

TECHNISCHE MECHANIK UND THERMODYNAMIK

MONATLICHE BEIHEFTE ZUR V·D·I - ZEITSCHRIFT

HERAUSGEGEBEN VOM VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE

Schriftleitung: Professor Dr.-Ing. M. JAKOB / VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7

Bd. 1

Berlin, im Februar 1930

Nr. 2

Versuche über die Kondensation von Wasserdampf in Film- und Tropfenform

Von E. SCHMIDT, W. SCHURIG und W. SELLSCHOPP

(Mitteilung aus dem Maschinen-Laboratorium der Technischen Hochschule Danzig)

Untersuchungen des Wärmeübergangs von kondensierendem Dampf an ebene Kupferplatten, deren andere Seite durch einen senkrecht darauf gerichteten freien Wasserstrahl gekühlt wird. Je nach Beschaffenheit der Oberfläche Kondensation in Einzeltropfen oder als zusammenhängender Wasserfilm. — Messungen der Wärmeübergangszahl auf beiden Seiten der Platte. Untersuchung der Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl auf der Wasserseite von der Geschwindigkeit des Kühlwasserstrahls und dem Abstand von der Strahlmitte. — Messung der Dicke der Kühlwasserhaut. — Vergleich der Versuchsergebnisse mit der Nusseltschen Theorie.

1. Einleitung. Der Vorgang der Kondensation von Wasserdampf an gekühlten Flächen ist trotz seiner technischen Wichtigkeit und trotz zahlreicher Arbeiten noch nicht völlig geklärt. Bei Versuchen macht besonders die genaue Messung der Temperaturen des Dampfes und der festen Oberfläche Schwierigkeiten; denn bei den bisher benutzten Versuchseinrichtungen überträgt der kondensierende Dampf die Wärme um ein Vielfaches leichter an die feste Wand des Wärmeaustauschers, als diese sie an das Kühlwasser weitergibt, und es treten zwischen Dampf und Wand nur kleine Temperaturunterschiede auf.

In jüngster Zeit haben J a k o b und E r k umfangreiche Versuche über die Kondensation des Wasserdampfes in Rohren begonnen¹⁾ und endgültig die trotz ihrer theoretischen Unmöglichkeit noch manchmal vertretene Ansicht widerlegt, daß Sattedampf eine größere Heizwirkung besitze als überhitzter Dampf gleichen Druckes.

Eine Theorie des Kondensationsvorganges hat N u s s e l t²⁾ gegeben. Er nimmt an, daß das Kondensat als zusammenhängende laminare Schicht an der gekühlten Fläche herabfließt, und berechnet aus den Strömungsgleichungen dieser Schicht ihre Dicke, wobei auch die Reibung des Dampfes an der Oberfläche der Wasserhaut berücksichtigt wird. Der Wärmeübergangswiderstand hängt allein von der Dicke und Wärmeleitfähigkeit dieser Wasserhaut ab.

Die Nusseltsche Theorie wird im großen und ganzen auch durch die neuen Versuche von J a k o b und E r k bestätigt, wenn auch gewisse Abweichungen ihren weiteren Ausbau notwendig erscheinen lassen.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Messung der Wärmeübergangszahl bei der Kondensation von Sattedampf an ebenen Flächen sowohl auf der Dampf- wie auf der Wasserseite. Die Versuchseinrichtung wurde so gebaut, daß der Kondensationsvorgang beobachtet und photographiert werden konnte. Zugleich wurde versucht, den Wärmedurchgang durch Steigerung der Wärmeübergangszahlen besonders auf der Wasserseite möglichst zu verbessern.

2. Versuchsanordnung. Die Versuchseinrichtung, Abb. 1, besteht aus einem zylindrischen Rohrstück *a* von 15 cm lichtigem Durchmesser und 12,5 cm Tiefe, in das Sattedampf durch das Rohr *b* eintritt. Der Dampf wird einem Kessel von 12 at über ein Drosselventil entnommen. Die Zuleitungsrohre sind aber so lang, daß die Überhitzungswärme unterwegs verloren geht. Der Wasserdampf geht dann durch einen Wasserabscheider üblicher Bauart und wird in einem Dampf-

¹⁾ M. J a k o b und S. E r k, Forsch.-Arb. auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. Heft 310 (1928). — M. J a k o b, S. E r k und H. E c k, VDI-Zeitschr. Bd. 73 (1929) S. 1517.

²⁾ W. N u s s e l t, VDI-Zeitschr. Bd. 60 (1916) S. 541 u. 569.

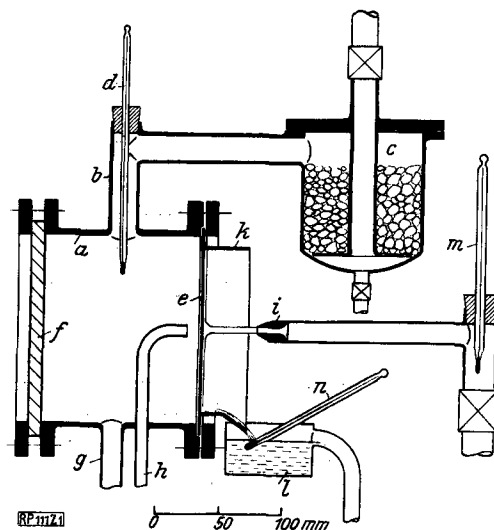
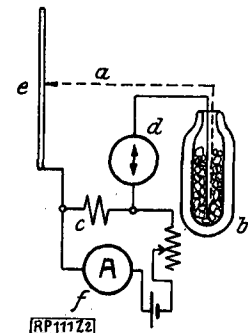


Abb. 1 (links). Versuchseinrichtung

a Rohrstück; *b* Rohr; *c* Dampfreiniger; *d* Quecksilberthermometer; *e* Kupferplatte; *f* Glasscheibe; *g* Abflußrohr; *h* Entlüftungsrrohr; *i* Düse; *k* Abfangring; *l* Gefäß; *m, n* Quecksilberthermometer

Abb. 2 (rechts). Messung der Temperatur der Kühlplatte

a Konstantendraht; *b* Thermosflasche; *c* Kompensationswiderstand; *d* Spiegelgalvanometer; *e* Kupferplatte; *f* Nadir-Amperemeter



reiniger *c* von mitgerissenen Röstteilchen befreit. Eine solche Reinigung war notwendig, da bei Vorversuchen auf der Kondensationsfläche sehr bald ein Anflug von Eisenoxyd aufgetreten war. Der Dampfreiniger besteht aus einem geschlossenen, mit Kieselsteinen gefüllten Topf. Zur Messung der Dampftemperatur dient ein nackt in die Zuleitung eingesetztes Quecksilberthermometer *d*.

Die Kondensation des Dampfes erfolgt an einer Kupferplatte *e* von 1 mm Dicke, welche die Rückwand des Gefäßes *a* bildet und durch einen Flansch gehalten wird. Der Kondensationsvorgang kann durch die den Versuchsraum nach vorne abschließende Glasscheibe *f* beobachtet werden. Das Kondensat fließt durch das Rohr *g* ab. Das Entlüftungsrrohr *h*, dessen Mündung sich in der Achse des Dampfraumes 1 cm vor der Kupferplatte befindet, läßt dauernd einen Teil des Dampfes ins Freie abblasen und verhindert so eine Luftanreicherung im Dampfraum.

Auf die Mitte der Kupferplatte *e* wird von außen ein waagerechter zylindrischer Wasserstrahl von etwa 4 mm Dmr. gespritzt, der aus der Düse *i* mit einer Geschwindigkeit von 2 bis 11 m/s austritt. Das Wasser wird beim Auftreffen auf die Platte *e* rechtwinkelig umgelenkt und verbreitet sich auf ihr zu einer Haut von nur wenigen Zehntel mm Dicke, in der die Geschwindigkeit radial nach außen gerichtet ist.

Die Wasserhaut wird begrenzt durch den Abfangring *k*, der das Wasser sammelt und in das Gefäß *l* abführt. Der Abfangring wird durch einen schmalen Gummiring gegen die Platte *e* abgedichtet und durch Federn gehalten. Die Temperatur des zu- und abfließenden Kühlwassers wird durch die Quecksilberthermometer *m* und *n* gemessen.

Der Wasserdruck vor der Strahldüse wurde mit einem Quecksilbermanometer gemessen. Diese Druckmessung diente zugleich zur Bestimmung der sekundlichen Wassermenge, nachdem die Beziehung zwischen Druck und Wassermenge besonders festgestellt war.

Die Messung der Temperatur der Kupferplatte *e* durch eingelassene oder angelötete Thermolemente hätte die Ausbildung des Wasserfilms und damit die Wärmeübertragung auf der Wasserseite erheblich gestört, zumal recht zahlreiche Thermolemente notwendig gewesen wären, um ein Bild der Temperaturverteilung auf der Platte zu erhalten.

Es wurde daher folgendes Meßverfahren benutzt: Ein zugespitzter Konstantendraht *a* (vgl. Abb. 2) wird mit seiner Spitze durch den Kühlwasserfilm auf die Stelle der Kupferplatte *e* gedrückt, deren Temperatur gemessen werden soll. Die Spitze bildet so die eine Lötstelle eines Kupfer-Konstantan-Thermolementes. An das andere Ende des Konstantandrahtes war ein Kupferdraht gelötet; diese Lötstelle wurde in einer mit Eis gefüllten Thermosflasche *b* auf 0° gehalten.

Die Thermokraft zwischen der Kupferplatte und der Eislötstelle wurde dann in bekannter, aus der Abb. 2 ersichtlicher Weise mit Hilfe einer Kompensationseinrichtung gemessen. Der Kompensationswiderstand *c* betrug 0,015 Ohm; als Nullinstrument diente ein großes Spiegelgalvanometer *d* von Siemens & Halske, zur Messung des Kompensationsstromes ein Nadir-Amperemeter *f*.

Auf die Kupferplatte war ein Polarkoordinatennetz gezeichnet, so daß der Meßort bequem festgelegt werden konnte.

Dieses Meßverfahren bewährte sich gut. Die dünne Konstantanspitze verursacht bei der geringen Wärmeleitfähigkeit des Konstantans keine Meßfehler durch Ableitung und stört auch die Ausbildung des Kühlwasserfilms nicht merklich. Elektrolytische Effekte wurden nicht beobachtet.

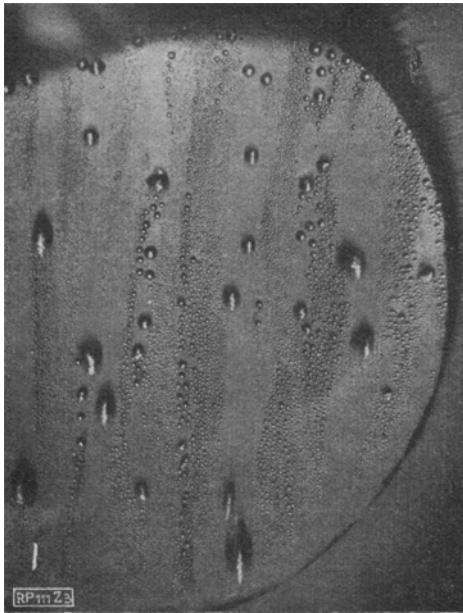


Abb. 3. Kondensation an einer polierten und verchromten Kupferplatte (reine Tropfenkondensation)



Abb. 4. Kondensation an einer nicht mehr ganz sauberen Kupferplatte (oben Tropfen-, unten Filmkondensation)

Die durch die Kühlplatte *e* strömende Wärmemenge wurde aus Menge und Temperatursteigerung des Kühlwassers bestimmt. Mit Hilfe der bekannten Verdampfungswärme ergibt sich daraus die niedergeschlagene Dampfmenge.

Die Kondensation an der inneren Oberfläche des Schauglases störte zwar die Beobachtung mit bloßem Auge wenig, ließ aber eine Photographie nicht zu. Durch Erwärmen der Glasscheibe wurde diese Störung beseitigt.

3. Allgemeine Beobachtungen. Bei den ersten Versuchen diente als Kühlplatte eine blanke Kupferplatte. Der Dampfreiniger war zunächst noch nicht eingebaut. Die Beobachtung des Kondensationsvorganges ergab, daß nicht der erwartete Wasserfilm auftrat, sondern daß der Dampf sich in Gestalt feiner Tröpfchen von nahezu halbkugelförmiger Form niederschlug, die durch Zusammenfließen wuchsen, bis eines unter dem Einfluß seines Eigengewichtes herabließ. Dabei nahm es alle in seiner Bahn liegenden Tropfen mit und hinterließ einen blanken Streifen, auf dem sich sofort wieder ein hauchfeiner Tropfenbesatz bildete. Der Vorgang unterscheidet sich von der bekannten Erscheinung an der kalten Fensterscheibe dadurch, daß auf der Bahn eines Tropfens kein zusammenhängender Wasserfilm zurückbleibt.

Auch Jakob und Erk beobachteten, wenn sie einen Dampfstrahl auf eine gekühlte Weißblechfläche richteten, anfangs Kondensation in Tröpfchenform; sie geben aber an, daß nach einiger Zeit das Bild sich änderte und von der Stelle stärkster Kondensation ausgehend sich eine zusammenhängende Wasserhaut bildete, die allmählich die ganze Fläche überzog.

Bei unseren Versuchen entstand, solange wir ungereinigten Dampf benutzten, an der Stelle stärkster Kondensation, also in der Mitte der Platte, ein Eisenoxydbelag und eine an den Anlaufstellen erkennbare Oxydation des Kupfers. Bei längerer Versuchsdauer bildeten sich dann, von dieser verschmutzten und oxydierten Fläche ausgehend, Stellen mit zusammenhängender Wasserhaut. Aber auch bei stark verunreinigten Platten überzog die Wasserhaut nie die ganze Fläche, sondern ließ stets einzelne Flecken mit Tropfenkondensation übrig.

Ein Bild der Erscheinung geben Abb. 3 und 4, die mit $\frac{1}{100}$ s Belichtungszeit aufgenommen wurden. Bei Abb. 3 ist die Kühlplatte aus poliertem und verchromtem Kupfer, ihre auf der rechten Seite der Abbildung sichtbare kreisförmige Begrenzung hat 15 cm Dmr., wonach man die Tropfengröße beurteilen kann. Die Geschwindigkeit im Dampfraum vor der Platte war gering, da der Zustrom die kondensierende Menge nur wenig überschritt. Man erkennt den Besatz mit Tropfen verschiedener Größe bis zu Durchmessern von etwa 3 mm. Die größten Tropfen befinden sich in Bewegung nach unten, was an der Unschärfe ihres Bildes zu erkennen ist. Auf ihrer Bahn nehmen sie die kleinen Tropfen auf und hinterlassen eine matte Spur, auf der sich sofort wieder mikroskopisch kleine Tropfen bilden.

Abb. 4 wurde ebenfalls mit $\frac{1}{100}$ s Belichtungszeit an einer schon längere Zeit in Betrieb befindlichen, nicht verchromten, blanken Kupferplatte aufgenommen. Bei diesem Versuch überstieg der Dampfstrom die kondensierende Menge um etwa 50 vH, wobei der Überschuß durch das Entlüftungsrohr abgeführt wurde. Es traten daher turbulente Bewegungen mit erheblichen Geschwindigkeiten im Dampfraum auf, welche die Bewegung der Tropfen beeinflussten, so daß ihre Bahnen, wie die Abbildung erkennen läßt, nicht alle parallel nach unten gerichtet sind. Außerdem zeigt die Abbildung Gebiete mit Filmkondensation, die als schwarze Flecken links unten und unter der Mitte der Kühlplatte erkennbar sind. Der dunkle Fleck in der Mitte der Platte, also an der Stelle stärkster Kondensation, ist auf Verschmutzung und Oxydation zurückzuführen. Der gerade dunkle Streifen, der von der Plattenmitte aus nach links verläuft, mit dem schwachen Schatten daneben, rührt vom Entlüftungsrohr her und ist ohne Bedeutung. Außerhalb des Randes der Kühlplatte sieht man das Eisenrohr, an dem sich auch etwas Dampf, und zwar als Film niederschlägt. An der Oberfläche dieses Films spiegeln sich die auf der Kühlplatte sitzenden Tropfen, was besonders am linken Bildrande deutlich zu erkennen ist.

Vorläufige Messungen der Wärmeübergangszahl ergaben kein klares Bild, sondern zeigten große Streuungen, die Unterschiede bei Film- und Tropfenkondensation vermuten ließen. Es wurde daher versucht, beide Formen rein zu erhalten. Die Tröpfchen entstehen offenbar bei nicht benetzbaren Oberflächen, der Film bildet sich an benetzbaren. Vielleicht war also durch Einfetten der Kühlplatte reine Tropfenkondensation zu erhalten. Schmieröl und Fett erwiesen sich als ungeeignet, aber ein leichter Petroleumüberzug hatte reine Tropfenkondensation zur Folge. Die Wirkung war jedoch nicht von langer Dauer, da das Petroleum abgespült wurde. Die beste Dauerwirkung wurde durch Polieren und Verchromen der Kupferplatte erreicht, wobei selbst nach 14 tägigem, täglich 10 stündigem Dauerbetrieb noch reine Tropfenkondensation auftrat. Nur bei der täglichen Inbetriebnahme zeigten sich anfangs manchmal kleine Filmflecken, die aber nach kurzer Zeit wieder verschwanden.

Reine Filmkondensation wurde erzielt nach Anätzen der Kupferplatte mit Salzsäure, in der Zink aufgelöst war (Lötwater); aber auch der Film blieb nicht dauernd erhalten, sondern es traten bei längerem Betrieb einzelne Störungspunkte auf, vielleicht durch Schmutz oder vom Dampf mitgeführte Ölteilchen hervorgerufen, von denen aus in Richtung des Kondensatablaufes sich vielfach verzweigte Flecken mit tropfenförmiger Kondensation entwickelten.

4. Messungen der Wärmedurchgangszahl. Zunächst wurde der Wärmedurchgang durch die Kühlplatte bei verschiedener Geschwindigkeit des Kühlwasserstrahles und damit auch bei wechselnder Wassermenge ohne Messung der Plattentemperatur untersucht. Der Kühlwasserstrahl wurde aus einer gut gerundeten Glasdüse von 3,9 mm lichter Öffnung senkrecht auf die Platte gerichtet, auf der er sich radial zu einer dünnen Schicht ausbreitete. Dieser dünne Wasserfilm wurde begrenzt durch den Abfangring von in der Regel 13,4 cm Innendurchmesser. Die der Auswertung zugrunde zu legende Kühlfläche betrug demnach $F = 0,0141 \text{ m}^2$. Bei den Abfangringen von 100 und 70 mm Durchmesser betrug die Kühlfläche 0,00785 und 0,00385 m^2 . Die Strahlgeschwindigkeit konnte zwischen 3 und 11 m/s geändert werden, entsprechend einer Kühlwassermenge von etwa 150 bis 550 l/h. Auch bei den kleinsten angewandten Strahlgeschwindigkeiten bedeckte der dünne Wasserfilm die ganze Kühlfläche innerhalb des Abfangringes.

Es wurden sechs Versuchsreihen durchgeführt, deren Ergebnisse in Zahlentafel 1 zusammengestellt sind. Die kupferne Kühlplatte von 1 mm Dicke war bei den Versuchsreihen 1, 2, 5 und 6 frisch geputzt und bei Reihe 5 und 6 außerdem leicht mit Petroleum benetzt. In allen Fällen zeigte sich reine Tropfenkondensation.

Bei Versuch 3 und 4 war die Kühlplatte mit Lötwater behandelt worden. Bei Versuch 4 wurde reine Filmkondensation erreicht. Bei Versuch 3 hatte die Vorbehandlung nicht ausgereicht, und es bildeten sich besonders zu Anfang auf dem größeren Teil der Platte Tropfen, die aber bald einem Wasserfilm Platz machten, indem sich gegen Ende des Versuches wieder einzelne Tropfeninseln bildeten. Der Filmanteil der Kühlfläche ist bei jedem Versuch schätzungsweise in der Zahlentafel angegeben. In der Zahlentafel bedeuten:

G die Kühlwassermenge in kg/h

w die Geschwindigkeit des Kühlwasserstrahles in m/s

t_d die Dampftemperatur in °C

t_e die Temperatur des einströmenden Kühlwassers in °C

t_a die Temperatur des ausströmenden Kühlwassers in °C

$Q = G(t_a - t_e)$ die Wärmeleistung der Kühlfläche in kcal/h

$\Delta t = t_d - \frac{t_a + t_e}{2}$ den mittleren Temperaturunterschied zwischen Dampf und Kühlwasser

k die mittlere Wärmedurchgangszahl der Kühlfläche in kcal/m² h °C.

Die Kühlwassermenge wurde aus dem Druck vor der Düse auf Grund einer vorher ausgeführten Eichung ermittelt. Die Geschwindigkeit des Kühlwasserstrahles ergab sich aus seiner Menge und dem gemessenen Strahldurchmesser von 3,9 mm.

Der Druck im Dampfraum betrug etwa 1,1 at; die gemessene Dampftemperatur entspricht dem Sättigungszustand des Dampfes. Die Wärmedurchgangszahl wurde aus der Wärmeleistung Q , der Kühlfäche F und dem mittleren Temperaturunterschied zwischen Dampf und Kühlwasser nach der Gleichung

$$k = \frac{Q}{F \Delta t}$$

berechnet.

Die ermittelten Wärmedurchgangszahlen der Zahlentafel 1 sind in Abb. 5 aufgetragen. Man sieht, daß bei Filmkondensation die Wärmedurchgangszahl mit steigender Kühlwasser-

Zahlentafel 1
Versuche zur Bestimmung der mittleren Wärmedurchgangszahl k_m bei Tropfen- und Filmkondensation

G kg/h	w m/s	t_d °C	t_e °C	t_a °C	Q kcal h	Δt °C	k $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h } ^\circ\text{C}}$	Filmanteil vH
Versuchsreihe 1 (ohne Petroleum; reine Tropfenkondensation)								
335	7,8	101,8	11,0	51,5	13 550	70,5	13 600	0,0
425	9,9	102,3	10,6	46,5	15 250	73,7	14 580	0,0
460	10,7	102,4	10,3	44,7	15 800	74,9	14 880	0,0
217	5,0	102,3	10,9	58,0	10 100	67,8	10 500	0,0
133	3,1	101,9	12,6	67,0	7 240	62,1	8 200	0,0
370	8,0	101,8	10,6	49,6	14 400	71,7	14 150	0,0
455	10,6	102,5	10,6	45,0	15 650	74,5	14 800	0,0
Versuchsreihe 2 (ohne Petroleum; reine Tropfenkondensation)								
468	10,9	101,8	10,8	45,0	16 000	73,9	15 300	0,0
424	9,9	102,0	10,7	46,6	15 200	73,3	14 600	0,0
383	8,9	102,0	10,8	48,3	14 350	72,4	13 980	0,0
334	7,8	102,0	11,0	51,0	13 370	71,0	13 240	0,0
280	6,5	102,0	11,1	54,2	12 080	69,3	12 250	0,0
213	5,0	102,0	11,3	58,4	10 040	67,1	10 600	0,0
177	4,1	102,0	11,8	60,4	8 600	65,9	9 200	0,0
123	2,9	102,2	12,9	68,3	6 810	61,6	7 800	0,0
Versuchsreihe 3 (geätzte Platte; Filmkondensation)								
448	10,5	101,8	10,1	42,6	14 530	75,5	13 400	30
450	10,5	101,7	10,5	24,0	6 070	83,4	5 130	100
438	10,2	101,3	10,4	24,1	6 000	84,1	5 030	100
396	9,2	102,6	10,4	26,3	6 300	84,2	5 270	99
343	8,0	102,1	10,5	29,0	6 340	82,3	5 430	99
268	6,3	102,2	10,6	32,6	5 900	80,6	5 150	98
210	4,9	102,0	10,9	35,4	5 150	78,8	4 600	98
Versuchsreihe 4 (geätzte Platte; reine Filmkondensation)								
215	5,0	102,0	11,0	33,9	4 920	79,6	4 350	100
250	5,8	102,0	10,9	31,6	5 170	80,8	4 510	100
276	6,5	102,0	10,8	30,3	5 380	81,4	4 650	100
303	7,1	102,0	10,6	29,0	5 580	82,2	4 770	100
331	7,7	102,0	10,5	27,5	5 630	83,0	4 770	100
350	8,2	102,0	10,4	26,6	5 670	83,5	4 780	100
376	8,8	102,0	10,2	25,5	5 750	84,1	4 820	100
391	9,1	102,0	10,2	24,7	5 660	84,6	4 720	100
423	9,9	102,0	10,2	24,0	5 840	84,9	4 850	100
438	10,2	102,0	10,1	23,2	5 740	85,3	4 740	100
472	11,0	102,0	10,1	22,4	5 810	85,7	4 780	100
Versuchsreihe 5 (geputzte Platte, mit Petroleum benetzt; reine Tropfenkondensation)								
473	11,0	102,0	10,2	48,0	17 920	72,9	17 300	0,0
432	10,1	102,0	10,2	49,8	17 100	72,0	16 700	0,0
376	8,8	102,0	10,2	52,6	15 920	70,7	15 870	0,0
Versuchsreihe 6 (geputzte Platte, mit Petroleum benetzt; reine Tropfenkondensation)								
224	5,2	102,0	11,3	63,2	11 600	64,7	12 620	0,0
264	6,2	102,0	11,0	58,0	12 400	67,5	12 940	0,0
330	7,2	102,0	10,6	52,8	13 910	70,3	13 930	0,0
386	9,0	102,0	10,5	48,5	14 670	72,5	14 260	0,0
410	9,6	102,0	10,5	47,0	14 960	73,2	14 390	0,0
436	10,2	102,0	10,4	45,3	15 220	74,2	14 480	0,0

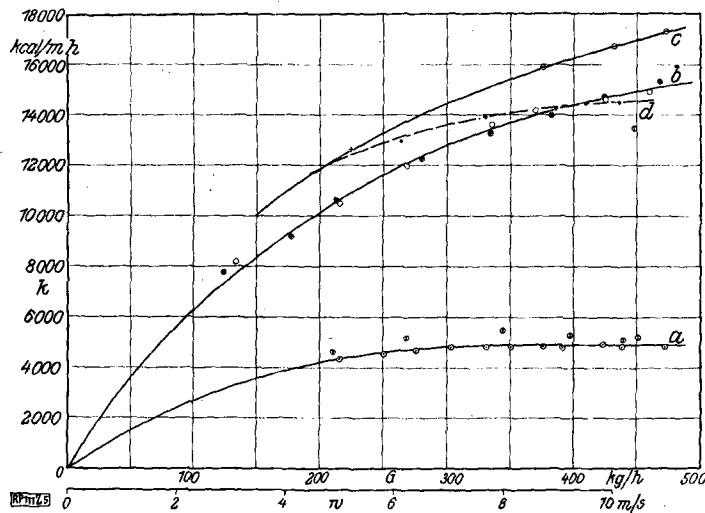


Abb. 5. Wärmedurchgangszahlen bei Film-(Kurve a) und bei Tropfenkondensation (Kurven b, c und d). Die Meßpunkte einer Versuchsreihe sind jeweils gleichartig bezeichnet (vgl. Zahlentafel 1)

genommenen Werte (Kurve d) den Übergang von Kurve c nach b bilden. Es ergibt sich also die überraschende und mit der bisherigen Ansicht im Widerspruch stehende Tatsache, daß ein leichter Petroleumüberzug den Wärmeübergang von kondensierendem Dampf an eine feste Wand erhöht. Die Erklärung ist in der geringen Oberflächenspannung des Petroleum zu suchen.

Die Versuchspunkte liegen sowohl bei Filmkondensation als auch bei reiner Tropfenkondensation recht gut auf einer Kurve. Der Punkt mit 30 vH Filmanteil fällt zwischen die Kurven. Die Streuung läßt sich durch Unterschiede der Oberflächenbeschaffenheit erklären; zum Teil kann sie auch durch Verschiedenheiten der Dampfgeschwindigkeit hervorgerufen sein, da die abgeblasenen Dampfmenge nicht immer gleich groß waren. Im allgemeinen betrug die abgeblasene Menge etwa 20 bis 30 vH der niedergeschlagenen. Die Geschwindigkeit des Dampfes im Zuleitungsrohr war bei einer Kondensatmenge von 40 kg/h etwa 40 m/s, bei geringerer Dampfmenge entsprechend kleiner. Die Geschwindigkeiten der ungeordneten turbulenten Bewegung im Dampfraum können demnach nur Bruchteile dieser Geschwindigkeit betragen haben.

Die Versuche lassen keinen Zweifel darüber, daß bei Tropfenkondensation die Wärmedurchgangszahl der Kühlfläche zwei- bis dreimal so groß ist als bei Filmkondensation. Besonders deutlich kommt diese Erscheinung bei Versuchsreihe 3 zum Ausdruck, wo der Filmanteil auf der Kühlplatte sich im Laufe des Versuches änderte. Bei der ersten Messung mit einem geschätzten Filmanteil von 30 vH war die Wärmeübergangszahl 2½ mal so groß wie bei der reinen Filmkondensation der folgenden Versuche.

5. Messungen der Temperaturverteilung auf der Kühlplatte. Die Temperatur ϑ der Kühlplatte wurde mit der beschriebenen Meßeinrichtung auf zwei zueinander rechtwinkligen Durchmessern, die um 45° gegen die Senkrechte geneigt waren, punktweise in Abständen von 5 mm gemessen. Auf einem senkrechten Durchmesser konnte man schlecht messen, weil von der Konstantanspitze Wassertropfen herabfielen, die den Kühlwasserstrahl störten. Die Bedingungen dieses Versuchs sind in Zahlentafel 2 unter Nr. 1 angeführt. Die dabei verwendete gut gerundete Messingdüse hatte 4,2 mm l. W.

Zahlentafel 2
Versuchsbedingungen bei den Messungen der Plattentemperatur

Vers.-Nr.	G kg/h	w m/s	t _d °C	t _e °C	t _m °C	$\Delta t = \frac{t_d - t_e + t_m}{2}$	Q kcal/h	Durchm. des Abfangringes cm	Kühlfläche cm ²	k kcal/m ² h°C	ϑ_m °C	α_d kcal/m ² h°C	α_m kcal/m ² h°C	Abb. Nr.
1	218	4,4	100,4	11,6	57,0	66,1	9 880	13,4	141	10 600	—	—	—	6 u. 7
2	218	4,4	100,4	11,6	40,5	74,3	6 300	10,0	78,5	10 820	—	—	—	7
3	218	4,4	100,5	11,6	39,3	75,0	6 040	7,0	38,5	20 900	—	—	—	7
4	249	5,0	100,6	11,1	54,0	68,0	10 670	13,4	141	11 130	81,2	39 050	15 730	8 a u. 9
5	883	7,7	101,0	10,5	47,3	72,1	14 100	13,4	141	13 870	77,3	42 200	20 650	8 b u. 9
6	460	9,2	100,3	10,2	40,3	75,0	13 850	13,4	141	13 100	68,5	30 900	22 750	8 c u. 9
7	300	6,0	101,0	10,6	29,2	81,1	5 580	13,4	141	4 880	41,5	6 650	18 300	8 d

Die Plattentemperatur längs der beiden Durchmesser bei Tropfenkondensation zeigt Abb. 6. Sie hat in der Mitte, wo der Kühlwasserstrahl auftrifft, ihr Minimum und steigt mit wachsender Entfernung von der Mitte. Bei einem Radius von etwa 4 cm bleibt die Temperatur für eine kurze Strecke konstant und nimmt dann wieder stärker zu. Die Erklärung dieses merkwürdigen Verlaufes wird später gegeben.

Die Temperaturkurven der beiden zueinander senkrechten Durchmesser stimmen genügend überein, so daß bei den weiteren Versuchen nur längs je eines Durchmessers gemessen wurde.

Um den Einfluß der Größe des Abfangringes auf die Temperaturverteilung festzustellen, wurden zwei weitere Versuche mit Abfangringen von 100 und 70 mm Dmr. durchgeführt, deren Bedingungen in Zahlentafel 2 unter Nr. 2 und 3 aufgeführt sind. Die dabei erhaltenen Verteilungskurven wurden zusammen mit der entsprechenden Verteilungskurve des Versuches Nr. 1 in Abb. 7 dargestellt. Man erkennt, daß die Temperaturverteilung innerhalb des Abfangringes von seiner Größe nicht beeinflusst wird und daß außerhalb des Abfangringes die Platte nahezu die Dampftemperatur hat. Die mittleren Wärmedurchgangszahlen sind natürlich innerhalb der kleineren Abfangringe größer.

Nach diesen Vorversuchen mit gleicher Kühlwassergeschwindigkeit wurde bei Tropfenkondensation die Temperaturverteilung bei drei verschiedenen Kühlwassermengen aufgenommen. Die Bedingungen der Versuche sind in Zahlentafel 2 unter Nr. 4 bis 6 aufgeführt. Die Verteilungskurven sind in Abb. 8 a, b und c dargestellt. Die Temperaturkurven passen in der Mitte nicht genau zusammen, weil beide Hälften von der Mitte ausgehend nacheinander gemessen wurden und die Versuchsbedingungen während der Aufnahme der Kurven etwas schwankten. Es wurde daher für jeden Versuch das Mittel der Temperatur für beide Radien gebildet und gestrichelt in die rechte Hälfte der Abbildung eingetragen.

Die Temperaturkurven zeigen gleichartigen Verlauf; mit steigender Kühlwassergeschwindigkeit vergrößern sich aber die Temperaturunterschiede auf der Dampfseite. Bei dem Versuch mit größter Wassermenge (Abb. 8c) sank die Temperatur in der Mitte der Kühlplatte bis auf 40°C,

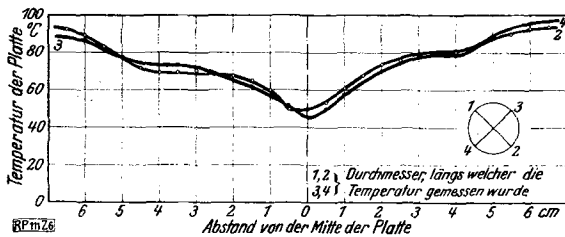


Abb. 6. Verlauf der Temperatur der Kühlplatte längs zweier zueinander senkrechter Durchmesser

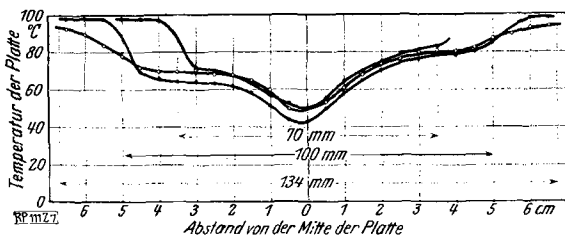


Abb. 7. Verlauf der Temperatur der Kühlplatte längs eines Durchmessers bei Durchmesser des Abfangringes von 70, 100 und 134 mm

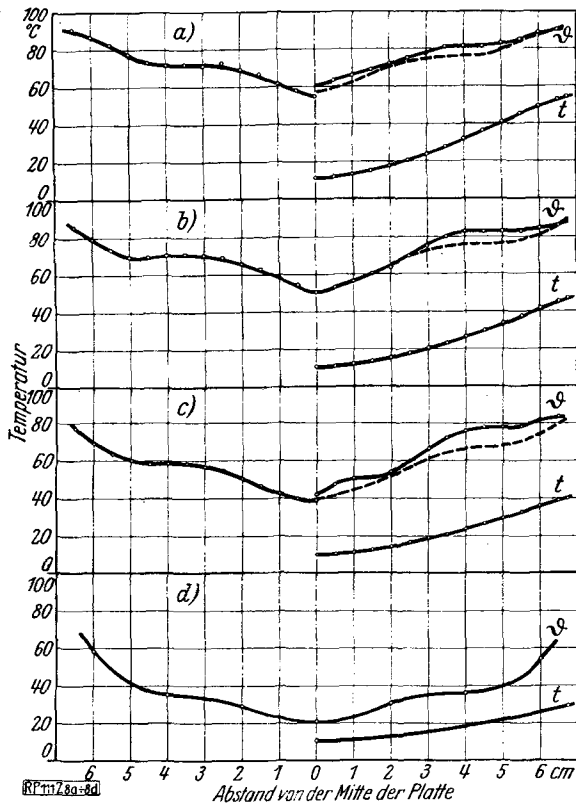


Abb. 8a bis d. Temperatur θ der Kühlplatte und t des Kühlwassers längs eines Durchmessers der Kühlplatte
 a) Tropfenkondensation, Geschwindigkeit des Kühlwasserstrahles $w = 5,0$ m/s
 b) Tropfenkondensation, Geschwindigkeit des Kühlwasserstrahles $w = 7,7$ m/s
 c) Tropfenkondensation, Geschwindigkeit des Kühlwasserstrahles $w = 9,2$ m/s
 d) Filmkondensation, Geschwindigkeit des Kühlwasserstrahles $w = 6,0$ m/s

so daß hier ein Temperaturunterschied zwischen Dampf und Wand von etwa 60° herrschte. Bei einer Kühlwasserzulaufemperatur von 10° betrug die Übertemperatur der Plattenmitte gegen das Wasser nur etwa 30° , d. h. die Wärmeübergangszahl in Plattenmitte muß auf der Wasserseite doppelt so groß gewesen sein, wie auf der Dampfseite.

Der letzte Versuch Nr. 7 der Zahlentafel 2 wurde bei Filmkondensation aufgenommen. Die Temperaturkurve ist in Abb. 8 d gezeichnet; sie verläuft ähnlich wie bei Tropfenkondensation, nur sind die Temperaturunterschiede gegen den Dampf größer wegen der geringeren Wärmeübergangszahl auf der Dampfseite.

6. Aufteilung der Wärmedurchgangszahl in die beiden Wärmeübergangszahlen auf der Wasser- und Dampfseite. Die Verschiedenheit der Plattentemperatur und die überraschend großen Werte der Wärmeübergangszahl, die besonders auf der Wasserseite in der Mitte der Platte auftraten, legten es nahe, die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl vom Radius genauer zu untersuchen. Da über die Änderung der Geschwindigkeit des Kühlwassers in der Kühlwasserhaut zunächst keine näheren Angaben gemacht werden konnten, ist eine Trennung der Wärmeübergangszahlen beider Seiten nur möglich, wenn man annimmt, daß die Wärmeübergangszahl auf der Dampf-

seite an allen Stellen denselben Wert hat, unabhängig von der Menge des gebildeten Kondensates. Diese Annahme ist bei Filmkondensation nur annähernd richtig, da die Filmdicke von oben nach unten wächst, die Wärmeübergangszahl also entsprechend abnimmt. Die Nusselt'sche Theorie zeigt aber, daß die Unterschiede, abgesehen von dem obersten Streifen der Platte, unbedeutend sind.

Bei Tropfenkondensation lassen die photographischen Aufnahmen keinen Unterschied an den verschiedenen Stellen der Kühlplatte erkennen. Die Tropfen werden aber in der unteren Plattenhälfte im allgemeinen nicht so groß als in der oberen, da sie häufiger von herablaufenden Tropfen abgewischt werden. Im Gegensatz zur Filmkondensation wird daher die Wärmeübergangszahl bei Tropfenbildung unten etwas größer sein als oben. Dieser Schluß wird auch durch die Messungen der Temperaturverteilung auf der Platte (vgl. Abb. 6 bis 8) gestützt: Die Kurven sind nicht ganz symmetrisch

zur Mitte, sondern nähern sich in der unteren Hälfte der Platte (auf der rechten Seite von Abb. 6 bis 8) etwas mehr der Dampftemperatur als in der oberen. Dabei ist vorausgesetzt, daß der Wärmeübergang auf der Wasserseite sich in beiden Hälften symmetrisch verhält. Diese Annahme ist zwar nicht genau erfüllt, weil die Schwerkraft in der unteren Hälfte das Abströmen des Kühlwassers erleichtert, in der oberen Plattenhälfte erschwert. Dadurch würde aber in der unteren Plattenhälfte eher eine Annäherung an die Wassertemperatur erreicht werden, so daß die beobachtete Annäherung an die Dampftemperatur nur durch Erscheinungen auf der Dampfseite erklärt werden kann.

Zur Bestimmung der Wärmeübergangszahl auf der Wasserseite muß der Verlauf der Temperatur des Kühlwassers längs seines radialen Weges auf der Kühlplatte ermittelt werden. Dazu wurde zunächst die mittlere Plattentemperatur in folgender Weise berechnet: Die Platte wurde in eine Reihe von Ringzonen eingeteilt, und für jede wurde der Mittelwert der auf diese Zone entfallenden beiden gemessenen Temperaturen gebildet. Die wahre Mitteltemperatur der ganzen Platte erhält man dann, indem man die Summe der Produkte aus Fläche und Temperatur jeder Ringzone durch die gesamte Kühlfläche dividiert. Aus der so bestimmten mittleren Plattentemperatur, der Dampftemperatur und der Wärmeleistung der Kühlfläche erhält man die Wärmeübergangszahl α_d auf der Dampfseite bei Tropfenkondensation; sie betrug je nach der Beschaffenheit der Plattenoberfläche bei den Versuchen Nr. 4 bis 6 der Zahlentafel 2 etwa 30 000 bis 42 000 kcal/m² h °C.

Mit Hilfe dieser Wärmeübergangszahl und der gemessenen Temperatur jeder Kreisringfläche kann nun die Wärmemenge ermittelt werden, die in jeder Ringzone vom Dampf abgegeben und von der Kühlwasserhaut aufgenommen wird. Die Wärmeleitung in der Kühlplatte längs ihrer eigenen Ebene und der Temperaturunterschied ihrer beiden Oberflächen können dabei vernachlässigt werden. Auf diese Weise erhält man durch schrittweise Integration den Verlauf der Kühlwassertemperatur längs des Radius; die so bestimmte Temperatur des Wassers am Rande der Kühl-

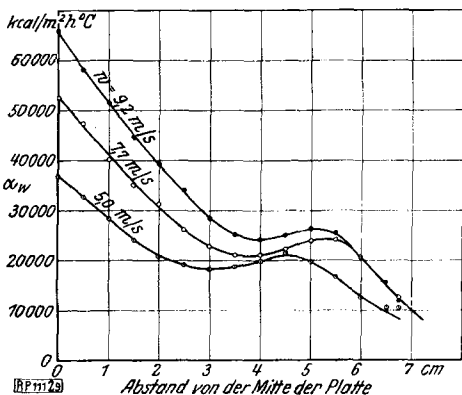
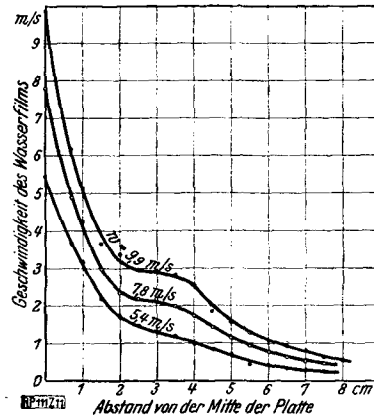
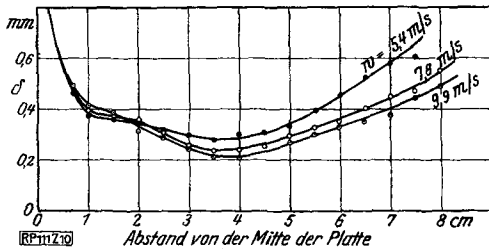


Abb. 9. Wärmeübergangszahl α_w auf der Wasserseite der Kühlplatte in Abhängigkeit vom Radius bei verschiedener Geschwindigkeit w des Kühlwasserstrahls

Abb. 10 (unten). Dicke δ der Kühlwasserhaut in Abhängigkeit vom Radius bei verschiedener Geschwindigkeit w des Wasserstrahls

Ab. 11 (rechts). Geschwindigkeit der Kühlwasserhaut in Abhängigkeit vom Radius für verschiedene Geschwindigkeiten w des Wasserstrahls



fläche wich um etwa 5 vH der gesamten Temperaturzunahme von der gemessenen Temperatur des ablaufenden Kühlwassers ab, was auf Ungenauigkeiten der Integration und der Bestimmung von α_d zurückzuführen ist. Um diesen Fehler auszugleichen, wurde die Temperaturzunahme des Kühlwassers um 5 vH größer angenommen, so daß am Rande Übereinstimmung mit der gemessenen Ablauftemperatur erreicht wurde.

Die in dieser Weise bestimmten Temperaturen t des Kühlwassers sind für die Versuche Nr. 4 bis 6 in Abb. 8, a, b und c eingetragen. Daraus wurden die Wärmeübergangszahlen α_w auf der Wasserseite in Abhängigkeit vom Radius ermittelt und für die gleichen Versuche in Abb. 9 dargestellt.

Die Wärmeübergangszahl auf der Wasserseite erreicht demnach in der Mitte der Platte sehr große Werte, bis zu 70 000 bei einer Geschwindigkeit des Kühlwasserstrahles von 9,2 m/s; sie sinkt rasch mit zunehmendem Radius, hat in etwa 3 bis 4 cm Entfernung von der Mitte der Platte einen Kleinstwert, steigt dann wieder, um schließlich gegen den Plattenrand schnell abzunehmen.

Im Verlauf der Kurve überrascht das Auftreten eines Minimums und Maximums zwischen 3 und 5 cm Entfernung von der Plattenmitte.

Einen Weg zur Erklärung bietet folgende Beobachtung: Die Oberfläche des Wasserfilms ist bis zu der Stelle des Minimums der Wärmeübergangszahl bei etwa $r = 4$ cm vollkommen eben, zeigt aber bei größeren Radien strahlenförmige Riefen. Es scheint, daß die anfangs laminare Strömung hier turbulent wird. Die Turbulenz erhöht zunächst die Wärmeübergangszahl, vermindert aber durch die größere Reibung die Geschwindigkeit, so daß gegen den Rand der Platte auch die Wärmeübergangszahl wieder schnell abnimmt.

Die Wärmedurchgangszahl in der Mitte der Platte erreicht Werte bis zu $k = 23\,300$; die Dichte des Wärmestromes beträgt dann an dieser Stelle bei einem Temperaturunterschied von 90° zwischen Dampf und Kühlwasser $2\,100\,000$ kcal/m² h.

7. Messungen der Dicke der Kühlwasserhaut. Um das merkwürdige Verhalten der Wärmeübergangszahl längs des Plattenradius weiter zu klären, wurden Messungen des Verlaufes von Geschwindigkeit und Dicke der Wasserhaut vorgenommen. Leider ließen sich diese Versuche nicht an einer dampfbeheizten Platte ausführen. Als Versuchsplatte diente eine waagerechte, geschliffene Glasplatte, auf die der Wasserstrahl aus der Messingdüse senkrecht mit etwa gleicher Geschwindigkeit wie bei den Messungen der Wärmedurchgangszahl gerichtet wurde. Die Wassertemperatur betrug 10° . Dabei entsteht eine Wasserschicht von gleicher Art wie auf der Kühlplatte, deren Dicke ausgemessen wurde.

Zunächst wurde versucht, die Filmdicke mit einem elektrischen, durch Berührung mit der Wasseroberfläche geschlossenen Kontakt zu ermitteln. Wegen kleiner Schwankungen der Filmdicke war aber besonders in den äußeren Teilen des Wasserfilms eine sichere Messung nicht zu erzielen. Es wurde daher die Berührung der Spitze mit der Wasseroberfläche mit dem Auge beobachtet und mit Hilfe einer Meßuhr die Verschiebung der Spitze von der ersten Berührung mit der Oberfläche der Wasserschicht bis zum Aufstoßen auf die Glasplatte mit einer Zeißschen Meßuhr, deren Skala in hundertstel mm geteilt war, gemessen.

Die bei drei verschiedenen Wassergeschwindigkeiten aufgenommenen Kurven der Filmdicke in Abhängigkeit vom Radius sind in Abb. 10 aufgetragen. Die Filmdicke beträgt demnach 0,2 bis 0,6 mm, sie nimmt mit der Entfernung vom Strahl rasch ab bis zu einem Minimum in 3 bis 4 cm Entfernung und steigt dann gegen den Plattenrand wieder an. Aus der Filmdicke kann man nun für jeden Radius mit Hilfe der gegebenen Gesamtwassermenge die Geschwindigkeit des Wassers

errechnen. Das Ergebnis zeigen die drei Kurven der Abb. 11. Die Geschwindigkeit nimmt, wie zu erwarten, gegen den Plattenrand ab, zeigt aber einen Höcker, der wahrscheinlich das Entstehen der Turbulenz kennzeichnet.

Die Messungen der Filmdicke sind auf etwa $\pm 0,03$ mm genau. Bei der geheizten Platte erhöht die Wärmezufuhr die Temperatur des Wassers auf seinem Wege längs der Kühlfläche von 10° auf etwa 40° . Dadurch vermindert sich seine Zähigkeit, der Film wird etwas dünner; aber der Charakter der Erscheinung wird sich nicht wesentlich ändern.

Für die mittlere Kurve der Abb. 11 erhält man in 2 cm Entfernung von der Plattenmitte bei einer Geschwindigkeit $w = 2,5$ m/s, einer Schichtdicke $\delta = 0,36$ mm und einer kinematischen Zähigkeit des Wassers $\nu = 0,013$ cm²/s bei 10° für die Reynolds'sche Zahl den Wert

$$R = \frac{w \delta}{\nu} = 692$$

Messungen von Hopf³⁾ ergeben als kritischen Wert in offenen Gerinnen $R = 300$. Es ist also in unserem Falle die Bedingung für das Auftreten der Turbulenz auch bei dem Versuche mit der kleinsten Geschwindigkeit erfüllt.

Die Kurven der Abb. 9 zeigen zwar den Wiederanstieg der Wärmeübergangszahl erst in 3 bis 4 cm Entfernung vom Plattenmittelpunkt, aber diese Verschleppung erklärt sich leicht, da die Turbulenz in ursprünglich geordneter Strömung eine gewisse Anlaufstrecke zu ihrer Ausbildung braucht⁴⁾.

Damit dürfte das überraschende Verhalten der Wärmeübergangszahl auf das Eintreten der Turbulenz zurückgeführt sein.

8. Vergleich der Wärmeübergangszahl auf der Dampfseite mit der Nusseltschen Theorie und den Messungen anderer Beobachter. Der Versuch Nr. 7 (Zahlentafel 2) mit reiner Filmkondensation, der bei 101° Dampftemperatur und einer mittleren Plattentemperatur von $41,5^\circ$ auf der Dampfseite die Wärmeübergangszahl $\alpha_d = 6650$ kcal/m² h $^\circ$ C ergab, erlaubt einen Vergleich mit der Theorie. Nach Nusselt⁵⁾ erhält man für eine mittlere Plattenhöhe von 0,1 m entsprechend der mittleren Höhe der kreisförmigen Kühlplatte und für eine Verdampfungswärme von 538 kcal/kg die Wärmeübergangszahl $\alpha_d = 5830$. Der Versuchswert ist also um etwa 14 vH größer als der berechnete, was ohne Schwierigkeit durch die turbulente Geschwindigkeit des Dampfes vor der Kühlplatte erklärt werden kann, die bei der Rechnung unberücksichtigt blieb. Auch die Messungen von Jakob und Erk in einem Rohr ergaben Werte gleicher Größenordnung.

Die Tropfenkondensation dagegen steht außerhalb der Theorie Nusselts und ergibt Übergangszahlen vom 4 bis 8 fachen Betrage der von Jakob und Erk beobachteten Werte.

Im Innern eines Dampfmaschinenzylinders wurde von Heinrich⁶⁾ auf indirektem Wege ohne Messung der Wandtemperatur Wärmeübergangszahlen von der Größenordnung 40 000 bestimmt. Es ist sehr wahrscheinlich, daß dabei an der glatten geölten inneren Wand des Zylinders Tropfenkondensation auftrat.

Josse⁷⁾ gibt auf Grund der Messungen von Ser Werte der Wärmeübergangszahl auf der Dampfseite von Kondensatoren bis zu 19 000 an.

9. Schlußbemerkung. Die vorliegenden Versuche lassen noch manche Frage offen, z. B. die des Einflusses der Dampfgeschwindigkeit auf die Wärmeübergangszahl; aber wir hielten ihre Veröffentlichung doch schon für berechtigt, da sie den noch immer nicht ganz geklärten Vorgang der Kondensation von Wasserdampf von einer neuen Seite zeigen. Vielleicht sind die hohen Wärmeübergangszahlen, die bei unserer Versuchseinrichtung, besonders auch auf der Wasserseite, erreicht wurden, für den praktischen Kondensatorbau von Bedeutung. Die bisher nur bei Atmosphärendruck ausgeführten Versuche sollen auf niedere Drücke und auch auf lufthaltigen Dampf ausgedehnt werden.

10. Zusammenfassung. Es wird über Messungen des Wärmetüberganges bei der Kondensation von gesättigtem Wasserdampf an einer ebenen Kupferplatte berichtet, die auf der anderen Seite durch Wasser gekühlt wurde. Je nach der Oberflächenbeschaffenheit der Kühlplatte wurden zwei durchaus verschiedene Formen der Kondensation beobachtet. An unsauberen oder durch Ätzen aufgerauten Flächen schlägt sich der Wasserdampf in Gestalt einer zusammenhängenden Haut nieder.

3) L. Hopf, Annalen d. Phys. Bd. 32 (1910) S. 777.

4) Vgl. L. Schiller, Phys. Zeitschr. Bd. 25 (1929) S. 541.

5) Vgl. „Hütte“ 25. Aufl. (1925) I. Bd. S. 459.

6) E. Heinrich, Forsch.-Arb. auf dem Gebiete des Ingenieurwesens Heft 146 (1914) S. 44.

7) E. Josse, VDI-Zeitschr. Bd. 53 (1909) S. 32.

Bei sauberen und glatten Oberflächen dagegen erfolgt die Kondensation in Gestalt feiner Tröpfchen, die rasch anwachsen und dann an der Platte herunterlaufen. Photographien dieses Vorganges werden wiedergegeben. Bei Filmkondensation ergaben sich in Übereinstimmung mit der Nusselt'schen Theorie Wärmeübergangszahlen von etwa $6000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ beim Wärmeübergang von Satt-dampf an eine gekühlte Wand. Bei Tropfenkondensation dagegen erhöhte sich die Wärmeübergangszahl auf 30 000 bis 40 000. Die Kühlung der Platte erfolgte durch einen senkrecht auf ihre Mitte gerichteten Wasserstrahl, der sich auf der ganzen Platte zu einer zusammenhängenden Haut von wenigen Zehntel mm Dicke ausbreitete, in der die Geschwindigkeit radial nach außen gerichtet war. In der Plattenmitte, am Auftreffpunkt des Wasserstrahles, wurden für den Wärmeübergang von der festen Wand an Wasser Wärmeübergangszahlen bis zu 70 000 bei einer Geschwindigkeit des auftreffenden Strahles von etwa 9 m/s beobachtet. Die Dichte des Wärmestromes an dieser Stelle betrug $2\,100\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ bei einer Temperaturdifferenz von 60° zwischen Satt-dampf und Wand und von 30° zwischen Wand und Kühlwasser. [RP 111]

Experimentelle und theoretische Untersuchungen über Hohlraumbildung (Kavitation) im Wasser

Von J. ACKERET, Zürich

(Mitteilung aus dem Kaiser Wilhelm-Institut für Strömungsforschung, Göttingen)

(Schluß von Heft 1, S. 22. Inhaltsübersicht siehe Heft 1, S. 1.)

III. Teil. Theoretische Betrachtungen

1. Vorbemerkung. Die bloße Beobachtung der Kavitationsvorgänge zeigt deutlich, daß wir es mit tumultuarischen Erscheinungen zu tun haben und daß es deswegen wenig wahrscheinlich ist, mit Hilfe theoretischer Betrachtungen weit über das hinauszukommen, was uns die Experimente lehren. Man kann nur hoffen, ein Verständnis gewisser statistischer Mittelwerte auf Grund mechanischer Betrachtungen zu erlangen. Die nachfolgenden Rechnungen gehen darauf aus, für die in Teil II beobachteten Tatsachen einigermaßen rationelle Erklärungen zu finden. Dabei habe ich mich bemüht, mit möglichst einfachen Mitteln auszukommen; solange unsere empirischen Kenntnisse nicht größer sind, hat es meiner Meinung nach nicht sehr viel Wert, die Rechnungen strenger durchzuführen.

Es scheint so möglich zu sein, den Vorgang, den wir als Verdichtungsstoß bezeichneten, mechanisch zu verstehen (Abschnitt 4); man gelangt ferner zu einer Abschätzung der Stoßschichtdicke, die vernünftige Werte liefert.

Das Wandern der Stoßstelle ergibt sich ganz zwanglos; der theoretisch gefolgerte Druckverlauf im geschlossenen Kanal entspricht weitgehend dem beobachteten.

Schließlich zeigt sich, daß beim Durchtreten der Blasen durch die Stoßzone die fast plötzliche Druckänderung wirklich erfolgt, die von den Theorien mechanischer Anfressung bisher ohne genügende mechanische Grundlage vorausgesetzt wurde. Die Abschätzung der Höchstdrücke bei der daraus folgenden Kompression der Blasen (Abschnitt 4) ergibt Werte, nach denen sich die oft äußerst heftig auftretenden Korrosionen auf mechanische Einwirkung zurückführen lassen. Die Betrachtungen des Abschnittes 6 über anderweitige Versuche zeigen, daß die gerechneten Drücke dazu ausreichen könnten. Hier sind vor allem unsere empirischen Kenntnisse noch sehr lückenhaft. Ich halte es deshalb für verfrüht, hierher gehörige Spekulationen, die sich leicht anschließen lassen, mitzuteilen.

2. Über Verdichtungsstöße im Blasengemisch. Das wichtigste Ergebnis der im Teil II beschriebenen Versuche scheint mir die Feststellung von Stoßvorgängen zu sein. In dem früher so genannten „Verdichtungsstoß“ springt der Druck um bedeutende Beträge, wobei Blasen fast ganz verschwinden.

Es liegt nahe, diesen Verdichtungs Vorgang in Parallele zu setzen mit dem stationären Riemannschen Gasverdichtungsstoß, der auftritt, wenn Gas mit Überschallgeschwindigkeit gegen ein Hindernis strömt. Das Gemisch von Wasser und Dampfblasen zeigt freilich eine relativ grobe Struktur; alle folgenden Betrachtungen beziehen sich deshalb auf statistische Mittelwerte.