

**Reprint of a Survey Paper
presented at the
4th International Heat Transfer Conference
Versailles, September 1970**

This reprint is taken from Volume IX of the Conference Proceedings. The full set (8 volumes containing 350 papers and two volumes containing the lectures of rapporteurs and the discussions) may be obtained under the book title "Heat Transfer 1970" from

Elsevier Publishing Company,
Reader Service
P.O.Box 211
Amsterdam / Netherlands

NATURAL CONVECTION 4 (incl. Rotating Bodies)

J. Straub
Technische Universität München
Germany

In der 4. Sitzung über natürliche Konvektion können zunächst drei Arbeiten besprochen werden, die den Wärmeübergang an rotierenden Körpern untersuchen. Die Strömung wird in diesen Fällen nicht allein durch den thermischen Auftrieb, sondern auch durch die Zentrifugal- und Corioliskräfte bestimmt. Die Bedeutung, die dieses Gebiet gerade in den letzten Jahren erlangt hat, mag daraus ersichtlich sein, daß auf den Konferenzen in Boulder (1961) und Chicago (1966) keine ähnliche Arbeit vorlag und die Anzahl der Publikationen auf diesem Gebiet in den letzten Jahren stark angestiegen sind. Die natürliche Konvektion bei rotierenden Körpern ist für viele Gebiete von Interesse, hierfür mögen einige Stichworte genügen: Meteorologie, Ozeanologie, Satellitentechnik und viele technische Teilvorgänge.

Paper NC 4.1

THE INFLUENCE OF ROTATION ON NATURAL CONVECTION IN HORIZONTAL LIQUID LAYERS.

Ivan Catton, University of California, Los Angeles, USA.

Die erste Arbeit, die aus diesem Bereich besprochen werden soll, ist von Ivan Catton. Er behandelt theoretisch den Wärmeübergang in einer horizontalen Flüssigkeitsschicht, die von unten durch eine beheizte und oben durch eine gekühlte Wand abgeschlossen ist. Wenn dieses System in Ruhe ist, hat man das klassische Bénard-Problem. Bei Rotation wird durch die Zentrifugal- und Corioliskräfte die Strömung und damit der Wärmeübergang beeinflusst. Mit der Kontinuitätsgleichung, den Navier-Stokesschen Gleichungen und der Energiegleichung läßt sich das Strömungs- und Temperaturfeld berechnen. Der Autor benützte zur Lösung den Störungsansatz, wobei er in der Bewegungsgleichung die Zentrifugal- und Corioliskräfte berücksichtigt. Durch Vernachlässigung der Glieder zweiter Ordnung werden die Gleichungen linearisiert und damit wird das Stabilitätsproblem lösbar.

Dafür verwendet der Autor die Variationsnäherung, wie sie bei Chandrasekhar [1] zu finden ist. Dieser gibt die ersten beiden charakteristischen Rayleigh-Zahlen an, bei denen die durch die Erwärmung erzeugte Instabilität in eine konvektive Strömung umschlägt. Da die ersten beiden Ra-Zahlen für dieses Problem nicht ausreichen, erweitert der Autor die Lösung auf die ersten 10 charakteristischen Ra-Zahlen und erhält diese als Funktion der Taylor-Zahl und der Wellenlänge (mode) der Störbewegung, Fig. 2. Das Wärmeübergangsproblem wurde nach der

Integralmethode gelöst, das erstmals von Malkus und Veronis [2] für die von unten beheizte Flüssigkeitsschicht benützt wurde. Die Koppelung der beiden Ergebnisse führt schließlich zur gewünschten Beziehung zwischen der Nusselt-, der Rayleigh- und der Taylor-Zahl, $Nu = N_u(Ra, Ta)$, Fig. 4.

Die numerischen Ergebnisse der Lösung vergleicht der Autor mit den Experimenten von Rossby [3]. Dieser hat den Wärmeübergang in horizontalen Flüssigkeitsschichten mit und ohne Rotation an Wasser, Siliconöl und Quecksilber untersucht. Die Übereinstimmung ist sehr gut, wie es aus Fig. 5 hervorgeht. Auf zwei Beobachtungen weist der Autor hin: die gemessenen Nu-Zahlen sind bei höheren Ra- und Ta-Zahlen ($Ra \approx 10^5$, $Ta \approx 10^4$) größer als die theoretisch bestimmten, und zweitens steigt bei höheren Ra-Zahlen ($\sim 10^6$) die Nu-Zahl mit steigender Ta-Zahl an, fällt aber bei $Ta > 10^5$ unter den Wert bei $Ta = 0$. Dies kann aus dem Bild, das ich aus den Ergebnissen angefertigt habe, vielleicht noch eindeutiger erkannt werden. Man sieht, daß der Anstieg der Nu-Zahl auch im Experiment sogar noch verstärkt gefunden wurde. Bei kleiner Ra-Zahl (10^4) wurde eine starke Abnahme des Wärmeübergangs mit zunehmender Ta-Zahl theoretisch und experimentell gefunden.

Der Autor vergleicht sein Ergebnis auch mit dem von Veronis [4]. Dieser hat in seiner Lösung alle nicht linearen Terme berücksichtigt, die in dieser Arbeit vernachlässigt wurden. Veronis erhielt größere Nu-Zahlen, obwohl durch die Vernachlässigung der Trägheitsterme es gerade umgekehrt sein müßte. Der Autor konnte hierfür bisher keine Erklärung finden. Es ist auch ungeklärt, warum die von ihm benützte Integralmethode für den Fall $Ta = 0$ bessere Resultate bringt als exaktere Lösungsansätze von anderen Autoren. Diese Frage sollte noch eingehend untersucht werden.

Paper NC 4.2

AN EXACT SOLUTION FOR THE COMBINED FREE AND FORCED CONVECTION IN FLOWS DUE TO ROTATING DISKS.

K. H. Luk, Indiana Institute of Technology, Fort Wayne, Ind., USA,
Knox Millsaps, Colorado State University, Fort Collins, Col., USA,
Karl Pohlhausen, Gainesville, Florida, USA.

Die Arbeit von Luk, Millsaps und Pohlhausen ist eine konsequente Fortsetzung einer klassischen Arbeit von Theodore Kármán [5]. Kármán entdeckte 1921 eine exacte Lösung der vollständigen Navier-Stokesschen Gleichungen für die stationäre laminare Strömung eines inkompressiblen Fluids, dessen Bewegung durch die gleichförmige Rotation einer unendlich großen Scheibe in einem unendlich ausgedehnten Medium hervorgerufen wird. Diese Kármánsche Lösung zugrundeliegend, zeigten Millsaps und Pohlhausen [6] 1952, daß man für das gleiche physikalische Problem auch die angekoppelte vollständige Energiegleichung für den Wärmeübergang bei erzwungener Konvektion exakt lösen kann.

In der hier vorliegenden Arbeit wird nun gezeigt, daß der Wärmeübergang für dieses Problem auch bei kombinierter freier und erzwungener Konvektion exakt lösbar ist, wenn die Auftriebskräfte in der Bewegungsgleichung berücksichtigt werden. Die fünf partiellen Differentialgleichungen - die Kontinuitätsgleichung, die drei Bewegungsgleichungen und die Energiegleichung - lassen sich durch geeignete Transformationen in einen Satz von sieben gewöhnlichen Differentialgleichungen umformen; hierfür ist ein besonderer Ansatz für den Druck nötig. Als bemerkenswert erwähnen die Autoren, daß durch den Einfluß der freien Konvektion die Geschwindigkeitskomponenten oszillieren, wenn sie sich ihrem asymptotischen Wert nähern. Dies tritt auch dann auf, wenn die Auftriebsströmung nur durch die Dissipation verursacht wird.

Das Gleichungssystem wurde mit dem Runge-Kutta-Verfahren gelöst. Die Funktionen für die Geschwindigkeiten und Temperaturen sind in den Figuren 1 bis 6 angegeben. Für die Prandtl-Zahl wurde der konstante Wert 4 gewählt, der etwa dem Wert für Wasser bei 40 °C entspricht. In der hier verwendeten modifizierten Grashof-Zahl \mathcal{G} fehlt die treibende Temperaturdifferenz. $\mathcal{G} = 0$ bedeutet, daß die Winkelgeschwindigkeit ω sehr groß ist und dadurch Auftriebskräfte vernachlässigbar klein werden. $\mathcal{G} = 0,01$ entspricht einer sehr kleinen Winkelgeschwindigkeit für Wasser etwa $10^{-14} \text{ sec}^{-1}$, (Luft $\sim 10^{-10}$), vergleichsweise ist die Winkelgeschwindigkeit der Erde etwa 10^{-5} sec^{-1} . Das bedeutet, daß hier die Rotation praktisch keine Rolle mehr spielt und über der beheizten unendlichen Platte nur noch freie Konvektion herrscht. Bekanntlich wird hier eine etwa zellenartige Strömung entstehen. Ich glaube, daß die angegebene Lösung bei so kleinem ω physikalisch nicht mehr gültig sein kann und möchte die Autoren fragen, ob sie darüber eine Abschätzung gemacht haben.

Paper NC 4.3

COMBINED FREE AND FORCED CONVECTION FROM HORIZONTAL SLOWLY ROTATING DISCS.

Zeev Rotem and Lutz Claassen, Department of Mechanical Engineering, University of British Columbia, Vancouver 8, B. C., Canada.

Zeev Rotem und Lutz Claassen untersuchten den Wärmeübergang über einer horizontalen, langsam rotierenden Scheibe. Diese Arbeit hat somit Ähnlichkeit mit der vorher behandelten (NC 4.2). Doch hat die Scheibe einen endlichen Durchmesser und es wird nur der Fall untersucht, wo die freie Konvektion vorherrschend ist. Einen Vergleich hat die folgende Skizze zeigen: Im oberen Teil des Bildes ist eine unendliche Scheibe dargestellt. Wenn die Scheibe nicht rotiert, d.h. $\omega = 0$, und beheizt wird, stellt sich eine großräumige Zellströmung ein. Erst ab einer bestimmten Winkelgeschwindigkeit wird sich eine stabile Strömung einstellen, wie sie im linken Teil des Bildes zu sehen ist.

Dies erklärt auch meine vorher aufgeworfene Frage. Im unteren Teil des Bildes haben wir den Fall der Scheibe mit endlichem Durchmesser. Bei nicht rotierender beheizter Scheibe, linker Teil des Bildes, erfolgt die Zuströmung vom Rande her und die Abströmung schlauchartig in der Mitte. Der Umknickpunkt von der laminaren radialen Zuströmung zur vertikalen Abströmung ist instabil. Er kann aus der laminaren Geschwindigkeitstheorie nicht bestimmt werden. Die Autoren haben diesen Punkt experimentell durch Schlierenaufnahmen bestimmt und fanden, daß bei ruhender Scheibe er etwa bei $Gr_x \sim 10^6$ auftritt, wobei für die Gr-Zahl der Randabstand der Scheibe zum Umschlagpunkt gewählt wurde. Bei langsam rotierender Scheibe verschiebt sich der Umschlagpunkt und tritt bei einem Verhältnis $Re/Gr^{2/5} \sim 10$ auf. Bei hoher Drehzahl ab einer bestimmten Winkelgeschwindigkeit wird sich schließlich das Strömungsfeld umkehren, die durch die Rotation erzwungene Strömung überwiegen und in die Strömung übergehen, wie sie vorher bei der unendlichen Scheibe behandelt wurde. In der hier vorliegenden Arbeit geben die Autoren die theoretische Lösung für die laminare radiale Zuströmung mit und ohne Rotation an und finden hierfür eine bisher wahrscheinlich unbekannte Ähnlichkeitslösung. Von der dimensionslosen Grenzschichtgleichung ausgehend erhalten sie in Verbindung mit der Energiegleichung nach der offensichtlich einzig möglichen Ähnlichkeitstransformation einen Satz von vier gewöhnlichen, simultanen Differentialgleichungen. Die numerische Integration erfolgte für zwei Verhältnisse, $Re/Gr^{2/5} = b$, wobei $b = 0$ den Fall der freien Konvektion ohne Rotation bedeutet; $b = 9$ entspricht einer Strömung bei Rotation, kurz bevor sie umschlägt. (Fig. 1 und 2). Die experimentellen Ergebnisse des Zusammenbruchs der laminaren Zuströmung sind in Fig. 3 und 4 dargestellt. Bei ruhender Scheibe ist dies bei etwa $Gr \sim 10^6$ erreicht, während bei rotierender Scheibe hierfür das Verhältnis $Re/Gr^{2/5} \sim 10$ maßgebend ist.

Diese Untersuchungen wurden mit der Farbschlieren-Methode gemacht. Der Umschlagpunkt ist bei ruhender Scheibe sehr instabil und daher schlecht, bei rotierender Scheibe offensichtlich besser reproduzierbar. Bei dem Durchmesser der hier untersuchten Scheibe setzt bei etwa 30 U/min Umkehr der Strömung ein. Bei noch höherer Geschwindigkeit wird der Einfluß der freien Konvektion praktisch vernachlässigbar.

Paper NC 4.7

THE INVESTIGATION OF THE HEAT TRANSFER IN THE MASS
FORCE FIELD

L.M. Zysina-Molodjen, R.M. Jablonic, M.P. Poljak, I.B. Uskov, G.M. Tkachenko, The Central Boiler-Turbine Institute named after I.I. Polzunov, Leningrad, USSR.

Die nächste Arbeit von Zysina-Molodjen, Jablonic, Poljak, Uskov und Tkachenko hätte eigentlich in der Sitzung für erzwungene Konvektion behandelt werden müssen. Sie untersuchen den Wärmeübergang unter dem Einfluß von Massenkräften. Bei vielen technischen Problemen werden infolge von Massenkräften einer erzwungenen Hauptströmung Sekundärströmungen überlagert, die durch Gravitations-, Zentrifugal- und Corioliskräfte erzeugt werden und meist makroskopische Wirbelstruktur aufweisen. Bekanntlich können in solchen Fällen alle möglichen Strömungsbereiche von der laminaren bis zur voll ausgebildeten turbulenten Strömung auftreten, wobei der Hauptströmung noch Taylor-Wirbel überlagert sein können. Es ist bekannt, daß der Wärmeübergang von Strömungsformen abhängt. Dies wird hier an drei Beispielen gezeigt:

1. Wärmeübergang im Ringspalt zwischen zwei coaxialen Zylindern mit axialer Hauptströmung und überlagerter Rotationsströmung, die durch die Drehung des inneren Zylinders hervorgerufen wird. Die Sekundärströmung wird hier von der Rotation des inneren Zylinders erzeugt. Für den turbulenten Fall gibt es keine theoretische Lösung des Wärmeübergangs. Es gibt aber eine große Anzahl experimenteller Daten und empirischer Gleichungen für jeden Strömungsbereich. Diese Gleichungen sind aber untereinander oft nicht koizident. Die Autoren zeigen, daß es möglich ist, die turbulenten Strömungsbereiche in einer Gleichung zu erfassen, wobei diese Gleichung mit maximalen Abweichungen von $\pm 20\%$ mit den experimentellen Daten übereinstimmen soll. Der physikalische Mechanismus der Strömung wird durch die Koeffizienten A_1 und A_2 wiedergegeben, wobei der Koeffizient A_1 den Einfluß der axialen Strömung, der Koeffizient A_2 den Einfluß der Wirbelbewegung auf den Wärmeübergang wiedergibt. Diese Gleichung befriedigt auch die beiden Grenzfälle: Axialströmung ohne Rotation und Rotation ohne Axialströmung.

2. Im zweiten Beispiel wird bei Untersuchungen an einem rechteckigen Schlitzkanal gezeigt, wie der Wärmeübergang bei erzwungener Strömung durch die freie Konvektion beeinflusst wird. Je nach oberer oder unterer Lage der wärmeabgebenden oder -aufnehmenden Wand wird der Wärmeübergang mehr oder weniger intensiviert, Fig. 3. Für die Re-Zahl wurde ein Exponent von 1.1 gefunden; dieser Wert ist typisch für den laminaren-turbulenten Übergangsbereich.

3. Als drittes Beispiel wird die Strömung und der Wärmeübergang im geschlossenen Thermosiphon, der um seine Achse rotiert, untersucht. Ersetzt man in der Gr-Zahl die Erdbeschleunigung g durch die Zentripetalbeschleunigung j , dann kann der Wärmeübergang mit den bekannten Gleichungen behandelt werden, Fig. 7. Zwei Strömungsbereiche konnten hier gefunden werden, die verschiedenen Wärmeübergangsgleichungen unterliegen. Im mittleren Teil zwischen der beheizten und gekühlten Zone, sind die Gesetze der freien Konvektion gültig. In den beheizten und gekühlten Bereichen ist der Wärmeübergang höher, etwa entsprechend der laminaren Strömung mit Taylor-Wirbeln.

An den drei Beispielen zeigen die Autoren den Einfluß von Sekundärströmungen auf den Wärmeübergang. Sie konnten teilweise durch Schlieren- und Strömungsaufnahmen die Ergebnisse der Wärmeübergangsmessung bestätigen.

Paper NC 4.5

TURBULENTE FREIE KONVEKTION IN EINER HORIZONTALEN FLÜSSIGKEITSSCHICHT MIT VOLUMEN-WÄRMEQUELLE

Heinrich E. Fiedler und R. Wille, Hermann-Föttinger-Institut, Technische Universität Berlin.

Von H. Fiedler und R. Wille wird die turbulente freie Konvektion in einer horizontalen Flüssigkeitsschicht mit Volumen-Wärmequelle experimentell und theoretisch untersucht. Die Flüssigkeit ist durch eine untere adiabate und eine obere wärmeabführende Wand begrenzt. Es wurde eine schwache Salzlösung verwendet, die elektrolytisch beheizt werden konnte. Für den integralen Wärmeübergang finden sie eine ähnliche Nu-Ra-Beziehung, wie sie bei Bodenheizung bekannt ist. Der Wärmeübergang bei Volumenheizung ist um einen Faktor 1,26 größer wie bei der Bodenheizung. In erster Linie wurde hier aber die turbulente Konvektionsströmung untersucht. Mit einer Thermoelementsonde wurde die mittlere Temperatur und die zeitliche Temperaturschwankung und mit einer Strömungssonde die vertikale Schwankungskomponente der Geschwindigkeit als Funktion der Höhe und der Ra-Zahl gemessen. Um zu einer Modellvorstellung und damit zu einer analytischen Beschreibung des Konvektionsvorganges zu gelangen, wurde die Konvektionsbewegung mit einer schlierenoptischen Einrichtung sichtbar gemacht. Die Konvektion wird im wesentlichen durch eine großräumige Wirbelstruktur beherrscht, der eine turbulente Feinbewegung überlagert ist. Im wandnächsten Bereich herrscht reine Wärmeleitung vor, nicht etwa turbulente Diffusion, wie sie bei der Mischungsweghypothese vorausgesetzt wird. In einiger Entfernung von der Wand existiert ein intermittierender Bereich, in dem der Wärmetransport teils durch Leitung, teils durch Konvektion geschieht. In größerer Entfernung von der Wand, d. h. im Bereich der Wirbel, herrscht die Konvektion vor. Mit der Annahme, daß diese einzelnen Bereiche durch ein statistisches Verteilungsgesetz miteinander

gekoppelt sind, konnten die Abhängigkeit der mittleren Temperatur und der Temperaturschwankungsintensität über der Gefäßhöhe als Funktion der Ra-Zahl hergeleitet werden. Die numerische Auswertung dieser Gleichungen stimmt bei der mittleren Temperatur gut mit den experimentellen Werten überein, Bild 6. Im Falle der Temperaturschwankung sind die gemessenen Werte kleiner, Bild 7. Dies wird so erklärt, daß nur zeitliche nicht aber eine örtliche Mittelung über die horizontale Fläche vorgenommen werden konnte.

Bei der Kürze der Darstellung ist nur schwer ersichtlich, wie die Gleichungen für die mittlere Temperatur und die Temperaturschwankung zustande kamen und welchen Einfluß die Verteilungsfunktion auf das Ergebnis hat. Für den Wärmeübergang bei turbulenter Strömung können wir praktisch nur auf empirische Beziehungen zurückgreifen, so ist das Detailstudium des turbulenten Austausches, wie es hier vorgenommen wurde, besonders wichtig.

Paper NC 4, 4

THE HEATING OF HIGH VISCOSITY OILS BY NATURAL CONVECTION

James F. Corpe, C.Eng., M.I.Mech.E., A.M.I.Mar.E.

Die von James Corpe präsentierte Arbeit ist für die technische Anwendung interessant. Es werden die Probleme diskutiert, die beim Erwärmen hochviskoser Öle durch natürliche Konvektion in großräumigen Lagertanks entstehen. Die Anregung zu solchen Untersuchungen ging zu Beginn der 50er Jahre von der britischen Schiffsindustrie aus, da man einmal das hochviskose Öl zur Feuerung in den Schiffen benutzte und zum anderen es auch transportieren mußte. Wegen der hohen Zähigkeit bei tiefer Temperatur müssen diese Öle vor dem Umpumpen erwärmt werden; dafür müssen spezielle Heizungen in den Tankräumen eingebaut werden. Dieses Problem bleibt weiterhin aktuell, wenn das Öl aus Alaska mit Schiffen abtransportiert wird. Neben der Wärmeübertragung spielt wegen der Größe der Tanks die Geometrie und die Anordnung der Heizrohre eine besondere Rolle. Zwei Anordnungen wurden bisher vorwiegend untersucht: die schneckenförmig, vertikal eingebaute Rohrschlange und die gitterförmig horizontal am Boden angeordneten Rohre. Die schneckenförmige Rohrschlange erzeugt nach einer bestimmten Heizperiode beinahe horizontale Temperaturfelder, Fig. 1. Das erwärmte Öl steigt in der Mitte in einem Strang hoch und lagert auf der Oberfläche ab. Eine Durchmischung wird wegen der großen Viskositätsgradienten zwischen heißem und kaltem Öl weitgehend verhindert. Die gitterförmige Rohranordnung am Tankboden führt ebenfalls zu schlauchartigen warmen Aufwärtsströmungen, durch die Verteilung aber über die ganze Tankfläche entstehen keine allzu großen Temperaturunterschiede, Fig. 2. Besonders die Oberflächentemperatur ist nur wenige Grade höher als die mittlere Öltemperatur, dadurch lassen sich größere Wärmeverluste vermeiden.

Wegen der besonderen Eigenschaften dieser Öle wurden auch Wärmeübergangsversuche durchgeführt. Bei kleinen Ra-Zahlen bis etwa 10^5 folgt der Wärmeübergang etwa der Gleichung von McAdams mit dem Exponenten $1/4$ der Ra-Zahl. Ab etwa $Ra = 10^5$ liegen die Versuchswerte höher und lassen sich eher mit der Beziehung $Nu = 0,23 \cdot Ra^{1/3}$ darstellen. Der Exponent $1/3$ tritt bekanntlich bei turbulenter Strömung auf; dies dürfte auch die Ursache für den höheren Wärmeübergang sein. Leider kann die Übereinstimmung dieser Beziehung mit den Versuchsdaten aus der vom Autor angegebenen Fig. 3 nicht erkannt werden. Skipper, Holt and Saunders [7] zeigten auf der 2. International Heat Transfer Conference, daß bis $Ra = 10^5$ die Versuchswerte gut mit der Beziehung von McAdams übereinstimmen. Die Versuchsdaten für $Ra > 10^5$, die damals bekannt waren, liegen zwischen der von McAdams und der hier angegebenen Beziehung. Die Bezeichnung in Fig. 3 ist nicht eindeutig. Die McAdams-Gleichung ist die durchgehende Kurve.

Paper NC 4.6

THE EFFECTS OF ACOUSTIC VIBRATIONS ON THE COOLDOWN TIME OF BODIES IN CRYOGENIC LIQUIDS.

Davis G. Loosle and Russell M. Holdredge, Utah State University, Logan, Utah, USA.

Die Arbeit von D. G. Loosle und R. M. Holdredge ist sicher aus Versehen zur natürlichen Konvektion geraten; sie müßte eigentlich in der Sitzung für film-boiling besprochen werden.

Es wird der Einfluß von akustischen Schwingungen auf die Abkühlzeit von Probekörpern, die mit Umgebungstemperatur in flüssigen Stickstoff getaucht werden, untersucht. An dem Körper tritt sofort Filmsieden auf; denn die Temperaturdifferenz, um in den Filmsiedebereich zu kommen, ist bei Stickstoff von Atmosphärendruck nur 10 K, zum Vergleich bei Helium nur etwa 1 K, hingegen bei Wasser von Atmosphärendruck nahezu 1000 K. So fallen 99% der Abkühlzeit für den in Stickstoff gebrachten Körper in den Bereich des Filmsiedens.

Es ist bekannt, daß der Wärmeübergang an einem solchen Körper durch ein in der Flüssigkeit induziertes Schallfeld erhöht werden kann; den gleichen Effekt erreicht man auch, wenn der Körper bei ungestörter Flüssigkeit mechanisch zur Vibration angeregt wird. In beiden Fällen wird ein oszillierender Geschwindigkeitsvektor zwischen der beheizten Oberfläche und der Flüssigkeit erzeugt, der im Falle des Filmsiedens den Dampffilm um den wärmeabgebenden Körper stellenweise durchbricht.

Es sind eine Reihe von Untersuchungen bekannt, wo durch ein Schallfeld der Wärmeübergang erhöht wird; z. B. wird bei freier Konvektion der Umschlag von laminarer zur turbulenten Konvektion vorzeitig herbeigeführt, oder es wird in Flüssigkeiten durch Kavitation ein höherer Wärmeübergang gemessen.

Die Autoren haben experimentell die verschiedenen Einflüsse eines Schallfeldes auf die Abkühlzeit in flüssigem Stickstoff untersucht. Nach dem sogenannten Buckingham Pi-Theorem hängt die durch Schallwellen reduzierte Abkühlzeit von 6 weiteren Termen ab: dem Schalldruck, der Biot-Zahl, Durchmesser des Schallerzeugers, der Frequenz der Schallwellen und den geometrischen Verhältnissen von Volumen und Fläche des Körpers und der Lage zum Schallerzeuger. Diese Einflüsse werden an Versuchskörpern aus Kupfer, Aluminium, Messing und Stahl untersucht, deren Biot-Zahlen kleiner als 0.01 ist, womit dieser Parameter vernachlässigt werden könnte. Die anderen Parameter wurden dadurch ermittelt, indem jeweils der Einfluß eines Parameter auf die Abkühlzeit untersucht wurde, während alle anderen konstant gehalten wurden, Fig. 2 bis 7. Die aus diesen Ergebnissen aufgestellte Gleichung gilt vermutlich nur im Bereich der hier vorgenommenen Versuche und bis zu ca. 50% Abkühlzeitreduktion. Der Einfluß der Geometrie ist wohl geringer als erwartet, Fig.7. Bei Abkühlversuchen in flüssigem Helium zeigte sich schlechte Übereinstimmung mit der bei Stickstoff ermittelten Gleichung. Die Autoren vermuten, daß die Flüssigkeitseigenschaften -insbesondere die Viskosität- in der Gleichung nicht genügend berücksichtigt sind.

Die Arbeiten, über die ich in dieser Sitzung zu berichten hatte, sind aus so verschiedenen Bereichen, daß es mir nicht geglückt ist, einen geschlossenen Raport daraus zu machen. Um den Autoren gerecht zu werden, habe ich daher versucht, den Extrakt aus den einzelnen Arbeiten herauszufiltrieren, und hoffe, daß mir dies im Einverständnis mit den Autoren und dem Auditorium einigermaßen gelungen ist.

Referenzen.

- [1] S. Chandrasekhar: Hydrodynamic and Hydrodynamic Stability, Oxford at the Clarendon Press, England (1961),
- [2] W. V. R. Malkus and G. Veronis: J. Fluid Mech., 4, 225 (1958),
- [3] H. T. Rossby: Ph. D. thesis, MIT (1966) a. J. Fluid Mech. 36, 309 (1969),
- [4] G. Veronis: J. Fluid Mech. 31, part 1, 113 (1968),
- [5] Th. von Karman: Z. Ang. Math. u. Mech. Vol. I (1921) p. 233,
- [6] K. Millsaps, K. Pohlhausen: Journ. Aero. Sci. Vol. 19 (1952) p. 120,
- [7] R. G. S. Skipper, J. S. C. Holt a. A. O. Saunders: Int. Developments in Heat Transfer, Part V. 1961. ASME,