zu berücksichtigen, um größere Ungenauigkeiten bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten zu vermeiden.

Infolge der Oberflächenkrümmung sind die gemessenen Temperaturverteilungen der Infrarotkamera verzerrt. Dieser Einfluss der Oberflächenkrümmung wird mit Hilfe einer geometrischen Kalibrierung der Infrarotmessungen berücksichtigt. Für die geometrische Kalibrierung der Infrarotmessdaten wurde anschließend an die eigentlichen Versuche eine Schablone mit einem regelmäßigen Muster auf die zu vermessende Oberfläche angebracht. Die Schablone wurde mit einem Präzisionslaserplotter hergestellt und anschließend mit einem stark reflektierenden Lack beschichtet, um einen Kontrast zu der matt schwarz lackierten Turbinenschaufel bei der Infrarotmessung herzustellen.

In der Abbildung 11 ist auf der linken Seite die verzerrte Aufnahme der Turbinenschaufel mit der installierten Schablone dargestellt. Durch die unterschiedlichen Beschichtungen der Turbinenschaufel und der Schablone ist der Kontrast gegeben, der notwendig ist für die eindeutige Unterscheidung zwischen Schablone und Bauteil.

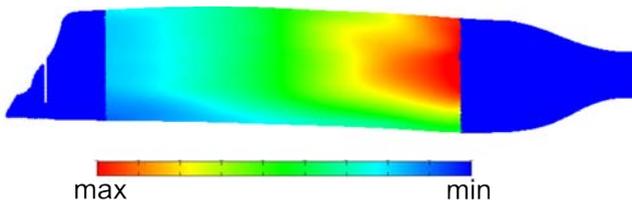


**Abbildung 11: Geometrische Kalibrierung der Infrarotmessdaten**

Auf der rechten Seite der Abbildung 11 befindet sich die geometrisch entzerrte Infrarotaufnahme. Die Grundlage bei der Entzerrung besteht in der Annahme, dass die Schablone aus einer regelmäßigen Anordnung mit gleichem Radius und Abstand besteht. Die geometrische Transformation, die mit dieser Kalibrierung gewonnen wurde, wurde anschließend zur Entzerrung der einzelnen Infrarotaufnahmen verwendet.

Der Einfluss der Bauteilkrümmung auf die Messwerte der Infrarotkamera wurde in [6] untersucht und für die vorliegenden Bauteile als vernachlässigbar eingestuft.

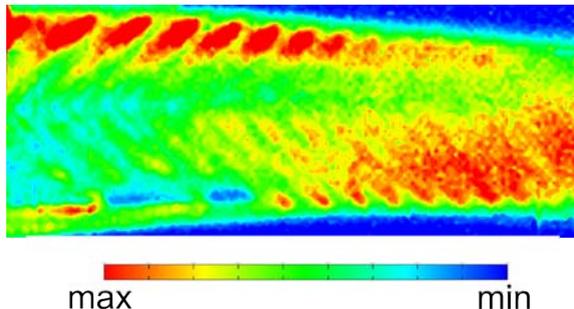
Der zweite relevante Geometrieparameter für die Analyse des Wärmeübergangs ist die Wandstärke. Aufgrund der großen Änderungen der Wandstärke innerhalb des Bauteils, kann diese für die Auswertung nicht als konstant angenommen werden. Somit wurde die Verteilung der Wandstärke unter Zuhilfenahme des numerischen Modells bestimmt und für die Auswertung des Wärmeübergangs verwendet.



**Abbildung 12: Verteilung der Wandstärke für die Turbinenschaufel**

Basierend auf den aufgearbeiteten Infrarotmessungen, der gemessenen Strömungstemperatur und der Verteilung der Wandstärke wurde nun der interne Wärmeübergang der Turbinenschaufel analysiert. Die interne Verteilung des Wärmeübergangs ist exemplarisch für die Druckseite in der Abbildung 13 dargestellt.

In dieser Wärmeübergangsverteilung sind die v-förmigen Rippen des Kühlkanals gut zu erkennen. Die einzelnen Stege, die die Hauptströmung und die Sekundärströmung trennen sind ebenfalls deutlich erkennbar. Die Lücken zwischen den einzelnen Stegen, die den Massentrömsaustausch zwischen Haupt- und Sekundärströmung realisieren, spiegeln sich in einem erhöhten Wärmeübergang wieder.



**Abbildung 13: Interne Wärmeübergangsverteilung der Druckseite der Turbinenschaufel**

Der Einfluss der Wandstärke auf die Auswertungsmethodik wird bei genauerer Betrachtung der Wärmeübergangsverteilung deutlich. Im Auslassbereich sind die Rippenstrukturen und weitere Details der Geometrie gut erkennbar, wohingegen die Wärmeübergangsverteilung im Einlassbereich weniger detailreich ist. Dies ist auf zwei Effekte zurückzuführen. Zum einen liegt mit einer größeren Wandstärke auch eine größere Biotzahl vor. Durch eine größer werdende Biotzahl wird die Annahme, dass der Temperaturgradient normal zur Wand vernachlässigt werden kann, zunehmend ungenauer. Zum anderen wird durch eine größer werdende Wandstärke auch der Einfluss der Querwärmeleitungseffekte größer. Die Kombination dieser beiden Effekte führt zu einem mit weniger Unsicherheiten behafteten Ergebnis für dünnere Wandstärken.

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Das Projekt wurde am 01.06.2009 gestartet. Innerhalb des ersten Arbeitspaketes wurde die Versuchseinrichtung entsprechend der Anforderungen innerhalb der Projektziele angepasst. Im Rahmen des zweiten Arbeitspaketes wurden einige Konzeptuntersuchungen durchgeführt, um die relevanten Versuchsparameter zu identifizieren. Weiterhin wurde innerhalb dieses Arbeitspaketes die vorgestellte Auswertungsmethodik erstellt. Im dritten Arbeitspaket wurde zunächst die Referenzgeometrie gewählt, welche einerseits relevant für die zu untersuchenden Originalbauteile ist und andererseits Literaturwerte zum Vergleich zur Verfügung stehen. Diese Geometrie wurde anschließend konstruiert und gefertigt und es wurden detaillierte Untersuchungen an dieser Geometrie durchgeführt. Die erzielten Ergebnisse wurden mit den Literaturwerten abgeglichen und die Auswertungsmethodik validiert. Die validierte Auswertungsmethodik wurde anschließend modifiziert, um den gekrümmten Oberflächen und den variierenden Wandstärken der Originalbauteile gerecht zu werden.

## Transiente Wärmeübergangsmessungen bei Gasturbinenschaufeln

Arbeitspakete	Jahr Quartal	2009				2010				2011				2012				2013			
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Anpassung Versuchseinrichtung			x	x		x	x														
Experimentelle Konzeptuntersuchungen								x	x	x	x										
Detaillierte Experimente											x	x		x	x	x	x				
Bewertung und Dokumentation																				x	x

**Abbildung 14: Zeitplan**

Alle Arbeitspakete wurden erfolgreich bearbeitet und die angestrebten Ziele wurden erreicht. Die relevanten Versuchsparameter wurden identifiziert und die Auswertungsmethodik wurde erstellt. Diese wurde anhand einer Referenzgeometrie getestet und verifiziert. Abschließend wurden die bereitgestellten Originalbauteile untersucht.

Der im Antrag formulierte Lösungsweg wurde eingehalten und die definierten Projektziele wurden erreicht.

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

Egger, C.; von Wolfersdorf, J.; Schnieder, M.: Heat Transfer Measurements in an Internal Cooling System Using a Transient Technique with Infrared Thermography, ASME J. of Turbomachinery (2013), 041012-1 – 041012-8 / ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69160, Kopenhagen, Dänemark

Egger, C; von Wolfersdorf, J; Transiente Wärmeübergangsmessungen bei innen gekühlten Turbinenschaufeln. KW21: Zwischenbericht BWW 39GT

#### 7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen

Keine

### 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte

Keine

### 7.3 Weitere Publikationen

- [1] Özisik, M.N.; Orlande, H.R.B.: Inverse Heat Transfer: Fundamentals and Applications. Taylor & Francis (2000)
- [2] Beck, J.V., Blackwell, B., St. Clair, C.R.: Inverse Heat Conduction: Ill-posed Problems. Wiley
- [3] Nirmalan, N.V., Bunker, R.S., Hedlund, C.R.: The Measurement of Full-Surface Internal Heat Transfer Coefficients for Turbine Airfoils Using a Nondestructive Thermal Inertia Technique. ASME Journal of Turbomachinery (2003), Vol. 125, S.83-89
- [4] Heidrich, P., von Wolfersdorf, J., Schnieder, M.: Experimental Study of Heat Transfer in Gas Turbine Blades Using a Non-Invasive, Non-Destructive, Transient Inverse Method. 10th UK Heat Transfer Conference (2007)
- [5] Heidrich, P., von Wolfersdorf, J., Schnieder, M.: Experimental Study of Internal Heat Transfer Coefficients in a Rectangular, Ribbed Channel Using a Non-Invasive, Non-Destructive, Transient Inverse Method. ASME GT (2008)-50297
- [6] Heidrich, P.: Experimentelle Bestimmung des inneren Wärmeübergangs bei gegossenen Gasturbinenschaufeln, Dissertation, Universität Stuttgart
- [7] Weigand, B.; Semmler, K.; von Wolfersdorf, J.: Heat Transfer Technology for Internal Passages of Air-Cooled Blades for Heavy-Duty Gas Turbines. Annals of the New York Academy of Sciences (2001), Vol. 934, S. 179-193
- [8] von Wolfersdorf, J. and Weigand, B.: Turbine blade internal cooling – Selected Experimental Approaches, Von Karman Institute, Lecture Series 2010-5, Internal Cooling in Turbomachinery, May 2010.
- [9] Poser, R.; von Wolfersdorf, J.: Transient Liquid Crystal Thermography in Complex Internal Cooling Systems, Von Karman Institute, Lecture Series 2010-05, Internal Cooling in Turbomachinery, May 2010.
- [10] Schüler, M.; Neumann, S. O.; Weigand, B.: Pressure Loss and Heat Transfer in a 180 deg Bend of a Ribbed Two-Pass Internal Cooling Channel With Engine-similar Cross Sections, Part 1: Experimental Investigations. ETC 8, 2009, pp. 513-523
- [11] Egger, C.; von Wolfersdorf, J.; Schnieder, M.: Heat Transfer Measurements in an Internal Cooling System Using a Transient Technique with Infrared Thermography. ASME J. of Turbomachinery (2013), 041012-1 – 041012-8 / ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69160, Kopenhagen, Dänemark

### 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Keine

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

K. Schlottke	Programmierung von Heizernsteuerung (Dipl.-Ing. Luft- und Raumfahrttechnik)
D. Lust	Durchführung von Versuchskampagnen (Dipl.-Ing. Luft- und Raumfahrttechnik)

### 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

Keine

### 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

Keine

### 8.4 Promotionen

C.Egger	geplante Promotion
---------	--------------------

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

COORETEC(Bund)	Untersuchung von wandintegrierten Prallkühlungs- und Filmkühlungskonfigurationen für thermisch hochbelastete Turbinenschaufeln
ERICKA(EU)	Engine Representative Internal Cooling Knowledge and Application- WP:U-bend and radial passage study

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

COOREFlex(Bund)	Untersuchung der lokalen Wärmeübergangseigenschaften komplexer Kühlungsstrukturen durch Kombinationen experimenteller und numerischer Methoden
-----------------	--

## Arbeitskreis Turbokomponenten für Gasturbinen

### Projekt: BW L 41GT

## Formoptimierung neuartiger, kompakter Labyrinthdichtungen zur Leckagereduktion in Turbomaschinen

Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer Institut für Thermische Strömungsmaschinen Karlsruher Institut für Technologie
Mitarbeiter:	Dr.-Ing. Klaus Dullenkopf Dipl.-Ing. Erik Braun
Finanzierung:	Ministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst Baden-Württemberg

## 1 Ausgangssituation

Ziel dieses Vorhabens ist die Entwicklung eines Softwaretools zur automatisierten Formoptimierung kompakter Labyrinthdichtungen zur Reduktion von Leckageströmen und damit Steigerung des Wirkungsgrades und Senkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Gasturbinen. Dies ist eine Zielsetzung, die im Bereich der Stromerzeugung von enormer Relevanz ist.

Eine fokussierte Betrachtung und Komponentenauslegung für den Neuzustand einer Anlage greift dabei aber meist zu kurz, da die Maschinen bei unterschiedlichen Betriebszuständen und unterschiedlichen Alterungszuständen betrieben werden (verformte und abgerundete Labyrinthspitzen, Anstreifnuten, etc.). Eine Berücksichtigung von lastabhängigen Betriebszuständen und Alterungs- bzw. Verschleißeffekten erhöht die Zahl der Einflussparameter zusätzlich zu den zur Beschreibung der komplexen Geometrien erforderlichen deutlich. Damit wird es umso notwendiger, automatisierte Abläufe sowie moderne Data-Processing-Methoden in Erwägung zu ziehen, um die Berechnungszeiten zu minimieren. Beide Ansätze werden im Rahmen dieses Projektes intensiv genutzt.

Labyrinthdichtungen werden bereits seit Anfang des 20. Jahrhunderts eingesetzt und sind auch heute noch die im Turbomaschinenbau am häufigsten verwendete Dichtungart. Um die Dichtungsgüte der verschiedenen Bauarten (Kammnutlabyrinth, Durchblicklabyrinth, konvergente und divergente Stufenlabyrinth, jeweils mit und ohne Anstreifbeläge, usw.) zu verstehen und in Folge zu verbessern, werden seit vielen Jahrzehnten im In- und Ausland zahlreiche numerische und experimentelle Untersuchungen an Labyrinthdichtungen durchgeführt (z. B. [2], [3], [4], [5], [6], [7]).

Die genaue Kenntnis der verschiedenen Einflussfaktoren auf die Dichtungsgüte führte zur Entwicklung verbesserter Dichtungsgeometrien ([8], [9], [10]). Erfolgte die Verbesserung bisher hauptsächlich auf Basis experimenteller Ergebnisse, wurden im Folgenden auch rechnergestützte Verfahren zur Formoptimierung entwickelt ([11], [12]). Dennoch existiert bisher kein rechnerbasiertes Berechnungstool, mithilfe dessen für eine Vielzahl von Dichtungsgeometrien bei verschiedenen Einsatzbedingungen effiziente Labyrinthdichtungen genau berechnet werden könnten. Die bisher entwickelten Modelle basieren hauptsächlich auf einer numerischen und nicht mathematischen oder heuristischen Optimierung und beschränken sich daher auf einige wenige, sehr spezifische Anwendungsfälle.

Am Institut für Thermische Strömungsmaschinen wurde in der Vergangenheit bereits eine Vielzahl von experimentellen und numerischen Untersuchungen durchgeführt. Hauptaugenmerk waren dabei das Durchfluss- und Wärmeübergangsverhalten ([13], [14], [15]). Ebenso wurde der Einfluss der Rotation ([13], [16], [17]), der Einfluss von Honigwabenanstreifbelägen ([18]) und der Einfluss von Nuten im Anstreifbelag als Verschleißbild zunehmender Betriebsdauer numerisch untersucht ([19]).

Auf Basis der in experimentellen Untersuchungen gewonnenen Daten wurden unter anderem auch am ITS Verfahren zur zeiteffizienten Berechnung gasturbinentypischer Strömungen ([20]) sowie ein rechnerbasiertes Optimierungstool entwickelt ([21]). Dabei wurden sowohl herkömmliche mathematische Optimierungsalgorithmen (gradientenbasierte und gradientenfreie Verfahren) als auch heuristische Optimierungsalgorithmen (Simulated Annealing, Branch-and-bound-Verfahren, Evolutionsstrategien, Genetische Algorithmen) untersucht und bezüglich ihrer Effizienz bewertet.

Die Übertragbarkeit der Ergebnisse experimenteller Untersuchungen, bei denen teilweise Modelle größeren Maßstabs verwendet wurden, auf reale, rotierende Geometrien sowie die Übertragbarkeit numerischer Ergebnisse auf reale Verhältnisse ist mithilfe der unter anderem am Institut für Thermische Strömungsmaschinen entwickelten Korrelationen möglich ([22], [23]).

## 1.1 Modellbildung mittels Data-Mining

Da sich der Umfang experimentell und numerisch erfasster oder erzeugter Daten kontinuierlich erhöht, gestaltet sich die Auswertung der Daten und die Ermittlung von Systemzusammenhängen zunehmend schwierig. Eine effiziente Möglichkeit der Datenanalyse stellen sogenannte Data-Mining-Methoden dar, wie sie beispielsweise im Banken- und Versicherungswesen eingesetzt werden ([24], [25]). Im Vorlauf zu dieser Arbeit wurden am ITS bereits Data-Mining-Methoden eingesetzt.

In den Arbeiten von Pychynski ([26], [27]) und Waczowicz ([33]) wird der Einsatz dieser Methoden anhand der Analyse des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen zur Vereinfachung der Modellbildung beschrieben. Im Zuge dieser Arbeiten wurde zunächst ein Parametersatz zur Beschreibung der betrachteten Labyrinthdichtungen definiert (siehe Abbildung 1). Auf dessen Basis erfolgte die Erstellung einer umfangreichen Datenbank von Labyrinthdaten aus experimentellen und numerischen Untersuchungen, sowohl aus vorhandenen Daten des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen als auch anderer Forschungseinrichtungen. Diese Datenbank bildet auch die Grundlage für die im Rahmen des Komplementärprojektes zu ermittelnden experimentellen Daten. Die dort erhobenen Messdaten werden in die Datenbank eingepflegt, sodass die Ausgangsdatenbasis bereits sehr umfangreich ist und einen sehr hohen Qualitätsstandard besitzt.

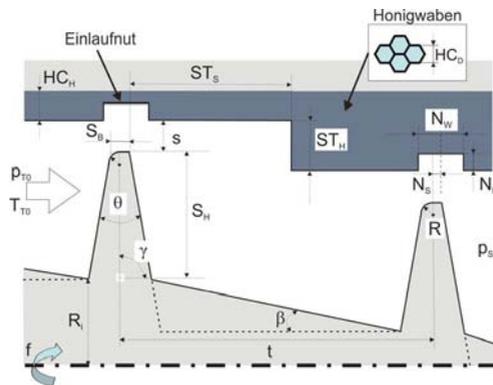
Zur besseren Handhabung wurde das System „Labyrinthdichtung“ auf die Eingangsgrößen Geometrie, Rotation und Strömungszustand, sowie die einzige Ausgangsgröße Leckagemassenstrom reduziert. Die Ein- und Ausgangsdaten sind soweit möglich und sinnvoll in Form dimensionsloser Kennzahlen in der Datenbank erfasst, um eine Vergleichbarkeit zwischen realer Maschine und den teilweise skalierten Modellgeometrien sicherzustellen. Die Eignung von Data-Mining-Methoden zur Modellbildung wurde anhand unterschiedlich komplexer Datensätze nachgewiesen. Es wurden verschiedene Regressionsmodelle mit Neuronalen Netzen gebildet, die mehrfach Kreuzvalidiert wurden, um eine Bewertung der Überanpassung und Übertragbarkeit auf neue Daten zu ermöglichen.

Der Unterschied zu bisher durchgeführten Untersuchungen zur Modellbildung liegt im Ansatz, alle Daten gemeinsam zu analysieren, statt nur den Einfluss der Variation eines einzelnen Parameters zu betrachten. Dies beschleunigt einerseits den Analyseprozess und führt andererseits zur Bildung von datenbasierten Modellen, die relativ genau sein können, auch ohne ein vollständiges Verständnis der Systemzusammenhänge zu erfordern.

Im Projekt BW L 41GT wird unter anderem die Erweiterung der Datenbasis mittels numerischer Strömungssimulationen vorangetrieben. Das zu entwickelnde Formoptimierungswerkzeug wird sich dann im Wesentlichen auf die aus dieser Datenbasis erzeugten Modelle in Form Künstlicher Neuronaler Netze stützen.

## 1.2 Optimierungsverfahren

Schramm ([35]) untersuchte am ITS Konzepte zur Formoptimierung von Labyrinthdichtungen. Für sein Optimierungstool arbeitet er mit evolutionären Algorithmen. Die Arbeit beschränkt sich allerdings auf Stufenlabyrinth – es werden Teilung, Stufenhöhe, Stufenposition und Stufenwinkel des Labyrinths als variable Parameter für die Optimierung verwendet. Die Arbeit von Schramm stellt eine Grundlage für dieses Projekt dar, der Umfang des Parameterraumes muss hier aber erheblich erweitert werden. Weiter basiert die Arbeit von Schramm ausschließlich auf numerischen Strömungssimulationen (CFD), einer Methode, die für den hier verwendeten Parameterraum als einzige Methode zu rechenaufwendig wäre. Abbildung 1 zeigt den von Pychynski ([26]) vorgeschlagenen Parametersatz zur Beschreibung von Labyrinthgeometrien mit Verschleißeinflüssen (abgerundete Spitzen, Einlaufnuten) und unterschiedlichen Anstreifbelägen.



**Abbildung 1: Parametersatz einer Labyrinthdichtung**

### 1.3 Kennzahlen

Wichtige Kennzahlen zur Beschreibung von Labyrinthströmungen sind Druckverhältnis  $\pi$  und Durchflussbeiwert  $C_D$ . Das Druckverhältnis ist definiert als das Verhältnis aus Totaldruck  $p_{t0}$  vor und dem statischen Druck  $p_{sz}$  hinter dem Labyrinth.

Der Durchflussbeiwert ist das Verhältnis aus gemessenem Massenstrom  $\dot{m}$  durch die Labyrinthdichtung und berechnetem idealen Massenstrom  $\dot{m}_{id}$  durch eine isentrop durchströmte Düse gleichen Querschnitts und mit identischen Randbedingungen.

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{id}} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t0}}}{Q_{id} \cdot p_{t0} \cdot A} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t0}}}{\sqrt{\frac{2\kappa}{R(\kappa-1)}} \cdot \left[1 - \pi^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}\right] \pi^{\kappa} \cdot p_{t0} \cdot A}$$

mit  $T_{t0}$ : Totaltemperatur vor Labyrinth,  $\kappa$ : Isentropenexponent.

## 2 Projektziele

Durch die zunehmende Verwendung von Honigwabenanstreifbelägen und die innovativen, teils sehr kompakten Ausführungen moderner Labyrinthdichtungen erlauben die vorhandenen Designwerkzeuge keine zuverlässige Vorhersage des Leckageverhaltens mehr. Diese enthalten in der Regel einfache Korrelationen auf Basis von Untersuchungen bei denen eine geringe Anzahl von Parametern variiert wurde. Somit ist es weder im Designprozess noch bei einer Vorhersage des langfristigen Betriebsverhaltens möglich, das Potenzial innovativer Designvarianten auch wirklich auszuschöpfen.

Ziel dieses Vorhabens ist es daher, ein flexibles und genaues Auslegungswerkzeug für möglichst beliebige Bauformen von Labyrinthdichtungen zu entwickeln. Dabei wird explizit das Verhalten bei betriebsbedingten Änderungen berücksichtigt. Die Vorgehensweise wird dabei hauptsächlich auf moderne rechnergestützte Verfahren aufbauen. Numerische Strömungssimulationen haben, entsprechend validiert, zwischenzeitlich eine hohe Zuver-

lässigkeit und Genauigkeit erreicht. Um den Bedarf an Rechenleistung in der Anwendung gering zu halten und die Auslegung bzw. Optimierung zu beschleunigen, werden neben CFD Künstliche Neuronale Netzwerke zur Modellbildung eingesetzt.

## **2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Zwischenbegutachtungen**

In der Zwischenbegutachtung wurde angemerkt, dass zur Genauigkeit der Optimierungsergebnisse keine Aussage getroffen wurde. Die Vorhersagegenauigkeit der zugrundeliegenden Modelle in Form künstlicher neuronaler Netze für die Leckage von Labyrinthdichtungen liegt im Bereich der verwendeten Lerndaten, wenn das KNN mit Sorgfalt erzeugt und validiert wurde. Bei einer Geometrieoptimierung ist jedoch mindestens genauso wichtig, dass die global optimale Geometrie gefunden wird, auch wenn die absolute Güte, also die Leckage, dieser Optimalgeometrie nicht exakt vorhergesagt wird. Dennoch wird bei der Auswahl des Lerndatensatzes darauf geachtet, nur Daten hoher Genauigkeit zu verwenden (besser als  $\pm 5\%$ ), soweit dies möglich ist.

## **3 Vernetzung**

### **3.1 Vernetzung innerhalb KW21**

Obwohl eine direkte Wechselwirkung mit anderen Vorhaben aus dem Arbeitspaket nicht explizit vorgesehen war, ergaben sich im Verlauf der Bearbeitung interessante Synergien mit den Projekten BW L 37GT „Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen auf Basis einer selbstadaptierenden Alterungsmodellierung“ sowie BY 12GT „Bauweisenoptimierung moderner Turbokomponenten“.

### **3.2 Vernetzung außerhalb KW21**

Der am Institut für Thermische Strömungsmaschinen vorhandene Erfahrungsschatz im Bereich Labyrinthdichtungen bietet eine wichtige Grundlage für das Projekt BWL 41 GT. Zeitgleich mit diesem Projekt wurden am ITS die Projekte COORETEC Turbo III „Adaptive Dichtsysteme in Turbomaschinen“, Lufo4-ModAW „Durchflussverhalten und Wärmeübergang von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen“ sowie FVV „Anstreifverhalten und Leckagebestimmung von Bürstendichtungen in Turbomaschinen“ bearbeitet. Mit diesen Projekten fand ein reger Austausch statt.

## **4 Vorgehensweise und Methodik**

Für die Entwicklung des Formoptimierungswerkzeuges waren vier Hauptbestandteile erforderlich: Eine Auswahl zuverlässiger und effizienter Optimierungsalgorithmen, eine robuste Routine zur automatischen Strömungssimulation, Modelle zur Vorhersage des Durchfluss- und Alterungsverhaltens von Labyrinthdichtungen unterschiedlicher Bauarten sowie eine Bedienoberfläche (GUI), die intuitiv beherrschbar ist.

Beim Entwurf einer Labyrinthdichtung soll unter Berücksichtigung verschiedener Rand- und Nebenbedingungen eine optimale Wahl der variablen Parameter getroffen werden. Im zulässigen Parameterraum ist also das globale Optimum gesucht, das die Labyrinthgeo-

metrie mit den geringsten Leckageverlusten darstellt. Da die Zielfunktionslandschaft a priori unbekannt ist und mehrere lokale Optima enthalten kann, eignen sich evolutionäre Algorithmen gut für die Formoptimierung strömungsführender Bauteile. Für das hier zu erstellende Auslegungswerkzeug wurden die Algorithmen *Differential Evolution*, *Downhill Simplex*, *Hybridized Differential Evolution*, und *Particle Swarm Optimization* für die Optimierung mit einer Zielfunktion gewählt. Diese berücksichtigt nur die Auslegung für den Neuzustand. Für die Wahl des besten Kompromisses aus der Performance im Neu- und gealterten Zustand eignen sich die Mehrzieloptimierungsalgorithmen *NSGA II* und *PAES*.

Alle Optimierungsalgorithmen benötigen ein Zielfunktionsmodul, um die Güte (also den Leckageverlust) eines Individuums (also einer bestimmten Geometrie) zu bestimmen. Eine Möglichkeit, die rechenintensiv aber relativ genau ist, ist die numerische Strömungssimulation (CFD). Für diese Aufgabe fiel die Wahl auf die Open Source Bibliothek *OpenFOAM* ([30], [32]), die eine Vielzahl unterschiedlicher Gleichungslöser (Solver) für die Navier-Stokes-Gleichungen bereitstellt. OpenFOAM ist sehr gut in andere Programme integrierbar und ohne Mehrkosten für Lizenzen massiv parallelisierbar.

Eine zweite Möglichkeit, die Leckage einer Labyrinthgeometrie zu bestimmen, sind Regressionsmodelle, die auf einer möglichst großen Zahl von Daten basieren (z.B. Messdaten). In den „Leerstellen“ zwischen den bekannten Punkten interpoliert das Regressionsmodell. Eine einfache Variante sind lineare oder Polynomfunktionen, die bei steigender Anzahl an Parametern aber sehr schnell unübersichtlich werden und schwer zu entwickeln sind. Daher werden in diesem Projekt Modelle mit Künstlichen Neuronalen Netzen (KNN) gebildet. KNN können sehr komplizierte nichtlineare Zusammenhänge nachbilden und stellen eine spezielle Art des Regressionsmodells dar. Die Genauigkeit ist dabei vor allem von der Güte des verwendeten Lerndatensatzes, aber auch der Anzahl und dem Typ der Neuronen sowie dem Lernalgorithmus abhängig.

Die grafische Bedienoberfläche des Optimierungsprogramms wurde in Tk erstellt und stützt sich auf eine Programmstruktur, die in Python implementiert wurde. Es wurde ausschließlich freie und quelloffene Software verwendet und die Programmstruktur modular aufgebaut, sodass die Optimierung nicht auf Labyrinthdichtungen beschränkt ist. Somit wird eine weitere Verbreitung des hier entwickelten Programms möglich, als dies mit kommerziellen Programmpaketen möglich wäre.

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

### 5.1 Optimierungsroutine und Bedienoberfläche

Zu Beginn der Auslegung einer neuen Labyrinthdichtung sind dem Konstrukteur der zur Verfügung stehende Bauraum und die strömungs- und thermodynamischen Randbedingungen bekannt. Die Definition dieser Ausgangsbedingungen im Optimierungsprogramm geschieht über die Festlegung der Parameterschranken. Parameter, deren obere und untere Schranke identisch sind, werden in der Optimierung nicht als variable Parameter berücksichtigt, sind aber für die Berechnung der Leckage erforderlich.

Die Geometrie kann bereits hier über die Einschränkung bestimmter Parameter in weiten Grenzen festgelegt werden, wenn dies gewünscht ist. Zusätzlich zur Einschränkung der einzelnen Parameter können auch Kombinationen von Parametern beschränkt werden,

# Formoptimierung neuartiger, kompakter Labyrinthdichtungen zur Leckagereduktion in Turbomaschinen

die in Form mathematischer Terme festgelegt und während der Optimierung evaluiert werden. So kann beispielsweise die Gesamtlänge der Labyrinthdichtung aus der Anzahl der Spitzen und der Kammerweite berechnet und begrenzt werden, um den Bauraum zu definieren (vgl. Abbildung 3).

Vor dem Start der Optimierungsroutine sind weitere Einstellungen vorzunehmen. So sind der zu verwendende Optimierungsalgorithmus und die Zielfunktionen auszuwählen. Der grundsätzliche Ablauf ist nun folgender (vgl. auch Abbildung 2): Der Optimierungsalgorithmus wird mit den eingestellten Parameterschranken gestartet und entwirft nun zunächst zufällig eine Anzahl Labyrinthgeometrien deren Güte mit dem eingestellten Zielfunktionsmodul (Modelle: CFD, KNN, ...) berechnet wird. Die Parameter einer jeden Geometrie werden nun so lange variiert, bis die optimale Geometrie gefunden wurde. Liegt eine abgefragte Geometrie nicht im gültigen Bereich des Modells, können CFD-Berechnungen gestartet werden, deren Ergebnisse entweder in verbesserte Modelle einfließen oder die direkt zur Optimierung weiterverwendet werden.

Wie bereits in Abs. 4 erwähnt, wurde besonderes Augenmerk auf einen modularen Aufbau des Programms gelegt. So sind durch standardisierte Schnittstellen auf einfache Weise weitere Optimierungsalgorithmen verwendbar. Auch lassen sich weitere Zielfunktionen implementieren, die gänzlich andere Anwendungsbereiche abdecken (z.B. aerodynamische Optimierung von Fahr- und Flugzeugen).

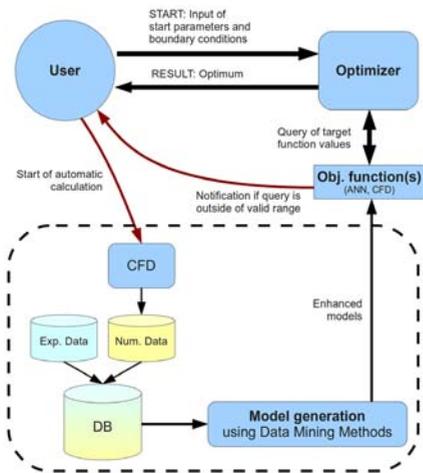


Abbildung 2: Programmablauf

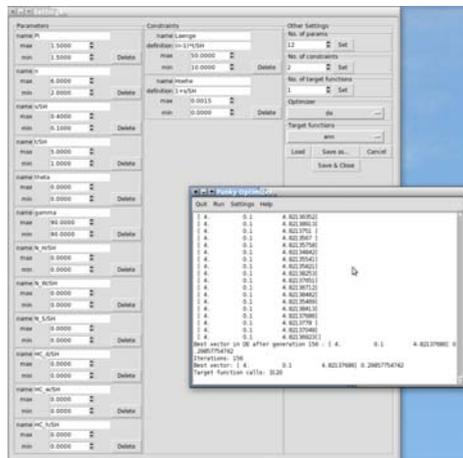


Abbildung 3: GUI des Optimierungsprogramms

## 5.2 Implementierte Optimierungsalgorithmen

### 5.2.1 Einzelziel-Optimierungsalgorithmen

- Differential Evolution (DE) [37]
- Downhill-Simplex-Algorithmus (DS)
- Hybridized Differential Evolution (HDE) [29]
- Particle Swarm Optimizer (PSO) [43]

### 5.2.2 Mehrziel-Optimierungsalgorithmen

Mehrziel-Optimierer liefern sogenannte pareto-optimale Ergebnisse, also die Menge der besten Kompromisse, aus denen ein geschulter Anwender das für das jeweilige Problem beste Ergebnis wählen kann.

- Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm II (NSGA II) [39]
- Pareto Archived Evolutionary Strategy (PAES) [38]

## 5.3 Integrierte Zielfunktionsmodule

### 5.3.1 Korrelationen

Zu Testzwecken und zum Vergleich der Leistungsfähigkeit mit herkömmlichen Methoden wurden in das Optimierungswerkzeug mehrere Korrelationen aus der Literatur implementiert. Die beiden wichtigsten, von Dörr [34] und Martin [36], beschreiben die Leckageverluste in Durchblicklabyrinth. Die Korrelation von Dörr berechnet den Durchflusskoeffizient aus den drei Parametern Druckverhältnis  $\pi$ , Spitzenzahl  $z$  und dem Verhältnis aus Spaltweite zu Teilung  $s/t$ . In der Korrelation von Martin wird der Durchflusskoeffizient aus Druckverhältnis  $\pi$ , Spitzenzahl  $z$ , dem Verhältnis aus Teilung zu Spitzenhöhe  $t/S_H$  und dem Verhältnis Spaltweite zu Spitzenhöhe  $s/S_H$  berechnet.

### 5.3.2 Künstliche Neuronale Netze

KNN sind eine besondere Form von Regressionsmodellen. Sie versuchen mit einem Netzwerk aus elementaren Recheneinheiten („Neuronen“) und gewichteten Verbindungen zwischen den Neuronen die Funktionsweise des menschlichen Gehirns nachzubilden. Die Gewichtungparameter müssen in einem Trainingsprozess auf Basis bekannter Daten optimiert werden. Beim Entwurf des KNN und in der Anlernphase ist darauf zu achten, dass das Netz nicht an die vorhandenen Daten „überangepasst“ wird, die bekannten Daten also perfekt wiedergibt, bei der Interpolation aber versagt. Es existieren verschiedene Tests, um ein entwickeltes KNN auf Überanpassung zu prüfen (z.B. mehrfache Kreuzvalidierung).

Im Laufe des Projekts wurden die KNN mit der OpenSource-Bibliothek FANN (Fast Artificial Neural Networks) gebildet. Die KNN basieren dabei auf der eingangs erwähnten Datenbank mit Messdaten, die inzwischen auch numerische Daten aus validierten Quellen enthält. Ein Vergleich der Leistungsfähigkeit dieser Netze mit anderen Methoden, die Leckageverluste zu modellieren, wird in 5.4 gezeigt. Die Arbeiten an der automatischen Erzeugung und Überprüfung der KNN auf Überanpassung sind zum derzeitigen Zeitpunkt noch nicht abgeschlossen. Bis Projektende wird dieser Baustein noch in den Programmablauf integriert.

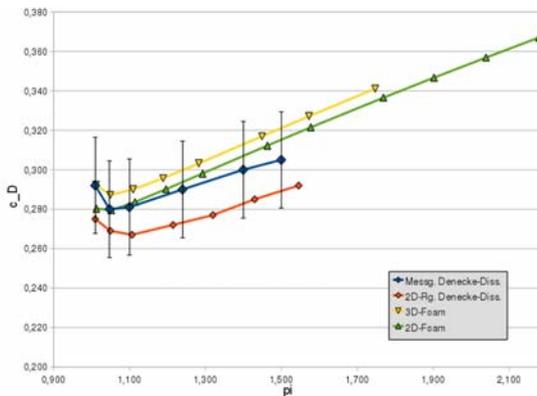
### 5.3.3 Numerische Strömungssimulation

Um numerische Strömungssimulationen (computational fluid dynamics – CFD) in einer Optimierungsroutine als Zielfunktion zu verwenden, sind mehrere Schritte, die normalerweise Handarbeit sind, zu automatisieren. Zunächst müssen die vom Optimierer übergebenen Parameter interpretiert und in eine Labyrinthgeometrie und Einstellungen für die Randbedingungen der CFD-Rechnung übersetzt werden. Anschließend wird mit der Geometriedefinition das Rechengitter erzeugt und die Rechnung gestartet. Nach Abschluss der Simulation werden die relevanten Daten von einem Auswertungsskript gelesen, der  $C_D$ -Wert berechnet und an den Optimierer zurückgegeben.

Um die vielfältigen Geometrievarianten zuverlässig für die CFD-Simulation diskretisieren zu können, wurden unstrukturierte Tetraedernetze für eine dreidimensionale Simulation und Dreiecksnetze für den zweidimensionalen Fall gewählt. Die Wahl des Vernetzungsprogramms fiel auf das quelloffene Programm *Gmsh* [31]. Die Geometriedefinition ist in *Gmsh* in Form eines Skriptes möglich, was die Automatisierung vereinfacht. Die Definitionsdatei wird von dem selbst entwickelten Tool „Geogen“ erstellt, das die Parameter vom Optimierer interpretiert und in eine Labyrinthgeometrie übersetzt. Zusätzlich werden Einstellungen für die Netzauflösung gesetzt und anschließend mit *Gmsh* das Rechengitter erzeugt.

Für die CFD-Simulation wurde die leistungsfähige OpenSource-Bibliothek *OpenFOAM* verwendet. Nach einer eingehenden Analyse und Validierung fiel die Wahl des Solvers auf *rhoPorousSimpleFoam*, der die kompressiblen reynoldsgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen mit der SIMPLE-Druckkorrektur löst. Als Turbulenzmodell wurde das  $k$ - $\Omega$ -SST-Modell eingesetzt, das die besten Ergebnisse bei gleichzeitig robustem Konvergenzverhalten zeigte. Die Rechnung wird von einem selbstentwickelten Python-Skript gestartet und überwacht. Bei Konvergenz der Rechnung wird diese gestoppt und die Auswertung durchgeführt. Nicht-konvergierte Rechnungen werden nach einer maximalen Anzahl an Iterationen abgebrochen und ein sehr hoher Wert ( $10^{20}$ ) als Strafwert an den Optimierer zurückgegeben, damit keine künstlichen Minima erzeugt werden.

Die Größe der Rechnetze wurde in einer Netzunabhängigkeitsstudie im Vergleich zu Messdaten untersucht und dabei ermittelt, dass zwischen 40.000 und 70.000 Zellen abhängig von der Spitzenanzahl ausreichend für eine hohe Genauigkeit sind. Eine parallelisierte Rechnung auf zehn Kernen eines 16-Kern-AMD-Opteron-Prozessors benötigt nur drei bis vier Minuten Rechenzeit, sodass, entsprechende Hardware vorausgesetzt, Optimierungsdurchgänge mit einer geringen Anzahl variabler Parameter allein auf CFD basierend innerhalb weniger Tage durchführbar sind. Ein Auszug der umfangreichen Validierungsstudie ist in Abbildung 4 zu sehen.



**Abbildung 4: Validierung von OpenFOAM anhand von Messwerten aus Denecke [18]**

## 5.4 Ergebnisse der bisherigen Tests

### 5.4.1 Vergleich einiger Optimierungsalgorithmen und Zielfunktionen

Um einen ersten Vergleich der implementierten Optimierungsalgorithmen und Zielfunktionen durchführen zu können, wurde folgende Optimierungsaufgabe gestellt. Es sollen die optimalen Werte dreier Parameter einer Durchblicklabyrinthdichtung für einen niedrigen Durchflussbeiwert gefunden werden. Bei den Parametern handelt es sich um die Spitzenzahl  $n$ , die dimensionslose Spaltweite  $s/S_H$  und die dimensionslose Teilung  $t/S_H$  mit den Schranken  $n = [2...6]$ ,  $s/S_H = [0,1...0,4]$ ,  $t/S_H = [1...5]$ . Fixe Parameter werden wie folgt festgelegt: Druckverhältnis  $\pi = 1,5$ , senkrechte Spitzen ( $\gamma = 90^\circ$ ) und parallele Flanken ( $\theta = 0^\circ$ ). Das Optimum für diesen Dichtungstyp liegt bei der maximal möglichen Spitzenzahl von  $n = 6$  und der minimalen Spaltweite  $s/S_H = 0,1$ . Für das Verhältnis Teilung zu Spitzenhöhe berichten Komotori [40], Shimoyama und Yamada [41] sowie Ueda und Kubo [42] von einem optimalen Wert zwischen vier und fünf. Der Test wird mit den oben beschriebenen Algorithmen in Kombination mit den Korrelationen von Dörr und Martin und einem Künstlichen Neuronalen Netzwerk auf Basis von Messdaten von Durchblicklabyrinthdichtungen durchgeführt.

In Tabelle 1 sind die Ergebnisse des Tests dargestellt. Die Zahl der Zielfunktionsaufrufe stellt den Mittelwert aus zehn Durchgängen dar, da die Anzahl pro Durchgang aufgrund der zufälligen Initialisierung der Populationen und des Mutationsoperators bei den evolutionären Algorithmen variieren kann. Das in der rechten Spalte gezeigte Optimum wurde bei jedem dieser zehn Durchgänge gefunden, wobei die Anzahl der ZF-Aufrufe um weniger als 5 % schwankte.

Die Anzahl der ZF-Aufrufe ist bei gleichem Optimierungsalgorithmus für jede Zielfunktion ungefähr gleich. Eine Ausnahme ist das KNN in Kombination mit DS, bei welcher das ZF-Modul fast 70 % mehr Anfragen bearbeiten muss als bei den Korrelationen. Beim Vergleich der Optimierungsalgorithmen wird offenbar, dass der Downhill-Simplex-Algorithmus der schnellste ist, dicht gefolgt von PSO. DE rechnet mehr als zehnmal so lange wie DS, während HDE nur zwei Drittel der ZF-Aufrufe von DE benötigt.

Das Optimum von  $6 - 0,1 - 5$  wurde von DE, HDE und PSO zuverlässig gefunden. DS fand bei den Korrelationen ein Optimum an anderer Stelle. Hier existiert bei diesen ein lokales Minimum, welches der Algorithmus nicht mehr verlässt und somit das globale Minimum nicht findet. Vom KNN wird dieses lokale Minimum nicht wiedergegeben. Da die beste dimensionslose Teilung zwischen vier und fünf erwartet wurde, die Optimierung mit den Kombinationen außer DS/Dörr und DS/Martin aber gegen fünf, dem Grenzwert, konvergierte, wurde diese Grenze probeweise erhöht. Die Optimierung mit den Korrelationen konvergierte immer gegen den höchsten erlaubten Wert, was nach oben genannten Quellen nicht korrekt ist. Beim KNN fand sich ein optimaler Wert von  $t/S_H = 5,6$ , was dem berichteten Optimum nahe kommt.

Algorithmus	Zielfunktion	ZF-Aufrufe	Optimum $n - s/S_H - t/S_H$
DE	Dörr	3876	$6 - 0,1 - 5$
	Martin	3430	$6 - 0,1 - 5$
	KNN	3312	$6 - 0,1 - 5$
DS	Dörr	213	$6 - 0,1 - 2,601$
	Martin	202	$6 - 0,1 - 2,887$
	KNN	358	$6 - 0,1 - 5$
HDE	Dörr	2387	$6 - 0,1 - 5$
	Martin	2390	$6 - 0,1 - 5$
	KNN	2439	$6 - 0,1 - 5$
PSO	Dörr	262	$6 - 0,1 - 5$
	Martin	236	$6 - 0,1 - 5$
	KNN	218	$6 - 0,1 - 5$

**Tabelle 1: Algorithmenvergleich**

Als bester Algorithmus stellt sich hier eindeutig der Particle Swarm Optimizer heraus. Nicht nur aufgrund der hohen Konvergenzgeschwindigkeit sondern auch durch eine geringe Anzahl von Einstellungen bietet sich dieser Algorithmus als sehr geeignet an. Sowohl DE als auch HDE bieten jedoch noch Potential bei der Einstellung der diversen Konfigurationsparameter des jeweiligen Algorithmus‘.

**5.4.2 Divergente Stufenlabyrinthdichtung mit drei variablen Parametern**

Im Folgenden soll ein Vergleich zwischen der im Rahmen dieses Projekts entwickelten und einer Optimierungsroutine von Schramm [35] gezeigt werden. Schramm verwendet für sein Programm eine Evolutionsstrategie, die sich, wie DE, der Operatoren Selektion, Mutation und Rekombination bedient. Fixe Parameter sind bei Schramm die Spaltweite ( $s = 0,8 \text{ mm}$ ), Spitzenbreite ( $b = 0,33 \text{ mm}$ ), Spitzenhöhe ( $h = 3,22 \text{ mm}$ ), Flankenwinkel ( $\theta = 20^\circ$ ) und Spitzenneigung ( $\gamma = 90^\circ$ ).

Variable Parameter sind bei Schramm die Teilung, Stufenhöhe, relative Stufenposition und der sog. Stufenwinkel, deren Schranken und optimale Werte in Tabelle 2 aufgeführt sind. Der Stufenwinkel beschreibt den Neigungswinkel des Absatzes zwischen zwei Ebenen an der Statorseite. Aus fertigungstechnischen Gründen ist dieser Absatz in den meisten Fällen radial, also senkrecht, ausgeführt und wurde daher in dieser Arbeit nicht in den Parametersatz übernommen. Da der optimale Wert dieses Parameters aber nahe  $0^\circ$ , also senkrechter Ausführung, liegt, ist es zulässig, diesen zu vernachlässigen.

Ebenfalls aus Tabelle 2 lässt sich die ermittelte Optimalgeometrie der beiden Optimierungsroutinen entnehmen. Bei der Geometrie, die mit der hier entwickelten Routine gefunden wurde, liegt das Optimum am Rand des zugelassenen Raumes. Der Grund wird aus der in Abbildung 5 dargestellten Geometrie mit Geschwindigkeitsverteilung ersichtlich. Der kleinste Spalt wird in dieser Geometrie nicht über der Spitze sondern an der luvseitigen Flanke gebildet, sodass der Durchfluss kleiner wird als wenn der volle Querschnitt der nominellen Spaltweite zur Verfügung stünde. Obwohl diese Geometrie für einen Einsatz in einer Turbomaschine wegen des sehr geringen Spaltes nicht in Frage kommt, ist diese von der Formulierung der Optimierungsaufgabe her dennoch die bessere Geometrie als die von Schramm ermittelte. Auch in diesem Beispiel zeigt sich die Überlegenheit des PSO-Algorithmus, der hier zum Einsatz kam und weniger als die Hälfte der Zielfunktionsaufrufe der Evolutionsstrategie benötigte, um ein Optimum zu finden.

	Schranken Schramm	Schranken Funky Opti	Optimum Schramm	Optimum Funky Opti
Teilung	3,0 ... 7,0 mm	3,0 ... 7,0 mm	3,88 mm	3,0 mm
Stufenhöhe	0,4 ... 6,0 mm	0,4 ... 3,1 mm	1,79 mm	3,1 mm
Rel. Stufenposition	0,3 ... 0,9	0,3 ... 0,9	0,51	0,3
Stufenwinkel	-45° ... 45°	0° (fix)	-2,4°	0° (fix)
ZF-Aufrufe			640 (ES)	280 (PSO)
C <sub>D</sub> -Wert			0,33	0,197

**Tabelle 2: Vergleich der Optimierungsparameter und Optimalgeometrie zu Schramm**

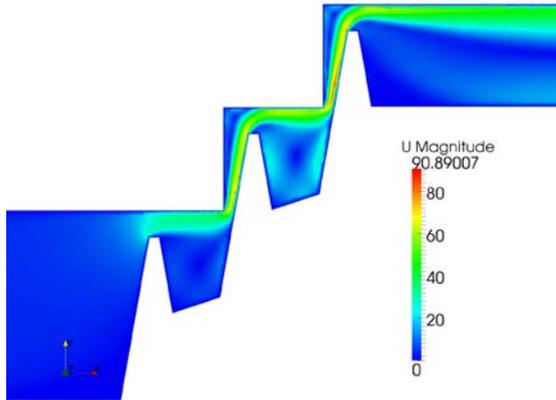


Abbildung 5: Geschwindigkeitsverteilung der Optimalgeometrie

## 5.5 Durchgeführte Arbeiten bis Projektende

Das Projekt BWL41GT startete mit halbjähriger Verspätung und wurde daher kostenneutral bis Ende Juni 2013 verlängert. Bis Projektende wurden folgende Arbeitsschritte durchgeführt.

### 5.5.1 Implementierung einer automatischen Erzeugungsroutine für Künstliche Neuronale Netze

Für die Verwendung von KNN als Zielfunktion wurde eine automatische Routine zur Erzeugung von KNN auf Basis von experimentellen oder CFD-Ergebnissen entwickelt. Diese erlaubt es, mehrere KNN oder KNN-Ensembles zu erstellen, zu testen und diejenigen mit den besten Ergebnissen auszuwählen. Weiter meldet die KNN-Routine, wenn ein abgefragtes Individuum außerhalb des bekannten Datenbereichs liegt und kann so automatisch auf Ersatzmodelle wie numerische Strömungssimulationen umschalten. Im Zusammenhang mit der Routine wurden außerdem einige Werkzeuge erstellt, die Daten aus beliebigen Quellen anhand von Spaltenüberschriften automatisch in die richtige Form bringen, die zur Erzeugung der KNN notwendig ist.

### 5.5.2 Tests mit Mehrziel-Optimierungsaufgaben

Für den hier beispielhaft vorgestellten Test wurde die beste Geometrie im folgenden acht-dimensionalen Parameterraum gesucht:

$$n = 3 \dots 10, S_B = 0,3 \dots 1,0 \text{ mm}, S_H = 2,0 \dots 5,0 \text{ mm}, t = 5,5 \dots 15 \text{ mm}, \gamma = 90^\circ \dots 110^\circ,$$

$$\theta = 10^\circ \dots 20^\circ, ST_H = -0,1 \dots -4,5 \text{ mm}, \frac{ST_S}{t} = 0,4 \dots 0,6$$

## Formoptimierung neuartiger, kompakter Labyrinthdichtungen zur Leckagereduktion in Turbomaschinen

Dabei wurde als Verschleißbild eine Anstreifnut mit den Maßen Nutweite  $N_w = S_B + 2 \text{ mm}$  und Nuthöhe  $N_H = 0,8 \text{ mm}$  und eine abgerundete Spitze mit  $R = 0,1 \text{ mm}$  angenommen. Die Nut wurde dabei mittig über der Spitze platziert. Die Gesamtlänge der Dichtung wurde auf 50 mm, die Gesamthöhe auf 15 mm beschränkt, um den Bauraum vorzugeben. Da für diesen großen Parameterraum kein ausreichend gut arbeitendes KNN erzeugt werden konnte, wurde die Optimierung rein auf CFD-Basis durchgeführt. Etwas 800 Rechnungen waren für den größten Teil des Suchfortschritts erforderlich; weitere 700 Simulationen wurden für eine gleichmäßige Verteilung der Individuen auf der Paretofront benötigt (vgl. Abbildung 6).

Ein interessantes Ergebnis dieses Tests ist, dass die beste Neugeometrie (unverschlissen) und die beste verschlissene Geometrie sehr ähnlich sind (vgl. Abbildung 7). Die maximal zugelassene Spitzenzahl wurde zugunsten einer größeren Stufenhöhe nicht ausgenutzt. Die minimale Spitzenhöhe wurde jedoch erreicht, um in den Grenzen der maximalen Gesamthöhe möglichst viele Spitzen unterzubringen.

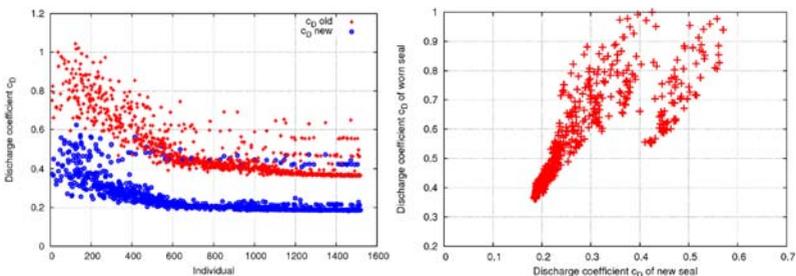


Abbildung 6: Optimierungverlauf

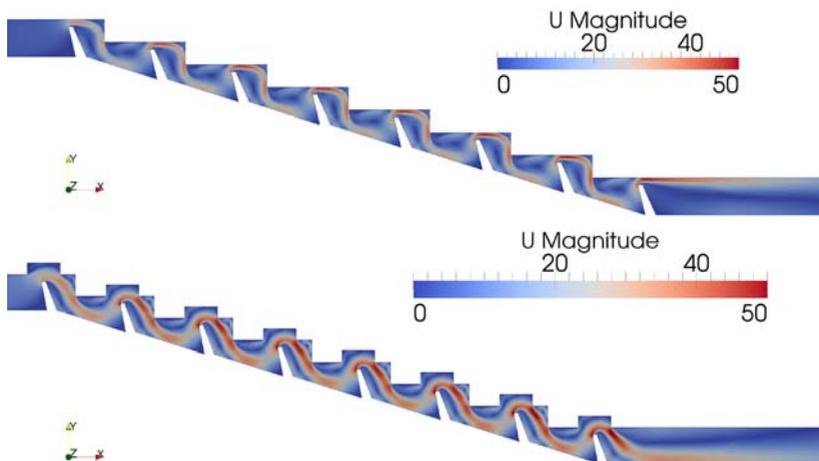


Abbildung 7: Beste Labyrinthdichtung im Neu- (oben) und verschlissenen Zustand (unten)

**5.5.3 Abschließende Arbeiten**

Die verbleibenden Arbeiten an den unterschiedlichen Programmteilen beliefen sich auf umfassende Tests und die Behebung von Fehlern. Weitere Punkte waren der Feinschliff der grafischen Benutzeroberfläche, um eine möglichst intuitive Bedienung zu ermöglichen, sowie als wichtige Erweiterung die Einführung eines CFD-Archivs, in dem durchgeführte Simulationen abgespeichert und wiederverwendet werden können, um unnötige Doppelsimulationen zu vermeiden.

Des weiteren wurde die Dokumentation für das Gesamtpaket fertiggestellt. Ein Benutzerhandbuch dient nun als Bedienungsanleitung und erklärt die einzelnen Programmteile im Detail. Die genannten Arbeiten wurden mit Beendigung des Projekts erfolgreich abgeschlossen.

**6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag**

Der Beginn des Projektes verzögerte sich wegen der Schwierigkeit, einen geeigneten Bearbeiter zu gewinnen, um ein halbes Jahr, sodass der Zeitplan entsprechend angepasst werden musste. Auf Basis des modifizierten Zeitplans sind die einzelnen Milestones im Plan. Der neue Endtermin, der mit einer kostenneutralen Verlängerung auf den 30. Juni 2013 festgelegt wurde, war einhaltbar.

Der im Antrag vorgeschlagene Lösungsweg wurde weiterverfolgt. Die neuen Erkenntnisse aus den Arbeiten von Pychynski [27] und Braun [28] wurden in das Projekt eingearbeitet und verbreitern den Ansatz von Schramm [35] wesentlich.

	2009		2010				2011				2012				2013	
	Q3	Q4	Q1	Q2	Q3	Q4	Q1	Q2	Q3	Q4	Q1	Q2	Q3	Q4	Q1	Q2
Task 1: Datensammlung	✓	✓	✓	✓	✓	M1	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	○	○	M2
Task 2: Auswahl und Validierung CFD-Methodik			✓	✓	✓	✓	M3									
Task 3: Implementierung CFD-Routine																
- Gittergenerierung				✓	✓	✓	✓	M4								
- Steuerungs- und Überwachungsroutine					✓	✓	✓	✓	✓	M5						
- Auswertungsroutine						✓	✓	✓	M6							
Task 4: Modellbildung: Data Mining, neuronale Netze																
Auswahl und Implementierung geeigneter Methoden						✓	✓	✓	✓	M7	✓	✓	✓	✓	✓	M8
Task 5: Auswahl und Implementierung der Optimierungsmethode							✓	✓	✓	✓	M7	✓	✓	✓	✓	M9
Task 6: Integration, Tests und Validierung, Dokumentation								✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	M10

- Milestone M1: Interner Report: Ergänzung der Labyrinthdatenbank
- Milestone M2: Abschluss Integration experimenteller Daten aus Komplementärprojekt
- Milestone M3: Einsatzreife CFD-Methode
- Milestone M4: Fertigstellung der automatischen Vernetzungsmethode
- Milestone M5: Fertigstellung der automatischen CFD-Routine
- Milestone M6: Auswerterroutine integriert
- Milestone M7: Interner Report: Verwendung neuronaler Netze zur Formoptimierung
- Milestone M8: Einsatzreife Data-Mining-Methoden
- Milestone M9: Fertigstellung des Optimierungswerkzeugs
- Milestone M10: Abschlussbericht, Fertigstellung der Dokumentation

**Tabelle 3: Zeitplan und Meilensteine**

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

- [1] Braun, E., Dullenkopf, K., Bauer, H.-J.: Optimization of Labyrinth Seal Performance Combining Experimental, Numerical and Data Mining Methods, Proc. of the ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68077 (2012)

(In Arbeit) Braun, E., Pychynski, T., Dullenkopf, K., Bauer, H.-J.: A Novel Approach Combining Numerical and Machine Learning Methods for Automated Labyrinth Seal Optimization, Open Mechanical Engineering Journal

(In Arbeit) Braun, E., Pychynski, T., Bauer, H.-J.: An OpenSource Framework for Multi-Objective Flow Optimization as Applied to Labyrinth Seals, eingereicht für ISROMAC-15, Feb. 2014

#### 7.1.2 Nicht begutachtete Publikationen

Im Rahmen dieses Projektes wurden keine nicht begutachteten Publikationen erstellt.

### 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21-Teilprojekte

Im Rahmen dieses Projektes wurden keine gemeinsamen Publikationen erstellt.

### 7.3 Weitere Publikationen

- [2] Egli, A.: The Leakage of Steam Through Labyrinth Seals. Journal of Fuels and Steam Power, Transactions of the ASME, Bd. 57, S. 115–122 (1935)
- [3] Stodola, A.: Dampf- und Gasturbinen. Julius Springer Verlag, Berlin, 6. Auflage (1924)
- [4] Stoff, H.: Incompressible Flow in a Labyrinth Seal. Journal of Fluid Mechanics, Bd. 100, S. 817-829 (1980)
- [5] Trutnovsky, K.: Untersuchungen an Labyrinth-Stopfbuchsen. VDI-Zeitschrift, Bd. 101, S. 752-755 (1959)
- [6] Vermes, G.: A Fluid Mechanics Approach to the Labyrinth Seal Leakage Problem. ASME Journal of Engineering Power, Bd. 83, S 161-169 (1961)
- [7] Zabriske, W., Sternlicht, B.: Labyrinth Seal Leakage Analysis. ASME Journal of Basic Engineering, S. 332-340 (1959)
- [8] Stocker, H.J.: Advanced Labyrinth Seal Design for High Pressure Ratio Gas Turbines. ASME Paper 75-WA/GT-22 (1975)
- [9] Stocker, H.J.: Aerodynamic Performance of Conventional Design Labyrinth Seals with Solid-Smooth, Abradable and Honeycomb Lands. NASA CR-135307 (1977)
- [10] Stocker, H.J.: Determining and Interpreting Labyrinth Seal Performance in Current and Advanced High Performance Gas Turbines. (1978)

- [11] Allock, D.C.J., Ivey, P.C., Turner, J.R.: Abradable Stator Gas Turbine Labyrinth Seals: Part 2 Numerical Modeling of Differing Deal Geometries and the Construction of a Second Generation Design Tool. AIAA Paper 2002-3937 (2002)
- [12] Rhode, D.L., Ko, S.H., Morrison, G.L.: Experimental and Numerical Assessment of an Advanced Labyrinth Seal. Tribology Transactions, Bd. 37, S. 743-750 (1992)
- [13] Scherer, T.: Grundlagen und Voraussetzungen der numerischen Beschreibung von Durchfluß und Wärmeübergang in rotierenden Labyrinthdichtungen. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (1994)
- [14] Schelling, U.: Numerische Berechnung kompressibler Strömungen mit Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (1988)
- [15] Wittig, S., Schelling, U., Kim, S., Jacobsen, K.: Numerical Predictions and Measurements of Discharge Coefficients in Labyrinth Seals. ASME Paper 87-GT-188 (1987)
- [16] Scherer, T., Waschka, W., Wittig, S.: Numerical Predictions of High-Speed Rotating Labyrinth Seal Performance: Influence of Rotation on Power Dissipation and Temperature Rise. International Symposium on Heat Transfer in Turbomachinery, Athen, Bd. 26, S. 1514-1522 (1992)
- [17] Wittig, S.: Wärmeübergang in Labyrinth: Rotierende Labyrinthdichtungen – Experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Einfluß der Rotation und Wärmeübergang in Wellendurchführungen und Labyrinthdichtungen. Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen FVV, Bd. 469, S. 1-228 (1990)
- [18] Denecke, J.: Rotierende Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen – Untersuchungen der Wechselwirkung von Durchflußverhalten, Drallverlauf und Totaltemperaturänderung. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (2007)
- [19] Denecke, J.: Influence of Rub Grooves on Labyrinth Seal Leakage. Journal of Turbomachinery, Bd. 185, S. 387-393 (2003)
- [20] Giebert, D.: Einsatz eines Mehrgitterverfahrens zur zeiteffizienten Berechnung gasturbinentypischer Strömungen. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (1999)
- [21] Schramm, V., Denecke, J., Kim, S., Wittig, S.: Shape Optimization of a Labyrinth Seal Applying the Simulated Annealing Method. ISROMAC 9 (2002)
- [22] Waschka, W., Wittig, S., Scherer, T., Kim, S.: Leakage Loss and Heat Transfer in High Speed Rotating Labyrinth Seals – An Experimental Verification of Numerical Codes. IGTC-34, S. 239 (1991)
- [23] Wittig, S., Dörr, L., Kim, S.: Scaling Effects on Leakage Losses in Labyrinth Seals. ASME Paper 82-GT-157 (1982)
- [24] Edelstein, H.: Introduction to Data Mining and Knowledge Discovery. Two Crows Corporation, ISBN 1892095009 (1998)

- [25] Tuffery, S.: Data Mining et Statistique Décisionelle. L'intelligence dans les bases de données, Editions TECHNIP, ISBN 2710808676 (2005)
- [26] Pychynski, T., Dullenkopf, K., Bauer, H.-J.: Anwendung von Data Mining Methoden zur Analyse von Turbomaschinenkomponenten am Beispiel des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen. Diplomarbeit, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (2009)
- [27] Pychynski, T.: Modelling the Labyrinth Seal Discharge Coefficient Using Data Mining Methods. ASME Paper GT2010-22661 (2010)
- [28] Braun, E.: Kopplung eines hybriden Optimierungscodes mit einem numerischen Gleichungslöser zur Anwendung auf strömungsmechanische Probleme. Diplomarbeit, Fachgebiet Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (2009)
- [29] Fröhlig, F.: Entwicklung und Implementierung eines hybriden Optimierungsverfahrens basierend auf einer Simplex-Methode und Evolutionsstrategie. Diplomarbeit, Aerodynamische Institut, RWTH Aachen (2004)
- [30] div. Autoren: OpenFOAM User Guide. Version 1.7.1 (2010)
- [31] Geuzaine, C., Remacle, J.-F.: Gmsh : A Three-Dimensional Finite Element Mesh Generator With Built-In Pre- and Post-Processing Facilities. International Journal for Numerical Methods in Engineering, Bd. 79, Ausg. 11, S. 1309-1331 (2009)
- [32] Jasak, H.: Error Analysis and Estimation for the Finite Volume Method With Applications to Fluid Flows. PhD. Thesis, Imperial College, University of London (1996)
- [33] Waczowicz, S.: Anwendung von Data Mining Methoden zur datenbasierten Modellbildung am Beispiel des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen. Studienarbeit, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie (2010)
- [34] Dörr, L.: Modellmessungen und Berechnungen zum Durchflussverhalten von Durchblicklabyrinth unter Berücksichtigung der Übertragbarkeit. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (1985)
- [35] Schramm, V.: Labyrinthdichtungen maximaler Dichtwirkung: Ein Ansatz zur rechnerbasierten Formoptimierung. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (2010)
- [36] Martin, P.: Beitrag zur Durchflussberechnung von Spaltdichtungen. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (1967)
- [37] Price, K., Storn, R., and Lampinen, J.: Differential Evolution – A Practical Approach to Global Optimization. Springer, Berlin, (2005)
- [38] Kennedy, J., and Eberhart, R.: Particle Swarm Optimization. Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks, IV, pp. 1942–1948. (1995)
- [39] Deb, K., Agrawal, S., Pratap, A., and Meyarivan, T.: A fast and elitist multi-objective genetic algorithm: NSGA-II. IEEE Transactions on Evolutionary Computation. (2002)
- [40] Komotori, K., Flow observations in the Labyrinth packing. Proceedings of the Fujihara Memorial Faculty of Engineering, K, 9(33), pp. 1–9. (1957)

- [41] Shimoyama, Y., and Yamada, Y., Experiments on the Labyrinth Packing (1st Report). Nihon-Kikai-Gakkai-ronbun-shun, 125, pp. 44–49. (1957)
- [42] Ueda, T., and Kubo, T.: The Leakage of Air Through Radial Labyrinth Glands. JSME International Journal, 10(38), pp. 298–307. (1967)
- [43] Kennedy, J., Eberhardt, R.: Particle Swarm Optimization. Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks, IV, pp. 1942-1948. (1995)

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Im Rahmen dieses Projektes wurden keine Patente angemeldet. Die entwickelte Software wird unter der GNU General Public License veröffentlicht.

# 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

## 8.1 Studentische Mitarbeiter

T. Pan	Entwurf eines Programms („Geogen“) zur Erstellung eines Geometriemodells anhand einer Liste von Parameterwerten
C. Zhang	Wesentliche Implementierung von Geogen
J. Jie	Erweiterung von Geogen
W. Brasch	Weiterentwicklung einer Stapelverarbeitung zur automatischen Simulation mit OpenFOAM

## 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

M. Lehn	Validierung von OpenFOAM auf Eignung zur Vorhersage des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen (Numerische Studienarbeit)
T. Hahn	Vorhersage des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen mit OpenFOAM (Numerische Studienarbeit)
N. Zimmer	Automatische Numerische Simulation der Strömung in Labyrinthdichtungen (Numerische Studienarbeit)
W. Brasch	Automatisierung numerischer Strömungssimulationen mit Python (Numerische Studienarbeit)
S. Waczowicz	Anwendung von Data Mining Methoden zur datenbasierten Modellbildung am Beispiel des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen (Theoretische Studienarbeit)
J. Jungmann	Automatisierung der Geometrie- und Gittererzeugung für Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen für die numerische Strömungssimulation (Numerische Bachelorarbeit)
M. Schön	Untersuchung des Potentials von Künstlichen Neuronalen Netzen zur Modellierung lückenbehafteter Daten in niedrigdimensionalen Parameterräumen (Theoretische Bachelorarbeit)
C. Bauer	Entwicklung einer Methode zur automatisierten Bewertung der Konsistenz von Datenquellen mit Data Mining (Theoretische Bachelorarbeit)

- S. Trapp                      Untersuchung des Potentials Künstlicher Neuronaler Netze zur Modellierung von inhomogen verteilten Daten am Beispiel der Wärmeleitung in Labyrinthdichtspitzen (Theoretische Bachelorarbeit)
- A. Schwarz                    Untersuchung des Potentials lokaler, dynamisch gebildeter, datenbasierter Modelle zur Systemmodellierung am Beispiel eines 1D-FEM-Wärmeleitmodells (Theoretische Bachelorarbeit)

**8.3    Diplom- und Masterarbeiten**

- V. Montenegro              CFD-Modelling of Labyrinth Seal Leakage (Numerische Masterarbeit)
- T. Krieger                    Vorhersage der Leckage von Labyrinthdichtungen mittels Künstlicher Neuronaler Netze (Theoretische Diplomarbeit)
- T. Schumm                    Multikriterielle Optimierung einer Labyrinthdichtung unter Berücksichtigung strömungsmechanischer, strukturmehchanischer und thermischer Aspekte (Numerische Diplomarbeit)

**8.4    Promotionen**

Bisher wurde keine Promotion angefertigt; die Arbeit bildet aber die Basis für die laufende Promotion von Herrn Erik Braun.

**9       Forschungsprogramme des Bundes und der EU**

**9.1    Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU.**

Derzeit laufende Projekte in diesem Bereich am Institut für Thermische Strömungsmaschinen:

- COORETEC Turbo III        Adaptive Dichtsysteme in Turbomaschinen
- FW6    MAGPI                Main Gas Path Interaction, WP3 und WP4
- FVV                              Anstreifverhalten und Leckagebestimmung von Bürstendichtungen in Turbomaschinen
- AG Turbo 2020                Neuartige Dichtungen für Gasturbinen

**9.2    Geplante Antragstellungen bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeine Förderungsprogrammen (z.B. DFG)**

Der hier entwickelte Ansatz wird am Institut weiterverfolgt und die dabei entstandenen Programme um weitere Bausteine ergänzt. So sollen beispielsweise FEM-Methoden zur Vorhersage der Wärmeentwicklung in den Labyrinthspitzen im Falle eines Anstreichens am Stator in die Routine integriert werden. Eine Antragstellung auf weitere Förderung ist durchaus denkbar.

## Arbeitskreis Turbokomponenten für Gasturbinen

### Projekt: BW W 41GT

## Experimentelle Untersuchung neuartiger, kompakter Labyrinthdichtungen zur Leckagereduktion in Turbomaschinen

Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer Institut für Thermische Strömungsmaschinen Karlsruher Institut für Technologie
Mitarbeiter:	Dr.-Ing. Klaus Dullenkopf Dipl.-Ing. Erik Braun
Finanzierung:	MAN Diesel & Turbo AG

## 1 Ausgangssituation

Labyrinthdichtungen werden bereits seit Anfang des 20. Jahrhunderts eingesetzt und sind auch heute noch die im Turbomaschinenbau am häufigsten verwendete Dichtungsart. Um die Dichtungsgüte der verschiedenen Formen (Kammnutlabyrinth, Durchblicklabyrinth, konvergente und divergente Stufenlabyrinth, jeweils mit und ohne Anstreifbeläge, usw.) zu verstehen und in Folge zu verbessern, werden seit vielen Jahrzehnten im In- und Ausland zahlreiche numerische und experimentelle Untersuchungen an Labyrinthdichtungen durchgeführt ([1], [2], [3], [4], [5], [6]).

Die genaue Kenntnis der verschiedenen Einflussfaktoren auf die Dichtungsgüte führte zur Entwicklung verbesserter Dichtungsgeometrien ([7], [8], [9]). Erfolgte die Verbesserung vorerst hauptsächlich aufgrund experimenteller Ergebnisse, wurden im Folgenden auch rechnergestützte Verfahren zur Formoptimierung entwickelt ([10], [11]).

Am Institut für Thermische Strömungsmaschinen wurden bereits vor mehr als 20 Jahren experimentelle Untersuchungen von Labyrinthdichtungen an einem ebenen Prüfstand durchgeführt ([18]). Diese konzentrierten sich hauptsächlich auf den Durchfluss und Wärmeübergang in Durchblick- und ebenen Labyrinthdichtungen ohne Anstreifbeläge. In den Folgejahren wurden zahlreiche weitere Untersuchungen an ebenen ([15], [19], [20]) und rotierenden ([21], [22], [23]) Prüfständen durchgeführt.

Neben dem Durchflussverhalten wurde dabei speziell der Wärmeübergang ([14], [24], [25], [26], [20]), der Einfluss der Rotation ([27], [22], [22], [25], [13]), der Einfluss von Skalierungseffekten ([28]), der Einfluss von Honigwabenanstreifbelägen ([14], [29], [30]) sowie der Einfluss der Veränderungen mit zunehmender Betriebsdauer ([15]) berücksichtigt. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse experimenteller Untersuchungen, bei denen teilweise Modelle größeren Maßstabs verwendet wurden, auf reale rotierende Aufbauten sowie die Übertragbarkeit numerischer Ergebnisse auf reale Verhältnisse ist mithilfe der unter anderem an Institut für Thermische Strömungsmaschinen entwickelten Korrelationen möglich ([16], [17]).

Die Effizienz von Turbomaschinen wird maßgeblich von der Leckage zwischen stationären und rotierenden Bauteilen bestimmt. In der Regel lässt sich ein direkter Zusammenhang zwischen einer Reduktion der Leckage und der Wirkungsgradsteigerung in Dampf- und Gasturbinen ableiten. Dabei muss aber nicht nur das Verhalten zu Beginn der Lebensdauer einer Maschine sondern insbesondere auch die Degradation von Bauteilen (z.B. Verrundung der Spitzen, Einlaufnuten) und Veränderungen der Randbedingungen mit zunehmender Betriebsdauer berücksichtigt werden.

Durch die Verwendung von Honigwabenanstreifbelägen und die unkonventionelle, teils sehr kompakte Ausführung moderner Labyrinth erlauben die vorhandenen Designwerkzeuge keine zuverlässige Vorhersage des Leckageverhaltens mehr, da sie häufig auf einer nicht mehr zeitgemäßen und oft zu kleinen Datenbasis entwickelt wurden. Somit ist es weder im Designprozess noch bei einer Vorhersage des langfristigen Betriebsverhaltens möglich, das Potenzial innovativer Designvarianten auch wirklich auszuschöpfen.

## 2 Projektziele

Ziel dieses Vorhabens ist es, flexiblere und genauere Auslegungsverfahren für möglichst beliebige Bauformen von Labyrinthdichtungen zu entwickeln. Dabei wird auch explizit das Verhalten bei betriebsbedingten Änderungen berücksichtigt.

Um zu einem besseren Verständnis des Durchflussverhaltens zu gelangen, sollen umfangreiche experimentelle Untersuchungen an ebenen Prüfständen durchgeführt werden. Die Ergebnisse dienen als Grundlage für die Berechnung mit modernen CFD-Verfahren und erweitern die schon vorhandene Datenbank erheblich. Insbesondere bisher nicht oder kaum untersuchte Geometrien und Varianten sollen betrachtet werden, um Leerstellen zu ergänzen. Die Datenerfassung soll letztendlich in einem möglichst allgemeingültigen Auslegungstool für kompakte radiale und axiale Labyrinthdichtungen münden, das Gegenstand des Komplementärprojektes ist.

### 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Zwischenbegutachtungen

Da der Industrieteil nicht begutachtet wurde, gab es auch keine Hinweise aus einer Begutachtung. Ein reger Austausch mit dem Industriepartner fand statt – die Anregungen aus diesem wurden im Projektverlauf verfolgt.

### 3 Vernetzung

#### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Eine unmittelbare Interaktion mit anderen Vorhaben aus diesem Arbeitspaket ist neben dem Komplementärprojekt BW L 41GT nicht vorgesehen. Thematische Anknüpfungspunkte bestehen aber mit den Projekten BW L 37GT „Prognose des Leistungsverhaltens von Gasturbinen auf Basis einer selbstadaptierenden Alterungsmodellierung“ sowie BY 12GT „Bauweisenoptimierung moderner Turbokomponenten“.

#### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

Der am Institut für Thermische Strömungsmaschinen vorhandene Erfahrungsschatz im Bereich Labyrinthdichtungen bietet eine wichtige Grundlage für das Projekt BWL 41 GT. Zeitgleich mit diesem Projekt wurden am ITS die Projekte COORETEC Turbo III „Adaptive Dichtsysteme in Turbomaschinen“, Lufo4-ModAW „Durchflussverhalten und Wärmeübergang von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen“ sowie FVV „Anstreifverhalten und Leckagebestimmung von Bürstendichtungen in Turbomaschinen“ bearbeitet. Mit diesen Projekten fand ein reger Austausch statt.

### 4 Vorgehensweise und Methodik

In Abstimmung mit dem Industriepartner MAN Diesel & Turbo AG wurde in der ersten Periode festgelegt, welche Geometrien zu untersuchen sind und welche Parameter in diesem Zusammenhang variiert werden sollen. Darauf aufbauend wurde der benötigte Versuchsaufbau ausgelegt, konstruiert und in Betrieb genommen.

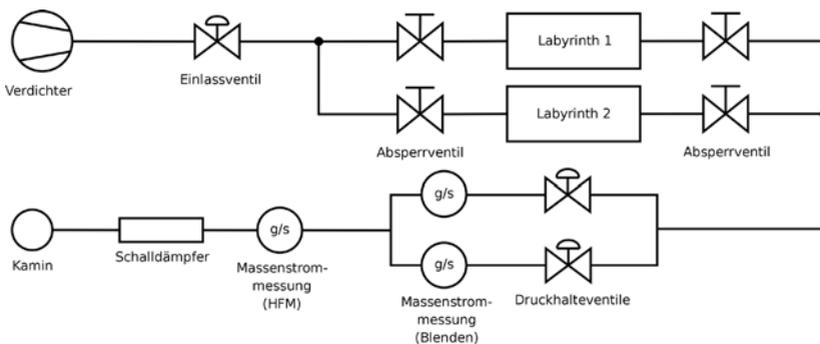


Abbildung 1: Schematische Darstellung der Luftführung der ebenen Labyrinthprüfstände

Für den rechteckigen Kanal, der zur Untersuchung der Labyrinthdichtungen dient, wurde eine Breite von 300 mm gewählt. Mit dem geplanten Maßstab von 1:1 (es wurde auf eine Skalierung der Labyrinthgeometrien verzichtet) und Spaltweiten zwischen 0,1 und 2,5 mm ergibt sich ein Verhältnis von Spaltbreite zu Höhe von mindestens 120. Bei diesen Werten kann der Einfluss der Kanalseitenwände ausgeschlossen und die Strömung als zweidimensional betrachtet werden. Durch die hohe Breite des Kanals und der damit recht großen Querschnittsfläche werden große Luftmassenströme realisiert, die eine hohe Messgenauigkeit ermöglichen und mögliche Einflüsse von Leckagen am Versuchsstand minimieren.

Bei der Konstruktion des Labyrinthträgers wurde versucht, möglichst geringe Umrüstzeiten zu erreichen, um eine große Anzahl an Geometrien in kurzer Zeit untersuchen zu können. Der Versuchsaufbau bleibt daher beim Wechseln des Labyrinthes oder bei der Änderung der Spaltweite weitgehend unverändert. Die Zugänge zum Messkanal befinden sich seitlich hinter je einem Deckel. Diese lassen sich durch Lösen weniger Schrauben abnehmen und nach Ausbau einer mehrschichtigen Dichtung ist das Labyrinth zugänglich. Die angestrebten Umrüstzeiten von weniger als 30 Minuten, die auch erreicht wurden, waren auch der Grund für die Entscheidung, einen ebenen Aufbau zu wählen. Ein rotationssymmetrischer Aufbau hätte die Umrüstung erschwert und auch die Fertigung der Labyrinthgeometrien wesentlich aufwendiger gestaltet, da für jede Spaltweite eine eigene Geometrie hätte gefertigt werden müssen.

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

### 5.1 Kurze Beschreibung des Versuchsaufbaus und der Messtechnik

Das am Institut für Thermische Strömungsmaschinen zur Verfügung stehende Prozessluftnetz bietet eine Luftversorgung für verschiedene Versuchsaufbauten. Die drei das Netz speisenden Verdichter liefern bis zu 10 Bar Überdruck und gemeinsam einen maximalen Luftmassenstrom von ca. 0,8 Kilogramm pro Sekunde. Der hohe mögliche Überdruck lässt nicht nur sehr hohe Druckverhältnisse für Durchflussmessungen zu, sondern ermöglicht es auch, Untersuchungen mit einem Gegendruck, der oberhalb des Umgebungsdrucks liegt, durchzuführen und so die Luftdichte zu variieren. Es existieren zwei Druckhalteventile unterschiedlichen Querschnitts, um ein gutes Regelverhalten bei den sehr unterschiedlichen Massenströmen und unterschiedlichen Drücken zu realisieren.

Nach den Druckhalteventilen führen die Rohrleitungen zu zwei Messblenden, die der Messung des Luftmassenstroms dienen. Es werden auch hier wegen der stark unterschiedlichen Massenströme zwei Blenden statt einer verwendet, um den Messbereich ausreichend groß zu gestalten (10 bis 290 g/s).

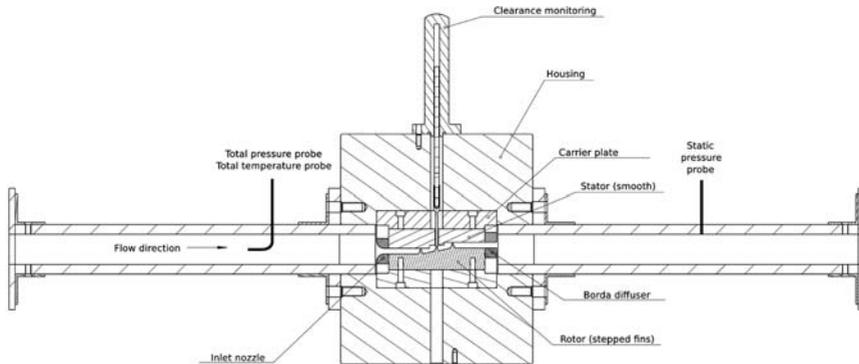


Abbildung 2: Querschnitt durch den Versuchsaufbau

Die verschiedenen zu untersuchenden Labyrinthgeometrien werden aus Stahlplatten gefräst. Für die ersten Versuche wurde mit einer einfachen geschliffenen Stahlplatte als Gegenstück am Stator gearbeitet. Zwei identische Gehäuseteile sind als Rotor und Stator an die Ein- und Auslaufstrecke geflanscht und werden im Messbetrieb nicht verändert. Labyrinth („Rotor“) und Anstreifbelag („Stator“) sitzen in einer Nut im Gehäuse und werden durch Schrauben in dieser Nut gehalten. Die Spaltweite ist durch Unterlegen von präzise geschliffenen Blechen einstellbar.

Eine Überwachung der Spaltweite wurde mit drei induktiven Abstandssensoren mit Mess-taster realisiert. Die Auflösung liegt bei einem Hundertstel Millimeter, sodass auch sehr kleine Abweichungen detektiert werden können. Die Messtaster ragen von oben durch den Anstreifbelag in den Kanal und treffen auf der gegenüberliegenden Seite auf eine Labyrinthspitze. Durch diese Anordnung wird die Ausdehnung des Gehäuses durch den Innendruck überwacht und die geänderte Spaltweite in der Auswertung berücksichtigt.

### 5.1.1 Messtechnik

Für die Untersuchungen des Durchflussverhaltens sind Temperaturen, Drücke, Spaltweiten und Massenströme zu bestimmen. Die Erfassung der Messwerte erfolgte durch ein SCXI-System der Firma National Instruments in Verbindung mit LabVIEW.

### 5.1.2 Messgenauigkeit

Bei den eingesetzten Messgeräten und Sensoren wurde auf eine hohe Messgenauigkeit geachtet. Die folgende Tabelle liefert einen Überblick über die eingesetzten Sensoren und ihre Genauigkeit. Der mit den Blenden gemessene Massenstrom kann schon bei 10 g/s mit einer maximalen Unsicherheit von 2,1% bestimmt werden.

Messgröße (-bereich)	Sensortyp	Messgenauigkeit
Druck (1...8 Bar abs)	Pressure Scanner	±0,05% FS
Druck (0...12 Bar abs)	GE PMP4070	±0,04% FS
Druck (0...200 mBar diff)	GE PMP4170	±0,04% FS
Temperatur (-200°C...1300°C)	Thermoelement Typ K	±1,5 K (±0,5% bei 300 K)
Distanz (±16 mm)	MicroEpsilon DTA-15D	±0,5% FS

## 5.2 Festlegung der zu untersuchenden Geometrien

Für die Testreihen wurden Labyrinthdichtungen aus dem Programm von MAN Turbo & Diesel gewählt. Bei gleichem Spitzentyp wurden zunächst die Geometrien mit der größten Anzahl an Spitzen gefertigt. Zur Untersuchung von Labyrinthdichtungen mit weniger Spitzen wurden später einzelne Spitzen entfernt. In Tabelle 1 sind die variierten Parameter dargestellt, die allerdings nicht vollständig miteinander kombiniert wurden. Insgesamt wurden ca. 5000 Messpunkte aufgenommen.

Parameter	Spitzengeometrie								Statorgeometrie					
	n	s	S <sub>H</sub>	S <sub>B</sub>	t	R	γ	θ	ST <sub>H</sub>	ST <sub>S</sub>	HC <sub>D</sub>	HC <sub>H</sub>	N <sub>W</sub>	N <sub>H</sub>
Einheit	-	mm	mm	mm	mm	mm	-	-	mm	mm	mm	mm	mm	mm
	2	0,1	2,0	0,2	4,0	0	0°	0°	1,4	0	0	0	0	0
	3	0,2	3,6	0,43	5,0	0,01	30°	10°	0	4,0	1,6	6,0	1,0	0,5
	4	...	4,4	0,45	8,0	0,02	37,5°	15°	-1,4		3,2	18,0	2,0	1,0
	5	1,9	4,25	0,5		0,05		20°						
	6	2,0	4,8											
			5,6											

**Tabelle 1: Parametermatrix der Untersuchungen**

## 5.3 Ausgewählte Messergebnisse

Nachfolgend sollen einige ausgewählte Ergebnisse der umfangreichen Untersuchungen dargestellt werden [14]. Wichtige Kennzahlen zur Beschreibung von Labyrinthströmungen sind dabei das Druckverhältnis  $\pi$  und der Durchflussbeiwert  $C_d$ . Das Druckverhältnis ist definiert als das Verhältnis aus Totaldruck  $p_{t0}$  gemessen vor und dem statischen Druck  $p_{sz}$  hinter dem Labyrinth.

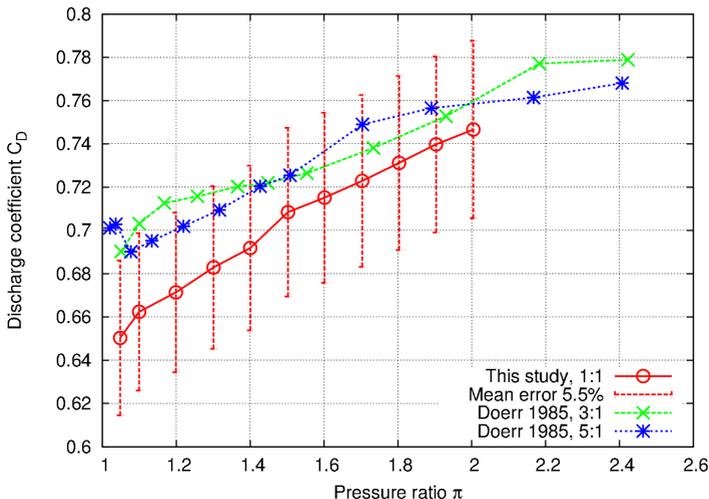
$$\pi = \frac{p_{t0}}{p_{sz}}$$

Der Durchflussbeiwert ist das Verhältnis aus gemessenem Massenstrom  $\dot{m}$  durch die Labyrinthdichtung und berechnetem idealen Massenstrom  $\dot{m}_{id}$  durch eine isentrop durchströmte Düse gleichen Querschnitts  $A$  und mit identischen Randbedingungen.

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{id}} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t0}}}{Q_{id} \cdot p_{t0} \cdot A} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t0}}}{\sqrt{\frac{2\kappa}{R(\kappa-1)} \cdot [1 - \pi^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}] \pi^\kappa \cdot p_{t0} \cdot A}}$$

mit  $T_{t0}$ : Totaltemperatur vor Labyrinth,  $\kappa$ : Isentropenexponent.

Abbildung 3 zeigt einen Vergleich der Messdaten einer sehr ähnlichen Geometrie mit den Messungen von Dörr [12], der Durchblicklabyrinthdichtungen mit vergrößertem Maßstab untersuchte. Mit Berücksichtigung des Einflusses von Maßstab und geringen Unterschieden in der Geometrie ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung.



**Abbildung 3: Vergleich mit Messdaten von Dörr [12]**

### 5.3.1 Durchblicklabyrinth mit 2 bis 5 Spitzen

Bei einem Durchblicklabyrinth mit der Spitzengeometrie vom Typ „D“ (beidseitig verjüngte Spitzen) wurde die Anzahl der Spitzen variiert. In Abbildung 4 ist für eine Spaltweite von 0,7 mm und Spitzenzahlen von 2 bis 5 der Durchflussbeiwert über dem Druckverhältnis dargestellt. Bei sonst gleicher Geometrie ist die Anzahl der Spitzen der Parameter mit dem höchsten Einfluss auf den Durchflussbeiwert. Steigt die Anzahl der Spitzen und damit die Zahl der Kammern, in denen kinetische Energie der Strömung dissipiert wird, dann sinkt der Durchflussbeiwert und die Dichtwirkung nimmt zu. Dies wird auch aus Abbildung 5 deutlich, in der von sämtlichen gemessenen Durchblicklabyrinth mit unterschiedlicher Anzahl an Spitzen die Durchflussbeiwerte aufgetragen sind. Die Bandbreite der gemessenen Durchflussbeiwerte bleibt ungefähr konstant während der Mittelwert sinkt.

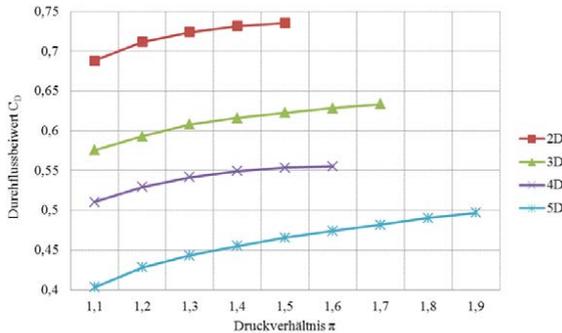


Abbildung 4: Einfluss der Spitzenzahl auf den Durchflussbeiwert bei einem Durchblicklabyrinth

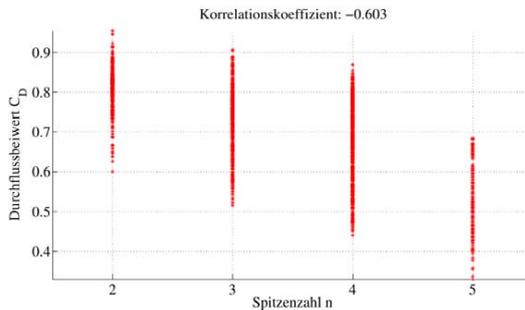


Abbildung 5: Durchflussbeiwert über Spitzenzahl für alle Geometrien

### 5.3.2 Divergentes Stufenlabyrinth mit und ohne Honigwaben

In Abbildung 6 sind für fünf Spaltweiten die Durchflussbeiwerte eines divergenten Stufenlabyrinths mit sechs Spitzen über dem Druckverhältnis dargestellt. Für alle Spaltweiten wird deutlich, dass der Durchflussbeiwert für steigende Druckverhältnisse zunimmt. Diese Tendenz wird zu größeren Spaltweiten hin schwächer und würde sich schließlich umkehren, wenn die Dichtung beginnt, sich nicht mehr wie ein ideales Labyrinth sondern wie ein rauher Spalt zu verhalten. Größere Spaltweiten bedeuten für diesen Labyrinthtyp bei gleichem Druckverhältnis größere Durchflussbeiwerte.

In Abbildung 7 ist ein Effekt zu beobachten, der bei Honigwabenanstreifbelägen auftritt. Es wurde derselbe Labyrinthprüfling verwendet, die vorher glatte Statorseite jedoch gegen Honigwaben mit 1/16“ Durchmesser ausgetauscht. Bei großen Spaltweiten ändert sich das Verhalten mit den hier verwendeten relativ kleinen Waben nicht, es ist vielleicht eine leichte Verbesserung der Dichtwirkung durch die Rauheit der Waben auszumachen. Bei kleinen Spaltweiten wird jedoch der Durchflussbeiwert merklich schlechter, da die Strömung über den Spitzen in die Honigwaben ausweichen kann und sich so der zur Verfügung stehende Spalt vergrößert [29]. Dabei hat die Bauform des Labyrinths keinen Einfluss.

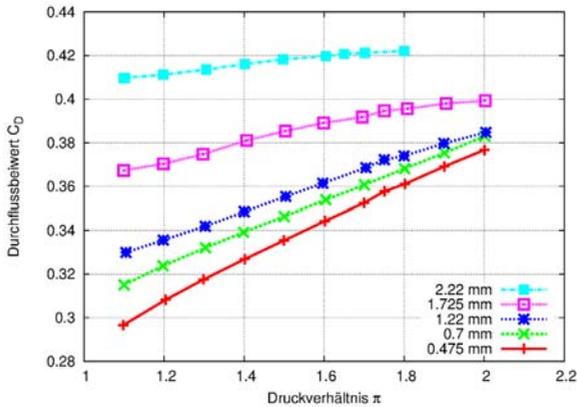


Abbildung 6: Divergente Stufenlabyrinthdichtung mit glattem Stator

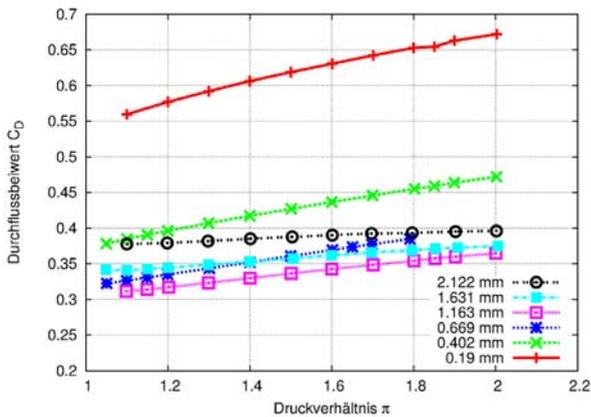
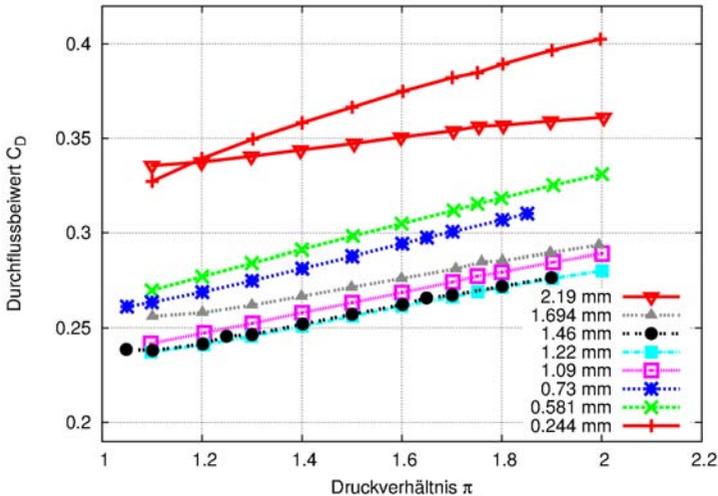


Abbildung 7: Divergente Stufenlabyrinthdichtung mit Honigwaben 1/16“

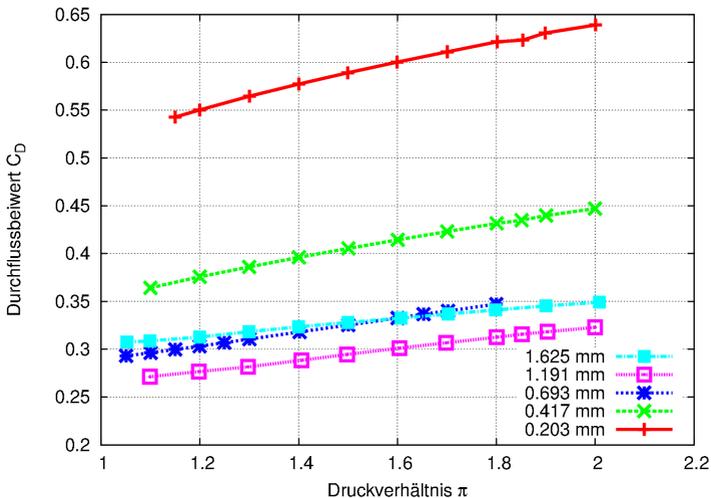
### 5.3.3 Konvergente Stufenlabyrinthdichtung mit und ohne Honigwaben

Für den folgenden Auszug aus den Ergebnissen wurde eine konvergente Stufenlabyrinthdichtung mit sechs Spitzen verwendet. Wieder wurde zunächst ein glatter Stator verwendet. Die Stufenhöhe dieses Labyrinths betrug 1,4 mm. Aus Abbildung 8 wird ersichtlich, dass der Durchflussbeiwert bei fester Spaltweite mit dem Druckverhältnis zunimmt. Schon hier wird jedoch erkennbar, dass die größte und kleinste untersuchte Spaltweite, die sich um fast Faktor 10 unterscheiden, ähnliche Durchflussbeiwerte aufweisen während die dazwischenliegenden Spaltweiten zu geringeren Werten führen. In Abbildung 10 ist dieser Sachverhalt genauer dargestellt, indem für drei Druckverhältnisse der Durchflussbeiwert über der Spaltweite aufgetragen ist. Es liegt ein Minimum im Bereich, wo die Spaltweite ungefähr der Stufenhöhe entspricht.

Bei weiteren Untersuchungen konnte dieses Verhalten bestätigt werden, jedoch ist bei einer kleineren Spaltenzahl der Anstieg in Richtung kleinerer Spaltweiten geringer. Als generelle Empfehlung für die Auslegung lässt sich sagen, dass die Stufenhöhe möglichst immer größer als die Spaltweite sein sollte. Für statorseitige Honigwabenanstreifbeläge ist der Anstieg der  $C_D$ -Werte für kleine Spaltweiten wieder auf das Ausweichen in die Kammern der Honigwaben zurückzuführen (Abbildung 9).



**Abbildung 8: Konvergente Stufenlabyrinthdichtung mit glattem Stator**



**Abbildung 9: Konvergente Stufenlabyrinthdichtung mit Honigwaben 1/16“**

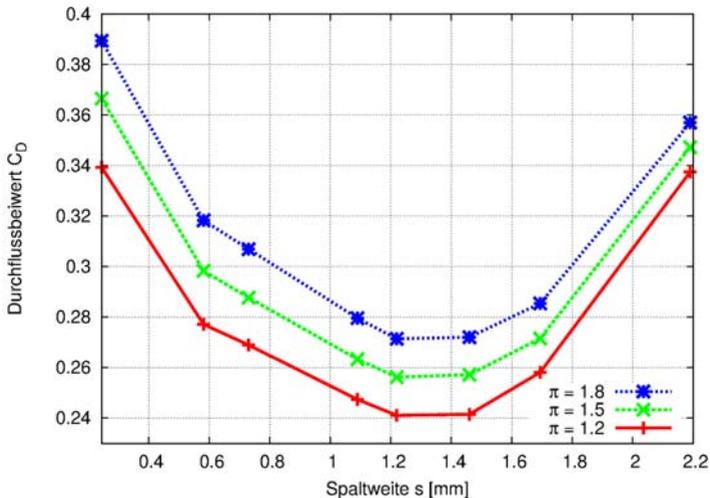


Abbildung 10: Durchflussminimum bei konvergenten Stufenlabyrinth

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Der Beginn des Projektes verzögerte sich um ein halbes Jahr, sodass der Zeitplan um diese Verspätung verschoben wurde. Die einzelnen Milestones sind in diesem Rahmen im Zeitplan. Unter Berücksichtigung der genehmigten kostenneutralen Verlängerung konnte das Projekt planmäßig abgeschlossen werden.

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

Braun, E., Dullenkopf, K., Bauer, H.-J.: Optimization of Labyrinth Seal Performance Combining Experimental, Numerical and Data Mining Methods, Proc. of the ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68077 (2012)

#### 7.1.2 Nicht begutachtete Publikationen

Im Rahmen dieses Projektes wurden keine nicht begutachteten Publikationen erstellt.

### 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21-Teilprojekte

Im Rahmen dieses Projektes wurden keine gemeinsamen Publikationen mit anderen Projekten erstellt.

### 7.3 Weitere Publikationen

- [1] Egli, A.: The Leakage of Steam Through Labyrinth Seals. *Journal of Fuels and Steam Power, Transactions of the ASME*, Bd. 57, S. 115–122 (1935)
- [2] Stodola, A.: *Dampf- und Gasturbinen*. Julius Springer Verlag, Berlin, 6. Auflage (1924)
- [3] Stoff, H.: Incompressible Flow in a Labyrinth Seal. *Journal of Fluid Mechanics*, Bd. 100, S. 817-829 (1980)
- [4] Trutnovsky, K.: Untersuchungen an Labyrinth-Stopfbuchsen. *VDI-Zeitschrift*, Bd. 101, S. 752-755 (1959)
- [5] Vermes, G.: A Fluid Mechanics Approach to the Labyrinth Seal Leakage Problem. *ASME Journal of Engineering Power*, Bd. 83, S 161-169 (1961)
- [6] Zabriske, W., Sternlicht, B.: Labyrinth Seal Leakage Analysis. *ASME Journal of Basic Engineering*, S. 332-340 (1959)
- [7] Stocker, H.J.: Advanced Labyrinth Seal Design for High Pressure Ratio Gas Turbines. *ASME Paper 75-WA/GT-22* (1975)
- [8] Stocker, H.J.: Aerodynamic Performance of Conventional Design Labyrinth Seals with Solid-Smooth, Abradable and Honeycomb Lands. *NASA CR-135307* (1977)
- [9] Stocker, H.J.: Determining and Interpreting Labyrinth Seal Performance in Current and Advanced High Performance Gas Turbines. (1978)
- [10] Allock, D.C.J. et al.: Abradable Stator Gas Turbine Labyrinth Seals: Part 2 Numerical Modeling of Differing Deal Geometries and the Construction of a Second Generation Design Tool. *AIAA Paper 2002-3937* (2002)
- [11] Rhode, D.L. et al.: Experimental and Numerical Assessment of an Advanced Labyrinth Seal. *Tribology Transactions*, Bd. 37, S. 743-750 (1992)
- [12] Dörr, L.: Modellmessungen und Berechnungen zum Durchflussverhalten von Durchblicklabyrinth unter Berücksichtigung der Übertragbarkeit. *Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH)* (1985)
- [13] Wittig, S.: Wärmeübergang in Labyrinth: Rotierende Labyrinthdichtungen – Experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Einfluß der Rotation und Wärmeübergang in Wellendurchführungen und Labyrinthdichtungen. *Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen FVV*, Bd. 469, S. 1-228 (1990)
- [14] Denecke, J.: Rotierende Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen – Untersuchungen der Wechselwirkung von Durchflußverhalten, Drallverlauf und Totaltemperaturänderung. *Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe* (2007)
- [15] Denecke, J.: Influence of Rub Grooves on Labyrinth Seal Leakage. *Journal of Turbomachinery*, Bd. 185, S. 387-393 (2003)
- [16] Waschka, W. et al.: Leakage Loss and Heat Transfer in High Speed Rotating Labyrinth Seals – An Experimental Verification of Numerical Codes. *IGTC-34*, S. 239 (1991)
- [17] Wittig, S. et al.: Scaling Effects on Leakage Losses in Labyrinth Seals. *ASME Paper 82-GT-157* (1982)

- [18] Jacobsen, K.: Experimentelle Untersuchungen zum Durchfluß und Wärmeübergang in Durchblick- und Stufenlabyrinthdichtungen. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (1987)
- [19] Wittig, S. et al.: Durchflußverhalten und Wärmeübergang in ebenen Durchblicklabyrinthdichtungen. DGLR-Bericht 86-03, AG-Stab Strömungen mit Ablösung (1986)
- [20] Wittig, S. et al.: Heat Transfer in Stepped Labyrinth Seals. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Bd. 110, Ausg. 1, S. 63-69 (1988)
- [21] Denecke, J.: Experimental Investigation of the Total Temperature Increase and Swirl Development in Rotating Labyrinth Seals. ASME Paper GT2005-68677 (2005)
- [22] Waschka, W. et al.: Influence of High Rotational Speeds on the Heat Transfer and Discharge Coefficients in Labyrinth Seals. ASME Paper 90-GT-330 (1990)
- [23] Waschka, W.: Zum Einfluß der Rotation auf das Durchfluß- und Wärmeübergangverhalten in Labyrinthdichtungen und Wellendurchführungen. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (1991)
- [24] Waschka, W. et al.: Study of Heat Transfer and Leakage in High Rotating Stepped Labyrinth Seals. ISROMAC-4, S. 326 (1992)
- [25] Willenborg, K. et al.: Effect of Reynolds Number and Pressure Ratio on Leakage Loss and Heat Transfer in a Stepped Labyrinth Seal. ASME Journal of Turbomachinery, Bd. 123, S.815-822 (2001)
- [26] Wittig, S. et al.: Heat Transfer in a Stepped Labyrinth Seal. ASME Paper 87-GT-92 (1987)
- [27] Denecke, J.: Influence of Preswirl and Rotation on Labyrinth Seal Leakage. ISROMAC-10 (2004)
- [28] Wittig, S. et al.: Scaling Effects on Leakage Losses in Labyrinth Seals. ASME Paper 82-GT-157 (1982)
- [29] Schramm, V.: Influence of a Honeycomb Facing on the Flow Through a Stepped Labyrinth Seal. ASME Paper 2000-GT-0291 (2000)
- [30] Willenborg, K.: Influence of a Honeycomb Facing on the Heat Transfer in a Stepped Labyrinth Seal. Transactions of the ASME – A – Engineering for Gas Turbines and Power, Bd. 124, S. 133-139 (2001)

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Im Rahmen dieses Projektes entstanden keine Patente.

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

M. Härtel	Mitarbeit bei der Auslegung und Konstruktion eines Versuchsaufbaus zur Durchflussmessung an Labyrinthdichtungen
J. Lang	Mitarbeit bei der Versuchsdurchführung

## 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

M. Stolzenberg, C. Scherer FEM-Auslegung eines Rohradapters

V. Schirmer Durchflussmessungen an ebenen Spaltdichtungen und Umbau des verwendeten Versuchsaufbaus

T. Fettig Untersuchung von Durchblick- und Stufenlabyrinthdichtungen

## 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

S. Bilet Inbetriebnahme und Durchflussmessungen an einem Versuchsaufbau zur Untersuchung ebener Durchblicklabyrinthdichtungen

M. Dreizler Durchflussmessungen an einem Versuchsaufbau zur Untersuchung ebener Durchblicklabyrinthdichtungen

M. Häusler Durchflussmessungen an ebenen Durchblicklabyrinthdichtungen und Ausbau des verwendeten Versuchsaufbaus

## 8.4 Promotionen

Es wurde keine Promotion angefertigt.

# 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

## 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU.

COORETEC Turbo III Adaptive Dichtsysteme in Turbomaschinen

Lufo4-ModAW Durchflussverhalten und Wärmeübergang von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen

MAGPI FW6 Main Gas Path Interaction

FVV Anstreifverhalten und Leckagebestimmung von Bürstendichtungen in Turbomaschinen

## 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

Bisher sind keine weiteren Antragstellungen geplant.

**GV**  
**Arbeitskreis Brennkammern für Gasturbinen**  
 Armin Schimkat, ALSTOM Power GmbH, Mannheim

- BY 13GV: Hochfrequente Instabilitäten der Verbrennung mit Selbstzündung
- BY 14GV: Flammendynamik bei der Verbrennung von Flüssigbrennstoffen
- BY 15GV: Einfluss neuer, brennstoffflexibler Vormischbrenner auf die thermoakustischen Eigenschaften von Ringbrennkammern
- BY 16GV: Experimentelle Untersuchung und Modellierung von selbstzündungsgetriebenen Transversalmoden in Gasturbinenbrennkammern mit hoher Oxidatorvorheizung
- BY 17GV: Emissionsverminderung bei der Effizienz- und Leistungserhöhung von Gasturbinen
- BY 18GV: Brennstoffflexibles Gasanalysekonzept für moderne Gasturbinen
- BW L 43GV: Hybrid LES/RANS Simulation von Gasturbinen-Brennkammer-systemen
- BW W 43GV: Instationäre numerische Simulation von Industriegasturbinen-Brennkammern
- BW L 44GV: Theoretische Erfassung der Abhebehöhe (Lift-Off Height, LOH) von Strahlflammen bei Druckverbrennung
- BW W 44GV: Experimentelle Untersuchung eines „High Strain Brenners“-Konzepts bei überatmosphärischen Drücken

## Arbeitskreis Brennkammern für Gasturbinen

### Projekt: BY 13GV

## Hochfrequente Instabilitäten der Verbrennung mit Selbstzündung

Projektleiter:	Prof. Wolfgang Polifke, Ph.D. Lehrstuhl für Thermodynamik Technische Universität München
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. Mathieu Zellhuber
Finanzierung:	Alstom Power GmbH  Bayerisches Staatsministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst  Bayerisches Staatsministerium für Wirtschaft, Infrastruktur, Verkehr und Technologie

## 1 Ausgangssituation

### 1.1 Motivation und allgemeine Zielsetzung

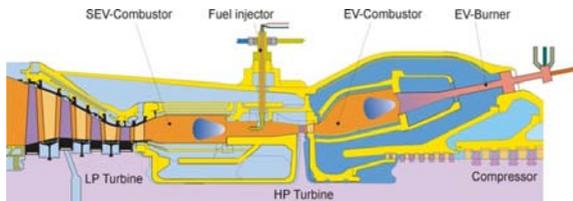
Im Rahmen der Forschungsinitiative „KW21 – Kraftwerke des 21. Jahrhunderts“ sollen der Wissensstand und die Technologien im konventionellen Kraftwerksbau weiterentwickelt werden, um insbesondere die mittelfristigen Ziele bzgl. Emissionsreduzierung und Ressourcenschonung in der Stromerzeugung erreichen zu können. Der im Arbeitskreis GV behandelten Gasturbinentechnologie kommt dabei eine besondere Rolle zu. Neben einem vergleichsweise geringen CO<sub>2</sub>-Ausstoß sowie dem sehr hohen Wirkungsgrad in GuD-Anlagen, erlauben Gasturbinen einen sehr flexiblen Betrieb. Sie sind daher besonders geeignet, um Leistungsschwankungen erneuerbarer Energiequellen auszugleichen. Im Zuge der 2011 beschlossenen Energiewende wird Gaskraftwerken daher eine besonders wichtige Rolle im Hinblick auf die Versorgungssicherheit zukommen.

Das Teilprojekt BY 13 GV zum Thema der „Hochfrequenten Instabilitäten der Verbrennung mit Selbstzündung“ ist maßgebend motiviert durch neue Trends in der Entwicklung von Gasturbinenbrennkammern. Dies betrifft einerseits die zunehmende Nachfrage nach der Verwendung neuartiger Brennstoffe, die aus Biomasse, Kohlevergasung oder OxyFuel-Prozessen gewonnen werden können. Des Weiteren werden zunehmend gestufte Verbrennungskonzepte eingesetzt, um die Lastflexibilität noch weiter zu verbessern. Schließ-

## Hochfrequente Instabilitäten der Verbrennung mit Selbstzündung

lich werden die Druckverhältnisse in neuen Gasturbinen stets weiter erhöht, um insbesondere den Wirkungsgrad des thermodynamischen Prozesses zu verbessern. Diese Trends bringen eine Zunahme der Brennstoffreaktivität respektive einen Anstieg der Eintrittstemperatur mit sich; beides führt zu einer zunehmenden Relevanz von Selbstzündeffekten, welche bei der Entwicklung neuer Systeme berücksichtigt werden müssen.

Als konkretes Forschungsobjekt dient dabei die vom Industriepartner Alstom entwickelte sequentielle Brennkammertechnik, kurz SEV genannt, bei der eine zweite Brennkammerstufe zwischen Hoch- und Niederdruckturbine zwischengeschaltet ist. Diese Anordnung wird bereits seit etwa 15 Jahren in der Baureihe GT24/GT26 verwendet, von der ein schematisches Schnittbild in Abbildung 1 gezeigt ist. An dieser Stelle wird zusätzlicher Kraftstoff in das heiße Abgas eingedüst, die sehr hohe Temperatur des resultierenden Gemisches führt zu einer durch Selbstzündung beeinflussten Verbrennung, was schließlich eine Stabilisierung der Flamme auch bei sehr hohen Strömungsgeschwindigkeiten erlaubt.



**Abbildung 1: Schnittbild durch die Alstom GT24/GT26 Baureihe (Quelle: Alstom)**

Die Orientierung an diesem praktischen Beispiel birgt mehrere Vorteile für dieses Projekt. Zunächst entstand aus den Erfahrungen des Industriepartners überhaupt erst der Wunsch, in Zusammenhang mit Selbstzündung gezielt hochfrequente Instabilitäten zu untersuchen. Somit konnte eine konkrete Themenformulierung für das Projekt definiert werden, die wissenschaftlich reizvoll erscheint, aber auch den Bedürfnissen in der Entwicklungspraxis entspricht. Daraus ergab sich schließlich die Zielsetzung, das thermoakustische Stabilitätsverhalten im Hochfrequenzbereich von Selbstzündflammen mit numerischen Methoden zu untersuchen, um die zugrundeliegenden physikalischen Mechanismen besser zu verstehen und geeignete Simulationswerkzeuge zu entwickeln.

Das Projekt soll daher vor allem die Grundlagen dieser Instabilitäten erforschen, um das benötigte Verständnis zu erarbeiten. Dies soll nicht am komplexen Beispiel einer realen Brennkammer erfolgen, sondern mithilfe einfacher, generischer Geometrien. Diese Testfälle werden unter anderem auch unter Berücksichtigung der Erfahrungen des Industriepartners formuliert. Die Erkenntnisse dieser grundlagenorientierten Forschung sollen auf diese Weise auch im industriellen Kontext verwendbar sein.

## 1.2 Charakterisierung von Selbstzündflammen und deren Dynamik

Von Selbstzündung beeinflusste Flammen unterscheiden sich deutlich von den bei modernen stationären Gasturbinen üblichen, propagierenden Vormischflammen. Daraus begründet sich ein Forschungsbedarf zu grundlegenden physikalischen Zusammenhängen. Die chemische Reaktion wird nicht erst durch die Vermischung von Reaktanden und Produkten und den damit verbundenen Temperaturanstieg initiiert, sondern wird allein durch die hohe fühlbare Enthalpie des frischen Gemischs in Gang gesetzt.

Zuerst wird ein sog. „Radikalenpool“ mit chemischen Zwischenprodukten kontinuierlich aufgebaut. Nach einem chemisch bedingten Zeitverzug erfolgt dann die Wärmefreisetzung, während dessen Brennstoff und Zwischenprodukte schlagartig verbraucht werden. Der chemisch bedingte Zündverzug hängt von zahlreichen Faktoren ab, insbesondere aber von Temperatur, Druck und dem lokalen Mischungszustand.

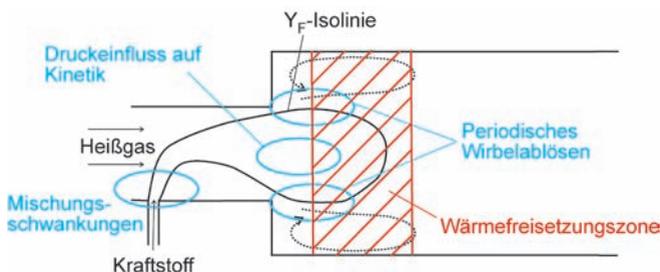
Die thermoakustische Stabilität von Brennkammersystemen wird gemeinhin mit Techniken der Regelungstechnik beschrieben. Es ist bekannt, dass die Existenz von Zeitverzügen starke Auswirkungen auf die Stabilität des Regelsystems haben kann. Daher spielt der chemische Zeitverzug eine zentrale Rolle in diesem Forschungsprojekt, gerade auch weil ein solcher Parameter bei konventionellen Vormischflammen nicht relevant ist. Eine Fragestellung ergibt sich somit bezüglich der Auswirkung eines solchen variablen Zeitverzuges auf das Stabilitätsverhalten.

Wie in Abbildung 2 gezeigt, wird auch bei der technischen Umsetzung von Selbstzündflammen nicht auf den charakteristischen Querschnittsprung und der damit erzeugten Rezirkulation von heißen Abgasen verzichtet. In der sich bildenden Schicht wird somit auch klassische Flammenausbreitung zur Stabilisierung der Reaktionszone beitragen. Diese Effekte gilt es bei der Beschreibung der Flammendynamik somit auch zu berücksichtigen.

Aus dieser einfachen Darstellung der physikalischen Mechanismen der Flammenstabilisierung ergaben sich für die Ausgangssituation drei mögliche Wirkmechanismen, die zu hochfrequenten Instabilitäten führen könnten. Allen gemein ist, dass es eine Modulation der Flamme durch akustische Fluktuationen geben muss; ohne diesen Zusammenhang kann es zu keiner thermoakustischen Instabilität kommen.

Ein möglicher Mechanismus bezieht sich explizit auf das Auftreten von Selbstzündung, siehe die Vorarbeiten von Ni et al. [9]. So führen akustische Druckschwankungen auch immer zu Temperaturänderungen, die sich, wie aus dem Arrhenius-Ansatz ersichtlich, exponentiell auf die Umsetzungsrate chemischer Reaktionen auswirken. Der bereits beschriebene Aufbau des Radikalenpools während des Zündverzugs könnte dadurch von der Akustik beeinflusst werden und schließlich zu einer Änderung des Zündzeitpunktes und der nachfolgenden Wärmefreisetzung führen. Diese Wirkungskette wird im Rahmen dieses Berichts als Hypothese 1 bezeichnet.

Des Weiteren wurden aus den Vorbetrachtungen zwei weitere Mechanismen identifiziert, die auch bei üblichen Vormischflammen zu Instabilitäten führen können, nämlich die Erzeugung von Fluktuationen in der Brennstoffkonzentration (Hypothese 2) sowie das periodische Wirbelablösen am Brennkammereintritt (Hypothese 3), was zu einer Beeinflussung der Flammenausbreitung in der Scherschicht führen würde. Alle drei möglichen Wirkmechanismen sind schematisch in Abbildung 2 dargestellt.



**Abbildung 2: Schematische Darstellung der möglichen Wechselwirkungsmechanismen**

## 1.3 Thermoakustische Stabilität hochfrequenter, transversaler Moden

Bei den hier untersuchten hohen Frequenzen weisen die zugehörigen akustischen Moden zumeist transversale Anteile auf. Die erste transversale Mode in einer zylindrischen Konfiguration (s. Abbildung 2) wird beispielsweise durch eine  $\lambda/2$ -Mode charakterisiert, d.h. die Höhe der Brennkammer entspricht einer halben akustischen Wellenlänge. Daraus lässt sich bereits erkennen, dass die Flamme als nicht mehr kompakt gegenüber der akustischen Wellenlänge betrachtet werden kann. Darin unterscheiden sich transversale Hochfrequenzinstabilitäten in hohem Maße von niederfrequenten, longitudinalen Instabilitäten, die in der Literatur hauptsächlich behandelt wurden.

Die Betrachtung von Transversalmoden erfreut sich zunehmenden Interesses, vor allem aber im niederfrequenten Bereich, um Azimuthalmoden in Ringbrennkammern zu beschreiben. Hierzu sind verschiedene Beiträge erschienen, z.B. [10]. Bezüglich der Beschreibung hochfrequenter Transversalmoden in Gasturbinen waren zu Projektbeginn nur vereinzelte Vorarbeiten bekannt [11]. Es galt daher, zusammen mit dem Projekt BY 16GV die Grundlagen für das Verständnis solcher Instabilitäten zu erarbeiten, die insbesondere auch die Nicht-Kompaktheit der Flamme mit berücksichtigen. Dies sollte im Rahmen von BY 13GV insbesondere im Hinblick auf die Charakteristiken selbstzündender Flammen erfolgen.

## 2 Projektziele

Die Entstehung hochfrequenter thermoakustischer Instabilitäten in Verbrennungsvorgängen mit Selbstzündung sollte untersucht werden. Dabei sollten Hypothesen zum physikalischen Entstehungsmechanismus solcher Schwingungen entwickelt bzw. überprüft werden. Zu Projektbeginn waren drei Hypothesen bekannt, die möglichst getrennt voneinander auf ihre Relevanz überprüft werden sollten. Dies geschah sowohl durch eine gezielte Verwendung von generischen Geometrien als auch durch ad-hoc Modifikationen am Simulationsmodell, sodass die verschiedenen Effekte einzeln untersucht werden konnten. Darüber hinaus sollten weitere, mögliche Wechselwirkungsmechanismen identifiziert und charakterisiert werden. Schließlich sollte das Zusammenspiel der physikalischen Vorgänge in realistischen Brennkammern beschrieben werden, um ein umfassendes Verständnis

des Stabilitätsverhaltens von Selbstzündflammen zu erreichen. Dies erfolgte in engem Kontakt mit dem Industriepartner, um gemeinsam ein tiefgehendes Verständnis der Phänomene zu erarbeiten und numerische Werkzeuge zur Verfügung zu stellen, die in die Entwicklung zukünftiger Brennkammern einfließen können.

## 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen

Im Rahmen der Zwischenbegutachtung wurden drei maßgebliche Empfehlungen für den weiteren Projektverlauf geäußert:

1. Die analytische Modellierung von chemisch bedingten Wärmefreisetzungsschwankungen sollte im Hinblick auf nicht-lineares Verhalten erweitert werden.
2. Es sollten vermehrt kompressible LES-Simulationen mit dem validierten Verbrennungsmodell von Kulkarni et al. durchgeführt werden.
3. Eine engere Verzahnung mit dem experimentellen Projekt BY 16GV wäre sehr wünschenswert.

In der zweiten Projekthälfte wurden diese Punkte umfassend berücksichtigt, wie im Ergebnisteil ausführlich beschrieben.

Im Zwischenbericht wurde erwähnt, dass die anfangs zur Verwendung vorgesehenen Methoden der linearen Systemidentifikation (SI) und der hybriden Stabilitätsvorhersage (CNN) womöglich nicht für die Untersuchung von Transversalmoden bei Selbstzündflammen geeignet sind. Dies hat sich im weiteren Projektverlauf bestätigt, einerseits aufgrund des zum Teil nicht-linearen Systemverhaltens, vor allem aber aufgrund der Besonderheiten hochfrequenter, nicht-ebener akustischer Moden. Bereits im Zwischenbericht wurde erwähnt, dass hierfür neue Auswertemethoden nötig sind, die seitdem weiterentwickelt wurden und einen detaillierten Einblick in die physikalischen Vorgänge bei transversal angeregten Selbstzündflammen erlauben.

## 3 Vernetzung

### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Im Rahmen der Bearbeitung ergab sich eine sehr intensive Zusammenarbeit mit dem Projekt BY 16GV, insbesondere in der zweiten Projekthälfte. Die Zusammenarbeit bestand zunächst darin, experimentelle und numerische Beobachtungen miteinander zu vergleichen. So konnte bei beiden Untersuchungen festgestellt werden, dass die Flammendynamik in Scherschichten vor allem durch eine periodische Flammenfaltung sowie durch eine transversale Verschiebungsbewegung charakterisiert ist. Letzteres wurde im Rahmen von BY 16GV in ein Modell eingefügt, das auf eine anregende Wirkung solcher Verschiebungen schließen lässt. In Zusammenarbeit mit BY 16GV wurde eine detaillierte Auswertung der numerischen Simulationsdaten durchgeführt, die die Relevanz dieses Effekts unterstützt und es weiterhin ermöglicht hat, das Modell für reine Verschiebungen um andere Effekte zu erweitern. Dies führte auch zu einer gemeinsamen Veröffentlichung [8], die bei einer internationalen Fachzeitschrift eingereicht wurde.

### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

Außerhalb des Forschungsverbundes ergab sich eine sehr intensive Zusammenarbeit mit einem bilateralen Forschungsprojekt zwischen der TU München und Alstom Power, sowie einem EU-FP7-Projekt. Im Fokus dieser Forschungsvorhaben standen die Entwicklung und die Validierung eines geeigneten Verbrennungsmodells, sowie allgemeine Untersuchungen zum Verhalten von Selbstzündflammen. Im Rahmen von BY 13GV wurde wesentlich zu diesen Arbeiten beigetragen, die ebenfalls zu Veröffentlichungen geführt haben [2,6].

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Der übergreifende Ansatz bestand darin, das Gesamtproblem mittels geeigneter Simulationskonfigurationen in einfacher handhabbare Teilfragestellungen zu unterteilen. Das daraus gewonnene Verständnis soll schließlich zusammengefügt werden, um die Vorgänge in einer realen Brennkammer ganzheitlich zu beschreiben.

Die Aufteilung wurde anhand der postulierten Wechselwirkungsmechanismen vollzogen. Für die Untersuchung des Einflusses von Oszillationen des Druckes auf die Selbstzünd- und Wärmefreisetzungskinetik wurden zunächst homogene Reaktorsimulationen durchgeführt. Damit konnte ein Drucksensitivitätsparameter quantifiziert und ein analytisches Modell für die Dynamik der Selbstzündung entwickelt werden. Dieses wurde am Modell «durchströmter Rohrreaktor» weiterentwickelt und wiederum mittels Simulationen verifiziert. Damit konnten sowohl lineare als auch nicht-lineare Flammentransferfunktionen modelliert werden, für longitudinale und transversale Modenformen.

Im Rahmen von Grobstruktursimulationen wurden hauptsächlich ein generischer, perfekt vorgemischter Brenner mit Querschnittssprung und ein im Rahmen von BY16GV entwickelter Versuchsbrenner untersucht. Dabei wurde das am Lehrstuhl von Kulkarni et al. entwickelte Verbrennungsmodell (stochastische Felder, tabellierte Chemie) verwendet und für kompressible Berechnungen angepasst. Für die Auswertung der Simulationsdaten wurden filterbasierte Postprocessing-Methoden entwickelt, die es ermöglichen, das physikalische Flammenverhalten deutlich zu visualisieren und quantitativ zu beschreiben. Insbesondere der perfekt vorgemischte Testfall ermöglichte sehr detaillierte Untersuchungen, die zu einem Modell für die Wechselwirkungen zwischen Flamme und transversaler Akustik führten.

Die abschließende Betrachtung anhand des Versuchsbrenners ermöglichte schließlich eine zusätzliche Berücksichtigung von Mischungseffekten. Die zuvor gewonnenen Erkenntnisse konnten des Weiteren verwendet werden, um die einzelnen Wechselwirkungsmechanismen auch für diesen Fall zu beurteilen.

Im Rahmen einer externen Diplomarbeit beim Industriepartner wurden die Erkenntnisse und Methode auch bereits für die Untersuchung realer Brennkammerkonfigurationen verwendet, dessen Ergebnisse aber in diesem Bericht nicht näher erläutert werden. Die Zusammenarbeit mit dem Industriepartner war allgemein sehr eng: neben regelmäßiger Projekttreffen konnte der Projektmitarbeiter vier längere Aufenthalte beim Industriepartner (jeweils mind. 1 Woche) einplanen.

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

### 5.1 Einfluss akustischer Wellen auf Kinetik der Selbstzündung und Wärmefreisetzung

Die in diesem Abschnitt beschriebene Studie bezieht sich auf die Überprüfung der Hypothese 1, dem Einfluss von Druckschwankungen auf die Kinetik. Im Zwischenbericht wurde dieser Punkt bereits ausführlich behandelt, an dieser Stelle werden die wichtigsten Aspekte noch einmal kurz erläutert, sowie die weitergehenden Arbeiten beschrieben.

Für diese Untersuchungen wurde auf Reaktorrechnungen mit der Software Cantera zurückgegriffen, bei Verwendung des detaillierten C3-41 Mechanismus [15]. Die Quantifizierung erfolgte anhand der Definition einer Fortschrittsvariablen, die zwischen 0 (frisch) und 1 (verbrannt) variiert. Während im Zwischenbericht lediglich die Zwischenspezies Formaldehyd ( $\text{CH}_2\text{O}$ ) als Zündindikator verwendet wurde, wurde die Definition der Fortschrittsvariable seitdem um die Massenbrüche von Kohlenmonoxid und Kohlendioxid erweitert, damit der Reaktionsfortschritt bis zum chemischen Gleichgewicht korrekt beschrieben werden kann.

Die Zündung magerer Gemische wurde bei leichten Änderungen des Drucks  $p'$  gegenüber dem Referenzniveau ( $\bar{p} = 18 \text{ bar}$ ) berechnet und die dabei auftretenden Änderungen des Reaktionsquellterms  $\dot{\omega}'_c$  miteinander verglichen. Dies erfolgte mittels eines neu eingeführten dimensionslosen Sensitivitätsparameters  $\varphi_p(p', c, Z)$ :

$$\varphi_p(p', c, Z) = \frac{\dot{\omega}'_c \bar{p}}{\dot{\omega}_c p'} \quad 1$$

Verläufe dieser entdimensionierten Größe zeigen geringe Abweichungen für Reaktoren unterschiedlichen Mischungsbruchs, sowie für variierende Druckamplituden. Des Weiteren ist sie nahezu konstant über den Zündfortschritt. Somit lässt sich eine für eine gegebene Brennstoff-Oxidator-Kombination spezifische Drucksensitivität  $\varphi_p$  definieren, die allgemein hohe Werte im Bereich von 5 aufweist. Dies gilt sowohl für atmosphärische als auch für hohe Druckbedingungen.

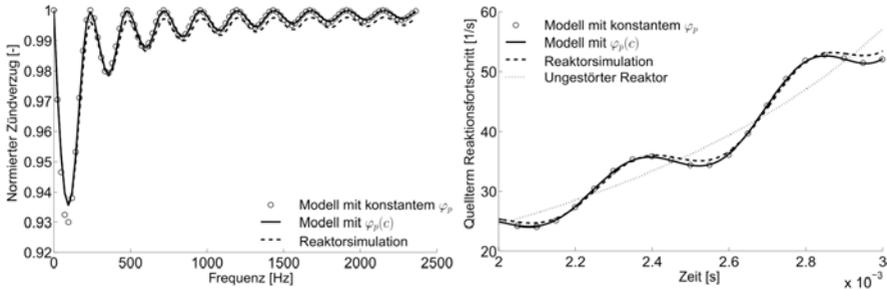
Das Antwortverhalten von homogenen Brennstoff-Oxidator-Gemischen auf variierende Drucksignale kann mittels dieser Sensitivität modelliert werden. Hierfür wurde eine analytische Beschreibung für die zeitliche Entwicklung des Reaktionsfortschritts aufgestellt. Der erhaltene Ausdruck erweist sich als eine Differentialgleichung mit trennbaren Variablen und ist somit allgemein lösbar. Dieses Verfahren erlaubt die einfache Berechnung des Zündverzuges  $\tau'$  eines Reaktors, der kleinen Druckfluktuationen  $p'(t)$  um den Referenzdruck  $\bar{p}$  unterworfen wird:

$$\tau' = - \int_0^{\bar{p}} \varphi_p \frac{p'}{\bar{p}} dt \quad 2$$

In ähnlicher Weise können auch instantane Fluktuationen des Reaktionsquellterms im Vergleich zum ungestörten Reaktor berechnet werden mit dem Ergebnis

$$\dot{\omega}'_c = \bar{\omega}_c(t) \varphi_p \frac{p'}{\bar{p}} + \int_0^t \varphi_p \frac{p'(t^*)}{\bar{p}} dt^* \frac{d\bar{\omega}_c(t)}{dt} \quad 3$$

Eine Validierung der Gleichung (2) und (3) wurde anhand von Reaktorsimulationen durchgeführt und liefert sehr zufriedenstellende Ergebnisse, wie in Abbildung 3 zu sehen ist. Dabei zeigt sich auch, dass die Annahme einer konstanten Sensitivität zu keinen nennenswerten Abweichungen führt.



**Abbildung 3: Modellvalidierung für Schwankungen des Zündverzuges und der Reaktionsrate**

Der entwickelte Ansatz wurde auf durchströmte Rohrreaktoren angewandt, die als einfachste Beschreibung der zeitlichen Abläufe in einer sequentiellen Brennkammer betrachtet werden können. Während das im Zwischenbericht beschriebene Modell lediglich Verschiebungen des Zündverzuges betrachtete, wurde der Ansatz weiterentwickelt, sodass auch der Einfluss von Druckschwankungen während der Wärmefreisetzungsphase berücksichtigt werden können.

Daraus lassen sich Flammentransferfunktionen ableiten, die beispielsweise für den Fall longitudinaler Moden, bei geringen Machzahlen und einem einer Normalverteilung (mit Varianz  $\sigma$ ) folgenden Reaktionsrate wie folgt formuliert ist:

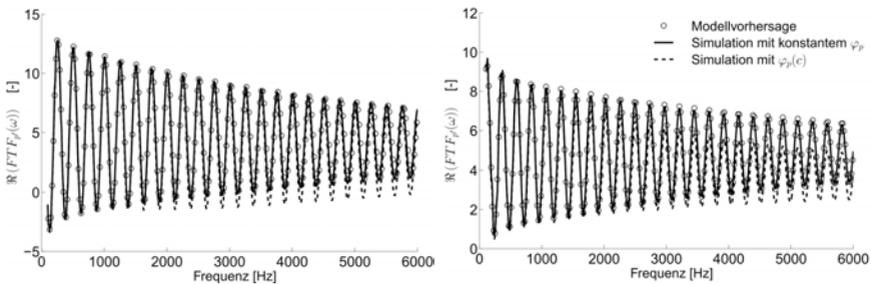
$$\frac{Q'}{Q} = \left[ \frac{u'(x_i)}{\bar{u}} - \left( \varphi_p - \frac{1}{\gamma} \right) \frac{p'(x_i)}{\bar{p}} \right] \exp \left( -i\omega\bar{\tau} - \frac{\omega^2\sigma^2}{2} \right) + \varphi_p \frac{p'(x_f)}{\bar{p}}. \quad 4$$

Die Koordinaten  $x_i$  und  $x_f$  bezeichnen die Positionen der Eindüsung respektive der mittleren Flammenposition. Es zeigt sich hierbei, dass die Drucksensitivität zur Erzeugung akustischer Energie durch die Flamme führen kann, da der zweite Term auf der rechten Seite von Gleichung (4) stark zu einem positiven Rayleigh-Index beisteuert. Dieser wird durch das über die Periode gemittelte Produkt von Druck- und Wärmefreisetzungsschwankungen an der Flamme definiert ( $RI = \int_0^T p'Q'dt$ ), und ist proportional zum thermoakustischen Energiequellterm.

Das entwickelte Modell ist allgemein formuliert und benötigt nicht die im Zusammenhang mit Gleichung (4) genannten Annahmen. Die für den allgemeinen Fall erhaltenen analytischen Ausdrücke können sehr flexibel eingesetzt werden. Sie benötigen lediglich Werte für die Drucksensitivität, sowie für den isobaren Zündverlauf, die mit nur zwei Reaktorsimulationen bestimmt werden können. Eine Verifizierung der Ausdrücke konnte mittels einer vereinfachten Simulation eines Rohrreaktors durchgeführt werden und ist für sowohl für eine longitudinale als auch eine transversale Anregung in Abbildung 4 dargestellt. Das Modell kann somit für unterschiedliche Formen der Anregung verwendet werden, darüber hinaus erlaubt es nun auch die Berücksichtigung nicht-linearen Verhaltens, wie im Rah-

men der Zwischenbegutachtung angeregt. Das Modell ermöglicht eine korrekte Vorhersage der Flammenantwort bei höheren Moden, und ist in der Lage, Effekte nicht-linearer Sättigung und Modenkopplung zu berücksichtigen.

Eine detaillierte Beschreibung der Simulationen und des Modells ist in einem Artikel [3] gegeben, der bei einer Fachzeitschrift zur Veröffentlichung eingereicht wurde. Zusätzlich entstanden zwei Konferenzbeiträge [4,5].



**Abbildung 4: Modellvalidierung für Flammentransferfunktionen bei longitudinaler (links) und transversaler Anregung (rechts).**

## 5.2 Grobstruktursimulation eines perfekt vorgemischten Brenners

Die Untersuchungen zur Drucksensitivität erlauben die Überprüfung der Hypothese 1 für eine stark vereinfachte Geometrie. Für die Untersuchung realitätsnaher Geometrien wurde auf die Grobstruktursimulation (LES) zurückgegriffen, mit der auch komplexe Strömungseffekte, insb. die periodische Wirbelablösung, untersucht werden können.

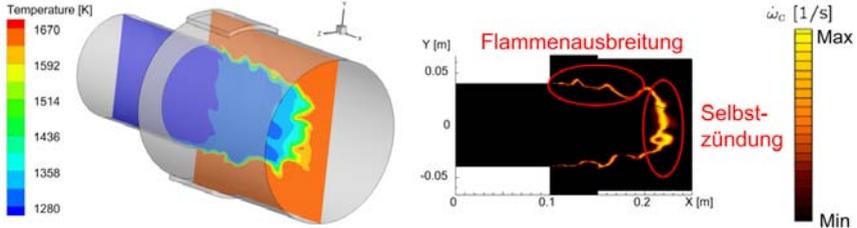
### 5.2.1 Beschreibung des Testfalls

Um Einflüsse der Mischungseffekte zunächst auszuschließen, wurde als erster Testfall ein perfekt vorgemischter Brenner untersucht. Dieser besteht aus zwei zylindrischen Rohren, die über einen Flächensprung miteinander verbunden sind, wie in Abbildung 5 zu sehen. Am Einlass wird ein homogenes Gemisch von Brennstoff und mageren Verbrennungsprodukten bei Temperaturen von rund 1000°C eingedüst. Die hohen Temperaturen führen zu einer Selbstzündung des Gemischs im Bereich der Brennkammerachse. Die Position der Selbstzündzone korreliert dabei sehr genau mit der Zündverzugszeit des Gemischs. Zwischen dem in die Brennkammer eintretenden Freistrah und den Rückströmungen in den Ecken bildet sich eine turbulente Scherschicht aus, in der ebenfalls intensive Reaktion stattfindet. Die Stabilisierung in diesem Bereich erfolgt durch Flammenausbreitung, ähnlich wie in einer üblichen Vormischflamme, in der die Reaktion mittels diffusiven Austauschs zwischen verbranntem und unverbranntem Gemisch aufrechterhalten wird.

Die Turbulenz-Chemie-Interaktion unterhalb der Filterebene wird mittels eines Eulerschen pdf-Ansatzes („Stochastic fields“) modelliert, der Rechenaufwand wurde mittels Verwendung einer Reaktionsfortschrittsvariablen und tabellierter Chemie optimiert, so dass auch technische Verbrennungsprozesse mit dieser Methode simuliert werden können. Die Modellentwicklung wurde hauptsächlich im Rahmen zweier Partnerprojekte außerhalb von KW21 entwickelt, wenngleich wichtige Beiträge auch durch das hier beschriebene KW21-

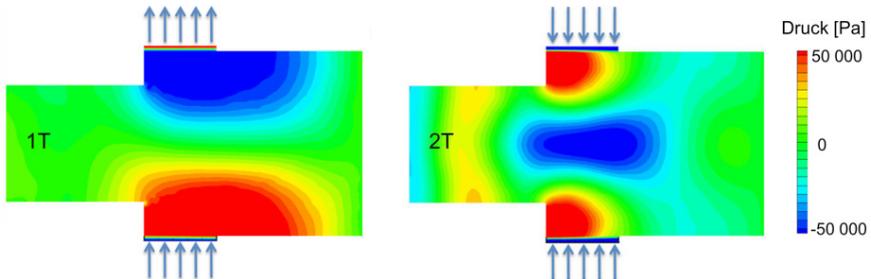
## Hochfrequente Instabilitäten der Verbrennung mit Selbstzündung

Projekt erbracht wurden, insbesondere im Hinblick auf die Anwendung für kompressible Simulationen. Eine Validierung der Methode wurde für unterschiedliche Kraftstoffe anhand akademischer Testfälle vollzogen und ist in [12-14] beschrieben.



**Abbildung 5: Aufbau des perfekt gemischten Testfalls und Lokalisierung der verschiedenen Verbrennungsregimes**

Nach Erreichen einer stabilen Lösung wurde eine künstliche akustische Anregung eingebracht, mittels Impulsquelltermen in porösen Zonen, die in Abbildung 1 oben und unten am Flammrohr zu erkennen sind. Es wurden zwei unterschiedliche Moden angeregt, die bei 3838 Hz und bei 7450 Hz. Die dazugehörigen Druckkonturen sind in Abbildung 6 zu sehen, und lassen erkennen, dass es sich bei der ersten um die fundamentale transversale Mode (1T) handelt, während die höherfrequente Anregung zu einer 2T-Mode mit zusätzlichen longitudinalen Anteilen führt.



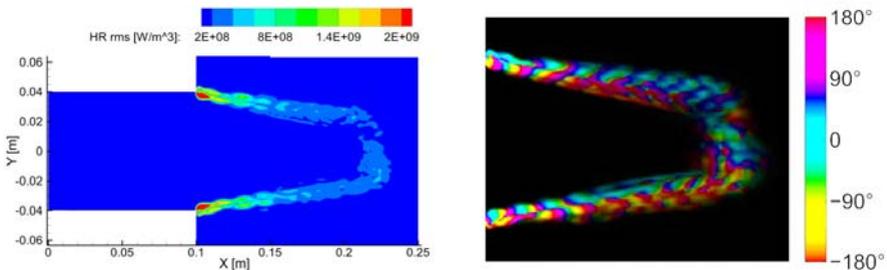
**Abbildung 6: Angeregte Modenkonturen und Richtung der aufgebrachten Impulsquellterme**

Die Wahl einer monofrequenten Anregung hat sich im Laufe des Projektes als sehr günstig erwiesen, da somit die Phänomenologie einer transversalen Instabilität in solchen Brennkammern sehr detailliert untersucht werden konnte. Hierfür wurde eine Reihe von neuartigen Postprocessing-Methoden entwickelt, die allesamt auf einer Frequenzfilterung basieren und die es erlauben, die Vorgänge sowohl qualitativ als auch quantitativ zu charakterisieren.

### 5.2.2 Ergebnisse bei akustischer Anregung (ohne Drucksensitivität)

Eine grundlegende Beschreibung des Flammenverhaltens kann mittels Verteilungen der Wärmefreisetzungsschwankungen vollzogen werden. Hierfür wurden für die in Abbildung 5 gezeigte Mittelebene, an jedem Gitterpunkt, die Zeitreihen relevanter Strömungsgrößen

um die Anregungsfrequenz gefiltert. Die Verteilung der zugehörigen rms-Werte der Wärmefreisetzung sind auf der linken Seite von Abbildung 7 zu sehen. Es zeigt sich, dass nennenswerte Schwankungen der Reaktionsrate vor allem im Bereich der Scherschichten auftreten, während die Selbstzündungszone sich weitgehend unbehellig zeigt. Hierbei gilt es jedoch zu betonen, dass die Drucksensitivität der Kinetik in diesen Simulationen bewusst nicht berücksichtigt wurde, um einen klareren Blick auf die die fluiddynamischen Vorgänge in der Brennkammer zu erhalten.



**Abbildung 7: Verteilungen der Amplitude (links) und Phase (rechts) der Wärmefreisetzungsrates bei 1T-Anregung des perfekt gemischten Testfalls ohne Drucksensitivität**

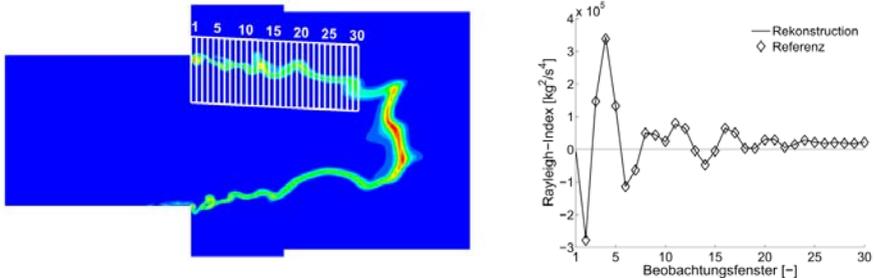
Neben den Schwankungsamplituden können auch Phasenverteilungen der Fluktuationen berechnet werden. Diese sind ebenfalls für den Fall der 1T-Anregung in Abbildung 7 gezeigt, wobei die Helligkeit proportional zur Amplitude ist, sodass nur Bereiche mit relevanten Schwankungsanteilen gezeigt werden. Bei Betrachtung einer einzelnen Scherschicht zeigen sich zwei charakteristische Muster: 1. Eine sich stetig verändernde Phase v.a. im Bereich des Flächensprungs, gekennzeichnet durch ein Regenbogenmuster, das eine periodische Flammenfaltung beschreibt, die aufgrund kohärenter Wirbel am Flächensprung entsteht und konvektiv stromab transportiert wird; 2. innerhalb einer Scherschicht treten zwei parallele Streifen mit nahezu konstanter, entgegengesetzter Phase auf ( $0^\circ$  und  $180^\circ$ ), die eine periodische Verschiebung der Flamme in transversaler Richtung ausdrücken. Die Analyse der 2T-Anregung ergab ein ähnliches Bild, ebenso Rechnungen mit einer veränderten Anzahl an stochastischen Feldern, sowie feineren Rechengittern. Eine detaillierte Beschreibung der Methodik sowie der Ergebnisse ist in [1] gegeben.

Die beobachtete Überlagerung dieser beiden Effekte wurde mittels eines Abgleichs mit den experimentellen Daten aus dem Projekt BY16GV bestätigt, wenngleich aus Mangel an Alternativen unterschiedliche Brenner miteinander verglichen mussten. In beiden Fällen zeigte sich jedoch die beschriebene Überlagerung der beiden Effekte.

Die Frequenzanalyse der Simulationen erlaubt zudem die Berechnung lokaler Rayleigh-Index Verteilungen ( $ri = \int_0^T p'q' dt$ ). Damit wird der Nicht-Kompaktheit Rechnung getragen, die für die Untersuchung von transversalen Instabilitäten sehr relevant ist. Während eine Analyse des Rayleigh-Indizes auf Gitterpunktebene nur eine bedingte Aussagekraft besitzt, wurde die lokalen Größen auf einer mittleren Skala in Beobachtungsfenster zusammengefasst (s. Abbildung 8). Dies ermöglicht eine quantitative Analyse des Rayleigh-Indizes entlang der Scherschicht. Der entsprechende Verlauf in Gestalt der Referenzkurve ist in Abbildung 8 zu sehen.

Die in derselben Abbildung gezeigte rekonstruierte Kurve ist das Ergebnis einer weitergehenden Analyse der Simulationsdaten, die auf einer im Rahmen des BY16GV-Projektes entwickelten Modellbeschreibung [16] für den Einfluss der beobachteten transversalen Verschiebung fußt. Das Modell erlaubt die Berechnung eines Beitrags zum Rayleigh-Index aufgrund dieser Verschiebung. In Zusammenarbeit wurde dieses Modell erweitert [8], um weitere Beiträge zum Rayleigh-Index mit zu berücksichtigen. Dies führte zu einer Aufteilung des Rayleigh-Index in folgende Anteile:

1. Transversale Verschiebung aufgrund akustischer Schnelleschwankungen
2. Transversale Verschiebung aufgrund Flammenfaltung
3. Variation der volumetrischen Reaktionsrate aufgrund von Dichteschwankungen
4. Sonstige Schwankungen der Reaktionsrate, v.a. durch Flammenfaltung.



**Abbildung 8: Verteilung der Beobachtungsfenster (links) und Verläufe des Rayleigh-Index über die Scherschicht bei 1T-Anregung des perfekt gemischten Testfalls**

Durch ein gezieltes Postprocessing konnten alle Einzelbeiträge für den perfekt vorge-mischten Fall quantifiziert werden. Die Summe der Einzelbeiträge zeigt die Rekonstruk-tionskurve in Abbildung 8, die sehr gut mit der Referenzkurve übereinstimmt und somit die vollzogene Aufteilung bestätigt. Dadurch kann erstmals die Relevanz einzelner Beiträge, sowohl auf mittlerer als auf globaler Skala verglichen werden. Für den Fall der 1T-Anregung erweisen sich die variable Dichte und die akustische Verschiebung als insgesamt maßgebliche treibende Effekte, da sie durchgehend zu positiven Werten führen. Die Än-derung der Flammenoberfläche aufgrund der Wirbelablösung führt zu den in Abbildung 8 sichtbaren stark alternierenden Werten nahe dem Flächensprung. Über die gesamte Scherschicht gemittelt, heben sich diese Werte jedoch größtenteils gegenseitig auf. Diese Einordnung der Effekte gilt jedoch nur für den spezifischen Fall der 1T-Anregung, da bei der 2T-Anregung die Flächenänderung über die gesamte Flamme einen weitaus höheren Einfluss hat. Eine weitergehende Diskussion wird in Abschnitt 5.4 geführt.

### 5.2.3 Ergebnisse bei akustischer Anregung (mit Drucksensitivität)

Die über weite Mischungs- und Reaktionsfortschrittsbereiche konstante Drucksensitivität ermöglicht eine sehr einfache und flexible Berücksichtigung dieses Effekts in CFD-Simulationen. Der tabellierte Quellterm für den Reaktionsfortschritt muss dabei lediglich mit dem Faktor  $(1 + \varphi_{p,p})$  multipliziert werden, um den Einfluss der lokalen Druckschwankungen zu berücksichtigen. Dabei gilt es jedoch auf eine ausreichende Anregungsamplitude zu achten, sodass Druckschwankungen hauptsächlich akustischer Natur sind, und als näherungsweise isentrop betrachtet werden können.

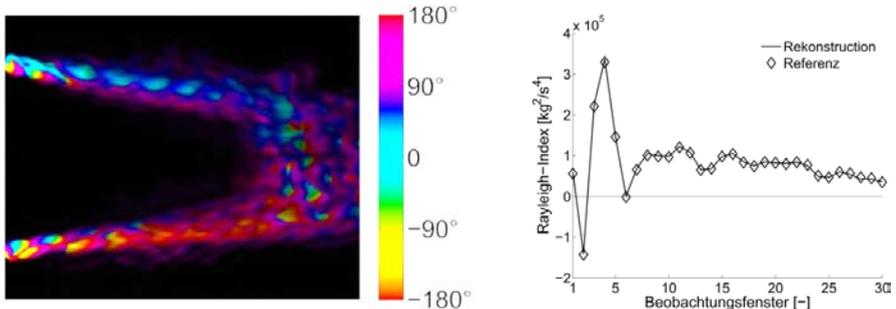


Abbildung 9: Verteilung der Phase der Wärmefreisetzungsrate (links) und Verlauf des Rayleigh-Index bei 1T-Anregung des perfekt gemischten Testfalls mit Drucksensitivität

Simulationen mit einer Drucksensitivität von 5 wurden sowohl für die 1T als auch für die 2T-Anregung durchgeführt. In beiden Fällen zeigte sich ein starker Einfluss der Sensitivität. Dies lässt sich bereits in der Phasenverteilung erkennen, bei der die Scherschichten und die Selbstzündzone in jeder Hälfte eine deutlich monotonere Farbgebung aufweisen, mit Phasenwerten von 0 bis 90° in der oberen Scherschicht respektive -180 bis -90° in der unteren. Die Phase wird immer relativ zum Druck in der oberen Hälfte angegeben. Die Drucksensitivität führt somit allgemein dazu, dass die Wärmefreisetzungs-schwankungen stärker in Phase mit den lokalen Druckschwankungen sind.

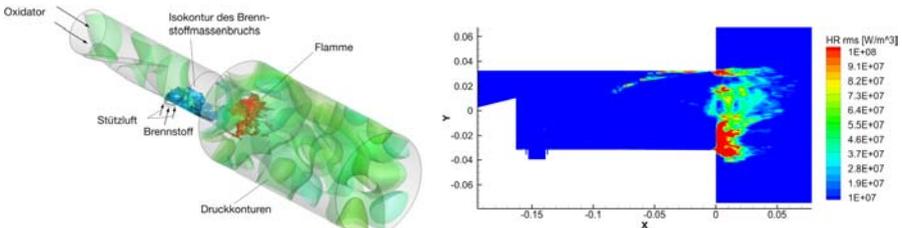
Dies führt schließlich auch zu einem höheren Rayleigh-Index, wie ebenfalls in Abbildung 9 zu sehen, da die Kurve durch die Drucksensitivität über die gesamte Scherschicht nach oben verschoben wird. Ähnliches lässt sich auch für die 2T-Anregung beobachten, mit dem Unterschied, dass bei Berücksichtigung der Drucksensitivität eine sehr starke Antwort der Selbstzündzone auftritt, aufgrund der hohen Druckamplituden in diesem Bereich.

## 5.3 Grobstruktursimulation eines technisch vorgemischten Brenners

Als weitere Annäherung an industrielle, sequentielle Brennkammern wurde eine Variante des im Rahmen des Projekts BY16GV entwickelten und untersuchten sequentiellen Brenners simuliert. Die untersuchte Variante entspricht einer früheren Entwicklungsstufe des experimentellen Aufbaus, die inzwischen aber wieder verworfen wurde. Aufgrund des sehr hohen Rechenaufwandes konnte diese Anpassung in der Simulation nicht mehr berücksichtigt werden, zumal zum Abgabetermin des Berichtes noch keine ausreichend detail-

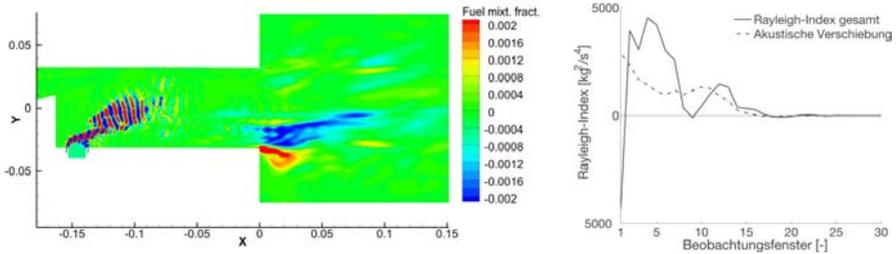
lierten Versuchsdaten verfügbar waren, um eine tiefgehende Validierung mit experimentellen Daten durchzuführen. Es wurde daher in Absprache mit dem Industriepartner entschieden, die erwähnte Variante zu untersuchen, da für diese Geometrie und Betriebsbedingungen eine ausreichend stabilisierte Lösung verfügbar war.

Ein wichtiger Unterschied zum perfekt vorgemischtem Brenner betrifft die akustische Anregung. Im gegenwärtigen Fall bedurfte es keiner zusätzlichen Anregung, da bereits im Laufe der Initialisierung der Rechnung Schwingungen der 1T-Mode bei 3000 Hz mit ausreichenden hohen Amplituden aufgetreten sind. Diese konnten mithilfe der erwähnten Post-processing-Methoden ähnlich zum vorherigen Testfall untersucht werden. Im Gegensatz zum perfekt vorgemischtem Testfall erweist sich die Interpretation der Ergebnisse als ungleich schwieriger. Bereits die Verteilung der Amplituden der Wärmefreisetzungsschwankungen in Abbildung 10 lässt ein komplexeres Flammenbild erkennen. Zunächst ergibt sich aufgrund der Quereindüsung eine erhöhte Brennstoffkonzentration in der unteren Hälfte. Des Weiteren ist die Selbstzündungszone aufgrund der inhomogenen Gemischverteilung sehr unregelmäßig. Eine Interpretation der Phasenbilder ist dadurch kaum möglich. Die Betrachtung gefilterter Zeitreihen lässt jedoch darauf schließen, dass auch hier eine merkliche transversale Verschiebung aufgrund der akustischen Schnelle stattfindet.



**Abbildung 10: Aufbau des technisch vorgemischten Testfalls, sowie Verteilung der Amplitude der Wärmefreisetzungsschwankungen, gefiltert um die Frequenz der 1T-Mode**

Anhand dieses Testfalls konnten nun auch mögliche Beeinflussungen der Kraftstoffeindüsung untersucht werden. Abbildung 11 zeigt eine instantane, frequenzgefilterte Verteilung des Brennstoffmischerbruchs. Trotz der hauptsächlich in der Brennkammer gelegenen Transversalmode ergeben sich akustische Schwankungen im Brenner, die zu konvektiv transportierten, periodischen Mischungsschwankungen stromab der Eindüsung führen. Diese werden jedoch noch vor Erreichen der Brennkammer geglättet, sodass sich keine Beeinflussung der Wärmefreisetzung ergibt. Die Mischungsschwankungen in der Brennkammer ergeben sich aus dem Zusammenspiel der akustischen Verschiebung und dem transversalen Gradienten in der mittleren Gemischverteilung.



**Abbildung 11: Instantane Verteilung der gefilterten Schwankungen des Brennstoffmassenbruchs (links), Verläufe des Rayleigh-Index und des akustischen Verschiebungsanteils entlang der Brennerachse (rechts)**

Die Durchführung einer Rayleigh-Analyse deutet eindeutig darauf hin, dass die akustische Verschiebung für den hier gezeigten Fall ohne Drucksensitivität den maßgeblichen Einfluss auf den thermoakustischen Quellterm darstellt. Aufgrund der Asymmetrie wurden hier größere Beobachtungsfenster in transversaler Richtung gewählt, um den Verlauf entlang der Brennerachse zu beschreiben. Der Rayleigh-Index wird nach wie vor lokal für jeden Gitterpunkt bestimmt, so dass die Nicht-Kompaktheit der Flamme mit berücksichtigt wird. Im Gegensatz zum ersten Testfall kann keine Quantifizierung jedes einzelnen Beitrags zum Rayleigh-Index durchgeführt werden. Vergleicht man jedoch den Beitrag der akustischen Verschiebung mit dem Gesamtwert, so zeigt sich die hohe Relevanz dieses Effekts. Rechnungen mit Drucksensitivität zeigen auch für den diesen Testfall einen nennenswerten zusätzlichen Beitrag zur Flammendynamik, der jedoch im Vergleich zum perfekt vorgemischten Brenner verhältnismäßig gering ist.

## 5.4 Zusammenfassung und Modellierungsansätze

Abschließend kann man festhalten, dass sich die Aufteilung des Gesamtproblems in einzelne Fragestellungen als sehr vorteilhaft erwiesen hat. So konnte ein detailliertes Verständnis für die einzelnen Effekte gewonnen werden, und anhand des perfekt vorgemischten Testfalls nachgewiesen werden, dass der gesamte thermoakustische Quellterm aus den Einzelbeiträgen rekonstruiert werden kann. Die dabei entwickelten Auswertungsmethoden erlauben eine quantitative Bewertung der Wichtigkeit einzelner Effekte für den jeweiligen Fall. Dies führt auch zu einer der hauptsächlichen Schlussfolgerungen aus diesem Projekt, nämlich dass sich je nach Fall ein unterschiedlicher Wechselwirkungsmechanismus als maßgeblich erweisen kann.

Zusätzlich kann eine Klassifizierung der betrachteten Effekte eingeführt werden, die für die Entwicklung zukünftiger Brenner hilfreich sein kann. Dabei lassen sich folgende Arten der Wechselwirkungsmechanismen unterscheiden:

- inhärente Effekte, die ungeachtet der Konfiguration zu einem zumeist positiven thermoakustischen Quellterm beitragen: akustische Verschiebung, Dichteschwankungen, Drucksensitivität.

- konfigurationsabhängige Effekte, die stark von der Geometrie und den Betriebsbedingungen abhängen: wirbelbedingte Verschiebung, Variation der Flammenoberfläche, Mischungseinflüsse.

Für die erstgenannten Effekte konnten im Rahmen dieses Projekts entsprechende Flammtransferfunktionen zur Verfügung gestellt werden, die in Zukunft für Stabilitätsvorhersagen verwendet werden können. In der Praxis ergeben sich nur beschränkte Möglichkeiten, diese Effekte mittels Designmaßnahmen zu beeinflussen. Primär geschieht dies durch die Festlegung der relativen Lage der Flamme zur akustischen Mode.

Für die konfigurationsabhängigen Effekte kann keine allgemeine Beschreibung der Kopplung gegeben werden. Im Designprozess ergeben sich hier jedoch das größte Potenzial für eine Beeinflussung des Stabilitätsverhaltens, da gerade durch Variation der Flammenoberfläche sehr hohe lokale Werte des Rayleigh-Index auftreten können und vom Design beeinflusst werden können.

### 5.5 Ausblick für zukünftige Untersuchungen

Die im Rahmen des Projekts BY13GV gewonnenen Erkenntnisse zeigen mehrere interessante Pfade für zukünftige Untersuchungen auf. Aus einer weitergehenden Untersuchung des technisch vorgemischten Testfalls ließen sich in Koordination mit experimentellen Arbeiten interessante Schlussfolgerungen ziehen, wenn eine systematische Analyse der Wechselwirkungsmechanismen durchgeführt würde. Hierzu bedürfte es zunächst einer detaillierten Validierung der Simulationsmethoden mit experimentellen Daten, die im Rahmen dieses Projekts nicht durchgeführt werden konnte. Im Anschluss könnte untersucht werden, wie sich Änderungen der Betriebsparameter auf Flammenform und Antwortverhalten auswirken.

Darüber hinaus könnte die lineare Systemidentifikation dazu verwendet werden, um die konfigurationsabhängigen Effekte besser zu verstehen und mögliche Designmaßnahmen zu identifizieren, die eine dämpfende Wirkung erzeugen können.

Im Hinblick auf die Stabilitätsvorhersage wäre es von Interesse, anhand numerischer Simulationen akustische Dämpfungsraten bestimmen zu können. Dadurch könnte für die untersuchten Testfälle eine vollständige akustische Energiebilanz aufgestellt werden, die Rückschlüsse auf die tatsächliche Stabilität zuließe.

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Das Projekt BY13GV wird rechtzeitig zum Projektende im Dezember 2012 abgeschlossen. Das Hauptziel, nämlich die Erarbeitung eines detaillierteren Verständnisses von hochfrequenten Instabilitäten in Selbstzündflammen, wurde erreicht. Einzelne Beiträge zum thermoakustischen Quellterm wurden identifiziert sowie anhand von Grobstruktursimulationen quantifiziert. Für einzelne Effekte konnten des Weiteren mittels analytischer Modelle frequenzabhängige Flammtransferfunktionen formuliert werden.

Gegenüber dem Projektantrag ergaben sich vor allem Abweichungen im Hinblick auf die eingesetzten Simulationsmethoden. Ursprünglich sollten bevorzugt Methoden verwendet werden, die für die Analyse niederfrequenter Instabilitäten entwickelt wurden (lineare SI

und CNN-Methode). Es stellte sich dabei heraus, dass diese Ansätze nur bedingt für die hier vollzogene grundlegende Analyse von hochfrequenten Instabilitäten geeignet sind. Die gezielte Anregung bestimmter Moden liefert weitaus besser verwertbare Informationen bezüglich der phänomenologischen und quantitativen Charakterisierung der Flammendynamik. Somit wurden im Rahmen dieses Projekts zusätzliche Analysetools für die Untersuchung thermoakustischer Instabilitäten bereitgestellt.

Wie bereits im Ausblick erwähnt, könnte aber insbesondere die lineare Systemidentifikation für weitergehende Untersuchungen von Nutzen sein. Dabei geht es jedoch weniger um das grundlegende Verständnis für die physikalischen Vorgänge, sondern mehr um die Beurteilung möglicher Designmaßnahmen zur Vermeidung von Instabilitäten. Dies geht jedoch über den Rahmen des im Rahmen von KW21 durchgeführten Projekts BY13GV hinaus.

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

- [1] Zellhuber, M.; Meraner, C.; Kulkarni, R.; Schuermans, B.; Polifke, W.: Large Eddy Simulation of Flame Response to Transverse Acoustic Excitation in a Model Reheat Combustor. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* (2013), Vol. 135(9), 091508, S. 1-9.
- [2] Kulkarni, R.; Zellhuber, M.; Polifke, W.: LES Based Investigation of Autoignition in Turbulent Co-Flow Configurations. *Combustion Theory and Modelling* (2013), Vol. 17(2), S. 224-259.
- [3] Zellhuber, M.; Schuermans, B.; Polifke, W.: Impact of Acoustic Pressure on Auto-ignition and Heat Release. Angenommen bei *Combustion Theory and Modelling* (2013).

#### 7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen

- [4] Zellhuber, M.; Bellucci, V.; Schuermans, B.; Polifke, W.: Numerical Investigation of the Impact of Acoustic Pressure Waves on Auto-Ignition Flame Dynamics. *European Combustion Meeting* (2011)
- [5] Zellhuber, M.; Tay Wo Chong, L.; Polifke, W.: Non-Linear Flame Response at Small Perturbation Amplitudes - Consequences for Analysis of Thermoacoustic Instabilities. *European Combustion Meeting* (2011)
- [6] Kulkarni, R.; Zellhuber, M.; Polifke, W.: LES-based investigation of auto-ignition in turbulent co-flow burner configurations. *European Combustion Meeting* (2011)
- [7] Zellhuber, M.; Kulkarni, R.; Polifke, W.: Large Eddy Simulation of High Frequency Flame Dynamics in Perfectly and Technically Premixed Combustors with Elevated Inlet Temperatures. *Ercofac Workshop on Direct and Large-Eddy Simulation 9, DLES-9* (2013).

## 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte

- [8] Zellhuber, M.; Schwing, J.; Schuermans, B.; Polifke, W.; Sattelmayer, T.: Experimental and Numerical Investigation of Thermoacoustic Sources Related to High-Frequency Instabilities. Angenommen bei International Journal of Spray and Combustion Dynamics (2013).

## 7.3 Weitere Publikationen

- [9] Ni, A.; Polifke, W.; Joos, F.: Ignition delay time modulation as a contribution to thermoacoustic instability in sequential combustion. Proceedings of ASME Turbo Expo (2000), 2000-GT-0103.
- [10] Staffebach, G.; Gicquel, L.; Boudier, G.; Poinso, T.: Large Eddy Simulation of self excited azimuthal modes in annular combustors. Proceedings of the Combustion Institute (2009), Vol. 32, S. 2909-2916.
- [11] Huang, Y.; Sung, H.-G.; Hsieh, S.-Y. & Yang, V.: Large-Eddy Simulation of Combustion Dynamics of Lean-Premixed Swirl-Stabilized Combustor. Journal of Propulsion and Power (2003), Vol. 19, S. 782-794.
- [12] Kulkarni, R.; Polifke, W. Large Eddy Simulation of auto-ignition in a turbulent hydrogen jet flame using a progress variable approach, Journal of Combustion, (2012) Article ID 780370, S. 1-11.
- [13] Kulkarni, R.; Polifke, W. Large Eddy Simulation of auto-ignition using progress variable approach. The 8th Euromech Fluid Mechanics Conference EFMC-8, Bad Reichenhall (2010), No. 568
- [14] Kulkarni, R. & Polifke, W. LES of Delft-Jet-In-Hot-Coflow (DJHC) with tabulated chemistry and stochastic fields combustion model. Fuel Processing Technology (2012) <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuproc.2012.06.015>, in press.
- [15] Petersen, E. L.; Kalitan, D. M.; Simmons, S.; Bourque, G.; Curran, H. J.; Simmie, J. M. Methane/propane oxidation at high pressures: Experimental and detailed chemical kinetic modelling. Proceedings of the Combustion Institute (2007), Vol. 31, S. 447-454
- [16] Schwing, J.; Grimm, F.; Sattelmayer, T.: A model for the thermo-acoustic feedback of transverse acoustic modes and periodic oscillations in flame position in cylindrical flame tubes. Proceedings of ASME Turbo Expo (2012), GT2012-68775

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Im Rahmen dieses Projektes sind keine Patentanmeldungen entstanden.

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

- |              |   |
|--------------|---|
| C. Meraner   | Durchführung numerischer Rechnungen zur Bestimmung von Sensitivitätsfaktoren der Zündkinetik (Dipl.-Ing. Maschinenbau)  |
| T. Slee      | Durchführung von CFD-Rechnungen für Selbstzündflammen zur Validierung des pdf-Ansatzes (B. Sc. an ausländischer Universität, Mitarbeit im Rahmen eines IAESTE-Auslandspraktikums) |
| J. Guillozet | Unterstützung bei der Berechnung von Flammentransferfunktionen für ideale Rohrreaktoren (Dipl.- Ing. Maschinenbau)  |

### 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

- |         |  |
|---------|--|
| M. Kolb | Anwendbarkeit eines kommerziellen Lösers für linearisierte Navier-Stokes-Gleichungen zur Untersuchung thermoakustischer Probleme (Semesterarbeit, Dipl.-Ing. Maschinenbau) |
|---------|--|

### 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

- |              |   |
|--------------|---|
| C. Meraner   | LES basierte Untersuchung des Einflusses von Wirbelablösung auf die Flammendynamik in sequentiellen Brennkammern (Diplomarbeit, Dipl.-Ing. Maschinenbau)                          |
| J. Guillozet | LES-Based Investigation of the Flame Response to Transversal Acoustic Modes in Sequential Gas Turbine Combustors (externe Diplomarbeit bei Alstom Power, Dipl.-Ing. Maschinenbau) |

### 8.4 Promotionen

- |              |   |
|--------------|---|
| M. Zellhuber | High Frequency Response of Auto-Ignition and Heat Release to Acoustic Perturbations (Abschluss geplant für September 2013, Dr.-Ing. Maschinenbau) |
|--------------|---|

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

- |               |   |
|---------------|---|
| AETHER (EU)   | Aero-acoustical and thermo-acoustical coupling in energy processes (Dec. 2006 - Nov. 2010)    |
| MYPLANET (EU) | Massively parallel computations of combustion and emission simulations (Oct 2008 - Sept 2012) |
| FlowAirs (EU) | Silent Air Flows in transport, buildings and power generation (Jan 2012 - Dec 2015)           |

TANGO (EU)	Thermo-acoustic and aero-acoustic nonlinearities in green combustors with orifice structures (Nov 2012 - Oct 2016)
FVV	CFD-basierte, niedrigdimensionale Modellierung der nichtlinearen Dynamik von Vormischflammen (Jul 2012 - Jun 2015)
DFG PO710/12	Non-normality and nonlinearity in flow / premixed flame / acoustic interactions (Feb 2011 - Jan 2014)

### **9.1 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)**

AETHER-II (EU)	Aero-acoustical and thermo-acoustical coupling in energy processes (Antrag eingereicht im Nov. 2012)
SCREECH (EU)	High Frequency High Amplitude SCREECH sound in gas turbine engine combustors (Antrag eingereicht im Nov. 2012)
DFG	LES Modellierung turbulenter Vormischflammen mittels stochastischer Felder und Fortschrittsvariable (Antragseinreichung geplant für Q1 2013)
AG Turbo	Hochfrequente Instabilitäten der Verbrennung mit Selbstzündung (Nachfolgeprojekt, in Vorbereitung)

## Arbeitskreis Brennkammern für Gasturbinen

### Projekt: BY 14GV

## Flammdynamik bei der Verbrennung von Flüssigbrennstoffen

Projektleiter:	Prof. Wolfgang Polifke, Ph.D. (CCNY) Fachgebiet für Thermodynamik Technische Universität München
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. Patrick Dems
Finanzierung:	ALSTOM Power GmbH, Mannheim  Bayerisches Staatsministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst  Bayerisches Staatsministerium für Wirtschaft, Infrastruktur, Verkehr und Technik

## 1 Ausgangssituation

Die effiziente und schadstoffarme Verbrennung von flüssigen Brennstoffen spielt in vielen industriellen Applikationen eine wichtige Rolle. Eine Darstellung aller physikalischen Effekte, angefangen vom Primär- und Sekundärzerfall sowie Partikelkoaleszenz über die Verdampfung und u.U. auch Einzel- bzw. Tropfengruppenverbrennung bis hin zu Strahlungseffekten und Interaktion mit akustischen Feldern ist eine enorm herausfordernde Aufgabe. In allen genannten Bereichen müssen noch wesentliche Fortschritte erzielt werden, um den effektiven Einsatz in der industriellen Entwicklung mit der nötigen Genauigkeit und Stabilität zu ermöglichen. Das Teilprojekt BY 14GV soll hier einen Beitrag leisten, insbesondere mit Hinblick auf die trockene Ölverbrennung mit Plain-jet Eindüsung in den Gasturbinen-Drallbrennern des Industriepartners.

### 1.1 Stand der Technik

Neben der extrem aufwändigen Vermessung eines brennenden Sprays werden zahlreiche numerische Methoden entwickelt. Zwei grundsätzlich unterschiedliche Ansätze für die Modellierung vergleichsweise dünner Sprays sind zu unterscheiden.

#### 1.1.1 Euler-Lagrange Methoden

Sogenannte Euler-Lagrange Methoden beschreiben die kontinuierliche Phase (gasförmig) als Kontinuum, während die Partikel (Brennstofftropfen oder auch feste Partikel, z.B. Kohlestaub) meist in Form von für mehrere Partikel mit gleichen Eigenschaften repräsentativen „*parcels*“ transportiert werden. Diese Methode ist intuitiv, physikalisch unmittelbar einsichtig und bereits in vielen kommerziellen CFD-Paketen verfügbar. Das Hauptproblem

ist der Rechenaufwand. Für die Grobstruktursimulation realistischer Konfigurationen müssen Abermillionen Partikel verfolgt und über Prozessorgrenzen hinweg lokalisiert werden. Heutige Rechner stellen die nötige Rechenkapazität noch nicht zur Verfügung.

### 1.1.2 Euler-Euler Methoden

Euler-Euler Methoden, transportieren üblicherweise statistische Informationen über Eigenschaften der Partikel. Die relevanteste Eigenschaft der Partikel in Hinblick auf Bewegungsdynamik oder Verdampfungsraten ist die Partikelgröße<sup>1</sup> (Tropfendurchmesser). Informationen über die Partikelgrößenverteilung können z.B. in Form von Momenten der Verteilung transportiert werden. Bekannt ist dies von pdf-Modellen der Turbulenz-Chemie Interaktion, wo oft der mittlere Mischungsbruch und dessen Varianz transportiert werden, welche zentrale Momente ersten und zweiten Grades der Mischungsbruchverteilungsfunktion darstellen. Die Momente können als kontinuierliche Skalarfelder betrachtet werden die mit denselben Methoden wie die üblichen Strömungsgrößen behandelt werden - daher „Euler-Euler“ Methoden.

Arbeiten zu unterschiedlichen physikalischen und numerischen Aspekten des Euler-Euler-Verfahrens gibt es viele, jedoch entweder nur zur monodispersen Betrachtung oder zu Momentenmethoden, die nicht die Annahme einer „klassischen“ Verteilungsfunktion zur Schließung verwenden (z.B. Quadrature Method of Moments (QMOM) [32], Direct Quadrature Method of Moments (DQMOM) [29]). Eine Angabe entsprechender Literatur würde hier den Rahmen sprengen. Direkte, umfassende Arbeiten zu Momentenmethoden mit Schließung über die Annahme einer funktionalen Form der Partikelgrößenverteilung finden sich bei [10-12,21] und in vorangegangenen Arbeiten am Lehrstuhl, wie im Folgenden beschrieben.

## 1.2 Vorarbeiten am Lehrstuhl

Ein erstes Projekt über **Blasenströmungen in Rührreaktoren** [24] nutzte sogenannte „zentrale“ Momente der Partikelgrößenverteilungsfunktion. Gleichungen für den Erwartungswert und die Varianz wurden formuliert, mit Berücksichtigung von Koaleszenz- und Zerfallsvorgängen. Alle Momente wurden lokal mit derselben Geschwindigkeit transportiert. In zwei Folgeprojekten [8,15-17] wurde das Modell unter Verwendung der „normalen“ Momente formuliert, zudem der größenabhängige Transport der Partikel in Form von Momententransportgeschwindigkeiten (MTG) eingeführt, welche sich mit der neuen Wahl des Momententyps besser umsetzen und interpretieren ließ. Das sowohl für einfache Blasen- wie auch Partikelströmungen validierte Modell diente als Grundlage für das hier beschriebene Teilprojekt BY 14GV.

### 1.2.1 Momentenmethoden

Momentenmethoden nutzen eine endliche Anzahl von Momenten  $M^{(k)}$  der betrachteten Verteilungsfunktion, um diese zu beschreiben. Dazu werden Transportgleichungen für die Momente gelöst um mit den berechneten Werten die Verteilung zu rekonstruieren. Dazu sind Annahmen nötig, entweder über Eigenschaften oder die Form der Verteilung. Da in diesem Projekt nur die Polydispersität des Sprays bezüglich des Tropfendurchmessers betrachtet wurde, beschränken sich die weiteren Ausführungen auf die Partikelgrößenverteilungsfunktion  $f(D)$  (genauer: Anzahldichtefunktion (NDF), Einheit: Partikel pro Durchmesserklasse und Einheitsvolumen).

<sup>1</sup> Hier sei explizit die klare Abgrenzung zu Methoden betont, die die Phasengrenzfläche auflösen.

Die Momente bzgl. dem Durchmesser  $D$  als interner Variable sind wie folgt definiert:

$$M^{(k)} = \int_0^{\infty} D^k f(D) dD$$

Den ersten Momenten der NDF kann eine physikalische Bedeutung zugeordnet werden:

- $M^{(0)}$ : Gesamtanzahl Partikel pro Einheitsvolumen (EV)
- $M^{(1)}$ : Summe aller Partikeldurchmesser pro EV
- $M^{(2)}$ : Gesamtoberfläche aller Partikel pro EV
- $M^{(3)}$ : Gesamtvolumen aller Partikel pro EV bzw. Volumenanteil der Partikel

Zudem lässt sich ein Zusammenhang zum Volumenanteil  $\alpha_d$  der dispersen Phase herstellen:

$$f(D) = \lim_{\Delta D \rightarrow 0} \frac{6}{\pi D^3} \alpha_d \frac{1}{\Delta D}$$

### 1.2.2 „Presumed NDF Method“

Die im folgenden Abschnitt gezeigten, für das Teilprojekt relevanten Gleichungen sind im Wesentlichen [17] entnommen, abgesehen von geringfügigen Modifikationen. Die Ausführungen stellen die Momententransport- sowie die Impuls- und Energieerhaltungsgleichungen der dispersen Phase sowie die Phasenaustauschsterme für Masse, Impuls und Energie dar. Zudem wird die Schließung der MTG und weiterer unbekannter Größen über die Annahme einer Form der NDF beschrieben.

#### 1.2.2.1 Transportgleichungen der dispersen Phase

Die Momentengleichungen können formal über die Integration der Multi-Fluid-Gleichungen hergeleitet werden (siehe [17]). Für die Momente, Impuls und Energie (sensible Enthalpie  $h_{s,d}$ ) erhält man die folgenden Erhaltungsgleichungen:

$$\rho_d \frac{\partial M^{(k)}}{\partial t} + \rho_d \nabla \cdot (M^{(k)} \mathbf{u}^{(k)}) = \Gamma_{M^{(k)}}$$

$$\begin{aligned} & \rho_d \frac{\partial (M^{(3)} \mathbf{u}^{(3)})}{\partial t} + \rho_d \nabla \cdot (M^{(3)} \mathbf{u}^{(3)} \mathbf{u}^{(3)}) \\ &= M^{(3)} \nabla p + M^{(3)} \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \rho_d M^{(3)} g + \int_0^{\infty} M_{drag} dD + \int_0^{\infty} M_{evap} dD \end{aligned}$$

$$\frac{\partial (M^{(3)} h_{s,d})}{\partial t} + \nabla \cdot (M^{(3)} \mathbf{u}^{(3)} h_{s,d} - M^{(3)} \mathfrak{D} \nabla T_d) = \Gamma_{M^{(3)}} (h_{s,d} + \Delta h_v) + 6Nu \frac{k_c}{\rho_d} M^{(1)} (T_d - T_c)$$

mit  $\mathfrak{D}$  dem Diffusionskoeffizient (Lewiszahl  $Le=1$ ),  $\Delta h_v$  der Verdampfungsenthalpie und  $Nu$  der Nusseltzahl.  $\Gamma_{M^{(3)}}$  ist die Massenaustauschrate zwischen den Phasen z.B. aufgrund von Verdampfung,  $M_{drag}$  der Impulsaustausch aufgrund der Widerstandskraft. Die Momententransportgeschwindigkeiten  $\mathbf{u}^{(k)}$  sind wie folgt definiert

$$M^{(k)}u^{(k)} = \int_0^{\infty} D^k u(D) f(D) dD$$

und werden mit Hilfe einer Interpolation zwischen der Gasphasen- und der massengewichteten Partikelgeschwindigkeit  $u^{(3)}$  basierend auf den integralen Partikelrelaxationszeiten  $\tau^{(k)}$  bestimmt [8,13,22,23]:

$$u^{(k)} \approx u_c + \frac{\tau^{(k)}}{\tau^{(3)}} (u^{(3)} - u_c) \quad \text{mit} \quad \tau^{(k)} \propto \frac{M^{(k+2)}}{M^{(k)}}$$

Somit ist es ausreichend nur eine Momentenflustransportgleichung für das dritte Moment zu lösen, welche gleich der Impulsgleichung der Partikelphase ist. Hier tritt das erste Schließungsproblem auf, da für die Gleichungen des  $k$ -ten Moments Werte des  $k + 2$ -ten Moments benötigt werden. Ebenso unbekannte Momente finden sich in den Massen-, Impuls-, und Energieaustauschtermen. Die Schließung wird im übernächsten Abschnitt erläutert.

### 1.2.2.2 Erhaltungsgleichungen der kontinuierlichen Phase

Die Erhaltungsgleichungen der kompressiblen, kontinuierlichen Phase enthalten die Quellterme der Phaseninteraktion jeweils mit umgekehrtem Vorzeichen und dem Faktor  $\pi/6$ , der durch die Formulierung der Quellterme für die Erhaltungsgleichungen des dritten Moments  $M^{(3)}$  anstatt des Volumenanteils  $\alpha_d$  entsteht. Aus Platzgründen sei auf deren Darstellung an dieser Stelle verzichtet und auf [2] verwiesen bzw. auf Kap. 5.5.1, wo sie inkl. Verbrennung dargestellt sind.

### 1.2.2.3 Schließung der Quellterme

Die Quellterme für die Widerstandskraft (Schiller-Naumann) und die Verdampfungsrate (Frossling Korrelation) lassen sich durch Integration der jeweiligen Quellterme für eine Partikelgrößenklasse herleiten. Hier wurden gegenüber der ursprünglichen Formulierung von [16] die exakteren MTG  $u^{(1)}, u^{(1.687)}$  bzw.  $u^{(k-1.5)}$  anstelle von  $u^{(3)}$  verwendet. Die Herleitung und die gemachten Vereinfachungen finden sich in [2,3].

$$\int_0^{\infty} M_{drag} dD = 18\mu_c \left[ M^{(1)}(u^{(1)} - u_c) + 0.15 \left( \frac{|u^{(1)} - u_c|}{\nu_c} \right)^{0.687} M^{(1.687)}(u^{(1.687)} - u_c) \right]$$

$$\Gamma_{M^{(k)}} = \int_0^{\infty} \Gamma(D) D^k f(D) dD =$$

$$- 2\rho_c \mathfrak{D} \ln(1 + B_M) \left( 2M^{(k-2)} + 0.552 \left( \frac{|u^{(k-1.5)} - u_c|}{\nu_c} \right)^{0.5} M^{(k-1.5)} S_C^{1/3} \right)$$

$$\int_0^{\infty} M_{evap} dD = \int_0^{\infty} \Gamma(D) u(D) D^3 f(D) dD =$$

$$- 6\rho_c \mathfrak{D} \ln(1 + B_M) \left( 2M^{(1)}u^{(1)} + 0.552 \left( \frac{|u^{(1.5)} - u_c|}{\nu_c} \right)^{0.5} u^{(1.5)} M^{(1.5)} S_C^{1/3} \right)$$

#### 1.2.2.4 Schließung über angenommene funktionale Form der Verteilungsfunktion

Die Information, die in endlich vielen (wenigen) Momenten enthalten ist, reicht bei Annahme einer funktionalen Form der Verteilung aus, um diese zu rekonstruieren. Eine für die Darstellung einer Vielzahl von typischen NDFs geeignete funktionale Form ist die Gammafunktion, welche sich in der Gammaverteilung oder Betaverteilung wiederfindet. Die Gammaverteilung kann mithilfe dreier, aufeinander folgender (konsekutiver) Momente rekonstruiert werden, die Betaverteilung mit vier. Letztere lässt einen größeren Variantenreichtum an Formen zu, so z.B. auch linksschiefe oder symmetrische Verteilungen. Dies bietet Vorteile, bereitet jedoch vor allem bei Verwendung der Momente  $M^{(0)}$ - $M^{(3)}$  als prognostische (transportierte/berechnete) Momente bei verdunstenden Partikelströmungen Probleme, da die Formulierung eines Quellterms für das nullte Moment nicht trivial ist (siehe [30]).

Sind die Parameter der Verteilung aus den bekannten Momenten bestimmt, können alle weiteren unbekanntenen Momente berechnet werden, und das Gleichungssystem ist geschlossen (Weiteres siehe Kap. 5.2).

## 2 Projektziele

Im Rahmen des Teilprojektes sollten CFD-basierte Modellierungswerkzeuge implementiert und validiert werden, die die weitere Entwicklung von emissionsarmer, verlässlicher Verbrennungstechnologie für Flüssigbrennstoffe unterstützen sollen.

Das am Lehrstuhl formulierte und mit RANS für einfache 2D Fälle validierte Momentenmodell [8,15-17] sollte im ersten Projektjahr für eine Drallbrenner ähnliche 3D Geometrie [36] validiert und in Fluent implementiert werden. Im folgenden Projektjahr sollte dann die Tropfenausbreitung und Verdampfung in akustischen Feldern untersucht werden. Von Interesse sind hierbei die daraus resultierenden Fluktuationen im Äquivalenzverhältnis und der Mischung, welche signifikante Auswirkungen auf die Verbrennung und das Gesamtverhalten des Brenners haben können. Experimentelle Vergleichsdaten stehen in [25,26] zur Verfügung.

Desweiteren sollte ein Modell der homogenen Sprayverbrennung ausgewählt und implementiert werden. Hierzu ist eine Gegenüberstellung der möglichen Verbrennungsmodelle nötig, um abzuwägen, welches Modell für die Wiedergabe von Sprayflammen geeignet ist. Darauf aufbauend war die Konzeption und Implementierung eines heterogenen Sprayverbrennungsmodells geplant, welches die Einzeltropfen- bzw. Tropfengruppenverbrennung im Euler-Euler Ansatz beschreiben kann.

Im letzten Jahr sollten die Aspekte der Flammendynamik im Vordergrund stehen. Mit Hilfe des CFD/SI Ansatzes sollte der Frequenzgang des EV Brenners mit Öl (trocken) und Plain-Jet Lanze untersucht werden.

### 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen

Die Gutachter des Zwischengutachtens verwiesen auf unklare Darstellung der Herleitung der Momententransportgleichungen für die LES Turbulenzmodellierung sowie die konkrete Festlegung der physikalischen Eigenschaften der Partikelphase. Dies kann in [3] eingesehen werden bzw. ist im Abschnitt 5.1 kurz erläutert.

Desweiteren sollte sichergestellt werden, dass die Verdampfung im gewählten Experiment zur Validierung einen maßgeblichen Effekt hat. Im ausgewählten Experiment [18,19,38] verdampfen die Tropfen vollständig. Somit ist ein maßgeblicher Einfluss gegeben.

Außerdem sollte überprüft werden inwieweit die Gammaverteilung in der Lage ist „verdampfende“ Verteilungen wiederzugeben. Es wurde für die Schließung die Betaverteilung in Erwägung gezogen, die sich offenbar besser für verdampfende Partikelströmungen eignet. Allerdings muss zusätzlich das nullte Moment transportiert werden, für welches jedoch die Herleitung eines Quellterms bzgl. der Verdampfung nicht trivial ist [30] und somit nicht berücksichtigt werden konnte. Die Simulationsergebnisse mit der Gammaverteilung zeigen gute Übereinstimmung mit dem Experiment (s. Abs.5.4.3), was die Wahl dieser funktionalen Form rechtfertigt.

Es wurde vorgeschlagen experimentelle Daten anderer KW21 Projekte zur Validierung zu verwenden. Unseres Wissens nach gibt es keine Daten anderer KW21 Teilprojekte.

## 3 Vernetzung

### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Bei Antragstellung war Zusammenarbeit mit anderen Projekten zu thermo-akustischen Fragestellungen geplant, um dort sowohl bei grundsätzlichen als auch praktischen (Implementierung/Simulation) Fragestellungen zur Flammdynamik von einem Erfahrungsaustausch zu profitieren. Aufgrund der zum Projektplan zeitlich und inhaltlich abweichenden Entwicklung des Projektfortschrittes (s. Kap.6) konnten diese Pläne nicht umgesetzt werden.

Reagierende Partikelströmungen wurden innerhalb KW21 nicht weiter untersucht, was eine Zusammenarbeit mit anderen Projekten in diesem Themenbereich nicht ermöglichte.

### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

Weitere Projekte am Lehrstuhl zu polydispersen Mehrphasenströmungen boten vielfältige Gelegenheit zur intensiveren Zusammenarbeit:

- Development of a Presumed Function Method of Moments with Application to Polydisperse Sprays [17]: Direktes Vorgängerprojekt, welches sich mit der Entwicklung und Validierung der Methode insbesondere der Herleitung der Momententransportgleichungen, des Relaxationsansatzes zur Bestimmung der MTG und der Formulierung der Verdampfungsquellterme beschäftigt hat.
- DFG-Projekt im Rahmen des SPP METSTROEM zur Beschreibung der Populationsbilanzen von Hydrometeoren in der Wolkenphysik. Aufgrund sehr ähnlicher Methodik konnte eine rege Zusammenarbeit erzielt werden.
- Projekt zur Beschreibung der Populationsbilanzen in Blasensäulen in der Verfahrenstechnik. Koaleszenz- und Breakup-Effekte sowie Wärme- und Stoffübertragungssphänomene werden basierend auf dem im Projekt BY14GV sowie vorgenannten Projekten entwickelten CFD-Code implementiert.

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Da das Teilprojekt sich im Wesentlichen mit der Implementierung und Validierung verschiedener Modelle zum Aufbau eines CFD-Codes zur Berechnung der Sprayverbrennung beschäftigt hat, wurden die drei wesentlichen Projektfortschritte – isotherme Strömung, nicht-isotherme Strömung mit Verdampfung und Verbrennung – gleichermaßen durchgeführt: zunächst die Implementierung der entsprechenden Modelle in OpenFOAM, einhergehend mit hohem zeitlichen Aufwand um stabilen Lauf des Löser zu erreichen, dann die Auswahl und Aufbau der Simulation und schließlich die Durchführung der Simulation und Aus- und Bewertung der Ergebnisse. Manche Aspekte der Stabilität traten nicht bei einfachen 1D oder 2D Konfigurationen auf, erst bei den zur Validierung vorgesehenen 3D Konfigurationen. Das iterative Verbessern des Löser anhand dieser rechenintensiven Konfigurationen stellte einen hohen, aber unumgänglichen Zeitaufwand dar.

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

In diesem Kapitel werden theoretische Ergebnisse, welche zur Erweiterung des Modells als auch der Stabilisierung des CFD-Codes erarbeitet wurden, sowie Ergebnisse der Simulationen für verschiedene Anwendungsfälle dargestellt und diskutiert. Die ersten beiden Abschnitte erörtern die Formulierung für die Grobstruktursimulation/Large Eddy Simulation (LES) und die Grundlagen zur Sicherstellung „gültiger“ Momentenkombinationen. Die drei folgenden Abschnitte zeigen Ergebnisse für einen isothermen („kalten“) Fall sowie für zwei nicht-isotherme („heiße“) Fälle, einmal mit und einmal ohne chemische Reaktion.

### 5.1 Umsetzung der LES

Um Gleichungen für Large Eddy Simulationen zu gewinnen, müssen die Ausgangsgleichungen gefiltert werden, d.h. es wird mathematisch eine Skalentrennung vorgenommen. Somit bleiben Terme, die die großen Skalen (größer der Filterweite – im einfachsten Fall die Zellgröße) beschreiben und nur Variablen enthalten, für die die Gleichungen gelöst werden, und unbekannte Terme, welche den Einfluss der physikalischen Effekte mit Längenskalen unterhalb sogenannten „sub-grid“ oder (allgemeiner) „sub-filter“-Größe berücksichtigen. Die bei Einphasensystemen etablierte Favre-Mittelung (dichte-gewichtete Mittelung) wird üblicherweise weiterhin für die kontinuierliche Phase eingesetzt. Für die disperse Phase besteht die Möglichkeit äquivalent die Anzahldichte-gewichtete Mittelung [34] einzuführen: , bzw. entsprechend eine Momenten-gewichtete Mittelung: . Dies ist weitergehend in [3] erläutert, wo die Gleichungen und die Schließung gezeigt sind, auf deren Darstellung hier aus Platzgründen verzichtet wird.

### 5.2 Grundlagen zur Korrektur „ungültiger“ Momentenkombinationen

Im Zuge der Einführung der LES Turbulenzmodellierung und damit dem Auftreten von starken zeitlichen und örtlichen Gradienten wurde das gezielte Abfangen „ungültiger“ Momentensets entscheidend für die Stabilität des Codes. „Ungültige“ Momentensets oder – kombinationen bezeichnet hier, im Falle der Gammaverteilung drei, im Falle der Betaverteilung vier, prognostische Momente die zur Rekonstruktion der Verteilungsfunktion verwendet werden sollen, jedoch bestimmte charakteristische mathematische Bedingungen nicht einhalten und somit keine Rekonstruktion zulassen.

Momentensets müssen im Allgemeinen immer die Bedingungen die durch die Hankel-Hadamard Determinanten [35,39] vorgegeben werden einhalten, damit eine Verteilung rekonstruiert werden kann. Für die Gamma und Betaverteilung relevanten Fall der Verwendung der ersten vier Momente ergeben sich:

$$\Delta_{0,1} = M^{(0)}M^{(2)} - M^{(1)^2} \geq 0$$

$$\Delta_{1,1} = M^{(1)}M^{(3)} - M^{(2)^2} \geq 0$$

Hinzu kommen im konkreten Fall der jeweils verwendeten Verteilung u.U. weitere Bedingungen. Im Rahmen des Teilprojektes wurden hierzu zunächst Gültigkeitskarten für die Gamma und Betaverteilung erstellt, welche die Bereiche gültiger Momentenkombinationen darstellen.

Abbildung 1 zeigt für die Betaverteilung die verschiedenen Bedingungen als Grenzlinie zwischen „Gültig“ und „Ungültig“. Der unter Berücksichtigung aller Bedingungen verbleibende „gültige“ Bereich für -Kombinationen bei gegebenem  $M^{(0)}$  und  $M^{(3)}$  ist als graue Fläche dargestellt (normierte Achsen). Der charakteristische Schnittpunkt kann berechnet werden zu:

$$M_{max}^{(1)} = \sqrt[3]{M^{(0)^2 M^{(3)}}} \quad M_{max}^{(2)} = \sqrt[3]{M^{(0)} M^{(3)^2}$$

Genauere Erläuterungen zur Herleitung der Bedingungen sind [3] zu entnehmen.

Nach der Ausarbeitung und Erstellung dieser Gültigkeitskarten konnte ein Algorithmus implementiert werden, der zu jedem Zeitpunkt und an jedem Punkt des Simulationsgebietes „ungültige“ Momentenkombinationen korrigiert – mit deutlich geringerem Eingriff in die Momentenwerte als der Bisherige. Mathematisch gesehen gibt es optimalere - d.h. auf Optimierungsproblemen basierende - Algorithmen (siehe z.B. [31], welcher jedoch mindestens sechs konsekutive Momente benötigt), die jedoch nicht anwendbar waren.

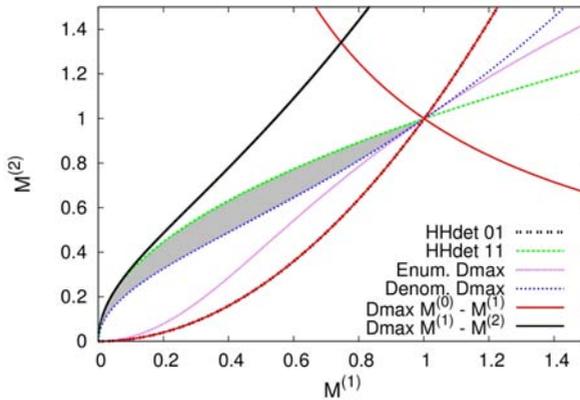


Abbildung 1: Gültigkeitskarte der Betaverteilung für gegebene  $M^{(0)}$  und  $M^{(3)}$

### 5.3 Kalte Partikelbeladene Strömungen – Validierung anhand [36]

Die gewählte experimentelle Konfiguration von Sommerfeld & Qiu [36] weist eine Drallbrennertypische Strömung bei vergleichsweise einfacher Geometrie sowie eindeutig polydisperse Strömungseffekte der Partikel auf. Letzteres ist essentiell für die Validierung des Momentenmodells.

#### 5.3.1 Experimentelle Konfiguration und Simulationssetup

Der relevante Ausschnitt des experimentellen Aufbaus ist in Abbildung 2 dargestellt. Die Abbildung zeigt bereits die numerische Umsetzung der Geometrie inklusive der momentanen sowie gemittelten numerischen Gasphasengeschwindigkeit. Die Anordnung besteht aus einem zentralen Luft-Partikel-Strahl und einem coaxialen, verdrehten Luftstrahl. Es bildet sich eine Rezirkulationszone (RZ) innerhalb der nach außen strömenden Luft des coaxialen Strahles.

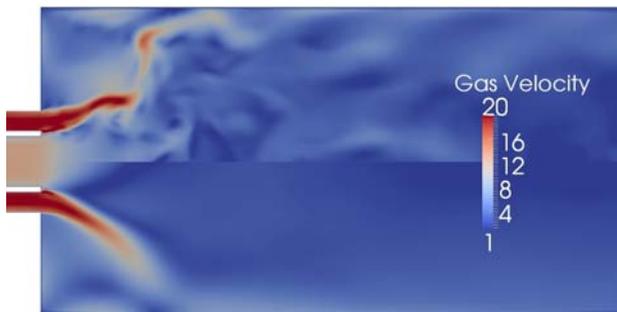
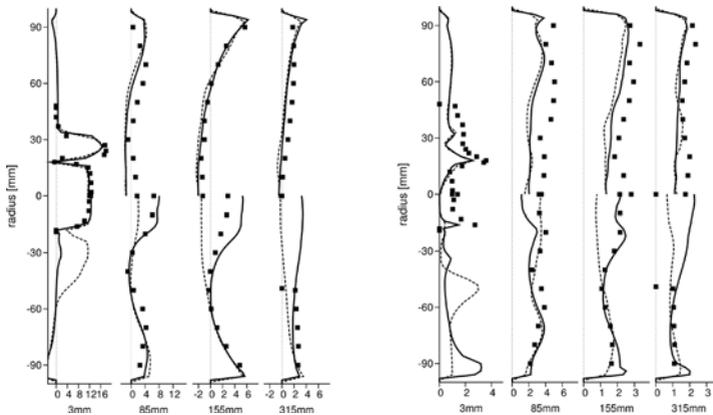


Abbildung 2: Momentane (oben) und mittlere (unten) Gasgeschwindigkeit [m/s]

Interessant an dieser Anordnung ist hierbei das Durchmesserabhängige Verhalten der Partikel im Bereich der RZ, da nur die großen - und somit genügend trägen - Tropfen den Staupunkt der Gasströmung überwinden und entgegen dieser in die RZ eindringen können. Dieser Effekt ist als stark Durchmesser abhängig einzustufen und somit sollte das Momentenmodell bessere Vorhersagen treffen können als eine vergleichbare monodisperse Simulation unter Verwendung nur eines mittleren Durchmessers zur Berechnung der Phaseninteraktions- und Impulskräfte.

#### 5.3.2 Ergebnisse und Diskussion

Die gezeigten Graphen (Abb. 3, 4), geben im oberen Bildteil die Werte der Luft, im Unteren die der Partikel an verschiedenen axialen Positionen wieder (Quadrate: Experiment, durchgezogene Linie: polydisperse Ergebnisse, gestrichelte Linie: monodisperse Ergebnisse). Generell ist eine gute Übereinstimmung festzustellen, auch das Niveau der gemittelten Fluktuationen wird differenziert zwischen Gas- und Partikelphase wiedergegeben (insb. Umfangskomponente der Geschwindigkeiten, Abb. 4). Die Vernachlässigung der Korrelationsterme der turbulenten Schwankungsgrößen der dispersen Phase scheint in einem ersten Schritt akzeptabel.



**Abbildung 3: Axiale Komponente der Gas- und Partikelgeschwindigkeit. Mittel (links) und RMS (rechts) [m/s]. Gestrichelt: monodispers, Linie: polydispers, Symbole: Experiment.**

Unterschiede zwischen den mono- und den polydispersen Ergebnissen sind im Allgemeinen gering, nur in der RZ ist erwartungsgemäß ein signifikanter Unterschied im Partikelmassenfluss festzustellen (Abb. 5). Im monodispersen Fall werden die Partikel mit mittlerem Einheitsdurchmesser zu schnell abgebremst und können nicht in die RZ eindringen, wohingegen die differenzierte Behandlung der Widerstands- und Trägheitskräfte durch das Momentenmodell dies wiederzugeben vermag. Der etwas überhöht berechnete Partikelmassenstrom des Momentenmodells kann seine Ursache in den Annahmen zur Berechnung der Widerstandskraft, in der Stokes-Partikel-Annahme des Relaxationsansatzes oder auch der einfachen Modellierung der Partikeldispersion durch Turbulenz haben.

Zusammenfassend wurden unter Berücksichtigung der Einfachheit der Modellierung zufriedenstellende Ergebnisse erzielt. Der gesamte Rechenaufwand beträgt nur etwas mehr als das Doppelte der einer Einphasensimulation.

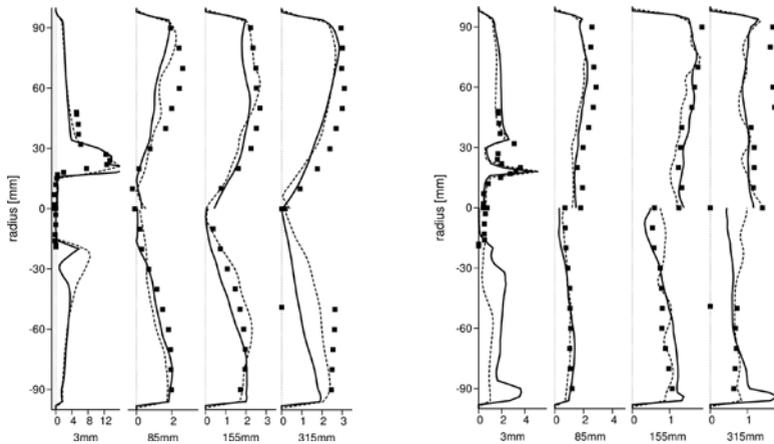


Abbildung 4: Umfangskomponente der Gas- und Partikelgeschwindigkeit. Mittel (links) und RMS (rechts) [m/s]. Gestrichelt: monodispers, Linie: polydispers, Symbole: Experiment.

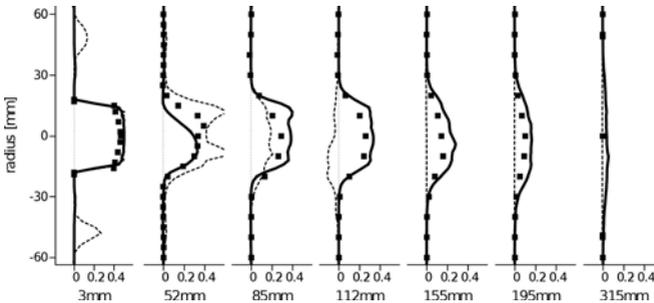


Abbildung 5: Partikelmassenfluss [kg/m<sup>2</sup>/s]. Gestrichelt: monodispers, Linie: polydispers, Symbole: Experiment.

## 5.4 Nicht-Isotherme Strömungen – Validierung der Verdampfung

### 5.4.1 Theorie

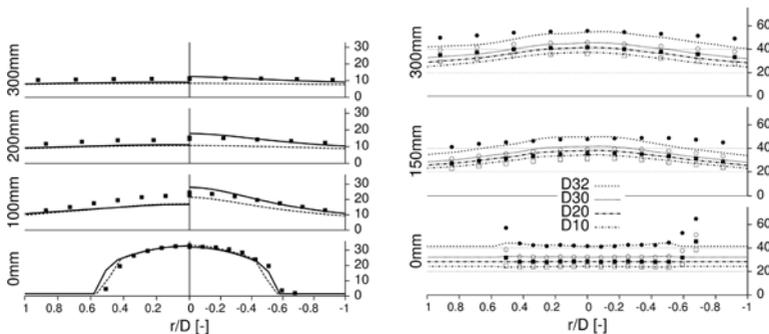
Im Wesentlichen wurde der von Abramzon und Sirignano [9] vorgeschlagene Weg zur Berechnung der Verdampfungsquellterme umgesetzt. Die Gleichungen, die durch die Integration über das Durchmesserpektrum entstehen, sind in [16] zu finden. Sie basieren auf dem D<sup>2</sup>-Gesetz und gelten somit nur (und auch nur bedingt) für Einkomponenten-Brennstoffe.

### 5.4.2 Zusätzliche Anforderungen an die Momente

Bei Einführung der Verdampfungsquellterme kommen zusätzliche Bedingungen für die Parameter der Verteilung hinzu die sich aus den neu zu bestimmenden Momenten negativer Ordnung ergeben (z.B.  $M^{(-1)}$ ). Hinzu kommt, dass die Momente mit fortschreitender Verdampfung der Tropfen gegen Null streben. Damit wird die Einhaltung der Gültigkeitsbedingungen aufgrund verschwindender Absolutwerte immer schwieriger (Rechengenauigkeit, numerische Fehler). Zudem können durch die verwendeten Diskretisierungsschemata u.U. negative Werte auftreten. Beide Fälle müssen abgefangen werden. Bei einfachen, aber auch komplexeren Testfällen hat sich die Begrenzung auf Mindestwerte bewährt, deren physikalische Entsprechung - „Vorhandensein von fast keinen Tropfen“ - keinen Einfluss mehr auf andere physikalische Größen und Prozesse hat.

### 5.4.3 Validierung anhand eines verdunstenden Luft-Tropfen-Freistrahls

Es wurden Messdaten des an der Universität von Sydney entwickelten Spraybrenners [18,19,38] verwendet. Der aus einem einfachen Luftstrom bestehende Freistrahls wird bereits vor dem Austreten homogen mit Tropfen unterschiedlichen Durchmessers beladen. Die Abb. 6b und 7 zeigen den Vergleich der mittleren Durchmesser sowie der auf die Einlassbedingungen normierten Momente  $M^{(0)}$ ,  $M^{(2)}$  und  $M^{(3)}$  von Experiment und Simulation.



**Abbildung 6:** Links: Axiale Gas- (links) und Tropfengeschwindigkeit (rechts) [m/s]. Gestrichelt: monodispers, Linie: polydispers, Symbole: Experiment. Rechts: Mittlere Durchmesser [µm]. Symbole: Experiment.

Die Abnahme der Momente (d.h. die Verdampfungsrate) zeigt gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten. Bei der Verdunstung nimmt zwar der Volumengehalt der Tropfen kontinuierlich ab, die mittleren Durchmesser zeigen jedoch zunächst eine charakteristische Zunahme aufgrund der schneller verdampfenden kleinen Tropfen. Letzterer Effekt wird von der Simulation sehr gut reproduziert. Der Sauterdurchmesser  $D_{32}$  beispielsweise nimmt auf der Jetachse von  $40\mu\text{m}$  bei  $x=0\text{mm}$  auf ca.  $55\mu\text{m}$  bei  $x=300\text{mm}$  zu.

Zudem zeigt Abb. 7 einen deutlichen Unterschied für die Werte von  $M^{(3)}$  zwischen monodisperser und polydisperser Simulation. Bereits ab 200mm sind die Tropfen mit Einheitsdurchmesser aus der monodispersen Simulation bereits nahezu vollständig verdampft, wogegen die polydisperse Simulation die Volumenabnahme der Tropfen deutlich genauer vorhersagt.

Auch im nicht-isothermen Fall mit Tropfenverdampfung ist die Validierung des Momentenmodells somit zufriedenstellend. Verdampfungsraten und somit die (Brennstoff-) Dampfverteilung bieten eine gute Grundlage für die Einführung der Verbrennungsmodellierung.

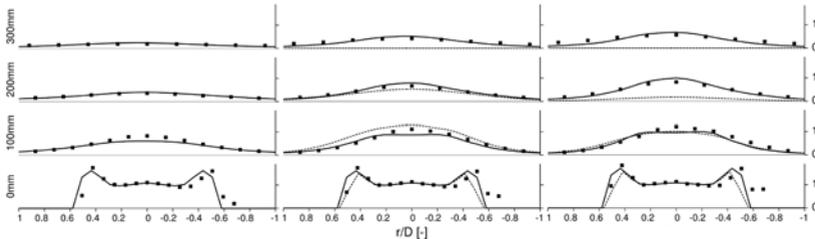


Abbildung 7: Normierte Momente (von links nach rechts):  $M^{(0)}$ ,  $M^{(2)}$ ,  $M^{(3)}$  [-]. Gestrichelt: monodispers, Linie: polydispers, Symbole: Experiment.

## 5.5 Nicht-Isotherme Strömungen – Arbeiten zur Verbrennung

### 5.5.1 Thickened Flame Model

Das Thickened Flame Model [14,33] basiert auf der Idee, die Flamme künstlich um einen Faktor  $F$  aufzudicken, um sie auf dem - aus Sicht der Chemie - groben LES Rechengitter auflösen und direkt berechnen zu können. Der durch die Aufdickung verursachte Verlust an turbulenter Verwinklung der Flammenfront und somit Flammenoberfläche bzw. Wärmefreisetzung wird kompensiert mit einem Effizienzfaktor  $E$ , der, basierend auf Modellen, ein Maß für das Verhältnis zwischen eigentlicher Flammenoberfläche und derer der aufgedickten Flamme angibt (Details in [20]). Dieses ursprünglich für vorgemischte Einphasenströmungen entwickelte Modell wurde von [27] für Zweiphasenströmungen formuliert, jedoch ohne Berücksichtigung des Effizienzfaktors. Die hier gezeigte Formulierung beinhaltet den Effizienzfaktor. Er hat keinen Einfluss auf die Verdampfungsquellterme, da diese abhängig von der Temperatur der Gasphase sind, in welcher bereits die Auswirkungen des Effizienzfaktors berücksichtigt wurde. Im ursprünglichen Modell wird das gesamte Rechengebiet konstant aufgedickt. Dies kann jedoch auch nur lokal erfolgen, d.h. es wird nur dort dynamisch aufgedickt wo die Flamme sich befindet [28]. Dies wurde ebenfalls berücksichtigt. Gleichungen der Gasphase:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \alpha_c \rho_c}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_c \rho_c u_c) &= -\frac{\pi}{6} \frac{1}{F} \Gamma_{M^{(3)}} \\ \frac{\partial \alpha_c \rho_c Y_{i,\infty}}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_c \rho_c Y_{i,\infty} u_c) - \nabla \cdot (\alpha_c \mu_{c,eff} EF \nabla Y_{i,\infty}) &= \frac{E}{F} \alpha_c \dot{\omega} - \frac{\pi}{6} \frac{1}{F} \Gamma_{M^{(3)}} \Big|_{i=fuelvapor} \\ \frac{\partial \alpha_c \rho_c u_c}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_c \rho_c u_c u_c) &= -\alpha_c \nabla p + \alpha_c \nabla \cdot \tau_c + \frac{\pi}{6F} \int_0^\infty M_{drag} dD - \frac{\pi}{6F} \int_0^\infty M_{evap} dD \\ \frac{\partial \alpha_c \rho_c h_{s,c}}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_c \rho_c u_c h_{s,c}) - \nabla \cdot (\alpha_c \mu_{c,eff} EF \nabla T_c) &= -\alpha_c \frac{dp}{dt} + \frac{E}{F} \alpha_c \dot{\omega} - \frac{\pi}{6} \frac{1}{F} \Gamma_{M^{(3)}} c_{p,v} T_d - \frac{\pi}{6} \frac{1}{F} \dot{Q} \end{aligned}$$

mit  $\alpha_c = 1 - \alpha_d$  Volumenanteil der Gasphase,  $Y_{i,\infty}$  Massenanteil des Dampfes an der Gasphase,  $h_{s,c}$  sensible Enthalpie,  $\dot{Q}$  Wärmestrom Gas-Tropfen. Disperse Phase:

$$\begin{aligned} \rho_d \frac{\partial M^{(k)}}{\partial t} + \rho_d \nabla \cdot (M^{(k)} u^{(k)}) &= \frac{1}{F} \Gamma_{M^{(k)}} \\ \rho_d \frac{\partial (M^{(3)} u^{(3)})}{\partial t} + \rho_d \nabla \cdot (M^{(3)} u^{(3)} u^{(3)}) &= M^{(3)} \nabla p + M^{(3)} \nabla \cdot \tau + \rho_d M^{(3)} g - \frac{1}{F} \int_0^\infty M_{drag} dD + \frac{1}{F} \int_0^\infty M_{evap} dD \\ \rho_d \frac{\partial M^{(3)} h_{s,d}}{\partial t} + \rho_d \nabla \cdot (M^{(3)} u^{(3)} h_{s,d}) &= \frac{1}{F} \Gamma_{M^{(3)}} (h_{s,d} + \Delta h_v) + \frac{1}{F} \dot{Q} \end{aligned}$$

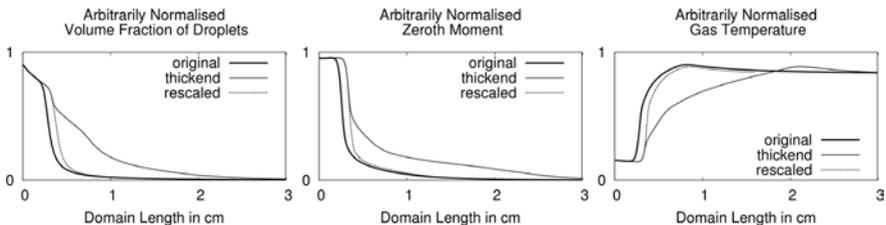
Wie bei Einphasenströmungen üblich, modifizierte [27] die Impulserhaltung nicht, mit derselben Annahme, dass die Tropfenbewegung nicht wesentlich beeinflusst würde. [37] zeigte jedoch in einer einfachen 1D-Simulation die Notwendigkeit der Berücksichtigung der Faktoren auch in den Impulsgleichungen, vornehmlich der dispersen Phase, aufgrund der notwendigen Modifizierung der Widerstandskraft.

### 5.5.2 Verifizierung des Lösers anhand laminarer, vorgemischter Flamme (1D)

Mit dem OpenFOAM-Löser reactingFoam stehen die Grundlagen für die Berechnung der Arrheniusterme und den Speziestransport bereits zur Verfügung. Lediglich die dynamische Berechnung des Aufdickfaktors F und des Effizienzmaßes E sowie deren Integration in die entsprechenden Gleichungen mussten implementiert und verifiziert werden. Dazu wurde eine, der in [37] ähnelnde, Simulation durchgeführt.

Das 1D-Rechengebiet ist 3cm lang und wird laminar durchströmt. Brennstofftropfen verdampfen in der anfangs reinen Luft. Damit kann sich nach einer bestimmten Länge eine Flamme in dem Luft-Brennstoffgemisch stabilisieren. Dies passiert dort, wo das lokale Äquivalenzverhältnis zu einer Flammengeschwindigkeit führt, die der Strömungsgeschwindigkeit entspricht.

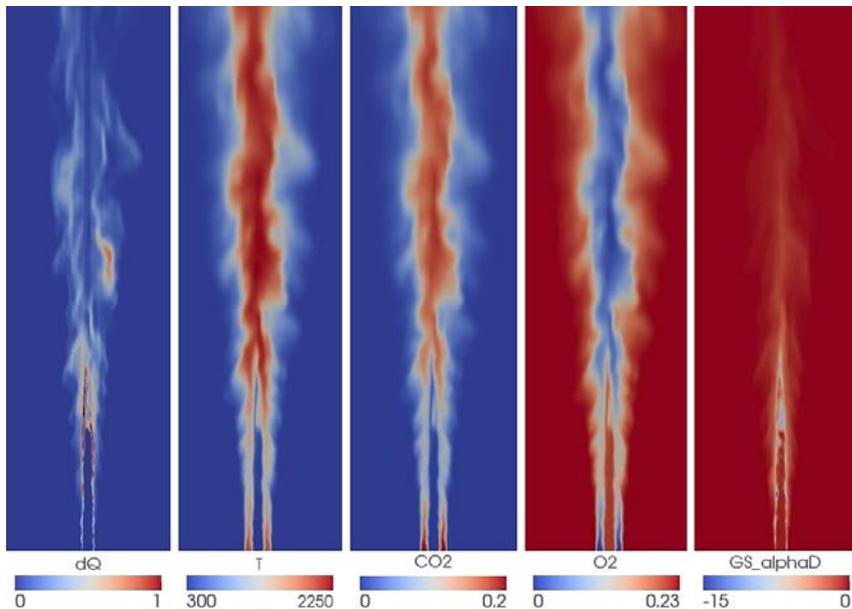
Abb. 9 zeigt und sowie die Temperatur der Gasphase. Es sind jeweils die nicht-aufgedickte, die aufgedickte und die reskalierte Flamme gezeigt (willkürlich, jedoch konsistent normiert). Die Flammenposition der nicht-aufgedickten und der reskalierten Flamme sind nicht exakt identisch. Dennoch wird deutlich, dass die reskalierte Flamme der Ursprünglichen entspricht.



**Abbildung 8: Vergleich der originalen, aufgedickten und reskalierten Flamme**

### 5.5.3 Validierung des TFM anhand einer Sprayjet-Konfiguration

Zur Validierung der Sprayverbrennung wurde wiederum der experimentelle Aufbau der Universität von Sydney herangezogen [18,19,38]. Den bereits in Kapitel 5.4.3 beschriebenen Luft-Tropfen-Strahl umgibt im „Verbrennungsmodus“ eine ringförmige Pilotflamme um das vorverdampfte Luft-Tropfen-Gemisch zu zünden und die Flamme zu stabilisieren (Abb. 9/2-4, unterer Rand). Aufgrund der Vorverdampfung bildet sich eine Bunsenbrenner-artige, magere Vormischflamme mit ansteigendem Äquivalenzverhältnis bei zunehmender Kegelhöhe aufgrund der kontinuierlichen Tropfenverdampfung aus (Abb. 9/1).



**Abbildung 9/1-5: Wärmefreisetzung [J/s], Gastemperatur [K], Massenanteil  $CO_2$  [-] und  $O_2$  [-] sowie die Verdampfungsrate [ $kg/m^3/s$ ] der Tropfen.**

Große Tropfen durchfliegen diese Flamme und stellen weiter stromab permanent Brennstoffdampf zur Verfügung (Abb. 9/5, Verdampfungsrate), welcher direkt mit dem aus der mageren Vormischflamme verbliebenen Sauerstoff reagiert (Abb. 9/4). Daraus resultiert eine sehr diffuse Flammenzone, die sich bis zu vollständigen Verdampfung der Tropfen hinzieht (Abb. 9/1). Im Vergleich zu den numerischen Ergebnissen ist die experimentelle Vormischflamme deutlich turbulenter. Hier wird die Strahlerturbulenz von der numerischen Simulation nicht richtig dargestellt. Dies ist durch die künstlich erzeugte Turbulenz am Strahleinlass bedingt, die offensichtlich unzureichende Qualität aufweist (die Berücksichtigung der Stromauf-Geometrie zur Erzeugung einer physikalischen Strahlerturbulenz konnte aufgrund numerischer Probleme mit auftretenden Druckwellen (Kompressibilität) nicht bis Fertigstellung des Berichtes erfolgreich durchgeführt werden). Stromab der Kegelflamme zeigen experimentelle  $OH^*$ -Aufnahmen eine clusterartige Verbrennung von Tropfengruppen. Dies kann jedoch mit der jetzigen Methode noch nicht dargestellt werden. Somit ist die momentane Verwendung der homogenen Verbrennung für diesen speziellen Fall nur ein Kompromiss, den es in Zukunft durch die Implementierung eines entsprechenden heterogenen Verbrennungsmodells zu verbessern gilt. Bei nahezu vollständiger Vorverdampfung der Tropfen jedoch, ist das vorliegende Modell voll anwendbar. Abschließend sind noch der Tropfenvolumenanteil sowie die Gastemperatur in Abb. 10 gezeigt. Während auch hier der Verdampfungsfortschritt recht gut wiedergegeben wird, zeigt der Temperaturverlauf, dass noch Verbesserungen bspw. durch Netzverfeinerung, Mehrschrittmechanismen für die Chemie oder die Verwendung spezielle Modelle zur Tropfenverbrennung erzielt werden können.

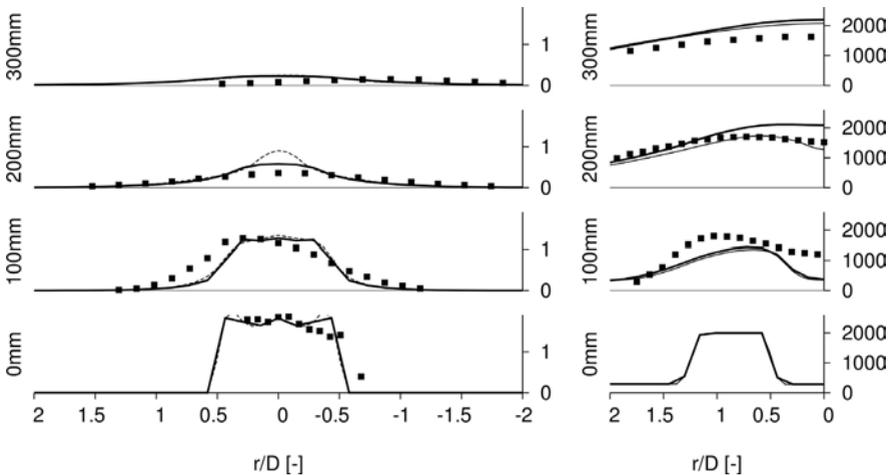


Abbildung 10: Links:  $M^{(0)}$  [-]. Rechts: Gastemperatur [K]. Gestrichelt: monodispers, Linie: polydispers, Symbole: Experiment.

#### 5.5.4 Diskussion der Anwendbarkeit des TFM auf Diffusionsflammen

Da in realen Sprayflammen teilvorgemischte Flammen und Diffusionsflammen eine bedeutende Rolle spielen können, stellt sich die Frage, ob das für vorgemischte Flammen entwickelte Modell geeignet ist, diese wiederzugeben. Dabei liegt das Problem weniger auf Seiten der Chemie als viel mehr auf der Frage, ob die Aufdickung der Flamme bei Diffusionsflammen sinnvoll bzw. möglich ist (z.B. Gegenstromdiffusionsflammen). Veröffentlichungen dazu sind dem Autor keine bekannt. An dieser Stelle kann argumentiert werden, dass die dynamische Aufdickung nur die vorgemischten Flammenfronten mit lokal hoher Umsatzrate modifiziert, die von dem Rechengitter bereits aufgelösten, breiteren Flammenfronten der Diffusionsflamme jedoch unberührt lässt. Erste Ergebnisse einer teilvorgemischten Spray-Jet-Flamme zeigen dieses Verhalten. Der Beweis über die praktische Anwendbarkeit verschiebt sich somit wohl eher auf die Untersuchung realitätsnaher Konfigurationen; abhängig von dem im Einzelfall vorherrschenden Flammentyp als auch dem Rechengitter.

### 5.6 Zusammenfassung und Ausblick

Der implementierte kompressible, polydisperse Zweiphasen-LES Löser ermöglicht die Simulation komplexer Spraykonfigurationen mit Verdampfung und Verbrennung mit vergleichsweise geringem zusätzlichem Rechenaufwand für die Berücksichtigung der Polydispersität des Sprays. Für kalte und verdampfende Tropfenströmungen konnte ein deutlicher Unterschied zwischen Ergebnissen von Simulationen mit nur einem mittleren Durchmesser (monodispers) und polydispersen Simulationen (Momentenmodell) festgestellt werden. Das entwickelte, polydisperse Modell kann die Partikelmassenströme sowohl für kalte als auch für verdampfende Sprays in sehr guter Übereinstimmung mit den experimentellen Daten vorhersagen. Die Verbrennungssimulation hängt sehr stark von der Qualität des verwendeten Verbrennungsmodells ab, also zunächst im Wesentlichen

unabhängig von dem Spraymodell. Da nur entsprechende Simulationen mit Arrhenius-Ansätzen und Ein-Schritt Chemie durchgeführt wurden, unterliegen die Ergebnisse daher den gleichen Einschränkungen wie Einphasensimulationen mit diesen Modellen (oft zu hohe Temperaturen, keine Selbstzündung, etc.). Die Vorhersage der Flammdynamik hängt wiederum stark von dem Spraymodell ab. Die Kopplung findet über die Brennstoffverteilung statt, die von dem Spraymodell wie bereits erwähnt sehr zufriedenstellend wiedergegeben wird (Partikelmassenströme). Zudem wurde das Modell um die polydisperse Einzeltropfenverbrennung erweitert, was jedoch nicht Gegenstand dieses Berichtes ist. Spray-Akustik-Interaktion ist Gegenstand nachfolgender Forschungsarbeit am Lehrstuhl. Desweiteren sind weitere grundlegende Arbeiten zur Schließung der Zweiphasen-LES Gleichungen und der Robustheit des Solvers insbesondere auf unstrukturierten Rechenetzen nötig.

## **6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag**

Im Laufe des ersten Jahres wurde – initiiert vom Industriepartner – beschlossen, von der RANS Turbulenzmodellierung zur LES Turbulenzmodellierung zu wechseln, da man sich von LES deutlich genauere Abbildung wesentlicher Phänomene verspricht.

Dieser Schritt hatte weitreichende Folgen. Die zeit- und räumlich hochaufgelöste Simulation stellte große Anforderungen an die Stabilität des Rechencodes und der Rechenetze, zudem einen erheblichen Mehraufwand an Rechenzeit. Die erfolgreiche Validierung kalter sowie verdampfender Partikelbeladener Strömungen, sowie die grundlegende Neugestaltung des Rechencodes für nicht-isotherme Strömungen und die Findung stabiler Rechenparameter (Diskretisierung, Art der Gleichungslösung, etc.) brachte einen ganz erheblichen Mehraufwand mit sich.

Arbeiten zur Flammdynamik können leider nicht mehr durchgeführt werden. Versuche, Studenten im Rahmen einer Diplom- oder Masterarbeit für erste einfache Untersuchungen zu gewinnen waren leider nicht erfolgreich. Seit September 2012 widmet sich ein neuer Mitarbeiter diesem Themengebiet.

## **7 Publikationen und Patente**

### **7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen**

#### **7.1.1 Begutachtete Publikationen**

- [1] Acher, T.; Dems, P.; Lenz, S.; Gobert, C.; Polifke, W. Validation of a Quadrature Method of Moments for Polydisperse Flow in Bubble Columns Including Polycelerity, Breakup and Coalescence. Proceedings of 8th International Conference on Multiphase Flow, ICMF2013, Jeju, Korea, May 26-31, 2013.
- [2] Dems, P.; Carneiro, J.N.E.; Polifke, W.: Large Eddy Simulation of a polydisperse, evaporating spray jet with a presumed function method of moments. Proceedings of 12th Triennial International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, ICLASS 2012, Heidelberg, Germany, September 2-6, 2012.

- [3] Dems, P.; Carneiro, J.N.E.; Polifke, W.: Large Eddy Simulation of particle-laden swirling flow with a presumed function method of moments. Progress in Computational Fluid Dynamics (2012), Vol. 12, 2/3, S. 92–102.

### 7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen

- [4] Acher, T.; Lenz, S.; Gobert, C.; Dems, P.; Polifke, W. Die Momentenmethode für die Simulation turbulenter Gas-Flüssigströmungen im Euler-Euler-Kontext. Jahrestreffen der ProcessNet, 2013.
- [5] [Dems, P.; Polifke, W.: Modeling strategies and implementation challenges of moment methods for the simulation of polydisperse two-phase flows. Invited presentation, Workshop „Multiphysical modeling in OpenFOAM”, Riga, Latvia, October 20-21, 2011.
- [6] Dems, P.; Carneiro, J.N.E.; Polifke, W.: Large Eddy Simulation of particle-laden swirling flow with a presumed function method of moments. 8th International Conference on CFD in Oil & Gas, Metallurgical and Process Industries, SINTEF/NTNU Trondheim, Norway, June 21-23, 2011.
- [7] Dems, P.; Carneiro, J.N.E.; Polifke, W.: Implementation of an Eulerian-Eulerian LES solver for polydisperse two-phase flows in OpenFOAM. Oral presentation, Open Source CFD Int. Conf., OSCIC'10, Munich, Germany, November 4-5, 2010.
- [8] Carneiro, J.N.E.; Dems, P.; Kaufmann, V.; Polifke, W.: Eulerian simulations of polydisperse flows using a moments model with a relaxation approach for the moment transport velocities. 7th International Conference on Multiphase Flow, ICMF 2010, Tampa, FL, May 30 - June 4, 2010.

## 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte

- [-] Aufgrund mangelnder Themenüberschneidung gibt es keine gemeinsamen Publikationen mit anderen Projekten.

## 7.3 Weitere Publikationen

- [9] Abramzon, B.; Sirignano, W.A.: Droplet Vaporization Model for Spray Combustion Calculations. Int. J. Heat Mass Transfer (1989), Vol.9, S.1605-1618.
- [10] Beck, J.C.; Watkins, A.P.: On the Development of Spray Submodels Based on Droplet Size Moments. J. of Computational Physics (2002), Vol.182, S. 586-621.
- [11] Beck, J.C.; Watkins, A.P.: On the Development of a Spray Model Based on Dropsizes Moments. Proc. R. Soc. Lond. A. (2003), Vol.459, S. 1365-1394.
- [12] Beck, J.C.; Watkins, A.P.: The Droplet Number Moments Approach to Spray Modelling: The Development of Heat and Mass Transfer Submodels. Int. J. of Heat and Fluid Flow (2003), Vol.24, S.242-259.
- [13] Bollweg, P.; Kaufmann, A.; Polifke, P.: Derivation and Application of a Polycelerid Method for Polydispersed Two-phase Flows.6th Int. Conf. on Multiphase Flows, Leipzig, Germany, 2007.

- [14] Butler, T.D.; O'Rourke, P.J.: A Numerical Method for Two-dimensional Unsteady Reacting Flows. 16th Symposium (Int.) on Combustion (1977), The Combustion Institute, Pittsburgh, S.1503-1515.
- [15] Carneiro, J.N.E., Kaufmann, V., Polifke, W.: Implementation of a Moments Model in OpenFOAM for Polydispersed Multiphase Flows. Open Source International Conference 2008, Berlin, Germany.
- [16] Carneiro, J.N.E., Kaufmann, V., Polifke, W.: Numerical Simulation of Droplet Dispersion and Evaporation with a Moments-based CFD Model. 20th International Congress of Mechanical Engineering, Nov. 15-20, 2009, Gramado, RS, Brasil.
- [17] Carneiro, J.N.E.: Development of a Presumed Function Method of Moments with Application to Polydisperse Sprays. Ph.D. Thesis. Fachgebiet für Thermodynamik, Institut für Energiesysteme, Technische Universität München, 2012.
- [18] Chen, Y.-C.; Stärner, S.H.; Masri, A.R.: Characteristics of Turbulent Spray Combustion in a Piloted Jet Flame Burner. Proc. Combustion Institute (2002), Vol.29, S.532-625.
- [19] Chen, Y.-C.; Stärner, S.H.; Masri, A.R.: A Detailed Experimental Investigation of Well-defined Turbulent Evaporating Spray Jets of Acetone. Int. J. of Multiphase Flow (2006), Vol.32, S.389-412.
- [20] Colin, O.; Ducos, F.; Veynante, D.; Poinso, T.: A Thickened Flame Model for Large Eddy Simulations of Turbulent Premixed Combustion. Physics of Fluids (2000), Vol.12(7), S.1843-1863.
- [21] Dhuchakallaya, I.; Watkins, A.P.: Development and Application of the Drop Number Size Moment Modelling to Spray Combustion Simulations. Applied Thermal Engineering (2010), Vol.30, S.1215-1224.
- [22] Ferry, J.; Balachandar, S.: A Fast Eulerian Method for Dispersed Two-phase Flows. Int. J. of Multiphase Flow (2001), Vol.27, S.1199-1226.
- [23] Ferry, J.; Balachandar, S.: Equilibrium Expansion Approach for the Eulerian Velocity of Small Particles. Powder Technology (2002), Vol. 125, S.131-139.
- [24] Gharaibah, E.: Entwicklung und Validierung eines Modells Polydispenser Zweiphasenströmungen unter Berücksichtigung von Koaleszenz und Dispersion. Ph.D. Thesis. Fachgebiet für Thermodynamik, Institut für Energiesysteme, Technische Universität München, 2008.
- [25] Gurubaran, R.; Sujith, R.I.: An Experimental Investigation of Non-Evaporative Sprays in Axial Acoustic Fields. 46th AIAA-ASM Conference (2007).
- [26] Gurubaran, R.; Sujith, R.I.: An Experimental Investigation of Evaporative Sprays in Axial Acoustic Fields. 44th AIAA-JPC Conference (2007).
- [27] Kaufmann, A.: Vers la simulation des grand echelles en formulation Euler-Euler des écoulements reactifs diphasiques. Ph.D. Thesis (2004), No. TH/CFD/04/11, CERFACS, Toulouse, France.
- [28] Legier, J.P.; Poinso, T.; Veynante, D.: Dynamically Thickened Flame Large Eddy Simulation Model for Premixed and Non-premixed Turbulent Combustion. Summer Program, Center for Turbulence Research, Stanford, USA (2000), S.157-168.

- [29] Marchisio, D. L.; Fox, R.O.: Solution of Population Balance Equations Using the Direct Quadrature Method of Moments. *Aerosol Science* (2005), Vol.36, S.43-73.
- [30] Massot, M.; Laurent, F.; Kah, D.; Chaisemartin, S.: A Robust Method for Evaluation of the Disappearance Rate of Evaporating Sprays. *SIAM Journal on Applied Mathematics* (2010), Vol.70(8), S.3203-3234.
- [31] McGraw, R.: Correcting moment sequences for errors associated with advective transport. [http://www.ecd.bnl.gov/pubs/momentcorrection\\_mcgraw2006.pdf](http://www.ecd.bnl.gov/pubs/momentcorrection_mcgraw2006.pdf).
- [32] McGraw, R.: Description of Aerosol Dynamics by the Quadrature Method of Moments. *Aerosol Science and Technology* (1997), Vol.27, S.255-265.
- [33] O'Rourke, P.J.; Bracco, F.V.: Two Scaling Transformations for the Numerical Computation of Multidimensional Unsteady Laminar Flames. *J. Computational Physics* (1979), Vol.33(2), S.185-203.
- [34] Riber, E.; Moreau, M.; Simonin, O.; Cuenot, B.: Development of Euler-Euler LES Approach for Gas-Particle Turbulent Jet Flow. *Proc. Of FEDSM2006* (2006), ASME Joint U.S.-European Fluids Engineering Summer Meeting.
- [35] Sohat, J.A.; Tamarkin, J.D.: *The Problem of moments*. Providence, RI: American Mathematical Society, 1963.
- [36] Sommerfeld, M.; Qiu, H.: Detailed Measurements in a Swirling Particulate Two-Phase Flow by a Phase-Doppler Anemometer. *Int. J. Of Heat and Fluid Flow* (1991), Vol. 12, S. 20–28.
- [37] Senoner, J.-M.: *Simulation aux Grand Échelles de l'écoulement Diphasique dans un Brûleur Aéronautique par une Approche Euler-Lagrange*. Ph.D. Thesis. Institut National Polytechnique de Toulouse, Toulouse, France, 2010.
- [38] Stårner, S.H.; Gounder, J.; Masri, A.R.: Effects of Turbulence and Carrier Fluid on Simple, Turbulent Spray Jet Flames. *Combustion and Flame* (2005), Vol.143, S.420-432.
- [39] Wright Jr., D.L.: Numerical Advection of Moments of the Particle Size Distribution in Eulerian Models. *J. of Aerosol Science* (2007), Vol.38, S.352-369.

## 7.2 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Es sind keine Patente eingereicht worden.

# 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

## 8.1 Studentische Mitarbeiter

S.A. Idrees.                      Unterstützung bei der Durchführung von Simulationen.  
(M.Sc. (Computational Engineering))

Es gab kaum HiWi-geeignete Routinetätigkeiten, die ohne umfangreichere Einarbeitung durchgeführt werden konnten.

## 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

-

## 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

S. Afzahl. Externe Masterarbeit. Simulationen zur Sprayausbreitung eines Dieselsprays unter Berücksichtigung Düsen-interner Vorgänge (Erosion und Kavitation).

Es wurden zwei interne Arbeiten ausgeschrieben, zu denen sich jedoch kein Student gefunden hat.

## 8.4 Promotionen

Angestrebte Promotion des Autors. Voraussichtlich Q4 2013.

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

- DFG SPP 1276, Metstroem, Projekt PO 710/9-2

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

- SCREECH (Marie Curie ITN, eingereicht im Nov. 2012).
- DFG Einzelantrag zur Wechselwirkung von Akustik und Spray (Q3 2013).
- DFG Forschergruppe Sprayverbrennung (Darmstadt, Karlsruhe, Stuttgart, München).

## **Arbeitskreis Brennkammern für Gasturbinen**

### **Projekt: BY 15GV**

## **Einfluss neuer, brennstoffflexibler Vormischbrenner auf die thermo-akustischen Eigenschaften von Ringbrennkammern**

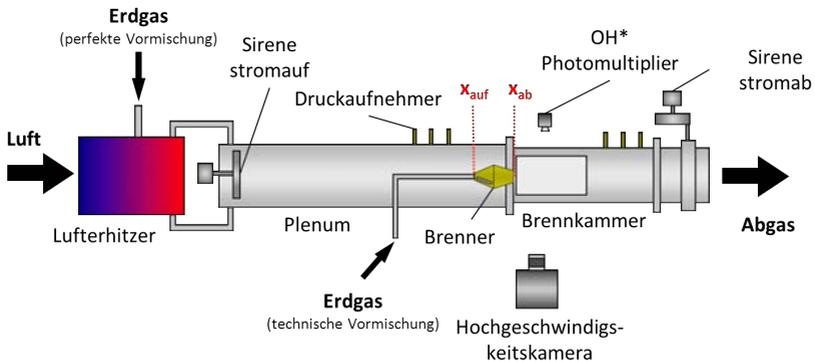
Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer Lehrstuhl für Thermodynamik Technische Universität München
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. Stefanie Bade Dipl.-Ing. Michael Wagner
Finanzierung:	ALSTOM Power GmbH Bayerisches Staatsministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst sowie Bayerisches Staatsministerium für Wirtschaft, Infrastruktur, Verkehr und Technologie

## **1 Ausgangssituation**

In Kombikraftwerken für die Stromerzeugung werden schadstoffarme Gasturbinen eingesetzt, in denen in Mehrbrenneranordnung Gas verbrannt wird. Durch die Einführung der vorgemischten Niedertemperaturverbrennung kann die Entstehung von Stickoxiden weitgehend vermieden werden. Der Einsatz dieser Technologie bringt jedoch die Gefahr der Anfachung thermoakustischer Instabilitäten mit sich, die in kurzer Zeit zu massiven Schäden in der Brennkammer führen können.

Das Verständnis für thermoakustische Phänomene ist in den letzten Jahren gewachsen und führte zur Entwicklung von Methoden zur Analyse und Vorhersage thermoakustischer Instabilitäten ([6]-[9]). Diese Methoden erlauben die Beschreibung des thermoakustischen Verhaltens von Brennern in einer spezifischen Ringbrennkammer. Wünschenswert wäre aber eine Methode mit der für eine gegebene Ringbrennkammer, die üblicherweise in Gasturbinen verbaut ist, ein thermoakustisch stabiler Brenner designt werden kann. Dies würde zu einer deutlichen Verringerung des experimentellen Aufwands im Entwicklungsprozess und damit zu Reduktion von Kosten führen.





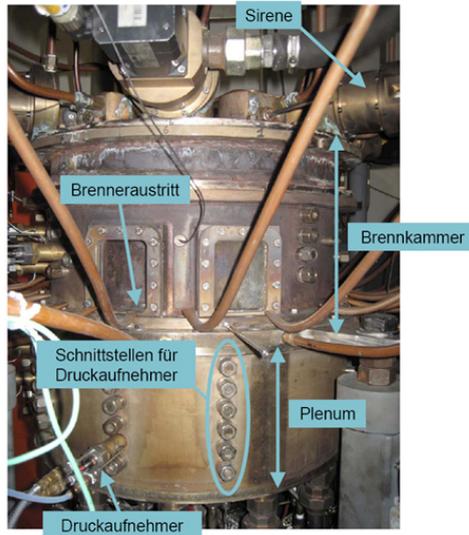
**Abbildung 2: Einzelbrennkammerversuchsstand**

Die akustischen Größen, Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen, werden mit wassergekühlten piezoelektrischen Druckaufnehmern erfasst beziehungsweise mit Hilfe der Multimikrofonmethode bestimmt. Die Aufnahme der OH\*-Intensität erfolgt mit einem Photomultiplier und mit einer bildverstärkten Kamera für die stationäre OH\*-Verteilung unter Verwendung eines schmalbandigen Filters um 307nm.

### 1.3 Ringbrennkammer

Zur Untersuchung des Stabilitätsverhaltens verschiedener Brenner steht ein Ringbrennkammerversuchsstand (Abbildung 3), der im Rahmen eines AG-Turbo Projektes aufgebaut und ebenfalls schon im Vorgängerprojekt verwendet wurde, zur Verfügung. Der Versuchsstand ist ein verkleinertes Modell einer Maschinenbrennkammer und kann mit 12 Vormischbrenner bestückt werden. Die Ausrüstung des Versuchsstands ermöglicht es die Brenner sowohl perfekt und als auch technisch vorgemischt zu betreiben. Um die akustischen Randbedingungen einer realen Gasturbine am Austritt simulieren zu können, kann die Anlage mit gekochtem Ende betrieben werden. Die Vermessung der Systemakustik mittels piezoelektrischen Druckaufnehmern ist durch einen Satz von phasengekoppelten Sirenen periodisch und räumlich zyklisch angeregt möglich.

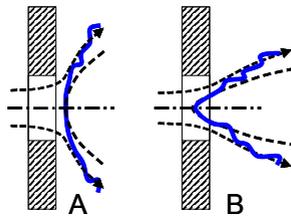
Eine Modifikation der Sirenen erlaubt es die akustische Anregung des Systems innerhalb weniger Schwingungsperioden des erzeugten Signals zu unterbrechen. Dadurch kann das zeitliche Abklingverhalten des Systems aufgezeichnet und mit Hilfe speziell entwickelter Algorithmen bestimmt werden.



**Abbildung 3: Ringbrennkammerversuchsstand**

## 2 Projektziele

Das Ziel des Projektes ist die Erarbeitung einer Vorhersagemethode – Design for Stability – zur Bestimmung eines thermoakustisch stabilen Brennerdesigns in einem gegebenen Betriebsbereich für Ringbrennkammern. Dazu wurde ein modularer Brenner entwickelt, der durch Variation von Geometrieparametern zur Ausbildung von deutlich unterschiedlichen Flammeneigenschaften führt. Auf Grund der Flammenstabilisierung durch drallinduziertes Wirbelaufplatzen können sich abhängig vom erzeugten Drallströmungsfeld sowie von gemischbedingten turbulenten Reaktionsgeschwindigkeiten die in Abbildung 4 gezeigten Flammenstabilisierungstypen A und B ausbilden. Da zwischen diesen beiden Flammentypen ein Übergang beim Wechsel des Betriebspunktes möglich ist, wurde insbesondere der Einfluss dieser Flammentypen auf die thermoakustischen Eigenschaften des Brenners näher betrachtet. Durch experimentelle Untersuchungen im Einzelbrennerversuchsstand wurden die Brenner- und Flammeneigenschaften in Form von Brennertransfermatrizen und Flammentransferfunktionen der verschiedenen Brennervariationen bestimmt. Jeweils ein parametrisiertes Modell für den Brenner und die Flamme ermöglichen aufgrund der Abhängigkeit der Modellparameter von den Geometrieparametern eine Interpolation der Brenner- und Flammeneigenschaften im gegebenen geometrischen Bereich. Damit sind Stabilitätsanalysen an dem schon im Vorgängerprojekt entwickelten Netzwerkmodell der Ringbrennkammer mit dem integrierten Brenner- und Flammenmodell möglich, die für einen gegebenen Betriebspunkt eine optimale Brennergeometrie liefern. Die thermoakustische Stabilität und die Sensibilität des thermoakustisch stabil designten Brenners gegenüber Luftzahl- und Leistungsschwankungen werden schließlich durch experimentelle Dämpfungsmessungen in der Ringbrennkammer validiert.



**Abbildung 4:** Schema der Flammenstabilisierungstypen A und B. (links: Brennerausstritt, gestrichelte Linie: Stromfunktion, blaue Linie: Flammenfront)

## 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen

Dem in den bisherigen Begutachtungen angemerktem zu niedrigem Publikationsstand und der zu geringen Nachwuchsförderung wurde durch das Veröffentlichen mehrerer Publikationen und die erhöhte Einbindung von Studenten in die Projektarbeit begegnet.

Des Weiteren wurde die fehlende Skalierung der RBK sowie der experimentellen Einzelbrennerversuche auf industrielle Anwendungen kritisiert. Die Verwendbarkeit und Skalierung der Versuchsergebnisse kleinerer Modellbrenner wurde bereits im Rahmen des Projektes COORETEC-turbo 2.1.6: Flexibles Verbrennungssystem für wasserstoffhaltige Brennstoffe (Förderkennzeichen: 0327715N) behandelt. In BY 15GV geht es um den Nachweis, dass Verbrennungssysteme nach der Design for Stability-Methode ausgelegt werden können. Dieser wird am Beispiel eines Laborsystems geführt.

## 3 Vernetzung

### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Als sehr nützlich erwies sich die Zusammenarbeit mit dem Projekt BY 17GV da Strömungsvisualisierungen aus Wasserkanaluntersuchungen und CFD-Simulationen sowie Berechnungen zum Druckverlust über den Brenner deutlich zum Verständnis für das Strömungsverhalten im Brenner beitrugen. Die Entwicklung eines parametrisierten Netzwerkmodells für das verwendete Brennersystem erleichterte sich dadurch wesentlich.

Weiterhin bestand eine enge Kooperation im Teilbereich der Schwingungsanalyse mit dem Projekt BY 16GV, welches ebenfalls am Lehrstuhl für Thermodynamik der TU München bearbeitet wurde. Da in beiden Projekten die Dämpfung eines Verbrennungssystems ermittelt werden musste, führte die Zusammenarbeit zur effizienten Entwicklung und Anpassung eines Algorithmus zur Bestimmung der Dämpfung aus einer Zeitreihe mit komplexem Signalverlauf.

### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

Im Rahmen der Modellentwicklung des Brenners und der Analyse der verschiedenen Flammenformen erfolgte eine Kooperation mit dem COORETEC-turbo 2.1.6 Projekt. Unter anderem wurde der Brenner in diesem Projekt im Wasserkanalversuchsstand detailliert vermessen. Dies lieferte einerseits wichtige Informationen über das Strömungsver-

halten im Brenner und trug andererseits zur Erklärung der unterschiedlichen Flammenformen bei Variation der Brennergeometrie bei.

## **4 Vorgehensweise und Methodik**

Zunächst wurde ein modularer Brenner entworfen, der aus einem Drallerzeuger und Mischrohr besteht. Durch Variation der Schlitzweite und der Kopfquerschnittsfläche des Drallerzeugers sowie der Länge des Mischrohres kann die Drallstärke des Brenners, der axiale Massenstrom und die konvektive Verzugszeit im Brenner variiert werden. Neben den Flammeneigenschaften der verschiedenen Brennervariationen wurde auch das akustische Übertragungsverhalten ohne Flamme im Einzelbrennerversuchsstand untersucht. Für die resultierenden Brennertransfermatrizen (BTM) und Flammentransferfunktionen (FTF) wurde dann ein parametrisiertes Brenner- und Flammenmodell entwickelt. Sowohl die Parameter des Brenner- als auch die des Flammenmodells sind als Funktionen der Geometrieparameter darstellbar. Dies erlaubt die Interpolation der Modellparameter und damit die Bestimmung von BTM und FTF, die nicht experimentell ermittelt wurden, sich aber für Brenner ergeben, die im Bereich der geometrischen Variationsmöglichkeiten des Brennersystems liegen. Unter Verwendung des schon bestehenden Netzwerkmodells der Ringbrennkammer mit integriertem Brenner- und Flammenmodell erfolgen dann Stabilitätsberechnungen. Das Ziel dieser Berechnungen ist die Ermittlung einer Brennergeometrie, die für einen festgelegten Betriebspunkt zu maximaler Dämpfung des Systems Plenum-Brenner-Flamme-Brennkammer führt. Ist diese Geometrie gefunden, geben weitere Stabilitätsberechnungen, bei denen die Leistung und die Luftzahl um den gegebenen Betriebspunkt variiert werden, Aufschluss über die Sensitivität des Brenners. Nachdem 12 Brenner mit optimaler Geometrie für die Ringbrennkammer gefertigt wurden, kann die vorhergesagte Stabilität als auch die Sensitivität gegenüber Abweichungen der Betriebsbedingung durch experimentelle Dämpfungsbestimmung überprüft werden.

## **5 Projektergebnisse und Ausblick**

### **5.1 Design for Stability-Methode**

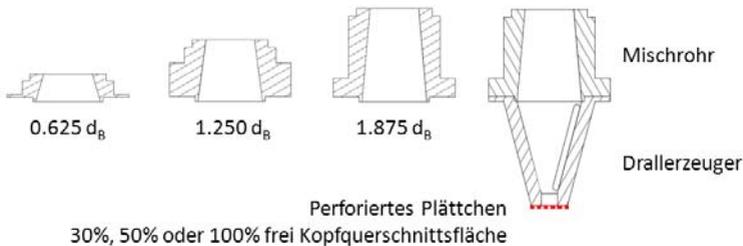
Die Design for Stability-Methode beschreibt eine Herangehensweise mit der es möglich ist, ein Brennerdesign zu bestimmen, das für eine gegebene Brennkammer in einem bestimmten Betriebsbereich zu thermoakustisch stabiler Verbrennung führt. Die Funktionsweise der Methode wird im Rahmen dieses Projektes an einer in stationären Gasturbinen üblichen Ringbrennkammer gezeigt. Drei wesentlichen Punkte kennzeichnen die Anwendung der Methode:

1. Es ist ein Brennersystem notwendig, das durch Geometrievariation zu verschiedenen Flammeneigenschaften führt.
2. Es sind Modelle notwendig, die die Brenner- und Flammeneigenschaften abbilden und deren Parameter als Funktionen der Geometrieparameter darstellbar sind.
3. Es ist ein Modell der Ringbrennkammer notwendig, für die ein thermoakustisch stabiles Brennerdesign durch Stabilitätsberechnungen bestimmt werden soll.

Das Ergebnis dieser Design for Stability-Methode ist ein optimales Brennerdesign, das in der Ringbrennkammer bei einem bestimmten Betriebspunkt zu maximaler Dämpfung und somit thermoakustischer Stabilität führt.

## 5.2 Modulares Brennersystem

Das modulare Brennersystem besteht, wie in Abbildung 5 zu sehen ist, aus zwei Komponenten: einem Drallerzeuger und einem Mischrohr. Der Drallerzeuger hat tangentielle Schlitzte mit einer Weite von 4 oder 6mm. Über die Kopfquerschnittsfläche, die entweder zu 100% offen oder auf 50 und 30% verkleinert werden kann, ist die Drallstärke des Brenners beeinflussbar. Dabei nimmt die Drallstärke mit Zunahme der freien Kopfquerschnittsfläche ab. Auf den Drallerzeuger ist ein konisches Mischrohr mit den Längen  $0.625 d_B$ ,  $1.250$  oder  $1.875 d_B$  montiert. Alle drei Mischrohre haben den gleichen Austrittsdurchmesser  $d_B$ .

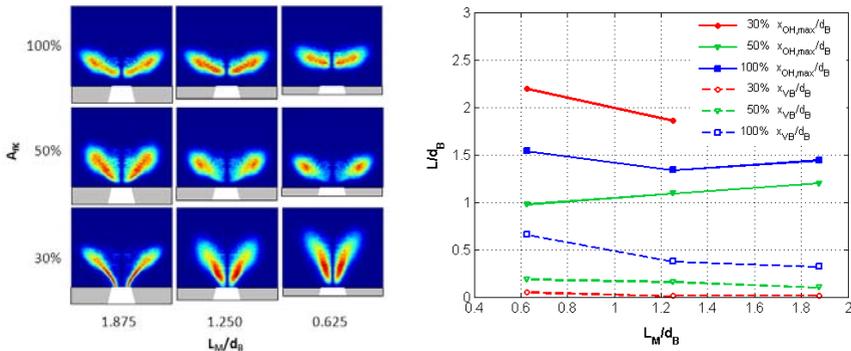


**Abbildung 5: Modulares Brennersystem bestehend aus einem Drallerzeuger mit perforierten Plättchen und verschiedenen langen Mischrohren**

## 5.3 Flammeneigenschaften

Sowohl die Drallstärke als auch die Mischrohlänge haben einen signifikanten Einfluss auf die Flammenform und die Position des Wirbelaufplatzens. In Abbildung 6 sind links die Mittelwerte der entabellten  $OH^*$ -Chemilumineszenz einer Flamme mit einer Vorheiztemperatur von  $300^\circ C$ , einer Leistung von 50kW Leistung und einer Luftzahl von 1.4 der neun sich aus dem Brennersystem ergebenden Konfigurationen (4mm Schlitzweite, 30, 50 und 100% offene Kopfquerschnittsfläche,  $0.625$ ,  $1.250$  oder  $1.875 d_B$  Mischrohlänge) zu sehen. Auf Grund der unterschiedlichen Drallstärke kommt es am Brenneraustritt zur Ausbildung verschiedener Geschwindigkeitsfelder. Dabei führt das Jet-Profil für eine 100% freie Kopfquerschnittsfläche zu einer flachen Flamme, das U-Profil des 30% Drallerzeugers zu einer V-Flamme und das Blockprofil des 50% Drallerzeugers zu einer Mischung aus diesen beiden Flammenformen [12]. Die zunehmende Konizität der Mischrohre mit abnehmender Länge bewirkt eine Erhöhung der axialen Geschwindigkeit auf der Brennerachse. Das führt zu einem Stromabschieben der Position des Wirbelaufplatzens  $x_{vB}$  und ist besonders deutlich bei dem 100% Drallerzeuger ausgeprägt (rechts in Abbildung 6). Mit zunehmender Drallstärke nimmt dieser Einfluss ab. Die axiale Position mit maximaler  $OH^*$ -Chemilumineszenz Intensität  $x_{OH,max}$  variiert für den 100% Drallerzeuger kaum, wohingegen  $x_{OH,max}$  für den Drallerzeuger mit 50% freier Kopfquerschnittsfläche mit zunehmender Mischrohlänge zunimmt und bei 30% abnimmt. Die Flamme des 30% Drallerzeugers mit dem  $1.875 d_B$  Mischrohr ist im Vergleich zu den anderen Flammen auf Grund der geringen axialen Geschwindigkeit in das Mischrohr hineingezogen.

Die Design for Stability-Methode und die Eigenschaften des gezeigten Brennersystems sowie das Flammenverhalten werden publiziert [2].

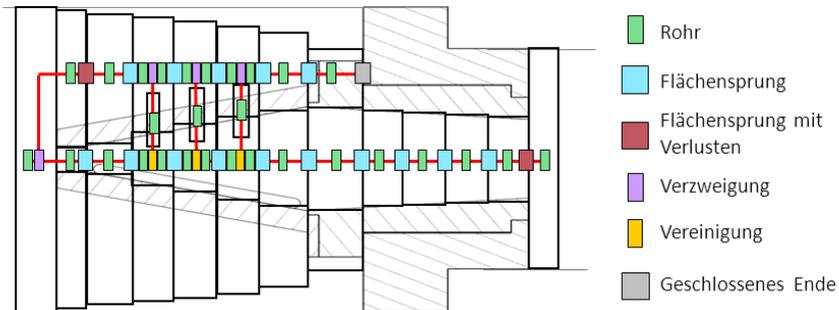


**Abbildung 6: Links: Entabellte OH\*-Chemilumineszenz Mittelwertbilder der Flamme bei verschiedenen Kopfquerschnittsflachen und Mischrohrhängen  
Rechts: Flammenlänge ( $x_{OH,max}$ ) und Position des Wirbelaufplatzens ( $x_{VB}$ ) normiert mit dem Durchmesser des Brenneraustritts**

## 5.4 Modellierung der BTM und FTF

### 5.4.1 Netzwerkmodell für das Brennersystem

Auf Grund der Länge des akustischen Weges durch den Brenner ist eine Modellierung als kompaktes Element mit möglichst genauer Wiedergabe der Brennerakustik nicht möglich. Da das Ziel der Design for Stability-Methode nicht nur die qualitative sondern auch die quantitative Vorhersage der Dämpfung ist, ist ein Brennermodell notwendig, das beim Abbilden der experimentellen BTM zu minimalen Fehlern führt. Dies erfordert die Entwicklung eines aufwendigen Modells, das sehr nah an der realen Geometrie des Brenners angelehnt ist.

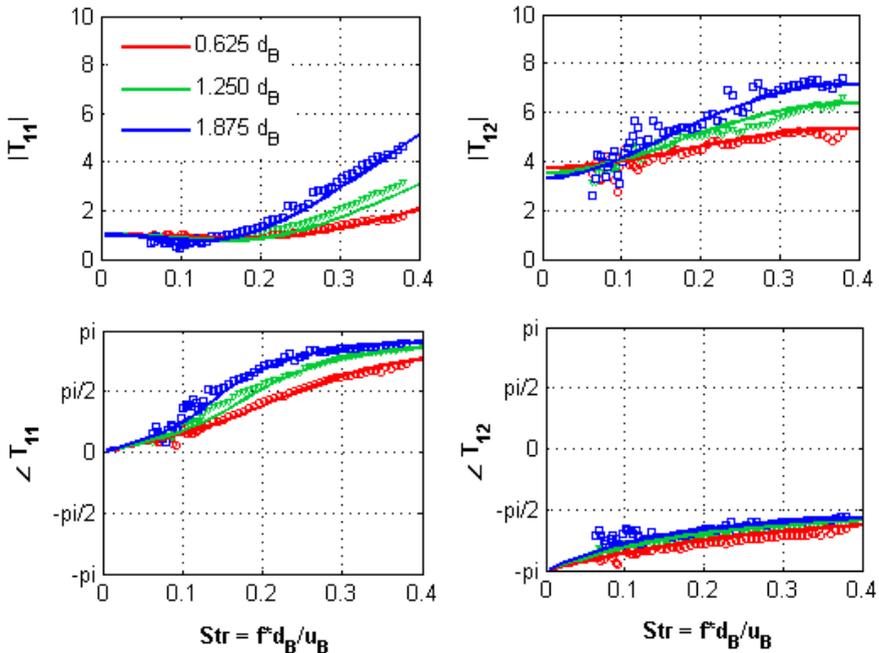


**Abbildung 7: Netzwerkmodell des Brenners, dargestellt für ein Mischrohr mit einer Länge von 60mm**

In Abbildung 7 ist das Brennermodell beispielhaft für ein Mischrohr der Länge  $1.875d_b$  mit den verwendeten Elementen dargestellt. Ausgehend von der linken Seite wird die Strömung in zwei Teile aufgespalten: ein Teil durchströmt den Drallerzeuger durch den Kopfquerschnitt und der andere Teil durch die Schlitze, die mit drei Rohren, verteilt über die Länge, abgebildet sind.

Die Größe des Durchmessers aller Rohrelemente ist entsprechend der freien Querschnittsfläche berechnet, was zu einer Verringerung des Plenumdurchmessers bei gleichzeitiger Vergrößerung des Drallerzeugerdurchmessers führt. Das gezeigte Brennermodell ist, abgesehen von den beiden verlustbehafteten Flächensprüngen, die mit einer effektiven Länge und einem Druckverlustbeiwert behaftet werden können, verlustfrei modelliert. Insgesamt enthält das Modell drei Parameter: zwei effektive Längen und einen Druckverlustbeiwert. Die effektiven Längen berücksichtigen die Abweichung von der eindimensionalen Wellenausbreitung beim Propagieren durch die Schlitze und beim Übergang vom Mischrohr in die Brennkammer. Der Druckverlustbeiwert ist im letzten Flächensprungelement enthalten und entspricht dem experimentell ermittelten Druckverlust. Das Brennermodell ist für alle Brennerkonfigurationen mit entsprechender Anpassung der Rohrlängen gültig. Die Parameter sind als Funktionen der variablen Brennergeometrie (Mischrohrlänge und freie axiale Kopfquerschnittsfläche) beschreibbar, was eine Interpolation der Parameter in dem gegebenen Geometriebereich des Brenners erlaubt.

Da die Unterschiede zwischen den verschiedenen Drallerzeugern in der BTM sehr gering sind, sind in Abbildung 8 nur BTM des 100% Drallerzeugers mit den drei Mischrohrängen  $0.625$ ,  $1.250$  und  $1.875d_b$  dargestellt. Die Symbole kennzeichnen die experimentell bestimmten BTM und die durchgezogenen Linien, die mit dem Netzwerkmodell berechnet. Die Matrixelemente  $T_{21}$  und  $T_{22}$  sind nicht abgebildet, da sie mit Amplituden  $< 1$  nur einen sehr geringen Einfluss haben. Sowohl im  $T_{11}$  als auch im  $T_{22}$  ist eine deutliche Zunahme der Amplitude mit steigender Strouhal-Zahl bei längeren Mischrohren erkennbar. Folglich ist bei einer bestimmten Druckamplitude am Brenneraustritt für kürzere Mischrohre eine größere Druck- beziehungsweise Schnelleschwankung am Brennertritt notwendig als für längere Mischrohre.



**Abbildung 8: Vergleich zwischen der experimentellen BTM (Symbole) und der modellierten BTM (Linien) des 100% Drallerzeugers bei verschiedenen Mischrohrängen**

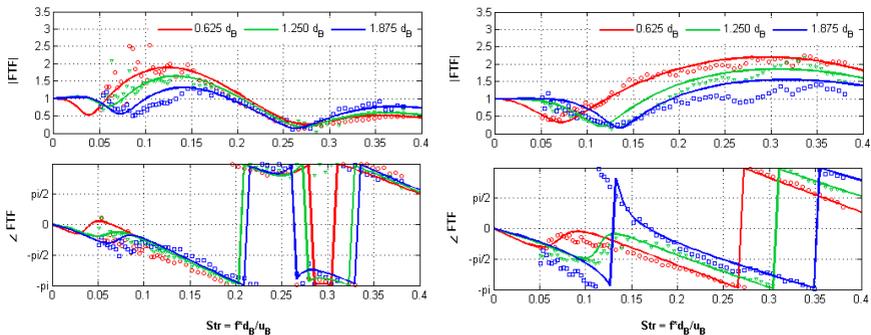
Die mit dem Netzwerkmodell ermittelten BTM sind sowohl in der Amplitude als auch in der Phase in sehr guter Übereinstimmung mit den experimentellen BTM.

### 5.4.2 Flammenmodell

Da die Strömungseffekte im Brenner auf Grund der Variabilität der freien Kopfquerschnittsfläche und der Mischrohrlänge sehr komplex sind, ist ein physikalisches Modell für die FTF bisher praktisch nicht umsetzbar. Deshalb wurde eine physikalisch basierte Fit-Funktion gewählt, die die entscheidenden Merkmale der FTF abbildet. Das Flammenmodell, was zuerst von Freitag [13] vorgeschlagen und dann von Hauser [14] weiterentwickelt wurde, setzt sich aus zwei Termen zusammen:

$$FTF(\omega) = \frac{e^{-i\omega\tau_1}}{1 + \alpha_1 i\omega + (\alpha_2 i\omega)^2} + n \cdot \left( e^{-i\omega\tau_2 - \frac{1}{2}\omega^2\sigma_2^2} - e^{-i\omega\tau_3 - \frac{1}{2}\omega^2\sigma_3^2} \right) \quad (1)$$

# Einfluss neuer, brennstoffflexibler Vormischbrenner auf die thermoakustischen Eigenschaften von Ringbrennkammern



**Abbildung 9: Vergleich zwischen der experimentellen FTF (Symbole) und der modellierten FTF (Linien) des Brenners mit 30% (links) und 100% (rechts) freiem Kopferschnitt bei verschiedenen Mischrohrängen**

Der erste Term repräsentiert Massenstromschwankungen. Dabei ist es möglich mit dem Modell 2. Ordnung Amplitudenpeaks mit Werten  $\leq 1$  in niedrigen Frequenzbereich abzubilden. Der zweite Term beschreibt die konstruktive und destruktive Überlagerung von axialer geschwindigkeitsinduzierter und durch Drall induzierte Wirbelstärkeschwankung, die den höheren Frequenzbereich dominiert. In Abbildung 9 ist der Vergleich zwischen experimenteller und modellierter FTF des 30% und 100% Drallerzeugers mit den drei Mischrohrängen 0,625, 1,250 und 1,875  $d_B$  dargestellt. Die Übereinstimmung von Experiment und Modell ist sowohl für die Amplitude als auch für die Phase sehr gut. Wie schon die Flammenform und Position des Wirbelaufplatzens in Abbildung 6 vermuten lässt, unterschieden sich die FTF dieser beiden Drallerzeuger deutlich voneinander. Die Amplitude des 30% Drallerzeugers hat zwei Minima: das erste zwischen  $Str \in [0,03 - 0,1]$  und das zweite bei  $Str \in [0,26]$ .

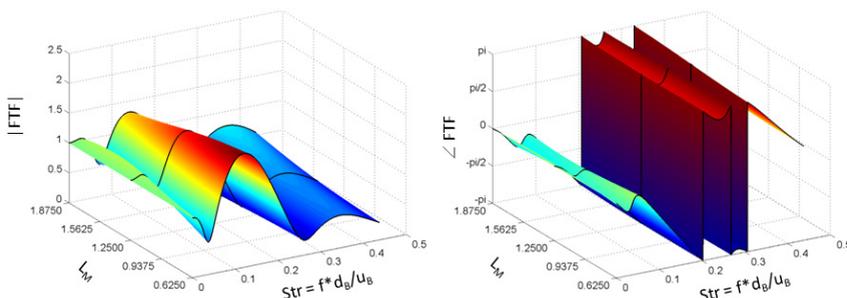
	$L_M$	$\tau_1$	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$n$	$\tau_2$	$\sigma_2$	$\tau_3$	$\sigma_3$
100%	1,875 $d_B$	2,29	1,03	1,17	0,79	1,34	0	2,84	0
	1,250 $d_B$	2,47	1,43	1,31	1,01	1,68	0	3,23	0
	0,625 $d_B$	2,59	3,05	1,74	1,13	1,88	0	3,45	0
30%	1,875 $d_B$	2,84	2,37	2,21	0,90	1,81	0,47	5,49	0,63
	1,250 $d_B$	2,19	3,06	2,66	1,09	1,86	0,57	5,57	0,78
	0,625 $d_B$	1,83	5,53	3,95	1,19	1,89	0,63	5,62	0,86

**Tabelle 1: Mit  $u_B/d_B$  normierte Parameter des Flammenmodells für den 30% und 100% Drallerzeuger bei den drei Mischrohrängen 0,625, 1,250 und 1,875  $d_B$**

Der 100% Drallerzeuger hat dagegen nur ein Minimum bei  $Str \hat{=} 0.06 - 0.14$ . Weiterhin haben die langgestreckten Flammen des 30% Drallerzeugers eine dämpfende Wirkung für höher frequente Störungen, die flache Flamme des 100% Drallerzeugers verstärkt dagegen diese Störungen, was an den niedrigen beziehungsweise hohen Amplituden für  $Str > 0.3$  erkennbar ist. Deutlich wird das auch in den Parametern  $\sigma_2$  und  $\sigma_3$ , die eine Zeitverzugsverteilung beschreiben. Bei dem 100% Drallerzeuger sind diese Parameter zu Null gesetzt. Für den 30% Drallerzeuger nehmen  $\sigma_2$  und  $\sigma_3$  mit abnehmender Mischrohrlänge und damit zunehmender Flammenlänge immer größere Werte an, wie in Tabelle 1 zu sehen ist.

Wie auch die Parameter des Brennermodells sind die Parameter des Flammenmodells als Funktionen der Brennergeometrie darstellbar, was eine Interpolation im gegebenen Geometriebereich ermöglicht. In Abbildung 10 sind beispielhaft für den 30% Drallerzeuger die interpolierten Amplituden und Phasen der FTF für die Mischrohrängen von 0.625 bis 1.875 $d_B$  dargestellt.

Das Brenner- und das Flammenmodell werden publiziert [3].



**Abbildung 10: Amplitude und Phase des 30% Drallerzeugers interpoliert für Mischrohrängen von 0.625 bis 1.875 $d_B$**

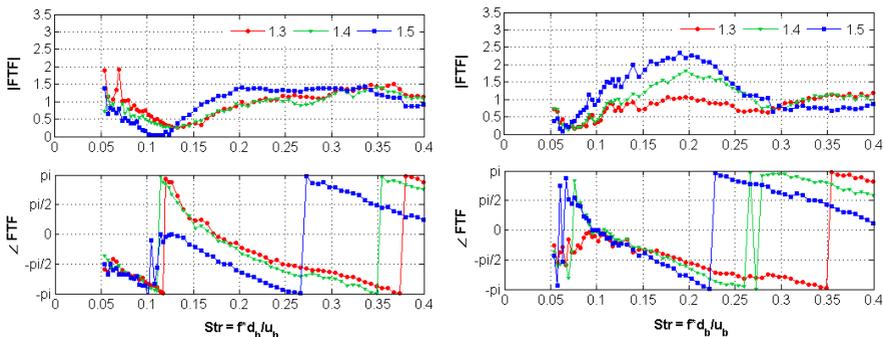
## 5.5 Vergleich Perfekte Vormischung – Technische Vormischung

Der Einfluss von Luftzahl und Leistung wurde für den 100% Drallerzeuger mit dem 1.875 $d_B$  Mischrohr sowohl für die perfekt vorgemischte als auch für die technisch vorgemischte Verbrennung untersucht.

### 5.5.1 Luftzahl

Die Luftzahl wurde bei einer konstanten Leistung von 50kW und einer Vorheiztemperatur von 300°C von  $\lambda = 1.3$  bis  $\lambda = 1.5$  variiert. In Abbildung 11 sind Amplitude und Phase der entsprechenden FTF dargestellt. Bei der perfekt vorgemischten Verbrennung haben Luftzahländerungen in der Amplitude und Phase kaum Auswirkungen. Lediglich das Minimum bewegt sich mit zunehmender Luftzahl hin zu kleineren Strouhal-Zahlen, von  $Str \hat{=} 0.14$  zu  $Str \hat{=} 0.11$ . Scheinbar gleichen sich die mit steigender Luftzahl zunehmenden Flammenlängen durch die ebenfalls zunehmenden konvektiven Geschwindigkeiten auf Grund des höheren Luftmassenstroms weitgehend aus, so dass es zu keiner deutlichen Änderung der konvektiven Verzugszeiten kommt.

Die FTF der technischen Vormischung unterscheiden sich deutlich von denen der perfekt vorgemischten Flamme. Hier existieren zwei Minima: das erste um  $Str \hat{=} 0.05$  und das zweite um  $Str \hat{=} 0.028$ . Dabei bewegt sich das erste Minimum mit zunehmender Luftzahl ebenfalls hin zu kleineren Strouhal-Zahlen. Weiterhin nimmt die Amplitude im Bereich niedriger Strouhal-Zahlen mit zunehmender Luftzahl zu und im höheren Strouhal-Zahl Bereich ab. Auch der Phasenverlauf wird mit zunehmender Luftzahl steiler, was mit einer zunehmenden globalen Verzugszeit einhergeht. Für alle Luftzahlen sind die Phasenverläufe bei der technischen Vormischung steiler als bei der perfekten Vormischung. Daraus lässt sich schließen, dass die zusätzlichen Luftzahlschwankungen der technischen Vormischung einen dominierenden Effekt auf das globale Verzugszeitverhalten haben.

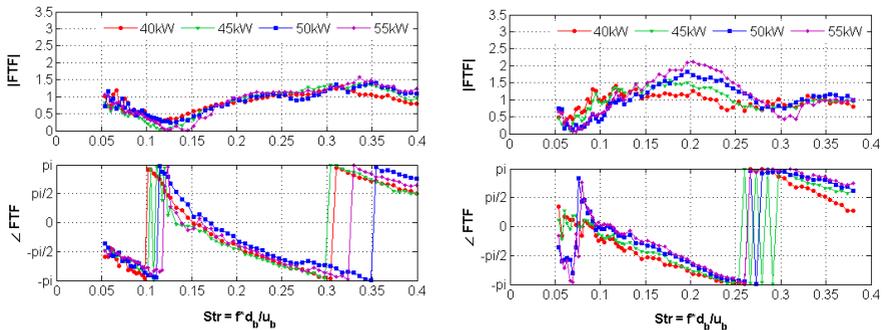


**Abbildung 11: FTF des 100% Drallerzeugers mit einer Mischrohrlänge von  $1.875d_b$  bei einer Leistung von 50kW, einer Vorheiztemperatur von 300°C und verschiedenen Luftzahlen. Links: Technische Vormischung; Rechts: Perfekte Vormischung**

### 5.5.2 Leistung

Die Leistung wurde bei einer konstanten Luftzahl von  $\lambda = 1.4$  und einer Vorheiztemperatur von 300°C von 45 bis 55kW variiert. Ebenso wie die Luftzahl führt die Leistungsvariation zu keiner deutlichen Änderung in der FTF für die perfekt vorgemischte Verbrennung (Abbildung 12).

Bei der technischen Vormischung ist dagegen ein kleiner Einfluss erkennbar. Das Maximum nimmt mit zunehmender Leistung zu und verschiebt sich leicht zu höheren Strouhal-Zahlen, von  $Str \hat{=} 0.17$  zu  $Str \hat{=} 0.2$ . Im Phasenverlauf sind, ähnlich der perfekten Vormischung, kaum Unterschiede bei variierender Leistung vorhanden. Anders als bei der Luftzahlvariation wirken sich Änderungen der Leistung nur geringfügig auf die FTF der technisch vorgemischten Verbrennung aus.



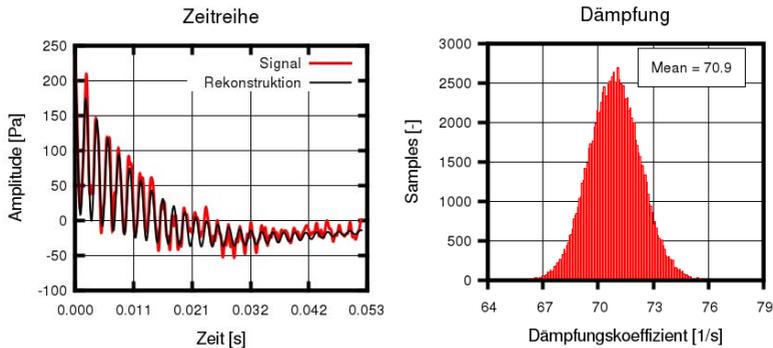
**Abbildung 12: FTF des 100% Drallerzeugers mit einer Mischrohrlänge von  $1.875d_b$  bei einer Luftzahl von 1.4, einer Vorheiztemperatur von  $300^\circ\text{C}$  und verschiedenen Leistungen. Links: Perfekte Vormischung; Rechts: Technische Vormischung**

## 5.6 Dämpfung

Um mit Hilfe der erstellten parametrischen BTM und FTF einen Brenner zu entwickeln, der in der Ringbrennkammer zu thermoakustischer Stabilität führt ist ein Netzwerkmodell des Versuchsstands nötig. Mit dem Modell, das im Wesentlichen aus dem Vorgängerprojekt übernommen wurde, wird eine Parameteroptimierung bezüglich der Brennergeometrie durchgeführt, die zu maximaler Dämpfung bei der Verwendung in der Ringbrennkammer führt.

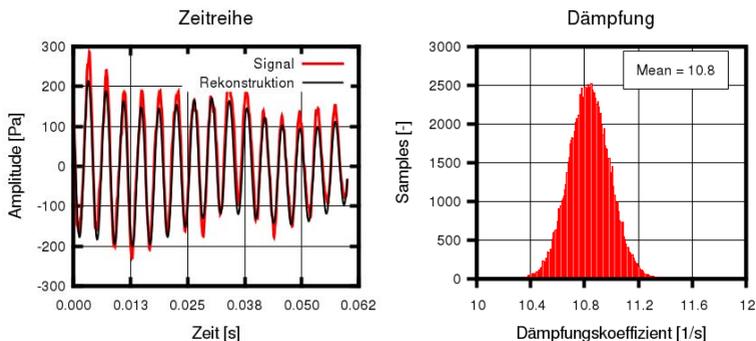
Der so ermittelte Optimalbrenner wird dann in die Ringbrennkammer implementiert und das vorhergesagte Verhalten vor allem hinsichtlich der Dämpfung überprüft. Dazu wurde eine neue, statistikbasierte Methode, zum Ermitteln der Dämpfung eines Signals aus stark verrauschten Zeitreihen, entwickelt. Dies war notwendig, da das Signal des abklingenden akustischen Feldes bei reaktiver Strömung stark von Störgeräuschen überlagert ist.

Zunächst wurde die Methode mit Messdaten aus Einzelbrennkammerversuchen getestet. Dabei wurden sowohl Daten von Versuchen ohne Flamme als auch Zeitreihen bei reaktiver Strömung ausgewertet. Abbildung 13 zeigt die an der Einzelbrennkammer ermittelte Dämpfung einer reinen longitudinalen Mode bei durchströmtem Versuchstand mit einer Vorheiztemperatur von  $300^\circ\text{C}$ . Weiterhin ist das mit Hilfe der ebenfalls ermittelten Frequenz rekonstruierte Signal eines Sensors gezeigt. Zur Veranschaulichung der hohen Genauigkeit des Algorithmus ist das rekonstruierte Signal über der gemessenen Zeitreihe dargestellt.



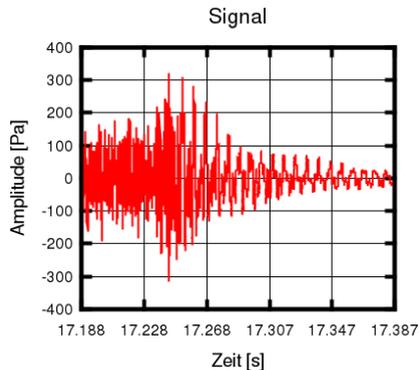
**Abbildung 13: Mit neuem statistikbasierten Algorithmus ermittelte Dämpfung der Einzelbrennkammer mit Strömung bei 300°C Vorheiztemperatur (rechts) und das daraus rekonstruierte Signal im Vergleich zur aufgezeichneten Zeitreihe eines Sensors (links)**

Auch Messungen an der Ringbrennkammer ohne Strömung sind bereits durchgeführt worden. Zur Anregung des Systems wurden dabei allerdings noch nicht die modifizierten Sirenen, da sie sich noch in der Fertigung befanden, sondern Sprengkapseln verwendet. Die Ergebnisse zeigen, dass die Methode in der Lage ist, die zweidimensionale Akustik in der Ringbrennkammer zu analysieren und verlässlich und reproduzierbar die Dämpfung des Systems zu ermitteln. In Abbildung 14 ist beispielhaft das Ergebnis für ein an der Ringbrennkammer aufgenommenes abklingendes Signal dargestellt. Es zeigt die ermittelte Abklingrate der 1. Umfangsmode und das rekonstruierte Signal für einen beliebigen Sensor, der für die Auswertung verwendet wurde. Der Algorithmus ermittelt neben der Abklingrate auch die Frequenz des Signals, welche hier nicht gezeigt ist, aber ebenfalls mit einer sehr guten Reproduzierbarkeit bestimmt wird. Analytisch lässt sich für die erste Umfangsmode eine Frequenz von 250Hz berechnen, was in guter Übereinstimmung mit der von der Methode ermittelten Frequenz von 258Hz ist.



**Abbildung 14: Ermittelte Dämpfung der ersten Umfangsmode an der Ringbrennkammer ohne Strömung (rechts) und das daraus rekonstruierte Signal im Vergleich zur aufgezeichneten Zeitreihe eines Sensors (links)**

Die Anregung bei den geplanten Dämpfungsmessungen der reaktiven Strömung soll nicht durch Sprengkapseln sondern durch die modifizierten Sirenen erfolgen. Dazu wurde die Funktionalität des Abschaltmechanismus der Sirenen zunächst an einem einfachen Rohr nachgewiesen. In Abbildung 15 ist ein Zeitsignal zu sehen, das mit Hilfe der modifizierten Sirene erzeugt wurde. Es zeigt, dass das System nach dem Abschalten der Anregung bei ca. 17,5 Sekunden nach kurzer Zeit vollständig ohne weitere Störung durch die Anregung abklingt.



**Abbildung 15: An einem Rohr aufgezeichnetes Drucksignal, das mit einer Sirene erzeugt wurde, die so modifiziert wurde, dass die Anregung schlagartig unterbrochen werden kann.**

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Da ein Prototyp der modifizierten Sirenen bereits erfolgreich getestet wurde, wird die Inbetriebnahme der modifizierten Sirenen an der Ringbrennkammer mit Ablauf des Jahres 2012 durchgeführt sein.

Die Komplexität der Modelle für BTM und FTF führten zu Verzögerungen im Zeitplan. Dadurch ist die Bestimmung der Parameter für einen thermoakustisch stabilen Brenner mit Hilfe des Netzwerkmodells der Ringbrennkammer noch nicht beendet. Hier wird mit Ergebnissen im ersten Quartal des Jahres 2013 gerechnet.

Die sich daran anschließende Überprüfung des vorhergesagten thermoakustischen Verhaltens lässt sich kurzfristig an die Fertigstellung der Brenner anschließen, da die nötigen Tools und auch die Funktion der Sirenen an der Ringbrennkammer bereits jetzt oder bis zu diesem Zeitpunkt getestet und sichergestellt sind.

## **7 Publikationen und Patente**

### **7.1. Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen**

#### **7.1.1 Begutachtete Publikationen**

- [1] M. Hauser, M. Wagner, T. Sattelmayer: Transformation of Transverse Acoustic Velocity of the Burner Approach Flow into Flame Dynamics. ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69051
- [2] S. Bade, M. Wagner, C. Hirsch, T. Sattelmayer, B. Schuermans: Design for Thermo-Acoustic Stability: Procedure and Data Base. ASME Turbo Expo 2013, GT-2013-94131
- [3] S. Bade, M. Wagner, C. Hirsch, T. Sattelmayer, B. Schuermans: Design for Thermo-Acoustic Stability: Modeling of Burner and Flame Dynamics. ASME Turbo Expo 2013, GT-2013-95058
- [4] M. Wagner, C. Jörg, T. Sattelmayer: Comparison of the Accuracy of Time-Domain Measurement Methods for Combustor Damping. ASME Turbo Expo 2013, GT-2013-94844

#### **7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen**

- [5] S. Bade, T. Sattelmayer: Thermoakustik in Ringbrennkammern. 1. Tag der Ingenieurin an der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München, 2011

### **7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte**

Gemeinsame Publikationen mit anderen KW21 Teilprojekten sind nicht entstanden.

### **7.3 Weitere Publikationen**

- [6] T. Sattelmayer, W. Polifke: Assessment of methods for the computation of the linear stability of combustors. Combustion Science and Technology, 2003, 175 (3)
- [7] T. Sattelmayer, W. Polifke: A novel method for the computation of the linear stability of combustors. Combustion Science and Technology, 2003, 175 (3)
- [8] B. B. H. Schuermans, W. Polifke, C. O. Paschereit: Modeling Transfer matrices of premixed flames and comparison with experimental results. International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, ASME 1999, GT-1999-132
- [9] B. B. H. Schuermans, V. Belucci, C. O. Paschereit: Thermoacoustic modeling and control of multi burner combustion systems. ASME Turbo Expo 2003, GT-2003-38688
- [10] D. Fanaca, P. R. Alemela, F. Ettner, C. Hirsch, T. Sattelmayer, B. Schuermans: Determination and Comparison of the Dynamic Characteristics of a Perfectly Premixed Flame in Both Single and Annular Combustion Chamber. ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50781

- [11] D. Fanaca: Influence of Burner-Burner Interactions on the Flame Dynamics in an Annular Combustor. Dissertation, 2010, Technische Universität München
- [12] J. Sangl: Erhöhung der Brennstoffflexibilität von Vormischbrennern durch Beeinflussung der Wirbeldynamik. Dissertation, 20011, Technische Universität München
- [13] E. Freitag: On the measurement and modelling of flame transfer functions at elevated pressure. Dissertation, 2009, Technische Universität München
- [14] M. Hauser: Einfluss transversaler akustischer Anregung auf die Flammendynamik. Dissertation, 2013, Technische Universität München

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Patente sind im Rahmen dieses KW21 Teilprojektes nicht entstanden.

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

- |           |  |
|-----------|--|
| F. Hugger | Labview-Programmierung der Messwerterfassung sowie der Steuerung des Einzelbrennerversuchsstandes und Unterstützung beim Durchführen experimenteller Untersuchungen<br>Dipl.-Ing. Maschinenbau |
| R. Weber  | Erstellen von Konstruktionszeichnungen in CATIA, Unterstützung bei Montagearbeiten an der Ringbrennkammer<br>Master Maschinenbau   |

### 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

- |              |   |
|--------------|---|
| J. Krüger    | Semesterarbeit<br>Investigations on the behavior of burner and flame transfer matrices at different operation conditions<br>Dipl.-Ing. Maschinenbau |
| N. Stadlmair | Semesterarbeit<br>Investigations on the influence of mixing tubes on the flame behavior<br>Dipl.-Ing. Maschinenbau                                  |
| R. Weber     | Bachelorarbeit<br>Experimentelle Bestimmung von Dämpfungsparametern in einer Ringbrennkammer ohne Verbrennung<br>Master Maschinenbau                |

### 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

Diplom- und Masterarbeiten sind im Rahmen dieses Projektes nicht entstanden.

## **8.4**

Stefanie Bade            Dr.-Ing.  
                                  in Bearbeitung

Michael Wagner        Dr.-Ing.  
                                  In Bearbeitung

## **9      Forschungsprogramme des Bundes und der EU**

### **9.1    Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU**

Das auf BY 15GV aufbauende Thema „Einfluss der Brennstoffzusammensetzung und der Eindüsung von Wasser beziehungsweise Dampf auf die thermoakustische Verbrennungsstabilität von Mehrbrennersystemen“ wird im Rahmen des TUM Programms „Verbesserung der Dynamik von Kombikraftwerken durch verbrennungstechnische Maßnahmen“ bis 2016 weiter verfolgt.

### **9.1    Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)**

Es ist keine Antragstellung oder künftige Förderung geplant.

## Arbeitskreis Brennkammern für Gasturbinen

### Projekt: BY 16GV

## Experimentelle Untersuchung und Modellierung von selbstzündungsgetriebenen Transversalmoden in Gasturbinen-Brennkammern mit hoher Oxidatorvorheizung

Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer Lehrstuhl für Thermodynamik Technische Universität München
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. Michael Hertweck Dipl.-Ing. Civ.ing. Joachim Schwing
Finanzierung:	ALSTOM Power GmbH Bayerisches Staatsministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst Bayerisches Staatsministerium für Wirtschaft, Infrastruktur, Verkehr und Technologie

## 1 Ausgangssituation

Mit der Einführung der vorgemischten Verbrennung in Gasturbinen-Brennkammern zur Reduktion der Flammentemperatur und den damit verbundenen Stickoxidemissionen spielen vermehrt thermoakustische Instabilitäten in Brennkammern eine Rolle. In der Vergangenheit beschränkte sich die Forschung zum Thema thermoakustische Instabilitäten vorwiegend auf niederfrequente Oszillationen. Niederfrequente Effekte bezeichnen hier longitudinale akustische Moden und kompakte Flammen. Die räumliche Ausdehnung der Flamme ist klein im Vergleich zur Wellenlänge.

Für den niederfrequenten Bereich existieren eine Vielzahl an Modellen, Methoden und Werkzeugen zur Vorhersage der Stabilität von Verbrennungssystemen. Das Flammenverhalten in diesen Systemen muss - trotz des hohen Wissensstands - experimentell ermittelt werden. Analytische oder numerische Modelle sind derzeit noch nicht in der Lage, das Flammenverhalten korrekt und mit vertretbarem Aufwand darzustellen. Feedback-Mechanismen sind aber weitestgehend bekannt, so dass sich unterschiedliche Systeme mit ein und demselben Brenner zuverlässig analysieren lassen. [6, 7, 8]

Dementgegen steht die Forschung im Bezug auf hochfrequente thermoakustische Instabilitäten noch am Anfang. Kenntnisse über Feedback-Mechanismen sind gering. Zu erwähnen sind folgende Arbeiten über die Interaktion von hochfrequenter Akustik und Ver-

brennung: Paschereit et al. [9] stellte erste Untersuchungen zu hochfrequenten Transversalmoden bei teilvorgemischter Verbrennung an. O'Connor et al. [10] beschreibt den Einfluss von hochfrequenter transversaler akustischer Anregung auf Jet-Flammen. Huang et al. [11] und Huang und Yang [12] identifizierten helixförmige Wirbelstrukturen und transversale Druckmoden in ihren numerischen Arbeiten.

Mögliche Wechselwirkungen zwischen Akustik, Verbrennung und Strömung in Brennkammern - im Projektantrag als Hypothesen bezeichnet - beruhen auf Reaktionskinetik, Mischung und Sekundärströmung. Die Kinetikhypothese beschreibt den Einfluss von Druckfluktuationen auf die Zündverzugszeit, welche dann eine fluktuierende Wärmefreisetzung bewirkt, die mit dem akustischen Druck koppelt. Unter dem Begriff Mischungshypothese ist der Einfluss von Druck- und Schnelleschwankungen auf die Mischung von Luft und Brennstoff zusammengefasst, die zu Schwankungen in der Intensität der Wärmefreisetzung führen. Die Sekundärströmungshypothese benennt den Einfluss fluktuierender Rezirkulation von Verbrennungsprodukten auf die Druckschwankungen in der Brennkammer.

## **2 Projektziele**

Auf Grundlage experimenteller Untersuchungen der hochfrequenten thermoakustischen Instabilitäten soll der wirkende Feedback-Mechanismus identifiziert werden. Als Orientierung dienen obige Hypothesen. Erste Tests zielen darauf ab, die Wechselwirkungen zwischen Akustik, Verbrennung und Strömung qualitativ zu beschreiben. Darauf aufbauend sollen quantitative Methoden zu einem detaillierten Feedback-Modell führen, das dann in einem Werkzeug zur Vorhersage hochfrequenter Instabilitäten eingesetzt werden kann.

### **2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen**

Ein physikalisch begründetes Modell, wie in der Zwischenbegutachtung gefordert, wurde entwickelt und wird in Kapitel 5 kurz zusammengefasst. Die Charakterisierung des Strömungsfelds ohne Instabilität konnte durch den Einsatz von akustischen Dämpfern realisiert werden. Helmholtz-Resonatoren ermöglichen den Vergleich von stabilem und instabilem Verhalten unter identischen Betriebsbedingungen. Weitere Erkenntnisse wurden mittels erzwungener Anregung von stabilen Betriebspunkten gewonnen.

## **3 Vernetzung**

Während der Projektlaufzeit haben sich folgende intensive Kooperationen innerhalb von KW 21 und darüber hinaus ergeben.

### **3.1 Vernetzung innerhalb KW21**

Die numerischen Berechnungen aus dem Teilprojekt BY 13GV bestätigten die hier mittels Experiment herausgearbeiteten Feedback-Mechanismen. Die vorliegenden Simulationsergebnisse konnten zur quantitativen Verifizierung des Wechselwirkungsmodells verwendet werden und waren Grundlage für eine erweiterte Modellierung.

Die im Rahmen dieses Projekts herausgearbeiteten Methoden zur Messung von akustischen Abkling- und Dämpfungsraten wurden erfolgreich auf das Projekt BY 15GV übertragen. Die Methoden wurden sowohl am Einzelbrenner als auch in der Ringbrennkammer eingesetzt.

### **3.2 Vernetzung außerhalb KW21**

Außerhalb des KW 21 Frameworks erfolgte eine intensive Zusammenarbeit mit COORETEC 2.1.6: Flexibles Verbrennungssystem für Wasserstoffhaltige Brennstoffe (Förderkennzeichen: 0327715N). Bei der Weiterentwicklung von Mess- und Steuerungstechnik sowie experimenteller Hardware wurden hier Synergien genutzt.

Die Weiterentwicklung von akustischen Berechnungsverfahren mittels Finite-Element-Methoden (FEM) erfolgte zusammen mit einem durch die Europäische Union im Rahmen von FP7-KIAI geförderten Projekt. Daraus entstand auch eine gemeinsame Publikation [2].

Die Untersuchungen am Hochdruck-Versuchstand erfolgten in enger Abstimmung mit dem Projekt COORETEC 2.1.5: Verbrennungsuntersuchungen für einen Gasturbinenprozess mit Abgasrezirkulation zur effizienten CO<sub>2</sub>-Abscheidung (Förderkennzeichen: 0327810A).

## **4 Vorgehensweise und Methodik**

Ausgangspunkt des Projekts ist der Nachweis von hochfrequenten Instabilitäten im Experiment. Daran schließt sich die Identifikation der auftretenden akustischen Moden an. Stabilitätskarten – also eine Aufzeichnung von stabilen und instabilen Betriebspunkten unter Variation einer Vielzahl von Parametern – bilden einen ersten Ansatzpunkt für die Modellierung des Feedback-Mechanismus. Neben der akustischen Charakterisierung spielt die Analyse und Beschreibung des Strömungsfelds und des Flammenverhaltens eine wesentliche Rolle für die Identifikation der Wechselwirkung. Particle Image Velocimetry (PIV), Mie-Streuung und OH\* Chemilumineszenz werden teilweise simultan mit Druckmessungen eingesetzt um periodische hochfrequente Phänomene zu identifizieren. Auf Grundlage der Auswertung der Daten wurde ein physikalisches Modell zur Beschreibung des Feedback-Mechanismus entwickelt. Untersuchungen mit Helmholtzdämpfern und mit erzwungener Anregung dienen der Absicherung des physikalisch motivierten Modells – genauso wie der Vergleich mit numerischen Daten aus dem Projekt BY 13GV.

Unter Anwendung der gleichen Messmethoden am Hochdruckversuchstand soll das vorliegende Modell verifiziert und ggf. erweitert werden.

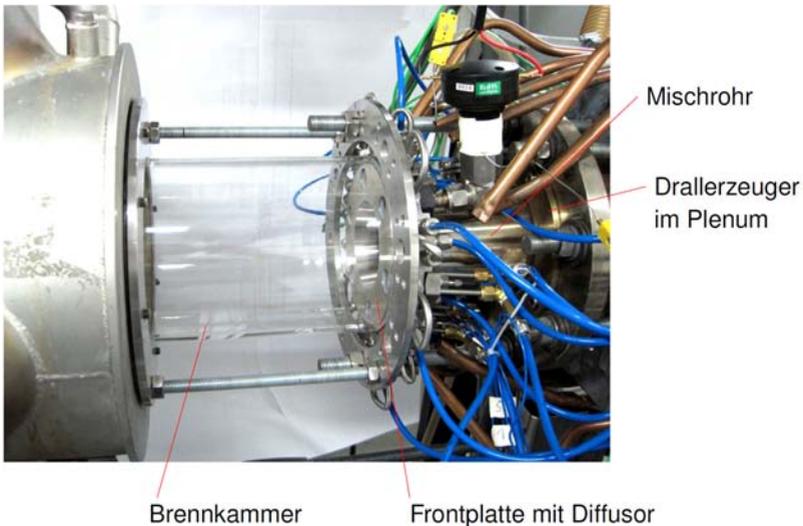
## **5 Projektergebnisse und Ausblick**

Die Beschreibung der Ergebnisse aus dem Projekt BY 16GV orientiert sich stark an der in Kapitel 4 beschriebenen Methodik. Nach der experimentellen Charakterisierung selbsterregter hochfrequenter Druckoszillationen unter atmosphärischem Druck anhand einer drallstabilisierten Flamme (Kapitel 5.1 und 5.2) folgt eine Beschreibung des Strömungs- und Flammenverhaltens (Kapitel 5.3). Die Untersuchung des Stabilitäts- und Abklingverhalten (Kapitel 5.4) geht der Modellierung des beobachteten Feedback-Mechanismus

voraus (Kap. 5.5). Abschließend werden auf die Messungen bei hoher Vorheiztemperatur bei Selbstzündung am Hochdruck-Versuchsstand eingegangen (Kap. 5.6), die erzielten Resultate zusammengefasst und ein Ausblick für zukünftige Arbeiten gegeben (Kap. 5.7).

### 5.1 Drallstabilisierte Flamme

Untersuchungen an einer aerodynamisch stabilisierten Flamme wurden an der in Abbildung 1 gezeigten Konfiguration durchgeführt. Strömungsrichtung ist hier von rechts nach links. Das Brennstoff-Luft-Gemisch wird im Drallerzeuger verdreht, durch das Mischrohr geführt. Die Frontplatte mit Diffusor bildet den Übergang zum Flammrohr. Durch das drallinduzierte Wirbelaufplatzen stabilisiert sich die Flamme in der Quarzglasbrennkammer. Die Frontplatte ist wassergekühlt und enthält sechs Positionen, die mit Sensoren oder sonstigen Einbauten ausgerüstet werden können.



**Abbildung 1: Experimenteller Aufbau drallstabilisierte Verbrennung**

Die hier verwendeten Einbauten sind in Abbildung 2 zusammengefasst. Drucksensoren wurden zur Charakterisierung der Akustik in der Brennkammer verwendet, siehe Kap. 5.2 und 5.4. Thermoelemente dienen der Überwachung des Betriebs. Mittels Helmholtz-Resonatoren können instabile Betriebspunkte stabilisiert werden. Lautsprecher werden zur akustischen Anregung verwendet, um Stabilitätsreserven zu vermessen, vgl. Kap. 5.4.

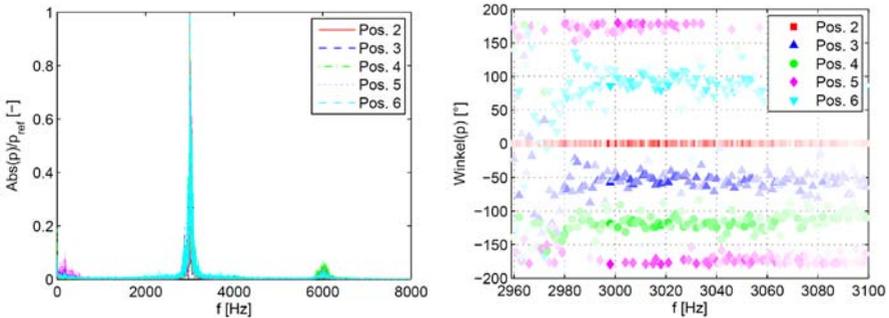


Abbildung 2: Sensoren und sonstige Einbauten

Auf Grundlagen zur optischen Messtechnik wird an dieser Stelle verzichtet. Für die Auswertung der Mie-Streuung sei auf [13] und [14] verwiesen. Ausführungen zur Particle Image Velocimetry (PIV) sind in [15] zu finden. Bezüglich OH\* Chemilumineszenz sei auf [16] verwiesen. Details zu den hier verwendeten Aufbauten und Systemen sind in [1] und [3] zu finden.

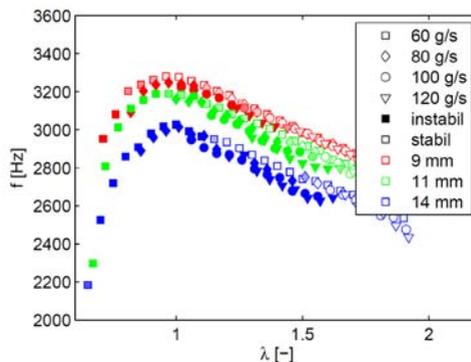
## 5.2 Charakterisierung selbsterregter hochfrequenter Druckoszillationen

Selbsterregte hochfrequente Druckoszillationen treten unter definierten Betriebsbedingungen – auf die später noch detaillierter eingegangen wird – bei einer Frequenz von circa 3 kHz auf, siehe Frequenzanalyse in Abbildung 3 (links). Oberschwingungen bei etwa 6 kHz sind registrierbar. Die Frequenz von 3 kHz entspricht der Frequenz der analytischen Lösung der ersten Transversalmode (T1 Mode). Eine Analyse der Phase der Drucksensoren, vgl. Abbildung 3 (rechts), bestätigt das Auftreten der T1 Mode. Gegenüberliegende Sensoren im Flammrohr, z.B. die Sensoren an Pos. 2 und 5 bzw. Pos. 3 und 6 zeigen jeweils eine Phasendifferenz von etwa 180°. Da benachbarte Sensoren sich um 60° in der Phase unterscheiden, handelt es sich hier um ein rotierende und keine stehende Transversalmode. Druckkonturen einer T1 Mode sind – im Vorgriff auf die Modellierung – in Kapitel 5.5 in Abbildung 12 skizziert.



**Abbildung 3: Frequenzanalyse des Drucksignals (links) und Phasenauswertung der Sensoren (rechts)**

Druckmoden wie in Abbildung 3 dargestellt treten unter einer Vielzahl von Betriebsbedingungen auf. Treten Hochfrequenzinstabilitäten (HF-Instabilitäten) auf, so sind dies in der hier untersuchten Geometrie ausschließlich rotierende T1 Moden. Abbildung 4 zeigt die Eigenfrequenz der Transversalmode über die Luftzahl für verschiedene Luftmassenströme (Strömungsgeschwindigkeiten) sowie Drallzahlen (Schlitzweite im Drallregister: 9mm entspricht hohem Drall, 14 mm geringem Drall) exemplarisch für eine Vorheiztemperatur von 200°C. Die Drallzahl hat einen dominanten Einfluss auf die Eigenfrequenz, nicht aber die Strömungsgeschwindigkeit. Alle Parameterkombinationen tendieren dazu mit steigender Leistung (sinkender Luftzahl) instabil zu werden. Detailliertere Ausführungen und ein Überblick über Ergebnisse bei anderen Vorheiztemperaturen sind in [3] zu finden.



**Abbildung 4: Exemplarische Stabilitätskarte für Vorheiztemperatur 200°C**

### 5.3 Strömung und Flammenverhalten

Neben der Akustik spielen das Flammenverhalten und die Strömung eine wichtige Rolle bei der Charakterisierung der Wechselwirkung. Im Folgenden sind Aufnahmen mittels optischer Messtechnik aus dem Flammrohr zusammengefasst. Gezeigt wird der in Abbildung 5 skizzierte Abschnitt, der die beiden Scherschichten der inneren und äußeren Rezirkulationszone enthält. Die Strömungsrichtung ist von links nach rechts.

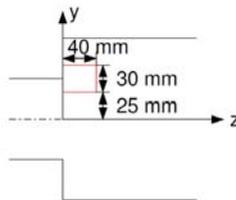


Abbildung 5: Bildausschnitt im Flammrohr

Instantanaufnahmen der Mie-Streuung zeigen das akustisch-induzierte Wirbelablösen in der äußeren Scherschicht [1] über eine Periode der Schwingung. Helle Farben korrespondieren mit unverbranntem Gemisch, dunkle Grautöne mit Verbranntem [13, 14].

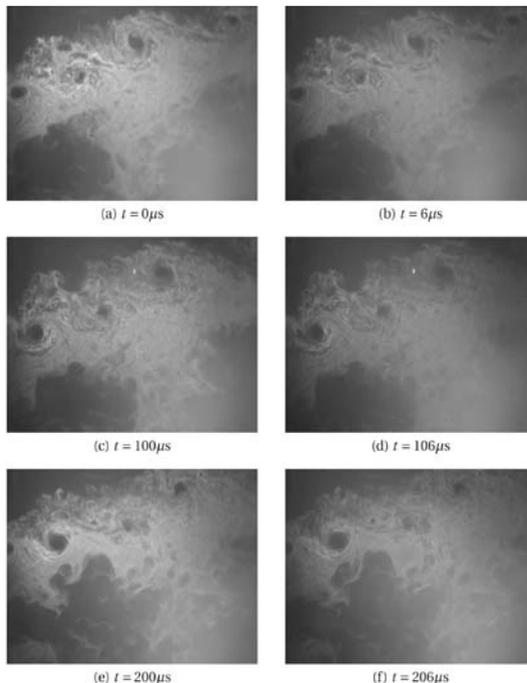
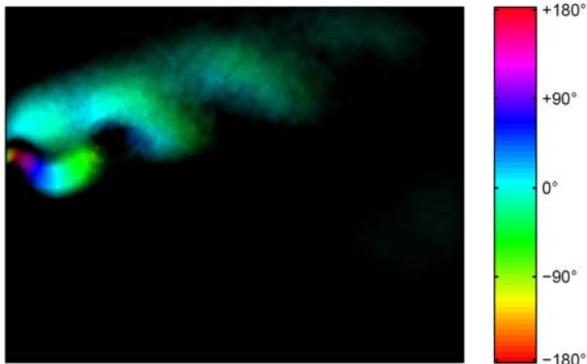


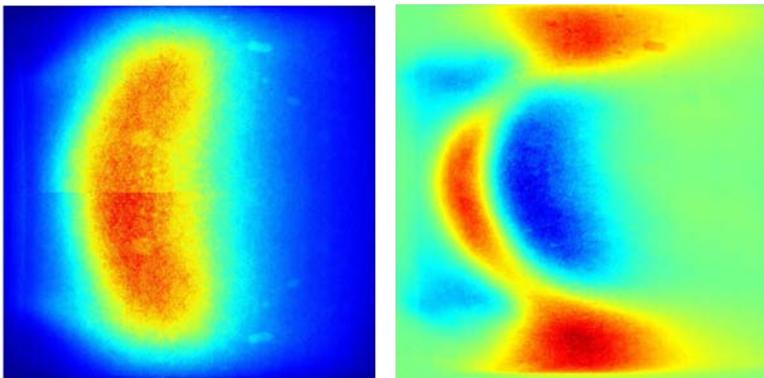
Abbildung 6: Aufnahmen der Mie-Streuung mit Instabilität

Eine genauere Auswertung der zeitaufgelösten Aufnahmen liefert nach der Transformation in den Frequenzraum für die Eigenfrequenz der T1 Mode die in Abbildung 7 dargestellte Aufnahme. Das periodische Wirbelablösen stellt sich als regenbogenfarbene Wellenbewegung dar. Der kontinuierlich türkise Bereich, in den Instantanbildern nur schwer zu identifizieren, stellt die kontinuierliche Auf- und Abbewegung der Scherschchicht dar, die ebenfalls von der Akustik induziert ist.



**Abbildung 7: Phaseninformation der Fourier-Transformation der Mie-Daten**

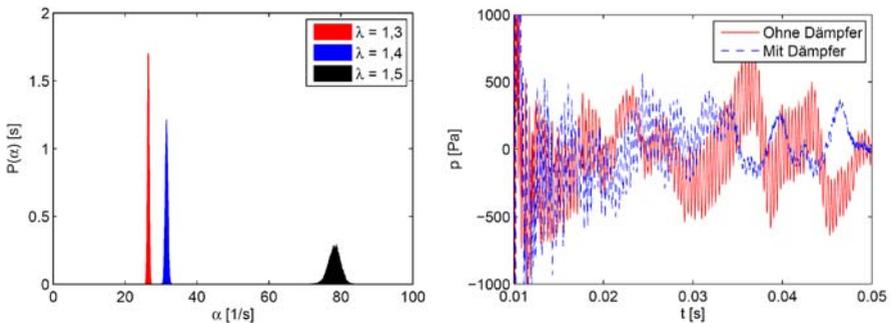
Wirbelbildung und periodische Oszillation beeinflussen auch die mittlere Flammenform, wie in Abbildung 8 dargestellt. Abbildung 8 (links) zeigt unten die mittlere OH\* Intensität mit Instabilität und unten ohne Instabilität für denselben Betriebspunkt. Zur Stabilisierung – dazu mehr in Kapitel 5.4 – wurde ein Helmholtz-Resonator, vgl. Abbildung 2 (c), verwendet. Die Differenz zwischen stabil und instabil ist in Abbildung 8 (rechts) veranschaulicht. Rot entspricht einer erhöhten Intensität der stabilen Flamme, blau der instabilen. Im instabilen Fall erhöht die Wirbelbildung und Oszillation die Reaktivität in der äußeren Scherschchicht und die Flamme rückt axial weiter aus dem Brenner heraus.



**Abbildung 8: Zeitgemittelte OH\* Aufnahmen ohne Instabilität (links oben) und mit Instabilität (links unten) sowie als Differenz (rechts)**

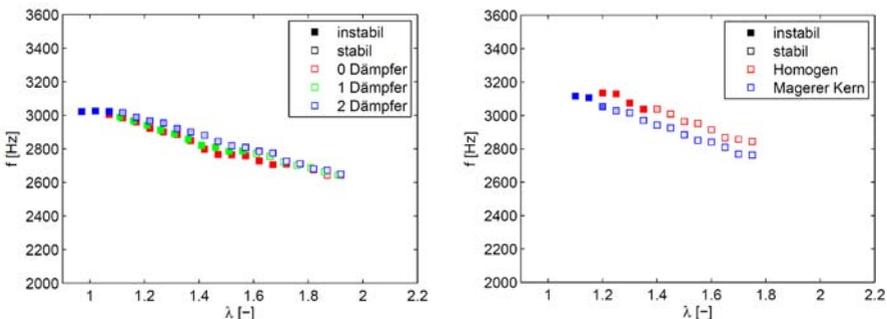
### 5.4 Stabilität und Abklingverhalten

Die Stabilitätsreserven für diverse Betriebspunkte wurden mittels Lautsprecheranregung, die plötzlich gestoppt wird, untersucht. Abbildung 9 (links) zeigt die Dämpfungsraten für verschiedene Luftzahlen bei ansonsten identischen Betriebsbedingungen. Je weiter die Luftzahl in Richtung Auftreten der natürlichen Instabilität herankommt, desto geringer ist die Dämpfungsrate und damit die Stabilitätsreserve. Stabilitätsreserven lassen sich durch den Einsatz von Helmholtz-Resonatoren, Abbildung 2 (c), erhöhen, siehe Abbildung 9 (rechts). Mit Dämpfer (blau) klingen hochfrequente Anteile der Oszillation aufgrund einer Impulsanregung signifikant schneller ab.



**Abbildung 9: Dämpfungsrate für verschiedene Betriebspunkte (links) und Abklingverhalten mit und ohne Dämpfer bei Impulsanregung (rechts)**

Abbildung 10 (links) zeigt in Anlehnung an die Stabilitätskarten, Abbildung 4, den erweiterten stabilen Bereich, der durch den Einsatz von Dämpfern möglich ist. Mit steigender Systemdämpfung verschiebt sich die notwendige thermische Leistung, die zur Instabilität führt, zu signifikant größeren Werten. Auch durch die radiale Verteilung des Brennstoffs lässt sich die Stabilität erhöhen, vgl. Abbildung 10 (rechts). Magert man den Kern der Strömung ab und erhöht den Brennstoffanteil in der äußeren Scherschicht bei einer identischen globalen Luftzahl, so vergrößert sich der Bereich der stabilen Betriebspunkte.



**Abbildung 10: Stabilitätsverhalten in Abhängigkeit der Dämpfung (links) und Einfluss der Brennstoffverteilung (rechts)**

### 5.5 Modellierung

Wesentlich für die thermoakustische Rückkopplung sind die transversalen Schnelleschwankungen, die mit den Druckfluktuationen einhergehen. In Abbildung 11 ist schematisch die Abfolge aus Druckfluktuationen (+/-) und Schnelleschwankungen ( $v'$ ) über eine Periode in blau dargestellt. Aus der Schnelleschwankung resultiert eine periodische Verschiebung, die anhand der in Rot skizzierten Flamme angedeutet ist. Die gestrichelte Linie entspricht der mittleren Position, die durchgezogene rote Linie der aktuellen Position und Auslenkung. Aufgrund der Phasendifferenz zwischen Druck- und Schnelleffluktuation sowie zwischen Schnelle und Verschiebung ist die Flamme immer hin zum maximalen Druck ausgelenkt.

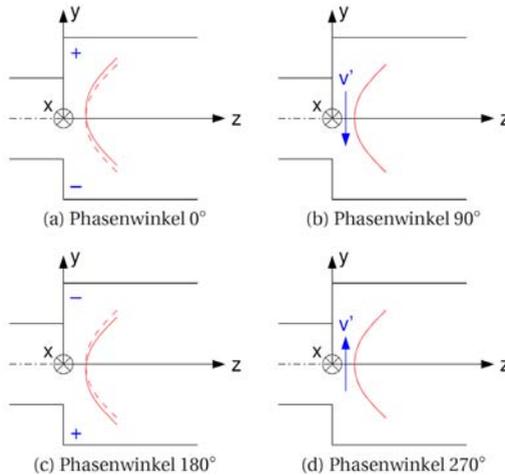


Abbildung 11: Skizze des Wechselwirkungsmechanismus

Die FEM-Analyse des akustischen Feldes zeigt Abbildung 12. Die Transversalmode ist in der Nähe des Flächensprungs am stärksten ausgeprägt und klingt aufgrund der ansteigenden mittleren Temperatur in axialer Richtung ab. Trotz Temperaturfeld in radialer und axialer Richtung weicht die Modenform aber nicht signifikant von der analytischen Lösung im Querschnitt ab.

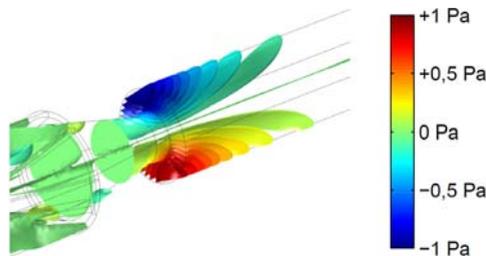
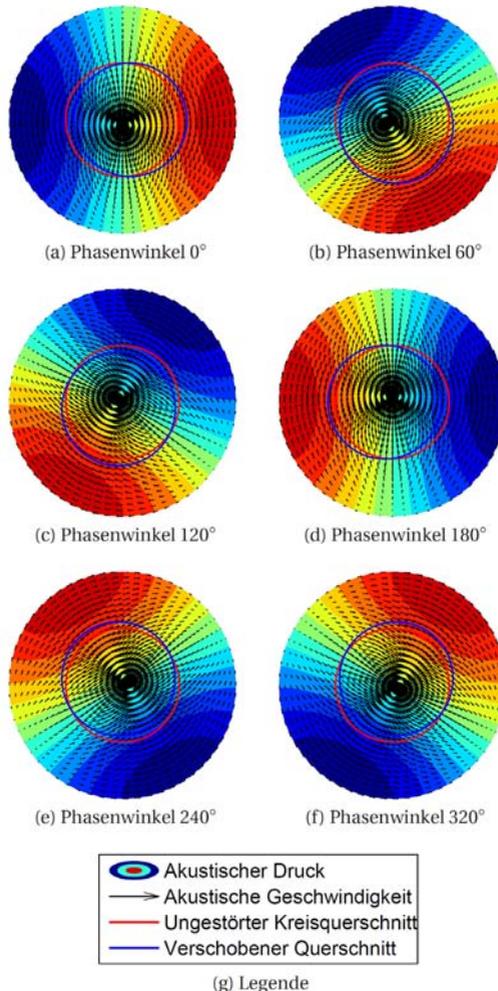


Abbildung 12: FEM Analyse des akustischen Feldes

Für die detaillierte Modellierung wird deshalb auf die analytische Formulierung der T1 Mode in einem zylindrischen Querschnitt zurückgegriffen. Abbildung 13 zeigt als Konturplot eine rotierende T1 Mode über eine Periode der Schwingung. Überlagert als Vektorpfeile dargestellt ist das instantane Geschwindigkeitsfeld. Die Auslenkung ist anhand eines Kreisquerschnitts – als Approximation für die Flammenfront – verdeutlicht. Der rote Querschnitt entspricht der ungestörten Position des Kreises. Der ausgelenkte Querschnitt ist in blau skizziert und auch hier in Richtung des maximalen Drucks verschoben. Entsprechend dem Rayleigh-Kriterium führt, wenn Wärmefreisetzung und Druckschwankung in Phase sind, dies zu einem positiven Feedback.



**Abbildung 13: Simulation der Instabilität**

Die Wachstumsraten der akustischen Energie  $0,5 \cdot dE/dt/E$  liegen für die vorliegende Konfiguration in etwa bei 150 1/s. Die Größenordnung ist damit vergleichbar zu gemessenen Dämpfungsraten, vgl. Kapitel 5.4. Numerische Rechnungen bestätigen das beobachtete Phänomen und ermöglichen eine qualitative Beurteilung [5].

## **5.6 Hohe Vorheiztemperatur, hoher Druck und Selbstzündung**

Die Validierung des Modells erfolgt am Hochdruck-Versuchsstand mit sequentieller Verbrennung. Dabei wird in einer Vorbrennkammer Methan mit Luft verbrannt, um die geforderten hohen Eintrittstemperaturen für die Selbstzündflamme in der zweiten Brennkammer bereitzustellen. Der Brennstoff für die Selbstzündflamme wird der heißen Oxidatorströmung durch eine Jet-In-Crossflow Konfiguration mit Wirbelmischer zugeführt. Die transversalen Moden in der Brennkammer werden dabei von einer Sirene angeregt.

Die komplexe Geometrie des Versuchsstands und die sehr limitierte messtechnische Zugänglichkeit der Brennkammer haben die Anregung und Messung von transversalen Moden in der Brennkammer erschwert. Dabei konzentrierten sich die Bemühungen auf die Anregung transversaler Moden ohne Verbrennung zur Verifikation der Brennkammerakustik. Die Frequenz der transversalen Moden ist von der Schallgeschwindigkeit abhängig, die wiederum von der Temperatur abhängt. Dadurch können die Ergebnisse der Messungen ohne Verbrennung auf den Fall mit Verbrennung hochskaliert werden.

Die Validierung des Modells aus Abschnitt 5.5 ist noch nicht abgeschlossen.

## **5.7 Zusammenfassung und Ausblick**

Die experimentellen Arbeiten an der drallstabilisierten Flamme haben wesentlich zum Verständnis der hochfrequenten Instabilitäten beigetragen. Instabile Betriebspunkte, akustische Eigenschaften der auftretenden Moden und Stabilitätsreserven wurden charakterisiert. Mittels optischer Messtechnik konnte das Flammenverhalten detailliert untersucht werden. FEM-Berechnungen wurden durchgeführt und analytische Modelle entwickelt. Die physikalischen Modelle beschreiben das beobachtete Flammenverhalten und geben dies gut wieder. Bestätigt werden konnte das Modell mittels numerischer Simulation im Teilprojekt BY 13GV. Gemeinsam wurde in [5] an der Präzisierung des Modells gearbeitet.

# **6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag**

Um einen zügigen Projektfortschritt zu gewährleisten, wurden im Laufe der Umsetzung einige inhaltliche Details in Absprache mit den Projektpartnern abgeändert: Die Teilung in zwei experimentelle Vorhaben war im Projektantrag nicht vorgesehen, wurde aber als sinnvoll erachtet, um einzelne Hypothesen isoliert betrachten zu können. Die Änderung wurde von den Gutachtern in der Zwischenbegutachtung als sinnvoll bewertet. Der Mehraufwand hat sich letztendlich gelohnt und trug wesentlich zur Ableitung eines physikalisch motivierten Modells nach gut zwei Jahren Projektlaufzeit bei. Das Modell konnte zusammen mit BY 13GV verifiziert werden. Das gewonnene Verständnis war von großer Bedeutung für die zielgerichtete weitere Arbeit, auch für die Untersuchungen unter hohem Druck und bei hoher Vorheiztemperatur.

Der um ein Jahr verzögerte Eintritt des Mitarbeiters in das Projekt und die langwierige Verifikation der Akustik des Hochdruck-Versuchsstands haben im zweiten Teil des Projekts zu erheblichen terminlichen Verzögerungen geführt. Dabei konnte mit der Validierung des Modells aus Abschnitt 5.5 noch nicht begonnen werden.

## **7 Publikationen und Patente**

### **7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen**

#### **7.1.1 Begutachtete Publikationen**

- [1] Schwing, J.; Noiray, N.; Sattelmayer, T.: Interaction of Vortex Shedding and Transverse High-Frequency Pressure Oscillations in a Tubular Combustion Chamber; ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45246, Vancouver, Canada, 2011.
- [2] Gikadi, J.; Schulze, M.; Schwing, J.; Föllner, S.; Sattelmayer, T.: Linearized Navier-Stokes and Euler Equations for the Determination of the Acoustic Scattering Behaviour of an Area Expansion; 18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, No. AIAA-2012-2292, Colorado Springs, USA, 2012.
- [3] Schwing, J.; Grimm, F.; Sattelmayer, T.: A model for the thermo-acoustic feedback of transverse acoustic modes and periodic oscillations in flame position in cylindrical flame tubes; ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68775, Copenhagen, Denmark, 2012.
- [4] Schwing, J.; Sattelmayer, T.: High-frequency Instabilities in Cylindrical Flame Tubes: Feedback Mechanism and Damping; Proceedings of ASME TurboExpo 2013, GT2013-94064, San Antonio, USA, 2013

### **7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte**

Folgende gemeinsame Publikation von BY 13GV und BY 16GV ist in Vorbereitung:

- [5] Zellhuber, M.; Schwing, J.; Schuermans, B.; Sattelmayer, T.; Polifke, W.: Experimental and Numerical Investigation of the Thermo-Acoustic Source Terms Related to High-Frequency Instabilities; submitted to IJSCD 2013

### **7.3 Weitere Publikationen**

- [6] Pankiewitz, C.; Sattelmayer, T.: Time domain simulation of combustion instabilities in annular combustors. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* (2003), Vol. 125, S. 677–685
- [7] Sattelmayer, T.; Polifke, W.: Assessment of methods for the computation of the linear stability of combustors. *Combustion Science and Technology* (2003), Vol. 175, S. 453–476
- [8] Sattelmayer, T.; Polifke, W.: A novel method for the computation of the linear stability of combustors. *Combustion Science and Technology* (2003), Vol. 175, S. 477–497

- [9] Paschereit, C. O.; Gutmark, E.; Weisenstein, W.: Coherent structures in swirling flows and their role in acoustic combustion control. *Physics of Fluids* (1999), Vol. 11, S. 2667–2678
- [10] O'Connor, J.; Natarajan, S.; Malanoski, M.; Lieuwen, T.: Disturbance field characteristics of a transversely excited annular jet. In *Proceedings of ASME Turbo Expo* (2010)
- [11] Huang, Y.; Wang, S.; Yang, V.: Systematic analysis of lean-premixed swirl-stabilized combustion. *AIAA Journal* (2006), Vol. 44, S. 724–740
- [12] Huang, Y.; Yang, V.: Dynamics and stability of lean-premixed swirl-stabilized combustion. *Progress in Energy and Combustion Science* (2009), Vol. 35, S. 293–364
- [13] Gülder, O. L.; Smalwood, G. J.; Wong, R.; Snelling, D. R.; Smith, R.; Deschamps, B. M.; Sautet, J.-C.: Flame front surface characteristics in turbulent premixed propane/air combustion. *Combustion and Flame* (2000), Vol. 120, S. 407–416
- [14] Pfadler, S.; Beyrau, F.; Leipertz, A.: Flame front detection and characterization using conditioned particle image velocimetry (cpiv). *Optics Express* (2007), Vol. 15, S. 15444–15456
- [15] Raffel, M.; Willert, C. E.; Kopenhans, J.: *Particle Image Velocimetry*. Springer (1997)
- [16] Lauer, M.; Sattelmayer, T.: Heat release calculation in a turbulent swirl flame front laser and chemiluminescence measurements. In *14th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics* (2008)

## **7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente**

Im Rahmen des Projekts wurden keine Patente entwickelt.

## **8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses**

Folgende studentischen Hilfskräfte, Studenten, Diplomanden und Doktoranden waren am Projekt beteiligt.

### **8.1 Studentische Mitarbeiter**

- |           |   |
|-----------|---|
| T. Hake   | Unterstützung bei optischen Messungen und bei der Erstellung von Stabilitätskarten Regelung (Dipl.-Ing. Maschinenwesen) |
| P. Wagner | Unterstützung bei Messungen / Erstellung von Stabilitätskarten (Dipl.-Ing. Maschinenwesen)                              |

In Kooperation mit COORETEC 2.1.6:

- |               |   |
|---------------|---|
| S. Brielmaier | Unterstützung bei Aufbau und Durchführung von Messungen (Dipl.-Ing. Maschinenwesen) |
| S. Huber      | Unterstützung bei Aufbau und Durchführung von Messungen (Dipl.-Ing. Maschinenwesen) |

## 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

- S. Lellek                      Messung, Auswertung und Modellierung der OH\* Chemilumineszenz bei der Verbrennung mit Hochfrequenzinstabilitäten (MSc. Chemieingenieurwesen)
- F. Albrecht                    Rekonstruktion von Druckmoden in zylindrischen Flammrohren (BSc. Maschinenwesen)
- F. Di Pietro                   Entwurf und Aufbau einer aktiven akustischen Regelung (Dipl.-Ing. Maschinenwesen)
- T. Hake                        Auslegung, Implementierung und Test akustischer Dämpfer für thermoakustische Schwingungen in einem Verbrennungsprüfstand (Dipl.-Ing. Maschinenwesen)

In Kooperation mit COORETEC 2.1.6:

- L. Böck                        Aufbau, Durchführung und Auswertung von PIV Messungen (Dipl.-Ing. Maschinenwesen)

## 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

- F. Grimm                      Investigation and Modelling of Thermo Acoustic High-Frequency Instability in a Tubular Premixed Combustion System (Dipl.-Ing. Maschinenwesen)

## 8.4 Promotionen

- M. Hertweck                Titel steht noch nicht fest (Dr.- Ing. Maschinenwesen)
- J. Schwing                    Über die Interaktion von transversalen akustischen Moden, Strömung und drallstabilisierter Flamme in zylindrischen Flammrohren (Dr.-Ing. Maschinenwesen)

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

Keine Anwerbung weiterer Drittmittel.

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

Das Thema Hochfrequenzinstabilitäten soll im Rahmen vom AG Turbo Programm COOREFLEX-turbo weiter verfolgt werden (derzeitiger Status: Antragstellung).

## Arbeitskreis Brennkammern für Gasturbinen

### Projekt: BY 17GV

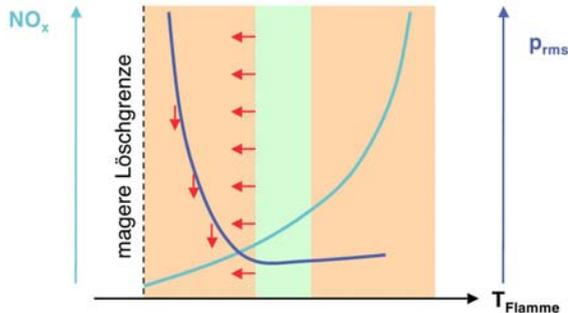
## Emissionsverminderung bei der Effizienz- und Leistungserhöhung von Gasturbinen

Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer Lehrstuhl für Thermodynamik Technische Universität München
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. Anja Marosky Dipl.-Ing. Volker Seidel
Finanzierung:	Alstom Power GmbH Bayerisches Staatsministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst Bayerisches Staatsministerium für Wirtschaft, Infrastruktur, Verkehr und Technologie

## 1 Ausgangssituation

Für Hersteller von Gasturbinen zur Stromerzeugung ist es üblich, nach Ablauf einer längeren Betriebszeit im Rahmen der Wartung verbesserte Komponenten anzubieten, welche die Effizienz und die Zuverlässigkeit der Maschinen erhöhen und gleichzeitig die Emissionen senken. Eine damit erreichte Verbesserung der Thermodynamik des Prozesses führt in der Regel zu einer Erhöhung der Spitzentemperaturen im Prozess. Ohne Verbesserungen der Verbrennungstechnik kommt es damit zu einem Anstieg der Stickoxidproduktion gegenüber dem häufig schon nicht mehr aktuellen Stand bei der Inbetriebsetzung der Anlage. Meistens müssen nach dem Umbau die wesentlich niedrigeren Emissionsgrenzwerte für Neuanlagen eingehalten werden. Die wünschenswerten Effizienzverbesserungen können somit nur dann realisiert werden, wenn auch das Verbrennungssystem wesentlich weiterentwickelt wird.

Bisherige Versuche die Stickoxidemissionen ( $\text{NO}_x$ ) ohne Verbesserung der Feinmischung nur durch Erhöhung der Globalluftzahl zu verringern, indem die Luftverteilung in der Brennkammer entsprechend angepasst wird, waren nicht im erforderlichen Ausmaß erfolgreich. Es wurde vielmehr ein kontinuierlicher Anstieg der Pulsationspegel mit zunehmender Luftzahl beobachtet. Die Abhängigkeit von  $\text{NO}_x$  und Pulsationslevel vom Betriebsbereich bei Annäherung an die magere Löschgrenze (LBO, Lean Blowout) ist in Abbildung 1 illustriert.



**Abbildung 1: NO<sub>x</sub> und Pulsationslevel nahe LBO**

Bisher sind die Gründe für diesen Effekt nicht verstanden. Sowohl die lokalen Ungemischtheiten als auch die Einmischung von Kühlluft in das Gemisch in der Primärzone der Brennkammer sind dabei vermutlich von großer Bedeutung.

### 1.1 Vorarbeiten am Lehrstuhl

Zunächst soll in diesem Projektvorhaben die bestehende Brennervariante mit einer zusätzlichen Feinmischzone zwischen dem Drallerzeuger und der Brennkammer versehen werden. Der grundsätzliche Aufbau des Drallerzeugers orientiert sich an der Technologie, die in den zu verbessernden Gasturbinentypen des Industriepartners eingesetzt wird. Der Drallerzeuger wird so ausgelegt, dass der Beginn des Wirbelaufplatzens, welcher bisher schon im konischen Drallerzeuger erfolgt, an das Ende der Feinmischzone verlagert wird. Durch die Nutzung neuerer Erkenntnisse des Antragstellers aus den Arbeiten von Burmberger [6], [7] erreicht die neue Variante gleichzeitig eine hohe Stabilität der Lage der Rückströmzone sowie eine geringe Sensitivität des Wirbelaufplatzens gegenüber geometrischen Änderungen am Drallerzeuger. Dieses Konzept wurde bereits im Rahmen des Vorhabens AG Turbo COORETEC-turbo 2.1.6 (Förderkennzeichen 0327715N) [8], [9] umgesetzt und umfassend sowohl in isothermen Experimenten hinsichtlich der Aerodynamik als auch im Verbrennungsversuchsstand in Bezug auf Verbrennungsstabilität und Emissionsbildung erfolgreich untersucht.

### 1.2 Infrastruktur

Im Vorhaben COORETEC-turbo 2.1.6 wurde die experimentelle Infrastruktur zur Durchführung von isothermen Strömungsuntersuchungen im Wasserkanal aufgebaut. Es steht eine Anlage mit mehreren, separat anschließbaren Versorgungstanks zur Verfügung. Es können sowohl die Aerodynamik der Brennerströmung als auch die Mischung des Brennstoffs mit der Luft über die hydraulische Analogie im Wasserkanal untersucht werden. Aufgrund der unterschiedlichen Temperaturen von Brennstoff und Luft im Wasserkanalversuch ergibt sich dabei ein sehr ähnliches Impulsdichtenverhältnis. Mittels HSPIV (High Speed Particle Image Velocimetry) wurden die planaren Strömungsfelder gemessen, die Informationen über die auftretenden Grobstrukturen liefern. Zur quantitativen Bestimmung der lokalen Mischungsqualität wurde planares HSLIF (High Speed Laser Induced Fluore-

science) eingesetzt. Dazu wurden in diesem Vorhaben Anpassungsarbeiten sowohl an der Infrastruktur als auch Verbesserungen der Messtechnik durchgeführt. Durch die Implementierung von Hochgeschwindigkeitsmesstechnik konnten Strömungsphänomene nun komplett zeitaufgelöst detektiert werden. Der experimentelle Aufbau des Wasserkanals ist in Abbildung 2 schematisch dargestellt.

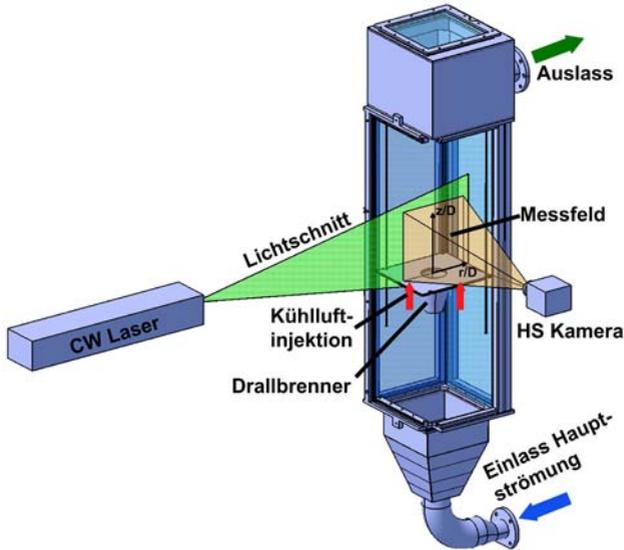


Abbildung 2: Schematischer Aufbau des Wasserkanals

Für die stationären und die dynamisch angeregten Verbrennungsexperimente wurde ein Einzelbrennerversuchsstand für Brenner in Maschinengröße mit einer thermischen Leistung von 400kW – 800kW aufgebaut. Der Prüfstand orientiert sich an der bestehenden Versuchseinrichtung von Auer [10], [11]. Obwohl einige Kernkomponenten wie Sirene, Stativ und Luftzufuhrseite weiter verwendbar waren, war ein weitgehender Neubau des Verbrennungsversuchsstandes nötig, um die Wirkung der Kühlluftmischung adäquat studieren zu können. Bei der Neugestaltung der rechteckigen Brennkammer wurden die Ergebnisse aus der ersten Phase von KW21 (GV 4, [12]) umgesetzt. Dabei ist der Einfluss der Brennkammerwände auf das Strömungsfeld in Analogie zum Maschinendesign einer Mehrbrenneranordnung berücksichtigt worden. Weiterhin war ein wesentlicher personeller und finanzieller Aufwand für die Erhöhung der Kapazität des Abgastrakts des Labors und dessen thermischer Belastbarkeit, für eine neue Anlagensteuerung, sowie für die Versorgung des Versuchs mit Heißluft erforderlich. Um den in der ersten Phase von KW21 angeschafften Luftheritzer mit einer thermischen Leistung von 500kW in diesem Projekt nutzen zu können, musste das Labor grundlegend umgebaut werden. Der Messaufbau der atmosphärischen Einzelbrennerversuche ist in Abbildung 3 dargestellt.

## Emissionsverminderung bei der Effizienz- und Leistungserhöhung von Gasturbinen

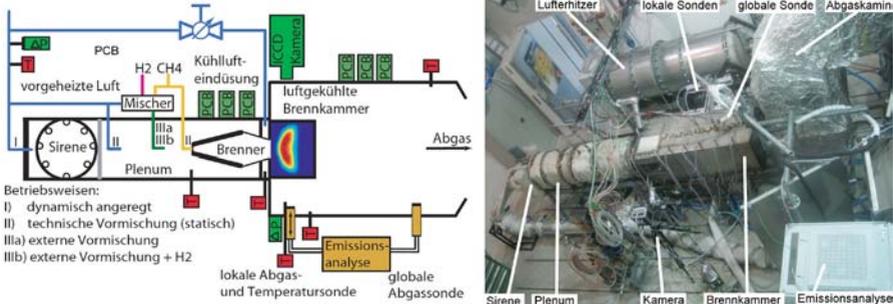


Abbildung 3: Anlage für Einzelbrennerversuche

## 2 Projektziele

Bei älteren Maschinen ist aufgrund des hohen Luftangebots das Potential vorhanden, im Rahmen von Modernisierungsmaßnahmen besonders günstige Schadstoffemissionen zu erreichen. Kernaufgabe ist es dabei, den Betriebsbereich von Vormischbrennern weiter in den mageren Bereich zu verschieben, ohne dass die Betriebssicherheit leidet, und gleichzeitig die Luftzahlfluktuationen in der Primärzone abzubauen. Das Vorhaben widmet sich besonders dem bisher unzureichend geklärten destabilisierenden Einfluss der Primärzonenkühlluft auf die Verbrennungsstabilität von Mehrbrennersystemen. Zusätzlich soll das Potential zur Verbesserung der Feinmischung unter den bei vorhandenen Anlagen typischerweise vorhandenen restriktiven Randbedingungen untersucht werden. Es wird dabei der Ansatz verfolgt, eine zusätzliche Mischlänge zur Verfügung zu stellen, ohne die bisher eingesetzte Brennertechnologie völlig zu ändern. Die Stabilität des Wirbelaufplatzens und Lage der Rückströmzone der entwickelten Brennervariante wird sowohl numerisch als auch experimentell untersucht.

Die analytisch-numerische Analyse der Mischung in der Primärzone in einem 1/6 Segment einer Silobrennkammer soll sowohl die Luftzahl- als auch die Temperaturverteilung als Funktion der durch die Brennerfrontplatte und die Wandkühlung im Primärzonenbereich eingebrachten Kühlluftmenge und -verteilung liefern. Zusätzlich zu dieser Studie ist vorwiegend experimentell zu untersuchen, wie die statische und dynamische Verbrennungsstabilität von der Zufuhr von Kühlluft in den Außenbereich der Vormischflammen abhängt. Hierzu sollen Tests mit einem Einzelbrenner in Maschinengröße im Wasserkanal und im atmosphärischen Verbrennungsversuchsstand durchgeführt werden. Darüber hinaus sind Mischungsexperimente geplant, bei denen der Einfluss einer Verlagerung der Flamme stromab relativ zum Brennstoffinjektor im Drallerzeuger auf die Stickoxidemissionen untersucht wird.

### 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen

Im ersten Teil des Projektes sind bei der Entwicklung einer stabilen Brennervariante mit verbesserter Feinmischung Probleme aufgetreten. Insbesondere die RANS-Simulationen (Reynolds Averaged Navier-Stokes) sind nicht geeignet, um stark dralldominierte Strömungen zu beschreiben. Die Begutachter haben empfohlen, dies bei der Berechnung

einer Mehrbrenneranordnung zu berücksichtigen. Da eine LES (Large Eddy Simulation) Mehrbrennerstudie im Rahmen der vorhandenen Kapazitäten nicht umsetzbar war, wurde ein kombinierter Ansatz aus detaillierten LES Einzelbrennerstudien, zeitlich hochaufgelösten HSPIV-Messungen im Wasserkanal und validierten RANS Mehrbrennerstudien gewählt.

## **3 Vernetzung**

### **3.1 Vernetzung innerhalb KW21**

Im Vorhaben BY 15GV, welches ebenfalls am Lehrstuhl für Thermodynamik durchgeführt wird, werden die thermoakustischen Eigenschaften von Vormischbrennern in einer Ringbrennkammer untersucht. Die beiden Vorhaben nutzen gemeinsam die Laborinfrastruktur wie Steuer- und Regelsysteme, Brennstoffversorgung, Heißluftnetz und Abgastrakt. Weitere Überschneidungen sind Methoden und Messtechnik zur Charakterisierung des dynamischen Flammenverhaltens. Während das Vorhaben BY 17GV u.a. Erkenntnisse über den Einfluss der Geometrieparameter auf Strömungs- und Mischungsverhalten liefert, werden im Vorhaben BY 15GV Erkenntnisse über den Einfluss der Geometrieparameter auf das akustische Verhalten des Prototypbrenners, welcher in leicht modifizierter Form untersucht wird, gewonnen. Das in BY 15GV entwickelte Modell konnte in BY 17GV angewandt werden, um das akustische Feld im Prototypbrenner zu berechnen.

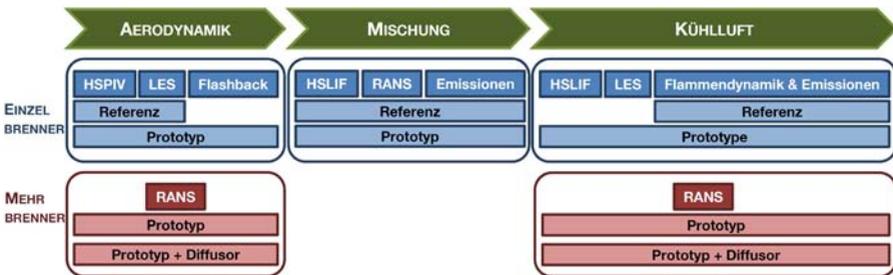
### **3.2 Vernetzung außerhalb KW21**

Im Rahmen der Brennerentwicklung wurde mit dem Projekt COORETEC-turbo 2.1.6 kooperiert. Es konnte auf die bereits vorhandene experimentelle Infrastruktur im Wasserkanal aufgebaut werden. Insbesondere bei den Verbrennungsuntersuchungen zur Brennerstabilität wurde in enger Kooperation gearbeitet. Um die Rückschlagresistenz zu charakterisieren wurden sowohl Brennervarianten in Maschinengröße als auch in skaliertem Größe in zwei unterschiedlich dimensionierten Einzelbrennerversuchsständen vermessen. Beim Aufbau der Hochgeschwindigkeitsmesstechnik im Wasserkanal wurde mit dem Projekt AG Turbo COORETEC-turbo 2.1.5 (Förderkennzeichen 0327810A) kooperiert. Die Infrastruktur im Wasserkanal wurde erweitert und die Integration der Messtechnik in das Labornetz optimiert.

## **4 Vorgehensweise und Methodik**

Im ersten Teil des Projektes wurde ein neuer Prototypbrenner entwickelt, der im Vergleich zum aktuell eingesetzten Design des Industriepartners (Referenzfall) über eine verbesserte Feinmischung verfügen sollte. Die Umgestaltung des Drallströmungsfeldes wurde mit einem kombinierten experimentell-numerischen Ansatz realisiert. Es wurden detaillierte CFD-Studien (Computational Fluid Dynamics) mittels RANS und LES durchgeführt, um sowohl Aerodynamik als auch Brennstoffeinemischung zu untersuchen. Im Wasserkanal wurde experimentell das aerodynamische Strömungsfeld mittels HSPIV sowie die Mischungscharakteristik mit HSLIF validiert. Brennerstabilität und Emissionsbildung wurden im atmosphärischen Verbrennungsprüfstand untersucht. Um das Verbesserungspotenzial des Prototypbrenners beurteilen zu können, wurden die Ergebnisse mit den Untersuchungen des Referenzbrenners verglichen.

Der zweite Teil des Vorhabens hat sich der Kühlluft eindüsung beim Betrieb nahe des LBO gewidmet. Das Einmischverhalten der Kühlluft eines Einzelbrenners in Maschinengröße wurde sowohl numerisch mit LES als auch experimentell im Wasserkanal mit HSLIF umfassend studiert. Basierend auf den isothermen Ergebnissen wurde der Einfluss auf Flammenstabilität und Schadstoffemissionen in statischen und dynamisch angeregten Verbrennungsexperimenten untersucht. Parallel zu den Aktivitäten am Einzelbrenner wurde ein 1/6 Segment einer Mehrbrenneranordnung mit Kühlluft eindüsung numerisch untersucht. Der Projektverlauf mit seinen inhaltlichen Schwerpunkten ist in Abbildung 4 schematisch dargestellt.



**Abbildung 4: Inhaltlicher Projektverlauf**

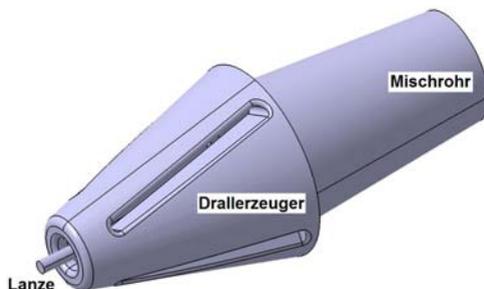
## 5 Projektergebnisse und Ausblick

### 5.1 Aerodynamik

Ausgangspunkt für die aerodynamische Weiterentwicklung des Brenners war der Referenzbrenner, dessen grundlegende geometrische Charakteristik erhalten bleiben sollte. Die Strömungseigenschaften des Referenzbrenners sind bekannt und umfassend in der Literatur dokumentiert. Es wurde zunächst das Strömungsfeld des Referenzbrenners numerisch und experimentell bestimmt und mit den Ergebnissen aus [13] validiert. Basierend auf diesem Referenzfall wurde ein neuer Brennerprototyp entwickelt.

Um die Feinmischung zu verbessern, wurde ein konisches Mischrohr in den Strömungspfad zwischen Drallerzeuger und Brennkammer eingefügt. Daraufhin mussten die die Drallströmung besonders beeinflussenden Parameter wie Schlitzbreite und Anteil der unverdrallten Kernsströmung angepasst werden, um ein stabiles Wirbelaufplatzen zu ermöglichen. Wichtig für eine stabile Flamme ist eine nennenswerte Rezirkulation von verbranntem Gemisch, dass das Frischgas entzündet und somit die Flamme stabilisiert. Dazu muss die Drallströmung weit aufplatzen, was wiederum von der Wirbelcharakteristik des Brenners abhängt. Vorteilhaft ist ein großer Wirbelkern, da ein kleiner radialer Druckgradient ein stabiles Strömungsfeld begünstigt. Dieser hängt von der Umfangsgeschwindigkeitsverteilung ab und wird von der Brennergeometrie bestimmt. Ein großer Wirbelkern kann mit dem auf dem Referenzbrenner basierenden modifizierten Brennerdesign nicht erreicht werden. Nach einer intensiven numerischen Parameterstudie, Wasserkanaluntersuchungen zur Validierung und einem Verbrennungsversuch mit einem Prototyp konnte jedoch mit diesem Konzept kein stabiles Wirbelaufplatzen erreicht werden. Somit wurde

ein auf dem Referenzfall basierendes Design verworfen und auf das in Abbildung 5 gezeigte Brennerkonzept zurückgegriffen, welches im Rahmen des Vorhabens COORETEC-turbo 2.1.6 [8], [9] entwickelt wurde.



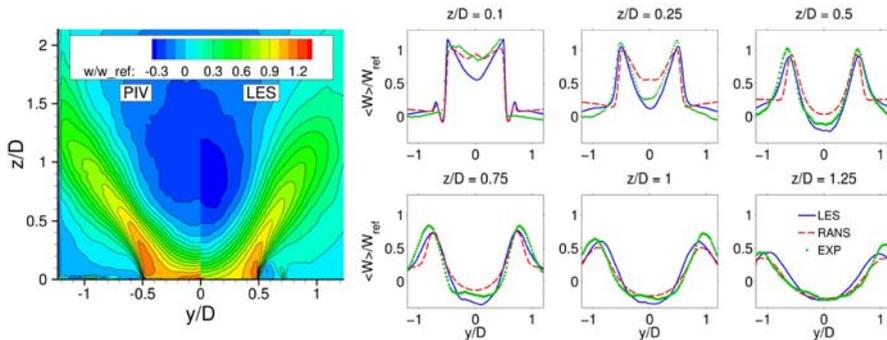
**Abbildung 5: Grundlegender Aufbau des Prototypbrenners**

Dieser Drallerzeuger besteht, im Gegensatz zu dem aus zwei verschobenen Halbschalen geformten Referenzbrenner, aus einem Kegel mit vier tangentialen Einlassschlitzen. An den Drallerzeuger schließt sich analog zur vorangegangenen Untersuchung ebenfalls ein konisches Mischrohr an. Aufgrund der veränderten Drallerzeugergeometrie entsteht nun im Mischrohr ein Festkörperwirbel mit großem Wirbelkern. Nun musste die neue Version des Prototyps auf die erforderliche Größe skaliert und an die Rahmenbedingung der Maschine angepasst werden. Analog zum Referenzbrenner ist auch beim Prototypbrenner im Kopf des Drallerzeugers Bauraum für eine Lanze zur Öleindüsung vorgesehen. Insbesondere die Brennstoffversorgung und die Zugabe von unverdrallter Luft auf der Rotationsachse mussten konstruktiv gelöst werden.

Daraufhin wurde die Brennstoffeindüsung auslegt (siehe Abschnitt 5.2), ein Versuchs- brenner wurde gefertigt und im Verbrennungsversuchsstand hinsichtlich Flammenstabilität untersucht. Es stellte sich heraus, dass das Flammenverhalten nicht dem des Vorgänger- modells aus dem Vorhaben COORETEC-turbo 2.1.6 entsprach, sondern die Stabilität weit schlechter war als erwartet. Die Flamme zeichnete sich durch zwei verschiedene Stabili- sierungsformen aus, die periodisch wechselten. Die Flammenwurzel konnte intermittie- rend ins Mischrohr propagieren, ohne jedoch zum klassischen Flammenrückschlag zu führen. Als Ursachen für den Wechsel zwischen V- und schüsselförmiger Flammenform kamen die Brennstoffeindüsung, die evtl. zu geringe Menge an zentraler unverdrallt eingedüster Luft und der etwas abweichende Kegelwinkel des Brenners in Frage. Weiter- hin weisen der Prüfstand des Vorhabens COORETEC-turbo 2.1.6 und der hier benutzte Prüfstand unterschiedliche Plenumsdurchmesser auf.

Durch entsprechende Versuche an dem nun mit einer externen Vormischanlage ausge- rüsteten Versuchsstand und numerischen Berechnungen mit LES und HSPIV-Experimen- ten im Wasserkanal konnten die oben beschriebenen potentiellen Ursachen bestätigt wer- den. Das Brennstoffdefizit auf der Rotationsachse des Brenners konnte durch eine Umverteilung des Brennstoffs mit einer zusätzlichen Eindüsungöffnung an der Öllanze korrigiert werden. Die Experimente in Verbrennungsprüfstand und Wasserkanal deuteten auf große turbulente Strukturen und starke Fluktuationen in der Strömung hin. Daraufhin sollte eine weitere Untersuchung der instationären Strömung numerisch mittels LES Auf-

schluss über die turbulenten Wirbelstrukturen in Brenner und Mischrohr liefern. Der Fokus lag dabei auf der Geschwindigkeitsüberhöhung in Brenner und Mischrohr und der genauen Position der Rückströmzone (siehe dazu auch Abbildung 7 weiter unten). Abbildung 6 zeigt den Vergleich der mittleren Axialgeschwindigkeit von RANS, LES und HSPIV. In der Lage der Rückströmzone konnten Diskrepanzen festgestellt werden, jedoch ist die Übereinstimmung besonders zwischen LES und HSPIV sehr gut.



**Abbildung 6: Vergleich der Axialgeschwindigkeit aus LES, RANS und HSPIV**

Die gewünschte Position der Rückströmzone konnte durch eine Erweiterung der Zuströmung des Kernmassenstroms eingestellt werden, die dann mit Hilfe von LES, HSPIV und Verbrennungstests untersucht wurde. Der größere Kegelwinkel des ersten Prototyps bewirkte ein periodisches Rotieren des zentralen Wirbels im Kern des Brenners. Im Nachlauf des Wirbels konnten sich Zonen negativer Axialgeschwindigkeit entwickeln, die wiederum große turbulente Strukturen stromab transportierten und ein Eindringen der Rückströmzone in das Mischrohr ermöglichten. Aufgrund dieser Erkenntnis wurde eine skalierte Version des in COORETEC-turbo 2.1.6 entwickelten Brenners mit identischer Geometrie angefertigt.

Auch die Verbrennungsversuche zeigten eine verbesserte Stabilität verglichen mit der ersten Variante. Die exzellenten Rückschlagsgrenzen aus dem Vorhaben COORETEC-turbo 2.1.6 konnten jedoch nicht erreicht werden. Der Durchmesser des Plenums des im COORETEC-turbo 2.1.6 verwendeten Versuchsstands war kaum größer als der Außendurchmesser des Brenners. Das in diesem Vorhaben verwendete Plenum hatte jedoch einen Durchmesser von  $1,8 \times D_{\text{Brenner}}$ . Es konnte durch LES Simulationen gezeigt werden, dass die erhöhte Beschleunigung der einströmenden Luft die Strömung im Inneren des Brenners stabilisiert und somit am Brenneraustritt geringere Fluktuationen in der Axialgeschwindigkeit auftreten (siehe Abbildung 7).

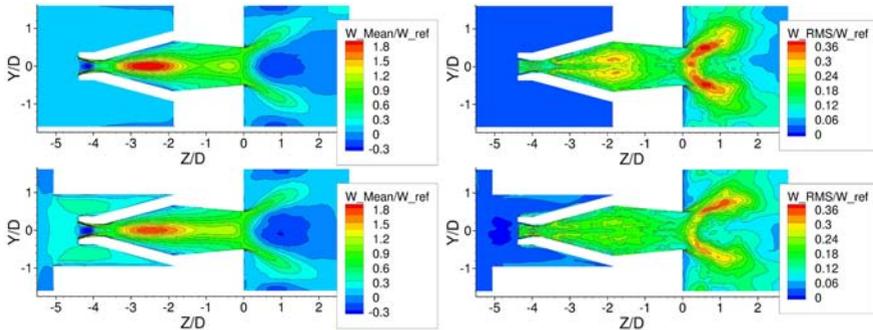


Abbildung 7: Mittlere Axialgeschwindigkeit (links) und RMS-Werte (rechts) mit großem Plenum (oben) und kleinem Plenum (unten) aus LES

Im Fall des großen Plenumsdurchmessers konnten Kanäle negativer Axialgeschwindigkeiten identifiziert werden, die ein Eindringen der Flamme in das Mischrohr ermöglichen. Durch die Verwendung eines Rohres, dessen Innendurchmesser dem Außendurchmesser des Brenners entsprach, konnten die Rückschlagsgrenzen des im COORETEC-turbo 2.1.6 verwendeten Brenners reproduziert werden, wie in Abbildung 8 gezeigt wird.

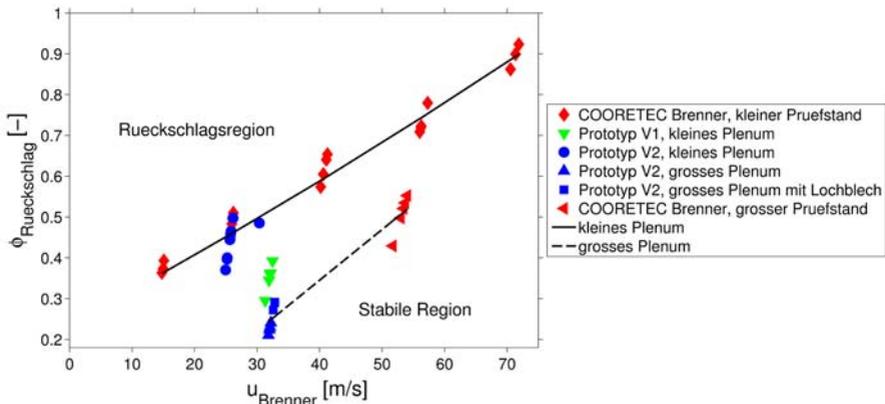


Abbildung 8: Rückschlagsgrenzen der untersuchten Brennervarianten

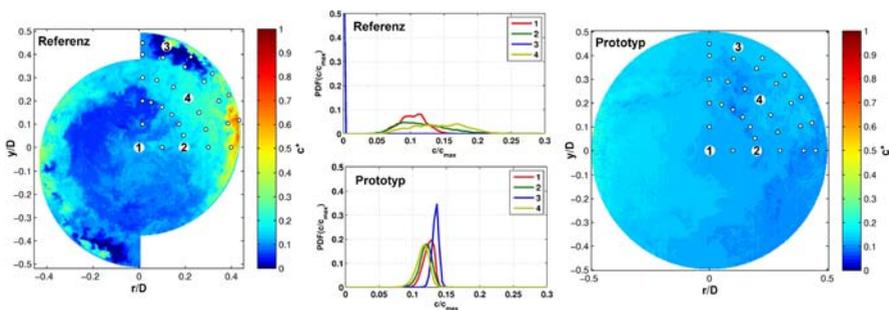
Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen konnte ein Flammenverhalten erzeugt werden, dass die Anforderungen an einen stabilen Brenner im Vormischbetrieb erfüllt. Die Erkenntnisse bezüglich des Einflusses der Anströmbedingungen auf die Rückschlagsgrenzen werden in [3] publiziert.

## 5.2 Mischung

Nach den Arbeiten an der Aerodynamik des Prototypbrenners wurde die Mischung zunächst im isothermen Fall sowohl numerisch als auch experimentell im Wasserkanal untersucht. Anschließend wurde im Verbrennungsversuchsstand die Auswirkung auf die  $\text{NO}_x$  Emissionen vermessen.

Ausgehend vom Design der Gasbelochung des beim Industriepartner eingesetzten Brenners wurden drei Varianten der Eindüsungsposition von neun Löchern entlang der tangentialen Schlitze mit Hilfe von stationären RANS-Simulationen untersucht. Die Einmischung des Kraftstoffs wurde am Ende des Mischrohres beim Übergang in die Brennkammer in Abhängigkeit von der Gasbelochung miteinander verglichen, wobei der Fokus auf die Homogenität der  $\text{CH}_4$ -Konzentration lag. Über das Mischrohr werden lokale Ungemischtheiten abgebaut und nur deutlich fette oder magere Bereiche besonders auf der Rotationsachse bleiben bestehen.

Die in Bezug auf die Homogenität der Kraftstoffverteilung beste Variante wurde im Wasserkanal in HSLIF-Studien mit dem Referenzbrenner verglichen (siehe Abbildung 9). Diese Variante und der Referenzbrenner wurden dann im Verbrennungsversuchsstand jeweils mit technischer Vormischung dem Prototyp mit externer Vormischung gegenübergestellt. Die homogene Brennstoffverteilung beim Prototypbrenner ist im rechten Teil von Abbildung 9 zu sehen; der Referenzbrenner im linken Teil zeigt deutlich fette und magere Bereiche. Die Mischungsfuktuationen werden durch die Profile der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen (PDF) an ausgewählten Punkten (Abbildung 9, 1-4) verdeutlicht.



**Abbildung 9: Instantanaufnahme und PDF der Konzentrationsverteilung am Brenneraustritt des Referenz- und Prototypbrenners aus HSLIF**

Die verbesserte Mischung wirkt sich auch auf die  $\text{NO}_x$  Emissionen aus. Abbildung 10 zeigt die Menge an  $\text{NO}_x$  bei unterschiedlichen Flammentemperaturen. Die Verbrennungsversuche bestätigen, dass eine bessere Feinmischung geringere  $\text{NO}_x$  Emissionen erzielt.

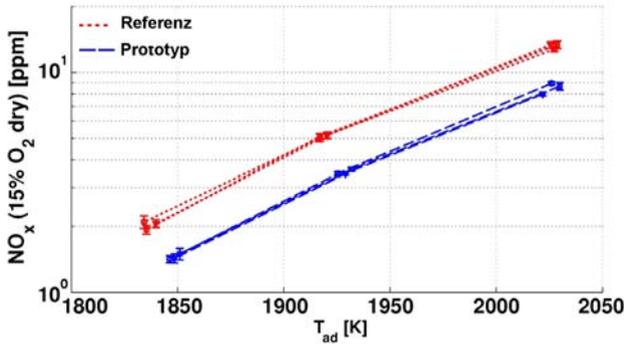


Abbildung 10:  $NO_x$  Emissionen von Referenz- und Prototypbrenner

### 5.3 Kühlluft

Im zweiten Teil des Projektvorhabens wurde der Einfluss von Kühlluftindüsung durch die Frontplatte in die Primärzone von Vormischbrennern auf das Stabilitätsverhalten untersucht. Basierend auf dem existierenden Maschinendesign wurden zunächst drei unterschiedliche, charakteristische Kühlluftinjektoren entworfen: gleichmäßig um den Brenneraustritt verteilte Injektorbohrungen (INJ), ein zentrischer Ringspalt nahe des Brenneraustritts (SAG) sowie ein konzentrischer Ringspalt auf einem größerem Radius (LAG). Die Injektorfläche ist für alle drei Fälle gleich. Der Einfluss der Injektorgeometrie auf das Mischungsverhalten wurde im Wasserkanal mittels HSPIV und HSLIF sowie in LES-Studien untersucht. Die detaillierten Ergebnisse wurden in [1] publiziert.

HSPIV-Messungen (siehe Abbildung 11) haben gezeigt, dass das Strömungsfeld von der Kühlluftindüsung weitestgehend unbeeinflusst bleibt und die Hauptströmung das Mischungsverhalten dominiert.

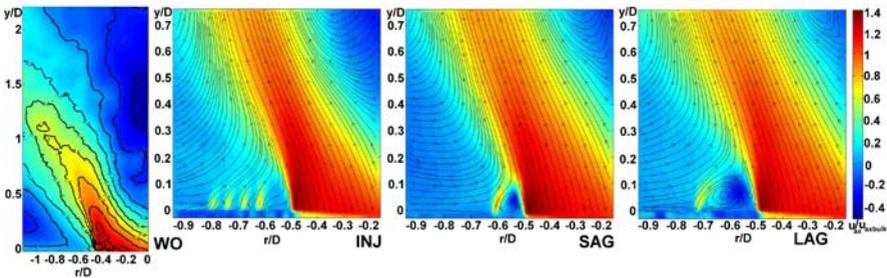
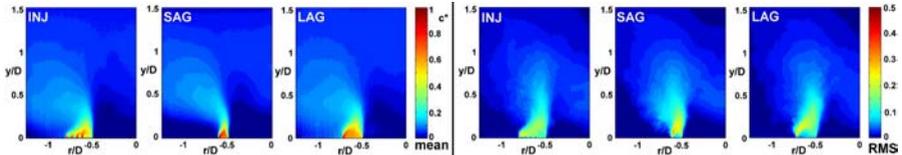
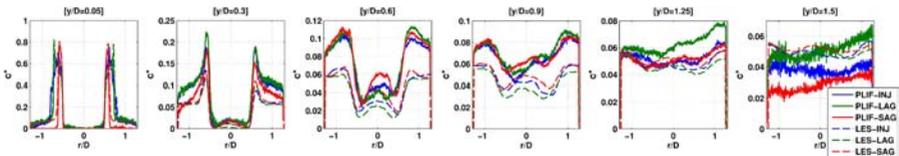


Abbildung 11: Mittlere Axialgeschwindigkeit aus HSPIV: ohne Kühlluft (WO), Detailaufnahme der Kühlluftindüsung durch INJ, SAG und LAG (Brennerrotationsachse bei  $r/D=0$ , Strömungsrichtung von unten nach oben)

Das Mischungsfeld ist selbstähnlich und lediglich nahe dem Injektoraustritt von der Injektorgeometrie beeinflusst (siehe auch Abbildung 12). Die Kühlluft mischt sich vorrangig in die Scherschichten ein und wird durch die Hauptströmung bis in die Rezirkulationszone transportiert. Wie in Abbildung 13 dargestellt, bestätigen die LES Untersuchungen die Ergebnisse aus den HSLIF Experimenten. Mischungs-PDFs weisen insbesondere in den Scherschichten und im Bereich der Rezirkulationszone auf starke Fluktuationen hin.

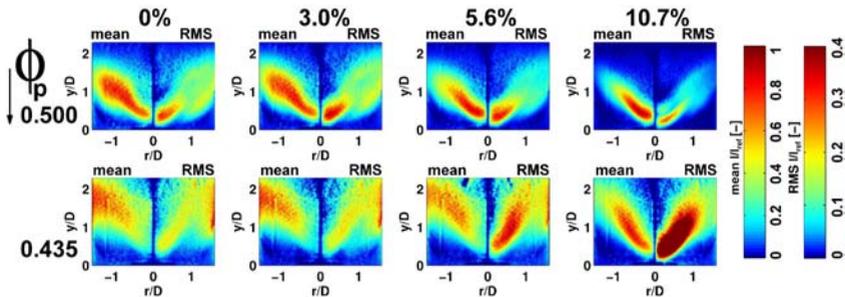


**Abbildung 12: Mittleres Mischungsfeld (links) und RMS-Werte (rechts) aus HSLIF für INJ, SAG und LAG**



**Abbildung 13: Mittlerer Mischungsbruch aus LES und HSLIF für INJ, SAG und LAG**

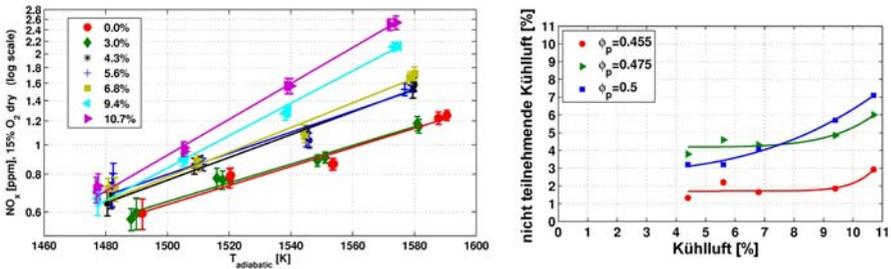
Basierend auf den isothermen Ergebnissen wurden im atmosphärischen Verbrennungsprüfstand Untersuchungen mit der INJ-Geometrie durchgeführt um den Einfluss der Kühlluftzündung auf Emissionslevel und Flammenstabilität zu identifizieren. Es wurden unterschiedliche Kühlluftmengen bei der Annäherung an das LBO (eingestelltes Äquivalenzverhältnis  $\Phi_p$  von 0.500 bis 0.435 variiert) untersucht. Die Ergebnisse werden detailliert in [2] publiziert. In Anlehnung an das Maschinendesign wurde der Gesamtmassenstrom konstant gehalten und die Kühlluftmenge davon abgezweigt (siehe Abbildung 3). Es wurden in Abhängigkeit von der Kühlluftmenge drei Betriebsbereiche identifiziert: Geringe Kühlluftmengen beeinflussen weder Flammenstabilität (siehe Abbildung 14) noch  $\text{NO}_x$  Emissionen (Abbildung 15).



**Abbildung 14: Mittel- und RMS-Werte der OH\*-Chemilumineszenz (entabelt) nahe LBO bei Kühlluftvariation**

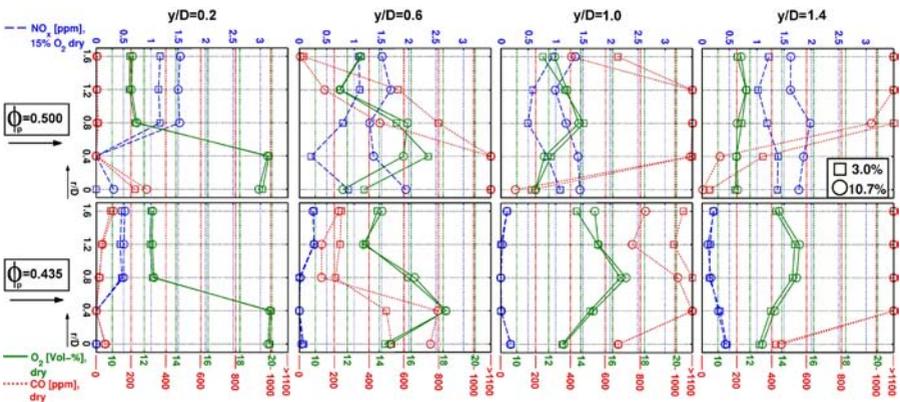
## Emissionsverminderung bei der Effizienz- und Leistungserhöhung von Gasturbinen

Nahe des LBO kommt es zum Abheben der Flamme. Eine moderate Kühlluftmenge verursacht ein verzögertes Flammenabheben bei der Annäherung an das LBO. Eine größere Kühlluftmenge wirkt durch einen fetten Kern stabilisierend auf die Verbrennung bei höheren Äquivalenzverhältnissen. Bei sehr magerer Verbrennung alterniert die Flammenposition zwischen brennernahe und -ferner Position. Die vergrößerte Reaktionszone bewirkt dabei eine bessere Kühlluftmischung, so dass der Anteil der an der Verbrennung teilnehmenden Kühlluft steigt (Abbildung 15). Eine Erhöhung der Kühlluftmenge vergrößert die  $\text{NO}_x$  Emissionen und wirkt gleichzeitig stabilisierend auf die Verbrennung bei vom LBO entfernten Betriebsbereichen. Nahe des LBO verschwindet der Einfluss der Kühlluft auf die Stabilität und die geringsten  $\text{NO}_x$  Emissionen werden ohne Kühlluftzündung erzielt (Abbildung 15).



**Abbildung 15: Globale  $\text{NO}_x$  Emissionen bei Flammentemperaturen nahe LBO und Kühlluftvariation und Anteil der an Verbrennung teilnehmende Kühlluft**

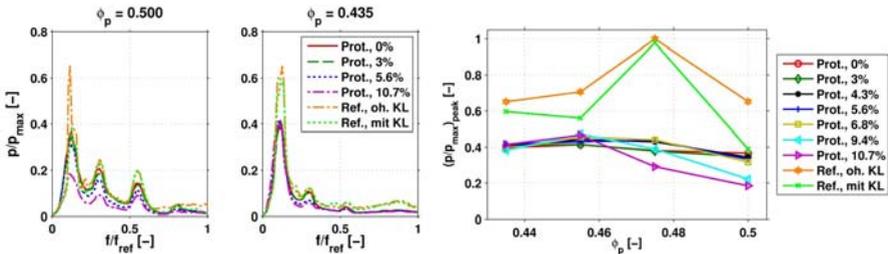
Neben globalen Messungen wurden auch lokale Emissions- und Temperaturmessung bei variierenden Betriebspunkten durchgeführt. Die Position der Reaktionszone kann anhand der  $\text{CO}$ -Werten in Abbildung 16 identifiziert werden. Im sehr magerem Betriebsbereich ( $\Phi_p = 0.435$ ) liegen die lokalen  $\text{NO}_x$  Emissionen, unabhängig von der Kühlluftmenge, unter 0.5 ppm. Bei  $\Phi_p = 0.500$  steigen die  $\text{NO}_x$  Emissionen mit dem Kühlluftanteil.



**Abbildung 16: Lokale Emissionen für unterschiedliche Kühlluftmengen**

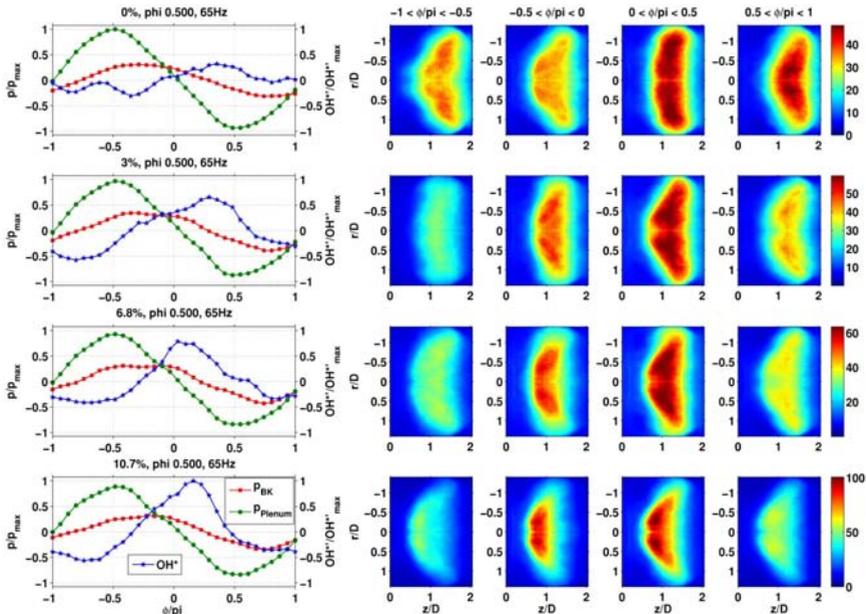
## Emissionsverminderung bei der Effizienz- und Leistungserhöhung von Gasturbinen

Das akustische Verhalten wurde durch den dynamischen Druck charakterisiert. In Abbildung 17 sind links und in der Mitte die Pulsationsspektren bei unterschiedlicher Kühlluftmenge bzw. Äquivalenzverhältnis und rechts die Verteilung der maximalen Pulsationspegel über dem Äquivalenzverhältnis für beide Brenner ohne Sirenenanregung dargestellt. Eine große Kühlluftmenge reduziert die akustischen Pulsationen bei  $\Phi_p=0.500$ , wohingegen bei geringem Äquivalenzverhältnis das Pulsationsspektrum unabhängig von der Kühlluftmenge ist. Der rechte Teil von Abbildung 17 zeigt die maximale Druckamplitude der einzelnen Konfigurationen in Abhängigkeit vom Äquivalenzverhältnis. Der Referenzbrenner zeigt bei  $\Phi_p=0.475$  deutlich höhere Pulsationsamplituden, mit dem Prototypbrenner konnten die Pulsationen über alle Äquivalenzverhältnisse um ca. 60% verringert werden.



**Abbildung 17: Druckpulsationen bei unterschiedlichen Äquivalenzverhältnissen und Kühlluftmengen für Prototyp- und Referenzbrenner**

Für die akustischen Versuche mit Sirenenanregung wurden die dynamischen Drücke in Plenum und Brennkammer phasentreu mit dem  $OH^*$ -Chemilumineszenzsignal gemessen. Der Graph im linken Teil von Abbildung 18 zeigt, dass sich die Phasendifferenz zwischen dem Druck im Plenum und dem  $OH^*$ -Signal mit steigendem Kühlluftanteil leicht verringert, die Flammenlage verschiebt sich mit steigender Kühlluftmenge stromaufwärts.



**Abbildung 18: Phasengemittelte Drücke und OH\*-Signal (links) und phasengemittelte OH\*-Bilder (rechts) bei unterschiedlichen Kühlluftmengen und einer Anregungsfrequenz von 65 Hz bei einem Äquivalenzverhältnis von  $\phi = 0.5$**

Die Modulation der Flamme durch die Anregung nimmt mit steigendem Kühlluftanteil stark zu, erkennbar an der größeren positiven und negativen Amplitude des OH\*-Signals. Die Flammenpositionen der jeweiligen Kühlluftfälle bleiben in sich relativ konstant, jedoch unterscheiden sich die phasengemittelten Flammenbilder in den vier dargestellten Phasenbereichen bei hohem Kühlluftanteil stärker. Die Flamme reagiert demnach verstärkt auf die akustische Anregung.

Für die Mehrbrennerstudie wurden zunächst die Ergebnisse aus den HSPIV-, HSLIF- und LES-Einzelbrennerstudien auf RANS-Modelle übertragen. Hierfür musste die Schmidt-Zahl angepasst werden, da RANS-Modelle in der Regel durch die mangelhafte Vorhersage der turbulenten kinetischen Energie die Mischung als zu gering beschreiben. Um die Komplexität der Berechnung zu reduzieren, wurde zum einen die Rotationssymmetrie der Brennermatrix ausgenutzt und zum anderen das Strömungsfeld an einer Querschnittsebene im Mischrohr aus der Einzelbrennersimulation auf die entsprechende Ebene in der Mehrbrennerberechnung übertragen. Nach ersten Mehrbrennervorstudien wurde in einem Zwischenschritt ein Diffusor an das Mischrohr des Brenners angefügt, um einer starken Brenner-Brenner-Interaktion vorzubeugen. Mit dieser Konfiguration konnte ein stabiles Strömungsfeld mit einer ausgebildeten Rückströmzone an jedem Brenner erreicht werden. Abbildung 19 zeigt die Axial- und Tangentialgeschwindigkeit in zwei Schnitten durch die Brennkammer.

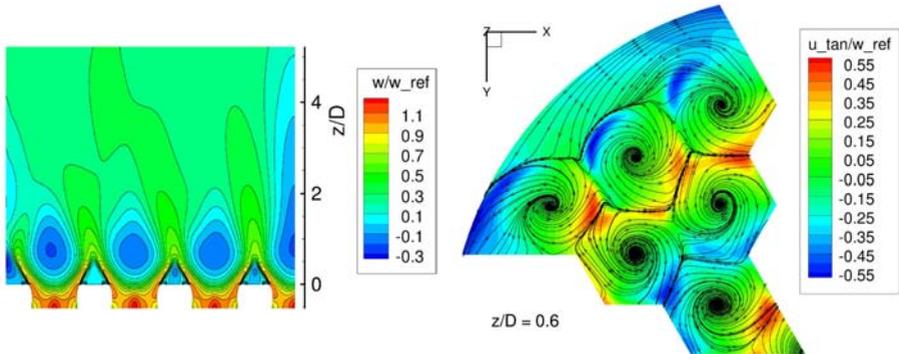


Abbildung 19: Axialgeschwindigkeit (links) und Tangentialgeschwindigkeit (rechts) der Mehrbrenneranordnung

Der Kühlluftanteil in der Primärzone ist zwischen den Brennern viel höher als in der Nähe der Wand, wie in Abbildung 20 gezeigt. Dies kann sich abhängig von der Kühlluftmenge negativ auf die Flammenstabilität auswirken wenn die Maschine nahe des LBO betrieben wird. Diese Ergebnisse werden detailliert in [4] publiziert. Der Einfluss der Kühlluft in der Nähe der Wand zeigt sich auch durch geringere Wandtemperaturen in den Rechnungen mit reagierender Strömung.

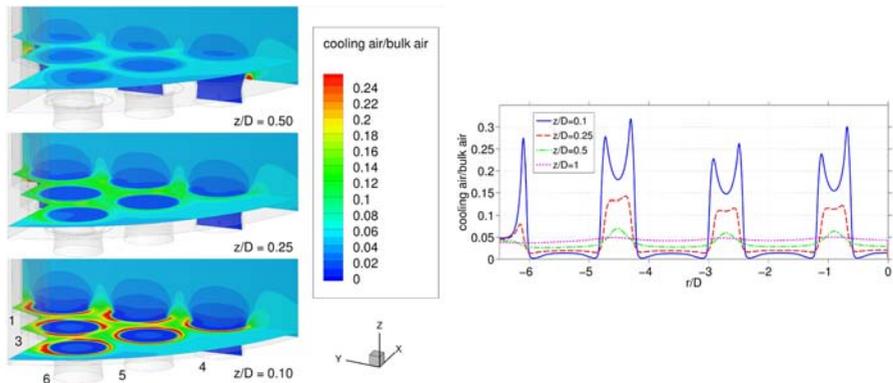


Abbildung 20: Kühlluftverteilung in drei Querschnitten (links) und Profile in einer Ebene durch Brenner 0, 1, 3 und 6 (rechts)

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Aufgrund der Schwierigkeiten bei der Brennerentwicklung und des sich im Laufe des Projektes ergebenden Konzeptwechsels ergeben sich einige terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag. Das ursprünglich geplante Brennerkonzept, welches sich möglichst nahe an den Designparameter des Referenzbrenners orientieren sollte, ließ sich nicht in die Praxis umsetzen. Daraufhin wurde ein neuer Ansatz für das grundlegende Design des Prototypbrenners gewählt und dieses an die Maschinenbedingungen angepasst. Da für die anschließenden Untersuchungen die Grundlagen der Aerodynamik des Prototypbrenners entwickelt sein mussten, resultieren hieraus Verzögerungen bei den Untersuchungen zum Mischungsverhalten, der Kühlluft einmischung sowie zum Flammenverhalten des Prototypbrenners. Parallel zu den Aerodynamikstudien wurden die Untersuchungen zum Mischungsverhalten sowie zum Flammenverhalten durchgeführt. In Absprache mit dem Industriepartner wurde die Priorität auf die Entwicklung des Prototypbrenners gesetzt, so dass die Untersuchung des Referenzbrenners terminlich hinter die Untersuchung des Prototypbrenners verschoben wurde. Zusätzlich zu den zeitaufwendigen Arbeiten wie dem Aufbau der Infrastruktur und des Verbrennungsprüfstandes wurde der Prüfstandsaufbau konstruktiv erweitert, um sowohl rein erdgasbetrieben extern vorgemischte als auch mit Wasserstoff extern vorgemischte Experimente durchführen zu können. Diese nicht im Projektantrag geplante Erweiterung ermöglichte ein besseres Verständnis der aerodynamischen Prozesse und der Flammenstabilität des Brenners. Die Projektziele hinsichtlich der Entwicklung eines stabilen Prototypbrenners mit verbesserten Schadstoffemissionen wurden vollständig erfüllt. Im zweiten Teil des Projektes konnte der terminliche Rückstand aufgeholt werden. Die inhaltlichen Projektziele wurden insgesamt erreicht und das Projekt wird termingerecht abgeschlossen, was nicht zuletzt durch die intensive Zusammenarbeit und die sehr gute Unterstützung seitens des Industriepartners möglich geworden ist.

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

- [1] Marosky, A., Seidel, V., Bless, S., Sattelmayer, T. and Magni, F.: Impact of Cooling Air Injection on the Primary Combustion Zone of a Swirl Burner; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power (2012), Vol. 134, No. 12, p. 121502 (8 pages)
- [2] Marosky, A., Seidel, V., Sattelmayer, T., Magni, F. and Geng, W.: Impact of Cooling Air Injection on the Combustion Stability of a Premixed Swirl Burner Near Lean Blowout; in proceedings of ASME Turbo Expo 2013, San Antonio, Texas, USA, No. GT2013-94859
- [3] Seidel, V., Marosky, A., Hirsch, C., Sattelmayer, T., Geng, W. and Magni, F.: Influence of the Inflow Confinement on the Flashback Limits of a Premixed Swirl Burner; in proceedings of ASME Turbo Expo 2013, San Antonio, Texas, USA, No. GT2013-94866

- [4] Seidel, V., Marosky, A., Sattelmayer, T., Geng, W. and Magni, F.: The Effect of Cooling Air on the Air Fuel Distribution of a Silo Combustor; in proceedings of ASME Turbo Expo 2013, San Antonio, Texas, USA, No. GT2013-94865

### **7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen**

- [5] Marosky, A., Seidel, V. and Sattelmayer, T.: Emissionsverminderung bei der Effizienz- und Leistungserhöhung von Gasturbinen; Tagungsband 1. Tag der Ingenieurin der Fakultät für Maschinenwesen der TUM 2011

## **7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte**

keine

### **7.3 Weitere Publikationen**

- [6] Burmberger, S., Hirsch, C. and Sattelmayer, T., Design Rules for the Velocity Field of Vortex Breakdown Swirl Burners; in proceedings of ASME Turbo Expo 2006, Barcelona, Spain, No. GT2006-90495
- [7] Burmberger, S., Hirsch, C. and Sattelmayer, T., Designing a Radial Swirler Vortex Breakdown Burner; in proceedings of ASME Turbo Expo 2006, Barcelona, Spain, No. GT2006-90497
- [8] Sangl, J., Mayer, C. and Sattelmayer, T.: Dynamic Adaptation of Aerodynamic Flame Stabilization of a Premix Swirl Burner to Fuel Reactivity Using Fuel Momentum; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power (2011), Vol. 133, No. 7, p. 071501 (11 pages)
- [9] Mayer, C.; Sangl, J., Sattelmayer, T., Lachaux, T. and Bernero, S., Study on the Operational Window of a Swirl Stabilized Syngas Burner Under Atmospheric and High Pressure Conditions; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power (2012), Vol. 134, No. 3, p. 031506 (11 pages).
- [10] Auer, M.P., Hirsch, C. and Sattelmayer, T., Influence of Air and Fuel Mass Flow Fluctuations in a Premix Swirl Burner on Flame Dynamics; in proceedings of ASME Turbo Expo 2006, Barcelona, Spain, No. 2006-90127
- [11] Auer, M.P., Gebauer, C., Moesl, K.G., Hirsch, C. and Sattelmayer, T., Active Instability Control: Feedback of Combustion Instabilities on the Injection of Gaseous Fuel; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power (2005), Vol. 127, No. 4, pages 748-754
- [12] Fanaca, D., Alemela, P. R., Hirsch, C. and Sattelmayer, T., Comparison of the Flow Field of a Swirl Stabilized Premixed Burner in an Annular and a Single Burner Combustion Chamber; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power (2010), Vol. 132, No.7, p. 071502 (7 pages).
- [13] Döbbeling, K., Hellat, J., Koch, H., 25 Years of BBC/ABB/ALSTOM Lean Premix Combustion Technologies, in proceedings of ASME Turbo Expo 2005, Reno-Tahoe, Nevada, USA, No. GT2005-68269

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

keine

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

K. Rauner	Mitarbeit bei der konstruktiven Auslegung des Verbrennungsprüfstandes, Mitarbeit beim Umbau der Laborinfrastruktur
L. Veggi	Mitarbeit bei der konstruktiven Auslegung des Verbrennungsprüfstandes, Mitarbeit bei den Wasserkanaluntersuchungen
M. Rumpel	Unterstützung beim Aufbau des Verbrennungsversuchsstands, Konstruktion von Prüfstandskomponenten und Programmierung der Prüfstandsteuerungssoftware
S. Sekhon	Unterstützung beim Aufbau des Verbrennungsversuchsstands, Vorbereitung und Durchführung von stationären Strömungssimulationen
N. Böcker	Unterstützung beim Aufbau des Verbrennungsversuchsstands, Konstruktion von Prüfstandskomponenten und Programmierung der Prüfstandsteuerungssoftware
F. Rasp	Unterstützung bei den Verbrennungsuntersuchungen, Programmierung von Teilen der Prüfstandsteuerungssoftware

### 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

D.K. Nedyalkov	Studie zur Vergleichbarkeit von OpenSource- und kommerzieller Software anhand numerischer Untersuchungen von Drallströmungen bei Gasturbinenbrennern
P. Walterscheid-Müller	Konstruktion eines traversierbaren Abgasentnahmesystems zur Untersuchung der lokalen Schadstoffprofile einer erdgasbetriebenen Brennkammer
M. Gurtner	Numerische Untersuchung der Homogenität des Kühlfilms im Mischrohr eines Gasturbinenbrenners bei verschiedenen Ein-düsungskonzepten
A. Dietrich	Strömungssimulation von Gasturbinenbrennern in Mehrbrenneranordnung
F. Rasp	Konstruktion und Implementierung einer Temperatursonde zur synchronen Temperatur- und Emissionsmessung in einem Brennkammerversuchsstand

### 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

J. Birkl	Inbetriebnahme und Messungen an einer Abgasanalyseanlage
S. Bless	Untersuchung der Kühlluftfeindüsung von Gasturbinenbrennern mit LES-Simulation

## 8.4 Promotionen

A. Marosky                      in Bearbeitung  
V. Seidel                        in Bearbeitung

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

Das auf BY17 aufbauende Thema „Einfluss der Brennstoffzusammensetzung und der Eindüsung von Wasser bzw. Dampf auf die Strömung, Wärmefreisetzung und die magere Löschgrenze von Vormischflammen“ wird im Rahmen des TUM Programms „Verbesserung der Dynamik von Kombikraftwerken durch verbrennungstechnische Maßnahmen“ bis 2016 weiter verfolgt.

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

Das auf BY 17 aufbauende Thema „Einfluss der Brennstoffeindüsungstrategie auf den Flammenrückschlag in Drallbrennern“ soll im Rahmen des Kraftwerkforschungsprogrammes des Bundes COORETEC-turbo weiter verfolgt werden (derzeitiger Status: Entscheidungsfindung).

## Arbeitskreis Brennkammern für Gasturbinen

### Projekt: BY 18GV

### Brennstoffflexibles Gasanalysekonzept

Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. Thomas Seeger Lehrstuhl für Technische Thermodynamik Universität Siegen
	Prof. Dr.-Ing. Alfred Leipertz Lehrstuhl für Technische Thermodynamik Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. Simone Eichmann
Finanzierung:	Esytec Energie und Systemtechnik GmbH Bayerisches Staatsministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst Bayerisches Staatsministerium für Wirtschaft, Infrastruktur, Verkehr und Technologie

## 1 Ausgangssituation

Neben Kohle und Erdöl ist Erdgas immer noch der wichtigste Energieträger weltweit. Allerdings steigt aufgrund des steigenden Energiebedarfs und der gleichzeitigen Verknappung der natürlichen Ergasressourcen auch die Nachfrage nach alternativen Brennstoffen. In diesem Zusammenhang werden oft niederkalorige Brenngase wie Synthesegas, Deponiegase oder Kokereigase genannt. Eine Herausforderung für die Nutzung dieser Gase in modernen Gasturbinen sind dabei vor allem die signifikanten Schwankungen der Brenngaszusammensetzung, welche sich in deutlichen Schwankungen des Heizwertes und der Verbrennungstemperatur äußern. So schwankt der Heizwert von Erdgas in Abhängigkeit vom Förderort um 15% [7]. Niederkalorige Brenngase weisen eine noch deutlichere Variation des Heizwertes auf, was durch unterschiedliche verwendete Rohstoffe und unterschiedliche Herstellungsverfahren begründet ist [8]. Für eine optimale Prozesssteuerung und zur Vermeidung von Bauteilschäden ist es somit unbedingt erforderlich, die Brenngaszusammensetzung und somit charakteristische Größen wie Heizwert und Wobbeindex online zu bestimmen. Hierfür wird ein Messgerät benötigt, das sich durch eine kurze Messzeit, eine hohe Genauigkeit und eine Empfindlichkeit gegenüber einer Vielzahl an Spezies auszeichnet. Zudem muss es in einem hohen Druck- und Temperaturbereich einsetzbar sein. Eine Messtechnik, die hierfür gut geeignet scheint, ist die lineare Ra-

## Brennstoffflexibles Gasanalysekonzept

manstreuung. Im Gegensatz zu etablierten Messverfahren wie z. **B. der Gaschromatographie** bietet diese die Möglichkeit, quasi online und ohne aufwendige Probenahme alle relevanten Spezies simultan zu detektieren. Weitere Vorteile sind die Einsetzbarkeit in einem weiten Temperatur- und Druckbereich und ein linearer Zusammenhang zwischen detektiertem Signal und Anzahlteilchendichte, was eine kurze Auswertzeit ermöglicht.

Die Nutzbarkeit der Ramanspektroskopie zur Bestimmung der Erdgaszusammensetzung wurde im Teilprojekt BY 11GV im Rahmen der Forschungsinitiative „Kraftwerke des 21. Jahrhunderts Phase 1“ gezeigt. Allerdings ergeben sich für die Anwendung auf alternative Brenngase wie Synthese- und Biogase neue Anforderungen an das Analysesystem.

Alternative Brenngase unterscheiden sich deutlich in ihrer Zusammensetzung von natürlichem Erdgas. So erhöht sich beispielsweise aufgrund der geforderten Brennstoffflexibilität die Anzahl der zu detektierenden Spezies deutlich. Neben Kohlenwasserstoffen treten hier vor allem Wasserstoff, Kohlenstoffdioxid und Kohlenstoffmonoxid auf, wie aus Tabelle 1 zu entnehmen ist.

	Erdgas	Synthesegas	Deponiegas	Kokereigas	Biogas
CH <sub>4</sub>	(85-98)%	(0,1-20)%	(10-65)%	~25%	(45-75)%
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	(0,5-9,2)%	-	-	~2%	-
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	(0,15-2,6)%	-	-	-	-
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	(0-0,21)%	-	-	-	-
H <sub>2</sub>	-	(10-40)%	(0-4)%	(55-61)%	(0-2)%
CO <sub>2</sub>	(0-2)%	(0-3)%	(0-40)%	~2%	(25-55)%
CO	-	(0-30)%	(0-3)%	(5-6)%	-
N <sub>2</sub>	(0,8-10)%	(10-53)%	(40-70)%	(2-10)%	(0-5)%
H <sub>2</sub> O	-	(0-1)%	(5-7)%	(0-10)%	(2-7)%

**Tabelle 1: Zusammensetzung verschiedener Brenngase**

Zudem kommt es bei niederkalorigen Brennstoffen aufgrund verschiedener Rohstoffe und unterschiedlichster Herstellungsverfahren zu deutlich stärkeren Schwankungen in der Zusammensetzung als im Fall von Erdgas. Hierfür müssen geeignete Auswertebereiche gefunden werden, in denen die Komponenten der verschiedenen Gasgemische in einem breiten Dynamikbereich mit einer hohen Genauigkeit detektiert werden können.

Ist der Produktionsprozess der Gasturbine vorgeschaltet, kann es darüber hinaus zu deutlich unterschiedlichen Gastemperaturen am Eingang der Gasturbine kommen. Dies ist für die Messung problematisch, da die spektrale Form des Ramansignals mit der Temperatur verknüpft ist und Temperaturschwankungen das Messergebnis verfälschen können. Es ist somit unbedingt erforderlich, den Einfluss der Temperatur auf die Ramanspektren und die gemessene Konzentration zu untersuchen. Gegebenenfalls muss eine Strategie entwickelt werden, um den Temperatureinfluss in die Auswertung zu integrieren.

Ein weiterer Unterschied zu Erdgas ist das Vorhandensein von Wasserdampf. Eine Kondensation des Wasserdampfes würde seinen quantitativen Nachweis verhindern. Falls dieser im Messvolumen kondensiert, wäre sogar eine Messung nicht mehr möglich. Beides muss durch ein geeignetes Sensorkonzept verhindert werden

Alle aufgeführten Faktoren müssen bei der Konzeptionierung eines kompakten, mobilen und brennstoffflexiblen Gasanalyse-Systems berücksichtigt werden.

## 2 Projektziele

Ziel des Projektes ist die Entwicklung eines kompakten Sensorsystems zur Online-Analyse verschiedener gasförmiger Brennstoffe, welches die erforderliche Brennstoffflexibilität für zukünftige Gasturbinenanwendungen garantiert. Der Sensor ist als unabhängiges System geplant, welches keine Laborumgebung benötigt und flexibel einsetzbar ist.

Ausgehend von dem geplanten Bearbeitungsverlauf in der Antragsstellung sind folgende Bearbeitungsschritte während des Projektzeitraumes geplant:

### Erstes Bearbeitungsjahr

- Wissenschaftliche Konzeption und Aufbau eines kompakten und möglichst robusten Raman-Messsystems.
- Testmessungen mit diesem System an Brenngasgemischen mit verschiedenen, für die spätere Anwendung typischen Komponenten zur Ermittlung der am besten geeigneten Systemkonfiguration.

### Zweites Bearbeitungsjahr

- Weiterentwicklung und Erprobung der Software für eine schnelle Online-Datenerfassung und -verarbeitung. Schwerpunkt soll hier auf der rechnerseitigen Schnelligkeit und Genauigkeit der Gasanalyse liegen, wobei hard- und softwarerelevante Aspekte berücksichtigt werden.
- Umsetzung der wissenschaftlichen Erkenntnisse und Bau eines mobilen Sensorsystems.
- Demonstration der technischen Anwendbarkeit des Messgerätes beim Einsatz vor Ort unter anwendungstypischen Bedingungen.

### Drittes Bearbeitungsjahr

- Fortsetzung von Demonstrationsversuchen
- Abschlussbericht und Publikation der Ergebnisse

## 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen

Entsprechend der Hinweise der Zwischenbegutachtung wird in Kapitel 5 ausführlicher auf die verwendeten Lösungsansätze für die notwendigen Anforderungen eingegangen. Zusätzlich wird ausführlicher auf die Messzeit und die möglichen Auswertebereiche für das Wasserstoffmolekül eingegangen.

## 3 Vernetzung

### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Das Teilprojekt BY 18GV ist auf die Messtechnikentwicklung fokussiert und aus diesem Grund von den anderen Teilprojekten abgegrenzt. Allerdings bieten einige Teilprojekte Anwendungsbereiche für den hier entwickelten Sensor. Dabei sind z. B. die Teilprojekte BY 17GV oder BY 7DE zu nennen. Im Rahmen des Projektes kam es weiterhin zur Zusammenarbeit mit den Firmen EnBW und Erdgas-Süd-West. Dabei wurde der Sensor an verschiedenen Messstellen einer Biogasanlage auf seine Nutzbarkeit hin getestet

### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

Vernetzungen außerhalb KW21 fanden in der Projektlaufzeit nicht statt.

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Auf Grundlage vorangegangener Arbeiten wurde ein robustes Sensorsystem auf Basis der Ramanstreuung entwickelt und aufgebaut, welches die Detektion aller notwendigen Gaskomponenten ermöglicht. Das System wurde mit einer beheizten Hochdruckzelle ausgestattet, wodurch Gasproben von Raumtemperatur bis 250°C und Drücke von 1 bar bis 70 bar analysiert werden konnten.

Parallel zum Aufbau des Sensors wurde das Auswerteverfahren weiterentwickelt, wobei besonders auf die Verkürzung der Messzeit geachtet wurde.

Im Anschluss daran wurde das System ausführlich charakterisiert. Schwerpunkte waren dabei die Untersuchung geeigneter spektraler Auswertebereiche, die Reproduzierbarkeit, die Langzeitstabilität und der Einfluss von Druck- und Temperaturschwankungen.

Abschließend kam das System an verschiedenen Messstellen einer Biogasanlage zum Einsatz. Die Ergebnisse wurden dabei mit konventionellen Messtechniken validiert.

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

Die Konzeption und der Aufbau des Sensorsystems wurde bereits detailliert im Zwischenbericht beschrieben, so dass im Folgenden die Entwicklung der Auswertesoftware, die Charakterisierung des Sensorsystems und die Demonstration der technischen Anwendbarkeit eingegangen wird.

### 5.1 Entwicklung einer Auswertesoftware

Parallel zur Planung des Messsystems wurde eine neue Software zur schnellen Datenauswertung entwickelt. Dabei wurde eine Auswertezeit von weniger als 1 s ermöglicht und alle relevanten Spezies incl. H<sub>2</sub> und CO berücksichtigt. Das Programm wurde in der Programmiersprache C entwickelt und basiert auf einem Konturfitverfahren. Um den Rechenaufwand und somit die Auswertezeit gering zu halten, wird auf Berechnung der Spektren aus Moleküldaten verzichtet. Stattdessen werden die Reinspektren sowie eine definierte Mischung einmalig aufgenommen. Dies bietet zusätzlich den Vorteil, dass eine Erweiterung auf zusätzliche Spezies ohne große Modifikation möglich ist.

Für die Auswertung wurde ein Algorithmus basierend auf dem Kontourfitverfahren entwickelt, welches das gemessene Spektrum mit theoretisch berechneten Spektren vergleicht. Hierfür werden zunächst Reinstoffspektren aller im Erdgas enthaltenen Komponenten im Programm hinterlegt. Das theoretische Spektrum wird dann durch Überlagerung der Reinstoffspektren generiert und mithilfe von Gl. 1 an das gemessene Spektrum angepasst.

$$b = \sum c_i k_i x_i \tag{1}$$

Dabei ist  $b$  das gemessene Spektrum,  $c_i$  die Konzentration,  $k_i$  der Kalibrierfaktor und  $x_i$  das Reinstoffspektrum. Der Index  $i$  bezeichnet die jeweilige Spezies. Die Anpassung erfolgt über den Levenberg-Marquardt-Algorithmus, welcher als Anpassungskriterium die quadratische Fehlerabweichung zwischen gemessenen und theoretischen Spektren nutzt und liefert die Konzentration. Um die Qualität der Anpassung überprüfen zu können, wird die quadratische Fehlerabweichung und das Differenzspektrum aus gemessenen und angepassten Spektrum auch im Programm angezeigt. Aus der ermittelten Gemischzusammensetzung werden dann direkt Heizwert und Wobbeindex berechnet.

Für die Kalibrierung wird ein Ramanspektrum einer Gasmischung bekannter Zusammensetzung sowie Reinstoffspektren aller in der Kalibrierung enthaltener Reinstoffe aufgenommen. Die Kalibrierfaktoren werden ebenfalls über Gl. (1) bestimmt. Weiterführende Informationen zum Kalibrier- und Auswerteverfahren sind z. B. in [11] zu finden.

## 5.2 Charakterisierung des Messsystems

Im Anschluss an den Aufbau des Messsystems wurde dieses bezüglich der Anwendbarkeit zur Brenngasanalyse charakterisiert. Ein spezielles Augenmerk wurde dabei auf die Messzeit, die Auswahl des Spektralbereichs, die Reproduzierbarkeit, die Anwendbarkeit in einem breiten Temperaturbereich und die Langzeitstabilität gelegt.

### 5.2.1 Bestimmung der notwendigen Messzeit

Eine Herausforderung an das System ist die Erzielung kurzer Messzeiten. Grundsätzlich ist diese durch die Aufnahmezeit und die Auswertzeit limitiert. Letztere liegt in einem Bereich deutlich unterhalb einer Sekunde, so dass hier nur die Aufnahmezeit untersucht wurde. Diese wird durch das erforderliche Signal-Rauschverhältnis begrenzt. Aus bisherigen Erfahrungen ist bekannt, dass ein Signal-Rauschverhältnis von etwa 80 für exakte Konzentrationsmessungen ausreichend ist. Zur Bestimmung der notwendigen Messzeit wurde das Ramansignal von Stickstoff unter 30 bar bei Messzeiten von 1 s bis 30 s aufgenommen. Wie in Tabelle 2 zu erkennen ist, kann das notwendige Signal-Rausch-Verhältnis bereits nach 1 s erreicht werden. Da die Ramanübergänge der meisten relevanten Spezies wie  $H_2$ ,  $CO_2$  und  $CO$  etwa in der Größenordnung von  $N_2$  liegen, liegt die Messzeit für die Anwendung auf Synthesegas bei wenigen Sekunden.

Aufnahmezeit	Signal-Rausch-Verhältnis
1s	75
10s	217
30s	800

**Tabelle 2: Signal-Rausch-Verhältnisse für Stickstoff bei 30 bar für verschiedene Aufnahmezeiten**

### 5.2.2 Auswahl des Spektralbereichs

Zur Auswahl eines geeigneten Spektralbereichs wurden in einem ersten Schritt Raman-spektren der relevanten Reinstoffe aufgenommen, die in Abbildung 1 dargestellt sind. Der vergleichsweise intensitätsschwache  $\nu_2(\text{CH}_4)$ -Ramanübergang ist dabei vergrößert dargestellt. Alle relevanten Komponenten konnten mit dem konzipierten Sensorsystem detektiert werden.

Aufgrund der verschiedenen spektralen Vibrations-Ramanübergängen von  $\text{CH}_4$  mit unterschiedlichen Signalintensitäten und des speziellen Charakters von  $\text{H}_2$  gibt es verschiedene Möglichkeiten für die Auswahl des zu verwendenden Spektralbereichs. Bei  $\text{H}_2$  können beispielsweise Vibrationsübergänge und reine Rotationsübergänge, die auch mit unterschiedlichen Signalintensitäten vorliegen, detektiert werden. Diese unterschiedlichen Signalintensitäten verschiedener Ramanübergänge einer Molekülspezies führen zu einer Verknüpfung der Detektordynamik mit dem auszuwählenden Spektralbereich, was nachfolgend analysiert wird.

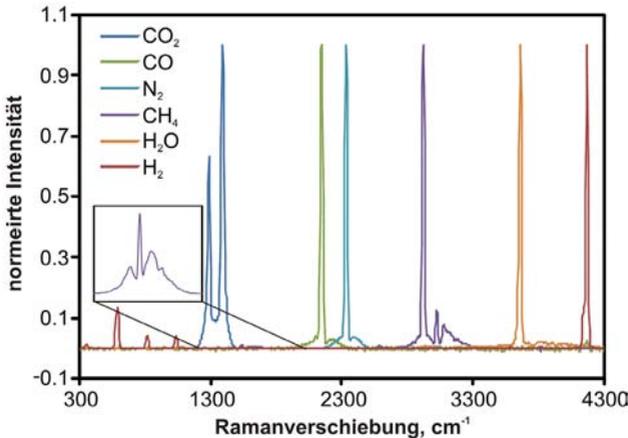
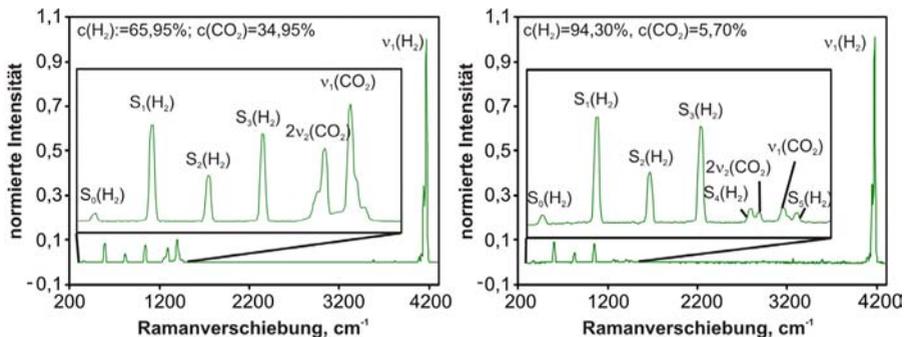


Abbildung 1: Ramanspektren verschiedener Reinstoffe von alternativer Brenngasen

Aus diesem Grund wurden zusätzlich zu den Reinstoffspektren auch Ramanspektren von relevanten Gemischen aufgenommen. Bezüglich der Anwendung auf Synthesegase sind Gemische aus  $\text{H}_2$  und  $\text{CO}_2$  von besonderem Interesse. So bietet Wasserstoff die Möglichkeit, verschiedene spektrale Auswertebereiche zu nutzen. Diese müssen bezüglich der Dynamik des Detektionssystems untersucht werden. Der Dynamikbereich ist dabei besonders kritisch, wenn die beiden Komponenten in deutlich unterschiedlichen Konzentrationen vorliegen, wie es für das Gemisch  $\text{H}_2/\text{CO}_2$  in der Regel der Fall ist. Abbildung 2 zeigt beispielhaft Spektren zweier Mischungen aus  $\text{H}_2$  und  $\text{CO}_2$ , die in einem für Synthesegas typischen Verhältnis vorliegen, einmal mit einer vergleichsweise niedrigen (links) und einmal mit einer vergleichsweise hohen Wasserstoffkonzentration (rechts). Für beide Fälle zeigt die quantitative Auswertung, dass die Nutzung der Wasserstoffvibrationslinie  $\nu_1(\text{H}_2)$  bei  $4160 \text{ cm}^{-1}$  eher ungünstig für die Konzentrationsauswertung ist, da hier im Vergleich zu  $\text{CO}_2$  deutlich unterschiedliche Intensitätsverhältnisse vorliegen. Die Intensität der  $\text{H}_2$ -Rotationslinien hingegen liegt jedoch in der Größenordnung der  $\text{CO}_2$ -Vibrationslinien. Somit

scheint die Nutzung der  $H_2$ -Rotationslinien günstig in Bezug auf die Genauigkeit, so dass trotz deutlich unterschiedlicher Gasanteile eine sehr genaue Konzentrationsbestimmung möglich ist. Weitergehende Details dazu sind in [10] zu finden.



**Abbildung 2: Ramanspektren verschiedener  $H_2/CO_2$ -Gemische bei 200°C und 10 bar**

Zusätzlich wurde auch der Dynamikbereich weiterer Synthesegaskomponenten anhand geeigneter binärer und ternärer Mischungen mit geeigneten Konzentrationsverhältnissen untersucht. Für alle Komponenten lagen die Ramanintensitäten in etwa in der Größenordnung der  $H_2$ -Rotationslinien. Aufgrund dieser Untersuchungen wurde für die Auswertung der Spektralbereich von 200 bis 3800  $cm^{-1}$  gewählt. Dieser enthält neben den  $H_2$ -Rotationsübergängen und den auch die Vibrationsübergänge von  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $N_2$ , und  $H_2O$ , jedoch nicht ungünstigen  $v_1(H_2)$  Ramanübergang.

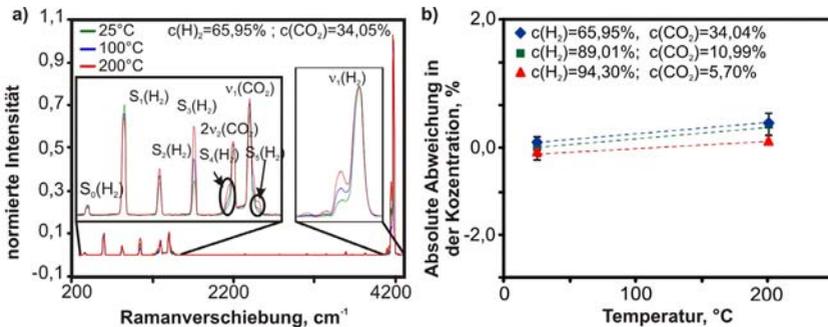
Ähnliche Untersuchungen wurden auch für bio- und deponiegasrelevante Gasgemische durchgeführt. Dabei erwies sich der intensitätsstarke  $v_1(CH_4)$ -Übergang bei 2915  $cm^{-1}$  als problematisch. Seine Signalintensität lag bei den untersuchten Gasgemischen bis zu zwei Größenordnungen über dem Ramansignal der anderen Gaskomponenten. Die Nutzung des deutlich schwächeren  $v_2(CH_4)$ -Ramanübergangs ist hier geeigneter. Um die Ramansignale aller relevanten Komponenten zu detektieren, ist jedoch ein Spektralbereich von 1000  $cm^{-1}$  bis 4200  $cm^{-1}$  notwendig, welcher auch den ungünstigen  $v_1(CH_4)$ -Ramanübergang enthält. Dessen hohe Signalintensität kann zur Übersättigung oder sogar zur Beschädigung des Kamerachips führen. Aus diesem Grund wurde das starke  $v_1(CH_4)$ -Ramansignal mittels eines Notchfilters geblockt. Dies ermöglicht eine genaue Auswertung im Bereich von 1000  $cm^{-1}$  bis 4200  $cm^{-1}$ .

### 5.2.3 Reproduzierbarkeit

Die Reproduzierbarkeit wurde mit Hilfe eines  $H_2/CO_2$ -Gemisches ( $H_2$  : 89,01%;  $CO_2$  : 20,99%) getestet. Dabei wurden 5 Spektren dieses Gasgemisches bei einem Druck von 10 bar mit einer Integrationszeit von jeweils 20 s aufgenommen und im Anschluss eine Konzentrationsauswertung durchgeführt. Dabei wurde eine maximale absolute Abweichung von 0,03% bezüglich der  $H_2$ -Konzentration festgestellt.

### 5.2.4 Einfluss von Temperaturschwankungen

Ist die Brenngasproduktion der Gasturbine direkt vorgeschaltet, so können deutlich unterschiedliche Gastemperaturen auftreten. Besonders im Fall von Synthesegas ist dies zu berücksichtigen, da hier Temperaturen von Raumtemperatur bis etwa 200°C auftreten können. Der Einfluss dieser Temperaturschwankungen auf die spektrale Form der Ramanübergänge und die Konzentrationsauswertung wurde anhand geeigneter Gasgemische untersucht. Beispielhaft ist das Ramanspektrum eines dieser Gasgemische in Abbildung 3a dargestellt. Besonders im Bereich der Wasserstoffrotationslinien (S(0)-S(6)) sind ist ein deutlicher Einfluss der Temperatur auf die Signalintensität zu erkennen. Um den Einfluss auf die Temperatur zu untersuchen, wurde das Spektrum bei 100°C zur Kalibration herangezogen und damit die Spektren bei Raumtemperatur und 200°C im Spektralbereich von 300 cm<sup>-1</sup>-1500 cm<sup>-1</sup> ausgewertet. Dabei wurde eine absolute Abweichung der Konzentration von bis zu1% festgestellt (siehe Abbildung 3b).



**Abbildung 3: Einfluss der Temperatur auf die Raman-Messungen; Einfluss der Temperatur auf das Ramanspektrum einer H<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> Mischung (a), Einfluss der Temperatur auf die Konzentrationsauswertung (b)**

Da eine temperaturabhängige Auswertung zu einem hohen Zeitaufwand bei Kalibrierung und Auswertung führt, wurde die Gaszelle sowie deren Zuleitung während der Messung auf die maximal zu erwartende Temperatur von bis zu 200°C erhitzt. Laborversuche haben gezeigt, dass das Brenngas diese Temperatur sofort annimmt. Eine Messsignalauswertung bei der eingestellten Heiztemperatur ist somit problemlos möglich.

### 5.2.5 Überprüfung der Langzeitstabilität

Die Langzeitstabilität des Raman-Sensors wurde in einem 4-Wochen-Dauertest überprüft. Dabei wurde der Laser bei der Maximalleistung von 5 W betrieben und Ramanspektren alle 60 s aufgenommen und zusammen mit den Messergebnissen (Brenngaszusammensetzung und Wobbeindex) gespeichert. Als Brenngas wurde in den ersten 24 Tagen ein Gemisch aus Methan und Ethan (CH<sub>4</sub>: 89,6%; C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>: 10,4%) und in den letzten drei Tagen reines C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> bei einem Druck von 2 bar verwendet. Über den gesamten Zeitraum dieses Dauertests wurde ein einwandfreier Betrieb des Sensors festgestellt. Sowohl die gemessenen Spektren, als auch die Brenngaszusammensetzung und der Wobbeindex kontinuierlich angezeigt und gespeichert. Die resultierenden Konzentrationsergebnisse sind in Abbildung 4 dargestellt. In dieser Konfiguration ist der konzipierte Sensor für den Einsatz bereit.

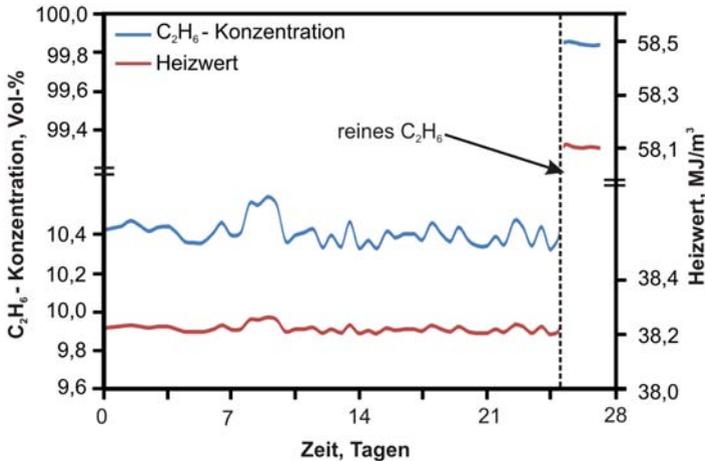


Abbildung 4: Ergebnisse des Langzeittestes über 4 Wochen

### 5.3 Demonstration der Anwendbarkeit

Die Anwendbarkeit des Sensorsystems wurde an einer Biogasanlage der Firma Erdgas-Südwest in Laupheim gezeigt. Ein Schema der Anlage mit den markierten Messorten ist in Abbildung 5 dargestellt.

Die Biogaserzeugung erfolgt über die Fermentation von Biomasse. Um den Brennwert des gebildeten Brenngases zu erhöhen werden in einem nächsten Schritt Wasserdampf und CO<sub>2</sub> vom Prozessgas abgetrennt. Damit besitzt das Brenngas eine ausreichende Gasqualität und kann direkt in das Gasnetz eingespeist werden. Da jedoch besonders in den Wintermonaten die Kapazität der Anlage nicht ausreicht, um den Energiebedarf der versorgten Haushalte zu decken, wird nach Bedarf zusätzlich Erdgas beigemischt.

Die Gaszusammensetzung und der Heizwert wurden an drei verschiedenen Messstellen wurde über den Zeitraum von 30 min gemessen und mit konventionellen Messtechniken validiert. Typische Gaszusammensetzungen an den verschiedenen Messorten sind auch Abbildung 5 zu entnehmen.

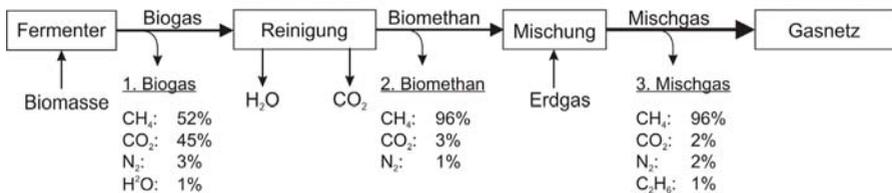
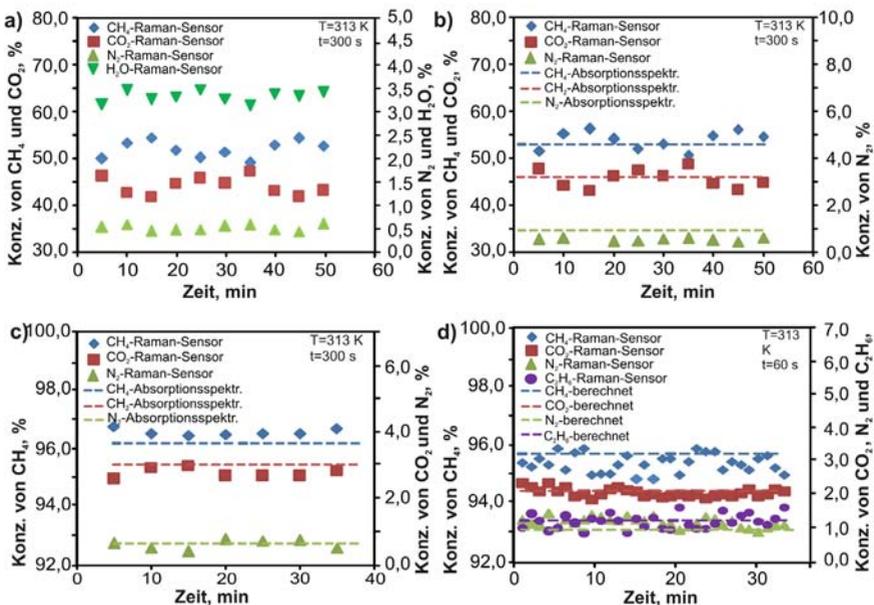


Abbildung 5: Typische Zusammensetzungen des Brenngases an den unterschiedlichen Messstellen

## Brennstoffflexibles Gasanalysekonzept

Die Ergebnisse der Messungen sind in Abbildung 6 dargestellt. In Abbildung 6a sind die Konzentrationen des feuchten Rohgases aufgetragen. Da die Vergleichsmessungen mit der Absorptionsspektroskopie nur mit trockenem Prozessgas möglich waren, wurden die Ergebnisse der Ramanmessung auf trockenem Brenngas bezogen und mit den Messungen der Absorptionsspektroskopie verglichen, siehe Abbildung 6b. Die Ergebnisse zeigen im Mittelwert gute Übereinstimmung, jedoch weisen die Ramanmessungen deutliche Schwankungen auf. Diese Schwankungen sind vor allem auf den, im Vergleich zu den Eintrittsbedingungen in Gasturbinen, deutlich niedrigeren Gasdruck von 1 bar zurückzuführen. Betrachtet man die Ergebnisse der Reingasmessungen (Abbildung 6c) so ist neben guter Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Absorptionsspektroskopie auch eine im Vergleich zur Rohgasmessung deutlich geringere Standardabweichung zu erkennen.

Bei den Messungen im Mischgas wurden keine Vergleichsmessungen mit dem Absorptionsspektrometer durchgeführt, da damit die Detektion längererkettiger Kohlenwasserstoffe nicht möglich war. Stattdessen wurde die theoretische Zusammensetzung des Gemisches aus den bekannten Volumenströmen und Gaszusammensetzungen von Rein- und Mischgas berechnet und mit den Ergebnissen der Ramanmessungen verglichen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6d dargestellt. Hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung mit den zu erwartenden Messergebnissen.



**Abbildung 6:** Ergebnisse der Messungen an der Biogasanlage; feuchtes Rohgas (a), trockenes Rohgas (b), Biomethan (c), Mischgas (d)

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass alle im Projektplan enthaltenen Ziele erreicht wurden. Ein Messsystem basiert auf dem Prinzip der linearen Ramanstreuung wurde konzipiert und aufgebaut. Zudem wurde das Auswerteprogramm weiterentwickelt, sodass nun Messzeiten im Sekundenbereich realisiert werden können. Für die verschiedenen Alternativen Brenngase wurden Auswertestrategien entwickelt, welche eine genaue Messung der Gemischzusammensetzung erlauben. Hierfür wurden auch weitere Moleküle wie CO, H<sub>2</sub> und H<sub>2</sub>O in die Auswertung integriert. Das System wurde ausführlich bezüglich Messzeit, Reproduzierbarkeit, Einfluss von Temperaturschwankungen und Langzeitstabilität charakterisiert. Schließlich wurde die Anwendbarkeit an einer Biogasanlage demonstriert.

## 6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag

Die Planung, der Aufbau und die Charakterisierung des Messsystems sowie die Weiterentwicklung der Software konnte in dem im Projektplan vorgesehenen Zeitrahmen realisiert werden. Allerdings kam es bei der Demonstration der Anwendbarkeit zu Verzögerungen, da geeignete Anwendungsmöglichkeiten sehr begrenzt sind. Aus diesem Grund wurde eine kostenneutrale Verlängerung von 6 Monaten beantragt und bewilligt. Im Rahmen dieser Verlängerung konnte die Anwendbarkeit gezeigt werden und folglich konnten alle Projektziele entsprechend dem Projektplan erreicht werden.

## 7 Publikationen und Patente

### 7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen

#### 7.1.1 Begutachtete Publikationen

- [1] Eichmann, S.C., Kiefer, J., Seeger, T., Leipertz, A.: Raman scattering based sensor system for a fast analysis of different gaseous fuels (2010) International Symposium on Combustion, Peking (Posterbeitrag)
- [2] Eichmann, S.C., Weschta, M., Kiefer, J., Seeger, T., Leipertz, A.: Characterization of a fast gas analyzer based on Raman scattering for the analysis of synthesis gas (2010) Review of Scientific Instruments, Vol. 81, S. 125104
- [3] Eichmann, S.C., Weschta, M., Kiefer, J., Seeger, T., Trost, J., Leipertz, A.: Determination of gas composition in combustion relevant processes by the use of a sensor system based on linear Raman scattering Proceedings of the European Combustion Meeting (Cardiff 2011)
- [4] Eichmann, S.C., Tröger, J.W., Seeger, T., Kiefer, J., Leipertz, A.: Entwicklung eines Sensors auf Grundlage der Laser-Ramanstreuung zur schnellen Analyse der Biogaszusammensetzung Deutscher Flammentag (2011)
- [5] Eichmann, S.C., Kiefer, J., Seeger, T., Leipertz, A.: Development and characterization of a sensor system based on Raman spectroscopy for online-measurements of gas mixture composition in combustion processes (2011) Gordon Research Conference: Laser Diagnostics in Combustion, Waterville, USA (Posterbeitrag)

- [6] Eichmann, S.C., Tröger, J.W., J. Kiefer, J., Kempf, T., Benz, J., Seeger, T., Leipertz, A.: Development and characterization of a Raman based sensor system for the analysis of biogas composition (2012) International Symposium on Combustion, Warschau (Posterbeitrag)
- [7] Seeger, T., Kiefer, J., Eichmann, S., Leipertz, A.: Raman spectroscopy based sensor system for fast analysis of natural and biogas composition Proceedings Optical Sensors (Karlsruhe 2010)

### 7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen

Im Rahmen des Projektes sind keine nicht begutachteten Publikationen entstanden.

## 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte

Es sind keine Publikationen aufgrund von Zusammenarbeit mehrerer Arbeitsgruppen entstanden, jedoch ist die Publikation [6] auf Grund der Zusammenarbeit mit EnBW und Erdgas Süd-West entstanden. Eine weitere Publikation in einer Fachzeitschrift ist in Vorbereitung

### 7.3 Weitere Publikationen

- [8] Wild, K. R., Ehrich, D.L.: Energy Metering Technologies Proceedings International Gas Research Conference, Amsterdam (2001), CD-ROM
- [9] Seeger, T., Egermann, J.: Konzeption eines Gasanalyse systems auf Basis der linearen Ramanstreuung VDI-Berichte (1992), S. 41-46
- [10] Li, X.Y., Xia, Y.X.: A Raman System for Multi-Gas-Species Analysis in Power Transformer (2008) Applied Physics B, Vol.93, S. 665-66
- [11] Kiefer, J., Seeger, T., Steuer, S., Schorsch, S., Weigl, M.C., Leipertz, A.: Design and Characterization of a Raman-scattering-based sensor system for temporally resolved gas analysis and its application in a gas turbine power plant (2008) Measurement Science Technology, Vol. 19, 085408
- [12] Egermann, J., Seeger, T., Leipertz, A.: Application of 266-nm and 355-nm Nd : YAG laser radiation for the investigation of fuel-rich sooting hydrocarbon flames by Raman scattering (2004) Applied Optics, Vol. 43, S. 5564–5574
- [13] Egermann, J., Januscheit, J., Seeger, T., Leipertz, A.: Diodenlaserbasierte Mehrkomponenten-Konzentrationsmeßsysteme zur Gasanalyse, Prozeßkontrolle und Prozeßoptimierung (2001) Technisches Messen, Vol. 9, S. 400-405
- [14] Egermann, J., Januscheit, J., Seeger, T., Leipertz, A.: Conception of a gas analyzer based on linear Raman spectroscopy Proceedings of the International Gas Research Conference (Amsterdam 2001)
- [15] Seeger, T., Egermann, J., Leipertz, A.: Konzeption eines Gasanalysegeräts auf Basis der linearen Raman-Streuung (2002) VDI-Berichte, Vol.1667, S. 41-46
- [16] Seeger, T., Egermann, J., Leipertz, A.: A concept for multi-species gas analysis by linear Raman spectroscopy Proceedings of the Nieuwe Analysetechniken (Antwerpen 2002)

- [17] Seeger, T., Egermann, J., Dankers, S., Beyrau, F., Leipertz, A.: Umfassende Charakterisierung einer rußenden Methan-Diffusionsflamme unter Nutzung verschiedener Lasermessverfahren (2003) Chemie Ingenieur Technik, Vol.75, S. 573-576
- [18] Seeger, T., Egermann, J., Dankers, S., Beyrau, F., Leipertz, A.: comprehensive characterization of a laminar sooting methane diffusion flame by applying a combination of different laser techniques (2004) Chemical Engineering Technology, Vol. 27, S. 1150-1156
- [19] Seeger, T., Kiefer, J., Leipertz, A.: Entwicklung eines laserbasierten Online-messsystems zur schnellen Gasanalyse (2007) GWF-Gas/Erdgas, Vol.148, S. 548-552
- [20] Seeger, T., Kiefer, J., Leipertz, A.: Sensor system for accurate, quantitative analysis of natural gas in turbine power plants Proceedings of the International Gas Research Conference (Paris 2001)
- [21] Taschek, M., Egermann, J., Schwarz, S., Leipertz, A.: Quantitative analysis of the near-wall mixture formation process in a passenger car direct-injection diesel engine by using linear Raman spectroscopy (2005) Applied Optics, Vol.44, S. 6606-6615

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Im Rahmen dieses Teilprojektes sind keine Patente entstanden.

# 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

## 8.1 Studentische Mitarbeiter

S. Schorsch                      Mithilfe bei der Entwicklung der Auswertesoftware

## 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

J. Tröger                      Konzeption eines Sensor-Systems zur Online-Analyse von Bio- und Synthesegasen unter Nutzung der Raman-Spektroskopie

J. Genser                      Untersuchung wichtiger Einflussgrößen auf die quantitative Bestimmung der Gemischzusammensetzung von Erdgas mittels eines Online-Gasanalyse-Sensors auf Grundlage der Ramanstreuung

## 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

M. Weschta                      Entwicklung und Einsatz eines Sensor-Systems auf Basis der spontanen Raman-Streuung.

## 8.4 Promotionen

S. Eichmann                      Einsatz der linearen Ramanstreuung zur Online-Bestimmung der Gemischzusammensetzung verschiedener Brenngase (Arbeitstitel).

## **9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU**

### **9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU**

Es wurden keine Drittmittel zum Projektthema eingeworben.

### **9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)**

Zum momentanen Zeitpunkt sind keine Antragsstellungen zu kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen geplant.

## Arbeitskreis Brennkammern für Gasturbinen

### Projekt: BW L 43GV

## Hybrid LES/RANS-Simulation von Gasturbinen-Brennkammersystemen

Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. M. Aigner, Dr.-Ing. habil. B. Noll Institut für Institut für Verbrennungstechnik DLR Stuttgart
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. F. Rebosio Dr.-Ing. M. Di Domenico
Finanzierung:	Ministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst Baden-Württemberg

## 1 Ausgangssituation

Die Entwicklung und Auslegung von zukünftigen schadstoffarmen Brennkammern wird mehr und mehr auf numerische Verfahren abgestützt werden. Dabei ist zu beachten, dass zukünftige Brennkammern viel höhere Ansprüche an die Berechnungsverfahren stellen werden als die derzeit im Einsatz befindlichen. Die Gründe hierfür sind vielschichtig. Ein wesentlicher Grund ist das bei neuen Verbrennungskonzepten verstärkte Auftreten von chemisch-kinetischen und instationären Effekten.

Bei der numerischen Simulation von Schadstoffemissionen, Stabilitätsgrenzen oder von instationärem Verhalten des Verbrennungsprozesses versprechen hybride LES/RANS-Verfahren eine wesentlich höhere Genauigkeit als die derzeit in der industriellen Praxis vorwiegend eingesetzten RANS-Berechnungsverfahren (LES=Large Eddy Simulation, RANS = Reynolds Averaged Navier-Stokes). Die Kombination dieser Verfahren mit aufwändigen Verbrennungsmodellen ist jedoch sehr rechenintensiv. Umfangreiche, systematische Untersuchungen sind bis heute nur wenige vorhanden. In dem vorliegenden Forschungsprojekt sollten daher unterschiedliche Verbrennungsmodelle zur Kombination mit LES/RANS-Methoden ausgewählt und deren Eignung zur Simulation von hochturbulenten und instationären Verbrennungsabläufen unter unterschiedlichen Bedingungen getestet und bewertet werden. Zur Validierung der behandelten Modelle waren Experimente an klar definierten, akademischen sowie halbtechnischen Laborbrennkammern nachzurechnen.

Neben der Entwicklung und dem Test von Verbrennungsmodellen im Kontext mit der LES und der Hybrid LES/RANS war auch die Untersuchung des erfahrungsgemäß bedeutenden Rechengittereinflusses ein wichtiger Gegenstand der geplanten Arbeiten.

## 1.1 Verbrennungsmodellierung im LES-Kontext

Potentiell bietet die LES/RANS-Methode bei der Verbrennungssimulation den Vorteil einer verbesserten Modellierung der turbulenten Mischung und der Turbulenz-Chemie-Interaktion, da hierbei idealerweise ein Großteil der energiereichen Fluktuationen aufgelöst wird. Wichtig ist hierbei insbesondere, dass die Verbrennungszone im LES-Mode simuliert wird. Den Vorteilen der LES/RANS-Methode steht allerdings entgegen, dass der Rechenaufwand auch hierbei noch relativ hoch ist. Daher ist die Kopplung solcher Methoden mit aufwändigen Verbrennungsmodellen im Gegensatz zu RANS- oder URANS-Methoden zumindest in praktischen Anwendungen nur im Einzelfall bei sehr hohem Rechenaufwand möglich. Aus diesem Grund waren zu Beginn des vorliegenden Forschungsprojekts Kombinationen von LES/RANS-Methoden mit komplexen Verbrennungsmodellen auf Basis von detaillierten Reaktionsmechanismen und deren Anwendung auf praxisnahe Fälle nicht bekannt. Gewöhnlich werden LES- und LES/RANS-Methoden in Verbindung mit relativ einfachen Verbrennungsmodellen betrieben. Hierzu gehören Modelle basierend auf wenigen Globalreaktionen oder Modelle, die auf Basis der Transportgleichungen für den Mischungsbruch und für eine oder mehrere Reaktionsfortschrittvariable arbeiten. Bei solchen Modellen wird gewöhnlich der thermo-chemische Zustand unter Annahme isenthalper Bedingungen aus Tabellen abgerufen. Andere Modelle, die in der LES angewandt werden, wie z.B. das Thickened Flame Modell oder Wirbelzerfallsmodelle in Verbindung mit einfachen globalen Mechanismen, bieten zwar numerische Vorteile, vereinfachen jedoch die Turbulenz-Chemie-Interaktion und die chemische Kinetik sehr stark und werden daher mit wechselndem Erfolg angewandt.

Die bekannten wissenschaftlichen Untersuchungen dieser Modelle beschränkten sich zu Beginn des vorliegenden Projekts in erster Linie auf relativ einfache Rechenfälle, in denen beispielsweise die Lage und Ausdehnung der Verbrennungszone hauptsächlich durch Mischungsvorgänge und nicht durch chemisch kinetische Effekte bestimmt wird. Es fehlten Erfahrungen zur Eignung solcher Modelle für die Simulation von Phänomenen wie Flammenabheben, Verbrennung nahe der Verlöschgrenze oder Selbstzündung und Flammenrückschlag. Auch Untersuchungen zur Verbrennungs-LES bei der Simulation von Verbrennungsschwingungen in Gasturbinen-Brennkammern unter Bedingungen, bei denen chemisch kinetische Effekte eine Rolle spielen, lagen zu Beginn des vorliegenden Projekts nicht vor.

## 1.2 Eigene Vorarbeiten

Am Institut für Verbrennungstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt liegt eine langjährige Erfahrung auf dem Gebiet der Simulation von Brennkammerströmungen und hier auch insbesondere auf dem Gebiet der Verbrennungsmodellierung vor (z.B. [1-8]). Dabei wurden sowohl die Strömungs- und Verbrennungsprozesse in Laborbrennkammern aber auch in realen Gasturbinen-Brennkammern nachgerechnet und im Vergleich mit Messungen validiert. Aus diesen Arbeiten liegen am Institut Erfahrungen und Ergebnisse mit Verbrennungsmodellen von unterschiedlicher Komplexität vor, wobei auch die Simulation von sehr komplexen Schadstoffbildungsprozessen (Ruß, NOx) Gegenstand vergangener und laufender Forschungsarbeiten ist [z.B. [13]].

Am Institut werden Forschungsarbeiten zur Entwicklung von numerischen Methoden und Modellen zur LES/RANS-Simulation auf Basis des eigenen Wissenschaftscodes THETA als auch auf Basis des kommerziellen Verfahrens ANSYS CFX durchgeführt. Die wenigen

zu Projektbeginn vorliegenden Ergebnisse dieser Arbeiten deuteten auf die Problemabhängigkeit der Parameter der einfachen Verbrennungsmodelle hin. So stellte sich beispielsweise in einem Testfall mit abgehobener Flamme eine sehr starke Abhängigkeit von den Parametern des eingesetzten einfachen chemisch kinetischen Modells heraus.

## 2 Projektziele

In dem vorliegenden Forschungsprojekt sollen effiziente und gleichzeitig auch genaue Rechenmodelle zur Simulation von instationären Verbrennungsvorgängen getestet und bewertet werden. Dabei stehen Verfahren auf Basis der hybriden LES/RANS-Methoden im Mittelpunkt der Arbeiten. Die zu entwickelnden Verfahren sollen insbesondere für die numerische Simulation von modernen schadstoffarmen Brennkammersystemen von Gasturbinen mit ihren hohen Anforderungen an die Berechnungsverfahren geeignet sein. Zur Validierung der Verfahren sollen die zwei Codes ANSYS-CFX und THETA eingesetzt werden, wobei zur Verbrennungsmodellierung ein einfaches chemisch-kinetisches Modell vorgesehen ist. Dabei sind auch Untersuchungen zum Rechengittereinfluss durchzuführen. Als Testfälle sind zwei Konfigurationen auszuwählen, die repräsentativ für moderne Verbrennungskonzepte von Gasturbinen sind und für die umfangreiche Messdatensätze zur Validierung der Simulationsmodelle zur Verfügung stehen. Ein weiteres Ziel bestand in der Verkürzung der mit LES-artigen Verfahren sehr hohen Rechenzeiten durch unterschiedliche Maßnahmen.

### 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen

Von den Gutachtern wurde angeregt, beim Testfall 1 zu untersuchen, ob sich eine Erhöhung der Gitterpunktezahl auf die erzielten Ergebnisse auswirkt. Die hierzu angestellten Untersuchungen, in denen das Hexaeder-Rechengitter im Bereich der Verbrennungszone von 1.6 Mio. (insgesamt 1,9 Mio) auf 2.3 Mio. (insgesamt 2,6 Mio.) Rechenpunkte verfeinert wurde, ergaben für die SST-SAS-Methode keine nennenswerten Unterschiede. Es zeigte sich hier, dass die Wirbelviskosität im Bereich der eigentlichen Brennkammer vernachlässigbar ist, so dass der Einfluss eines SGS-Modells (Kleinskalenmodell) für die Turbulenz-Chemie-Interaktion sehr schwach ist. Ein gleichlautendes Ergebnis wurde auch bei der Untersuchung des Rechengittereinflusses im Testfall 2 (Kap. 5.2) ermittelt. Es sei aber an dieser Stelle ausdrücklich darauf hingewiesen, dass in anderen Testfällen, die außerhalb von KW21 am Institut für Verbrennungstechnik behandelt wurden, teilweise sehr große Einflüsse des Rechengitters festgestellt wurden.

## 3 Vernetzung

### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Gefördert durch die Kooperation in der Forschungsinitiative „Kraftwerke des 21. Jahrhunderts“ ist ein enger Austausch mit einigen Projektpartnern entstanden, die an ähnlichen Themenstellungen arbeiten. Die Projekte 'High-Strain-Burner' am EBI (BW W 44GV), Universität Karlsruhe sowie die Projekte 'Hochfrequenzinstabilitäten', 'Flammendynamik', 'Thermoakustik Ringbrennkammer' (BY 13GV), 'Transversalmoden' (BY 17GV) am LS für Thermodynamik, TU München sind thematisch eng mit dem vorliegenden Forschungs-

projekt verknüpft, weil auch dort die Anwendung von Verbrennungs-LES-Methoden für die Untersuchung von instationärer oder chemisch-kinetisch bestimmter Verbrennungsabläufe ein wichtiger Arbeitspunkt ist. Zu erwähnen ist hier ferner die Zusammenarbeit mit dem Projekt BW W 43GV, in dem vorwiegend Testkonfigurationen und Modelle untersucht wurden, die von sehr hohem industriellen Interesse sind.

### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

Das DLR-Institut für Verbrennungstechnik arbeitet seit vielen Jahren eng mit Partnern aus Industrie und Forschung zusammen. Hier gibt es auch langjährige Kooperationen in Forschungsverbundvorhaben wie beispielsweise dem DFG-Sonderforschungsbereich 606 „Instationäre Verbrennung“ oder der Arbeitsgemeinschaft AG-Turbo. Weiterhin ist der Austausch auf europäischer Ebene im Rahmen von mehreren EU-geförderten Verbundvorhaben zu unterschiedlichen Fragestellungen der Brennkammersimulation (KIAI, FIRST, IMPACT, TECC) zu nennen.

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Zu Beginn der Förderungsperiode wurden die durchzurechnenden Testfälle sowie die Code-Plattformen und Modelle für Turbulenz und Verbrennung ausgewählt. Es wurden zwei gut dokumentierte Testfälle aufgegriffen, die beide für unterschiedliche Situationen der Verbrennung in Gasturbinen repräsentativ sind. Für alle Testfälle liegen detaillierte Messdatensätze vor, die für die vorliegenden Arbeiten zur Verfügung gestellt wurden. Die beiden Testfälle sind:

Testfall 1 „Drallflamme nahe der mageren Verlöschgrenze“ behandelt eine turbulente partiell vorgemischte Drallflamme in einer optisch sehr gut zugänglichen Laborbrennkammer. Gegenstand der Untersuchungen soll hier die Simulation einer Drallflamme sein, die nahe der mageren Verlöschgrenze betrieben wird. Die vorliegenden Ergebnisse dieser Untersuchungen werden in Kap. 5.1 vorgestellt und wurden bereits in [1] publiziert.

Testfall 2 „Magere Vormischflamme hinter industriellem Drallbrenner“ behandelt eine technisch vorgemischte magere turbulente Drallflamme hinter einem industriellen Gasturbinenbrenner bei einem Druck von 3 bar. Der Brenner kommt in kleinen Industriegasturbinen zum Einsatz und wurde mit einer optisch weitgehend zugänglichen Brennkammer kombiniert. Eine Beschreibung des Versuchsaufbaus und der durchgeführten Messungen findet sich beispielsweise in [10]. Die Einmischung des Brennstoffs in die Luft durch kleine Bohrungen im Drallerzeuger wird in der Rechnung aufgelöst.

In den Rechenläufen wurden die Codes ANSYS-CFX und DLR-THETA verwendet, wobei zur Verbrennungsmodellierung das Eddy-Dissipation Modell in Verbindung mit einem 3-Schritt-Reaktionmechanismus (EDM/FRC) eingesetzt wurde. Die Parameter des Reaktionsmechanismus wurden in einigen Rechnungen gemäß Literaturwerten angenommen und in einigen weiteren Rechnungen aus einer Anpassung des Mechanismus an die jeweils herrschende laminare Flammengeschwindigkeit bestimmt.

Zur Turbulenzmodellierung wurden das LES/RANS-Verfahren SST-SAS angewandt.

In dem parallel laufenden Projekt BWW 43 GV wurden mit den Codes DLR-THETA und OpenFOAM zwei weitere Verbrennungsmodelle von erhöhter Komplexität eingesetzt:

- Flame surface density (FSD) Modell mit Quenching Modell und Tay Modell für Wärmeverluste [2, 11]
- Direkte detaillierte Chemie (FRC) mit GRI Mechanismus, 19 Spezies [2,3]

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

### 5.1 Testfall 1 „Drallflamme nahe der mageren Verlöschgrenze“

Im Rahmen des vorliegenden Projekts wurden Untersuchungen eines Testfalls durchgeführt, in dem eine turbulente partiell-vorgemischte Drallflamme behandelt wird, die nahe an der mageren Verlöschgrenze betrieben wird. Abbildung 1 zeigt hierzu die Laborbrennkammer, für die umfangreiche experimentelle Datensätze bei unterschiedlichen Betriebszuständen zur Verfügung stehen. Der hier betrachtete Testfall ist repräsentativ für äußerst magere Verbrennungsvorgänge, die in modernen Gasturbinen-Brennkammern angestrebt werden, um extrem niedrige Schadstoffemissionen zu erreichen. Herausforderungen an die Turbulenz- und Verbrennungsmodellierung liegen in der genauen Bestimmung des Ablösepunktes der Strömung am Viertelkreisdiffusor des Brenneraustritts und in der Nachbildung von lokalen Löschvorgängen an der Flammenwurzel und dem Abheben der Flamme.

Die Rechenläufe für diesen Testfall wurden mit dem kommerziellen CFD-Code ANSYS-CFX 11 und mit dem DLR-Code THETA durchgeführt, wobei zur Turbulenzmodellierung das LES/RANS-Verfahren SST-SAS eingesetzt wurde. Weitere Details der numerischen Rechnung können den Publikationen [1,6,7,8] entnommen werden.

Für die Wandtemperatur liegen leider keine Messwerte vor. Die Wandtemperaturen wurden daher in den ersten Rechenläufen aus geschätzten Erfahrungswerten vorgegeben. Zur Untersuchung des Einflusses der Wandtemperatur wurde ein weiterer Rechenlauf durchgeführt, in dem von einer um 200 K erniedrigten Wandtemperatur von 800 K ausgegangen wurde. Es stellte sich hier nur eine geringfügige Abhängigkeit der berechneten Temperaturverteilungen von der Wandtemperatur heraus.

Ein quantitativer Vergleich zwischen Messwerten und den CFX-Rechenergebnissen ist in Abbildung 2 für die Temperaturverteilung bei der axialen Position  $x=10$  mm dargestellt. Im Gegensatz zu den hier nicht dargestellten, sehr gut übereinstimmenden Verteilungen der Geschwindigkeit ist eine deutliche Diskrepanz zwischen Rechen- und Messwerten zu erkennen. Da sich der Einfluss der unbekanntenen Wandtemperaturen als gering herausstellte, war zu untersuchen, ob der eingesetzte chemische Mechanismus für zu hohe Reaktionsraten und damit zu hohe Temperaturen im unteren Flammenbereich verantwortlich ist. Für die in dem Testfall herrschenden Bedingungen ergab hierbei der verwendete globale Reaktionsmechanismus eine laminare Flammengeschwindigkeit, die um einen Faktor 3 zu hoch lag. Damit wurden mit dem verwendeten globalen Mechanismus zu hohe Reaktionsgeschwindigkeiten berechnet. Die Konstanten des globalen Reaktionsmechanismus wurden in weiteren Arbeiten daher so angepasst, dass ein repräsentativer Wert der laminaren Flammengeschwindigkeit für die gegebenen Bedingungen erreicht wurde.

Ein Rechenlauf mit dem veränderten Reaktionsmechanismus ergab deutlich bessere Temperaturverteilungen (Abbildung 2). Es zeigten sich damit insbesondere im Bereich der Reaktionszone zwischen der zentralen Rückströmung und dem eintretenden Luft-/Brenn-

stoffgemisch deutlich geringere Temperaturen. Auch ein Vergleich von berechneten und gemessenen Verteilungen der Methankonzentration bestätigt die Verbesserung durch den neuen Reaktionsmechanismus.

In der numerischen Simulation wurden periodische Schwingungsvorgänge bei unterschiedlichen Frequenzen beobachtet. Im Laufe der Arbeiten konnte geklärt werden, dass die im Druckspektrum erkennbare Überhöhung bei einer Frequenz von 290 Hz eine thermoakustische Verbrennungsschwingung anzeigt. Die Auswertung der Spektren von Geschwindigkeitsfluktuationen an unterschiedlichen Punkten des Rechenfeldes zeigten dagegen eine deutlich erhöhte Schwingungsamplitude bei einer Frequenz von 450 Hz. Diese Geschwindigkeitsschwingungen sind auf eine helikale Instabilität der Drallströmung zurückzuführen. Diese Ergebnisse der Simulation stehen in sehr guter Übereinstimmung mit den Messdaten.

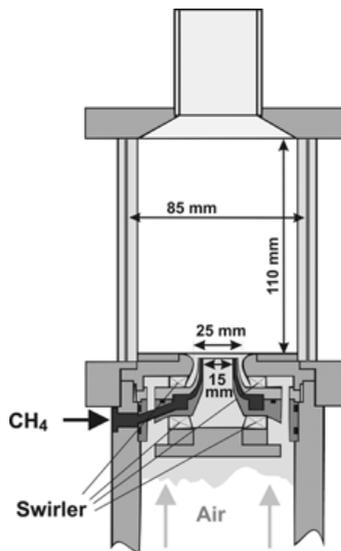


Abbildung 1: Versuchs- und Simulationsbrennkammer

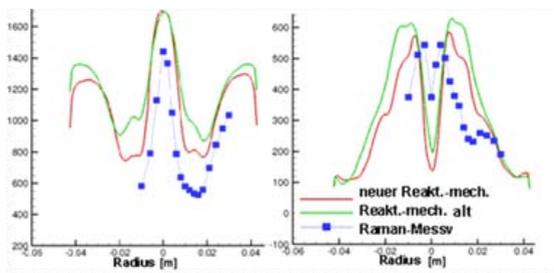
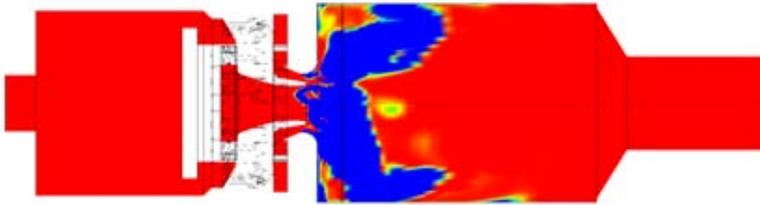


Abbildung 2: Radiale Temperaturverteilung in [K] bei  $x=10\text{ mm}$  (links: Mittelwerte; rechts: RMS-Werte)



**Abbildung 3: Regionen mit chemisch-kinetisch kontrollierter Verbrennung (Blau → chemisch-kinetisch kontrolliert)**

Eine weitere Auswertung des Rechenlaufs ergab, dass im gesamten Bereich der Flamme die Verbrennungsrate überwiegend chemisch-kinetisch kontrolliert ist (Abbildung 3). Dies belegen auch Rechenläufe für einen anderen Lastfall weiter entfernt von der Verlöschgrenze, bei dem ein Verbrennungsmodell mit rein chemisch-kinetischer kontrollierter Reaktionsrate (FRC) und das EDM/FRC-Modell zu den gleichen Ergebnissen führten. Zudem zeigte sich z.B. anhand der Wirbelviskositätsverteilung, dass im Bereich der Verbrennungszone bei dem gewählten Rechengitter die Turbulenzmodellierung stets im LES-Mode war. Dort wurden auch relativ kleine turbulente Strukturen noch aufgelöst, was an der dort sehr kleinen Wirbelviskosität erkennbar war. Folglich spielt die Subgridscale-Turbulenzmodellierung (SGS) hier keine wesentliche Rolle, so dass auch die Modellierung der SGS-Turbulenz-Chemie-Interaktion hier keine nennenswerte Rolle spielt.

Das Rechenfeld umfasst zwei Baugruppen. Die erste Baugruppe besteht aus dem kompletten Luftplenum sowie der Luftversorgung der beiden Drallerzeuger. Zur Diskretisierung dieses geometrisch komplexen Rechengebiets wurde ein unstrukturiertes Tetraeder-Gitter verwendet, das aus 1,79 Millionen Tetraeder-Elementen bzw. 0,31 Millionen Gitterpunkten bestand. Die zweite Baugruppe beinhaltet die Doppeldralldüse, die Brennkammer, den konischen Übergang und das Abgasrohr. Für diesen Teil des numerischen Rechenfeldes wurden zwei unstrukturierte Hexaeder-Gitter mit 1,6 Millionen (Gitter A) bzw. 2,3 Millionen (Gitter B) Gitterpunkten eingesetzt. Die zusätzlichen Knoten des Gitters B dienen überwiegend zur feineren Auflösung des Rechengebiets in der Verbrennungszone, wo die Rechnung im LES-Mode ist. Die numerischen Gitter des gesamten Brennkammersystems bestehen aus 1,9 M (Gitter A) bzw. aus 2,6 M Gitterpunkten (Gitter B). Das Wachstum der benachbarten Gitterzellen ist in diesen Zonen auf 10% limitiert. In den Ergebnissen der SST-SAS-Rechenläufe auf den beiden Rechengittern zeigte sich kein großer Unterschied. In ebenfalls durchgeführten DES-Rechnungen traten allerdings deutliche Unterschiede auf. Zu betonen ist bei diesem Testfall, dass das Rechenergebnis entscheidend von der Qualität des Rechengitters im Bereich des Viertelkreisdiffusors am Brenneraustritt abhängt. Hierzu wurden in Vorrechnungen umfangreiche Arbeiten zur Optimierung des Rechengitters durchgeführt.

## 5.2 Testfall 2 „Magere Vormischflamme hinter industriellem Drallbrenner“

Im Rahmen des vorliegenden Projekts wurden auch Untersuchungen zur numerischen Simulation des Testfalls 2 „Magere Vormischflamme hinter industriellem Drallbrenner“ (Abbildung 4) durchgeführt. Für diesen Testfall wurde im Rahmen der ersten Förderperiode von KW21 im Projekt GV 8 eine experimentelle Datenbasis geschaffen, die für die vorliegenden Untersuchungen herangezogen wurde. Eine besondere Schwierigkeit dieses Testfalls für die numerische Simulation liegt in der komplexen Brennergeometrie und in der erforderlichen Auflösung der in den Messungen beobachteten periodischen kohärenten Strukturen in der Reaktionszone und im Bereich des Brennkammeraustritts. Weiterhin ergaben die Messungen deutliche Effekte von relativ langsamer Chemie, die sich beispielsweise im Abheben der Flamme äußerten.

Zur numerischen Simulation des Testfalls wurde der DLR-Code THETA eingesetzt. In den Rechenläufen wurden alle Details der Brennkammer erfasst. So enthält das Rechenfeld den Drallerzeuger am Brennkammereintritt sowie die einzelnen Brennstoffeinlässe, die als kleine Bohrungen in den Drallerzeugerschaukeln ausgeführt sind. Zudem wurden auch die Leckageschlitze an den Stoßfugen der in der Brennkammerwand eingebauten Fenster im Rechengitter aufgelöst.

In den Rechenläufen wurde die SST-SAS als hybrides LES/RANS Turbulenzmodell eingesetzt. Als Verbrennungsmodell wurde das Eddy-Dissipation Modell in Verbindung mit einem Drei-Schritt-Reaktionsmechanismus (EDM/FRC) eingesetzt. Die Parameter des Reaktionsmechanismus wurden in einigen Rechenläufen gemäß Literaturwerten angenommen und in einigen weiteren Rechenläufen wie im Testfall 1 aus einer Anpassung des Mechanismus an die herrschende laminare Flammgeschwindigkeit bestimmt.

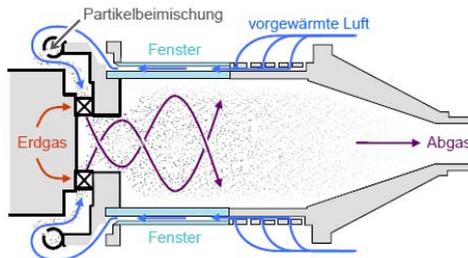


Abbildung 4: Längsschnitt durch die Versuchsdrallbrennkammer

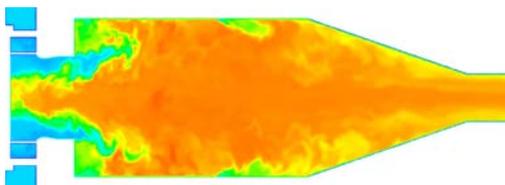


Abbildung 5: Momentane Temperatur

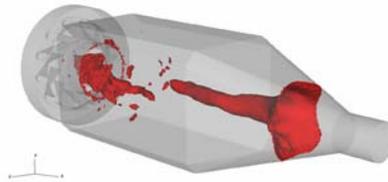


Abbildung 6: Kohärente Strukturen

Auch auf Anraten der Gutachter hin wurden umfangreiche Studien zum Rechengittereinfluss durchgeführt. Zur Untersuchung der Gitterabhängigkeit der Rechenergebnisse wurden zwei unterschiedliche Tetraedergitter den Rechnungen zugrunde gelegt. Das feinere Gitter besaß 21 Millionen Elemente und 3.8 Millionen Rechenpunkte. Das gröbere Gitter bestand aus ca. 5 Millionen Tetraedern und ca. 1 Millionen Rechenpunkten. Es ergaben sich bei den zeitgemittelten Geschwindigkeiten kaum Unterschiede auf den beiden Rechengittern. In der Temperatur stellten sich nur an einzelnen Stellen sichtbare Unterschiede heraus.

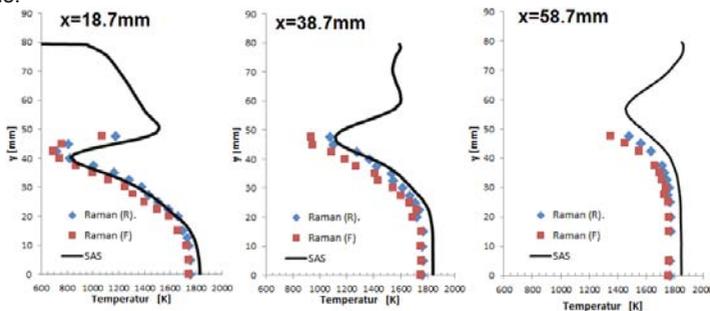


Abbildung 7: Vergleich gerechnete und gemessene Temperatur (Symbole: Raman-Messungen; blaue Rauten: Reynoldsmittelwerte; rote Quadrate: Favre-Mittelwerte)

Die experimentell detektierten kohärenten Strukturen am Ein- und Auslass der Brennkammer sowie Flammenabheben wurden auch in den Simulationsrechnungen gefunden (vgl. Abbildungen 5 und 6). Weiterhin wurde in den Rechenläufen auch eine sehr gute Übereinstimmung in den Detailvergleichen mit den Messungen erzielt. Dies wird beispielsweise in den Abbildungen 7 und 8 ersichtlich, wo ein Vergleich der gemessenen und gerechneten mittleren Temperaturen und Axialgeschwindigkeiten an unterschiedlichen axialen Positionen in der Brennkammer dargestellt ist. Auch hier erfolgte eine sehr feine Auflösung der turbulenten Strukturen. Dies ist wie im Testfall 1 auch hier ein Indikator dafür, dass das Modell zur Erfassung der SGS-Turbulenz-Chemie-Interaktion hier keine wichtige Rolle spielt. Weiterhin folgt aus der Feinheit der aufgelösten Strukturen, dass die Zeitmittelwerte der LES viel näher an den Reynoldsgemittelten Messwerten liegen als an den Favre-gemittelten (s. Abbildung 7). Es sei an dieser Stelle noch darauf hingewiesen, dass in [12] ebenfalls der Testfall 2 untersucht wurde, dort aber wesentlich schlechtere Simulationsergebnisse erzielt wurden als im vorliegenden Projekt. Eine Erklärung dafür ist nicht bekannt.

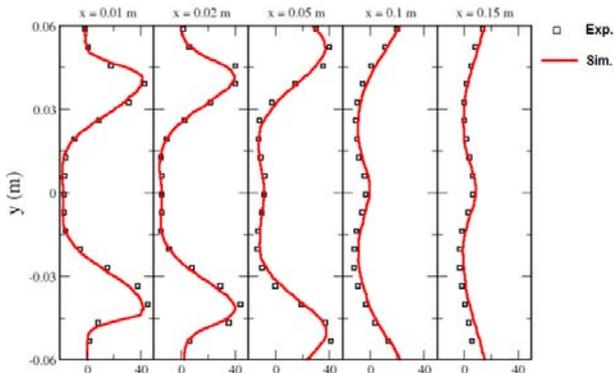


Abbildung 8: Vergleich gerechnete und gemessene Axialgeschwindigkeit

Neben diesen Arbeiten wurden bei diesem Testfall auch Untersuchungen zur Minimierung der Rechenzeit von LES/RANS-Rechenläufen durchgeführt. Dazu wurden in einem Rechenlauf mehrere Maßnahmen angewandt. So wurde beispielsweise ein 'Fractional Step'-Löser verwendet, der für instationäre Rechnungen sehr effizient arbeitet und der u.a. auch im Rahmen des vorliegenden Teilprojekts weiterentwickelt und getestet wurde [4,5]. Weiterhin wurde ein abgeschwächtes Konvergenzkriterium für den Abbruch der statistischen Mittelungsphase vorgegeben, bei dem nur die Konvergenz der ersten statistischen Momente verlangt wurde. Durch diese Maßnahmen betrug schließlich die Turnaroundzeit des LES-Rechenlaufs nur noch ca. 1 Tag. Die Rechenläufe wurden am Supercomputerzentrum/Jülich auf 128 Parallelprozessoren des Typs Nehalem durchgeführt. Es sei darauf hingewiesen, dass hierbei keine Abstriche in der formalen Rechengenauigkeit gemacht wurden und daher im Wesentlichen für die zeitliche und räumliche Diskretisierung Ansätze zweiter Ordnung eingesetzt wurden.

### 5.3 Zusammenfassung

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Arbeiten zu allen Testfällen des Projekts BWL 43 GV erfolgreich abgeschlossen werden konnten. Die Arbeiten im vorliegenden Projekt zeigen insgesamt, dass mit der LES/RANS-Methode potentiell eine sehr genaue Methode zur Entwicklung von schadstoffarmen Gasturbinen-Brennkammern zur Verfügung steht, die auch die hochgesteckten Voraussetzungen für eine Schadstoffsimulation bietet. Obwohl durch unterschiedliche Maßnahmen in einem Testfall eine sehr niedrige Turnaroundzeit von ca. einem Tag erzielt werden konnte, ist ein Einsatz der LES in industriellen Optimierungsprozessen mit der Durchrechnung von mehreren Hundert Varianten aufgrund des hohen Rechenaufwands auch auf Supercomputern erst in mehreren Jahren zu erwarten.

Die in diesem Teilprojekt durchgerechneten Testfälle belegen, dass teilweise auch relativ einfache Modelle zur Verbrennungsmodellierung nach Parameteroptimierung erfolgreich eingesetzt werden können, **Diese Modelle würden in Verbindung mit RANS-Turbulenzmodellen versagen**, da mit RANS sowohl die hochkomplexen Mischungsvorgänge in Gasturbinen-Brennkammern als auch die damit verknüpfte Turbulenz-Chemie Interaktion oft

nur mangelhaft wiedergegeben werden. Äußerst wichtig ist jedoch auch beim Einsatz der LES für moderne und zukünftige Gasturbinen-Brennkammern die Erfassung von chemisch-kinetischen Effekten in der Verbrennungsmodellierung. Hier sind oftmals auch noch Effekte von nicht-isenthalper Strömung zu berücksichtigen.

Es sei an dieser Stelle noch darauf hingewiesen, dass sich im Projekt BWW 43 GV herausstellte, dass es auch Fälle gibt, in denen nur komplexe Verbrennungsmodelle mit direktem Einbezug von größeren chemischen Reaktionsmechanismen befriedigende Ergebnisse lieferten.

Die Analyse der Ergebnisse der SST-SAS beispielsweise anhand der Wirbelviskositätsverteilung ergab weiterhin für beide untersuchte Testfälle, dass die Überganggebiete zwischen den Gebieten im RANS- und LES-Mode sehr schmal waren und sich über nur wenige Rechenzellen erstreckten.

## **6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag**

Die ursprünglich für 2010 eingeplanten Untersuchungen zum Testfall 'Magere Vormischflamme hinter industriellem Drallbrenner' wurden in das Jahr 2011 verschoben. Der Grund hierfür lag in unerwartet langen Verzögerungen in der Aushandlung von juristischen Vereinbarungen für die Überlassung von geometrischen Daten und für die Freigabe der Messdaten. Um Verzögerungen zu vermeiden, wurden daher die Arbeiten am Testfall 'Drallflamme nahe der mageren Verlöschgrenze' in das Jahr 2010 vorgezogen.

Bis Projektende konnten dann aber auch die geplanten Rechenläufe zum Testfall 2 'Magere Vormischflamme hinter industriellem Drallbrenner' fertig gestellt werden. Damit wurden alle Ziele des vorliegenden Forschungsprojekts erreicht.

## **7 Publikationen und Patente**

### **7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen**

#### **7.1.1 Begutachtete Publikationen**

- [1] Rebosio, F., A. Widenhorn, B. Noll, M. Aigner, Numerical Simulation of a Gas Turbine Model Combustor Operated Near the Weak Lean Extinction Limit", Proc. ASME Turbo Expo 2010, Power for Land, Sea and Air, 14.-18.06.2010, Glasgow, UK, GT2010-22751
- [2] Di Domenico, M., C. Beck, O. Lammel, W. Krebs, and B. Noll, Experimental and numerical investigation of turbulent, lean, high-strained, confined jet flames, AIAA 2011-238, January 2011, Orlando, USA
- [3] Di Domenico, M., P. Gerlinger, B. Noll, Numerical simulations of confined, turbulent, lean, premixed flames using a detailed chemistry combustion model, Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, June 6-10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, GT2011-45520

- [4] Reichling, G., B. Noll, M. Aigner, Development of a projection-based method for the numerical calculation of compressible reactive flows, ", Proceedings of the 51th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, AIAA 2013-1003, January 7-10, 2013, Grapevine, Texas, USA, 2013
- [5] Lourier, J.-M., B. Noll, M. Aigner, Investigation of the acoustic boundary conditions used for the entropy wave generator test case, ", Proceedings of the 51th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, AIAA 2013-1142, January 7-10, 2013, Grapevine, Texas, USA, 2013

### 7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen

- [6] Rebosio, F., A. Widenhorn, B. Noll, M. Aigner, Analysis of the Effects of Wall Boundary Conditions and Detailed Kinetics on the Simulation of a Gas Turbine Model Combustor Under Very Lean Conditions, In: High Performance Computing in Science and Engineering '11, Seiten 229-258, Springer. Transactions of the High Performance computing Center (HLRS), 04./05.10.2011, Stuttgart, ISBN 978-3642238680

## 7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte

Gemeinsame Publikationen mehrerer KW21-Teilprojekte sind im Rahmen dieses KW21 Teilprojektes nicht entstanden.

### 7.3 Weitere Publikationen

- [7] Widenhorn, A., Noll, B., Aigner, M.: "Numerical Characterisation of a Gas Turbine Model Combustor Applying Scale-Adaptive Simulation", Proc. ASME Turbo Expo 2009, Power for Land, Sea and Air, 08.-12.06.2009, Orlando, Florida, GT2009-59038
- [8] Widenhorn, A., Noll, B., Aigner, M.: "Scale Adaptive Simulation of a Reacting Flow in a Gas Turbine Model Combustor, VDI-Berichte Nr. 2056, Seiten 91-96, 24. Deutscher Flammentag, 16./17. September 2009, Bochum
- [9] Nicol, D. G., P.C. Malte, A.J. Hamer, R.J. Roby, R.C. Steele: Development of a Five-Step Global Methane Oxidation-NO Formation Mechanism for Lean-Premixed Gas Turbine Combustion, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 121, 1999, pp. 272–280
- [10] Stopper, U., M. Aigner, W. Meier, R. Sadanandan, M. Stöhr, Kim, I.S., Flow field and combustion characterization of premixed gas turbine flames by planar laser techniques, Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, June 9-13, 2008, Berlin, Germany, GT2008-50520

- [11] Tay Wo Chong, T. Komarek, M. Zellhuber, J. Lenz, C. Hirsch, and W. Polifke. Influence of strain and heat loss on flame stabilization in a non-adiabatic combustor. In The Combustion Institute, 4th European Combustion Meeting, Vienna, Austria, 2009.
- [12] Bulat, G., W. P. Jones, A. Marquis, V. Sanderson and U. Stopper, LARGE EDDY SIMULATION OF A GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBER, MCS-7 (Seventh Mediterranean Combustion Symposium), Chia Laguna, Cagliari, Sardinia, Italy, September 11-15, 2011
- [13] Blacha, T., M. Di Domenico, R. Rachner, P. Gerlinger, M. Aigner, Modeling of soot and NOx in a full scale turbine engine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, June 6-10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, GT2011-45084

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Patente sind im Rahmen dieses KW21 Teilprojektes nicht entstanden.

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

### 8.1 Studentische Mitarbeiter

### 8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten

Georg Eckel	Studienarbeit, Numerische Simulation eines laminaren, vorgemischten Oberflächenbrenners (Dipl.-Ing. Luft- und Raumfahrt)
Diane Peurichard	Studienarbeit, Herleitung und Validierung einer höhere Ordnung Zerlegung von generischen Transportgleichungsquelltermen (Dipl.-Ing. Applied Mathematics, INSA Toulouse)
Pierre Cayot	Studienarbeit, Entwicklung und Validierung eines Abbruchkriteriums für iterative Druckkorrekturverfahren (Dipl.-Ing. Applied Mathematics, INSA Toulouse)

### 8.3 Diplom- und Masterarbeiten

### 8.4 Promotionen

Francesca Rebosio	Methods for numerical simulation of combustion instabilities (Dr.-Ing.)
-------------------	---

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

- COORETEC-Turbo II, 2.1.4: Hochtemperaturbrenner mit reduzierten Emissionen (Förderkennzeichen BMWi: 0327716N)
- AG Turbo 2020, 2.3.1b: Hochtemperaturverbrennungssystem (Förderkennzeichen BMWi: 0327718O)
- AG Turbo 2020, 2.1.4: Industriegasturbinenbrenner für alternative Brenngas (Förderkennzeichen BMWi: 0327718B)

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

BMWi: Brennstoffflexibilität

## Arbeitskreis Brennkammern für Gasturbinen

### Projekt: BW W 43GV

## Instationäre numerische Simulation von Industriegasturbinen- Brennkammern

Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. M. Aigner, Dr.-Ing. habil. B. Noll Institut für Institut für Verbrennungstechnik DLR Stuttgart
Mitarbeiter:	Dr.-Ing. M. Di Domenico
Finanzierung:	Siemens Energy

## 1 Ausgangssituation

Der Genauigkeit der zu derzeit in der industriellen Praxis vorwiegend eingesetzten RANS-Berechnungsverfahren (RANS=Reynolds Averaged Navier-Stokes) sind insbesondere durch Mängel der Turbulenzmodellierung gewisse Grenzen gesetzt. Die Simulation von Schadstoffemissionen, Flammenabheben oder von instationärem Verhalten des Verbrennungsprozesses können daher nach heutigem Wissen nur durch die sehr aufwändige Grobstruktursimulation LES (Large Eddy Simulation) oder durch hybride Verfahren aus LES- und RANS-Modellen erfüllt werden. Aufgrund ihres ohnehin schon sehr hohen Rechenaufwandes konnten jedoch bis zu Beginn des vorliegenden Forschungsvorhabens derartige Methoden nicht auch noch in Kombination mit aufwändigen Verbrennungsmodellen verwendet werden. Es stellte sich aus diesem Grund zu Beginn des vorliegenden Projekts die Frage, welche Komplexität ein Verbrennungsmodell kombiniert mit LES- oder LES/RANS-Verfahren mindestens aufweisen muss, um chemisch-kinetische Effekte in modernen und zukünftigen schadstoffarmen Brennkammersystemen zuverlässig nachzubilden. In dem vorliegenden Forschungsvorhaben sollte die Leistungsfähigkeit von unterschiedlichen Verbrennungsmodellen in Verbindung mit LES/RANS-Methoden untersucht werden. Zur Bewertung der eingesetzten Modelle waren Testfälle nachzurechnen, die für die Praxis unmittelbar repräsentativ sind.

### 1.1 Verbrennungsmodellierung im LES-Kontext

Potentiell bietet die LES/RANS-Methode bei der Verbrennungssimulation den Vorteil einer verbesserten Modellierung der turbulenten Mischung und der Turbulenz-Chemie-Interaktion, da hierbei idealerweise ein Großteil der energiereichen Fluktuationen aufgelöst wird. Dem steht allerdings entgegen, dass der Rechenaufwand auch bei LES/RANS-Methoden immer noch relativ hoch ist. Daher ist die Kopplung solcher Methoden mit aufwändigen

Verbrennungsmodellen im Gegensatz zu RANS- oder URANS-Methoden zumindest in praktischen Anwendungen nur im Einzelfall bei hohem Rechenaufwand möglich. Aus diesem Grund waren zu Beginn des vorliegenden Forschungsprojekts Kombinationen von LES/RANS-Methoden mit komplexen Verbrennungsmodellen auf Basis von detaillierten Reaktionsmechanismen und deren Anwendung auf praxisnahe Fälle nicht bekannt. Gewöhnlich werden LES- und LES/RANS-Methoden in Verbindung mit relativ einfachen Verbrennungsmodellen betrieben. Hierzu gehören Modelle basierend auf wenigen Globalreaktionen oder Modelle, die auf Basis der Transportgleichungen für den Mischungsbruch und für eine oder mehrere Reaktionsfortschrittvariable arbeiten. Bei solchen Modellen wird gewöhnlich der thermo-chemische Zustand unter Annahme isenthalper Bedingungen aus Tabellen abgerufen. Andere Modelle, die in der LES angewandt werden, wie das Thickened Flame Modell oder Wirbelzerfallsmodelle mit einfachen globalen Reaktionsmechanismen, bieten zwar numerische Vorteile, verfälschen aber die chemische Kinetik oder die Turbulenz-Chemie-Interaktion und werden daher mit wechselndem Erfolg angewandt.

Die bekannten wissenschaftlichen Untersuchungen dieser Modelle beschränkten sich zu Beginn des vorliegenden Projekts in erster Linie auf relativ einfache Rechenfälle, in denen beispielsweise die Lage und Ausdehnung der Verbrennungszone hauptsächlich durch Mischungsvorgänge und nicht durch chemisch kinetische Effekte bestimmt wird. Es fehlten Erfahrungen zur Eignung solcher Modelle für die Simulation von Phänomenen wie Flammenabheben, Verbrennung nahe der Verlöschgrenze oder Selbstzündung und Flammenrückschlag. Auch Untersuchungen zur Verbrennungs-LES bei der Simulation von Verbrennungsschwingungen in Gasturbinen-Brennkammern unter Bedingungen, bei denen chemisch kinetische Effekte eine Rolle spielen, lagen zu Beginn des vorliegenden Projektes nicht vor.

## 1.2 Eigene Vorarbeiten

Am Institut für Verbrennungstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt liegt eine langjährige Erfahrung auf dem Gebiet der Simulation von Brennkammerströmungen und hier auch insbesondere auf dem Gebiet der Verbrennungsmodellierung vor (z.B. [1-8]). Dabei wurden sowohl die Strömungs- und Verbrennungsprozesse in Laborbrennkammern aber auch in realen Gasturbinen-Brennkammern nachgerechnet und im Vergleich mit Messungen validiert. Aus diesen Arbeiten liegen am Institut Erfahrungen und Ergebnisse mit Verbrennungsmodellen von unterschiedlicher Komplexität vor, wobei auch die Simulation von sehr komplexen Schadstoffbildungsprozessen ( $\text{Ruß}$ ,  $\text{NO}_x$ ) Gegenstand vergangener und laufender Forschungsarbeiten ist (z.B. [11]).

Am Institut werden Forschungsarbeiten zur Entwicklung von numerischen Methoden und Modellen zur LES/RANS-Simulation auf Basis des eigenen Wissenschaftscodes THETA als auch auf Basis des kommerziellen Verfahrens ANSYS CFX durchgeführt. Die wenigen zu Projektbeginn vorliegenden Ergebnisse dieser Arbeiten deuteten auf die Problemabhängigkeit der Parameter der einfachen Verbrennungsmodelle hin. So stellte sich beispielsweise in einem Testfall mit abgehobener Flamme eine sehr starke Abhängigkeit von den Parametern des eingesetzten einfachen chemisch kinetischen Modells heraus.

## **2 Projektziele**

In dem vorliegenden Forschungsprojekt sollen effiziente und gleichzeitig auch genaue Rechenmodelle zur Simulation von instationären Verbrennungsvorgängen getestet und bewertet werden. Dabei stehen Verfahren auf Basis der LES- und der hybriden LES/RANS-Methoden im Mittelpunkt der Arbeiten. Die zu entwickelnden Verfahren sollen insbesondere für die numerische Simulation von modernen schadstoffarmen Brennkammersystemen von Gasturbinen mit ihren hohen Anforderungen an die Berechnungsverfahren geeignet sein. Zur Validierung der Verfahren sollen die zwei Codes OpenFOAM und DLR-THETA [5,6] eingesetzt werden, wobei zur Verbrennungsmodellierung drei Modelle von unterschiedlicher Komplexität einzusetzen sind. Als Testfälle sind zwei Fälle auszuwählen, die repräsentativ für moderne Verbrennungskonzepte von Gasturbinen sind und für die umfangreiche Messdatensätze zur Validierung von Rechenmodellen zur Verfügung stehen.

### **2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen**

Es gibt keine Gutachterhinweise für dieses Projekt.

## **3 Vernetzung**

### **3.1 Vernetzung innerhalb KW21**

Gefördert durch die Kooperation in der Forschungsinitiative „Kraftwerke des 21. Jahrhunderts“ ist ein enger Austausch mit einigen Projektpartnern entstanden, die an ähnlichen Themenstellungen arbeiten. Die Projekte 'High-Strain-Burner' am EBI (BW L 44GV), Universität Karlsruhe sowie die Projekte 'Hochfrequenzinstabilitäten', 'Flammendynamik', 'Thermoakustik Ringbrennkammer' (BY 13GV), 'Transversalmoden' (BY 17GV) am LS für Thermodynamik, TU München sind thematisch eng mit dem vorliegenden Forschungsprojekt verknüpft, weil auch dort die Anwendung von Verbrennungs-LES-Methoden für die Untersuchung von instationärer oder chemisch-kinetisch bestimmter Verbrennungsabläufe ein wichtiger Arbeitspunkt ist. Zu erwähnen ist hier ferner die Zusammenarbeit mit dem Projekt BW L 43GV.

### **3.2 Vernetzung außerhalb KW21**

Das DLR-Institut für Verbrennungstechnik arbeitet seit vielen Jahren eng mit Partnern aus Industrie und Forschung zusammen. Hier gibt es auch langjährige Kooperationen in Forschungsverbundvorhaben wie beispielsweise dem DFG-Sonderforschungsbereich 606 „Instationäre Verbrennung“ oder der Arbeitsgemeinschaft AG-Turbo. Weiterhin ist der Austausch auf europäischer Ebene im Rahmen von mehreren EU-geförderten Verbundvorhaben zu unterschiedlichen Fragestellungen der Brennkammersimulation zu nennen.

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Zu Beginn der Förderungsperiode wurden die durchzurechnenden Testfälle sowie die Code-Plattformen und Modelle für Turbulenz und Verbrennung ausgewählt. Es wurden zwei gut dokumentierte Testfälle festgelegt, die beide für unterschiedliche Situationen der Verbrennung in Gasturbinen repräsentativ sind. Für alle Testfälle liegen detaillierte Messdatensätze vor, die für die vorliegenden Arbeiten zur Verfügung gestellt wurden. Die beiden Testfälle sind:

Testfall 1 „Eingeschlossene Jetflamme“ behandelt eine turbulente perfekt vorgemischte Jetflamme in einer optisch sehr gut zugänglichen Laborbrennkammer [7]. Gegenstand der Untersuchungen soll hier die Simulation einer weit abgehobenen stark gestreckten Flamme sein. Die vorliegenden Ergebnisse dieser Untersuchungen werden in Kap. 5.1 vorgestellt und wurden bereits in [1,2] publiziert.

Testfall 2 „Generic PCS“ (Premixed Combustion System) behandelt die technisch vorgemischte magere turbulente Verbrennung bei 4bar in einer modellhaft verkleinerten Brennkammer der neuesten Siemens-Industriegasturbine SGT5-8000H. Der Brenner dieser Konfiguration ist geometrisch sehr komplex und besitzt eine Vielzahl von sehr kleinen Brennstoffeinlässen, die alle mit den jeweiligen Zufuhrleitungen und Verzweigungen im Rechengitter abgebildet wurden. Zur Erfassung von akustischen Einflüssen und von periodischen Oszillationen wurde das Rechenfeld auf ein großes Gebiet des Versuchsstands ausgedehnt (Abb. 5). Ein weiterer Grund für die außerordentlich große Ausdehnung des Rechengitters liegt darin, dass in dem Versuchsaufbau keine strömungsmechanischen Randbedingungen nahe an der eigentlichen Brennkammer bestimmt werden konnten.

Zur Durchführung der Rechenläufe wurden in den beiden Testfällen die Codes OpenFOAM und DLR-THETA verwendet, wobei zur Verbrennungsmodellierung unterschiedliche Modelle eingesetzt wurden. Zur Turbulenzmodellierung wurden das LES/RANS-Verfahren SST-SAS (DLR-THETA) und die LES-Methode mit einem Smagorinsky Subgridscale-Modell (OpenFOAM) angewandt.

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

### 5.1 Testfall 1 „Eingeschlossene Jetflamme“

Im Rahmen des vorliegenden Projekts wurde eine turbulente, perfekt vorgemischte eingeschlossene Jetflamme numerisch simuliert. Abbildung 1 zeigt hierzu den experimentellen Aufbau. Das vorgemischte Luft-/Brennstoffgemisch wird über ein langes gerades Rohr mit einem Durchmesser  $d$  in die Brennkammer mit hoher Geschwindigkeit (150 m/s) eingeblasen. Die Einblasung des Luft/Brennstoffgemisches erfolgt außermittig (Abbildung 1), um so auf einer Seite ein großes Rückströmgebiet zu erzeugen, in dem eine starke Abgasrezirkulation stattfindet. Die Wände der Brennkammer bestehen größtenteils aus Quarzglas um eine möglichst gute optische Zugänglichkeit zu erreichen. Zur Minimierung des Wärmeverlustes durch die Fenster wurden die Quarzgläser möglichst dick ausgeführt. Es liegen gemessene Verteilungen der Temperatur, Hauptspezies (Raman) und der Geschwindigkeit (PIV) für diesen Testfall vor [7].

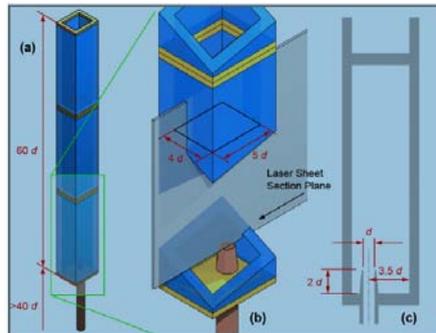


Abbildung 1: Versuchs Brennkammer (aus [7])

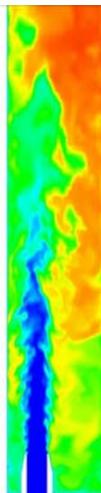


Abbildung 2: Momentane Temperaturverteilung (THETA-FRC)

Die numerischen Untersuchungen wurden für die folgenden Bedingungen durchgeführt:

Atmosphärischer Druck: 1 bar	Eintrittsgeschwindigkeit: 150 m/s
Eintrittstemperatur: 573 K	Brennstoff: Methan
Luft/Brennstoff-Verhältnis: 1,4	

Dieser Testfall ist repräsentativ für sehr stark gestreckte Verbrennungsvorgänge, durch die sehr niedrige Schadstoffemissionen bei stabiler Verbrennung zu erreichen sind (vgl. auch BW L 44GV). Besondere Schwierigkeiten dieses Testfalls liegen in der Modellierung eines vorgemischten Verbrennungsvorganges bei einer sehr hohen Streckungsrate und dem damit verbundenen hohen Abheben der Flamme. Weiterhin wird die numerische Simulation durch die sehr starke Abgasrezirkulation bei intensiver turbulenter Einmischung der Reaktionsprodukte und durch diabate Wände erschwert.

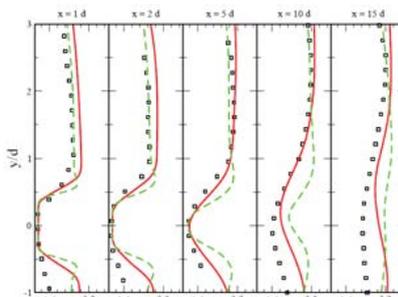
Code	DLR-THETA	OpenFOAM
Zeitschrittweite	5e-7 s	5e-7 s
Diskretisierung	3-Punkt rückwärts (Zeit) Zentraldifferenzen (Raum)	3-Punkt rückwärts (Zeit) Zentraldifferenzen (Raum)
Rechengitter	5.600.000 Hexaeder	5.600.000 Hexaeder

**Tabelle 1: Durchgeführte Simulationsrechnungen für Testfall 1**

In Absprache mit dem Industriepartner Siemens wurden bei den in diesem Testfall angewandten Codes OpenFOAM und DLR-THETA zur Verbrennungsmodellierung drei Modelle unterschiedlicher Komplexität eingesetzt:

- ‘EDM/FRC’: Eddy-Dissipation-Modell in Verbindung mit einem 1- oder 3-Schritt-Reaktionmechanismus gemäß [6,8] (DLR-THETA)
- ‘FSD’: Flame Surface Density-Modell mit Quenching Modell und Tay- Modell für Wärmeverluste gemäß [1, 10] (OpenFOAM)
- ‘FRC’: Direkte detaillierte Chemie mit GRI Mechanismus, 19 Spezies und 84 Reaktionsschritten [2, 11], (DLR-THETA). Hierbei werden für alle am Reaktionsmechanismus beteiligten Spezies Transportgleichungen gelöst. Das hieraus entstehende Gleichungssystem ist in der Regel steif, so dass hierfür eine ausreichend implizite Lösungsprozedur unbedingt erforderlich ist. Als Modell für die Turbulenz-Chemie-Interaktion wurde hier ein multivariates Assumed-JPDF-Modell verwendet (z.B. in [2]).

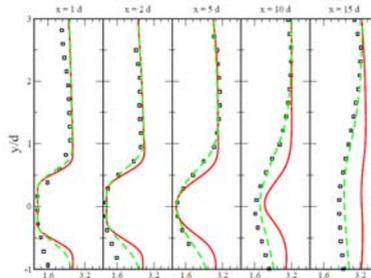
In den THETA-Rechnungen wurden das EDM/FRC- und das FRC-Verbrennungsmodell getestet. Für das im OpenFOAM-Code eingesetzte FSD-Modell wurden dessen Parameter für den Testfall in mehreren Vorrechnungen optimiert. Die Rechenzeiten betragen mit DLR-THETA auf 5,6 M Rechenpunkten (Hexaeder) mit einem EDM/FRC-Modell typischerweise 17 Tage auf 24 quad-core Xeon X5570 Prozessoren und mit OpenFOAM auf dem gleichen Rechengitter mit dem FSD-Verbrennungsmodell 27 Tage auf 24 quad-core Xeon X5570 Prozessoren.



**Abbildung 3: Verteilungen der normierten zeitgemittelten Temperatur an unterschiedlichen axialen Positionen (Symbole = Messungen; rote Linie = EDM/FRC; grüne gestrichelte Linie = FSD)**

Mit dem detaillierten chemischen Mechanismus mit 19 Spezies waren nach Vorrechnung mit dem EDM/FRC-Modell noch ca. drei Wochen Rechenzeit auf 64 Prozessoren erforderlich. In Tabelle 1 sind die numerischen Eigenheiten der durchgeführten Rechenläufe zusammengestellt. Ein Vergleich der Rechenergebnisse mit denen auf einem größeren Gitter von 2 Millionen Rechenpunkten zeigte eine starke Gitterabhängigkeit der Rechnung auf dem groben Rechengitter.

In Abbildung 2 ist beispielhaft eine momentane Temperaturverteilung dargestellt, die mit DLR-THETA und dem FRC-Verbrennungsmodell ermittelt wurde. Diese Temperaturverteilung stimmt strukturell mit entsprechenden Momentaufnahmen der Messungen gut überein. Es ist zu erkennen, dass die Hauptreaktionszone abgehoben liegt und heiße Reaktionsprodukte in der Rückströmung ober- und unterhalb des eintretenden Strahls rezirkuliert werden und so helfen, die Flamme zu stabilisieren.



**Abbildung 4: Verteilungen der normierten zeitgemittelten Temperatur an unterschiedlichen axialen Positionen (Symbole = Messungen; rote Linie = EDM/FRC; grüne gestrichelte Linie = FRC)**

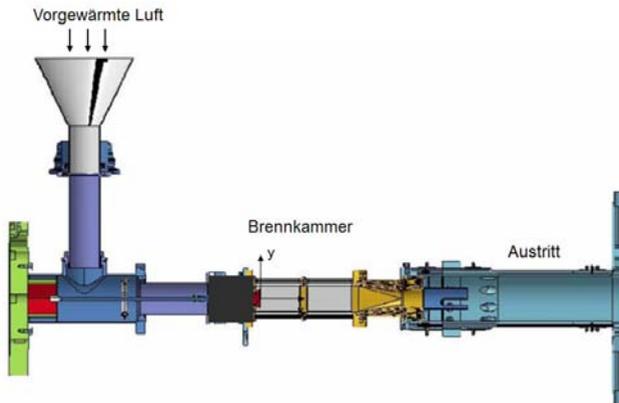
Ein quantitativer Vergleich zwischen Messwerten und Ergebnissen von OpenFOAM-FSD und THETA-EDM/FRC bzw. THETA-FRC ist in den Abbildungen 3 und 4 für die Temperaturverteilung bei mehreren axialen Positionen dargestellt. Insgesamt kann festgehalten werden, dass zwischen den einzelnen Rechenläufen mit unterschiedlichen Codes und Modellen bemerkenswerte Unterschiede bestehen. So ergibt sich weder mit dem EDM/FRC- noch dem FSD-Modell eine abgehobene Flamme, was dann auch in den weiter stromab liegenden Traversen sichtbar ist. Eine Anpassung der Konstanten des EDM/FRC-Reaktionsmechanismus stellte sich als nicht möglich heraus (Erlöschen der Flamme bei entsprechender Parameterwahl). In diesem Testfall ergaben sich nur mit dem FRC-Modell, d.h. mit einer direkten detaillierten Chemie, genaue Ergebnisse.

## 5.2 Testfall 2 „Generic PCS“

Im Rahmen des vorliegenden Projekts wurden auch Untersuchungen zur numerischen Simulation eines zweiten Testfalls 2 'Generic PCS' durchgeführt. Für diesen Testfall war im Rahmen eines AG Turbo Vorhabens mit dem Industriepartner Siemens eine experimentelle Datenbasis geschaffen worden, die für die vorliegenden Untersuchungen zur Verfügung stand. Eine besondere Schwierigkeit dieses Testfalls für die numerische Simulation liegt in der äußerst komplexen und mehrskaligen Geometrie und in der Anforderung, auch akustische Vorgänge zu erfassen. So lag die kleinste aufgelöste Geometrie (Brennstoffbohrun-

gen) unter 0.0005 m, während die äußere Länge des Rechenfeldes ca. 2 m betrug (s. Abbildung 5). Die Zeitschrittweite lag bei 0,13  $\mu$ s.

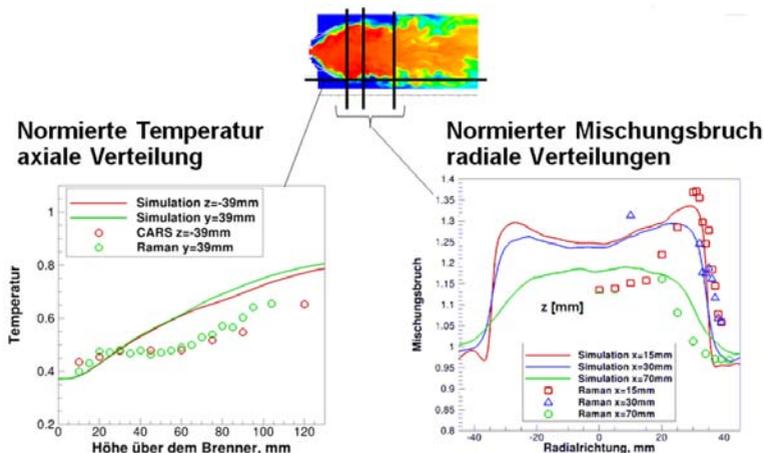
Die Rechenläufe wurden mit dem kompressiblen Löser von OpenFOAM durchgeführt. Dabei wurde eine Variante des FSD-Verbrennungsmodells in Verbindung mit einer LES mit Smagorinsky-SGS-Modell eingesetzt. Das Rechengitter bestand aus 21 Millionen Hexaedern.



**Abbildung 5: Rechenfeld Testfall 2**

Der Brenner besteht aus einem zentral angeordneten Pilotbrenner mit nachfolgendem Konus. Um den Pilotbrenner herum sind einzelne verdrallte Einlässe als Hauptbrenner angeordnet. Die Rechenergebnisse zeigten im Bereich des Pilotkonus' eine helikale Instabilität mit einer Frequenz von 3000 Hz. Bei dieser Frequenz war beispielsweise auch in einem Druckamplitudenspektrum der Pilot-Brennstoffleitung eine Spitze in der Amplitude zu erkennen. Eine weitere sehr starke Amplitudenüberhöhung zeigte sich in der gesamten Brennkammer bei 29 kHz. Hier handelt es sich um eine akustische Erscheinung, da sich, wie die Auswertung zeigte, diese Störungen mit Schallgeschwindigkeit in der Brennkammer ausbreiteten. Die physikalische Bedeutung dieser rechnerisch beobachteten Schwingung ist allerdings fraglich, da in den Rechnungen die akustischen Dämpfungseigenschaften der Wände nicht berücksichtigt wurden.

Weiterhin zeigten Rechnung und Messung deutliche Effekte von relativ langsamer Chemie, die sich beispielsweise im Abheben der Hauptflamme äußerten. In Abbildung 6 sind Vergleiche der gemessenen zeitgemittelten Temperatur und des Mischungsbruchs (CARS, Raman) mit den Rechenergebnissen an vier unterschiedlichen Messtraversen dargestellt. Es zeigt sich an der guten Übereinstimmung der Mischungsbrüche und der Temperatur im Bereich der hohen Gradienten in den radial äußeren Gebieten, dass die radiale Lage der Hauptreaktionszone in den Simulationsrechnungen gut ermittelt wurde. Zur Kanalmitte hin zeigen sich jedoch große Diskrepanzen. Da diese Diskrepanzen nicht nur in der Temperatur sondern auch im Mischungsbruch festzustellen sind, liegt die Vermutung nahe, dass für die großen Unterschiede in Rechnung und Messung Fehler in der Simulation der turbulenten Mischung verantwortlich zu machen sind. Der Grund hierfür konnte nicht geklärt werden.



**Abbildung 6: Normierte Temperatur- und Mischungsbruchverteilungen**

Eine Auswertung der kinetischen Energie der turbulenten Schwankungen ergab, dass das Verhältnis der Energie der aufgelösten Fluktuationen zur Gesamtenergie der Schwankungen fast überall in der Brennkammer über 80% liegt, so dass anhand dieses Kriteriums davon auszugehen ist, dass die Feinheit der aufgelösten Strukturen der LES ausreichend ist. Es gibt jedoch in der Literatur Hinweise darauf, dass dieses Kriterium nicht aussagekräftig genug ist. Letzte Gewissheit bietet daher erst eine Studie der Gitterunabhängigkeit der Rechenergebnisse. Aufgrund des ohnehin schon sehr großen Umfangs des Rechengitters ist eine solche Studie jedoch angesichts der verfügbaren Ressourcen und der gesetzten terminlichen Grenzen im Rahmen des vorliegenden Projekts nicht möglich.

Die mit dem vorliegenden Rechengitter erforderlichen Rechenzeiten waren:

- Setup des Rechenlaufs mit mehrfacher Nachbesserung des Rechengitters, Startup der Rechnungen: ca. 200.000 CPU-h
- Statistische Mittelung über vier Durchflusszeiten: ca. 100.000 CPU-h.

### 5.3 Zusammenfassung

Die Arbeiten im vorliegenden Projekt zeigen insgesamt, dass mit der LES-Methode eine sehr genaue Methode zur Entwicklung von schadstoffarmen Gasturbinen-Brennkammern zur Verfügung steht, die auch die hochgesteckten Voraussetzungen für eine Schadstoffsimulation bietet. Bei praxisrelevanten oder gar realen Brennkammern für Gasturbinen ist allerdings gewöhnlich ein sehr großes Rechenfeld mit mehrskaliger Geometrie und hohe Reynoldszahlen zu berücksichtigen. Dies führt zwangsweise zu jeweils sehr aufwändigen Rechengittern und damit zu erheblichen Rechenzeiten, die nur auf Supercomputern in einem akzeptablen Zeitraum erbracht werden können. Optimierungsrechnungen mit der Durchrechnung mehrerer hundert Konfigurationen sind auf absehbare Zeit auf Basis der LES nicht möglich.

Äußerst wichtig kann beim Einsatz der LES für moderne und zukünftige Gasturbinen-Brennkammern die Darstellung von chemisch-kinetischen Effekten in der Verbrennungsmodellierung sein. In Testfall 1 zeigte sich im Rahmen des vorliegenden Projekts sehr deutlich, dass genaue Ergebnisse hier nur in Verbindung mit komplexen Verbrennungsmodellen, d.h. Modellen mit direktem Einschluss von detaillierten Reaktionsmechanismen, gewonnen werden können. Dabei steigt natürlich der Rechenaufwand erheblich. Untersuchungen, die im Rahmen des vorliegenden Projekts vorgenommen wurden, zeigten allerdings, dass bei Einschluss von direkter detaillierter Chemie eine sehr gute Parallelisierungseffizienz erreicht wird, so dass bei gleichen Rechenzeitkosten die Turnaroundzeiten erheblich verkürzt werden können.

## **6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag**

keine Abweichungen

## **7 Publikationen und Patente**

### **7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen**

#### **7.1.1 Begutachtete Publikationen**

- [1] Di Domenico, M., C. Beck, O. Lammel, W. Krebs, and B. Noll, Experimental and numerical investigation of turbulent, lean, high-strained, confined jet flames, AIAA 2011-238, January 2011, Orlando, USA

#### **7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen**

Nicht begutachtete Publikationen sind in diesem Projekt keine entstanden.

### **7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte**

Gemeinsame Publikationen mehrerer KW21-Teilprojekte sind im Rahmen dieses KW21 Teilprojektes nicht entstanden.

#### **7.3 Weitere Publikationen**

- [2] Di Domenico, M., P. Gerlinger, B. Noll, Numerical simulations of confined, turbulent, lean, premixed flames using a detailed chemistry combustion model, Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, June 6-10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, GT2011-45520
- [3] Rebosio, F., A. Widenhorn, B. Noll, M. Aigner, Numerical Simulation of a Gas Turbine Model Combustor Operated Near the Weak Lean Extinction Limit", Proc. ASME Turbo Expo 2010, Power for Land, Sea and Air, 14.-18.06.2010, Glasgow, UK, GT2010-22751

- [4] Reichling, G., B. Noll, M. Aigner, Development of a projection-based method for the numerical calculation of compressible reactive flows, ", Proceedings of the 51th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, AIAA 2013-1003, January 7-10, 2013, Grapevine, Texas, USA, 2013
- [5] Lourier, J.-M., B. Noll, M. Aigner, Investigation of the acoustic boundary conditions used for the entropy wave generator test case, ", Proceedings of the 51th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, AIAA 2013-1142, January 7-10, 2013, Grapevine, Texas, USA, 2013
- [6] Rebosio, F., A. Widenhorn, B. Noll, M. Aigner, Analysis of the Effects of Wall Boundary Conditions and Detailed Kinetics on the Simulation of a Gas Turbine Model Combustor Under Very Lean Conditions, In: High Performance Computing in Science and Engineering '11, Seiten 229-258, Springer. Transactions of the High Performance computing Center (HLRS), 04./05.10.2011, Stuttgart, ISBN 978-3642238680
- [7] Lammel, O., M. Stöhr, P. Kutne, C. Dem, W. Meier, M. Aigner, Experimental analysis of confined jet flames by laser measurement techniques, Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, June 6-10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, GT2011-45111
- [8] Nicol, D. G., P.C. Malte, A.J. Hamer, R.J. Roby, R.C. Steele: Development of a Five-Step Global Methane Oxidation-NO Formation Mechanism for Lean-Premixed Gas Turbine Combustion, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 121, 1999, pp. 272–280
- [9] Tay Wo Chong, T. Komarek, M. Zellhuber, J. Lenz, C. Hirsch, and W. Polifke. Influence of strain and heat loss on flame stabilization in a non-adiabatic combustor. In The Combustion Institute, 4th European Combustion Meeting, Vienna, Austria, 2009.
- [10] Frenklach, M., H. Wang, M. Goldenberg, G. Smith, D. Golden, C. Bowman, R. Hanson, W. Gardiner, V. Lissianski, Grimech—an optimized detailed chemical reaction mechanism for methane combustion. Tech. Rep. Report No. GRI-95/0058, Gas Research Institute, Topical Report, November 1995
- [11] Blacha, T., M. Di Domenico, R. Rachner, P. Gerlinger, M. Aigner, Modeling of soot and NOx in a full scale turbine engine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, June 6-10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, GT2011-45084

## 7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente

Patente sind im Rahmen dieses KW21 Teilprojektes nicht entstanden.

## 8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses

Eine Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses fand im Rahmen dieses Projektes nicht statt.

## 9 Forschungsprogramme des Bundes und der EU

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

- COORETEC-turbo 2.1.4: Brennstoffflexibler Brenner
- AG Turbo 2020: Hochtemperaturverbrennungssystem
- AG Turbo 2020: Industriegasturbinenbrenner für alternative Brenngase

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

Siemens CEC (BMW): Brennstoffflexibilität

## Arbeitskreis Brennkammern für Gasturbinen

### Projekt: BW L 44GV

## Theoretische Erfassung der Abhebehöhe (Lift-Off Height, LOH) von Strahlflammen bei Druckverbrennung

Projektleiter:	Prof. Dr.-Ing. Nikolaos Zarzalis Dr.-Ing. Peter Habisreuther Engler-Bunte-Institut Bereich Verbrennungstechnik Karlsruhe Institut für Technologie
Mitarbeiter:	Dipl.-Ing. Flavio C. C. Galeazzo Dipl.-Ing. Jens Keller
Finanzierung:	Ministerium für Wissenschaft Forschung und Kunst Baden-Württemberg

## 1 Ausgangssituation

Die Anwendung abgehoben brennender, turbulenter, nicht vorgemischter Flammen stellt eine neuartige Möglichkeit zur Reduktion von NO<sub>x</sub>-Emissionen in technischen Verbrennungssystemen dar. Hauptintention für dieses Verbrennungskonzept ist es die hohe Flammenstabilität von nicht vorgemischter Verbrennung bezüglich Zündung, Rückschlag und akustischer Kopplung mit den geringen, erzielbaren NO<sub>x</sub> Emissionen bei mager vorgemischtem Systemen zu kombinieren.

Während in der Vergangenheit, wegen der Flammenstabilisierung, in der Regel versucht wurde die Reaktionszone möglichst in Brennernähe zu verankern, wird bei abgehoben brennenden, nicht vorgemischtem Flammen versucht, die Reaktionszone in einer möglichst festgelegten Entfernung vom Brenner zu stabilisieren, um damit dem zugeführten Gemisch genügend Zeit für eine der Reaktion vorgelagerte, turbulente Vermischung der Edukte zur Verfügung zu stellen. Auf diese Art ist es möglich durch Einstellen der Abhebehöhe (Distanz vom Brenner) die Verbrennungsreaktion unter weitgehend vorgemischtem, möglichst mageren Bedingungen zu realisieren. Voraussetzung für die Realisierung dieses Verbrennungskonzeptes in technisch relevanten Systemen ist allerdings die genaue Kenntnis der Abhebehöhe („lift-off height“, LOH) in Abhängigkeit der Brennergeometrie und der Betriebsbedingungen.

Untersuchungen in der Literatur wurden in der Vergangenheit meist mit dem Fokus auf Stabilisierungs- und Löschmechanismen und der Bestimmung der Abhebehöhe durchgeführt. Pitts [1] gibt zu diesem Aspekt für turbulente Strahlflammen eine detaillierte Übersicht. Peters [2] schreibt dazu, dass Theorien, die auf partieller Vormischung basieren, eine gute Vorhersage der Abhebehöhe ermöglichen. Auch Lyons [3] erwähnt, dass Modellvorstellungen, die auf partieller Vormischung und so genannten „edge flames“ basieren, für die Bestimmung der Abhebehöhe bei nicht vorgemischten Flammen (Diffusionsflammen) entscheidend sind. In einem aktuellen Beitrag von Lawn [4] wurde zusätzlich die Wirkung eines parallel strömenden Fluides auf die Stabilisierung turbulenter Strahlflammen diskutiert. Ein wichtiges und in vielen Veröffentlichungen als Benchmark-Fall verwendetes System ist die von Cabra et al. [5][6] experimentell und numerisch untersuchte abgehobene Strahlflamme. Bei diesem System wird ein Brennstoffstrahl in ein heißes, parallel strömendes Abgas bei atmosphärischem Druck eingedüst. Die sich einstellende abgehobene Methan-Flamme stabilisiert sich in einem bestimmten Abstand zu Brennstoffdüse durch die Abgasströmung einer Wasserstoffflamme.

Da dieses Verbrennungskonzept für die Gasturbine interessant erscheint und die Gasturbinenverbrennung unter erhöhtem Druck erfolgt, wurde in neuester Zeit parallel zu dem aktuellen Projekt das „High Strain Burner (HSB)“ Konzept bei überatmosphärischen Drücken untersucht. Noble [7] untersuchte die Verbrennung eines  $\text{CH}_4/\text{H}_2$  Querstrahls in einer sauerstoffreichen Abgashauptströmung mittels  $\text{CH}^*$  Chemilumineszenz bei 5,75 bar und 1775 K Abgastemperatur. Dabei wurde das Impulsverhältnis von Brennstoffstrahl zu Hauptströmung zwischen 0,08 und 3,23 variiert. Interessant sind in diesem Zusammenhang auch die Arbeiten von Fleck [8][9]. Er untersuchte auch die Verbrennung von  $\text{CH}_4/\text{H}_2$  Brennstoffstrahl in heißem Abgas nach dem Konzept der Querstahleinmischung bei Drücken bis 15 bar und einer Abgastemperatur von 1000 K. Er kommt zu dem Schluss, dass die Stabilisierung der Verbrennung unter diesen Bedingungen durch die Zündverzugszeit kontrolliert wird.

Aus der obigen Darstellung erkennt man, dass nur sehr wenige Untersuchungen zum HSB Konzept unter überatmosphärischem Druck existieren. Darüber hinaus gibt es kaum Versuche bei denen der Strahl teilweise vorgemischt in die Hauptströmung eingedüst wird.

## 2 Projektziele

Aus dieser Ausgangssituation kristallisiert sich das Hauptziel des Projektes, die theoretische Untersuchung der abgehoben brennenden Flamme unter Hochdruckbedingungen, heraus. Um das Konzept zu untersuchen, wurde wegen seiner Anwendungsrelevanz das System einer axial gestuften Verbrennungsführung gewählt, wobei die abgehoben brennende Flamme in der sekundären Verbrennungsstufe durch einen Strahl, der in die heißen Abgase der primären Verbrennungsstufe eingedüst wird, realisiert werden sollte. Der Strahl in der sekundären Verbrennungsstufe wird in der Literatur häufig als „High Strain Burner (HSB)“ bezeichnet.

Daraus ergeben sich folgende Teilziele für das vorliegende Projekt:

- Entwicklung und Validierung eines Modells zur Beschreibung der turbulenten Wärmeabfuhr im Falle der abgehoben brennenden Flamme.

- Berechnung des anwendungsrelevanten Verbrennungskonzeptes der axial gestuften Verbrennungsführung.
- Entwicklung eines Reaktornetzwerks zur Berechnung der Reaktion nach einem detaillierten reaktionskinetischen Mechanismus entlang einer Stromlinie aus der 3D Simulation, um den Prozess der Selbstzündung zu erfassen.

## 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Zwischenbegutachtungen

### • **Unzureichende Ergebnisdarstellung**

In dem vorliegenden Bericht werden Ergebnisse zu jedem Teilziel des Projektes gezeigt.

### • **Priorisierung der PIV Messungen**

Die PIV Messungen wurden durchgeführt. Der Vergleich zwischen Experiment und Rechnung wird im Bericht diskutiert. Darüber hinaus wird der Vergleich zwischen Experiment und Rechnung für den reaktionsbehafteten Fall anhand der Position der Flammenfront bei erhöhtem Druck dargestellt.

### • **Nachwuchsförderung**

Im Rahmen des Projektes wurde die Dissertation von Herrn Galeazzo fertiggestellt. Die Prüfung erfolgt in 2013. Ein besonderer Erfolg ist die Weiterentwicklung von Dr. Prathap, der im Januar 2013 eine Stelle als Assistant Professor in dem Indian Institute of Space Science and Technology, Trivandrum antrat.

## 3 Vernetzung

### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Aufgrund der größtenteils numerischen Ausrichtung des vorliegenden Projekts ist die Zusammenarbeit insbesondere mit dem Institut für Verbrennungstechnik (VT) des DLR in Stuttgart im Rahmen des Projekts „Hybrid RANS/LES-Simulation von industriellen Gasturbinen-Brennkammersystemen“ gegeben.

In den Veröffentlichungen [10][11][12][13][14][15] der DLR wurden für die Validierung der numerischen Simulationen Messdaten verwendet, die innerhalb der KW21-Initiative in unserem Institut ermittelt wurden. Mit dem Projektpartner verbindet das Institut eine schon in früheren Untersuchungen bewährte Zusammenarbeit.

### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

Vernetzungen außerhalb des KW21 Projektes sind nicht entstanden.

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Folgende Vorgehensweise wurde für die Durchführung des Projektes verfolgt:

- Validierung des Modells zur Erfassung der reaktionsbehafteten turbulenten Strömung

## Theoretische Erfassung der Abhebehöhe von Strahlflammen bei Druckverbrennung

In diesem Fall wurde die Anwendbarkeit von zwei unterschiedlichen Verbrennungsmodellen zur Erfassung der turbulenten Wärmefreisetzung untersucht:

- EDM/FRC: Kombination aus dem „Eddy Dissipation“-Modell und dem „Finite Rate Chemistry“-Modell
- JPFD: „Presumed Joint-Probability Density Function“-Modell.

Das „Eddy Dissipation“-Modell (EDM) [16] basiert auf dem Konzept, dass die chemischen Reaktionen im Vergleich zu den Transportprozessen in der Strömung unendlich schnell ablaufen, so dass die Umsatzgeschwindigkeit von den Transportprozessen bestimmt wird.

Die Umsatzrate im „Finite-Rate Chemistry“-Modell (FRC) wird dagegen nach einer Arrhenius-Gleichung mit den zeitlichen Mittelwerten der Konzentrationen und der Temperatur berechnet. Im FRC-Modell wird also angenommen, dass die chemisch-kinetischen Reaktionsraten den Umsatz limitieren. Man spricht hier von chemisch kontrollierter Reaktion. Um den Rechenaufwand zu reduzieren wurde für das FRC-Modell eine Zweischrittkinetik für die Methanverbrennung verwendet. Die Konstanten der chemischen Kinetik wurden der Literatur [17] entnommen. Beim EDM/FRC-Modell werden beide asymptotischen Ansätze so kombiniert, dass die kleinste (prozesslimitierende) Reaktionsgeschwindigkeit den gesamten Umsatz bestimmt.

Das JPFD-Modell beschreibt den reaktiven Umsatz auf Basis einer Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion von zwei Variablen unter Annahme ihrer prinzipiellen Form („Presumed Joint Probability Density Function“, presumed JPFD)[18][19]. Es definiert die Umsatzrate unter Verwendung der statistischen Verteilung des Mischungsbruchs als Größe für die elementare Zusammensetzung und der statistischen Verteilung einer Variablen für die Beschreibung des Reaktionsfortschritts. Im aktuellen Projekt wurde die Reaktionsfortschrittsvariable auf Basis des Sauerstoffelementmassenbruchs definiert [20]:

$$c = \frac{Z_{O,gebunden}}{\min(Z_{O,st}, Z_{O,lokal})}$$

Hierhin ist  $Z_{O,gebunden} = Z_O - Y_{O_2}$  der Elementmassenbruch der bereits in Zwischen- oder Endprodukten gebundenen Sauerstoffatome.  $Z_{O,st}$  ist der Elementmassenbruch des Sauerstoffs, der zum vollständigen Reaktionsumsatz erforderlich ist.  $Z_{O,lokal}$  ist der lokale Sauerstoffelementmassenbruch. Die Reaktionsfortschrittsvariable nimmt im unverbrannten Gemisch den Wert  $c = 0$  und in vollständig ausgebrannten Mischungen den Wert  $c = 1$  an. Basierend auf der Annahme, dass diese beiden Variablen (Mischungsbruch und Reaktionsfortschritt) voneinander statistisch unabhängig sind, wird die PDF anhand von den statistischen Momenten (Varianz und Mittelwert) der beiden Variablen berechnet. Im dafür entwickelten CFD-Code werden Transportgleichungen für diese vier Variablen gelöst. Die Reaktionsgeschwindigkeit und die Konzentrationen der Spezies werden aus einer „look-up“ Tabelle gelesen, die das Ergebnis der Integration eines detaillierten chemischen Reaktionsmechanismus (Methanmechanismus GRI 3.0) in Abhängigkeit von den oben genannten vier Variablen enthält. Mehr Details über die Umsetzung des JPFD-Modells, das in die offene Software OpenFoam implementiert wurde, kann der Literatur entnommen werden [21][22][23].

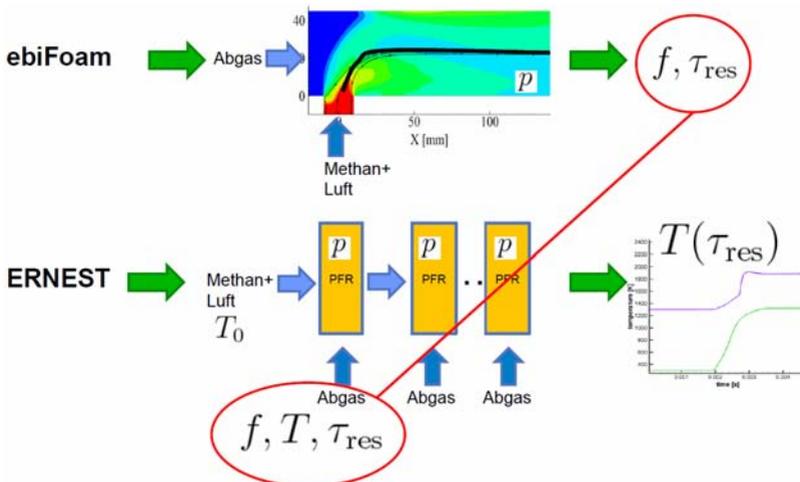
Neben der Verbrennungsmodellierung wurden für den Validierungsschritt zwei Turbulenzmodelle für die Turbulenzmodellierung betrachtet (RANS und LES). Die für die LES Simulation erforderlichen zeitaufgelöst, turbulent schwankenden Einlassgrößen wurden mit einer Filterprozedur nach Klein et al. [24] synthetisch erzeugt. Als LES-Subgrid-Modell wurde das Smagorinsky Modell herangezogen. Die Simulationen wurden mit dem 3D Programm ebiFoam, das auf Basis der OpenFOAM® Bibliotheken entwickelt wurde, durchgeführt. Die Validierung erfolgte anhand des sehr gut dokumentierten Beispiels der Cabra Flamme [6].

- **Beurteilung der Vorhersagefähigkeit des entwickelten Modells**

Die Beurteilung erfolgte anhand der Berechnung des anwendungsrelevanten Verbrennungskonzeptes der axialgestuften Verbrennungsführung. In diesem Fall wurden zwei unterschiedliche Modifikationen des Verbrennungskonzeptes bei Variation der thermodynamischen und Strömungsbedingungen berechnet.

- **Detaillierte Untersuchung des Reaktionspfades**

Zu diesem Zweck wurde als Reaktor-Netzwerk eine Serie von idealen Plug-Flow Reaktoren (PFR) erstellt, in welcher die aus der 3D-Simulation berechneten stöchiometrischen Bedingungen als Eingabegrößen dienen, um so den reaktionskinetischen Umsatz entlang einer Stromlinie zu simulieren (s. Skizze in Abbildung 1). Jeder Reaktor hat dabei eine vorgegebene Verweilzeit, in der so viel Abgas beige-mischt wird, dass der lokale Mischungsbruch den aus der 3D-RANS-Simulation extrahierten Wert annimmt. Darauf aufbauend wurde die reaktive Umsetzung des Gemisches mit der detaillierten Kinetik GRI 3.0 berechnet und so das Zündverhalten analysiert.



**Abbildung 1: Darstellung der Vorgehensweise bei der Berechnung der Reaktionskinetik mithilfe eines Reaktornetzwerkes basierend auf der Mischungsrechnung einer 3D-RANS Simulation**

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

### 5.1 Validierung – Berechnung der Cabra Flamme [6]

In Abbildung 2 ist eine Skizze der Versuchsanlage nach [6] dargestellt. Die Betriebsbedingungen sind, so wie diese in der Literatur angegeben werden, in Tabelle 1 aufgelistet.

Nach [6] trägt die turbulente Strömung über die gegenüber der laminaren Strömung erhöhte turbulente Diffusion zur Mischung der heißen Produkte und der Reaktanden bei. Dies führt anschließend zu einer schnellen Zündung des Gemisches und zur Flammenausbreitung, welche die Stabilisierung der turbulenten Strahlflammen in der Abhebehöhe bestimmt.

Abbildung 3 zeigt summarisch, anhand der berechneten axialen Verläufe der Temperatur und des Mischungsbruchs, die erzielten Ergebnisse bezüglich der berechneten Abhebehöhe auf der Strahlachse mit verschiedenen Turbulenz- und Reaktionsmodellen im Vergleich mit den Messdaten aus [6]. Die Abhebehöhe entspricht dabei dem Abstand zu dem Punkt, an dem der zweite, steilere Anstieg der Temperatur den Beginn der Reaktionszone markiert.

Bei den auf der linken Seite in Abbildung 3 dargestellten Ergebnissen der RANS-Rechnungen wurde mit dem JPDF-Modell eine zu lange Abhebehöhe vorhergesagt, während die Rechnung mit dem EDM/FRC-Modell die Flamme nicht zum Abheben bringen konnte. Bei beiden Berechnungen weist dies auf eine fehlerhafte Wiedergabe der turbulenten Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammenfront hin.

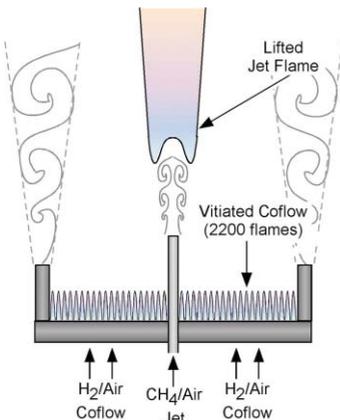
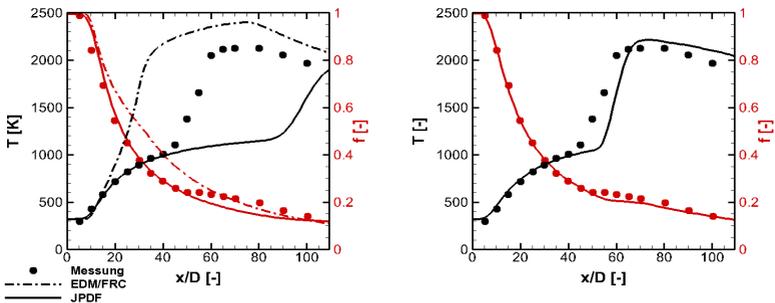


Abbildung 2: Darstellung der Versuchsanlage nach [6]

	Jet	Coflow
Re	28000	23300
d (mm)	4,75	210
U (m/s)	100	5,4
T (K)	320	1350
X <sub>O2</sub> (Volumen%)	15	12
X <sub>N2</sub> (Volumen%)	52	73
X <sub>H2O</sub> (Volumen%)	0,29	15
X <sub>CH4</sub> (Volumen%)	33	0,03

Tabelle 1: Auflistung der Betriebsbedingungen für die Cabra Flamme [6]



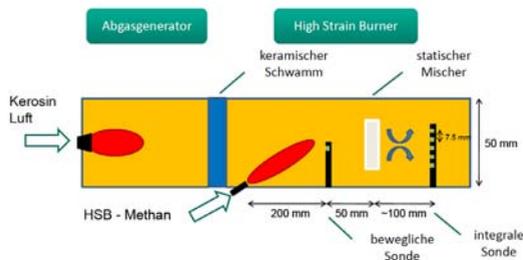
**Abbildung 3:** Vergleich der berechneten Temperaturprofile und Mischungsbrüche für die beiden Verbrennungsmodelle JPDF und EDM/FRC mit RANS (links) und LES (rechts) mit Messungen aus [6] entlang der Symmetrieachse

Bei der LES-Simulation mit dem JPDF-Modell stimmt dagegen die berechnete Abhebehöhe gut mit dem gemessenen Wert überein. Interessant dabei ist, dass, obwohl der Mischungsbruchverlauf bei der RANS und LES sehr ähnlich aussieht und darüber hinaus bei beiden Simulationen das gleiche Wärmefreisetzungsmodell verwendet wurde, der axiale Temperaturverlauf unterschiedlich ausfällt. Bei der LES zeigte sich, dass die instationäre, stochastische Bewegung von heißen Turbulenzballen für die frühere Zündung des Gemisches verantwortlich ist.

## 5.2 Berechnung des Konzeptes der axialgestuften Verbrennungsführung

Die Anlage zur Validierung der Berechnungen ist in Abbildung 4 als Konzept der axialgestuften Verbrennungsführung schematisch dargestellt. Es besteht aus der primären Stufe, die den Abgasgenerator darstellt, und der sekundären Stufe, worin der „High Strain Burner (HSB)“ integriert ist. In der sekundären Stufe kann die Verbrennung über Abgassonden, die in der Prinzipskizze angedeutet werden, und durch die Erfassung der Strahlung von Radikalen in einer zu diesem Zweck gefertigten optisch zugänglichen Brennkammer analysiert werden.

Es wurden zwei Modifikationen des Verbrennungskonzeptes untersucht, die sich hauptsächlich in der Auslegung der sekundären Stufe unterscheiden.



**Abbildung 4:** Prinzipskizze der zweistufigen Verbrennungsführung

### 5.2.1 Ergebnisse der Berechnung der ersten Modifikation

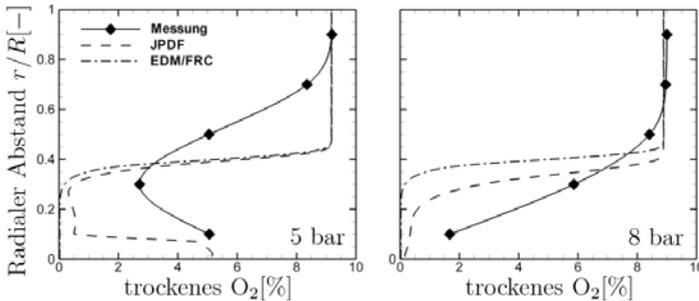
Bei der ersten Modifikation wurde am Ende der primären Verbrennungsstufe ein keramischer Schwamm zur Homogenisierung der Strömung eingesetzt. Deswegen wurde im Zuge der Simulation die detaillierte Strömungsrechnung für die primäre Stufe nicht durchgeführt, sondern es konnte ein homogenes Geschwindigkeitsprofil am Eintritt des Rechengebietes, das nur die sekundäre Verbrennungsstufe erfasste, vorgegeben werden. Die sekundäre Verbrennungsstufe ist eine Rohrbrennkammer mit einem Durchmesser von 50 mm. Der Winkel zwischen Strahl und Brennkammerwand beträgt 30°. Für diesen Fall existieren gemessene, radiale Verteilungen der Abgashauptkomponenten in einem axialen Abstand von 200 mm von der Strahleintrittsposition (s. Abbildung 4), die für den Vergleich zwischen Rechnung und Messung herangezogen wurden. Die Beschreibung der zum Vergleich herangezogenen Betriebspunkte ist in Tabelle 2 dargestellt.

Abbildung 5 zeigt die Verteilung der gerechneten und gemessenen Werte des Molenbruchs des Sauerstoffs im trockenen Abgas in der sekundären Verbrennungsstufe bei zwei unterschiedlichen Betriebsdrücken. Dabei wurden die Massenströme der Abgasströmung und der Methan-Eindüsung mit dem Druck skaliert, um das gleiche Geschwindigkeitsfeld und damit die gleiche Verweilzeit zu realisieren. Da der Strahl ein reiner Brennstoffstrahl ist, kann in diesem Fall die  $O_2$  Konzentrationsverteilung als Indikator für die Strahleindringtiefe angesehen werden.

RANS Simulationen	1	2
Absoluter Druck (bar)	5	8
Abgas Temperatur (K)	1673	1673
Massenströmung des Abgases (kg/h)	279	446
Massenströmung des Methanstrahls (kg/h)	1,603	2,561
Abgaszusammensetzung Primärstufe		
$Y_{O_2}$ [kg /kg]	0,0943	0,0911
$Y_{CO_2}$ [kg /kg]	0,118	0,121
$Y_{H_2O}$ [kg /kg]	0,0463	0,0474
$Y_{N_2}$	0,7414	0,7405

**Tabelle 2: Auflistung der Randbedingungen**

Anhand der Konzentrationsverläufe in Abbildung 5 erkennt man, dass die Strahleindringtiefe die Brennkammermitte kaum erreicht und mit zunehmendem Druck sogar abnimmt. Dies ist in Abbildung 5 daran zu ersehen, dass das Minimum der Sauerstoffkonzentration bei 5 bar im Strömungsfeld liegt, wohingegen bei 8 bar die niedrigste Konzentration in dem wandnächsten Messpunkt beobachtet wurde.



**Abbildung 5: Vergleich der Sauerstoffkonzentration aus Messungen und RANS Simulation mit zwei Verbrennungsmodellen: JPDF und EDM/FRC bei einem axialen Abstand von  $x = 200$  mm stromab des HSB (s. Abb. 4)**

Dies ist ein sehr wichtiges Ergebnis der Untersuchung, weil die zu erwartende Ähnlichkeit des Konzentrationsfeldes nicht gegeben ist, was die besondere Bedeutung der im Projekt durchgeführten Untersuchungen zeigt.

Der beobachtete qualitative Unterschied der Eindringtiefe mit der Variation des Druckes von 5 zu 8 bar ist im Gegensatz zum EDM/FRC Modell auch in der RANS Simulation mit dem JPDF-Modell zu finden, da auch hier die Konzentration im 8 bar Fall nahe der Wand (radiale Position gegen Null) abfällt. Dies macht deutlich, dass für die Simulation des Verbrennungskonzeptes das JPDF-Modell besser geeignet ist. Die quantitative Übereinstimmung der Rechnungen mit den Messungen ist jedoch nicht befriedigend.

Als Grund dafür wurde die stochastische Bewegung von heißen Turbulenzballen am Flammenfuß vermutet, die das Zündverhalten, wie im Falle des Validierungsbeispiels (s. Kapitel 5.1), entscheidend beeinflussen. Aus diesem Grund wurden für die Untersuchung der zweiten Modifikation nur Simulationen mit LES- und dem JPDF-Modell durchgeführt. Dies war in der ursprünglichen Planung des Projektes nicht vorgesehen und es bedeutete einen höheren Aufwand, der nicht durch das Projekt abgedeckt werden konnte.

### 5.2.2 Ergebnisse der Berechnung der zweiten Modifikation (Abbildung 6)

Wie schon erwähnt, zeigten die Ergebnisse der ersten Modifikation, dass die Strahleindringtiefe nicht die Brennkammermitte erreicht. Um diesem Sachverhalt entgegenzuwirken wurde in einer zweiten Konfiguration der Winkel zwischen Strahl und Brennkammerwand auf  $90^\circ$  erhöht. Darüber hinaus wurde für die zweite Konfiguration eine optische Zugänglichkeit in der sekundären Stufe vorgesehen, um das Brennverhalten mit optischen Messmethoden zu analysieren. Um die optische Zugänglichkeit durch planare Fenster zu erleichtern, wurde in diesem Fall der Brennkammerquerschnitt nicht kreisförmig sondern rechteckig (mit den Abmessungen  $49 \times 54$  mm) gestaltet. Darüber hinaus wurde der keramische Schwamm entfernt, um zu verhindern, dass die optischen Fenster durch die Abspaltung von keramischem Material während des Versuchs beschädigt werden. Dies hatte zur Folge, dass für die Simulation der zweiten Konfiguration die gesamte Brennkammer, bestehend aus der Rohrbrennkammer ( $d = 100$  mm) in der primären und der Rechteckbrennkammer in der sekundären Stufe durch ein entsprechend großes Gitternetz diskretisiert werden musste, um adäquat auch die reaktive Strömung berechnen zu können.

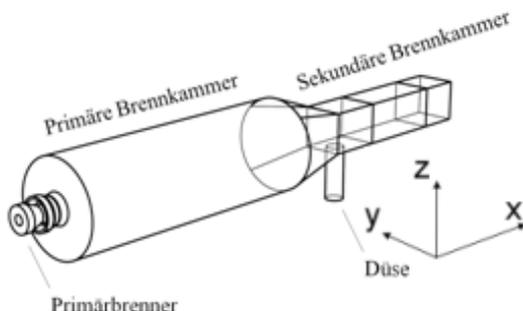


Abbildung 6: Skizze des CFD Rechengebietes der zweiten Modifikation

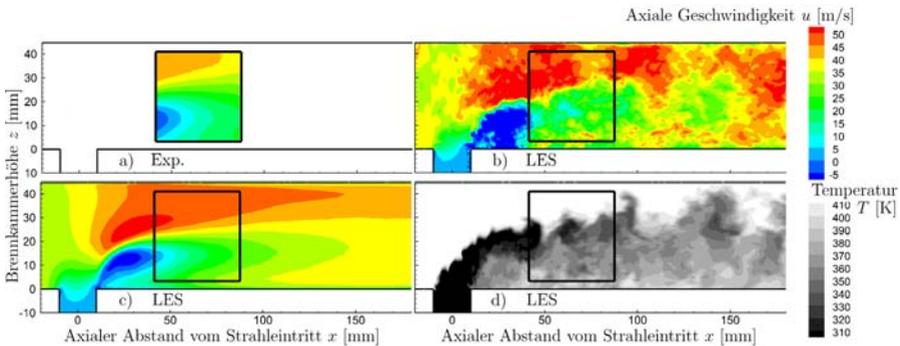
	Strahl	Hauptströmung
Vorwärmtemperatur $T_v$ (K)	296	414
Massenstrom (g/s)	15	53
Impulsverhältnis Strahl/Hauptströmung	2,6	

Tabelle 3: Auflistung der Randbedingungen für die reaktionsfreie LES Rechnung

Eine weitere Änderung gegenüber der ersten Modifikation betraf den Durchmesser des Strahls. Da bei der zweiten Modifikation auch die Stöchiometrie des Strahls variiert werden sollte, wurde der Strahldurchmesser auf 20 mm vergrößert, um Brennstoff/Luft-Gemische durch den HSB in die sekundäre Verbrennungsstufe einzuleiten.

### Vergleich des reaktionsfreien Strömungsfeldes

Um für den modifizierten HSB eine breitere Basis für den Vergleich bereitzustellen, wurde in diesem Fall das reaktionsfreie Strömungsfeld mittels „particle image velocimetry“ (PIV) vermessen. In Abbildung 7 werden die Geschwindigkeitsfelder von Messung (a) und Rechnung (b, c) für die Randbedingungen, die in Tabelle 3 aufgelistet sind, gegenübergestellt. Dargestellt sind dabei Isoflächen der instantanen (b) und mittleren (c) Geschwindigkeitskomponente in Richtung der Querströmung (Axialgeschwindigkeit). Das zeitlich gemittelte Strömungsfeld der LES-Rechnung (c) zeigt eine qualitativ gute Übereinstimmung mit den Messdaten (a) innerhalb des PIV-Sichtfensters.

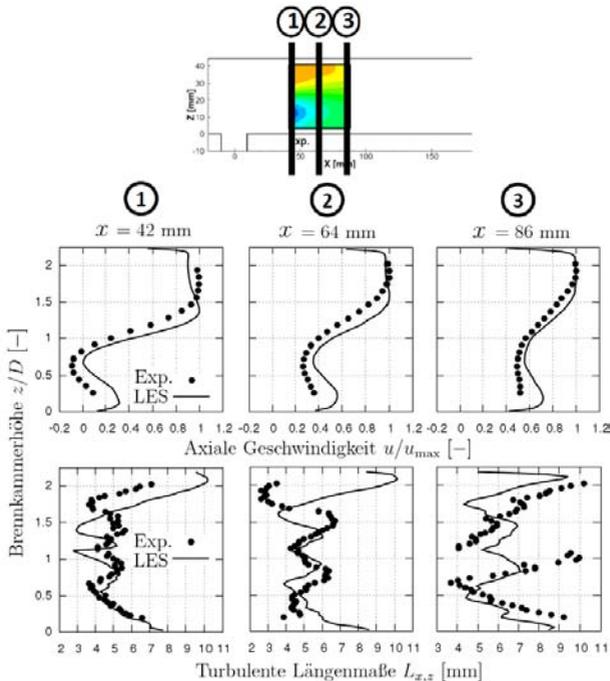


**Abbildung 7:** a) mittlere axiale Geschwindigkeit aus PIV Messungen  
b) durch LES berechnete instantane axiale Geschwindigkeit  
c) durch LES berechnete mittlere axiale Geschwindigkeit  
d) durch LES berechnete instantane Temperatur in der Symmetrieebene der zweiten Modifikation

Es ist jedoch auch zu erkennen, dass in den Simulationen die zeitlich gemittelte Axialgeschwindigkeit durchgehend etwas größer als in den Messungen ist. Einer der Gründe ist die Vernachlässigung der experimentell auftretenden Wärmeverluste entlang der HSB-Brennkammer in der Simulation. Zusätzlich ist in Abbildung 7 auch das instantane Feld der axialen Geschwindigkeitskomponente (b) und der instantanen Temperaturverteilung (d) einer LES Simulation dargestellt. Darin sind die aus der Theorie zu erwartenden kohärenten Strukturen des Strahles sehr gut zu erkennen.

Der genauere Vergleich zwischen Messung und Rechnung erfolgte durch die Auftragung der Geschwindigkeitsprofile an drei axialen Positionen stromabwärts des Strahleneintritts (Abbildung 8). Die Auftragung der mit der Maximalgeschwindigkeit entdimensionierten Geschwindigkeit im jeweiligen Profil aus Experiment und CFD ergibt auch quantitativ eine gute Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation.

Zusätzlich zu den mittleren Geschwindigkeiten wurde auch das turbulente Längenmaß aus der Ortskorrelation (z-Richtung) der axialen Schwankungsgeschwindigkeit aus Experiment und Simulation berechnet und verglichen (Abbildung 8, unten). Die Übereinstimmung von gemessenen und berechneten Werten kann in Anbetracht der durch die Diagnostik begrenzten Auflösung der Messdaten als gut beurteilt werden.



**Abbildung 8:** Vergleich der axialen Geschwindigkeit (oben) und des turbulenten Längenmaßes (unten) aus Simulation (LES) und Messung (PIV) entlang der endimensionierten Brennkammerhöhe für drei verschiedene axiale Positionen stromabwärts vom Strahleintritt

### Berechnung der reaktionsbehafteten Strömung

Abbildung 9 zeigt Ergebnisse der reaktionsbehafteten Modellierung im Vergleich zum Experiment. Die dazugehörigen Betriebsbedingungen sind in Tabelle 4 aufgelistet.

Die oberen zwei Bilder stellen Isoflächen des momentanen Reaktionsfortschritts überlagert mit momentanen Geschwindigkeitsvektoren in der Symmetrieebene dar, gefolgt von der Darstellung derselben Variablen gemittelt über eine Zeitspanne von 40 ms. Die Abmessung, in dem sich der Reaktionsfortschritt ändert, kann in diesem Fall als Flammendicke identifiziert werden. Durch den Vergleich des momentanen und des mittleren Verlaufs erkennt man, dass die mittlere Flammendicke viel größer als die Flammendicke in der Momentaufnahme ist. Dies ist die Folge der hohen turbulenten Intensität und der großen kohärenten Strukturen, die durch die „Jet in Crossflow“ Konfiguration entstehen.

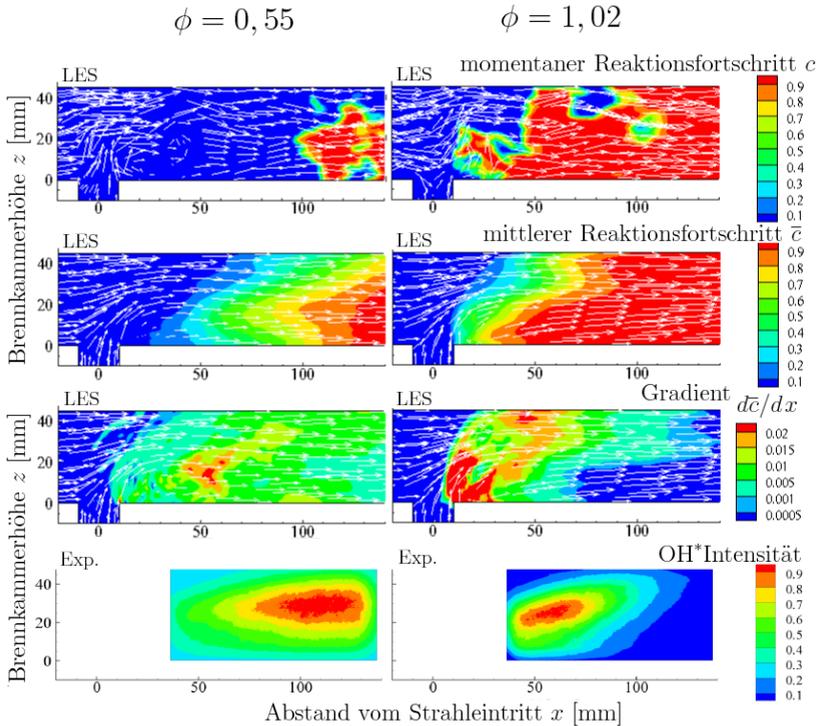
## Theoretische Erfassung der Abhebehöhe von Strahlflammen bei Druckverbrennung

LES Simulationen	1		2	
	Strahl	Hauptströmung	Strahl	Hauptströmung
Vorwärmtemperatur $T_v$ (K)	298	710	298	710
Brennstoffzahl	0,55	0,5	1,02	0,5
Impulsverhältnis Strahl/ Hauptströmung	1,33			
Brennkammer Druck (bar)	2			

**Tabelle 4: Auflistung der Randbedingungen für die reaktionsbehafteten LES Rechnungen**

Die letzten zwei Bilder in Abbildung 9 stellen die aus 4000 Bildern gemittelten Werte der gemessenen OH\* Chemilumineszenz dar, die in der Literatur vielfach als Kennzeichen der Reaktionsfront herangezogen wird. Um die Reaktionsfront aus der LES Rechnung zu extrahieren, wurde dagegen der Gradient des Reaktionsfortschritts in x-Richtung in der Symmetrieebene ausgewertet. Im Vergleich erkennt man, dass die beiden Bilder aus der Simulation und der Messung nicht nur qualitativ sehr ähnlich aussehen, sondern vor allem, dass auch die Änderung der Flammenposition mit der Änderung der Strahlstöchiometrie wiedergegeben wird. Bei diesem Vergleich muss auch auf die physikalischen Unterschiede in den beiden Bildern hingewiesen werden. In der Rechnung wird der Gradient in einer Richtung gebildet und in der Symmetrieebene dargestellt. Die gemessene OH\* Chemilumineszenz dagegen ist kein Schnittbild, sondern integriert die Emissionen der gesamten Flamme in Blickrichtung. Aus diesem Grund sind in den Messdaten keine Inseln mit unverbranntem Gemisch in der Ausbrandzone sichtbar.

Abbildung 9 zeigt auch, dass die Flamme unter stöchiometrischen Bedingungen bei einem Äquivalenzverhältnis von nicht abgehoben brennt. Die Stabilisierung findet stattdessen in der kleinen Rezirkulationszone in unmittelbarer Nähe stromabwärts des Injektors statt, die auch in Abbildung 7 zu erkennen ist. Die unter mageren Bedingungen bei brennende Flamme stabilisiert sich dagegen weiter stromabwärts vom Injektor bei ca. 50 mm. Beide Beobachtungen werden auch durch die experimentell aufgenommenen OH\* Chemilumineszenz Bilder bestätigt. Im mageren Fall kann die experimentell beobachtbare Abhebehöhe zwischen 50 und 70 mm lokalisiert werden.



**Abbildung 9: Vergleich der Reaktionsstruktur aus Messung (OH\* Chemilumineszenz, unten) und LES Simulation für zwei Strahl-Brennstoffzahlen 0,55 (links); 1,02 (rechts)**

Da die Zündverzugszeit von der Stöchiometrie nicht stark beeinflusst wird, kann angenommen werden, dass die Verschiebung des Stabilitätspunktes in Richtung Strahleintritt mit der Erhöhung der Flammengeschwindigkeit durch die Anfettung des Strahls zusammenhängt. Um dieses Argument weiter zu stützen, wurde der Zündvorgang durch detaillierte reaktionskinetische Rechnungen mittels eines speziell zu diesem Zweck entwickelten Moduls untersucht.

### 5.3 Untersuchung des Zündvorganges

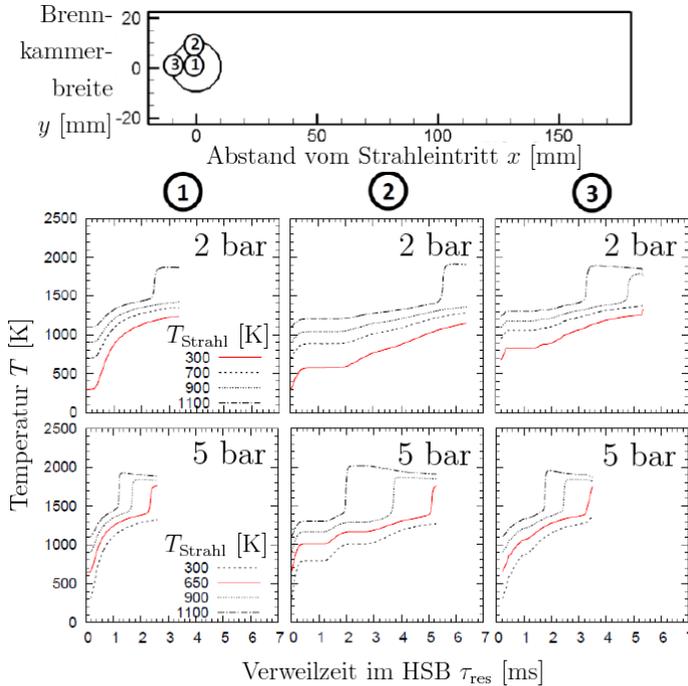
Da die Zündverzugszeit eine starke Temperaturabhängigkeit aufweist, muss bei der Berechnung des Zündvorganges die richtige Temperatur vorgegeben werden. Aus diesem Grund wurde die Mischung und die sich aus dieser Mischung von heißem Abgas der Primärstufe und Strahl ergebende Temperatur entlang einer Stromlinie aus einer CFD Berechnung extrahiert, um daraus ein entsprechendes Reaktornetz nach dem Modell gemäß Abbildung 1 zu konstruieren.

Für die Parameterstudie wurden zwei reaktionsfreie RANS Simulationen, deren Randbedingungen in Tabelle 5 aufgelistet werden, durchgeführt. Die sich durch die Reaktion ergebende Temperatur entlang der Stromlinien aus den zwei RANS Simulationen wird in Abbildung 10 durch die rote Linie dargestellt. Diese Temperatur erhöht sich zunächst durch den reinen Mischungsvorgang mit der Querströmung. Die auftretende Selbstzündung ist im weiteren Verlauf an einem vom reaktiven Umsatz verursachten steilen Temperaturanstieg erkennbar. Die volumetrische mittlere Verweilzeit am Ende der sekundären Verbrennungsstufe lag bei den durchgeführten Rechnungen bei ca. 3,5 ms bei dem 2 bar und 3,1 ms bei dem 5 bar Fall. Um den Einfluss unterschiedlicher Verweilzeit auf verschiedene Strömungspfade zu untersuchen wurden drei Stromlinien unterschiedlichen Ursprungs verwendet (s. Abbildung 10, oben).

RANS Simulationen	1		2	
	Strahl	Hauptströmung	Strahl	Hauptströmung
Temperatur T (K)	300	1670	650	1717
Brennstoffzahl	0,52	0,55	0,52	0,55
Impulsverhältnis Düse/ Hauptströmung	1,6		2,6	
Brennkammer Druck (bar)	2		5	

**Tabelle 5: Auflistung der Randbedingungen für die RANS Simulationen.**

Zusätzlich wurde, ausgehend von der gegebenen Vorwärmtemperatur des Strahls  $T_{Strahl}$ , die Strahltemperatur variiert, um so auch den Einfluss dieser Temperatur auf die Selbstzündung zu untersuchen. Für diese Variation wurde der Mischungsbruch nicht variiert, sondern der Mischungsbruchverlauf aus der CFD Simulationen für 2 und 5 bar (s. Tabelle 5) übernommen. Als wichtiges Ergebnis kann festgehalten werden, dass das Gemisch bei einem Druck von 2 bar und bei den tatsächlich vorhandenen, geringeren Strahltemperaturen nicht innerhalb der Verweilzeit in der sekundären Brennkammer selbstzündet. Vielmehr wird Selbstzündung erst ab einer Erhöhung der Strahltemperatur auf 1100 K bei Vorgabe der aus der Simulation bekannten Stöchiometrie vom detaillierten Mechanismus vorhergesagt. Dieses Ergebnis gibt Anlass zur Interpretation, dass sich die Stabilisierung der im Experiment beobachteten Flamme durch turbulente Flammenausbreitung und nicht durch Selbstzündung erfolgt.



**Abbildung 10: Temperaturverlauf entlang 3 Stromlinien, deren Ursprung im oberen Bild angedeutet wird, berechnet mit dem Reaktornetzwerk.**

Mit steigendem Druck zündet die Mischung schon bei kürzeren Verweilzeiten. Bei 5 bar, dargestellt in Abbildung 10 (unten), zündet das Reaktornetzwerk bei  $T_{Strahl} = 500$  K auch innerhalb der sekundären Brennkammer. Außerdem ist bei 5 bar zu erkennen, dass in jeder der drei Stromlinien das Gemisch jeweils nahe der durch die Abmessung der Brennkammer vorgegebenen maximalen Verweilzeit (je nach Stromlinie 2,5 und 5 ms) zündet. Dies ist im Experiment nicht zu beobachten und ist eine Folge der getroffenen starken Vereinfachung, die den turbulenten Austausch von Energie und Stoff mit dem umgebenden Medium vernachlässigt.

## 5.4 Zusammenfassung und Ausblick

Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass die Erfassung der Abhebehöhe im Falle der abgehoben brennenden Flamme mit einfachen Modellen nicht zu bewerkstelligen ist. Man benötigt dafür die korrekte Wiedergabe des turbulenten Zeitmaßes der Wärme-freisetzung, das wiederum vom reaktionskinetischen Zeitmaß abhängt.

Da das reaktionskinetische Zeitmaß durch eine einfache Zweischrittkinetik nicht im gesamten stöchiometrischen Bereich die Realität genau genug abbilden kann, lässt sich die Abhebehöhe mit dem vereinfachten EDM/FRC Reaktionsmodell nicht bestimmen. Darüber hinaus hat sich gezeigt, dass im untersuchten Betriebsbereich das Gleichgewicht zwischen Strömungs- und Flammgeschwindigkeit der wirksame Stabilitätsmechanismus ist.

Bei der Simulation der Cabra Flamme zeigte sich, dass die Mischung sowohl von den Turbulenzmodellen im Zuge von RANS als auch mit denen der LES sehr gut vorausgesagt wird. Die bessere Übereinstimmung des Temperaturverlaufs im Falle der LES ist darauf zurückzuführen, dass die turbulente Schwankung von Mischungsbruch und Reaktionsfortschritt durch die direkte Auflösung der großen Strukturen bei einer LES realitätsnaher beschrieben werden als bei einer RANS Simulation.

Da die turbulente Flammgeschwindigkeit die Abhebehöhe entscheidend beeinflusst, sind in Zukunft Grundlagenexperimente zur genaueren Untersuchung des Druckeinflusses auf die turbulente Flammgeschwindigkeit von großer Bedeutung. Darüber hinaus kann sich bei noch höheren Drücken (ab ca. 10 bar) und Temperaturen der Stabilitätsmechanismus ändern, indem sich die Flammenposition nach Maßgabe der Zündverzugszeit einstellt. Dies bedeutet, dass noch weitere Untersuchungen auf diesem Gebiet erforderlich sind, um die Grenzen des Verbrennungskonzeptes zu ermitteln.

Durch das KW21 Projekt wurde im EBI eine Infrastruktur geschaffen, die es in die Lage versetzt weitere Untersuchungen auf diesem Gebiet zu tätigen und somit neue Projekte zu akquirieren.

## Literatur

- [1] Pitts, W.M., Assessment of Theories for the Behavior and Blowout of Lifted Turbulent Jet Diffusion Flames, In Twenty-Second Symposium (International) on Combustion, 809-816, 1988.
- [2] Peters. N., Turbulent Combustion. Cambridge University Press, 2000.
- [3] Lyons, K.M., Toward an understanding of the stabilization mechanisms of lifted turbulent jet flames: Experiments. Progress in Energy and Combustion Science, 33:211-231, 2007.
- [4] Lawn, C.J., Lifted flames on fuel jets in co-flowing air. Progress in Energy and Combustion Science, 35:1-30, 2009.
- [5] Cabra, R., Myhrvold, T., Chen, J. Y., Dibble, R. W., Karpetsis, A. N., Barlow, R. S., Simultaneous Laser Raman-Rayleigh-LIF Measurements and Numerical Modeling Results of a Lifted Turbulent H<sub>2</sub>/N<sub>2</sub> Jet Flame in a Vitiated Coflow, In Proceedings of the Combustion Institute, 29:1881-1888, 2002.
- [6] Cabra, R., Chen, J. -Y., Dibble, R. W., Karpetsis, A. N., Barlow, R. S., Lifted methane-air jet flames in a vitiated coflow. Combustion and Flame (2005), 143(4), 491-506.
- [7] Noble, D.R., Dubsky S., Periagaram, K., Sullivan, R., Jones, M., Seitzman, J., Lieuwen, T., Imaging of a Reacting Fuel Jet in 6 atm Vitiated Cross-Flow, 7th US National Combustion Meeting, (2011), Georgia Institute of Technology, Atlanta, GA

- [8] Fleck, J.M., Griebel, P., Steinberg, A.M. and Aigner, M., Autoignition of hydrogen/natural gas/nitrogen fuel mixtures at reheat combustor operating conditions. Proceedings of ASME Turbo Expo 2012 (2012), GT2012-68401
- [9] Fleck, J.M., Griebel, P., Steinberg, A.M., Arndt, C.M., Naumann, C., and Aigner, M., Autoignition of hydrogen/nitrogen jets in vitiated air cross flows at different pressures, Proceedings of the combustion institute (2012), article in press
- [10] Ivanova E., Noll B., Aigner M., Unsteady simulations of turbulent mixing in jet in crossflow. In Proc. 40th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit, 28 June - 01 July 2010, Chicago, IL, USA, AIAA-2010-4724
- [11] Ivanova E., Noll B., Aigner M., Computational modelling of turbulent mixing of a transverse jet. In Proc. ASME Turbo Expo 2010, Power for Land, Sea and Air, 14-18.06.2010, Glasgow, UK, GT2010-22764
- [12] Ivanova E., Noll B., Aigner M., Computational modelling of turbulent mixing of a transverse jet. J. Eng. Gas Turbines Power, Vol. 133-2, 021505, 2011
- [13] Ivanova, E., Noll, B., Griebel, P., Aigner, M., Syed, K., Numerical simulations of turbulent mixing and autoignition of hydrogen fuel at reheat combustor operating conditions. J. Eng. Gas Turbines Power 134 (4), 041504, 2012
- [14] Ivanova E., Noll B., Aigner M., LES-based evaluation of the turbulent Schmidt numbers for confined coaxial jets. Proc. ASME Turbo Expo 2012, Power for Land, Sea and Air, Copenhagen, Denmark, GT2012-69294
- [15] Ivanova E., Noll B., Aigner M., A numerical study on the turbulent Schmidt numbers in a jet in crossflow. Proc. 50th AIAA Aerospace Sciences Meeting, AIAA 2012-0452, Nashville TN, 2012
- [16] Magnussen, B., Hjertager, B., On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion, in: 16th Symp. (Int.) on Combustion (1976). Comb. Inst., Pittsburg, Pennsylvania, 1976, pp. 719–729.
- [17] Westbrook, C., Dryer, F., Simplified Reaction-Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuels in Flames, Combustion Science and Technology 27 (1-2) (1981) 31–43.
- [18] Borghi, R., Turbulent combustion modelling, Progress in Energy and Combustion Science 14 (1988) 245–292.
- [19] Lockwood, F.C., Naguib, A. S., The prediction of the fluctuations in the properties of free, round-jet, turbulent, diffusion flames, Combustion and Flame 24 (1975) 109–124.
- [20] Habisreuther, P., (2002), Untersuchungen zur Bildung von thermischem Stickoxid in turbulenten Drallflammen, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH).
- [21] Kern, M., Fokaides, P., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Applicability of a flamelet and presumed JPDP 2-domain-1-step-kinetic turbulent reaction model for the simulation of a lifted swirl flame, in: Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, 2009, pp. Paper GT2009–5943.
- [22] Wetzel, F., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Numerical investigation of lean blow out of a model gas turbine combustion chamber using a presumed JPDP reaction model by taking heat loss processes into account, in: Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, 2006, pp. Paper GT2006–90064.

- [23] Keller J., Volz M., Eiberger F., Habisreuther P., Zarzalis N.: Modeling Swirl Stabilized Turbulent Diffusion Flames with Tabulated Chemistry in OpenFOAM®. 7th OpenFOAM® Workshop Darmstadt 2012.
- [24] Klein, M., Sadiki, A. and Janicka, J., A digital filter based generation of inflow data for spatially developing direct numerical or large eddy simulations. Journal of Computational Physics, 186:652–665, 2003.

## **6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag**

Ursprünglich war es geplant auch ein instationäres Flamelet Reaktionsmodell zu erproben. Wie bei der Diskussion der Ergebnisse erläutert, war es nötig die Simulationen für die zweite Modifikation des axial gestuften Verbrennungskonzeptes mit LES durchzuführen, was ursprünglich nicht geplant war. Aus diesem Grund konnte das instationäre Flamelet Reaktionsmodell für die Berechnung der axialgestuften Brennkammer nicht eingesetzt werden.

## **7 Publikationen und Patente**

### **7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen**

#### **7.1.1 Begutachtete Publikationen**

- [1] Galeazzo, F. C. C., Donnert, G., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Valdes, R. J., Krebs, W., Measurement and Simulation of Turbulent Mixing in a Jet in Crossflow. Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air (CDROM) (2010), ASME, Paper number GT2010-22709
- [2] Galeazzo, F. C. C., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Large Eddy Simulations of a Jet in Crossflow. Transactions of the High Performance Computing in Science and Engineering 10 (2010), HLRS Stuttgart, Part 4, 327-337
- [3] Galeazzo, F. C. C., Donnert, G., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Valdes, R. J., Krebs, W., Measurement and Simulation of Turbulent Mixing in a Jet in Crossflow. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power (2011), 133, 061504.1-10
- [4] Galeazzo, F. C. C., Prathap, C., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Beck, C., Krebs, W., Wegner, B., Investigation of a Flame Anchored in Crossflow Stream of Vitiated Air at Elevated Pressures. Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, Paper number GT2012-69632.
- [5] Prathap, C., Galeazzo, F. C. C., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Beck, C., Krebs, W.; Wegner, B.: Analysis of NOx Formation in an Axially Staged Combustion System at Elevated Pressure Conditions. Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, ASME, Paper number GT2011-45239
- [6] Prathap, C., Galeazzo, F.C.C., Kasabov, P., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Beck, C., Krebs, W., Wegner, B. (2012), Analysis of NOX formation in an axially staged combustion system at elevated pressure conditions. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 134, 031507

- [7] Galeazzo, F. C. C., Prathap, C., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Beck, C., Krebs, W., Wegner, B., Investigation of a Flame Anchored in Crossflow Stream of Vitiated Air at Elevated Pressures. Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, Paper number GT2012-69632.
- [8] Galeazzo, F. C. C., Donnert, G., Cárdenas, C., Sedlmaier, J., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Beck, C., Krebs, W. (2013), Computational Modeling of Turbulent Mixing in a Jet in Crossflow, Int. J. Heat Fluid Flow, 41, p. 55-65

### **7.1.2 Nicht Begutachtete Publikationen**

- [9] Galeazzo, F.C.C., Kern, M., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Beck, C., Simulation of a lifted flame in a vitiated air environment. Proceedings of the European Combustion Meeting 2011
- [10] Galeazzo, F. C. C., Prathap, C., Kern, M., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Beck, C., Investigations of an axially staged combustion system at elevated pressure conditions. 25. Deutscher Flammentag, Karlsruhe, 2011, p. 265-270.

## **7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte**

Im Rahmen des Projektes KW21 sind keine Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte entstanden.

## **7.3 Weitere Publikationen**

Im Rahmen des Projektes KW21 sind keine weiteren Publikationen entstanden.

## **7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente**

Patente sind im Rahmen dieses KW21 Teilprojektes nicht entstanden.

# **8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses**

## **8.1 Studentische Mitarbeiter**

C. Bedoya: Unterstützung bei der Simulation der abgehobenen Flamme.

## **8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten**

Im Rahmen des Projektes KW21 sind keine Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten entstanden.

## **8.3 Diplom- und Masterarbeiten**

J. Sedlmaier: Experimentelle Untersuchung des Einflusses der Reynolds-Zahl auf die Vermischung in einer Jet-in-Crossflow Anordnung

## 8.4 Promotionen

F. C. C. Galeazzo: Simulation of turbulent flows with and without combustion with emphasis on the description of the turbulent mixing.

Dr. C. Prathap arbeitete am Gelingen dieses Projektes entscheidend mit. So halfen ihm die Veröffentlichungen, die im Rahmen dieses Projektes tätige entscheidend bei seinem Werdegang. Dr. Prathap hat sich eine Stelle als Assistant Professor in der Indian Institute of Space Science and Technology, Trivandrum, India angenommen, die er am 15.01.2013 antrat.

## 9. Forschungsprogramme des Bundes und der Länder

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

Es wurden direkt zum Projektthema keine weiteren Drittmittel eingeworben.

### 9.2 Geplante Antragstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

Das innerhalb von KW21 entstandene „Know How“ und die Infrastruktur waren entscheidend bei der Beantragung eines Projektes innerhalb der BMWi Ausschreibung zur Entwicklung von Verbrennungstechnologien für klimaschonende Energieerzeugung.

## Arbeitskreis: Brennkammern für Gasturbinen

### Projekt: BW W 44GV

## Experimentelle Untersuchung eines „High Strain Brenners“ unter Hochdruckbedingungen

Projektleiter: Prof. Dr.-Ing. N. Zarzalis  
Dr.-Ing. P. Habisreuther  
Engler-Bunte-Institut, Bereich Verbrennungstechnik  
Karlsruhe Institut für Technologie

Mitarbeiter: P. Chockalingam Ph.D.

Finanzierung: SIEMENS AG, Mülheim

## 1 Ausgangssituation

Bei magerer homogener Verbrennungsführung setzt eine nennenswerte  $\text{NO}_x$ -Bildung erst ab 1800 K ein. Da heutige stationäre Gasturbinen eine Brennkammeraustrittstemperatur aufweisen, die geringer als 1800 K ist, beruhen die existierenden  $\text{NO}_x$ -armen Verbrennungskonzepte überwiegend auf der Homogenisierung des Gemisches, um so im gesamten Verbrennungsraum Temperaturen oberhalb 1800 K zu unterbinden. Diese so genannten Vormischkonzepte weisen aber einige Nachteile auf, die sich auf die Möglichkeiten zur Prozessführung auswirken können. Vormischkonzepte haben insbesondere einen sehr engen Stabilitätsbereich, was dazu führt, dass der gesamte, erforderliche Leistungsbe-  
reich nur durch eine gestufte Verbrennungsführung realisiert werden kann. Darüber hinaus neigen Vormischkonzepte zu selbsterregten Verbrennungsschwingungen. Ursache dafür ist einerseits das sehr kleine Flammenvolumen in dem die Energie freigesetzt wird und andererseits die bei drallstabilisierten Flammen inhärente Neigung zum Rückschlag der Flamme.

Eine Möglichkeit diese Schwierigkeiten zu umgehen ist dann gegeben, wenn es gelingt, die Vorteile der Vormischverbrennung in eine diffusiv betriebene Flamme zu implementieren. Dies gelingt durch das sogenannte „High Strain Burner (HSB)“ Verbrennungskonzept. Dabei wird ein Brennstoffstrahl mit einem sehr hohen Impuls in einen Abgasstrom mit hohem für die Verbrennung ausreichendem Sauerstoffpartialdruck eingedüst. Durch den hohen Impuls stabilisiert sich die Flamme nicht direkt am Brenneraustritt, sondern brennt in einem bestimmten Abstand  $H$  vom Brenneraustritt, der so genannten Abhebehöhe. Innerhalb dieses Abstands saugt der Brennstoffstrahl so viel Umgebungsmedium an, dass die Verbrennung dann unter mageren, vorgemischten Bedingungen und deswegen  $\text{NO}_x$ -

arm erfolgt. Durch den hohen Impuls ist die akustische Kopplung der Brennkammer mit dem Brenner sehr schwach und konsequenterweise auch die Neigung zu Flammenschwingungen geringer als bei reinen Vormischsystemen. Darüber hinaus ist eine Gefahr für Flammenrückschlag nicht gegeben und die Sensitivität gegenüber der Brennstoffart kann bei einer Diffusionsverbrennung als verringert eingeschätzt werden.

Wegen der genannten Vorteile war das HSB Konzept in der Vergangenheit Gegenstand von zahlreichen wissenschaftlichen Untersuchungen. Eine erste Analyse des Mechanismus, der für das Abheben von Strahldiffusionsflammen verantwortlich ist, wurde von Wohl et al. [1] auf dem dritten Symposium on Combustion vorgestellt. Er schlug vor, dass beim Abheben von Diffusionsflammen ein kritischer Geschwindigkeitsgradient im Brennerauslass überschritten wird. Weiter konstatierte er, dass die Flamme an der Flammenwurzel dann bereits vorgemischt ist und sie daher dort stabilisiert, wo die (turbulente) Brenngeschwindigkeit der Strömungsgeschwindigkeit das Gleichgewicht hält. Später schlugen Vanquickenborne und van Tiggelen [2] auf Grundlage einer großen Anzahl von Messungen der Abhebehöhe von turbulenten Strahldiffusionsflammen vor, dass Brennstoff und Luft an der Flammenbasis vorgemischt vorliegen und die Stabilisierung der Flamme damit an der Stelle stattfindet, wo die zeitgemittelte Strömungsgeschwindigkeit auf der stöchiometrischen Kontur des ebenfalls gemittelten Mischungsfeldes gleich der turbulenten Brenngeschwindigkeit der vorgemischten turbulenten Flamme ist. Eickhoff et al. [3] berichteten in ihrer Arbeit über zeitgemittelte Temperatur-, Konzentrations- und Geschwindigkeitsmessungen an Positionen stromauf und stromab der Stabilisierungszone, dass bereits stromauf ein beträchtliche Masse von Luft eingemischt und somit vorgemischte Bedingungen an der Flammenwurzel erzeugt werden. Sie schlossen, dass die Flammenstabilisierung ein Resultat der vorgemischten, turbulenten Flammenausbreitung ist.

Im Gegensatz zum vorgemischten Flammenausbreitungsmodell schlugen Peters und Williams [4] vor, dass das Verlöschen von so genannten „Diffusionsflamelets“ für die Stabilisierung dieser Flammen verantwortlich ist. Sie argumentieren dabei, dass die Verweilzeit stromauf der Flamme nicht groß genug ist, um zeitliche und räumliche Homogenität des Gemisches zu erreichen. In dieser Modellvorstellung wird aufgrund der Abhängigkeit des Verlöschens der Flamelets von der skalaren Dissipationsrate ein Abheben der Flamme dann erwartet, wenn die statistische Wahrscheinlichkeit brennender Flamelets unter einen bestimmten Schwellwert fällt. Ob das Flammenlöschen als Hauptmechanismus für die Erklärung der Flammenstabilisierung bei einer bestimmten Abhebehöhe darstellt, muss aus heutiger Sicht jedoch bezweifelt werden. Takahashi und Gross [5] beobachteten lokales Verlöschen und das nachfolgende Abheben von Diffusionsflammen. Das Vorhandensein quasi-laminarer Diffusionsflammen nahe der Brennerdüse und der Einfluss des Dichteverhältnisses auf das Abheben der Flamme wurde durch Laser Induzierte Fluoreszenz (LIF) Messungen von Clemens und Paul [6] bestätigt. Sie zeigten, dass als Folge der Wärmeabfuhr die lokale Turbulenz laminarisiert wird und dass das Abblasen auftritt, wenn großskalige dreidimensionale Wirbelstrukturen stromab entstehen. Janicka und Peters [7] wendeten konsequenterweise das laminare Flamelet Konzept für Diffusionsflammen auf das Problem des Abhebens an und leiteten ein Modell für die bedingte, skalare Dissipationsrate auf Basis von PDF-Transportgleichungen her. Sie verglichen Ergebnisse dieser Simulationen mit Daten der Dissertation von Horch [8] und fanden gute Übereinstimmung für kleine Abhebehöhen, jedoch signifikante Abweichungen für große Abhebehöhen. Sie schlossen daraus, dass nicht die mittlere skalare Dissipationsrate sondern zeitlich isolierte Ereignisse das lokale Verlöschen kontrollieren.

Der klassische Datensatz für die Abhebehöhen turbulenter Diffusionsflammen ist der von Kalghatgi [9]. Er untersuchte Freistrahlen von Wasserstoff, Propan, Methan und Äthylen für einen großen Bereich von Auslassgeschwindigkeiten und verwendete Düsendurchmesser zwischen 1 und 10 mm. Er fand heraus, dass die Abhebehöhe vor allem eine lineare Funktion der Düsenauslassgeschwindigkeit  $u_0$ , nahezu unabhängig von Düsendurchmesser und invers proportional zu der maximalen laminaren Brenngeschwindigkeit ist. Er erklärte diese Ergebnisse mit dem Modell der vorgemischten Flammenstabilisierung von Vanquickenborne und van Tiggelen. Er berechnete das aus den Messdaten resultierende Brenngeschwindigkeitsverhältnis und stellte fest, dass dieses proportional zur Quadratwurzel der turbulenten Reynoldszahl ist. Ein ähnliches Ergebnis wurde in der neueren Literatur von Burgess und Lawn [10] präsentiert.

Donnerhack und Peters [11] maßen Abhebehöhen von Methanflammen für verschiedene Verdünnungen, Düsendurchmesser und Düsenauslassgeschwindigkeiten. Auch sie fanden eine lineare Abhängigkeit der Abhebehöhe von  $u_0$ , wobei der Maximalwert von  $H/d$  mit ungefähr 40 ermittelt wurde. Jenseits dieses Wertes wurde die gesamte Flamme ausgeblasen. Einen weiteren Datensatz für Abhebehöhen wird in der Literatur von Miake-Lye und Hammer [12] zur Verfügung gestellt. Für die dort verwendeten Brennstoffe von jeweils teilvorgemischtem Methan, Äthylen und Erdgas wurde wiederum über die lineare Abhängigkeit der Abhebehöhe  $H$  von der Düsenaustrittsgeschwindigkeit berichtet.

Ein sehr umfangreicher Datensatz für Abhebehöhen von partiell vorgemischtem Propan/Luft Flammen wird von Røkke et al. [13] gezeigt. Dabei wurden Brennstoffmassenbrüche im Brennerauslass variiert und verschiedene Brennerdüsen verwendet. In einem Übersichtsartikel von Pitts [14] werden verschiedene der schon genannten theoretischen Ansätze angewandt, um experimentell beobachtete Abhebehöhen zu berechnen. Seine eigenen Konzentrationsmessungen zeigten darin, dass an der Basis der abgehobenen Flamme die Gemischzusammensetzung hochgradig intermittent ist, wobei der Gemischzustand nur jeweils kurzzeitig im brennbaren Bereich und häufig völlig ungemischt entweder Brennstoff oder Luft aufweist. Diese Beobachtungen stehen im Gegensatz zur Theorie rein vorgemischter Verbrennung am Flammenfuß. Aber auch die Stabilisierung durch das Quenchen turbulenter Diffusionsflamelets stimmt nicht mit den hier gefundenen Daten überein, da Pitts, genauso wie schon Eickhoff, eindeutig zeigt, dass ein merklicher Anteil des Brenngases bereits vorgemischt ist.

In der jüngeren Vergangenheit wurden mehrfach auch laserdiagnostische Verfahren verwendet, um eine lokale Beobachtung des Strömungs- und Mischungszustandes zu ermöglichen. So berichten Schefer et al. [15] von zeitaufgelösten planaren Messdaten der Methankonzentration Namazian et al. [16] fügten dem zusätzlich Messdaten des CH-Radikals hinzu. Später zeigte Schefer et al. [17] anhand von Messdaten von Methan, C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>, der Temperatur und der skalaren Dissipationsrate, dass am momentanen Punkt der Stabilisierung ein vorgemischter Zustand herrscht und die dort gemessene skalare Dissipationsrate kleiner ist als der zum Verlöschen in laminaren Gegenstromdiffusionsflammen erforderliche Wert. Das Stabilisierungsgebiet in einer unverdünnten und mehreren verdünnten Wasserstoff/Luft Flammen wurde von Tacke et al. [18] mit einer kombinierten Linien-Raman/Rayleigh/OH-PLIF Messtechnik untersucht. Muñoz und Mungal [19] verwendeten Particle Image Velocimetry (PIV), um Momentanaufnahmen des zweidimensionalen Geschwindigkeitsfeldes der Flammenbasis aufzunehmen. In einer darauf folgenden Studie wurden von Hasselbrink und Mungal [20] statistische Verteilungen der Strömungsge-

schwindigkeit und, daraus resultierend, der Flammenfortschrittsgeschwindigkeit durchgeführt. In aktuellen Untersuchungen von Cabra et al. [21] wurde eine abgehobene Strahlflamme auch in einer parallelen Abgasströmung mit laseroptischen Methoden detailliert vermessen. Hierbei konnten insbesondere auch die statistische Verteilung von Zwischenprodukten aufgenommen und analysiert werden.

Da dieses Verbrennungskonzept für die Gasturbine interessant erscheint und die Gasturbinenverbrennung unter erhöhtem Druck erfolgt, wurde in neuester Zeit parallel zu dem aktuellen Projekt das HSB Konzept bei überatmosphärischen Drücken untersucht. Noble [22] untersuchte die Verbrennung eines  $\text{CH}_4/\text{H}_2$  Querstrahls in einem sauerstoffreichen Abgashauptströmung mittels  $\text{CH}^*$  Chemilumineszenz bei 5,75 bar und 1775 K Abgastemperatur. Dabei wurde das Impulsverhältnisses Brennstoffstrahl zu Hauptströmung zwischen 0,08 und 3,23 variiert. Interessant sind in diesem Zusammenhang auch die Arbeiten von Fleck [23] und [24]. Er untersuchte auch die Verbrennung von  $\text{CH}_4/\text{H}_2$  Brennstoffstrahl in heißem Abgas nach dem Konzept der Querstahleinmischung bei Drücken bis 15 bar und einer Abgastemperatur von 1000 K. Er kommt zu dem Schluss, dass die Stabilisierung der Verbrennung unter diesen Bedingungen durch die Zündverzugszeit kontrolliert wird.

Aus der erfolgten Darstellung erkennt man, dass es sehr wenige Untersuchungen zum HSB Konzept unter überatmosphärischem Druck existieren. Darüber hinaus gibt es kaum Versuche bei denen der Strahl teils vorgemischt in die Hauptströmung eingedüst wird.

## Literatur

- [1] Wohl, K., Kapp, N. M., Gazley, C., The stability of open flames, Third Symposium on Combustion, Flame and Explosion Phenomena (1949), p. 3-21.
- [2] Vanquickenborne, L., Van Tiggelen, A., The stabilization mechanism of lifted diffusion flames, Combust. Flame (1966), Vol. 10, p. 59-69.
- [3] Eickhoff, H., Lenze, B., Leuckel, W., Experimental investigation on the stabilization mechanism of jet diffusion flames, Twentieth Symposium (International) on Combustion (1984), p. 311-318.
- [4] Peters, N., Williams, F. A., Lift-off characteristics of turbulent jet diffusion flames, AIAA (1983) Vol. 21, p. 423-429.
- [5] Takahashi, F., Goss, L. P., Near-field turbulent structures and the local extinction of jet diffusion flames, Twenty-Fourth Symposium (International) on Combustion (1992), p. 351-359.
- [6] Clemens, N. T., Paul, P. H., Effects of heat release on the near field flow structure of hydrogen jet diffusion flames, Combust. Flame (1995), Vol. 102, p. 271-284.
- [7] Janicka J., Peters N., Prediction of turbulent jet diffusion flame lift-off using a pdf transport equation, Nineteenth Symposium (International) on Combustion (1982), p. 367-374.
- [8] Horch, K., Zur Stabilität von Freistrahldiffusionsflammen (1978), Dissertation, Universität Fridericana, Karlsruhe.
- [9] Kalghatgi, G. T. Blow-out stability of gaseous jet diffusion flames. Part I: In still air, Combust. Sci. and Tech. (1984), Vol. 41, p. 17-29.

- [10] Burgess, C. P. und Lawn, C. J. The premixture model for turbulent burning to describe lifted jet flames, *Combust. Flame* (1999), Vol. 119, p. 95-108.
- [11] Donnerhack, S., Peters, N., Stabilization heights in lifted methane-air jet diffusion flames diluted with nitrogen, *Combust. Sci. and Tech.* (1984), Vol. 41, p. 101-108.
- [12] Miake-Lye, R. C., Hammer, J. A., Lifted turbulent jet flames: A stability criterion based on the jet large-scale structure, *Twenty-Second Symposium (International) on Combustion* (1988), p. 817-450.
- [13] Røkke, N. A., Hustad, J. E., Sørju, O. K., A study of partially premixed confined propane flames, *Combust. Flame*, (1994), Vol. 97, p. 88-106.
- [14] Pitts, W. M., Assessment of theories for the behaviour and blowout of lifted turbulent jet diffusion flames, *Twenty-Second Symposium (International) on Combustion* (1988), p. 809-816.
- [15] Schefer, R. W., Namazian, M., Kelly, J. T., Structural characteristics of lifted turbulent-jet flames, *Twenty-Second Symposium (International) on Combustion* (1988), p. 833-842.
- [16] Namazian, M., Kelly, J. T., Schefer, R. W., Near-Field instantaneous flame and fuel concentration structures, *Twenty-Second Symposium (International) on Combustion* (1988), p. 627-634.
- [17] Schefer, R. W., Namazian, M., Filtopoulos, E. E. J., Kelly, J. T., Temporal evolution of turbulence/chemistry interactions in lifted, turbulent-jet flames, *Twenty-Fifth Symposium (International) on Combustion* (1994), p. 1223-1231.
- [18] Tacke, M. M., Linow, S., Geiss, S., Hassel, E. P., Janicka, J., A detailed investigation of the stabilization point of lifted turbulent diffusion flames, *Twenty-Seventh Symposium (International) on Combustion* (1998), p. 1157-1165.
- [19] Muñiz, L., Mungal, M. G., Instantaneous flame-stabilization velocities in lifted-jet diffusion flames, *Combust. Flame* (1997), Vol. 111, p. 16-31.
- [20] Hasselbrink jr., E. F., Mungal, M. G., Characteristics of the velocity field near the instantaneuous base of lifted non-premixed turbulent jet flames, *Twenty-Seventh Symposium (International) on Combustion* (1998), p. 867-873.
- [21] Cabra, R., Chen, J. -Y., Dibble, R. W., Karpetsis, A. N., Barlow, R. S., Lifted methane-air jet flames in a vitiated coflow, *Combustion and Flame* (2005), Vol. 143, p. 491-506
- [22] Noble, D.R., Dubsky S., Periagaram, K., Sullivan, R., Jones, M., Seitzman, J., Lieuwen, T., Imaging of a Reacting Fuel Jet in 6 Atm Vitiated Cross-Flow, *7th US National Combustion Meeting*, (2011), Georgia Institute of Technology, Atlanta, GA
- [23] Fleck, J.M., Griebel, P., Steinberg, A.M., Aigner, M. Autoignition of hydrogen/natural gas/nitrogen fuel mixtures at reheat combustor operating conditions. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012* (2012), GT2012-68401
- [24] Fleck, J.M., Griebel, P., Steinberg, A.M., Arndt, C.M., Naumann, C., Aigner, M., Autoignition of hydrogen/nitrogen jets in vitiated air crossflows at different pressures, *Proceedings of the combustion institute* (2012), article in press

## 2 Projektziele

Aus der dargestellten Ausgangssituation kristallisierte sich das Hauptziel des Projektes als die Untersuchung der abgehoben brennenden Flamme unter Hochdruckbedingungen heraus. Um dieses Konzept zu untersuchen, wurde wegen der Anwendungsrelevanz das Verbrennungskonzept der axial gestuften Verbrennungsführung gewählt, wobei die abgehoben brennende Flamme in der sekundären Verbrennungsstufe durch einen Strahl, der in die heißen Abgase der primären Verbrennungsstufe eingedüst wird, realisiert wurde.

Daraus ergaben sich folgende Teilziele für das vorliegende Projekt:

- Auslegung und Fertigung der Komponenten, um die Druckversuche realisieren zu können und das Verbrennungskonzept messtechnisch zu erfassen. Um die Lage der Verbrennungszone optisch zu erfassen, sollte auch eine optische Brennkammer ausgelegt und gefertigt werden, was unter den gegebenen Randbedingungen (hoher Brennkammerdruck und -Temperatur) eine Herausforderung war.
- Erfassung der Emissionen der sekundären Stufe bei Variation der thermodynamischen (Druck, Temperatur, Stöchiometrie) und Strömungsbedingungen (Impulsverhältnis Strahl zu Hauptströmung)
- Bestimmung der Eindringtiefe des Strahls durch die Erfassung der radialen Verteilung der Emissionen mit einer beweglichen Abgassonde, die zu diesem Zweck ausgelegt und gefertigt wurde.
- Bestimmung der Abhebehöhe der abgehoben brennenden Flamme durch die Aufnahme der Strahlungsemission von  $\text{CH}^*$  und  $\text{OH}^*$  Radikale in der dafür gefertigten optisch zugänglichen Brennkammer.

### 2.1 Umsetzung der Hinweise aus den bisherigen Begutachtungen

Das vorliegende Projekt wurde nicht begutachtet.

## 3 Vernetzung

### 3.1 Vernetzung innerhalb KW21

Innerhalb von KW21 gab es zwei Projekte, die von Institut für Feuerungs- und Kraftwerkstechnik (IFK) in Stuttgart bearbeitet wurden, mit denen ein reger Informationsaustausch erfolgte:

- BW L 25DE: Untersuchung der flammlosen Oxidation zur schadstoffarmen und effizienten Verbrennung von Kohlestaub in Kraftwerken
- BW L 27DE: Grundlegende experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Entwicklung von innovativen Brennertechnologien und Feuerungskonzepten für den Einsatz in  $\text{CO}_2$ -armen Kohlekraftwerken (Oxyfuel-Kraftwerken)
- Da sich bei diesen Projekten auch Strahlen mit hohem Impuls eingesetzt werden, war die wissenschaftliche Diskussion in den organisierten Meetings sehr wichtig für das Erreichen der gesteckten Ziele.

## Experimentelle Untersuchung eines „High Strain Brenners“ unter Hochdruckbedingungen

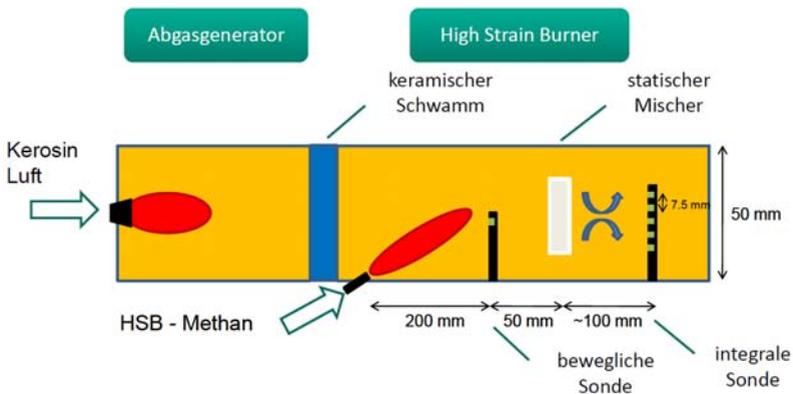
- BW L 44GV: Da sich das angesprochene Projekt mit der theoretischen Erfassung der Abhebehöhe befasste, gab es einen regen Informationsfluss zwischen den beiden Projekten

### 3.2 Vernetzung außerhalb KW21

Bei der Darstellung der Ausgangssituation wurde erwähnt, dass das DLR (s. [23], [24]), das auch Partner im KW21 ist, seit neuestem ein ähnliches Konzept außerhalb KW21 untersucht. Die innerhalb von KW21 entstandenen Kontakte erlaubten einen sehr wichtigen wissenschaftlichen Austausch auf diesem Gebiet.

## 4 Vorgehensweise und Methodik

Wie schon bei der Beschreibung der Projektziele erwähnt wurde, wurde die abgehoben brennende Flamme anhand des anwendungsrelevanten Verbrennungskonzepts der zweistufigen Verbrennungsführung untersucht.



**Abbildung 1: Prinzipskizze der zweistufigen Verbrennungsführung**

Anhand Abb. 1 erkennt man, dass die primäre Stufe den Abgasgenerator darstellt, dessen Abgas  $\text{NO}_x$ -arm sein sollte, damit man den  $\text{NO}_x$  Anstieg in der sekundären Stufe registrieren kann. Am Ende des Abgasgenerators wird die Strömung durch einen keramischen Schwamm homogenisiert, um dann in die homogenisierte Strömung den Brennstoffstrahl einzudüsen. Die Verbrennung in der sekundären Stufe kann über Abgassonden, die in der Prinzipskizze angedeutet werden und durch die Erfassung der Strahlung von Radikalen in der optisch zugänglichen Brennkammer analysiert werden.

Die Parameter, die dabei variiert wurden, sind:

- Brennkammerdruck
- Temperatur und Stöchiometrie des Abgasgenerators
- Temperatur und Stöchiometrie des Strahls
- Impulsverhältnis Strahl zu Abgasstrom

## 5 Projektergebnisse und Ausblick

Die Erfassung einerseits der Emissionen und andererseits der Strahlung von  $\text{CH}^*$  und  $\text{OH}^*$  Radikalen hatte die Fertigung von zwei Brennkammern zur Folge. Die erste, in der die Emissionen gemessen wurden, war sehr gut isoliert, da die Emissionen maßgeblich von der Flammentemperatur beeinflusst werden. Die zweite war eine optisch zugängliche Brennkammer, um die Strahlungsemission detektieren zu können.

### 5.1 Erfassung der Emissionen

#### 5.1.1 Beschreibung der Brennkammer

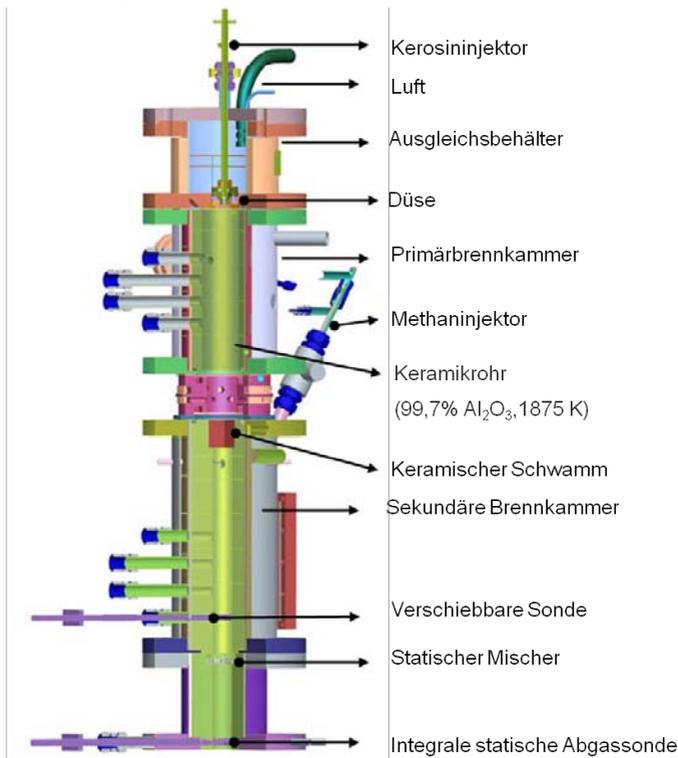


Abbildung 2: Darstellung der Brennkammer für die Emissionsmessungen

In Abb. 2 ist das zweistufige Verbrennungskonzept für die Erfassung der Emissionen der zweiten (sekundären) Stufe dargestellt. Die Strömung verläuft in diesem Fall von oben nach unten. Die vorgewärmte Verbrennungsluft fließt zuerst in den Ausgleichsbehälter, dessen Funktion allein die Homogenisierung der Strömung ist, damit der Brenner (Düse), der mit Kerosin betrieben wird, symmetrisch durchströmt wird. Die Funktion des Brenners ist einen  $\text{NO}_x$ -armen Abgasstrom der gewünschten hohen Temperatur zu erzeugen. Die

Verbrennung erfolgt in der anschließenden Primärbrennkammer (Rohrbrennkammer mit 100mm Durchmesser), die keramisch ausgekleidet ist, um die Wärmeverluste zu minimieren. Am Ende der Primärbrennkammer fließt der Abgasstrom durch einen keramischen Schwamm, um das Strömungs- und Mischungsfeld zu homogenisieren. Die Temperatur des Abgasstroms wird durch ein Thermoelement am Austritt aus dem keramischen Schwamm kontrolliert. Anschließen erfolgen das Eindüsen des Brennstoffstrahls (Winkel zwischen Strahl und Brennkammerwand  $30^\circ$ ) und der Ausbrand in der sekundären Stufe. Die sekundäre Stufe ist auch eine Rohrbrennkammer mit einem kleineren Durchmesser (50 mm), der notwendig war, um die geforderten Impulsverhältnisse einzustellen. Die Emissionen werden entweder durch eine bewegliche Abgassonde (Abstand von Primärbrenner 721 mm) oder durch eine statische Integralsonde am Ende der Brennkammer (Abstand vom Primärbrenner 947 mm) erfasst. Ein Mischer vor der integralen Abgassonde sorgt dafür, dass Inhomogenitäten im Abgasstrom ausgeglichen werden, um den Mittelwert der Emissionen durch die integrale Abgassonde erfassen zu können.

Die Emissionen der sekundären Stufe werden dadurch erfasst, dass man jeden Betriebspunkt zuerst nur mit eingeschalteter Primärstufe und dann mit beiden Stufen untersucht. Aus der Differenz der beiden Messungen lassen sich die Emissionen der sekundären Stufe berechnen.

### 5.1.2 Diskussion der Ergebnisse

Für die Erfassung der Emissionen wurden folgende Betriebsbedingungen variiert:

- Abgastemperatur der primären Stufe 1473-1673 K
- Absoluter Brennkammerdruck: 5-8 bar
- Impulsverhältnis R Brennstoffstrahl zu primärem Abgasstrom: 5–375
- Leistung der primären Stufe bei 5 bar: 114–134 kW
- Leistung der sekundären Stufe bei 5 bar: 3–32 kW

Das durch die Abgassonde fließende Abgas wird bei konstanter Temperatur von 425 K getrocknet und zu den Messgeräten transportiert. Es werden die Konzentrationen von  $O_2$ ,  $NO$ ,  $NO_2$ ,  $CO$  und  $CO_2$  gemessen. In den folgenden Diagrammen wird nur auf die  $NO_x$ -Emissionen eingegangen, da diese Emissionskomponente in Bezug auf die Anwendung die schwierigste zu beherrschende Komponente darstellt.

In Abb. 3 werden die  $NO_x$  Emissionen der sekundären Verbrennungsstufe als Funktion des Temperaturanstiegs in der sekundären Verbrennungsstufe für drei unterschiedliche Brennkammerdrücke dargestellt. Die Variation im Temperaturanstieg wurde durch die Erhöhung des Methandurchsatzes durch den Injektor erreicht. Dies bedeutet, dass gleichzeitig mit der Erhöhung der Temperaturdifferenz auch das Impulsverhältnis ansteigt. An Abb. 3 erkennt man zunächst, dass die  $NO_x$  Emissionen bei einem  $DT$  kleiner als 100 K sehr niedrig sind. Darüber hinaus nimmt die Druckabhängigkeit mit steigendem Druck ab. Für das  $DT$  von 63 K und einem Druck von 5 bar wurde durch den Bau eines zweiten Methaninjektors mit einem kleineren Durchmesser das Impulsverhältnis von 48 auf 202 erhöht. Unter diesen Bedingungen konnte man kaum einen Einfluss der  $NO_x$  Emissionen vom Impulsverhältnis feststellen.

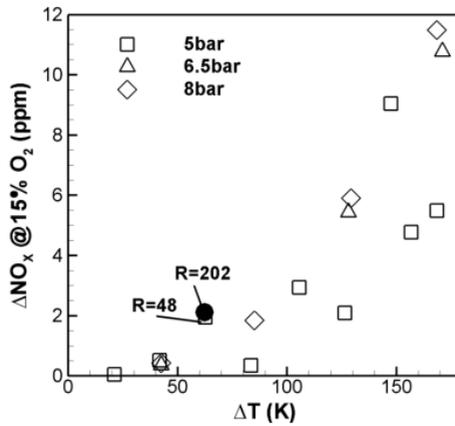


Abbildung 3:  $\Delta\text{NO}_x$  als Funktion von  $\Delta T$   
 · Innendurchmesser des Methaninjektors 0,8mm  
 · Abgastemperatur der Primärstufe  $T_{\text{PS}} = 1673 \text{ K}$   
 · Impulsverhältnis  $R = 5 - 375$

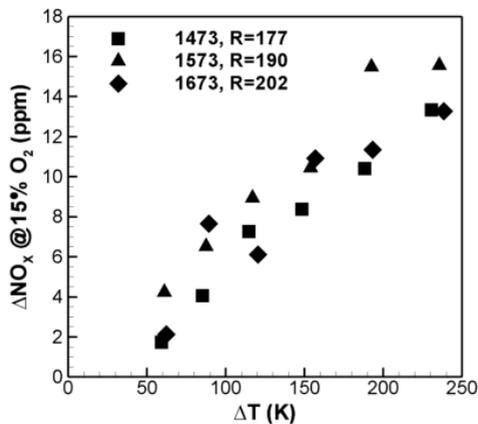
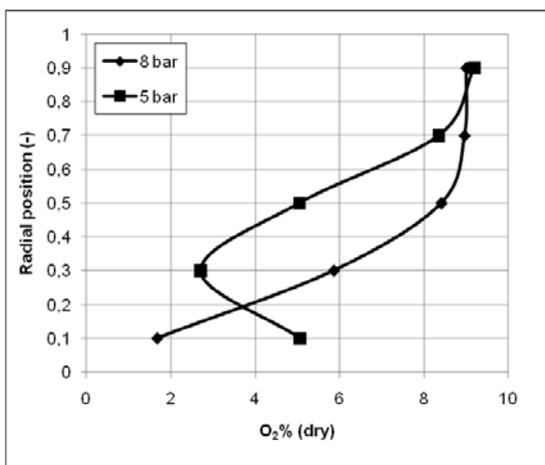


Abbildung 4:  $\Delta\text{NO}_x$  als Funktion von  $\Delta T$  bei 5 bar  
 Abgastemperatur der Primärstufe  $T_{\text{PS}} = 1473 \text{ K}, 1571 \text{ K}, 1673 \text{ K}$   
 Impulsverhältnis  $R = 177, 190, 202$

## Experimentelle Untersuchung eines „High Strain Brenners“ unter Hochdruckbedingungen

Durch die Fertigung von 9 Methaninjektoren mit unterschiedlichen Durchmessern war es möglich die Temperaturerhöhung in der sekundären Stufe bei konstantem Impulsverhältnis zu variieren, wie man Abb. 4 entnehmen kann. Es bestätigte sich auch hier, dass das Impulsverhältnis nicht den erwarteten Einfluss auf die  $\text{NO}_x$ -Emissionen zeigt. Auch hier zeigte sich wieder, dass die  $\text{NO}_x$ -Emissionen mit der Temperaturerhöhung linear ansteigen, wobei das Niveau auch bei der maximalen Temperaturerhöhung von 240 K (absolute Abgastemperatur in der sekundären Stufe 1913 K) akzeptabel bleibt. Weiterhin erkennt man an Abb. 4, dass die  $\text{NO}_x$  Emissionen nicht sehr stark von der Abgastemperatur der primären Stufe abhängen. Der Grund dafür ist, dass die Erhöhung der Abgastemperatur der primären Stufe durch die Anfettung derselben erreicht wurde. Die bedeutet, dass gleichzeitig die  $\text{O}_2$  Konzentration im Abgas reduziert wurde. Da die beiden Effekte Erhöhung der Abgastemperatur und Reduzierung der  $\text{O}_2$  Konzentration gegensätzlich die  $\text{NO}_x$  Emissionen beeinflussen, heben sie sich in diesem Fall die Auswirkungen nahezu auf.



**Abbildung 5: Radiale  $\text{O}_2$  Profile**  
 •  $T_{\text{PS}} = 1673 \text{ K}$ ,  
 • Impulsverhältnis  $R = 365$   
 •  $\Delta T = 169 \text{ K}$

Um die mit der integralen Abgassonde gemessenen Emissionen besser zu verstehen, wurde mit einer beweglichen Abgassonde in einem Abstand von 200 mm stromabwärts des Methaninjektors die radiale Verteilung der Abgaszusammensetzung ermittelt. Die radiale Verteilung der  $\text{O}_2$  Konzentration gibt Auskunft über das Eindringverhalten des Methanstrahls. In diesem Fall korrespondiert die Eindringtiefe mit dem Minimum der  $\text{O}_2$  Konzentration. Abb. 5 zeigt zwei solche Profile bei zwei unterschiedlichen Drücken. Die radiale Position wird in diesem Fall mit dem Brennkammerdurchmesser normiert. Position 0 ist in diesem Fall die Wandposition, deren radialer Abstand zum Injektorausstritt 0 mm beträgt. Dementsprechend beträgt der radiale Abstand zum Injektorausstritt bei der radialen Position 1 einen Brennkammerdurchmesser (50 mm). An Abb. 5 erkennt man, dass die Eindringtiefe bei 5 bar ca. 30% des Durchmessers erreicht und mit der Drucksteigerung

abnimmt. Diese kleine Eindringtiefe ist eigentlich für die Mischung nicht vorteilhaft und deswegen entschloss man sich das Design der sekundären Stufe zu modifizieren, um die schon erzielten niedrigen  $\text{NO}_x$ -Emissionen weiter zu reduzieren. Die neue Auslegung ergab ein Optimum bei einer senkrechten Strahleindüsung. Das neue Design mit senkrechter Eindüsung wurde dann für die optisch zugängliche Brennkammer, die im Folgenden diskutiert wird, übernommen.

## 5.2 Optische Messungen

### 5.2.1 Beschreibung der optischen Brennkammer

In Abb. 6 wird die optische Brennkammer dargestellt. Durch den Vergleich der Abb. 2 und 6 erkennt man, dass die primäre Verbrennungsstufe in beiden Fällen nicht geändert wurde. Um die optische Zugänglichkeit in der sekundären Stufe durch planare Fenster zu erleichtern, ist in diesem Fall der Brennkammerquerschnitt nicht kreisförmig sondern rechteckig mit den Abmessungen 49 x 54 mm. Die optische Zugänglichkeit wurde durch eine doppelwandige Konstruktion realisiert. Zwischen den zwei Glaswänden fließt Kühlluft zur Kühlung des inneren Fensters, das der hohen Abgastemperatur ausgesetzt ist. Die optische Zugänglichkeit, die von drei Seiten realisiert wurde, hat eine für diese Bedingungen ungewöhnlich große Ausdehnung von 49 x 95 mm. Der optische Sektor beginnt in einem axialen Abstand von 38 mm stromabwärts der Injektorposition. Da bei diesen Untersuchungen der Strahl kein reiner Brennstoffstrahl war, sondern die Stöchiometrie des Strahls auch ein Parameter der Untersuchung war, musste der Durchmesser des Strahls auf 20 mm erhöht werden. Die Kühlluft zur Kühlung des optischen Sektors mischt sich nach dem Ende desselben mit den Verbrennungsgasen.

Die Betriebsbedingungen für diesen Versuch waren:

- Abgastemperatur der primären Stufe: 1573–1773 K
- Absoluter Brennkammerdruck: 2-5 bar
- Impulsverhältnis Brennstoffstrahl zu primärem Abgasstrom R: 1,2 – 2,2
- Strahltemperatur  $T_{st}$ : 298K – 640 K
- Brennstoffzahl des Strahls:  $\Phi = 0,5 - 1,0$
- Leistung der primären Stufe: 180–200 kW
- Leistung der sekundären Stufe: 74–148 kW

Gemessen wurde die Strahlung (Chemilumineszenz) der  $\text{OH}^*$  und  $\text{CH}^*$  Radikale, um daraus die Flammenposition zu ermitteln. Die im Folgenden diskutierten Bilder der  $\text{OH}^*$  Chemilumineszenz stellen einen Mittelwert von 4000 Bildern dar.

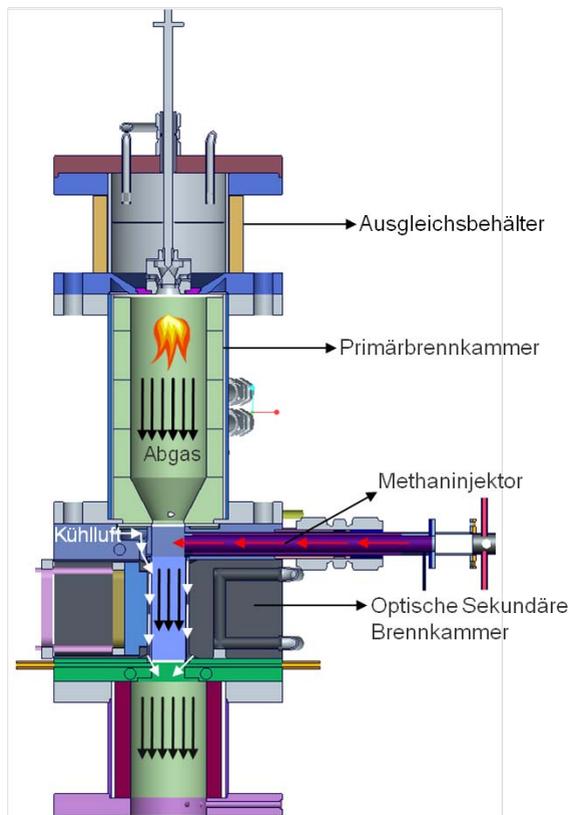
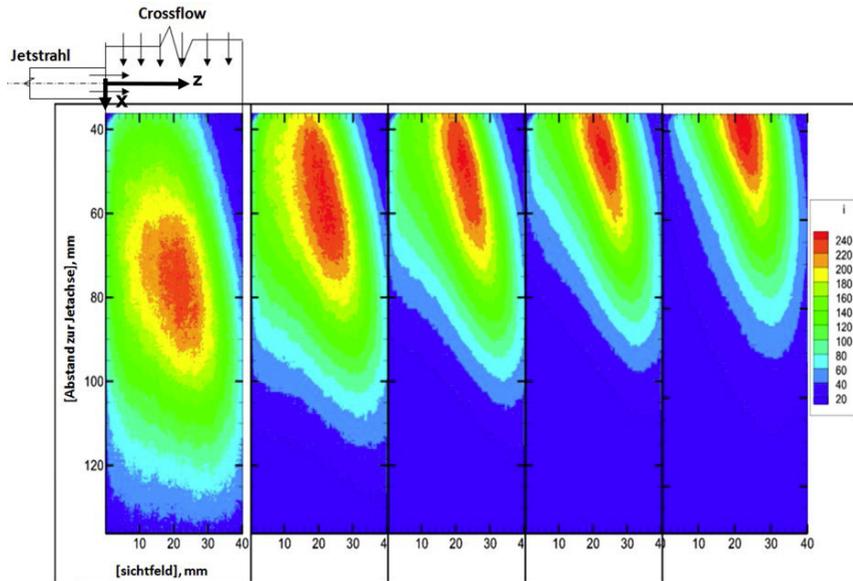


Abbildung 6: Darstellung der optischen Brennkammer

### 5.2.2 Diskussion der Ergebnisse

#### Variation der Strahlstöchiometrie

Abbildung 7 zeigt die erhaltenen gemittelten Chemilumineszenzbilder, die an der optischen Kammer mit Hilfe des  $\text{OH}^*$ -Filters aufgenommen wurden. Die Brennstoffzahl des eingedüsten Luft-Methan Gemisches nimmt in der Abbildung 3 von links nach rechts von 0,53 auf 1,03 zu. Die globale Brennstoffzahl (primäre und sekundäre Stufe) befand sich in den Versuchen zwischen 0,47 und 0,60. Die in Abb. 7 dargestellten Konturplots zeigen, dass das Maximum der  $\text{OH}^*$ -Chemilumineszenz (Position auf der z-Achse) als die Strahl Eindringtiefe interpretiert werden kann und in diesem Fall die Kanalmitte erreicht, d.h. das Ziel der Auslegung erfüllt.



**Abbildung 7: Konturplots von OH\* bei wechselnder Brennstoffzahl**

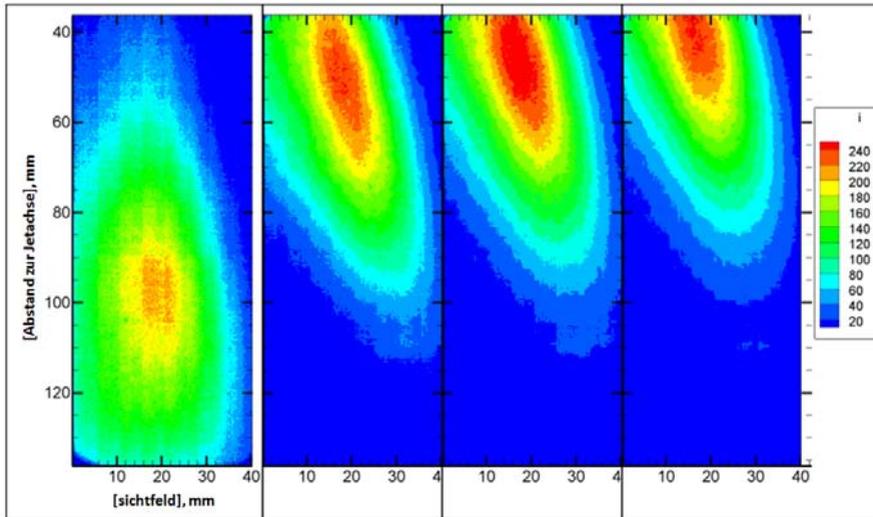
- Brennkammerdruck  $p = 5 \text{ bar}$
- $T_{PS} = 1762 \text{ K}$
- Strahltemperatur  $T_{st} = 635 \text{ K}$
- Impulsverhältnis  $R: 2,2$

Darüber hinaus verdeutlichen die Konturplots, dass mit der Zunahme der Brennstoffzahl der axiale Abstand der Flamme zur Jeteinblende verringert wird. Grundsätzlich kommen zwei Arten der Flammenstabilisierung für diesen Fall in Frage: Flammenstabilisierung durch das Gleichgewicht zwischen Strömungs- und Brenngeschwindigkeit oder durch Selbstzündung des Brennstoffgemisches. Da es sich im untersuchten Fall um eine turbulente Flamme handelt, muss man die Abhängigkeit der turbulenten Brenngeschwindigkeit von der Stöchiometrie in Betracht ziehen. Es ist bekannt, dass die turbulente von der laminaren Brenngeschwindigkeit linear abhängt, die ihrerseits eine starke Abhängigkeit von der Stöchiometrie aufweist. Im Gegensatz dazu weist die Zündverzugszeit keine starke Abhängigkeit von der Stöchiometrie ab. Die starke Abhängigkeit des axialen Abstandes des Maximums der OH\*-Chemilumineszenz weist darauf hin, dass bei den untersuchten Bedingungen das Gleichgewicht zwischen Strömungs- und Brenngeschwindigkeit als Erklärung des Phänomens in Frage kommt.

### Variation des Brennkammerdrucks

Die in Abb. 8 dargestellten Konturplots der OH\*-Chemilumineszenz zeigen, dass sich auch bei Druckerhöhung der axiale Abstand der Flamme vom Strahlaustritt verringert. Die theoretischen Untersuchungen innerhalb des Projektes BW L 44GV zeigen, dass auch in diesem Fall die Verkürzung der Zündverzugszeit mit steigendem Druck die große Ände-

rung in der Flammenposition nicht erklären kann. Als eine mögliche Erklärung erscheint in diesem Fall die Erhöhung des Streckungseinflusses auf die laminare Brenngeschwindigkeit mit steigendem Druck. Da diese Erkenntnisse relativ neu sind, bedarf es hier weiteren Grundlagenuntersuchungen bei Experimenten, in denen der Einfluss des Druckes auf die turbulente Brenngeschwindigkeit bei gezielter Variation der Turbulenz ermittelt werden kann.



**Abbildung 8: Konturplots von OH\* bei wechselndem Druck**

- Strahlbrennstoffzahl:  $\Phi = 1,03$
- $T_{PS} = 1770 \text{ K}$
- Strahltemperatur  $T_{St} = 293 \text{ K}$
- Impulsverhältnis  $R: 1,1$

### 5.3 Zusammenfassung und Ausblick

Innerhalb des aktuellen Projektes wurde die abgehobene Flamme bei erhöhtem Druck untersucht. Das dafür gewählte Konzept war die zweistufige Verbrennungsführung. Obwohl die erste Konfiguration bezüglich der Mischung Mängel zeigte, waren die ermittelten  $\text{NO}_x$ -Emissionen sehr niedrig. Das aufgrund der Ergebnisse der ersten Auslegung modifizierte Design zeigte, dass die Strahleindringtiefe den durch die Auslegung angestrebten Wert erreichte.

Die Ergebnisse in der optischen Brennkammer zeigten, dass für den untersuchten Betriebsbereich der Flammenstabilisierungsmechanismus das Gleichgewicht zwischen Strömungs- und Brenngeschwindigkeit ist, wobei die Druckabhängigkeit der Position der Reaktionszone nicht in voller Zufriedenheit erklärt werden konnte. Um diese Abhängigkeit weiter zu untersuchen, sollten Grundlagenexperimente definiert werden, in denen man gezielt die Druckabhängigkeit der turbulenten Brenngeschwindigkeit ermitteln kann. Darüber hinaus kann sich bei noch höheren Drücken (ab ca. 10 bar) und Temperaturen der

Stabilitätsmechanismus ändern und dementsprechend kann sich dann die Position der Flamme nach Maßgabe der Zündverzugszeit einstellen. Dies bedeutet, dass noch weitere Untersuchungen auf diesem Gebiet erforderlich sind, um die Grenzen des Verbrennungskonzeptes zu ermitteln. Durch das KW21 Projekt wurde im EBI eine Infrastruktur geschaffen, um weitere Untersuchungen auf diesem Gebiet durchzuführen.

## **6 Wesentliche terminliche und inhaltliche Abweichungen zum Projektantrag**

Ursprünglich war es geplant für die optischen Untersuchungen Schlieren Optik einzusetzen. Da die Schlieren Optik nicht die Reaktionszone abbildet sondern die Dichtegradienten, erfolgte abweichend zum Antrag die Erfassung von OH\* und CH\* Chemilumineszenz, um die Reaktionszone zu erfassen.

Die wesentliche Abweichung zum Antrag besteht in der nicht durchgeführten Bestimmung der Emissionen für die zweite Konfiguration, die optisch untersucht wurde. Der Grund dafür lag in einem Fehler bei der Fertigung der isolierten Brennkammer, die für die Abgasuntersuchungen verwendet werden sollte. Aufgrund des Fertigungsfehlers kam es zu einem Schaden während der Versuche. Die erneute Fertigung der Brennkammer konnte nicht in der beantragten Projektzeit abgeschlossen werden. Die Versuche werden im nächsten Jahr stattfinden. Die daraus entstandenen zusätzlichen Kosten trägt das Institut.

## **7 Publikationen und Patente**

### **7.1 Im Rahmen des Projektes entstandene Publikationen**

#### **7.1.1 Begutachtete Publikationen**

- [1] Prathap, C., Galeazzo, F. C. C., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Beck, C., Krebs, W., Wegner, B., Analysis of NOX Formation in an Axially Staged Combustion System at Elevated Pressure Conditions. Proceedings of ASME Turbo Expo 2011 (2011), ASME, Paper number GT2011-45239
- [2] Prathap, C., Galeazzo, F.C.C., Kasabov, P., Habisreuther, P., Zarzalis, N, Beck, C, Krebs, W, Wegner, B., Analysis of NOX formation in an axially staged combustion system at elevated pressure conditions. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power (2012), Vol. 134, S. 031507-1-8
- [3] Galeazzo, F. C. C., Prathap, C., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Beck, C., Krebs, W., Wegner, B., Investigation of a Flame Anchored in Crossflow Stream of Vitiated Air at Elevated Pressures (2012). Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69632.
- [4] Galeazzo, F. C. C., Donnert, G., Cárdenas, C., Sedlmaier, J., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Beck, C., Krebs, W. (2013), Computational Modeling of Turbulent Mixing in a Jet in Crossflow, Int. J. Heat Fluid Flow, 41, p. 55-65

### **7.1.2 Nicht-begutachtete Publikationen**

- [5] Galeazzo, F. C. C., Prathap, C., Kern, M., Habisreuther, P., Zarzalis, N., Beck, C., Investigations of an axially staged combustion system at elevated pressure conditions (2011). 25. Deutscher Flammentag, Karlsruhe, S. 265-270.

### **7.2 Gemeinsame Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte**

Im Rahmen des Projektes KW21 sind keine Publikationen zweier oder mehrerer KW21 Teilprojekte entstanden.

### **7.3 Weitere Publikationen**

Im Rahmen des Projektes KW21 sind keine weiteren Publikationen entstanden.

### **7.4 Im Rahmen des Projektes entstandene Patente**

Patente sind im Rahmen dieses KW21 Teilprojektes nicht entstanden.

## **8 Ausbildung des wissenschaftlichen Nachwuchses**

### **8.1 Studentische Mitarbeiter**

- C. Bedoya: Unterstützung beim Messungen in der Hochdruckanlage  
Student des Master-Studienprogramms „Utilites&Waste“
- R. Islam: Unterstützung beim Messungen in der Hochdruckanlage  
Student des Master-Studienprogramms „Utilites&Waste“

### **8.2 Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten**

Im Rahmen des Projektes KW21 sind keine Studien-, Semester- und Bachelorarbeiten entstanden.

### **8.3 Diplom- und Masterarbeiten**

- A. Farmandeh, Experimentelle Untersuchung der Zwischenüberhitzung und Quench-Effekte bei Gasturbinen unter realistischen thermodynamischen Bedingungen

### **8.4 Promotionen**

- F. C. C. Galeazzo, Simulation of Turbulent Flows with and without Combustion with Emphasis on the Impact of Coherent Structures on the Turbulent Mixing, wird im Jahr 2014 eingereicht und geprüft.

## 8.5 Post-Doc

P. Chockalingam (Ph.D) führte in eigener Verantwortung die experimentellen Arbeiten durch. Das Wissen, das er sich während dieser Zeit aneignete und die Veröffentlichungen, die er tätigte, halfen ihm entscheidend bei seinem Werdegang. Dr. Prathap hat am 15.01.2013 eine Stelle als Assistant Professor am Indian Institute of Space Science and Technology, Trivandrum, India angenommen.

## 9 Weitere Drittmittel zum Projektthema

### 9.1 Angaben, ob weitere Drittmittel zum Projektthema eingeworben wurden, insbesondere aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen des Bundes und der EU

Im Rahmen des Projektes KW21 wurden keine weiteren Drittmittel eingeworben.

### 9.2 Geplante Antragsstellung bzw. künftige Förderung aus kraftwerksrelevanten Forschungsprogrammen von Bund, EU etc. sowie allgemeinen Förderprogrammen (z.B. DFG)

Das innerhalb von KW21 entstandene „Know How“ und die Infrastruktur waren entscheidend bei der Beantragung eines Projektes innerhalb der BMWi Ausschreibung zur Entwicklung von Verbrennungstechnologien für klimaschonende Energieerzeugung.

## A Anhang mit den Adressen der beteiligten Projektpartner

### Akademische Partner:

#### Bayern Innovativ

Gesellschaft für Innovation und  
Wissenstransfer mbH  
Gewerbemuseumsplatz 2  
90403 Nürnberg  
<http://www.bayern-innovativ.de/>

#### BayFOR

**Bayerische Forschungsallianz GmbH**  
Prinzregentenstr. 52  
80538 München  
[www.bayfor.org](http://www.bayfor.org)

#### Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.

Institut für Verbrennungstechnik  
Pfaffenwaldring 38-40  
70569 Stuttgart  
[www.dlr.de/vt](http://www.dlr.de/vt)  
Kontakt: Prof. Dr.-Ing. Manfred Aigner

#### Forschungsstelle für Energiewirtschaft e.V.

Am Blütenanger 71  
80995 München  
[www.ffe.de](http://www.ffe.de)  
Kontakt:  
Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Mauch  
Prof. Dr.-Ing. Ulrich Wagner

#### Karlsruher Institut für Technologie

Engler-Bunte-Institut  
Lehrstuhl für Verbrennungstechnik  
Engler-Bunte-Ring 1  
76131 Karlsruhe  
<http://vbt.ebi.kit.edu/>  
Kontakt: Prof. Dr.-Ing. Nikolaos Zarzalís

#### Karlsruher Institut für Technologie

Institut für Thermische Strömungsmaschinen  
Kaiserstraße 12  
76131 Karlsruhe  
[www.its.kit.edu](http://www.its.kit.edu)  
Kontakt: Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer

#### Technische Universität München

Lehrstuhl für Energiesysteme  
Boltzmannstraße 15  
85748 Garching  
[www.es.mw.tum.de](http://www.es.mw.tum.de)  
Kontakt: Prof. Dr.-Ing. Hartmut Spliethoff

#### Technische Universität München

Lehrstuhl für Energiewirtschaft-  
und Anwendungstechnik  
Arcisstraße 21  
80333 München  
[www.ewk.ei.tum.de](http://www.ewk.ei.tum.de)  
Kontakt:  
Prof. Dr.-Ing. Thomas Hamacher  
Prof. Dr.-Ing. Ulrich Wagner

#### Technische Universität München

Lehrstuhl für Flugantriebe  
Boltzmannstraße 15  
85748 Garching  
[www.lfa.mw.tum.de](http://www.lfa.mw.tum.de)  
Kontakt:  
Dr.-Ing. Andreas Hupfer  
Prof. Dr.-Ing. Oskar J. Haidn

#### Technische Universität München

Lehrstuhl für Fluidmechanik  
Boltzmannstraße 15  
85748 Garching  
[www.lhm.mw.tu-muenchen.de](http://www.lhm.mw.tu-muenchen.de)  
Kontakt:  
Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Rudolf Schilling

#### Technische Universität München

Lehrstuhl für Thermodynamik  
Boltzmannstraße 15  
85748 Garching bei München  
[www.td.mw.tum.de](http://www.td.mw.tum.de)  
Kontakt:  
Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer  
Prof. Wolfgang Polifke, Ph.D.

**Universität Bayreuth**

Lehrstuhl Metallische Werkstoffe  
 Lehrstuhl Keramische Werkstoffe  
 Ludwig-Thoma-Straße 36 b  
 95440 Bayreuth  
[www.metalle.uni-bayreuth.de](http://www.metalle.uni-bayreuth.de)  
 Kontakt: Prof. Dr.-Ing. Uwe Glatzel

**Universität Erlangen-Nürnberg**

Lehrstuhl für Technische Thermodynamik  
 Am Weichselgarten 8  
 91058 Erlangen-Tennenlohe  
[www.ltt.uni-erlangen.de](http://www.ltt.uni-erlangen.de)  
 Kontakt: Prof. Dr.-Ing. Alfred Leipertz

**Universität Erlangen-Nürnberg**

Lehrstuhl für Werkstoffkunde und  
 Technologie der Metalle  
 Martensstr. 5  
 91058 Erlangen  
[www.wtm.uni-erlangen.de](http://www.wtm.uni-erlangen.de)  
 Kontakt: Prof. Dr.-Ing. Robert F. Singer

**Universität Stuttgart**

Institut für Energiewirtschaft und  
 rationelle Energieanwendung (IER)  
 Heßbrühlstrasse 49a  
 70565 Stuttgart  
[www.ier.uni-stuttgart.de](http://www.ier.uni-stuttgart.de)  
 Kontakt: Prof. Dr.-Ing. Alfred Voß

**Universität Stuttgart**

Institut für Feuerungs- und  
 Kraftwerkstechnik (IFK)  
 Pfaffenwaldring 23  
 70569 Stuttgart  
[www.ifk.uni-stuttgart.de](http://www.ifk.uni-stuttgart.de)  
 Kontakt:  
 Prof. Dr. techn. Günter Scheffknecht  
 Prof. PD Dr.-Ing. Uwe Schnell

**Universität Stuttgart**

Institut für Luftfahrtantriebe (ILA)  
 Pfaffenwaldring 6  
 70569 Stuttgart  
[www.ila.uni-stuttgart.de](http://www.ila.uni-stuttgart.de)  
 Kontakt: Prof. Dr.-Ing. Stephan Staudacher

**Universität Stuttgart**

Institut für Thermische Strömungsmaschinen  
 und Maschinenlaboratorium (ITSM)  
 Pfaffenwaldring 6  
 70569 Stuttgart  
[www.itsm.uni-stuttgart.de](http://www.itsm.uni-stuttgart.de)  
 Kontakt: Dr.-Ing. Jürgen F. Mayer

**Universität Stuttgart**

Institut für Thermodynamik der Luft-  
 und Raumfahrt (ITLR)  
 Pfaffenwaldring 31  
 70569 Stuttgart  
[www.uni-stuttgart.de/itlr](http://www.uni-stuttgart.de/itlr)  
 Kontakt: Prof. Dr.-Ing. Jens von Wolfersdorf

**Universität Stuttgart**

Staatliche Materialprüfungsanstalt (MPA)  
 Pfaffenwaldring 32  
 70569 Stuttgart  
[www.mpa.uni-stuttgart.de](http://www.mpa.uni-stuttgart.de)  
 Kontakt: Prof. Dr.-Ing. Karl Maile

**Partner aus der Industrie:**
**ALSTOM Power GmbH**

Boveristrasse 22  
68309 Mannheim  
[www.alstom.com/germany/de](http://www.alstom.com/germany/de)  
Kontakt: Dipl.-Ing. Armin Schimkat

**Clariant SE**

Am Unisyspark 1  
65843 Sulzbach am Taunus  
[www.clariant.de](http://www.clariant.de)  
Kontakt: Dr. Daniel Decker

**E.ON SE**

E.ON-Platz 1  
40479 Düsseldorf  
[www.eon.com](http://www.eon.com)  
Kontakt: Owe Jönsson

**EnBW Erneuerbare und  
Konventionelle Erzeugung AG**

Schelmenwasenstraße 15  
70567 Stuttgart  
[www.enbw.com](http://www.enbw.com)  
Kontakt: Dr.-Ing. Martin Käß

**Esytech Energy- und  
Systemtechnik GmbH**

Am Weichselgarten 6  
91058 Erlangen  
[www.esytec.de](http://www.esytec.de)  
Kontakt: Dr.-Ing. Roland Sommer

**MAN Diesel & Turbo SE**

Steinbrinkstraße 1  
46145 Oberhausen  
[www.mandieselturbo.de](http://www.mandieselturbo.de)  
Kontakt:  
Dr.-Ing. Volker Caspary  
Dipl. Johannes Greving

**Martin GmbH für Umwelt- und  
Energietechnik**

Leopoldstraße 248  
80807 München  
[www.martingmbh.de](http://www.martingmbh.de)  
Kontakt: Dr. Oliver Gohlke

**MTU Aero Engines GmbH**

Dachauer Str. 665  
80995 München  
[www.mtu.de](http://www.mtu.de)  
Kontakt: Dipl.-Ing. Heinz Knittel

**Siemens AG**

Mellinghofer Str. 55  
45473 Mülheim an der Ruhr  
[www.siemens.com](http://www.siemens.com)  
Kontakt: Dr.-Ing. Dirk Goldschmidt

**voestalpine Böhler Welding  
Germany GmbH  
(ehemals UTP Schweißmaterial GmbH)**

Elsässer Straße 10  
79189 Bad Krotzingen  
[www.voestalpine.com/welding/germany](http://www.voestalpine.com/welding/germany)  
Kontakt: Josef Heinemann

**Voith Hydro GmbH & Co. KG**

Alexanderstraße 11  
89510 Heidenheim  
[www.voith.de](http://www.voith.de)  
Kontakt: Dr. Thomas Aschenbrenner