

Der Wärmeübergang bei der Kondensation von Ammoniak

Dipl.-Ing. ADOLF TRAPP

 Springer

ISBN 978-3-662-40959-6
DOI 10.1007/978-3-662-41443-9

ISBN 978-3-662-41443-9 (eBook)

Sonderdruck aus
Wärme- und Kältetechnik, Jahrgang 1940, Heft 11 und 12, und Jahrgang 1941, Heft 1
(Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH)

Der Wärmeübergang bei der Kondensation von Ammoniak*.

Von Adolf Trapp, München.

Gliederung:

- | | |
|--------------------------------|------------------------|
| I. Einleitung. | IV. Eigene Versuche. |
| II. Versuche anderer Forscher. | V. Versuchsergebnisse. |
| III. Zweck der Arbeit. | VI. Zusammenfassung. |
| | Literaturverzeichnis. |

I. Einleitung.

Die in der Literatur angegebenen Werte der Wärmeübergangszahl von kondensierendem Ammoniak stützen sich auf theoretische Erwägungen. Obwohl Ammoniak in der Kältetechnik sehr viel als Kältemittel verwendet wird, sind bisher noch keine Untersuchungen veröffentlicht worden, die sich mit der Messung der Wärmeübergangszahl bei der Kondensation befassen.

In der Regel rechnet man mit einer mittleren Wärmeübergangszahl von 8000 bis 10000 kcal/m²h °C^{1**}. Mit diesem Wert werden für die Wärmeaustauschapparate die Wärmedurchgangszahlen mittels der Gleichung für die ebene Platte bestimmt:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_D} + \frac{1}{\alpha_W} + \frac{\delta}{\lambda}. \quad (1)$$

Dabei bedeutet:

- k Wärmedurchgangszahl in kcal/m²h °C,
 α_D Wärmeübergangszahl auf der Ammoniakseite in kcal/m²h °C,
 α_W Wärmeübergangszahl auf der Wasserseite in kcal/m²h °C,
 δ Wandstärke des Rohres in m,
 λ Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials in kcal/mh °C.

II. Versuche anderer Forscher.

Die über die Kondensation von Ammoniak veröffentlichten Arbeiten befassen sich hauptsächlich mit der Messung von Wärmedurchgangszahlen.

Kratz, Macintire und Gould² haben Untersuchungen bekanntgegeben, die sie an Ammoniakverflüssigern durchgeführt haben. Die Untersuchungen hatten den Zweck, für verschiedene Bauarten von Kondensatoren die Wärmedurchgangszahlen zu ermitteln an Teilen, deren Oberflächen gesättigten Ammoniakdämpfen ausgesetzt sind. Auch sollten Gesichtspunkte gewonnen werden, welche Bauweise der verschiedenen Kondensatoren als die günstigste angesehen werden kann. Sie untersuchten einen Berieselungsverflüssiger, einen Doppelrohrgegenstromverflüssiger und einen senkrechten Röhrenbündelverflüssiger. Sämtliche Versuche wurden bei gleichem Kondensatordruck $p_k = 10,2$ at entsprechend einer Temperatur von 28 °C durchgeführt. Von den Schlußfolgerungen, die die Verf. aus den Versuchsergebnissen ziehen, seien angeführt:

Die Schichtstärke des flüssigen Ammoniaks beeinflusst in hohem Maße die spezifische Wärmeübertragung.

Die Hauptverflüssigerleistung tritt dort auf, wo das Kühlwasser am kältesten ist.

Vollständige und schnellste Entfernung des Kondensats ergibt eine verbesserte Arbeitsweise des Verflüssigers.

In einer zweiten Arbeit³ beschränkten sich die drei Forscher in der Hauptsache auf den senkrechten Röhrenbündelver-

* Von der T. H. München zur Erlangung des Grades eines Dr.-Ing. genehmigte Abhandlung (D 91). Die Versuche wurden im Laboratorium für Wärmekraftmaschinen an der Technischen Hochschule München unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E. h. W. Nußelt angestellt. Für wertvolle Anregungen und verständnisvolle Förderung ist der Verf. Herrn Prof. Nußelt zu verbindlichstem Dank verpflichtet. Die Kosten dieser Versuche trug die Linde-Stiftung an der Technischen Hochschule München, wofür der Verf. hiermit bestens dankt.

** Die Zahlen betreffen das Literaturverzeichnis am Ende der Arbeit.

flüssiger. Zweck war die Bestimmung des Einflusses der Rohrlänge und der Rohrzahl auf die Wärmeübertragung.

In einer dritten Arbeit⁴ untersuchten sie einen waagrechten Röhrenbündelverflüssiger, der aus zwei gleichartigen Elementen von je 7 Rohren bestand. Das Kühlwasser durchströmte die Rohre in vier hin- und hergehenden Läufen. Bei den Versuchen war der Wasserlauf einmal parallel, einmal hintereinander geschaltet. Der Kondensatordruck wurde jeweils konstant gehalten und betrug ebenfalls 10,2 at. Daneben stellten die Verf. Beobachtungen an, um den Einfluß der inneren Rohrverschmutzung festzustellen. Die Versuche ergaben, daß die Reihenschaltung die bessere Wärmeübertragung aufweist, bezogen auf die gleiche spezifische Kühlwassermenge. Hier sind allerdings die Wasserwege länger, und es müssen größere Widerstände in Kauf genommen werden, die sich in einer größeren Pumparbeit äußern. Bei einer Kühlwassergeschwindigkeit von 1,5 m/sec betragen die Wärmedurchgangszahlen für die Parallelschaltung $k = 2100$ kcal/m²h °C und für die Reihenschaltung $k = 2000$ kcal/m²h °C. Das verwendete Kühlwasser ergab einen rasch wachsenden Niederschlag von Eisenhydroxyd. Die Wärmedurchgangszahlen nahmen deshalb mit der Zeit ab.

In dieser dritten Arbeit versuchen Kratz, Macintire und Gould von der Wärmedurchgangszahl auf die Wärmeübergangszahlen überzugehen. Sie tragen den Wärmedurchgangswiderstand $1/k$ über dem Wert $1/w^{0,8}$ auf, wobei w die Kühlwassergeschwindigkeit in m/sec ist. Eine Parallele zu der Linie $1/k$ durch den Nullpunkt wird als Zusammenhang zwischen dem reziproken Wert $1/\alpha_W$ der Wärmeübergangszahl auf der Wasserseite und dem Wert $1/w^{0,8}$ angesehen. Es werden also der Wärmeleitwiderstand der Wand und der Wärmeübergangswiderstand auf der Ammoniakseite als unveränderlich angesehen. Auf diese Weise finden die Verf. für die Wärmeübergangszahl von kondensierendem Ammoniak den Wert $\alpha_D = 8000$ kcal/m²h °C.

Endlich ist noch eine Arbeit von Linge⁵ vorhanden, die sich ebenfalls mit Ammoniak Kondensatoren verschiedener Bauart beschäftigt. In ihr werden auf Grund von Untersuchungen die erreichten Wärmedurchgangszahlen mitgeteilt und Wirksamkeit und Wirtschaftlichkeit der wichtigsten Bauarten miteinander verglichen. Linge berechnet die Wärmedurchgangszahlen für die zwei großen Gruppen von Kondensatoren, die Durchfluß- und Berieselungskondensatoren, mittels Gl. (1) einmal für den reinen Kondensator und einmal für den durch Öl und Kesselstein verschmutzten Kondensator. Die Wärmeübergangszahl α_D auf der Dampfseite und die Größe λ/δ werden dabei zu 10000 kcal/m²h °C angenommen. Diese errechneten Wärmedurchgangszahlen trägt Linge über der Kühlwassergeschwindigkeit w auf und vergleicht damit die Werte k , die sich bei der Untersuchung der verschiedenen Kondensatorbauarten ergeben haben. Der Verf. erklärt, daß sich die Wärmedurchgangszahlen im Kondensationsteil eines Ammoniak Kondensators zahlenmäßig genügend genau berechnen lassen nach der Gleichung

$$k = \frac{1}{(1/\alpha_W) + 0,0005}, \quad (2)$$

wobei für α_W Werte eingesetzt werden, wie sie sich aus der Gleichung von Stender-Merkel⁶ bzw. van der Ploeg⁷ ergeben. Die Werte gelten für einen normal verschmutzten Kondensator. Aus dem Vergleich der beobachteten Werte mit den rechnerisch ermittelten ist der Einfluß der Verschmutzung zu erkennen.

So findet Linge für einen Durchflußkondensator mit geraden Rohren, der für die vorliegende Arbeit zum Vergleich herangezogen werden kann, folgende Werte:

Wassergeschwindigkeit w	. 0,5	1,0	1,5 m/sec
Wärmedurchgangszahl k	. . 1000	1400	1600 kcal/m ² h °C.

Es steigt also die Wärmedurchgangszahl mit wachsender Wassergeschwindigkeit zunächst stark, dann langsamer an. Linge empfiehlt für die praktische Ausführung eine Wassergeschwindigkeit bis höchstens 1,5 m/sec.

III. Zweck der Arbeit.

Der Zweck der vorliegenden Arbeit ist die Bestimmung der Wärmeübergangszahl für kondensierenden Ammoniakdampf. Da nun Versuche über die Kondensation des Wasserdampfes in den letzten Jahren ergeben haben, daß diese in zweifacher Weise verlaufen kann, entweder als Haut- oder als Tropfenkondensation, und die jeweiligen Wärmeübergangszahlen sehr verschieden sind, so soll im weiteren auch die auftretende Kondensationsart untersucht werden. Die Ergebnisse werden dann mit der Nußeltschen Wasserhauttheorie⁸ verglichen.

IV. Eigene Versuche.

1. Versuchsaufbau.

Die Versuchsanlage ist in Abb. 1 schematisch dargestellt. In einem Kessel *a* wurde gesättigter Ammoniakdampf erzeugt. Die dazu nötige Wärme wurde in Form von elektrischer Energie zugeführt. Zu diesem Zweck wurden um

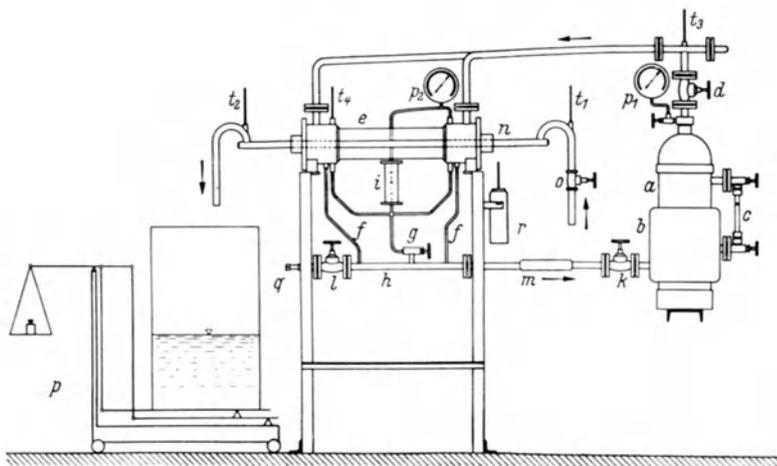


Abb. 1. Schematische Darstellung der Anlage.

a Kessel, *b* Heizmantel, *c* Standglas, *d* Absperrventil, *e* Kondensator, *f* Kondensatleitungen, *g* Absperrventil, *h* Sammelleitung, *i* Kondensatmeßgefäß, *k* Absperrventil, *l* Absperrventil, *m* Heizwicklung, *n* Versuchsrohr, *o* Kühlwasserventil, *p* Dezimalwaage, *q* Anschluß für Vakuumpumpe und Füllleitung, *r* Eisstelle, *t*₁ Thermometer für Kühlwassereintritt, *t*₂ Thermometer für Kühlwasseraustritt, *t*₃ Thermometer nach dem Kessel, *t*₄ Thermometer im Kondensator, *p*₁ Manometer für Kesseldruck, *p*₂ Manometer für Kondensatordruck.

den Kessel drei Heizkörper gelegt, deren Heizleistung durch Hinter- bzw. Nebeneinanderschaltung und durch Änderung der angelegten Spannung in 11 Stufen eingestellt werden konnte. Zwischen zwei Stufen ermöglichte ein Schiebewiderstand die Feinregelung, so daß in einem Bereich von 0,135 bis 5 kW jeder beliebige Wert erreichbar war. Es konnten damit bis 9 kg Dampf je h erzeugt werden. Um die Wärmeverluste nach außen zu verringern, wurden die Heizkörper mit Asbestschnur umwickelt und mit einem gemeinsamen Blechmantel *b* versehen.

Mittels eines durch zwei Ventile abschließbaren Standglases *c* konnte die Höhe des Flüssigkeitsspiegels jederzeit beobachtet werden. Es wurde darauf geachtet, daß dieser Flüssigkeitsspiegel immer das obere Ende des Blechmantels überragte. Dadurch wurde vermieden, daß dem Gasraum Wärme zugeführt wurde und sich überhitzter Dampf bilden konnte. Aus der nämlichen Absicht heraus wurde bei den Versuchen in erster Linie der untere Heizkörper an Spannung gelegt. Ihm wurden dann nach Bedarf bei größerer Belastung der mittlere und schließlich der obere Heizkörper bei- bzw. nachgeschaltet.

Der erzeugte Satttdampf verließ den Kessel über ein Absperrventil *d*, teilte sich in einem T-Stück und strömte in zwei Rohrsträngen von je 24 mm lichter Weite dem Versuchskondensator *e* zu. Das hier anfallende Kondensat gelangte teils unmittelbar durch die Leitungen *f*, teils

über das Absperrventil *g* in die Sammelleitung *h*. Dieses Absperrventil ermöglichte die Ermittlung des über der Versuchsstrecke anfallenden Kondensats in einem Meßgefäß *i*. Das gesamte verflüssigte Ammoniak floß schließlich über ein Absperrventil *k* wieder dem Kessel zu. Der Kreislauf des Mediums war also nur durch den Unterschied der spezifischen Gewichte des dampfförmigen und des flüssigen Zustandes bedingt.

An der Sammelleitung befand sich außerdem noch ein Absperrventil *l* und eine Heizwicklung *m*, worauf später eingegangen wird.

Das Kühlwasser wurde dem Wasserleitungsnetz entnommen und durchfloß das Versuchsrohr *n* über ein Nadelventil *o*, das zum Einstellen einer bestimmten Kühlwassermenge diente. Am Ende des Versuchsrohres wurde das Kühlwasser über einen Krümmer abgeführt, damit der Querschnitt des Rohres auch bei kleiner Wassermenge immer voll ausgefüllt ist. Ein Isolieren der Rohrleitungen und des Kondensators erübrigte sich, da die Versuche jeweils bei einem Druck des Ammoniaks durchgeführt wurden, der der Temperatur der umgebenden Raumluft entsprach. Dadurch wurde erreicht, daß weder Wärme von außen in die Versuchsanlage, noch von hier nach außen dringen konnte. Lediglich die Versuchsrohrabschnitte von der Meßstelle *t*₁ bis zur Einmündung des Rohres in den Kondensator und auf der gegenüberliegenden Seite vom Kondensator bis zur Meßstelle *t*₂ wurden mit mehreren Lagen Asbestschnur umwickelt, um zu verhindern, daß sich das Kühlwasser beim Durchfließen dieser beiden Wegstücke etwas erwärmt.

Mit den vor und hinter dem Kondensator angeordneten Thermometern *t*₁ und *t*₂ wurde die Ein- und Austrittstemperatur des Kühlwassers gemessen. Eine Dezimalwaage diente zur Bestimmung der stündlich durchfließenden Kühlwassermenge. Auf der Dampfseite waren die Thermometer *t*₃ und *t*₄ zum Messen der Dampftemperatur nach dem Kessel und im

Kondensator angeordnet. Die beiden Manometer *p*₁ und *p*₂ zeigten den zugehörigen Druck an. Vor der erstmaligen Füllung der Anlage wurde vor dem Absperrventil *l* der Sammelleitung *h* an dem Mundstück *q* eine Vakuumpumpe angeschlossen und die Luft abgesaugt. Das zur Füllung der Anlage verwendete Ammoniak wurde einer NH₃-Flasche entnommen in einer Reinheit, wie sie für Kälteanlagen handelsüblich ist.

Bei Auswechslungen des Versuchsrohres mußte der Kondensator entleert werden. Hierbei wurde auf folgende Weise verfahren: Bei abgestellter Heizung wurde Kühlwasser durch den Kondensator geschickt, um den Druck der Anlage zu senken. Hierauf wurden die Absperrventile *d* und *k* am Kessel geschlossen und die Heizwicklung *m* auf der Sammelleitung an Spannung gelegt. Durch diese Wärmezufuhr stieg der Druck des Kondensatorsteiles. War ein Druckunterschied von ungefähr 1 at zwischen Kondensator und Kessel erreicht, so wurde das Ventil *k* geöffnet, und der Druckunterschied preßte das flüssige Ammoniak in den Kessel zurück. Sodann wurde das Ventil *k* wieder geschlossen. Dieser Vorgang wurde je nach Bedarf wiederholt, bis in den Rohrleitungen vor dem Kessel kein flüssiges Ammoniak mehr vorhanden war. Nun konnte der Kondensatorsteil ohne weiteres druckentlastet und das Versuchsrohr ausgebaut werden.

Beim Wiedereinbau eines Versuchsrohres wurde in ähnlicher Weise verfahren. Zuerst wurde mit Hilfe der

Vakuumpumpe die Luft abgesaugt und daraufhin das Ventil *d* geöffnet und der Druckausgleich zwischen Kondensator und Kessel hergestellt.

Mit dem Flüssigkeitsspiegel im Kessel *a* ist zugleich auch eine bestimmte Höhe des Ammoniakstandes in den Leitungen *f* erreicht, da diese Leitungen über die Sammelleitung in den unteren Teil des Kessels münden. Es erhält also der Kondensator einen Flüssigkeitsabschluß gegen den Kessel, und es kann im Beharrungszustand, also bei konstantem Druck der Anlage, nur so viel Ammoniakdampf in den Kondensator gelangen, wie tatsächlich in ihm kondensiert. Der Druck der Anlage bleibt dann konstant, wenn die zugeführte Wärme im Kessel und die abgeführte Wärme im Kondensator gleich groß sind.

2. Der Versuchskondensator.

Die Konstruktion des Versuchskondensators ist aus Abb. 2 ersichtlich. Ein liegender Zylinder aus Jenaer Supraxglas mit einer Länge von 500 mm, einem Außendurchmesser von 140 mm und einer Wandstärke von 10 mm ist an beiden Enden durch je einen Kopf aus Stahl abgeschlossen. Sechs Zugschrauben pressen mittels zweier Spannplatten die drei Teile unter Zwischenschaltung je einer Gummidichtung zusammen. Das Versuchsrohr durchdringt achsengleich mit dem Glaszylinder die beiden Kondensatorköpfe. Die Abdichtung geschieht durch zwei Stopfbüchsen.

Der Dampfraum hat in axialer Richtung eine Gesamtlänge von 753 mm. Der Dampf kann von oben bei *a* und *b* in den ringförmigen Raum einströmen durch je einen angeschweißten Flansch von 24 mm lichter Weite. Durch die beiderseitige Zuführung verringerte sich die Dampfgeschwindigkeit auf die Hälfte. Im Kondensator kondensierte praktisch ruhender Dampf.

Am linken Kondensatorkopf konnte mittels einer Überwurfmutter ein unten zugeschweißtes Röhrchen *c* von 8 mm lichter Weite eingeführt werden, um die Messung der Dampftemperatur mit einem Hg-Thermometer zu ermöglichen. Dabei stand das Thermometer in der Hülse in einem Glycerinbad. Am rechten Kondensatorkopf war ein Anschluß für ein Manometer vorgesehen.

Das Versuchsrohr hatte einen Außendurchmesser von 34 mm und eine lichte Weite von 24 mm. Innerhalb des Dampfraumes war es auf die Länge von 753 mm auf einen Außendurchmesser von etwa 31 mm abgesetzt, damit dieser Teil der Oberfläche beim Einführen durch die Stopfbüchsenöffnung nicht verkratzt werden konnte. Die eigentliche Meßstrecke war nur 553 mm lang, je 100 mm Dampfraum diente der Beruhigung der Dampfströmung und der Beseitigung der Einflüsse.

Es war nun dafür zu sorgen, daß das anfallende Kondensat der Meßstrecke von dem gesamten Kondensat abgeschieden werden konnte. Zu diesem Zweck wurde folgende Anordnung getroffen: Jeder Kondensatorkopf hatte an seinem unteren Teil zwei Leitungsstutzen. Sie sind in Abb. 2 mit *d* und *e* bezeichnet. Durch die Leitungen *d* wurde dasjenige Kondensat abgeleitet, das sich in den Kondensatorköpfen selbst bildete. Die Leitungen *e* führten das Kondensat der Meßstrecke ab. Dabei mußte ein geringer Flüssigkeitsspiegel innerhalb des Glaszylinders in Kauf genommen werden. Es konnte aber kein Kondensat der Meßstrecke in die Köpfe überfließen, weil die dafür in Frage kommende Kante jedes

Kopfes einen kleineren Durchmesser als die übrigen Kanten hatte.

Damit nun das Kondensat auch an den vorgesehenen Stellen vom Versuchsrohr tropfte, wurde das Rohr nicht durchgehend glatt gehalten, sondern erfuhr an den Übergangsstellen eine besondere Ausbildung. Von Anfang und Ende der Meßstrecke ausgehend wurde der Durchmesser stetig vergrößert, bis er 33 mm betrug, und zwar 12 mm jeweils nach rechts und links. Es bildeten sich dadurch an jedem Ende je 2 Kanten von 1 mm Höhe, von denen immer eine innerhalb und eine außerhalb der Meßstrecke war. Da das Kondensat naturgemäß immer von der tiefsten Stelle des Rohres abtropfte, war eine eindeutige Scheidung der Kondensatanteile vorhanden. Jeder Tropfen Ammoniak verließ das Versuchsrohr innerhalb des Raumes, in dem er sich bildete.

Das Kondensat, welches durch die Öffnungen *d* abfließen konnte, gelangte über die Leitungen *f* (Abb. 1) direkt in die Sammelleitung. Das Kondensat der Meßstrecke konnte besonders gesammelt werden, worauf noch besonders eingegangen wird.

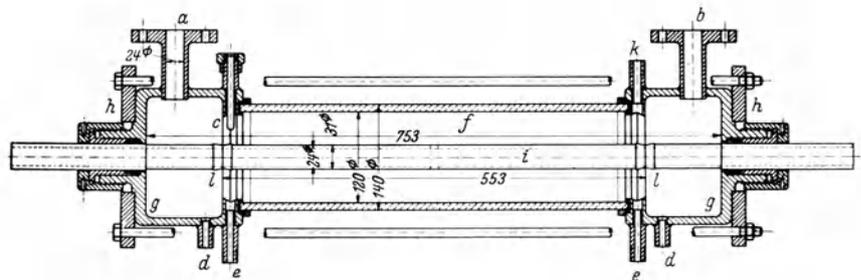


Abb. 2. Der Versuchskondensator.

a Dampfeintritt links, *b* Dampfeintritt rechts, *c* Hülse für Thermometer, *d* Anschlußstutzen zur Sammelleitung, *e* Anschluß zum Kondensatmeßgefäß, *f* Glaszylinder, *g* Kondensatorköpfe, *h* Spannplatten, *i* Versuchsrohr, *k* Anschluß für das Manometer, *l* Abtropfkanten.

3. Meßeinrichtungen.

In den meisten Untersuchungen, bei denen übergehende Wärmemengen zu bestimmen waren, war es üblich, die stündlich an das Kühlwasser übergehende Wärme — also die bei der Kondensation frei werdende Wärme — aus der stündlich durch das Versuchsrohr strömenden Kühlwassermenge und dessen Temperaturerhöhung zu ermitteln. Diese Methode konnte in dem vorliegenden Fall nicht angewandt werden.

Einmal war es unmöglich, die auftretenden Temperaturen des Kühlwassers am Beginn bzw. am Ende der Versuchsstrecke zu messen. Vorversuche mit an diesen Stellen eingebauten Siebthermoelementen ergaben, daß durch die Löcher der verwendeten Elektrolytkupferstücke eine zu starke Drosselung des Kühlwassers auftritt und eine höhere Kühlflächenbelastung infolge des gegebenen Druckes der städtischen Wasserleitung nicht erreicht werden konnte. Es durfte ja das Versuchsrohr wegen der Möglichkeit des Ein- und Ausbaus nicht an den genannten Stellen im Durchmesser vergrößert werden, wie es hätte geschehen müssen, um keine Drosselung zu erhalten. Zum anderen waren die Temperaturdifferenzen, besonders bei den höheren Kühlwassergeschwindigkeiten, sehr klein — sie bewegten sich um ungefähr $\frac{1}{2}^{\circ}\text{C}$ —, und es ist naturgemäß sehr schwierig, solch kleine Unterschiede genau zu messen.

Die übergehende Wärmemenge wurde deshalb aus dem Kondensat ermittelt. Zu diesem Zweck wurde das über der Meßstrecke anfallende Kondensat einem Meßzylinder zugeleitet, dessen Bauweise grundsätzlich der des Kondensators ähnelte. Ein Glaszylinder von 65 mm Außendurchmesser und 9 mm Wandstärke, der in Einheiten von je

50 cm³ geeicht war, wurde zwischen zwei Flanschen mittels 6 Spannschrauben eingespannt. Abb. 1 zeigt die Einfügung des Meßgefäßes in die ganze Anlage. Vom Kondensator führen zwei Rohrleitungen zu einer Verzweigung unterhalb des Meßzylinders. Von hier aus führt ein Strang zur Sammelleitung über das Absperrventil *g* (Abb. 1). Ein anderer mündet von unten her in den Meßzylinder. Eine Druckausgleichleitung verband den oberen Flansch des Gefäßes mit dem Kondensatorraum. Wird nun das Absperrventil *g* geschlossen, so ist der Zufluß des Kondensats zur Sammelleitung unterbunden, und der Flüssigkeitsspiegel beginnt folglich zu steigen.

Da naturgemäß das Kondensat nicht nur im Meßzylinder, sondern auch in den Zuflußleitungen stieg, war eine Korrektur des gemessenen Volumens notwendig. Es wurden jeweils 250 Einheiten mit einer in $\frac{1}{10}$ sec geteilten Stoppuhr gestoppt. Die Ablesung geschah bei den Markierungen 50 und 300. Da der Meßzylinder aus Glas war, konnte der Durchgang der Flüssigkeitssäule durch die Meßmarken sehr genau beobachtet werden. Die Korrektur des Meßvolumens betrug 19 cm³, so daß also das jeweils festgestellte Volumen 269 cm³ ausmachte.

Das Meßgefäß wurde mit Wasser von bekannter Temperatur geeicht. Aus der Gewichts- und Temperaturdifferenz des Wassers für eine Meßstrecke von 250 cm³ wurde mit Hilfe des spezifischen Gewichtes ein Volumen von 269 cm³ bestimmt. Die übergegangene Wärmemenge war nun durch folgende Gleichung bestimmt:

$$Q = r \cdot \gamma \cdot \frac{269 \cdot 3600}{z \cdot 1000} \quad (3)$$

Dabei ist:

- Q* stündlich übergegangene Wärmemenge in kcal/h,
- r* Verdampfungswärme des Ammoniaks in kcal/kg,
- γ* spezifisches Gewicht des Ammoniaks in kg/l,
- z* gestoppte Zeit in sec.

Da sämtliche Versuche bei der jeweils herrschenden Raumtemperatur ausgeführt wurden, stimmte die Temperatur im Meßgefäß mit der Kondensatortemperatur überein. Es wurden deshalb für die Verdampfungswärme *r* und für das spezifische Gewicht *γ* die entsprechenden Werte aus der Dampftafel für die jeweilige Kondensatortemperatur entnommen.

Eine unmittelbare Probe für die stündlich übergehende Wärmemenge konnte nicht gemacht werden. Ein mittelbares Nachprüfen war durch die Temperaturerhöhung des stündlich durch das Versuchsrohr strömenden Kühlwassers gegeben. Dieser Wert mußte natürlich immer etwas über dem oben bestimmten Wert liegen, da ja hier die in den Anlaufstrecken übergehende Wärmemenge mit eingerechnet ist.

Die Dampftemperatur im Kondensator wurde mit einem Quecksilberthermometer gemessen, das in $\frac{1}{10}^\circ$ C eingeteilt war und einem Eichsatz entnommen war, der von der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt geprüft worden war. Das Thermometer stand in einem mit Glycerin gefüllten Röhrchen, das in den Kondensatorraum ragte (Hülse *c* in Abb. 2). Ein zweites solches Thermometer zur Messung der Temperatur des den Kessel verlassenden Dampfes war in gleicher Weise in dem T-Stück oberhalb des Kessels untergebracht (*t₃* in Abb. 1).

Die mittlere Ein- und Austrittstemperatur des Kühlwassers (*t₁* und *t₂* in Abb. 1) wurde mit in $\frac{1}{10}^\circ$ C geteilten Hg-Thermometern gemessen, die mittels eines Eichthermometers geeicht und, wenn nötig, mit entsprechenden Korrekturen versehen wurden. Die beiden Thermometer waren in zwei Krümmern am Anfang und am Ende des Versuchsrohres mittels Gummistopfen untergebracht, und zwar so, daß sie von dem Kühlwasserstrom von unten her erreicht

wurden. Durch die Verwendung von Rohrkrümmern war auch für eine kräftige Durchwirbelung gesorgt, so daß von der Anbringung eigener Wirbelbleche Abstand genommen werden konnte.

Die stündliche Kühlwassermenge *G_h* wurde mittels einer Dezimalwaage gemessen. Sie lieferte mittels der Kontinuitätsgleichung die Kühlwassergeschwindigkeit.

4. Messung der Wandtemperaturen.

Die Bestimmung der Wärmeübergangszahlen setzte die Kenntnis der Wandtemperaturen voraus. Leider gibt es bis jetzt noch kein völlig befriedigendes Verfahren, die mittleren Oberflächentemperaturen ausgedehnter Rohroberflächen zu messen. In den einzelnen Forschungsarbeiten sind schon viele Methoden bekanntgegeben worden. Grundsätzlich können zwei Möglichkeiten ins Auge gefaßt werden: die Messung auf der Oberfläche des Materials und die Messung im Rohrmaterial. Da nun bei Kondensationsversuchen die Rohroberfläche nicht verletzt und die Vorgänge nicht gestört werden dürfen, bleibt in diesem Fall nur die Messung der Temperatur im Rohrmaterial.

Da es sich bei der vorliegenden Arbeit um ein horizontal eingebautes Versuchsrohr handelt, ist die Wandtemperatur, längs eines Umfanges betrachtet, nicht konstant. Die Anzahl der Meßstellen erhöht also die Genauigkeit der Messung. Ferner verändert sich die Wandtemperatur längs der Versuchsstrecke mit der Zunahme der Kühlwassertemperatur. Es wäre nun zu einer genauen Messung noch notwendig, den Meßquerschnitt jeweils an die Stelle zu verlegen, an der die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz Dampf — Wasser auftritt. Dies ist natürlich nicht möglich.

Vorversuche ergaben nun, daß das Verhältnis des Temperaturunterschiedes beim Kühlwasserein- und -austritt fast gleich 1 ist. Die Erwärmung des Kühlwassers beträgt im Mittel für den ganzen in Betracht gezogenen Geschwindigkeitsbereich nur ungefähr 1° C. Dies bedeutet, daß die Krümmung der Kurve der Kühlwassertemperatur, über der Rohrlänge aufgetragen, sehr gering ist und der Verlauf der Temperatur fast als Gerade angesehen werden kann. Schließlich folgt daraus, daß man den Temperaturverlauf in der Mitte der Meßstrecke mit guter Näherung als einen Mittelwert über das ganze Rohr ansehen kann. Deshalb wurde für die Messung der Rohrwandtemperatur folgende Anordnung getroffen:

Das Versuchsrohr wurde geteilt und ein Rohrstück gleichen Werkstoffes und gleichen Durchmessers eingefügt. Das Einsatzstück hatte eine Gesamtlänge von 30 mm,

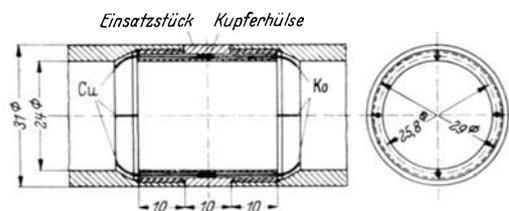


Abb. 3. Einbau der Wandmeßstellen. (Maßstab 2:1.)

wovon auf jeder Seite 10 mm für den Gewindeansatz entfallen. Das verwendete Gewinde hatte die Abmessung $29 \times 0,75$. Das Einsatzstück bekam Außengewinde und das Versuchsrohr in seinen zwei Teilen Innengewinde. In Abb. 2 ist das eingesetzte Stück gestrichelt angedeutet. Abb. 3 zeigt einen axialen Schnitt durch das Versuchsrohr und eine Ansicht des Einsatzstückes. Der innere Durchmesser betrug 24 mm. Auf einem Teilkreis von 25,8 mm wurden, gleichmäßig um je 90° versetzt, vier Bohrungen von 1 mm Durchmesser angebracht. Es blieben also nach

der Kühlwasserseite hin 0,4 mm und nach der Dampfseite hin 2,1 mm Wandstärke. In diesen Bohrungen wurden die Thermolemente untergebracht. Ein Kupfer- und ein Konstantandraht von 0,5 mm Durchmesser wurden in einer Kupferhülse von 5 mm Länge und knapp 1 mm Außendurchmesser zusammengelötet. Die einzelnen so verbundenen Drähte wurden nun so in die Bohrungen des Einsatzstückes geschoben, daß die Kupferhülse in dessen Mitte zu liegen kam. Um die Drähte gegen das Rohrmaterial zu isolieren, wurden über sie, soweit sie noch im Einsatzstück verliefen, Glasröhrchen geschoben.

Die Thermolemente wurden im Rohr nach der Kühlwasserseite herausgeführt. Deswegen waren die Bohrungen auch mehr gegen den inneren Durchmesser zu vorgesehen. Die Enden des Versuchsrohres wurden hinter den Gewindegängen etwas abgeschrägt, damit die Drähte leichter das Einsatzstück verlassen konnten. Endlich wurden die Kupferdrähte auf der Kühlwasseraustrittsseite und die Konstantandrahte auf der Kühlwassereintrittsseite in Isolierschläuchen geführt, damit auch hier jede Berührung

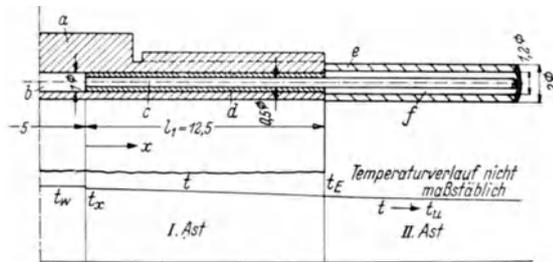


Abb. 4. Einbau des Thermoelementes.

a Einsatzstück, b Kupferhülse, c Draht, d Glasröhrchen, e Isolierschlauch, f Wassermantel (Maße in mm, Maßstab 10:1).

mit dem Rohrmaterial verhindert wurde. Sämtliche Übergangsstellen wurden noch mit flüssigem Schellack bestrichen. Nach dem Zusammenbau wurde das Rohr unter Druck auf etwaige Undichtheiten geprüft und schließlich verchromt, so daß die Trennfugen auch noch verschwanden.

Bei der gewählten Anordnung der Thermolemente im Versuchsrohr (vgl. Abb. 4) war die Möglichkeit eines Meßfehlers dadurch gegeben, daß Wärme von der Meßstelle durch den Draht des Elementes nach dem kälteren Kühlwasser strömen konnte. Die gemessene Temperatur lag in diesem Fall etwas unter der zu messenden Wandtemperatur. Damit dieser Meßfehler möglichst klein wird, wurde das Einsatzstück a in einer Länge ausgeführt, die gerade noch einwandfrei axial durchbohrt werden konnte. Es verblieben auf jeder Seite noch 12,5 mm für die Führung der Elementendrähte in einem Niveau gleicher Temperatur, bevor sie aus dem Einsatzstück herausgeführt wurden. Eine Nachrechnung des Meßfehlers ergab, daß er dadurch bereits genügend klein wird und vernachlässigt werden kann.

Für die Nachrechnung wurde folgender schematisierter Aufbau angenommen, wobei nur eine Hälfte des Einsatzstückes betrachtet werden soll: Die Temperatur t im Draht ist über dem Querschnitt gleich. An der Lötstelle, d. h. da, wo der Draht die Kupferhülse b verläßt, herrscht die Drahttemperatur t_x , das Material des Einsatzstückes hat an der Innenfläche seiner Bohrung die Temperatur t_w , die gemessen werden soll. Die Kupferhülse hat ebenfalls die Temperatur t_w . Es stellt also die Differenz $(t_w - t_x)$ den Meßfehler dar. Der Draht c ist von einem Glasröhrchen d umgeben, das gerade in die Bohrung des Einsatzstückes paßt. Die Wärme strömt also in radialer Richtung betrachtet durch die Wand des Glasröhrchens dem Draht zu.

Außerhalb des Einsatzstückes ist der Draht von einem Isolierschlauch e umgeben. Es wird nun weiter angenommen, daß sich zwischen dem Draht und der Innenfläche des Isolierschlauches ein ruhender Wassermantel f bildet, der von der Wärme wie ein fester Körper durchflossen wird. An der Außenfläche hingegen strömt Kühlwasser mit der Temperatur t_u

vorbei. Der Wassergeschwindigkeit wird durch die Wahl der Wärmeübergangszahl α Rechnung getragen.

Die Temperaturverteilung längs des Drahtes zerfällt also in zwei Äste. Innerhalb des Einsatzstückes strömt dem Draht Wärme zu, außerhalb gibt er Wärme an seine Umgebung ab. In diesem zweiten Ast wird der Draht als unendlich langer Stab behandelt. An der Stirnseite des Einsatzstückes soll kein Wärmeaustausch stattfinden.

Im weiteren bedeuten:

- t_e Temperatur des Drahtes am Ende des Einsatzstückes in $^{\circ}\text{C}$,
- α Wärmeübergangszahl auf der Wasserseite = 5000 kcal/m² h $^{\circ}\text{C}$,
- λ_1 Wärmeleitzahl des Kupferdrahtes . . . = 300 kcal/m h $^{\circ}\text{C}$,
- λ_2 Wärmeleitzahl des Glasröhrchens . . . = 1 kcal/m h $^{\circ}\text{C}$,
- λ_3 Wärmeleitzahl der Kupferhülse . . . = 300 kcal/m h $^{\circ}\text{C}$,
- λ_4 Wärmeleitzahl des Isolierschlauches . = 0,2 kcal/m h $^{\circ}\text{C}$,
- λ_5 Wärmeleitzahl des Wassers = 0,5 kcal/m h $^{\circ}\text{C}$,
- r_0 Halbmesser des Kupferdrahtes = 0,00025 m,
- r_a Außenhalbmesser des Glasröhrchens . = 0,00050 m,
- r_i Innenhalbmesser des Isolierschlauches = 0,00060 m,
- r'_a Außenhalbmesser des Isolierschlauches = 0,00100 m,
- t_w Temperatur der Wand = 20 $^{\circ}\text{C}$,
- t_u Temperatur des Kühlwassers = 10 $^{\circ}\text{C}$.

Es lassen sich folgende Differentialgleichungen aufstellen:

$$\text{I. Ast: } \frac{d^2 t}{dx^2} = - \frac{2 \cdot \lambda_2}{\lambda_1 \cdot r_0^2 \cdot \ln \frac{r_a}{r_0}} \cdot (t_w - t);$$

$$\text{II. Ast: } \frac{d^2 t}{dx^2} = \frac{2}{\lambda_1 \cdot r_0^2 \cdot \left(\frac{1}{\alpha \cdot r'_a} + \frac{1}{\lambda_4} \cdot \ln \frac{r'_a}{r'_i} + \frac{1}{\lambda_5} \cdot \ln \frac{r'_i}{r_0} \right)} \cdot (t - t_u);$$

Grenzbedingungen:

$$\text{I. Ast: } x = 0: t = t_x; \quad x = l_1: t = t_e;$$

$$\text{II. Ast: } x = l_1: t = t_e; \quad x = \infty: t = t_u;$$

$$\left(\frac{dt}{dx} \right)_{x=\infty} = 0.$$

Außerdem muß erfüllt sein*:

$$\text{für } x = 0: \frac{dt}{dx} = - \frac{4 \cdot \lambda_3}{\lambda_1 \cdot r_0 \cdot \pi} \cdot (t_w - t_x).$$

Für den Übergang der beiden Äste gilt:

$$\left(\frac{dt}{dx} \right)_I = \left(\frac{dt}{dx} \right)_{II} \text{ für } x = l_1.$$

Gleichung des Meßfehlers:

$$(t_w - t_x) = (t_w - t_u) \cdot \frac{m_1 m_2 C}{m_1 A B C + m_2 A C^2 + m_1 m_2 B C + m_1^2 B^2 - m_1^2},$$

wobei

$$A = \frac{4 \cdot \lambda_3}{\lambda_1 \cdot r_0 \cdot \pi}; \quad m_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \lambda_2}{\lambda_1 \cdot r_0^2 \cdot \ln \frac{r_a}{r_0}}};$$

$$B = \mathcal{C} \circ \int m_1 l_1;$$

$$C = \mathcal{C} \circ \int m_1 l_1; \quad m_2 = \sqrt{\frac{2}{\lambda_1 \cdot r_0^2 \cdot \left(\frac{1}{\alpha \cdot r'_a} + \frac{1}{\lambda_4} \cdot \ln \frac{r'_a}{r'_i} + \frac{1}{\lambda_5} \cdot \ln \frac{r'_i}{r_0} \right)}};$$

Mit den angegebenen Stoffwerten und Abmessungen ergibt sich ein Meßfehler von 0,003 $^{\circ}\text{C}$.

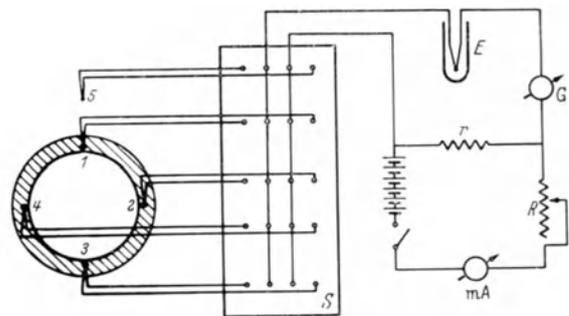


Abb. 5. Meßkreis der Thermolemente.

1...4 die eingebauten Thermolemente, 5 Vergleichsthermolement, S Steckbrett, E Eissstelle, G Lichtzeiginstrument, r Widerstand im Thermostromkreis, R Schiebewiderstand, mA Milliampereometer.

5. Meßkreis der Thermolemente.

Die Schaltung des Meßkreises zeigt Abb. 5. Die Drähte der Thermolemente wurden aus dem Versuchsrohr an den

* Vgl. W. Nußelt: Die Wärmeleitfähigkeit von Wärmeisolistoffen. VDI-Forschungsheft 63/64, Diss.

Krümmern herausgeführt und an ein Steckbrett geleitet, dessen Verbindungsdrähte aus dem gleichen Kupfer- und Konstantanmaterial wie die Elemente hergestellt waren. Dieses Schaltbrett wurde in eine Kompensationsschaltung nach Lindeck-Rothe eingebaut, wobei ein Lichtzeigerinstrument als Nullinstrument und ein Milliampereometer als Ableseinstrument diente. Bei einem Widerstand von $0,1 \Omega$ im Thermostromkreis und einer Spannungsquelle von 4 V betrug der Endausschlag für 150 Skalenteile 10 mA. Ein Teilstrich entsprach $0,17^\circ \text{C}$, so daß noch $0,02^\circ \text{C}$ geschätzt werden konnten.

6. Eichung der Elemente.

Zur Eichung wurde dieselbe Schaltung und die gleiche Anordnung der Geräte wie bei den Versuchen verwendet. Zuerst wurde ein Thermolement der verwendeten Art für sich allein geeicht (Element 5 in Abb. 5), und dann wurden die Wandelemente in das Einsatzstück eingebaut und gemeinsam durchgeeicht. Es zeigten sich keine Abweichungen der Elemente untereinander. Als Vergleichsthermometer diente ein in $1/20^\circ \text{C}$ geteiltes Normalthermometer, das von der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt geprüft war. Die Eichungen wurden in einem Wasserbade vorgenommen. Das Element 5 wurde während der Versuche neben dem Quecksilberthermometer t_4 in der Hülse c (Abb. 2) untergebracht. Es ermöglichte so eine Kontrolle der Kondensatortemperatur.

7. Durchführung der Versuche.

Die Verwendung eines Glaszylinders hat sich für die Durchführung der Versuche als sehr zweckmäßig erwiesen. Maßgebend für die Versuche war die jeweils herrschende Raumtemperatur. Sie wurde nach Möglichkeit für die ganze Versuchsreihe konstant gehalten. Das bedeutete zugleich, daß die Kondensatortemperatur und der dazugehörige Druck sich während einer Versuchsreihe nur wenig änderte. Es blieb also die Temperaturdifferenz Dampf—Wasser ziemlich konstant, weil auch die Kühlwasser-

temperatur nur wenig schwankte. Die Kühlwassermenge hingegen wurde so geändert, daß die Wassergeschwindigkeit gleichmäßig in etwa 15 Einstellungen von 0,15 bis 1,5 m/sec anstieg. Jede Einstellung wurde in gleichen Zeitabständen 4mal abgelesen und davon ein Mittelwert gebildet.

Durch die Einregulierung einer nächst höheren Kühlwassergeschwindigkeit sank zunächst im Kondensator die Temperatur, und es mußte die Heizung vergrößert werden, um die Temperaturenniedrigung wieder auszugleichen.

Im Beharrungszustand war der Glaszylinder vollkommen klar. War aber kein Beharrungszustand vorhanden und die Raumtemperatur größer als die im Kondensator (z. B. bei einer zu kleinen Heizleistung), so zeigten sich im Kondensatmeßgefäß aufsteigende Blasen. Durch den Temperaturunterschied konnte Wärme von außen in den Kondensator übergehen und Dampfblasen erzeugen. War andererseits die Raumtemperatur niedriger als die Kondensatortemperatur, so bildete sich am inneren Umfang des Glaszylinders ein Ammoniakniederschlag. Auf diese Weise konnten also Temperaturdifferenzen sofort wahrgenommen werden.

Der Glaszylinder ermöglichte ferner eine Beobachtung der auftretenden Kondensationsart längs der ganzen Versuchsstrecke. Endlich konnten durch die Glaswand ohne weiteres photographische Aufnahmen gemacht werden.

Die Zeitdauer einer Ablesung war durch die Dauer der Kondensatormessung gegeben. Natürlich war diese Zeit bei kleinen Belastungen länger. Die zu stoppende Kühlwassermenge wurde nun so gewählt, daß für diese Messung ungefähr die gleiche Zeit wie für die Kondensatormessung benötigt wurde. Die übrigen Ablesungen wurden über diese Zeit verteilt, in gleichmäßigen Abständen vorgenommen und dann daraus das Mittel genommen. So konnten sämtliche Temperaturkompensationen für die Wandstellen zweimal während einer Ablesung vorgenommen werden. Die Zeit für die Einstellung zu einem neuen Beharrungszustand bewegte sich zwischen 1 und 2 h.

V. Versuchsergebnisse.

1. Auswertung der Versuche.

Für die Auswertung der Versuche gelten folgende Bezeichnungen:

Q übergehende Wärmemenge in kcal/h,
 t_D Temperatur des NH_3 -Dampfes im Kondensator in $^\circ \text{C}$,
 t_e Eintrittstemperatur des Kühlwassers in $^\circ \text{C}$,
 t_a Austrittstemperatur des Kühlwassers in $^\circ \text{C}$,
 t_w mittlere Kühlwassertemperatur in $^\circ \text{C}$,
 l Länge der Versuchsstrecke in m,
 d_a Außendurchmesser des Versuchsrohres in m,
 d_i Innendurchmesser des Versuchsrohres in m,
 t_1 Oberflächentemperatur des Rohres auf der Dampfseite in $^\circ \text{C}$,
 t_2 Oberflächentemperatur des Rohres auf der Wasserseite in $^\circ \text{C}$,
 t_m Mittelwert der gemessenen Rohrwandtemperaturen in $^\circ \text{C}$,
 Θ_m Mittelwert der logarithmischen Temperaturdifferenz Dampf—Wasser in $^\circ \text{C}$,

r Verdampfungswärme des Ammoniaks bei der Temperatur t_D in kcal/kg,
 γ spezifisches Gewicht des flüssigen Ammoniaks bei der Temperatur t_D in kg/l,
 F_a Oberfläche der Versuchsstrecke bezogen auf den Durchmesser d_a in m^2 ,
 F_i Oberfläche der Versuchsstrecke bezogen auf den Durchmesser d_i in m^2 ,
 k Wärmedurchgangszahl in $\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}$,
 α_D mittlere Wärmeübergangszahl Dampf—Wand in $\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}$,
 α_w mittlere Wärmeübergangszahl Wand—Kühlwasser in $\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}$,
 d_m Meßdurchmesser für die Wandelemente in m,
 λ Wärmeleitfähigkeit des verwendeten Rohrmaterials in $\text{kcal}/\text{m h}^\circ \text{C}$.

Aus den gemessenen Werten Q , t_e , t_a und t_D läßt sich die Wärmedurchgangszahl k ermitteln:

$$k = \frac{Q}{F_a \cdot \Theta_m} \quad (4)$$

In üblicher Weise wurde dabei die Wärmedurchgangszahl auf die Außenfläche des Versuchsrohres bezogen. Ferner ist

$$\Theta_m = \frac{t_a - t_e}{\ln \frac{t_D - t_e}{t_D - t_a}} \quad (5)$$

Der Fehler, der dadurch gemacht worden ist, daß die Kühlwassertemperaturen t_e und t_a nicht am Anfang und Ende der Versuchsstrecke, sondern vor und hinter dem Kondensator gemessen wurden, liegt innerhalb der Meßgenauigkeit und konnte deshalb vernachlässigt werden. Der Ort des Auftretens der mittleren Kühlwassertemperatur $t_w = t_D - \Theta_m$ erfuhr dadurch kaum eine Änderung.

Für die Bestimmung der Wärmeübergangszahl α_D gilt die Newtonsche Gleichung:

$$\alpha_D = \frac{Q}{F_a \cdot (t_D - t_1)} \quad (6)$$

Zur Ermittlung von α_D ist die Kenntnis der Temperatur t_1 auf der Rohroberfläche notwendig. Um sie zu erhalten, mußte die auf dem Durchmesser d_m gemessene Temperatur t_m auf den Durchmesser d_a interpoliert werden. Dies geschah mit der Fourierschen Gleichung der Wärmeleitung für das Rohr:

$$t_1 = t_m + \frac{Q \cdot \ln d_a / d_m}{\lambda \cdot 2\pi \cdot l} \quad (7)$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ wurde durch Versuch bestimmt:

Ein Rohrstück von gleichem Material wie das Versuchsrohr wurde innen mit Glaswolle vollgestopft und stehend auf einen Kupferblock aufgelötet, der elektrisch beheizt werden konnte. Auf das andere Ende des Rohrstückes wurde ein kupferner Behälter aufgelötet, der von Wasser durchflossen wurde. An die Zu- und Abflußleitung des Wassers wurde je ein geeichtes Beckmann-Thermometer angeschlossen.

In radialer Richtung erhielt das Rohrstück vier über seine Länge verteilte Bohrungen, in die Thermolemente eingeführt wurden. Die ganze Anordnung wurde in Glaswolle vollständig eingepackt, um einen Wärmefluß nach außen möglichst klein zu halten.

Bedeutet

Q die aus der Erwärmung des Kühlwassers ermittelte Wärmemenge in kcal/h,

F die Kreisringfläche des Rohrstückes in m^2 ,

d den Abstand zwischen zwei Temperaturmeßstellen in m und Δt den Temperaturunterschied, der sich aus den Anzeigen der zwei oberen Thermolemente ergibt, so ist

$$\lambda = \frac{Q \cdot d}{F \cdot \Delta t}$$

Im Mittel ergab sich für λ ein Wert von 43 kcal/mh°C.

Analog wurde verfahren, um die Wärmeübergangszahl α_W auf der Wasserseite zu erhalten. Es mußte dabei noch die Temperatur t_2 der Rohroberfläche auf der Innenseite ermittelt werden. Dafür gilt:

$$t_2 = t_1 - \frac{Q \cdot \ln d_a / d_i}{\lambda \cdot 2\pi \cdot l} \quad (8)$$

Dann ist

$$\alpha_W = \frac{Q}{F_i \cdot (t_2 - t_w)} \quad (9)$$

Nun ist zu beachten, daß k und α_D auf den Außendurchmesser des Versuchsrohres und α_W auf den Innendurchmesser bezogen ist. Zwischen diesen Größen herrscht demnach folgender Zusammenhang:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_D} + \frac{r_a}{r_i} \cdot \frac{1}{\alpha_W} + \frac{r_a}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_a}{r_i} \quad (10)$$

Bei der Bestimmung der Geschwindigkeit des Kühlwassers durch das Versuchsrohr war zu berücksichtigen, daß die Thermolementendrähte des Einsatzstückes durch das Innere des Rohres herausgeführt wurden. Es wurde deshalb der Querschnitt des Rohres um den Betrag der Flächenausdehnung der Isolierschläuche verkleinert.

Für die Kondensation von Wasserdampf hat Nußelt⁸ seine bekannte Theorie aufgestellt. Die Ergebnisse dieser Arbeit werden seiner Formel für das waagrechte Rohr gegenübergestellt. Diese lautet:

$$\alpha_D = 0,8024 \cdot \sqrt[4]{\frac{2 \cdot \rho \cdot \gamma^2 \cdot \lambda^3}{3 \cdot \eta \cdot d \cdot (t_D - t_W)}} \text{ [kcal/m}^2\text{sec}^\circ\text{C}]. \quad (11)$$

Dabei bedeutet:

ρ Verdampfungswärme in kcal/kg,

γ spezifisches Gewicht der Flüssigkeit in kg/m^3 ,

λ Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit in kcal/msec°C,

η Zähigkeitszahl der Flüssigkeit in $kg \cdot sec/m^2$,

t_D Dampftemperatur in °C,

t_W Wandtemperatur in °C,

d Durchmesser des Rohres in m.

Diese theoretische Formel ist auch für andere Stoffe als Wasserdampf anwendbar, für den sie ursprünglich aufgestellt war. Voraussetzung dafür ist, daß die Stoffwerte des betreffenden Mediums bekannt sind.

2. Stoffwerte von Ammoniak.

Die zur Auswertung notwendigen Stoffwerte sind in genügender Genauigkeit bekannt. Sellschopp⁹ hat Versuche über die Wärmeleitfähigkeit des flüssigen Ammoniaks angestellt in einem Temperaturbereich von 30 bis 100°C und dabei folgende Gleichung aufgestellt:

$$\lambda = 0,464 \cdot (1 - 0,0042 \cdot t) \text{ [kcal/mh}^\circ\text{C}]. \quad (12)$$

Er fand, daß die Wärmeleitfähigkeit mit wachsender Temperatur abnimmt. Für $t = 30^\circ\text{C}$ erhält man $\lambda = 0,406$, für $t = 20^\circ\text{C}$ ein $\lambda = 0,425$. Ten Bosch¹⁰ gibt für flüssiges Ammoniak ($p = 12 \text{ at}$, $t = -10$ bis $+20^\circ\text{C}$) folgenden Wert an: $\lambda = 0,43 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$. — Kardos¹¹ gibt für denselben Bereich einen Wert $\lambda = 0,0012 \text{ cal/cm sec}^\circ\text{C}$ an, wobei dieser Wert mit einer Genauigkeit von etwa $\pm 10\%$ geschätzt ist. Es wurde in den Auswertungen mit $\lambda = 0,43 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ gerechnet.

Für die Zähigkeitszahl wurde auf eine Arbeit von Stakelbeck¹² zurückgegriffen. In ihr ist für die Zähigkeit flüssigen Ammoniaks bei dem Sättigungszustand für $t = 20^\circ\text{C}$ folgender Wert angegeben: $\eta = 22,3 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{sec/m}^2$.

Nach der Angabe des Forschers liegen die durch Versuche bestimmten Werte in befriedigendem Einklang mit den bereits vorhandenen Ergebnissen anderer Forscher.

Die Werte für die Verdampfungswärme und das spezifische Gewicht des Ammoniaks wurden den Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kühlanlagen, Berlin 1929, entnommen. Sie wurden in einer Kurve abhängig von der Temperatur aufgetragen und Zwischenpunkte durch geradlinige Interpolation gefunden.

Endlich war für die Bestimmung der Reynoldsschen Zahl des Kühlwassers die Kenntnis der kinematischen Zähigkeit des Wassers notwendig. Diese Werte wurden der Hütte, 26. Auflage, entnommen. Auch hier wurde für die mittlere Kühlwassertemperatur jeweils zwischen zwei Werten interpoliert.

3. Zur Frage der Kondensationsart.

Die Erkenntnis, daß grundsätzlich zwei verschiedene Kondensationsformen bei der Verflüssigung von Dämpfen auftreten können, ist noch verhältnismäßig jung. Richtungweisend war in dieser Beziehung die Arbeit von Schmidt, Schurig und Sellschopp¹³. Sie haben zum erstenmal Glas an ihrer Apparatur verwendet, um die Kondensationsart beobachten zu können, und fanden, daß unter Umständen nicht eine Hautkondensation auftritt, wie man bis dahin immer angenommen hat und wie auch Nußelt sie seiner Theorie zugrunde gelegt hat, sondern eine stabile Tropfenkondensation bestehen kann.

Anschließend an diese Arbeit sind dann noch mehrere bekannt geworden, die die Frage der Kondensationsart untersuchten. Fritz¹⁴ veröffentlichte einen Bericht, in dem die Arbeiten, die sich mit der Tropfenkondensation des Wasserdampfes beschäftigten, besprochen sind. Darnach kommen die Verff. nicht immer zu den gleichen Ergebnissen, weder bei den ermittelten Wärmeübergangszahlen noch bei der Beschreibung der Kondensationserscheinungen.

In der vorliegenden Arbeit konnte die Kondensationsart auf der ganzen Versuchsstrecke beobachtet werden. Im einzelnen wurden dabei folgende Ergebnisse erzielt:

1. Ein handelsübliches nahtloses Stahlrohr, das zur Entfettung mit Kalilauge abgewaschen wurde, ergab reine Hautkondensation.

2. Ein Stahlrohr, das durch Behandlung mit Schmirgelpapier eine aufgerauhte Oberfläche erhalten hat, ergab ebenfalls reine Hautkondensation. Eine Entfettung wurde bei diesem Rohr nicht vorgenommen.

3. Ein Stahlrohr wie unter 1. und 2. wurde über eine Zwischenschicht aus Kupfer und Nickel verchromt und poliert. Nach anfänglicher Neigung zu Tropfenbildung breitete sich immer mehr eine Hautkondensation aus, nach halbstündiger Versuchsdauer war bereits eine reine Hautkondensation vorhanden, die während des weiteren Versuchs anhielt. Bei einem zweiten Versuch am anderen Tage wurde nur noch Hautkondensation festgestellt.

4. Ein Rohr nach 3. wurde mit Petroleum eingerieben und eingebaut. Das Ergebnis war eine nicht anhaltende Tropfenkondensation von der Dauer einer halben Stunde. Hierauf wechselte die Kondensationsform in Hautbildung über.

5. Ein Überziehen eines Rohres nach 3. mit einer feinen Schicht von Schmierseife ergab von vornherein reine Hautkondensation.

6. Ein Rohr nach 3. wurde mit Kältekompessorenoil eingerieben, wobei sich eine 30- bis 40proz. Tropfenkondensation zeigte. Es bildeten sich teilweise ganz kleine Tröpfchen. Im überwiegenden Teil jedoch war Hautkondensation vorhanden, besonders am unteren Teil des Rohres, wo das Kondensat abläuft.

Im Laufe der Versuche stellte es sich als vorteilhaft heraus, das Versuchsrohr in seinem mittleren Teil im Durchmesser abzusetzen, damit seine Oberfläche beim Einbau in den Kondensator nicht durch die Stopfbüchsenpackung verunreinigt oder durch die Kanten des Kondensatorkopfes verkratzt werden konnte. Während der weiteren Versuche wurden nur solche abgesetzte Rohre verwendet.

7. Ein Stahlrohr wurde glatt bearbeitet, poliert, hierauf ohne Zwischenschicht verchromt und mit Chrompaste poliert. Ein vor dem Einbau aufgetragener Ölfilm (Maschinenöl) blieb nicht haften, sondern zog sich in Tropfen zusammen und lief ab. Die Oberfläche war also so glatt, daß selbst Öl nicht benetzend wirken konnte. Nach dem Einbau wurde hier zum ersten Mal eine vollständige Tropfenkondensation erzielt. Eine photographische Aufnahme (Abb. 6) läßt die Vorgänge deutlich erkennen.

Man sieht auf dem Bild Tropfen verschiedener Größe. In der Bahn eines ablaufenden Tropfens erscheint die Oberfläche des Rohres im ersten Moment vollkommen blank, aber schon im nächsten Zeitpunkt bilden sich darauf kleinste Tröpfchen, welche schnell anwachsen und zu größeren Tropfen zusammenlaufen, bis diese schließlich unter der Wirkung der Schwerkraft nach unten ablaufen. Auf der oberen Hälfte des Rohres bilden sich die größeren Tropfen, weil dort der Einfluß der Schwere nicht so stark ist. Läuft ein Tropfen ab, so nimmt er alle in seiner Bahn liegenden anderen Tropfen mit.

Nach einigen Versuchen wurde das Rohr wieder ausgebaut und mit Chromsäure abgewaschen. Nach dem erfolgten Wiedereinbau wurde nur noch ein geringer Prozentsatz an Tropfen erzielt, wahrscheinlich nur an den Stellen, wo die Polierschicht nicht ganz abgewaschen war. Daraufhin wurde das Rohr entchromt, neuerdings verchromt und mit Chrompaste poliert. Es zeigte sich nach dem Einbau zwar auch wieder eine reine Tropfenkondensation, aber sie war nicht so gut ausgebildet wie zuerst.

Bei höherer Belastung, also größerer Kühlwassermenge, ging die Kondensationsform an manchen Stellen in Hautbildung über.

Da sich die Verchromung des Rohres und das anschließende Polieren als geeignet für die Erzielung einer Tropfenkondensation erwiesen hat, wurden die Versuche in dieser Richtung fortgesetzt und noch mehrere Rohre so behandelt. Dabei ergab sich übereinstimmend die Tatsache, daß wohl in allen Fällen Tropfenkondensation erzielt werden konnte, diese Kondensationsform sich jedoch nach mehr oder weniger langer Zeit in Hautbildung umwandelte. In manchen Fällen hielt sich die Tropfenbildung nur 2 h, in anderen Fällen wieder einen ganzen Tag.

Entscheidend für das Erhalten einer reinen Tropfenform war wohl die Behandlung des verchromten Rohres mit einer Polierpaste. Dieses Poliermittel bestand aus fein



Abb. 6. Reine Tropfenkondensation an einem verchromten und polierten Stahlrohr [Maßstab etwa 2:1].

gemahlenem Chromoxyd und aus Fettmischungen. Da nämlich der elektrolytische Chromüberzug außerordentlich hart ist, wird das Polieren solcher Überzüge mit chromoxydhaltigen Pasten vorgenommen. Dabei wird aber zugleich auf die zu polierende Oberfläche eine hauchdünne Fettschicht aufgetragen.

Man darf nun mit Bestimmtheit annehmen, daß das Ammoniak mit der Zeit die aufgetragene Fettschicht entfernte und die Oberfläche benetzbar machte. Das mehr oder weniger gleichmäßige Aufbringen dieser Schicht bestimmte die Dauer der Tropfenbildung. Wenn auch das Polieren mit aller Sorgfalt vorgenommen wurde, so konnte man den Erfolg doch erst nach dem Einbau und dem Kühlwasserdurchfluß erkennen.

Andrerseits war die Höhe der Kühlflächenbelastung für die Umbildung der Kondensationsform maßgebend. Höhere Belastungen führten in kürzerer Zeit die Tropfenform in die Hautform über. Dies wurde noch bekräftigt durch die Tatsache, daß die Hautbildung immer auf der Seite des Kühlwassereintritts einsetzte, also dort, wo die Temperaturdifferenz Dampf — Kühlwasser größer war und sich von hier aus allmählich über das ganze Rohr ausbreitete. Auf der Seite des Kühlwasseraustritts hielt sich die Tropfenform immer am längsten.

Zusammenfassend kann man die Ergebnisse folgendermaßen formulieren:

1. *Rauhe Oberflächen ergeben Hautkondensation.*
2. *Entfettete Oberflächen ergeben Hautkondensation, ganz gleich um welche Oberflächen es sich handelt (Chrom oder Stahl).*
3. *Verchromte Oberflächen neigen zu zeitlich begrenzter Tropfenkondensation, um so mehr, wenn sie mit Impf-*

stoffen behandelt werden. Von diesen Stoffen sind Petroleum und Öl weniger geeignet, hingegen hat sich Chrompaste beim Polieren am wirkungsvollsten erwiesen.

4. Höhere Kühlflächenbelastungen führen Tropfenkondensation in Hautkondensation über.

5. Eine stabile Tropfenkondensation konnte bei Ammoniak nicht erzielt werden.

Wie stimmen nun diese Ergebnisse mit den Beobachtungen überein, die andere Forscher bei Kondensationsversuchen mit Wasserdampf gemacht haben?

Schmidt, Schurig und Sellschopp¹³ teilten mit, daß die beste Dauerwirkung für eine Tropfenkondensation durch Polieren und Verchromen einer Kupferplatte erreicht wurde. Von den Impfstoffen bezeichneten sie Schmieröl und Fett als zur Tropfenbildung ungeeignet, ein leichter Petroleumüberzug hatte reine Tropfenkondensation zur Folge; die Wirkung war aber nicht von Dauer, da das Petroleum abgewaschen wurde. Reine Hautbildung erhielten sie nach Anätzen der Kupferplatte. Die Neigung der rauhen Oberflächen zu Hautbildung wurde im übrigen auch von Spoelstra¹⁵ festgestellt.

Gnam¹⁶ hatte in seiner Apparatur ein Messingrohr eingebaut. Er erhielt zunächst Hautkondensation. Durch wiederholte Behandlung mit Petroleum bekam er für einige Stunden Tropfenkondensation. Abwaschen des Rohres mit Kalilauge ergab wiederum Hautkondensation. Polieren und Verchromen hatte eine gemischte Kondensation zur Folge. Die dauerhafteste Tropfenkondensation erhielt Gnam durch Einreiben der Kühlfläche mit Schmierseife.

Fritz¹⁴ erwähnt in seinem Bericht noch eine Arbeit von Drew, Nagle und Smith¹⁷. Sie führten Kondensationsversuche mit zwei Anlagen aus, in denen einmal Dampf aus einem Dampfkessel, ein andermal Dampf verwendet wurde, der in einem Glaskolben erzeugt wurde. Bei Verwendung des Dampfes, den sie in dem Glaskolben erzeugten, erhielten sie an einem verchromten Rohr dauernd nur Hautkondensation, während beim Wechseln der Dampfquelle und dem nämlichen verchromten Rohr die Kondensationsart in kurzer Zeit in Tropfenkondensation hinüberwechselte. Bei Untersuchung des Kesselampfes fanden sie einen Rückstand in Gestalt eines zähen dunklen Öles. Die Verf. haben vier Regeln für das Auftreten der beiden Kondensationsformen aufgestellt:

1. Reiner Dampf kondensiert auf rauhen und polierten Flächen stets in Hautform.

2. Tropfenkondensation von Dampf tritt nicht ein, solange die Kondensationsflächen nicht auf irgendeine Weise unreinigt sind.

3. Es gibt Stoffe, die, auf die Oberfläche aufgebracht, diese nicht mehr benetzbar machen, also Tropfenform hervorrufen.

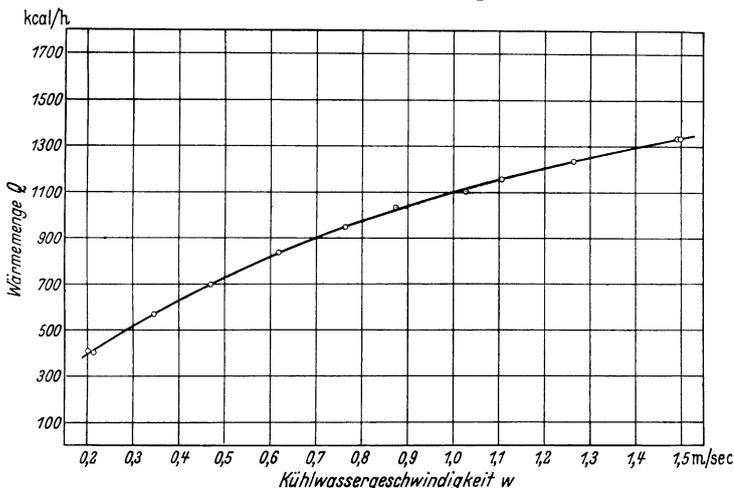


Abb. 7. Die übergegangene Wärmemenge in Abhängigkeit von der Kühlwassergeschwindigkeit.

4. Tropfenkondensation tritt leichter und stabiler bei glatten Oberflächen als bei rauhen auf.

Diese Regeln stimmen mit den Ergebnissen überein, die bei den Versuchen mit Ammoniak erhalten wurden. Als unreinigender Bestandteil im Sinne der Regel 3 ist die Chrompaste anzusehen, die beim Polieren auf die Oberfläche des verchromten Rohres aufgebracht wurde. Diese dünne Fettschicht verhinderte für kurze Zeit die Benetzung der Oberfläche durch Ammoniak.

Es war bei den vorliegenden Versuchen zweifelsohne reiner Dampf vorhanden, nirgends konnte der Dampf mit Öl in Berührung kommen; denn der Ammoniakumlauf erfolgte durch den Unterschied der spezifischen Gewichte. Bei den Versuchen von Schmidt, Schurig und Sellschopp jedoch kann dies nicht ohne weiteres angenommen werden, auch wenn sie den Dampf, den sie im Dampfkessel erzeugten, zuerst durch einen Dampfreiniger schickten. Gerade diese Annahme hatten Drews, Nagle und Smith durch ihre Versuche widerlegt. Sie haben eindeutig festgestellt, daß Kesseldampf nicht als reiner Dampf angesehen werden darf. Außer Schmidt, Schurig und Sellschopp haben auch noch andere Forscher den Dampf nicht selbst erzeugt, sondern fremden Dampfquellen entnommen. Ihre Ergebnisse müssen ebenfalls unter dem Gesichtspunkt gewertet werden, daß möglicherweise bei ihren Kondensationsversuchen kein reiner Dampf verwendet worden ist.

Über den Mechanismus der Tropfenkondensation berichtet Emmons¹⁸. Er teilt mit, daß Tropfenkondensation eines Dampfes dann eintritt, wenn die Adsorptionskraft zwischen der ersten abgeschiedenen Schicht von Dampf molekülen und den Wandmolekülen geringer ist als die gegenseitige Anziehungskraft der Moleküle des Dampfes. Er findet als günstige Bedingungen für Tropfenkondensation: geringe Kondensationsgeschwindigkeit, geringe Zähigkeit des Kondensats, hohe Oberflächenspannung und hoher negativer Wert des Ausbreitungskoeffizienten z und glatte Oberfläche. Der Ausbreitungskoeffizient $z = \gamma_{gs} - \gamma_{fg} - \gamma_{sf}$ [dyn/cm] ergibt die Bedingung für Filmkondensation bei $z \geq 0$, für Tropfenkondensation bei $z \leq 0$ (γ = Oberflächenspannung, Index g = Gas, f = Flüssigkeit, s = fester Körper). Diese Art der Betrachtung der Kondensationsform hat auch Gnam auf seine Ergebnisse angewandt. Er nannte z den Zerfließungskoeffizienten. Der Begriff dieses Koeffizienten stammt von Harkins¹⁹. Auf die vorliegenden Versuche konnte diese Art der Darstellung nicht angewandt werden, weil für Ammoniak die notwendigen Oberflächenspannungen nicht bekannt sind.

4. Messung der Wärmedurchgangszahl.

Bei den vorliegenden Versuchen wurde die Kühlwassermenge und damit die Kühlwassergeschwindigkeit geändert. Da die Raumtemperatur während einer Versuchsreihe nach Möglichkeit konstant gehalten wurde und andererseits die Kondensatortemperatur auf die Raumtemperatur abgestimmt wurde, war die mittlere Temperaturdifferenz Dampf — Wasser nur noch von den Schwankungen der Kühlwassertemperatur abhängig. Diese

Zahlentafel 1 (zu Abb. 7).

Ver-suchs-Nr.	Dampf-temperatur t_D °C	Übergegangene Wärmemenge Q kcal/h	Kühlwasser-geschwindigkeit w m/sec
81	21,74	406,3	0,200
82	21,75	400,7	0,213
83	21,73	568,6	0,347
84	21,66	695,5	0,470
85	21,84	836,1	0,618
86	21,86	946,8	0,763
87	21,84	1033,2	0,873
88	21,79	1104,0	1,027
89	21,81	1154,7	1,105
90	21,83	1231,8	1,264
91	21,84	1333,7	1,498
92	21,77	1334,1	1,492

Reine Hautkondensation; Außendurchmesser des Rohres 31 mm; Wandstärke 3,5 mm; Rohroberfläche $F_a = 0,053856 \text{ m}^2$; mittlere Dampftemperatur $t_D = 21,79^\circ \text{C}$; mittlere Kühlwassertemperatur $t_w = 9,78^\circ \text{C}$.

bewegten sich nur in engen Grenzen. Bei manchen Versuchen konnte man beobachten, daß größeren Kühlwassermengen die tieferen Wassertemperaturen (bezogen auf den Eintritt) entsprachen.

Mit der Kühlwassergeschwindigkeit änderte sich die übergehende Wärmemenge. Abb. 7 zeigt diesen Zusammenhang für eine mittlere Dampftemperatur $t_D = 21,79^\circ \text{C}$.

Diese Temperatur schwankte während der Versuchsreihe nur um 0,26 °C. Die mittlere Kühlwassertemperatur betrug $t_w = 9,78$ °C.

In Anlehnung an andere Forscher wurde bei der Berechnung der Wärmedurchgangszahl k nach Gl. (4) der äußere Durchmesser für die Bestimmung der Fläche herangezogen. Eine genaue Ermittlung der Wärmedurchgangszahl würde die Einführung eines Rohrdurchmessers erfordern, der zwischen dem äußeren und inneren

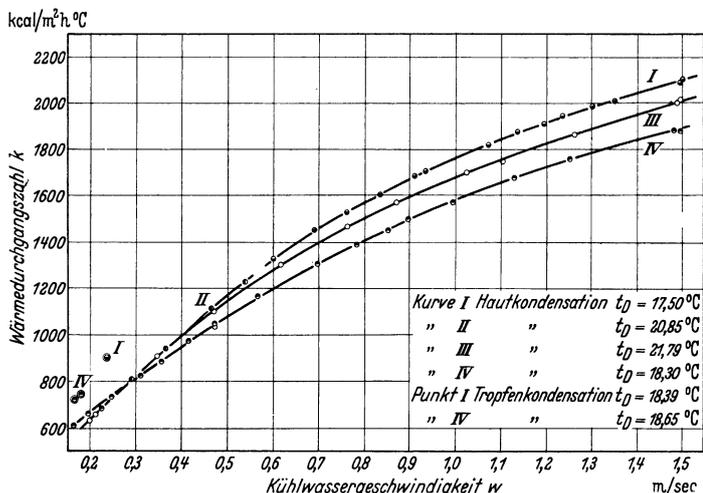


Abb. 8. Die Wärmedurchgangszahl in Abhängigkeit von der Kühlwassergeschwindigkeit.

Durchmesser liegt, und zwar desto näher am inneren Durchmesser, je größer der Wärmeübergangswiderstand des Kühlwassers gegenüber dem des Ammoniaks ist. Die nach Gl. (4) ermittelten Wärmedurchgangszahlen sind im Vergleich zu denen der ebenen Platte durchwegs etwas niedriger.

In Abb. 8 sind die gemessenen Wärmedurchgangszahlen abhängig von der Kühlwassergeschwindigkeit aufgetragen. Die vier angegebenen Kurven beziehen sich auf zwei verschiedene Rohre. Kurve I, II und III wurden mit einem Rohr von 31 mm Außendurchmesser und 3,5 mm Wandstärke erhalten. Die Außenfläche betrug 0,053 856 m². Es handelte sich um ein nahtlos gezogenes Stahlrohr, das poliert, verchromt und wieder poliert worden war. In der ersten Zeit nach dem Einbau zeigte sich eine vollkommene Tropfenkondensation, die aber bald in Hautkondensation überging. Die Messungen für Hautkondensation wurden erst vorgenommen, nachdem längere Zeit auf der ganzen Versuchsstrecke eindeutig Hautbildung eingetreten war.

Kurve I: Die Kühlwassergeschwindigkeit wurde in einem Bereich von 0,6 bis 1,5 m/sec geändert. Dabei schwankte die Dampftemperatur um 2,1 °C, im Mittel betrug sie 17,50 °C. Die Kühlwassertemperatur erreichte als höchsten Wert 10,79 °C und als tiefsten Wert 10,12 °C, als Mittelwert 10,48 °C.

Kurve II: Diese Kurve wurde aus Messungen erhalten, die zeitlich später angestellt wurden. Das verwendete Rohr war das gleiche wie bei den Messungen der Kurve I. Es war in der Zwischenzeit nicht ausgebaut worden, sondern stetig Tag und Nacht von Kühlwasser durchflossen. Bei den Versuchen wurde die Kühlwassergeschwindigkeit von 0,6 auf 0,15 m/sec gesenkt. Die Dampftemperatur bewegte sich zwischen 20,20 °C und 21,40 °C (Mittelwert $t_D = 20,85$ °C) und die Kühlwassertemperatur zwischen 10,30 °C und 10,84 °C (Mittelwert $t_w = 10,58$ °C).

Kurve III: An dem nämlichen Rohr wurden einige Zeit später nochmals die gleichen Messungen ausgeführt und dabei die Kurve III erhalten. Die Versuche erstreckten sich auf den ganzen untersuchten Geschwindigkeitsbereich des Kühlwassers von 0,15 bis 1,5 m/sec. Bei dieser Versuchsreihe wurden die Schwankungen der Dampftemperatur im Kondensator auf ein Minimum beschränkt. Sie betragen 0,26 °C bei einer mittleren Dampftemperatur $t_D = 21,79$ °C. Die Kühlwassertemperatur bewegte sich zwischen 10,45 und 9,29 °C (Mittelwert $t_w = 9,78$ °C),

Zahlentafel 2 (zu Abb. 8).

Ver- suchs- Nr.	Dampf- temperatur t_D °C	Wärme- menge Q kcal/h	Mittlere Temperatur- differenz Θ_m °C	Wärme- durchgangs- zahl k kcal/m ² h °C	Kühlwasser- geschwindig- keit w m/sec
Hautkondensation:					
Kurve I.					
67	17,24	482,9	6,73	1331	0,600
68	17,04	500,5	6,40	1451	0,688
69	17,10	532,7	6,42	1540	0,760
70	16,52	525,7	6,07	1607	0,835
71	16,74	566,7	6,27	1679	0,912
72	17,08	609,0	6,63	1701	0,933
73	17,28	671,6	6,86	1816	1,073
74	17,68	709,9	7,05	1870	1,136
75	17,68	741,0	7,22	1905	1,193
76	17,97	770,5	7,40	1938	1,235
77	17,78	781,7	7,32	1982	1,301
78	17,95	833,5	7,69	2006	1,351
79	18,55	898,3	7,95	2098	1,499
80	18,24	903,7	8,04	2090	1,497
Kurve II.					
62	20,58	380,8	10,23	691	0,227
63	20,27	421,0	9,67	808	0,290
64	20,62	512,5	10,14	938	0,363
65	21,02	621,7	10,42	1106	0,467
66	21,35	700,8	10,63	1226	0,537
Kurve III.					
81	21,74	406,3	11,56	631	0,200
82	21,75	400,7	11,32	657	0,213
83	21,73	568,6	11,65	908	0,347
84	21,66	695,5	11,78	1097	0,470
85	21,84	836,1	11,95	1299	0,618
86	21,86	946,8	12,08	1462	0,763
87	21,84	1033,2	12,27	1563	0,873
88	21,79	1104,0	12,11	1693	1,027
89	21,81	1154,7	12,31	1741	1,105
90	21,83	1231,8	12,33	1854	1,264
91	21,84	1333,7	12,32	2009	1,498
92	21,77	1334,1	12,43	1993	1,492
Kurve IV.					
29	18,89	238,3	7,42	616	0,164
34	18,53	255,5	7,33	667	0,196
37	18,30	278,5	7,26	736	0,247
40	18,38	321,0	7,45	826	0,309
42	18,62	360,0	7,82	884	0,355
44	17,90	369,4	7,29	975	0,414
45	18,12	415,1	7,59	1049	0,471
48	17,90	442,5	7,30	1164	0,565
49	18,11	527,0	7,75	1304	0,698
50	17,98	547,9	7,50	1387	0,784
51	17,99	557,8	7,40	1448	0,852
53	17,81	590,1	7,23	1565	0,994
54	17,84	637,1	7,31	1673	1,128
55	18,30	681,7	7,44	1758	1,251
57	18,71	791,2	8,10	1874	1,482
58	18,52	787,1	8,04	1878	1,494
Tropfenkondensation:					
Kurve I.					
59	18,39	355,1	7,39	892	0,234
59	18,39	355,1	7,42	888	0,237
59	18,40	371,4	7,40	932	0,239
Kurve IV.					
27	18,66	285,8	7,49	729	0,167
28	18,63	288,1	7,46	748	0,181
Daten der Rohre:					
				Kurve I mit III	Kurve IV
Außendurchmesser				31 mm	30 mm
Wandstärke				3,5 mm	3,0 mm
Rohroberfläche F_a				0,053 856 m ²	0,052 12 m ²

sie nahm bei diesen Versuchen fast durchwegs mit steigender Kühlwassergeschwindigkeit ab.

Kurve IV: Diese Kurve wurde aus Messungen erhalten, bei denen ein Rohr eingebaut war, das an der Oberfläche genau so behandelt war wie das Rohr der ersten drei Kurven, jedoch etwas andere Dimensionen aufwies. Es hatte einen Außendurchmesser von 30 mm und eine Wandstärke von 3 mm. Die Außenfläche betrug demnach $F_a = 0,05212 \text{ m}^2$. Auch bei diesem Rohr zeigte sich, daß in den ersten Stunden nach dem Einbau reine Tropfenkondensation vorhanden war; sie hielt jedoch ebenfalls nicht lange an, sondern machte nach einiger Zeit einer reinen Hautkondensation Platz. Es wurde das ganze Geschwindigkeitsbereich des Kühlwassers untersucht. Die Dampftemperatur betrug im Mittel $18,30^\circ \text{C}$, ihre Schwankungen hielten sich innerhalb $1,46^\circ \text{C}$. Die Temperaturen des Kühlwassers bewegten sich zwischen $10,34$ und $11,71^\circ \text{C}$. Auch hier galt die Beobachtung, daß die höheren Kühlwassertemperaturen den niederen Wassergeschwindigkeiten zugeteilt waren.

Wie zu erwarten war, nimmt die Wärmedurchgangszahl k mit wachsender Kühlwassergeschwindigkeit zu. Der Einfluß der Wassergeschwindigkeit ist jedoch nicht überall gleich stark, im oberen Bereich verlaufen die Kurven flacher. Die zahlenmäßigen Werte stimmen mit denen überein, die Linge⁵ für einen Durchflußkondensator mit geraden Rohren angibt.

Verschiedene Forscher, z. B. Gnam¹⁶, haben bei Versuchen über die Kondensation von Wasserdampf festgestellt, daß die Wärmedurchgangszahl k bei gleicher Wassergeschwindigkeit bei höheren Dampftemperaturen höher ist. Bei den vorliegenden Versuchen unterschieden sich die Dampftemperaturen nicht sehr wesentlich voneinander. Die größte Differenz betrug $4,30^\circ \text{C}$. Würden so kleine Temperaturunterschiede schon einen Einfluß auf die Größe der Wärmedurchgangszahl ausüben, so müßte die Kurve III höhere Werte als die Kurve I ergeben, da die mittlere Dampftemperatur bei den Versuchen der Kurve III größer war und es sich in beiden Fällen um das gleiche Rohr handelte. Es ist also bei den kleinen Temperaturunterschieden kein Einfluß der Dampftemperatur wahrnehmbar. Im Gegenteil, es liegt die Kurve I mit einer mittleren Dampftemperatur von $17,50^\circ \text{C}$ merklich höher als die Kurve III mit einer mittleren Dampftemperatur von $21,79^\circ \text{C}$. Der Grund hierfür liegt in der zunehmenden Verschmutzung der Rohre durch das Kühlwasser.

Die Kurven I, II und III wurden mit demselben Rohr erhalten. Für die Messungen der Kurve I war das Rohr erstmalig in den Kondensator eingebaut worden und hatte noch eine vollständig reine Oberfläche auf der Innenseite. Sobald die Tropfenkondensation in Hautkondensation übergegangen war, wurde mit der Messung der Wärmedurchgangszahlen begonnen. Nach Beendigung der Versuchsreihe blieb das verwendete Rohr im Kondensator eingebaut und wurde dauernd von Kühlwasser durchflossen. Einen knappen Monat später wurde mit den Messungen der Kurve II begonnen. Am Ende dieser Versuchsreihe blieb das Rohr ebenfalls im Kondensator unter fortwährendem Kühlwasserdurchfluß eingebaut. Nach einmonatiger Pause wurde dann die Versuchsreihe der Kurve III ausgeführt.

Diese zeitlichen Zwischenräume erklären den Unterschied der Wärmedurchgangszahlen. Es konnte sich nämlich im Laufe der Messungen und in der Zwischenzeit eine feine Rostschicht an der Innenfläche des Rohres ansetzen, die infolge ihrer schlechten Wärmeleitfähigkeit die Wärmedurchgangszahl merklich verschlechterte. Ein fortwährendes Reinigen der inneren Oberfläche des Rohres war unmöglich, da ja die Drähte für die Thermolemente zur

Messung der Wandtemperaturen innen herausgeführt wurden und beim Reinigen hätten verletzt werden können. Die drei Kurven müssen also zwangsläufig immer schlechtere Wärmedurchgangszahlen ergeben. Bei kleinen Kühlwassergeschwindigkeiten tritt der Einfluß des zusätzlichen Wärmeleitwiderstandes der Rostschicht nicht sehr hervor, die Kurven gehen hier fast ineinander über. Je größer aber die Kühlwassergeschwindigkeit wird, desto mehr weichen die Kurven voneinander ab. Der Anfang der Kurve I und das Ende der Kurve II liegen nach der Zeit der Messungen 7 Wochen auseinander. Die nach dieser Zeit gemessenen Wärmedurchgangszahlen der Kurve II sind bei der entsprechenden Kühlwassergeschwindigkeit kleiner als die Werte der Kurve I. Noch deutlicher wird der Unterschied der Kurven I und III sowie II und III. Die Verschlechterung der Wärmedurchgangszahlen geht eindeutig Hand in Hand mit der Benützungsdauer des Rohres. Linge weist ebenfalls auf den Einfluß der Verschmutzung, nur kommt im ausgeführten Kondensator noch eine solche durch Öl hinzu, während es sich bei diesen Versuchen nur um die Verschmutzung handelt, die das Kühlwasser verursacht.

Die Werte der Kurve IV sind mit einem anderen Rohr erhalten worden. Es hatte zwar eine um 0,5 mm schwächere Wandstärke, war aber viel länger in Gebrauch und schon bei den Vorversuchen benützt worden. Dadurch erklärt sich, daß diese Wärmedurchgangszahlen noch kleiner sind als die der Kurve III.

Die verwendeten Rohre stimmen darin überein, daß sie alle eine verchromte und polierte Oberfläche hatten. Nun darf nicht vorausgesetzt werden, daß bei allen Rohren eine gleich dicke Chromschicht vorhanden war; denn die Rohre sind nicht zu gleicher Zeit verchromt worden. Wenn auch der zusätzliche Wärmeleitwiderstand, hervorgerufen durch die Chromschicht, gegenüber dem der Rostschicht im Innern des Rohres klein ist, so muß dieser Umstand doch erwähnt werden. Es ist leicht möglich, daß eine gewisse Abweichung der Wärmedurchgangszahlen schon durch eine mehr oder minder starke Chromschicht hervorgerufen werden kann.

Die Wärmedurchgangszahl bei Tropfenkondensation.

Soweit es in der kurzen Zeit der reinen Tropfenbildung möglich war, wurde bei den Versuchen auch bei dieser Kondensationsart die Wärmedurchgangszahl gemessen, um zu prüfen, wie weit die Zahlen von denen bei Hautkondensation abweichen. Leider konnten solche Messungen nur bei kleinen Kühlwassergeschwindigkeiten angestellt werden, weil nur hier die Dauer der Tropfenbildung die Einstellung eines Beharrungszustandes gewährleistete. Die für die Versuchsreihen I und IV erhaltenen Meßpunkte sind in Abb. 8 in entsprechender Markierung eingezeichnet.

Es ergibt sich in Übereinstimmung mit den Ergebnissen anderer Forscher, daß bei Tropfenkondensation die Wärmedurchgangszahlen höher als bei Hautkondensation sind. Die prozentuale Verbesserung beträgt im Mittel 21 %, bezogen auf die Werte bei Hautkondensation. Auch hier zeigt sich die Tendenz der Wärmedurchgangszahlen, mit steigender Kühlwassergeschwindigkeit zuzunehmen. Der Grund für die höheren Durchgangszahlen liegt in einer starken Zunahme der Wärmeübergangszahl auf der Dampfseite, worauf später noch eingegangen wird.

5. Messung der Wärmeübergangszahl.

a) Die Wandtemperatur. Zur Ermittlung der Wärmeübergangszahl α_D mußten die Wandtemperaturen gemessen werden. Während bei einem senkrecht eingebauten Rohr die Temperatur der Wand für eine bestimmte Belastung längs eines Umfanges konstant ist, da die Hautdicke des herabfließenden Kondensats hier überall gleich ist, ist sie

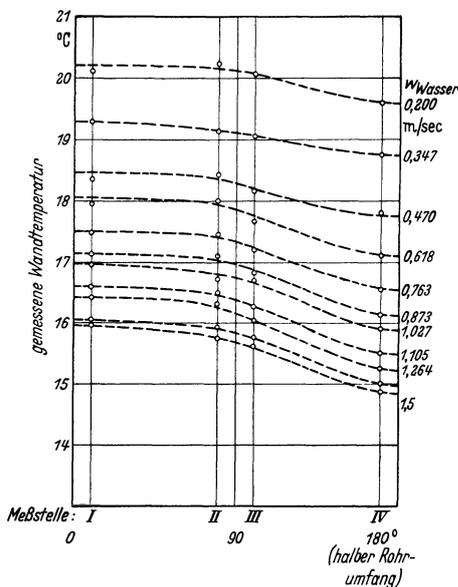


Abb. 9. Die gemessenen Wandtemperaturen längs eines halben Rohrumfanges.
(0° oberer Scheitel des Rohres, 180° unterer Scheitel des Rohres.)

beim waagrechten Rohr über einem Umfang gemessen verschieden. Mit der Länge des Versuchsrohres ändert sich die Wandtemperatur naturgemäß bei beiden Einbauten.

Die Dicke der Kondensathaut ist bei einem waagrechten Rohr am oberen Scheitel am kleinsten. Mit zunehmender Entfernung vom Scheitel wird die Haut immer dicker, bedingt durch Wachsen und Herablaufen der höher gelegenen Kondensatteilchen, bis sie am unteren Scheitel des Rohres ihren größten Wert erreicht. Hier läuft dann

das Kondensat ab. Da die Dicke der Flüssigkeitshaut den Wärmeleitwiderstand bestimmt, muß also die Temperatur der Wand längs eines Umfanges abnehmen, wenn man annimmt, daß die je Flächeneinheit übergehende Wärme überall gleich ist.

Bei den vorliegenden Versuchen wurde die Wandtemperatur an 4 Stellen gemessen. Die Meßstellen waren gleichmäßig am Umfang des Rohres verteilt, jedoch wurde das Rohr so eingebaut, daß keine auf den oberen oder

Zahlentafel 3 (zu Abb. 9).

Versuchs-Nr.	Wandtemperatur in °C an Meßstelle			
	I	II	III	IV
81	20,20	20,04	19,89	19,61
82	20,11	20,23	20,06	19,58
83	19,29	19,13	19,04	18,74
84	18,35	18,42	18,15	17,80
85	17,95	17,98	17,67	17,12
86	17,48	17,45	17,20	16,54
87	17,13	17,11	16,82	16,13
88	16,96	16,72	16,69	15,90
89	16,58	16,49	16,26	15,50
90	16,41	16,32	16,04	15,25
91	16,05	15,92	15,75	15,00
92	15,95	15,74	15,62	14,86

Hautkondensation:

Mittlere Dampftemperatur $t_D = 21,79^\circ\text{C}$; mittlere Kühlwassertemperatur $t_w = 9,78^\circ\text{C}$.

unteren Scheitel zu liegen kam, sondern etwas seitlich davon. Dadurch ergaben sich längs eines Umfanges 8 Meßstellen, je 2 gleiche, da man annehmen konnte, daß die Temperaturen symmetrisch im Schwerfeld liegen. Voraussetzung dafür ist natürlich, daß das Rohr überall gleich rund und von gleicher Beschaffenheit ist.

In Abb. 9 sind die gemessenen Wandtemperaturen über einem halben Rohrumfang aufgetragen. Die Werte sind der Versuchsreihe entnommen, die Abb. 7 und Abb. 8, Kurve III, zugrunde liegt. Da gemäß Abb. 7 die Kühlwassergeschwindigkeit ein Maß für die übergehende Wärmemenge ist, sind die Wandtemperaturen für steigende Kühlflächenbelastung aufgetragen. Es entspricht der

Wassergeschwindigkeit $w = 0,2$ m/sec eine mittlere Kühlflächenbelastung von 7540 kcal/m²h und der Geschwindigkeit $w = 1,5$ m/sec eine solche von 24760 kcal/m²h.

Abb. 9 läßt erkennen, wie sehr die Dicke der Flüssigkeitshaut die Wandtemperatur beeinflusst. Betrachtet man zunächst ein oberes Bogenviertel von 0° bis 90° , so kann man feststellen, daß sich die Wandtemperaturen verhältnismäßig wenig ändern. Bei der größten auftretenden Kühlflächenbelastung beträgt der Unterschied im Mittel nur $0,21^\circ$ C für die Temperaturen bei 0° und 90° Bogenwinkel. Bei kleinen Kühlwassergeschwindigkeiten sind die Temperaturen nahezu gleich. Der Einfluß der Schwerkraft ist hier am geringsten, und die Hautdicke ist nur durch die übergehende Wärme bestimmt. Vom Bogenwinkel 90° ab bewirkt das Abfließen der oben kondensierten Ammoniakdämpfe eine zusätzliche Erhöhung der Filmstärke und damit ein Sinken der Wandtemperatur. Am unteren Scheitel, an dem die Flüssigkeitshaut am stärksten ist und schließlich abtropft, stellen sich die niedrigsten Temperaturen ein. Bei einer Geschwindigkeit $w = 0,2$ m/sec beträgt der Unterschied zwischen der höchsten und tiefsten Temperatur nur $0,60^\circ$ C, während dieser Wert bei $w = 1,5$ m/sec schon $1,1^\circ$ C ausmacht. Bei hohen Belastungen wird die ablaufende Kondensatmenge immer größer, und damit wird auch der Bogenwinkel zum Sammeln des Kondensats immer größer, infolgedessen sinkt die Temperatur der Wand am unteren Scheitel des Rohres auf Grund des vergrößerten Wärmeleitwiderstandes immer mehr.

Für die Bestimmung der Wärmeübergangszahlen auf der Dampf- und Wasserseite wurde mit einer Temperatur gerechnet, die das Mittel aus den vier gemessenen Werten darstellt.

b) Die Wärmeübergangszahl auf der Dampfseite bei Hautkondensation. Die mittlere gemessene Wandtemperatur wurde zunächst mittels Gl. (7) auf die Oberfläche F_a des Rohres extrapoliert. Die Dicke der Chromschicht und ihr Einfluß auf die Wärmeleitfähigkeit wurde unberücksichtigt gelassen. Damit war die Temperaturdifferenz $t_{\text{Dampf}} - t_{\text{Wand}}$ bekannt, und es konnte mit Gl. (6) die Wärmeübergangszahl α_D ermittelt werden. Aus Gl. (11) für die Wärmeübergangszahl eines waagrecht Rohres nach der Theorie von Nußelt⁸ ist ersichtlich, daß die Wärmeübergangszahl in erster Linie von der vierten Wurzel des Temperaturunterschiedes zwischen Dampf und Wand abhängig ist. Die Stoffkonstanten können für den vorliegenden Versuchsbereich als unveränderlich angenommen werden, und auch die Verdampfungswärme und das spezifische Gewicht der Flüssigkeit ändern sich so wenig, daß man die Unterschiede ohne weiteres vernachlässigen kann. Die Genauigkeit der verwendeten Eichthermometer beträgt nach Angabe der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt nur $0,02^\circ$ C. Bei einem Unterschied zwischen Dampf- und Wandtemperatur von 1° C kann also bereits ein Fehler von 2% entstehen. Die Unterschiede der Verdampfungswärme und des spezifischen Gewichts liegen jeweils unter 1%. Es läßt sich demnach die Gleichung für das waagrecht Rohr nach Nußelt folgendermaßen vereinfachen:

$$\alpha_D = 10460 \sqrt[4]{t_D - t_1} \text{ [kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C]}. \quad (13)$$

Dies ist ein Mittelwert für einen Bereich von 17 bis 22° C. Die Abweichungen nach oben wie nach unten liegen innerhalb dieses Temperaturbereiches unter $1/2\%$.

Sämtliche gemessenen Werte der Wärmeübergangszahl gelten für praktisch ruhenden Dampf. Bei einer stündlichen Kondensatmenge von 5 kg und dem oben angegebenen Temperaturbereich betrug die Geschwindigkeit

des Dampfes beim Eintritt in den Kondensator, noch im Eintrittsstutzen gemessen, nur $0,2$ m/sec auf jeder Seite. Auf den Durchmesser des Dampfzuges über der Meßstrecke bezogen betrug der höchste örtliche Mittelwert der Dampfgeschwindigkeit nur $0,008$ m/sec. Die stündlich angefallene Kondensatmenge betrug im Maximum $5,2$ kg.

In Abb. 10 sind sowohl die gemessenen wie die nach Gl. (13) errechneten Werte der Wärmeübergangszahl α_D

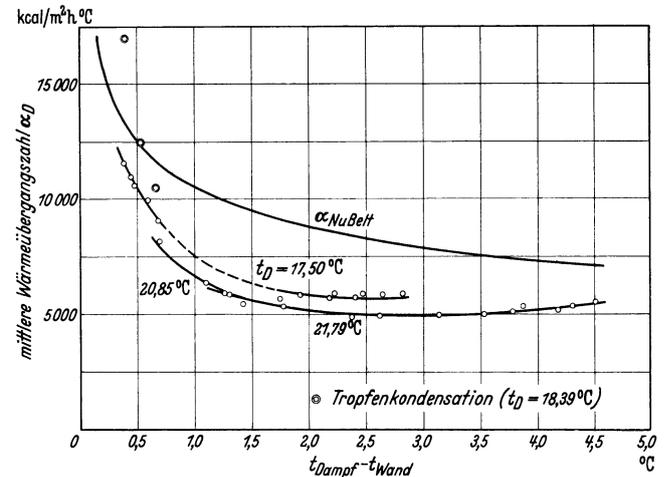


Abb. 10. Die mittlere Wärmeübergangszahl α_D in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz Dampf—Wand.

Zahlentafel 4 (zu Abb. 10, 11 und 12).

Ver- suchs- Nr.	Dampf- temperatur t_D °C	Temperatur- differenz $t_D - t_1$ °C	Kühl- flächen- belastung Q/F_a kcal/m ² h	Mittlere Wärmeüber- gangszahl α_D kcal/m ² h °C	Kühlwasser- geschwindig- keit w m/sec
Hautkondensation:					
14	18,41	0,38	4 140	11 530	0,135
16	17,22	0,44	4 760	10 910	0,220
15	17,21	0,48	5 000	10 550	0,227
13	18,88	0,58	5 790	9 930	0,190
17	17,30	0,66	6 000	9 060	0,296
67	17,24	1,67	8 960	5 360	0,600
68	17,04	1,66	9 290	5 590	0,688
69	17,10	1,75	9 890	5 660	0,760
72	17,08	1,92	11 300	5 890	0,933
73	17,28	2,18	12 470	5 710	1,073
74	17,68	2,22	13 180	5 930	1,136
75	17,68	2,40	13 760	5 740	1,193
76	17,97	2,46	14 310	5 800	1,235
77	17,78	2,47	14 510	5 860	1,301
78	17,95	2,64	15 480	5 850	1,351
79	18,55	2,82	16 680	5 900	1,499
80	18,24	2,83	16 780	5 920	1,497
61	21,15	0,70	7 470	8 260	0,152
62	20,58	1,11	7 070	6 370	0,227
63	20,27	1,43	7 820	5 470	0,290
64	20,62	1,78	9 520	5 330	0,363
65	21,02	2,38	11 540	4 880	0,467
66	21,35	2,65	13 010	4 910	0,537
81	21,74	1,30	7 540	5 840	0,200
82	21,75	1,26	7 445	5 920	0,213
83	21,73	1,98	10 560	5 330	0,347
84	21,66	2,62	12 910	4 930	0,470
85	21,84	3,13	15 540	4 960	0,618
86	21,86	3,53	17 580	4 980	0,763
87	21,84	3,78	19 180	5 080	0,873
88	21,79	3,87	20 500	5 290	1,027
89	21,81	4,18	21 440	5 130	1,105
90	21,83	4,31	22 870	5 310	1,264
91	21,84	4,52	24 760	5 480	1,498
92	21,77	4,59	24 770	5 400	1,492
Tropfenkondensation:					
59/1	18,39	0,39	6 590	16 900	0,234
59/2	18,39	0,53	6 590	12 440	0,237
59/3	18,40	0,66	6 900	10 450	0,239

über der Temperaturdifferenz Dampf — Wand aufgetragen. Bis zu einer Temperaturdifferenz von ungefähr $2,5^\circ\text{C}$ folgen die gemessenen Werte der Tendenz der Nußeltschen Zahlen und nehmen mit steigender Temperaturdifferenz ab. Die Theorie enthält nun die Voraussetzung, daß die Flüssigkeit laminar abfließt. Bei höherer Kühlflächenbelastung, also bei größerem Temperaturunterschied Dampf — Wand, scheint diese Annahme nicht mehr erfüllt zu sein; denn die Wärmeübergangszahl beginnt ab ungefähr $2,5^\circ\text{C}$ wieder zu steigen. Fritz¹⁴ erwähnt, daß bei turbulent abfließendem Kondensat höhere Wärmeübergangszahlen erreicht werden.

Es ergibt sich aus den vorliegenden Ergebnissen weiter, daß die Wärmeübergangszahlen auch von der Dampftemperatur, d. h. vom Dampfdruck, abhängig sind, und zwar liegen die Werte der niederen Dampftemperaturen höher. Gnam hat bei Tropfenkondensation ebenfalls eine Abhängigkeit der Wärmeübergangszahlen vom Druck des Dampfes erhalten; bei ihm ergeben jedoch höhere Dampfdrücke größere Wärmeübergangszahlen.

In der vorliegenden Form werden die Ergebnisse sehr gut durch Versuche bestätigt, die K. Schmidt²⁰ zur Messung der Wärmeübergangszahl von Kohlensäure im kritischen Gebiet an eine Rohrwand angestellt hat. Er fand ebenfalls in gleich ausgeprägter Tendenz, daß höhere Dampfdrücke niedrigere Wärmeübergangszahlen ergeben.

Die erreichten Wärmeübergangszahlen sind niedriger als die Werte nach der Theorie. Dieses Ergebnis steht anscheinend im Widerspruch zu den bisherigen Forschungsarbeiten. Bei den Versuchen zur Messung der Wärmeübergangszahlen bei der Kondensation wurden die Kühlrohre durchwegs senkrecht eingebaut, und es ergaben sich immer höhere Werte von α_D als nach der Theorie. Es ist nun sehr wahrscheinlich, und die Versuchsergebnisse von Drew, Nagle und Smith¹⁷ bestätigen diese Annahme, daß in den wenigsten Fällen eine ganz reine Hautkondensation vorhanden war, wenn Dampf aus Dampfkesseln zu den Versuchen verwendet wurde. Eine stellenweise Tropfenkondensation konnte die übergehende Wärmemenge erhöhen und mittels der Newtonschen Gleichung wurden so größere Wärmeübergangszahlen errechnet. Diese Annahme kann auf alle Versuche übertragen werden, bei denen nicht durch Beobachtung eindeutig Hautkondensation festgestellt worden war.

Für ein waagrecht eingebautes Rohr sind keine Vergleichsergebnisse vorhanden, und es muß vorerst noch offen bleiben, warum die Versuchswerte hier unter denen der Theorie liegen. Es ist jedoch wahrscheinlich, daß bei reiner Hautkondensation die Wärmeübergangszahlen um so näher an die Werte der Theorie heranrücken, je kleiner der Temperaturbereich ist in dem sich der Wärmeaustausch vollzieht, also die Temperaturdifferenz Dampf — Kühlwasser. Diese Annahme wird einmal durch die vorliegenden Versuche bestätigt, bei denen z. B. die Werte von α_D bei einer Dampftemperatur von $17,50^\circ\text{C}$ näher an den Werten der Theorie liegen als diejenigen bei einer Dampftemperatur von $21,79^\circ\text{C}$. Zum anderen geben die Ergebnisse von Schmidt bei der Kondensation von Kohlensäure die gleiche Bestätigung. Obwohl seine Wärmeübergangszahlen bei einem Dampfdruck von 60 at höher sind als die Werte bei einem solchen von 74 at, ist das Verhältnis dieser Zahlen zu den Werten der Nußeltschen Theorie — diesmal für das senkrecht eingebaute Rohr — für 60 at kleiner als für 74 at. Auch hier ist also die Übereinstimmung für niedrigere Dampftemperaturen besser. Daß er Wärmeübergangszahlen gefunden hat, die im niedrigsten Fall fast doppelt so hoch sind wie die der

Theorie, kann daran liegen, daß keine reine Hautkondensation vorhanden war, wie Schmidt in seiner Arbeit selbst zugibt.

Nußelt hat auf Grund seiner Integrationen für das waagrechte Rohr verschiedene Wärmeübergangszahlen, bezogen auf den Umfang, erhalten. Er fand:

$$[\alpha]_{0^\circ}^{90^\circ}/[\alpha]_{90^\circ}^{180^\circ} = 1,46;$$

es wäre demnach die Wärmeübergangszahl an der oberen Hälfte des Rohres um 46% größer als der Wert für die untere Hälfte.

Die Versuche bestätigen hier die Theorie. Der Unterschied der Wärmeübergangszahlen ist zwar nicht so groß, aber sie unterscheiden sich doch wesentlich, wie ein Beispiel zeigt:

Ermittelt man aus Abb. 9 für Versuch 91 die mittlere Wandtemperatur durch Planimetrieren der Flächen unter der Temperaturkurve für die obere und untere Rohrhälfte, so erhält man nach Extrapolation auf die Oberfläche die Werte $[t_1]_{0^\circ}^{90^\circ} = 17,50^\circ\text{C}$ und $[t_1]_{90^\circ}^{180^\circ} = 16,87^\circ\text{C}$ und die entsprechenden Werte für den Temperaturunterschied $[t_D - t_1]_{0^\circ}^{90^\circ} = 4,34^\circ\text{C}$ bzw. $[t_D - t_1]_{90^\circ}^{180^\circ} = 4,97^\circ\text{C}$. Damit ergeben sich folgende Wärmeübergangszahlen:

$$[\alpha]_{0^\circ}^{90^\circ} = 5710 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}; \quad [\alpha]_{90^\circ}^{180^\circ} = 4980 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C};$$

d. h. es ergibt sich für die obere Rohrhälfte eine um 15% größere Wärmeübergangszahl als für die untere Hälfte.

In Abb. 11 ist über der Kühlwassergeschwindigkeit w die Temperaturdifferenz Dampf — Wand für verschiedene Dampftemperaturen aufgetragen. Infolge der Zunahme der übergehenden Wärme mit der Wassergeschwindigkeit (Abb. 7) steigt auch die Temperaturdifferenz. Außerdem ist sie noch von der Dampf- und Kühlwassertemperatur abhängig. Das Schaubild läßt nun erkennen, daß der Wert $(t_D - t_1)$ nicht so hoch ist, wie er manchmal angenommen wird. So errechnet Ten Bosch²¹ eine Wärmeübergangszahl von $6400 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ bei der Kondensation von

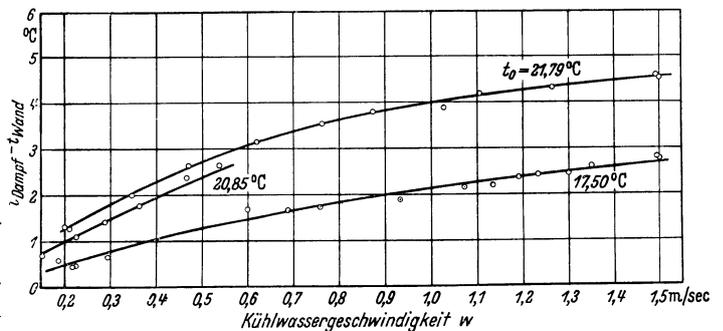


Abb. 11. Die Temperaturdifferenz Dampf—Wand in Abhängigkeit von der Kühlwassergeschwindigkeit.

Ammoniak für ein horizontales Rohr von 30 mm Außendurchmesser (also fast die gleiche Abmessung wie bei den eigenen Versuchen) und für eine Verflüssigungstemperatur von 20°C . Seiner Berechnung mittels der Nußeltschen Formel liegt eine Temperaturdifferenz Dampf — Wand von 7°C zugrunde. Setzt man eine sicherlich nicht zu hohe Kühlwassertemperatur von 10°C voraus und nimmt man eine Kühlwassergeschwindigkeit von 1,5 m/sec an, so ist bei der angegebenen Dampftemperatur der Temperaturunterschied bestimmt zu groß. Ten Bosch fügt seiner Berechnung die Anmerkung hinzu, daß Linge⁵ bei seiner Bestimmung der Wärmedurchgangszahlen für einen Ammoniakverflüssiger den sicher zu großen Wert $\alpha_D = 10000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ gewählt hat.

In Abb. 12 sind die Wärmeübergangszahlen über der Kühlwassergeschwindigkeit w aufgetragen. Man sieht daraus, daß der Einfluß der Wassergeschwindigkeit ab $w = 0,6 \text{ m/sec}$ sehr gering ist. Dies ist an sich verständ-

lich, da die beiden Faktoren, die den Wert α bestimmen, nämlich die Kühlflächenbelastung und der Temperaturunterschied Dampf — Wand, mit steigender Wassergeschwindigkeit fast im gleichen Verhältnis zunehmen. Auch hier macht sich der Einfluß der Dampftemperatur wie in Abb. 10 bemerkbar. Aus Abb. 12 ergibt sich:

Für eine Verflüssigungstemperatur von 20° C und eine Kühlwassertemperatur von 10° C als Mittelwerte kann im Bereich einer Wasser-

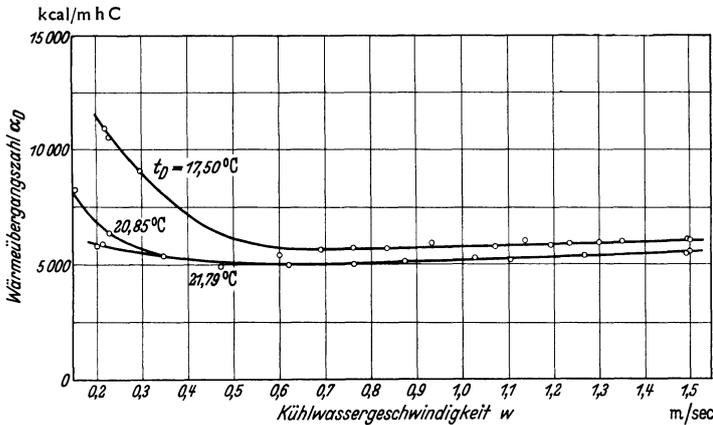


Abb. 12. Die mittlere Wärmeübergangszahl α_D in Abhängigkeit von der Kühlwassergeschwindigkeit.

geschwindigkeit von 0,6 bis 1,5 m/sec für reine Hautkondensation von Ammoniak mit einer mittleren Wärmeübergangszahl $\alpha_D = 5500 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$ gerechnet werden.

c) Die Wärmeübergangszahl auf der Dampfseite bei Tropfenkondensation. Kondensationsversuche mit Wasserdampf¹⁴ haben gezeigt, daß die Wärmeübergangszahlen bei Tropfenkondensation erheblich höher als bei Hautkondensation sind, und zwar bis zum 20fachen Betrag der theoretischen Übergangszahlen nach Nußelt.

Bei einer Verflüssigungstemperatur von 18,40° C und einer mittleren Kühlwassergeschwindigkeit von 0,237 m/sec wurden für Ammoniak Werte von 16900, 12440 und 10450 kcal/m²h° C gefunden. Diese drei Zahlen wurden innerhalb einer Versuchsdauer von 3/4 h ermittelt und zeigen, in welcher kurzen Zeit die Tropfenkondensation in Hautkondensation überging. Schon für den ersten Meßpunkt war nicht mehr reine Tropfenkondensation vorhanden. Auf dem Rohr zeigten sich schon geringe Ansätze zu Hautbildung. In Abb. 10 sind die 3 Meßpunkte über der zugehörigen Temperaturdifferenz Dampf — Wand eingetragen. Vergleicht man folgende α_D -Werte für jeweils gleichen Temperaturunterschied:

Tropfenkondensation	Hautkondensation	Theorie nach Nußelt
16900	11400	13300
12440	10200	12250
10450	9100	11600

so kann man daraus entnehmen, daß die Übergangszahlen bei Tropfenkondensation wohl höher als bei Hautbildung sind, aber nicht in dem Maße, wie das bei Wasserdampf — Kondensation beobachtet worden war. Übereinstimmend mit jenen Versuchen ergibt die Nußeltsche Hauttheorie auch hier für reine Tropfenkondensation zu kleine Werte.

Auf die gleiche Kühlwassergeschwindigkeit bezogen tritt die Überlegenheit der Tropfenkondensation noch deutlicher zutage. Bei einer Geschwindigkeit von 0,237 m/sec ergab sich bei Hautkondensation im Mittel $\alpha_D = 8000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$ gegenüber 16900 bei Tropfenkondensation, d. h. hier ist die Wärmeübergangszahl knapp 1,9mal so groß wie bei

Hautkondensation. Ob diese Verhältnisse während des ganzen Geschwindigkeitsbereiches bestehen, konnte durch die Versuche nicht geklärt werden.

d) Die Wärmeübergangszahl auf der Wasserseite. Die für die Ermittlung der Wärmeübergangszahlen auf der Wasserseite notwendigen Wandtemperaturen an der inneren Rohroberfläche wurden durch Extrapolation der Meßwerte nach Gl. (8) erhalten. Abb. 13 zeigt die Abhängigkeit der α_W -Werte von der Kühlwassergeschwindigkeit. Es macht sich hier bemerkbar, daß die Oberfläche auf der Innenseite nicht während der gesamten Versuchsdauer die gleiche Beschaffenheit hatte. Da die dünne sich absetzende Rostschicht rechnerisch nicht genau erfaßt werden konnte und deshalb für die Ermittlung der Wandtemperatur t_2 unberücksichtigt gelassen werden mußte, ist es erklärlich, daß die Wärmeübergangszahl α_W bei gleicher Wassergeschwindigkeit mit der Dauer der Versuche kleiner wird; denn die Rostschicht, die die übergehende Wärmemenge ebenfalls durchfließen muß, erfordert ein zusätzliches Temperaturgefälle. Es würde dadurch der Nenner der Newtonschen Gleichung, der die Temperaturdifferenz Wand — Wasser darstellt, kleiner und damit der Quotient, also die Wärmeübergangszahl, wieder größer werden.

Nußelt²² hat für den Wärmeübergang im Rohr folgende Formel aufgestellt:

$$Nu = k \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,37} \cdot [l/d]^{-0,054};$$

dabei sind Nu , Re und Pr die Kenngrößen von Nußelt, Reynolds und Prandtl. Die Exponenten wurden einer Arbeit von Kraußold²³ entnommen. Es hat sich gezeigt, daß sich die erhaltenen Kurven für die Wärmeübergangszahl α_W sehr gut durch diese Potenzformel darstellen lassen. Die Stoffwerte, die in den einzelnen Kenngrößen enthalten sind, hängen von der Temperatur des Wassers ab. Da bei den Versuchen der Unterschied zwischen der mittleren Kühlwassertemperatur t_w und der Wandtemperatur t_2 nur wenige Grade beträgt (s. Zahlentafel), kann nach Nußelt für diese Mittelwerte der Wert bei der Mitteltemperatur $t_m = (t_w + t_2)/2$ eingesetzt werden. So ergibt sich bei den Versuchen 62...80 eine mittlere Temperatur $t_m = 13^\circ \text{C}$ und dafür eine Prandtlische Kennziffer $Pr = 8,6$ (nach ten Bosch²⁴). Für den Wert l wurde die Länge der Meßstrecke eingesetzt.

Nach der Wärmeübergangszahl α_W aufgelöst ergibt sich die Gleichung:

$$\alpha_W = k \cdot 39 \cdot Re^{0,8}. \quad (14)$$

Setzt man nun die erhaltenen Versuchswerte von α_W in diese Gleichung ein, so kann man den Wert der Konstanten k ermitteln und ihn mit dem Wert nach Kraußold vergleichen. Es hat sich dabei herausgestellt, daß die Konstante k mit steigender Kühlwassergeschwindigkeit zunimmt, und zwar von 0,0346 auf 0,0428. Kraußold gab für die Nußeltsche Formel den Wert 0,032 an. Bei den vorliegenden Versuchen war nun einmal das Verhältnis von Rohrlänge zu Rohrdurchmesser sehr klein, andererseits waren im Rohr die Thermolementendrähte untergebracht. Man kann also besonders bei höheren Wassergeschwindigkeiten annehmen, daß die dadurch hervorgerufene zusätzliche Wirbelung für die höheren Werte der Konstanten verantwortlich gemacht werden kann. Damit ist natürlich auch ein höherer Wert der Wärmeübergangszahl α_W verbunden. Als Mittelwert für k wurde 0,0405 eingesetzt, und man erhält dann folgende einfache Beziehung:

$$\alpha_W = 1,58 \cdot Re^{0,8} [\text{kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}]. \quad (15)$$

Mit dieser Gleichung wurden die Wärmeübergangszahlen errechnet und in Abb. 13 als gestrichelte Kurve ein-

getragen. Es ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung mit den aus den Versuchen ermittelten Wärmeübergangszahlen.

Die Wärmeübergangszahl α_w für Tropfenkondensation.

Bei den Versuchen hat sich ergeben, daß Tropfenkondensation auch die Wärmeübergangszahl auf der Wasserseite erhöht. Die Verbesserung betrug 12% bei

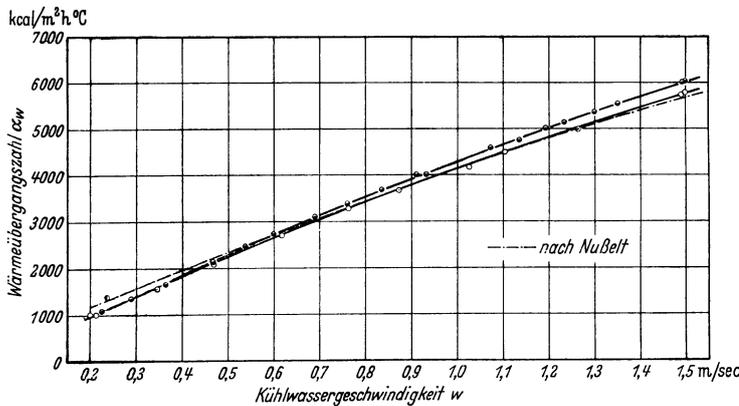


Abb. 13. Die Wärmeübergangszahl α_w in Abhängigkeit von der Kühlwassergeschwindigkeit.

Zahlentafel 5 (zu Abb. 13).

Versuchs-Nr.	Mittlere Kühlwassertemperatur t_w °C	Wandtemperatur t_2 °C	Mittlere Wärmeübergangszahl α_w kcal/m ² h °C	Kühlwassergeschwindigkeit w m/sec	Konstante k	α_w nach Potenzformel mit $k = 0,0405$ kcal/m ² h °C
Hautkondensation:						
80	10,21	13,86	5995	1,497	0,0428	5680
79	10,60	14,18	6010	1,499	0,0425	5730
78	10,26	13,88	5522	1,351	0,0427	5240
77	10,45	13,96	5340	1,301		
76	10,57	14,19	5108	1,235	0,0422	4900
75	10,45	13,98	5000	1,193		
74	10,53	14,24	4717	1,136	0,0416	4590
73	10,42	13,94	4563	1,073		
72	10,45	14,11	3984	0,933	0,0413	3910
71	10,47	13,89	3980	0,912		
70	10,44	13,89	3660	0,835	0,0414	3580
69	10,66	14,13	3369	0,760		
68	10,64	14,52	3090	0,688		
67	10,51	14,73	2740	0,600	0,0404	2750
66	10,71	17,50	2470	0,537	0,0396	2530
65	10,58	17,59	2130	0,467		
64	10,48	17,96	1640	0,363	0,0362	1840
63	10,60	18,12	1340	0,290		
62	10,35	18,82	1080	0,227		
81	10,17	19,74	1020	0,200		
82	10,43	19,80	1025	0,213		
83	10,08	18,77	1570	0,347		
84	9,86	17,85	2095	0,470		
85	9,88	17,28	2710	0,618		
86	9,79	16,71	3280	0,763		
87	9,57	16,30	3680	0,873		
88	9,69	16,03	4175	1,027		
89	9,49	15,65	4498	1,105		
90	9,47	15,41	4997	1,264		
91	9,51	15,03	5795	1,498		
92	9,34	14,90	5758	1,492		
Tropfenkondensation:						
59	10,99	17,25	1380	0,237		

Innere Rohroberfläche $F_i = 0,041695 \text{ m}^2$; innerer Rohrdurchmesser $d = 0,024 \text{ m}$.

einer Kühlwassergeschwindigkeit $w = 0,237 \text{ m/sec}$. Die übergehende Wärmemenge, die bei Tropfenkondensation größer ist, erzeugt in der Rohrwand ein höheres Temperaturgefälle und ergibt trotz der hohen Wärmeübergangszahl auf der Dampfseite eine niedrigere Wandtemperatur t_2 an der Innenoberfläche. Damit wird auch die Temperaturdifferenz Wand — Wasser kleiner und infolgedessen die Wärmeübergangszahl auf der Wasserseite größer.

VI. Zusammenfassung.

An einem waagrechten, verchromten und polierten Stahlrohr wurden Versuche zur Messung der Wärmeübergangszahl bei der Kondensation von gesättigtem Ammoniakdampf durchgeführt. Zunächst wurde durch unmittelbare Beobachtung die auftretende Kondensationsart untersucht und geprüft, ob durch eine bestimmte Behandlung der Rohroberfläche eine Tropfenkondensation erreicht werden kann. Es ergab sich dabei, daß durch Polieren des verchromten Rohres mit Chrompaste, d. h. mit Chromoxyd in Fettmischung wohl eine reine Tropfenkondensation erreicht werden kann; sie ist aber nicht beständig, sondern geht nach einiger Zeit in Hautkondensation über. Bei Tropfenkondensation gemachte photographische Aufnahmen zeigen, daß die Vorgänge bei Ammoniak ähnlich wie bei Wasserdampf verlaufen.

Die zur Ermittlung der Wärmeübergangszahl in die Rohrwand eingebauten Thermolemente ergaben, daß die Wandtemperatur längs des Rohrumfanges verschieden ist. Am unteren Scheitel des Rohres traten die tiefsten Temperaturen auf, und demgemäß ergaben sich auch für die obere und untere Hälfte in Übereinstimmung mit der Nußeltschen Hauttheorie verschiedene Werte der Wärmeübergangszahl. Die Mittelwerte α_D sind etwas niedriger als die nach der Theorie. Für Zimmertemperatur wurde eine Wärmeübergangszahl von $5500 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ für reine Hautkondensation gefunden.

Literaturverzeichnis.

¹ W. Pohlmann: Taschenbuch für Kältetechniker, 11. Aufl., Hamburg 1939, S. 51. — ² A. P. Kratz, H. J. Macintire u. R. E. Gould: Univ. Illinois Engng. Exp. Stat., Bull. Nr. 171 (1927). — ³ Dieselben: Bulletin Nr. 186 (1928). — ⁴ Dieselben: Bulletin Nr. 209 (1930). — ⁵ K. Linge: Z. ges. Kälte-Ind. Bd. 40 (1933) S. 81, 108. — ⁶ F. Merkel: Die Grundlagen der Wärmeübertragung, S. 69. Dresden 1927. — ⁷ J. van der Ploeg: Der Wärmeübergang am Berieselungskühler. Beih. Z. ges. Kälte-Ind. R. 2, H. 2 (1929). — ⁸ W. Nußelt: Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. Z. VDI Bd. 60 (1916) S. 541 u. 569. — ⁹ W. Sellschopp: Z. VDI Bd. 79 (1935) S. 69. — ¹⁰ M. ten Bosch: Die Wärmeübertragung, 3. Aufl. S. 255, Berlin 1936. — ¹¹ A. Kardos: Z. ges. Kälte-Ind. Bd. 41 (1934) S. 6 u. 32. — ¹² H. Stakelbeck: Z. ges. Kälte-Ind. Bd. 40 (1933) S. 33. — ¹³ E. Schmidt, W. Schurig u. W. Sellschopp: Techn. Mech. u. Thermodyn. Bd. 1 (1930) S. 53. — ¹⁴ W. Fritz: Z. VDI Beih. Verfahrenstechn. 1937 S. 127. — ¹⁵ H. I. Spoelstra: Arch. Suikerind. Nederl.-Indië, part 3, 1931, Nr. 23, S. 905. — ¹⁶ E. Gnam: VDI-Forschungsh. 382, Berlin 1937. — ¹⁷ T. B. Drew, W. M. Nagle u. W. Q. Smith: Trans. Amer. Inst. chem. Engrs. Bd. 31 (1935) S. 605. — ¹⁸ H. Emmons: Trans. Amer. Inst. chem. Engrs. Bd. 35 (1939) S. 109/125 [Physik. Ber. Bd. 20 (1939) S. 2474]. — ¹⁹ Vgl. G. Bakker: Kapillarität und Oberflächenspannung in Wien-Harms, Hdb. der Experimentalphysik Bd. VI, Leipzig 1932. — ²⁰ K. Schmidt: Festschrift zum 10jährigen Bestehen des Kältetechnischen Instituts der Technischen Hochschule in Karlsruhe, 1926—1936, S. 95. — ²¹ M. ten Bosch: Die Wärmeübertragung, S. 212, Berlin 1936. — ²² W. Nußelt: Forschg. Ing.wes. Bd. 2 (1931) S. 309. — ²³ H. Kraußold: Forschg. Ing.wes. Bd. 4 (1933) S. 39.