

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 79 (1961)
Heft: 46

Artikel: Dampfgassen und Entlüftungsstellen in Kondensatoren
Autor: Christ, A.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-65631>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 16.05.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Von Dr. A. Christ, Escher Wyss AG, Zürich¹⁾

Die nachstehenden Ausführungen beziehen sich hauptsächlich auf Dampfturbinenkondensatoren, die den Anstoss zu den Untersuchungen gegeben haben. Das Untersuchen der Strömungsverhältnisse mit Hilfe eines hydraulischen Kondensatormodell geht auf Arbeiten von Prof. Dr. R. Gregorig bei Escher-Wyss zurück, wie auch eine erste Formulierung der Ähnlichkeitsbedingungen. Die druckverlustarme Dampfführung mit Hilfe von zweckmässig gestalteten Dampfgassen steht hauptsächlich bei Kondensatoren, die bei niedrigem absoluten Druck arbeiten, im Vordergrund, während die Entlüftungsfragen sich ganz allgemein bei Kondensatoren stellen, wenn Inertgas, meistens Luft, zum Dampf hinzutreten kann.

Zum weiteren Steigern der Gesamtwirkungsgrade von Dampfturbinenanlagen sind nunmehr, wo die hauptsächlichsten Verbesserungsmöglichkeiten meist ausgeschöpft sind, die kleineren, denen bisher wenig Aufmerksamkeit geschenkt worden ist, in erhöhtem Masse zu beachten. Eine dieser Möglichkeiten ist nämlich die zweckmässige Strömungsführung des Dampfes in den Kondensatoren; sie soll hier dargelegt werden.

Die Aufgabe, die sich dabei stellt, ist die folgende: Der in den Kondensator eintretende Satttdampf mit dem Druck p_0 (z. B. 0,03 ata) und der zugehörigen Sättigungstemperatur t_0 (rd. 24° C) soll an den kühlwasserdurchflossenen Rohren mit der Oberflächentemperatur t_R (z. B. 20° C) kondensiert werden. Dazu steht das Temperaturgefälle $t_0 - t_R$ zur Verfügung (4° C). Erleidet der Dampf beim Durchströmen der ersten Rohrreihen einen gewissen Druckverlust (z. B. 35 mm WS), so sinkt mit dem Druck auch die Sättigungstemperatur (z. B. auf 22° C), so dass das zur Kondensation verfügbare Temperaturgefälle kleiner wird, und die hintern Rohrreihen somit weniger wirksam sind als die ersten. Daher werden in Kondensatoren ganz allgemein Dampfgassen vorgesehen, die den Dampf mit möglichst geringem Druckverlust zu allen Rohren leiten sollen. Wie gross und wie geformt diese Gassen zu wählen sind, blieb mehr oder weniger dem Gefühl des Konstrukteurs überlassen. Erst aber wenn das konstruktive Gefühl an einigen exakt gemessenen oder gerechneten Modellfällen ausgebildet werden kann, lassen sich wirklich gute Lösungen erwarten.

Als Beispiele für die vielen Gestaltungsmöglichkeiten von Dampfgassen sind in Bild 1 verschiedene, aus Veröffentlichungen bekannte Kondensatoren schematisch dar-

gestellt. Die eigentliche Aufgabe ist nun, mathematisch formuliert, die Kühlerrohre innerhalb des gegebenen Raumes so anzuordnen, dass die kondensierende Dampfmenge ein Maximum erreicht.

Unter gewissen vereinfachenden Annahmen ist ein direktes mathematisches Vorgehen noch möglich, z. B. für ein rechteckiges Rohrfeld (Bild 2), wenn die folgenden vereinfachenden Annahmen getroffen werden:

1. Der Dampf ströme nur durch die Gasse in das Feld.
2. Der Druckverlust in der Dampfgasse wird gerechnet, als ob es sich um einen Spalt mit grosser Rauigkeit (mehr oder weniger vorstehende Rohre) handle.
3. Im Rohrfeld verlaufe die Strömung nur in Richtung senkrecht zur Dampfgasse.
4. Der Druckverlust im Rohrfeld wird gerechnet, wie wenn ein nicht kondensierendes Gas quer durch ein Rohrbündel ströme, wobei die Geschwindigkeitsabnahme infolge des wegkondensierenden Dampfes berücksichtigt wird, nicht aber der Einfluss der Kondensation auf den Widerstandsbeiwert.

Bereits unter diesen sehr einschränkenden Annahmen ist die Berechnung der Optimalform der Dampfgasse sehr kompliziert. Sie führt zu Konturen mit parabolischem Charakter wie in Bild 2 angedeutet.

Sobald aber die vereinfachenden Annahmen fallen gelassen werden müssen zu Gunsten von der Wirklichkeit entsprechenden Voraussetzungen, wird die Rechnung ungangbar, so dass nach anderen Möglichkeiten auszuschauen ist: Direktes Messen an einem ausgeführten Kondensator, verbunden mit allfälligem Umordnen der Rohre, kommt vor allem aus Kostengründen wohl kaum in Frage, so dass sich Modellversuche aufdrängen²⁾. Dabei muss aber nicht mit Dampf gearbeitet werden, vielmehr lässt sich ein anderes Strömungsmedium, z. B. Wasser, verwenden, wobei aber die Ähnlichkeitsgesetze zu berücksichtigen sind. Diese gehen aus der Strömungslehre hervor und besagen im we-

²⁾ Solche Modelle wurden erstmals von Prof. Dr. R. Gregorig angeregt.

Bild 2. Rechteckiges Rohrfeld mit Dampfgasse. Nur unter den vereinfachenden Annahmen, dass der Dampf so strömt, wie die Pfeilrichtungen andeuten, insbesondere dass der Dampf nur durch die Gasse und nicht direkt von vorne in das Rohrfeld eindringen kann, lässt sich eine Optimalform der Dampfgasse noch rechnerisch ermitteln

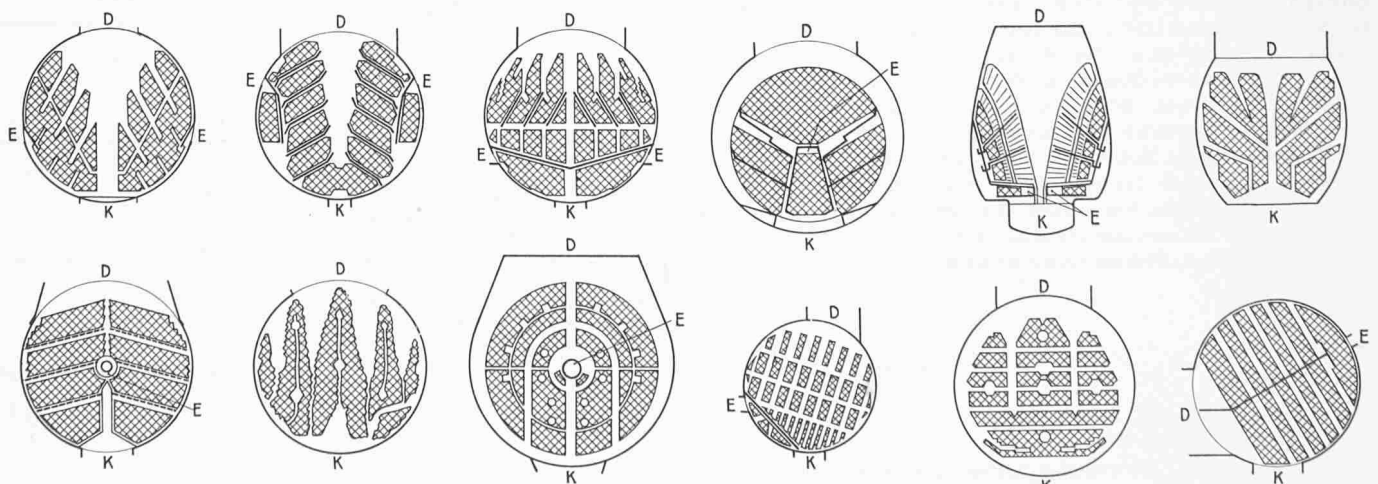
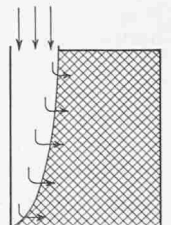


Bild 1. Schematische Darstellung der Rohr- und Dampfgassenanordnung in Kondensatoren verschiedener Bauart; Dampfeintritt bei D, Kondensatabfluss bei K, Entlüftung bei E

sentlichen, dass Strömungsfelder einander dann ähnlich sind, wenn sie mit den selben dimensionslos gemachten *Differentialgleichungen* beschrieben werden können und wenn sie den selben, ebenfalls dimensionslos geschriebenen *Randbedingungen* unterworfen sind.

Die Strömungsgleichung kann in der Form angeschrieben werden:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

Bezieht man alle Grössen auf feste, das besondere Problem kennzeichnende Grössen, so entsteht

$$\frac{U^2}{L} \left[\frac{u}{U} \frac{\partial \frac{u}{U}}{\partial \frac{x}{L}} + \frac{v}{U} \frac{\partial \frac{u}{U}}{\partial \frac{y}{L}} + \frac{w}{U} \frac{\partial \frac{u}{U}}{\partial \frac{z}{L}} \right] =$$

$$= - \frac{P}{\rho L} \cdot \frac{1}{\rho} \frac{\partial \frac{p}{P}}{\partial \frac{x}{L}} + \frac{H U}{\rho L^2} \cdot \frac{\eta}{\rho} \left[\frac{\partial^2 \frac{u}{U}}{\partial \left(\frac{x}{L} \right)^2} + \dots \right]$$

wobei u, v, w die Geschwindigkeitskomponenten in x, y, z Richtung, p den Druck, ρ die Dichte und η die dynamische Zähigkeit bedeuten.

Wenn alle festen Grössen auf die rechte Seite genommen werden, lautet die nunmehr dimensionslose Gleichung

$$\frac{u}{U} \frac{\partial \frac{u}{U}}{\partial \frac{x}{L}} + \frac{v}{U} \frac{\partial \frac{u}{U}}{\partial \frac{y}{L}} + \frac{w}{U} \frac{\partial \frac{u}{U}}{\partial \frac{z}{L}} =$$

$$= - \frac{P}{\rho U^2} \cdot \frac{1}{\rho} \frac{\partial \frac{p}{P}}{\partial \frac{x}{L}} + \frac{H}{U L P} \cdot \frac{\eta}{\rho} \left[\frac{\partial^2 \frac{u}{U}}{\partial \left(\frac{x}{L} \right)^2} + \dots \right]$$

Wenn die Ausdrücke $\frac{P}{\rho U^2}$ und $\frac{U L P}{H}$ die auch

Eulersche und Reynoldssche Kennzahl genannt werden, für die zu vergleichenden Strömungen gleich sind, handelt es sich um ähnliche Strömungen, obwohl die Strömungsmedien ganz verschieden sein können. Im folgenden sollen die Kennzahlen, wie meistens üblich, mit kleinen Buchstaben benannt und die Geschwindigkeit allgemein mit w bezeichnet werden, also:

$$\text{Eulersche Kennzahl} \quad Eu = \frac{p}{\rho w^2}$$

$$\text{Reynoldssche Kennzahl} \quad Re = \frac{w l \rho}{\eta}$$

Für Gase und Dämpfe kann die Eulersche Kennzahl auch angeschrieben werden mit $1/\kappa Ma^2$, wobei $\kappa = c_p/c_v$ und $Ma = w/w_{schall}$. Ihr Einfluss auf das Strömungsverhalten ist klein, sofern ihr Kehrwert $\rho w^2/p$ genügend klein gegenüber 1 ist, was im Falle der Dampfströmung noch genügend zutrifft. Somit ist also lediglich auf die Gleichheit der Re -Zahlen zu achten.

Die andere Gruppe der Aehnlichkeitsforderungen sind gleichlautende, dimensionslos geschriebene *Randbedingungen*. Sie verlangen: *Geometrische Aehnlichkeit* zwischen Modell und Ausführung. Streng genommen müsste also ein ganzer Kondensator nachgebildet werden, was zu aufwendig

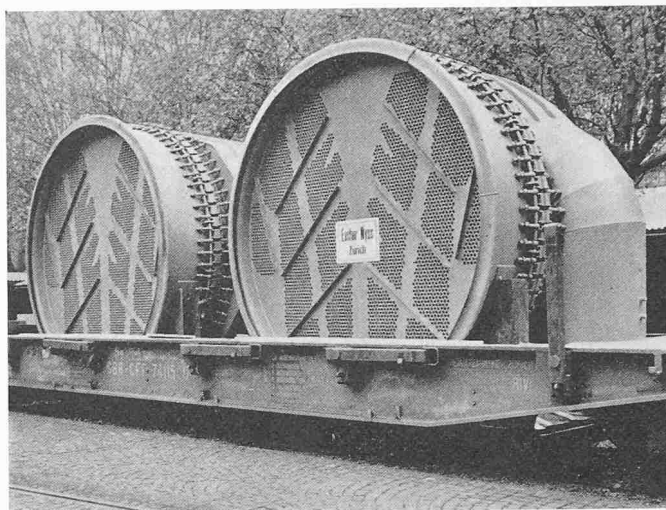


Bild 3. Wasserkammern zweier Kondensatoren. Die Rohrplatte gibt die Form der Dampfassen deutlich wieder. Auf der vorderen Rohrplatte links ein Seitenarm, wie er für die Versuche am Modell herausgegriffen wurde

wäre. Daher soll, was zum Studium des grundsätzlichen Verhaltens der Strömung genügend erscheint, ein kurzes Stück zwischen zwei Querschnittsebenen herausgegriffen werden, so dass nur eine ebene Strömung und nicht eine räumliche nachgebildet werden muss. Zur weiteren Vereinfachung soll für das erste Modell aus dem gesamten Querschnitt nur ein Seitenarm herausgegriffen werden (Bild 3). Infolge dieser Beschränkung des Modelles werden die Resultate nurmehr lokalen Charakter tragen, d. h. sie geben das Verhalten der Strömung in dem Seitenarm ganz gut wieder, nicht aber das Zusammenspiel aller Seitenarme. Grundsätzlich steht aber der Ausführung eines Gesamtmodelles nichts im Wege.

Aehnlichkeit der Strömung an den Begrenzungsflächen

a) An den seitlichen Begrenzungsflächen. Diese, in Kondensatoren der Bauart gemäss Bild 3 durch die Kondensat-Abfangbleche gebildet, sind im Modell als wasserundurchlässige Begrenzungen von geometrisch ähnlicher Form nachzubilden.

b) An der Ein- und Austrittsfläche. Hier müssen die Re -Zahlen $w l_p/\eta$ bei Kondensator und Modell gleich gross sein. Die schon für die strömungsmässige Aehnlichkeit geforderte Re -Zahl-Gleichheit kann hier dem Modell aufgezwungen werden. Dass dies für Dampfturbinenkondensatoren gut geht, zeigt das in Tabelle 1 dargestellte Beispiel.

Tabelle 1

		Dampfströmung	Wasserströmung im Modell
Geschwindigkeit	w m/s	100	0,045
Charakteristische Länge (Rohrdurchm.)	D mm	25	12,5
Dichte	ρ kg/m ³	0,0215 bei 0,03 ata	1000
Dyn. Zähigkeit	η kg/ms	$0,95 \cdot 10^{-5}$	10^{-3} (bei 20° C)
Reynoldszahl		565	565

Es ergeben sich also experimentell gut verwirklichtbare Wassergeschwindigkeiten von einigen cm/s.

c) An den Kondensatorrohren. Die Kondensatorrohre wirken für die Dampfströmung wie Senken. Im Wassermmodell muss

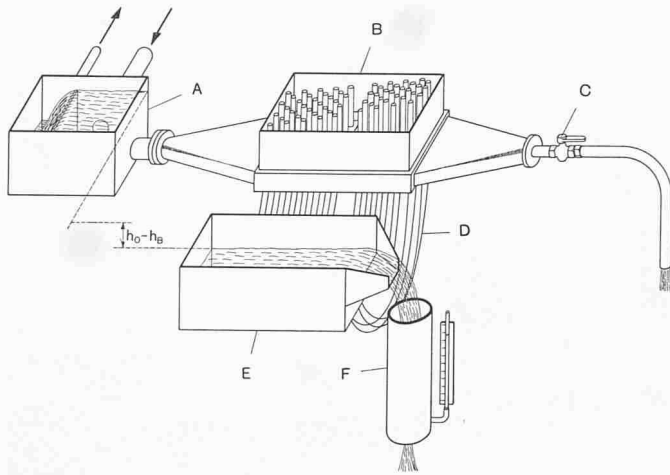


Bild 4. Schema des Modells, mit dessen Hilfe die Dampfströmungen im Kondensator mit Wasser auf Grund der Aehnlichkeitsgesetze nachgeahmt werden. A Ueberfallbehälter zum Konstanthalten des Zulaufniveaus. B Rohrsystem, das im vorliegenden Falle einem Seitenarm eines Kondensators nachgebildet wurde. Das Modellmedium Wasser strömt quer an den Rohren vorbei und erleidet dabei einen gewissen Druckverlust, gleich wie der Dampf im Kondensator. Die das Kondensat darstellende Wassermenge fließt bei jedem Rohr durch eine Bohrung in der Bodenplatte ab. C Regulierventil zum Einstellen der das System «unkondensiert» verlassenden Wassermenge. D Schlauchleitungen zum Weiterleiten der das Kondensat darstellenden Wassermengen zum Sammelbehälter. E Sammelbehälter mit konstantem Niveau. F Danaïdenggefäß zum Messen der «Kondensat»-Wassermenge. $h_0 - h_B$ Konstante Niveaudifferenz zwischen Zulauf- und Sammelbehälter

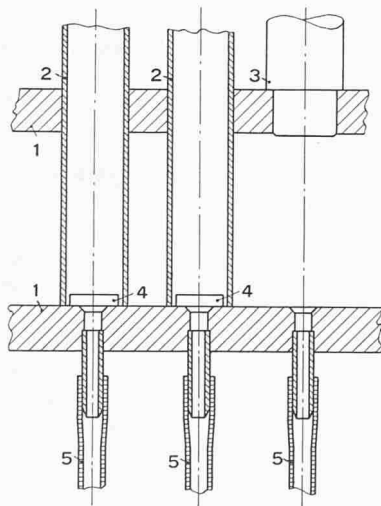


Bild 5. Schnitt durch das Rohrsystem. 1 Grund- und Deckplatte. 2 Rohre. 3 Verschlusszapfen in der Deckplatte an denjenigen Stellen, an denen Dampfassen vorhanden sind. 4 Senken des Strömungsfeldes. Damit das «Kondensat»-Wasser durch die Bohrungen in der Bodenplatte abfließen kann, sind die Rohre auf zwei Seiten ausgeschnitten. 5 Schlauchleitungen zum Sammelbehälter. Die den Verschlusszapfen zugeordneten Schlauchleitungen werden am Sammelbehälter verschlossen, d. h. an diesen Stellen wird kein «Kondensat»-

Wasser weggeleitet, gleich wie in den Dampfassen ebenfalls kein Dampf kondensiert

deshalb bei jedem Rohr eine gewisse, das Kondensat darstellende Wassermenge weggeleitet werden. Für die Art, wie dies zu geschehen hat, gibt die folgende Bedingung einen Hinweis:

Die Dampfmenge m , die an einem Rohr kondensiert, kann geschrieben werden:

$$(1) \quad m = \pi \cdot D \cdot H \cdot \frac{\alpha}{r} (T_D - T_R)$$

Hierin bedeuten

D den Rohrdurchmesser in m

H die Höhe (= Länge des betrachteten Rohrstückes in m)

α die Wärmeübergangszahl, für alle Rohre gleich angenommen, Watt/m² °C

T_D die Dampftemperatur = Sättigungstemperatur, °C

T_R die Rohraussentemperatur °C (konstant angenommen für alle Rohre)

r die Verdampfungswärme, konstant für alle Rohre Joule/kg

Wenn diese Gleichung umgeschrieben wird auf die Form

$$(1') \quad m = \pi \cdot D \cdot H \cdot \frac{\alpha}{r} \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s (p_D - p_R)$$

tritt deutlich die Abhängigkeit der kondensierenden Menge vom Dampfdruck p_D in Erscheinung. Die auf der Sättigungslinie zu bildende Ableitung der Temperatur nach dem Druck

$\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s$ kann in dem engen in Frage kommenden Bereich

als konstant angenommen werden.

Im hydraulischen Modell (Bild 4 und 5) muss die Proportionalität der bei jedem Rohr wegfließenden Menge mit der Differenz zwischen dem dort herrschenden und einem festen Druck p_B gewahrt bleiben. Dies lässt sich auf einfache Weise verwirklichen, wenn von jedem Kondensatorrohr des Modells ein langer, dünner Schlauch, in dem laminare Strömung sich einstellt, zu einem gemeinsamen, tiefer liegenden Behälter führt.

Die durch diesen Schlauch abfließende Wassermenge m_M lässt sich ausdrücken durch

$$m_M = \frac{\pi}{128} \cdot \frac{\rho_M}{\eta_M} \cdot \frac{d^4}{L} \cdot (p_M - p_B)$$

$$(2) \quad = \frac{\pi}{128} \cdot \frac{\rho_M \cdot g}{\nu_M} \cdot \frac{d^4}{L} (h_M - h_B)$$

Hierin sind:

ρ_M die Dichte des Wassers (Modellflüssigkeit), kg/m³

η_M die Zähigkeit des Wassers, kg/m · s

ν_M die kinematische Zähigkeit des Wassers, m²/s

d der Innendurchmesser des Schlauches, m

L die Länge des Schlauches, m

p_M der Druck des Wassers an der betreffenden Stelle im Modell, N/m²

p_B der Druck im Sammelbehälter, N/m²

Δp_v der Druckverlust, N/m²

g die Erdbeschleunigung, m/s²

h_M die hydrostatische Höhe im Modell, m

h_0 die hydrostatische Höhe am Modelleintritt, m

h_B die hydrostatische Höhe im Behälter, m

An Stelle von $(p_M - p_B)$ kann geschrieben werden $(p_{M0} - \Delta p_v - p_B)$, so dass die Senkenbedingungen für Ausführung und Modell lauten:

Ausführung:

$$m = \pi \cdot D \cdot H \cdot \frac{\alpha}{r} (T_0 - \Delta T_v - T_R) = \pi \cdot D \cdot H \cdot \frac{\alpha}{r} \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s (p_0 - \Delta p_v - p_R)$$

Modell:

$$m_M = \frac{\pi}{128} \cdot \frac{\rho_M \cdot g}{\nu_M} \cdot \frac{d^4}{L} (h_0 - \Delta h_v - h_B)$$

Beide Mengen seien auf die jeweilige maximal mögliche Menge $m_{\max}$ bezogen, die sich einstellt, wenn der Druckverlust Δp_v gleich Null wird:

$$(3) \quad \mu = \frac{m}{m_{\max}} = \frac{p_0 - \Delta p_v - p_R}{p_0 - p_R} = 1 - \frac{\Delta p_v}{p_0 - p_R}$$

$$\mu_M = \frac{m_M}{m_{M\max}} = \frac{h_0 - \Delta h_v - h_B}{h_0 - h_B} = 1 - \frac{\Delta h_v}{h_0 - h_B}$$

Die Forderung nach gleichen dimensionslosen Randbedingungen, d. h. hier Senkenbedingungen, verlangt also $\mu = \mu_M$, d. h.

$$(4) \quad \frac{\Delta p_v}{p_0 - p_R} = \frac{\Delta h_v}{h_0 - h_B}$$

Der Druckverlust Δp_v im Rohrsystem ist:

$$\Delta p_v = \xi \cdot \frac{\rho}{2} w^2 \cdot N, \text{ und entsprechend}$$

$$\Delta h_v = \xi \frac{w_M^2}{2g} \cdot N$$

ξ ist ein von der *Re*-Zahl der Strömung und von der Rohranordnung abhängiger Druckverlustbeiwert und N die Anzahl Rohrreihen zwischen den beiden betrachteten Stellen.

N und ξ sind wegen der geometrischen Aehnlichkeit und der gleichen *Re*-Zahl in beiden Fällen gleich, so dass die Bedingung

$$\frac{\Delta p_v}{p_0 - p_R} = \frac{\Delta h_v}{h_0 - h_B}$$

umgeschrieben werden kann zu

$$\frac{\rho w^2}{p_0 - p_R} = \frac{w_M^2}{g(h_0 - h_B)}$$

oder

$$(4') \quad \frac{\rho w^2 \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s}{(T_0 - T_R)} = \frac{w_M^2}{g(h_0 - h_B)}$$

Dies ist die Senkenbedingung, die allerdings implizite die Bedingung gleicher oder nahe beisammen liegender *Re*-Zahlen der wirklichen und der Modellströmung enthält, da ξ beide Male gleichgesetzt wurde.

Die andere Bedingung der *Re*-Zahl-Gleichheit am Eintritt in das Strömungsfeld lautet:

$$\begin{aligned} Re_{\text{ein}} &= Re_{M\text{ein}} \\ \frac{w \cdot D \cdot \rho}{\eta} &= \frac{w_M \cdot D_M \cdot \rho_M}{\eta_M} \\ \frac{\Sigma m \cdot D}{B \cdot H \cdot \eta} &= \frac{\Sigma m_M \cdot D_M}{B_M \cdot H_M \cdot \eta_M} \end{aligned}$$

B die Breite der Einströmfläche, m

H die Höhe der Einströmfläche, m

Σm die Summe der bei den Senken abfliessenden Teilmengen, kg/s

Das Einsetzen der Gleichungen (1) und (2) in die linke und rechte Seite dieser Bedingungen ergibt:

$$(5) \quad \pi \cdot D \cdot H \cdot \frac{\alpha}{r} \Sigma (T_D - T_R) \frac{D}{B \cdot H \cdot \eta} = \frac{\pi}{128} \cdot \frac{\rho_M \cdot g}{\nu_M} \cdot \frac{d^4}{L} \cdot \frac{\Sigma (h_M - h_B) \cdot D_M}{B_M \cdot H_M \cdot \eta_M}$$

Das Verhältnis D/B ist in Ausführung und Modell der geometrischen Aehnlichkeit wegen das selbe. Wenn als Gütegrad ε des Kondensators (bzw. des Kondensatorsteiles) das Verhältnis der wirklich kondensierenden Menge zu der Menge, die bei druckverlustfreier Strömung kondensieren würde, eingeführt wird, so kann $\Sigma (T_D - T_R)$ durch $\varepsilon \cdot n (T_0 - T_R)$ ersetzt werden (n ist die Anzahl Rohre) und analog $\Sigma (h_M - h_B)$ durch $\varepsilon \cdot n (h_0 - h_B)$, wobei wegen der Aehnlichkeit der beiden Strömungen gleiche ε zu erwarten sind.

Gleichung (5) lautet dann:

$$(5') \quad 128 \cdot \frac{\alpha}{r} \cdot \frac{D}{\eta} (T_0 - T_R) = \frac{g}{\nu_M^2 H_M} \cdot \frac{d^4}{L} (h_0 - h_B)$$

Die zweite Hauptgleichung 4' sei für den Eintritt wiederholt:

$$(4') \quad \frac{\rho \cdot w_0^2 \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s}{(T_0 - T_R)} = \frac{w_{M0}^2}{g(h_0 - h_B)}$$

Diese beiden Gleichungen lassen sich kombinieren zu den für die Auslegung des Modells bequemen Bedingungen:

$$(6) \quad 128 \cdot \frac{\alpha \cdot \nu}{r \cdot D} \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s = \frac{1}{H_M \cdot D_M^2} \cdot \frac{d^4}{L}$$

und

$$(7) \quad h_0 - h_B = \frac{\nu_M^2}{\nu^2} \cdot \frac{D^2}{D_M^2} \cdot \frac{(T_0 - T_R)}{\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s \cdot g \cdot \rho}$$

Als wichtigste Bedingung ist Gleichung (4') anzusehen. Wenn Gleichung (5') und damit auch (6) und (7) nur annähernd erfüllt sind, so bedeutet dies lediglich, dass die *Re*-Zahlen nicht genau übereinstimmen, was aber nicht bedenklich scheint, da die Druckverlustbeiwerte der Querströmung durch das Rohrbündel nur schwach von *Re* abhängen.

Die Höhe H_M des Modells sowie der Durchmesser d und die Länge L der Schläuche sind innerhalb gewisser Grenzen frei wählbar. Die begrenzenden Bedingungen für H_M ergeben sich aus den folgenden Ueberlegungen: Zu kleine Höhe ($H_M \sim 1 \cdot D_M$) lässt befürchten, dass der Wandreibungseinfluss der beiden Endplatten zu stark stört. Grosse Höhe bedingt, dass pro Rohr viel «Kondensat» weggeleitet werden muss, und dass demgemäss die Senke über der Rohrlänge linienförmig auszubilden wäre, während für mittlere Höhen ($H_M \sim (3 \div 4) D_M$) die Senken punktförmig, am Boden des Modells, angebracht werden können, was die Konstruktion sehr vereinfacht. Abschätzungen des Strömungsverlaufes ergaben, dass für $H_M = 4 \cdot D_M$ die durch die punktförmige Senke bedingte vertikale Zusatzströmung praktisch bedeutungslos ist, besonders wenn eine gewisse Wassermenge (etwa 10%) das betrachtete Rohrfeld am hinteren Ende wieder verlässt.

Die Schlauchlänge L und der Durchmesser d ergeben sich aus der Forderung, dass die Reynolds-Zahl der Strömung in den Schläuchen einen kritischen Wert nicht übersteigen darf, damit die laminare Strömung gewahrt bleibt. Für gerade, kreisrunde Rohre liegt dieser Wert etwa bei 2300. Damit jedoch allfällige Störungen der Strömung, insbesondere am Eintritt in die Schläuche, rasch abklingen, ist es zweckmässig, die *Re*-Zahl tiefer zu begrenzen, beispielsweise bei $Re = 1000$. Ferner soll das Verhältnis Schlauchlänge zu Durchmesser mindestens 300 betragen, damit der Strömung nicht zu sehr der Charakter einer Anlaufströmung anhaftet, bei der der Mengendurchfluss nicht genau proportional dem Druckgefälle ist.

Wenn noch berücksichtigt wird, dass die Summe der Schlauchwassermengen höchstens gleich der eintretenden Wassermenge sein kann, lassen sich diese beiden Forderungen anschreiben mit

$$Re_{\text{Schlauch}} = \frac{4}{\pi \cdot \varepsilon \cdot n} \cdot \frac{B_M}{D_M} \cdot \frac{H_M}{d} Re_{\text{ein}} < 1000$$

$$L > 300 d$$

Verfeinerungen in der Auslegung des Modelles

Bei der Formulierung der Aehnlichkeitsbedingungen sind einige vereinfachende Annahmen getroffen worden, indem die Wärmeübergangszahlen zwischen Dampf und Wand aller Rohre gleich angesetzt wurden und ebenso die Rohroberflächentemperaturen.

Meistens durchströmt das Kühlwasser den Kondensator in mehreren Wasserwegen, d. h. es fliesst z. B. von der Eintrittsseite durch eine Rohrgruppe, erster Wasserweg genannt, zur Umlenkseite und von dort durch den zweiten Wasserweg wieder zurück. Da es sich in den Rohren stetig aufwärmt, ist insbesondere in der Nähe der Eintrittsseite mit erheblich verschiedenen Kühlwasser- und damit auch Rohrtemperaturen zu rechnen. Dementsprechend ist auch im Analogiemodell das totale Gefälle der beiden Wasserwege verschieden gross vorzusehen, was z. B. durch eine Ueberfallwand im Ablauf-Sammelbehälter verwirklicht werden kann.

Aber selbst die Oberflächentemperaturen der Rohre des selben Wasserweges werden noch etwas verschieden sein. An den Stellen, wo viel Wärme anfällt (z. B. in der Nähe des Dampfeintrittes, wo der Dampf noch den vollen Druck und die zugehörige Sättigungstemperatur hat) verursacht dieser grössere Wärmeffluss eine grössere Temperaturdiffe-

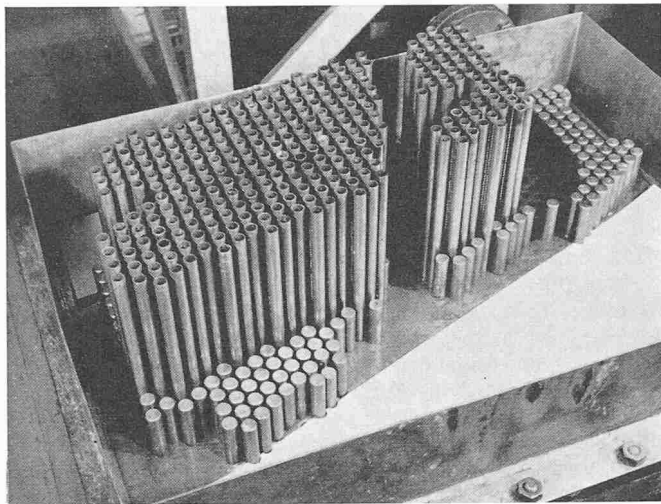


Bild 6. Deckplatte des Systems mit Rohren und Verschlusszapfen

renz zwischen Rohrwand und Kühlwasser, so dass dort die Rohrtemperatur etwas höher liegt als an den Stellen wo der Wärmefluss durch die Rohre kleiner ist. — Ferner ist bei Kondensationsvorgängen die Wärmeübergangszahl α nicht konstant, sondern nimmt mit zunehmender Temperaturdifferenz ab.

Um diese beiden Einflüsse zu berücksichtigen, ist der Wärmefluss nicht mehr mit $q = \alpha_{\text{Kond}} (T_D - T_R)$ anzuschreiben, sondern mit $q = k (T_D - T_{\text{Kühldw}})$, wobei k die Wärmedurchgangszahl darstellt. Der Verlauf von k über der Temperaturdifferenz wird aus den bekannten Beziehungen über Wärmeübergang bei Kondensation und bei erzwungener Strömung gerechnet und im in Frage kommenden Bereich approximiert mit

$$k(\Delta t) = k_1 - k_2 \cdot \Delta t \quad \text{womit} \quad q = k_1 \Delta t - k_2 \Delta t^2 \quad \text{wird.}$$

Mit Hilfe von geeignet bemessenen Enddüsen an jedem Schlauch lässt sich im hydraulischen Modell approximativ die selbe Durchflusscharakteristik $m = c_1 \Delta h - c_2 \Delta h^2$ erreichen, so dass damit auch gewisse Feinheiten des Verhaltens der Strömung im Kondensator im Modell nachgebildet werden können.

Bau des Modelles, Versuche

Auf Grund dieser Ähnlichkeitsbedingungen wurde ein Modell gebaut (Bilder 4, 5, 6 und 7). Es beschränkt sich, wie schon erwähnt, auf einen Seitenarm eines Kondensators. Sein Aufbau ist in Bild 4 näher zu ersehen; im

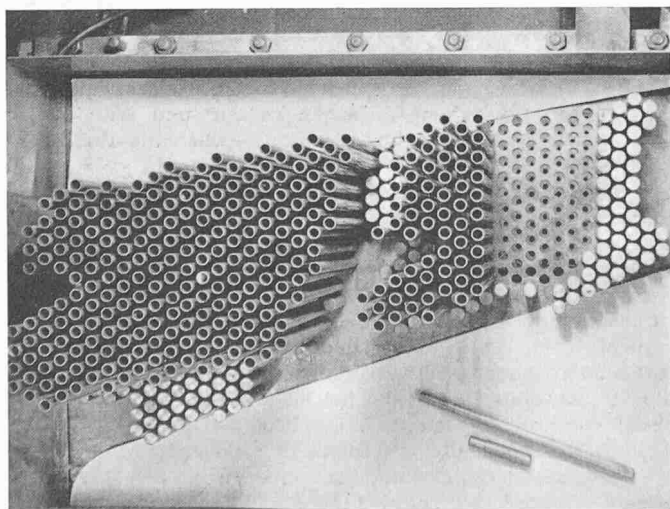


Bild 7. Rohrsystem. Im Rohrfeld rechts sind Rohre herausgezogen worden, damit die Bohrungen in der Grundplatte sichtbar werden. Zwischen Grund- und Deckplatte liegen unter den hell markierten Flächen Holz-Formstücke als seitliche Strömungsbegrenzung

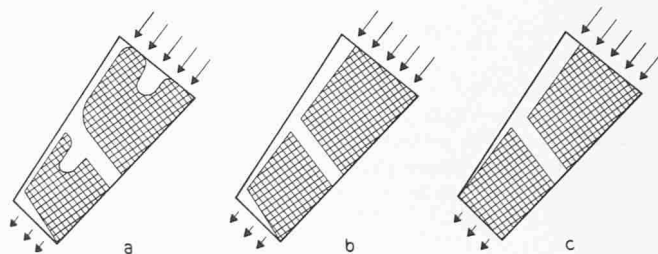


Bild 8. Verschiedene Rohranordnungen bei gleichbleibender Rohrzahl. a Ursprüngliche Rohranordnung; 374 Rohre, $\epsilon = 92,4\%$. b Haupt-Dampfgassen erweitert auf Kosten d. Hilfgassen. 374 Rohre, $\epsilon = 93,8\%$. c Vordere Hauptgasse noch mehr erweitert, zweites Feld dafür vergrössert. 374 Rohre, $\epsilon = 94,6\%$. Die längeren Pfeile stellen die eintretende Strömung dar, die kurzen Pfeile dagegen die das Rohrfeld «unkondensiert» verlassende Menge. Diese beträgt in allen Fällen 10% der Zulaufmenge

Behälter A wird mit Hilfe eines Ueberfalles ein konstantes Wasserniveau gehalten. Von dort strömt das Wasser in das Rohrsystem B, wo in die gegebenen Bohrungen wahlweise Rohre eingesteckt oder Gassen freigelassen werden können. Ein kleiner Teil des Wassers verlässt das System durch den Hahn C. Er stellt den nicht kondensierten Anteil des Dampfes dar, der einem folgenden Rohrfeld, z. B. dem der Entlüftung vorgelagerten, zuströmt. Der grösste Teil des Wassers stellt das Kondensat dar, er fliesst durch die Senken bei jedem Rohr und durch die Schläuche zum Sammelbehälter E, dessen Niveau um den festen Betrag $h_0 - h_B$ tiefer liegt als dasjenige des ersten Behälters. Ein Danaidengefäss ermöglicht die laufende Ueberwachung der ausfliessenden Menge.

Eine am Modell durchgeführte Versuchsreihe ist in Bild 8 dargestellt. Die ursprüngliche Rohranordnung im Seitenarm gemäss Bild 3 zeigt Bild 8a. Der Gütegrad ϵ wurde mit 92,4% gemessen. D. h. durch die Schläuche flossen 92,4% der Wassermenge, die sich einstellte, wenn alle Rohre des Systems herausgezogen und damit die Druckverluste aufgehoben wurden. Eine Verbesserung brachte die Verbreiterung der vorderen Dampfgasse zu Ungunsten der Nebengassen. Der Gütegrad stieg auf 93,8% (Bild 8b). Auffüllen des Endfeldes und weiteres Verbreitern der vorderen Gasse liess bei stets gleichbleibender Rohrzahl den Gütegrad auf 94,6% ansteigen (Bild 8c).

Noch mehr erweiterte Dampfgassen, allerdings bei verminderter Rohrzahl, ergaben noch bessere Gütegrade (95,7%), wobei aber die gesamte Kondensatmenge infolge der kleineren Rohrzahl kleiner war (Bild 9).

Insbesondere am Anfang eines Rohrsystems ist also für das Durchströmen des Dampfes reichlich Platz freizuhalten, damit nicht zu grosse Uebergeschwindigkeiten entstehen. Erst weiter hinten im Rohrfeld, wo schon ein Teil des Dampfes wegekondensiert ist, dürfen die Gassen kleiner werden oder sogar ganz verschwinden.

Obwohl mit den wenigen angedeuteten Versuchen die Möglichkeiten des Modelles längst nicht erschöpfend dargestellt sind, sei auf diese Art von Versuchen nicht mehr weiter eingegangen, sondern es soll noch ein weiterer Problemkreis, nämlich Fragen der Entlüftung von Kondensatoren, angeschnitten werden, die am Modell in anschaulicher Weise studiert werden können.

Wenn die bisherigen Ausführungen über das Gestalten von Dampfgassen im Hinblick auf hohe Gütegrade bei gegebener Rohrzahl sich hauptsächlich auf bei geringem Absolutdruck arbeitende Kondensatoren bezogen, wo kleine Druckverluste schon stark ins Gewicht fallen, so kommt den Entlüftungsfragen ganz allgemeine Bedeutung zu, überall dort, wo bei der Kondensation Inertgase, meistens Luft, vorhanden sind, die durch geringfügige Undichtheiten in den Kreislauf eingedrungen ist. Das ist auch z. B. bei Kondensatoren von Kälteanlagen, in Verdampfer-Heizkammern und in Kondensatoren der verfahrenstechnischen und chemischen Industrie der Fall. Alle diese Kondensatoren werden an einer oder an mehreren Stellen entlüftet, damit sich das

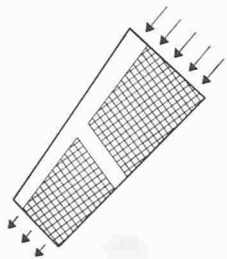


Bild 9. Rohrzahl vermindert, noch breitere Dampfasse; 356 Rohre, $\epsilon = 95,7\%$

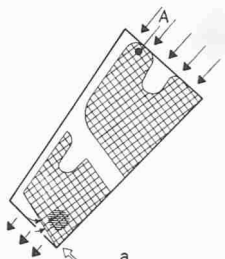


Bild 10. Stellen der Luftansammlung in den Kondensatorfeldern. a Ursprüngliche Rohranordnung mit Luft-Einblasestelle A und Luftansammlung (schraffiert). Der Pfeil in der Nähe der Luftansammlung gibt die Blickrichtung des Bildes 12 an. b Anordnung gemäss Bild 8c, Lage der Luftansammlung

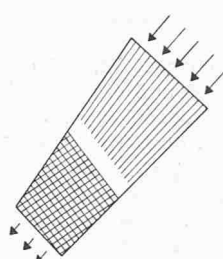
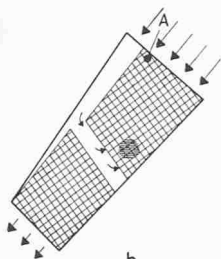


Bild 11 (links). Vorschlag einer entlüftungstechnisch günstigen Variante. Keine Kreuzung von Dampfassen, daher keine Luftansammlungen. Erstes Feld: Rohre in lockerer Anordnung, eventuell fluchtend. Zweites Feld: Rohre in normal dichter Anordnung. Totale Rohrzahl gleich wie in Bild 8

ständig mit dem Dampf anfallende Inertgas nicht zu sehr ansammeln kann und damit den Verflüssigungsdruck erhöht oder die Leistung des Kondensators herabsetzt.

Wenn vom Kondensatoreintritt bis zur Entlüftungsstelle der Druck monoton, d. h. ohne irgendwelche Maxima oder Minima, fällt, so strömt die mitgetragene Luft, die ja nicht wie der Dampf kondensieren kann, immer in Richtung fallenden Druckes und sammelt sich schliesslich an der Stelle geringsten Druckes, in diesem Fall also an der Entlüftungsstelle, wo sie abgesaugt bzw. abgelassen wird.

Anders aber, wenn sich innerhalb der Rohrfelder einzelne Druckminima ausbilden. Dann wird der Dampf von allen Seiten her auf diese Minima zuströmen und mit ihm auch etwas Inertgas, das nicht wegkondensieren kann und sich demzufolge an diesen Stellen sammelt. Die erhöhte Inertgaskonzentration verschlechtert nun die Kondensations-Wärmeübergangszahl und erniedrigt zugleich den Partialdruck des Dampfes an diesen Stellen, so dass dort weniger Dampf kondensiert. Dieser Vorgang geht so lange weiter, bis die ursprünglichen Minimastellen sozusagen mit Luft aufgefüllt sind und entsprechend kein oder nur noch wenig Dampf mehr diesen Stellen zufliesst. Damit ändert sich der Isobarenverlauf im Rohrfeld in dem Sinne, dass der Druck wieder monoton fällt. Die innerhalb der Inertgasansammlungen liegenden Rohre (ursprüngliche Minimalstellen) sind praktisch unwirksam geworden für die Kondensation und verschlechtern somit den mittleren Wärmedurchgangswert aller Rohre.

Beim Auslegen der Rohrfelder und Dampfassen ist also darauf zu achten, dass solche unerwünschte Druckminima nicht entstehen. Hierzu können in sehr anschaulicher Weise die grundlegenden Studien an dem selben hydraulischen Modell durchgeführt werden.

Experimentell wird so vorgegangen, dass an einer beliebigen Stelle, z. B. am Modelleintritt, etwas Luft in den Wasserstrom eingeblasen wird, wie dies in Bild 10 dargestellt ist. Wenn die Deckplatte des Modells aus Plexiglas gefertigt ist, kann der Weg der Luftblasen leicht verfolgt werden. Sammelt sich die Luft an einer bestimmten Stelle an, so herrscht dort ein Druckminimum (schraffierte Gebiete im Bild 10 a und b). Im beschriebenen Modell war allerdings die Deckplatte undurchsichtig. Durch Herausziehen einzelner Rohre konnte aber leicht festgestellt werden, ob sich Luft angesammelt hatte.

Ein lediglich qualitatives Betrachten der Strömungsverhältnisse in den Bildern 10a und b lässt die Resultate plausibel erscheinen, da z. B. in Bild 10b der Druckverlust in der relativ weiten Dampfasse kleiner ist als derjenige im vorderen Rohrfeld, so dass es durch die querliegende Gasse auch noch von hinten angeströmt wird (durch kleine Pfeile veranschaulicht), wogegen die Dampfasse des zweiten Rohrfeldes so schmal ist, dass ein Umströmen und somit ein Druckminimum nicht auftritt.

In Bild 10a ist der vordere Teil der Dampfasse nicht so breit und zudem eine Nebendampfasse vorhanden, die das Zuströmen des Dampfes in die Gegend der Mitte des vor-

deren Rohrfeldes erleichtert, so dass sich darin kein Druckminimum einstellt. Im zweiten Feld sammelt sich die Luft an, obwohl die Verhältnisse auf den ersten Blick ebenso günstig zu sein scheinen wie im ersten Feld (verhältnismässig schmale Dampfasse und Hilfsasse), jedoch nimmt der das Rohrfeld in Haupttrichtung durchströmende Dampf- bzw. Wasserstrom von vorne nach hinten immer mehr ab und damit ist der Druckgradient in Hauptströmungsrichtung vorne grösser als am Ende des betreffenden Kondensatorfeldes, wo nur eine kleine Restmenge das Feld verlässt. Eine kleine Störung des Druckverlaufes kann daher am Feldende mit schwach geneigtem Druckverlauf bereits eine Druckdelle bewirken, während die selbe Störung in einem Feldteil mit stärkerer Neigung wohl eine gewisse Unregelmässigkeit, aber keine Minimalstelle verursachen kann.

Bild 12 zeigt einen Blick in die hintere Quergasse eines Plexiglas-Teilmodells mit der Rohranordnung gemäss Bild 10a. Durch eine Sonde wird Farbstoff eingespritzt, der die Richtung der Strömung anzeigt. In diesem Falle ist deutlich zu sehen, dass das Rohrfeld auch von hinten durch die Quergasse angeströmt wird und damit bestätigt, dass ein Druckminimum im Feld vorhanden sein muss.

Grundsätzlich ist also in der Auslegung der Rohrfelder immer Vorsicht am Platz, wenn sich eine Längsgasse mit einer aus Konstruktionsgründen oft nicht zu vermeidenden Quergasse schneidet. Im Beispielsfall sind die Quergassen dadurch bedingt, dass an diesen Stellen in Wasserkammern Stege eingesetzt sind, die die verschiedenen Wasserwege des Kühlwassers voneinander trennen. Zu den Längs- oder Quergassen sind auch alle anderen, von Rohren nicht besetzten Stellen zu zählen, insbesondere die Randpartien, wo

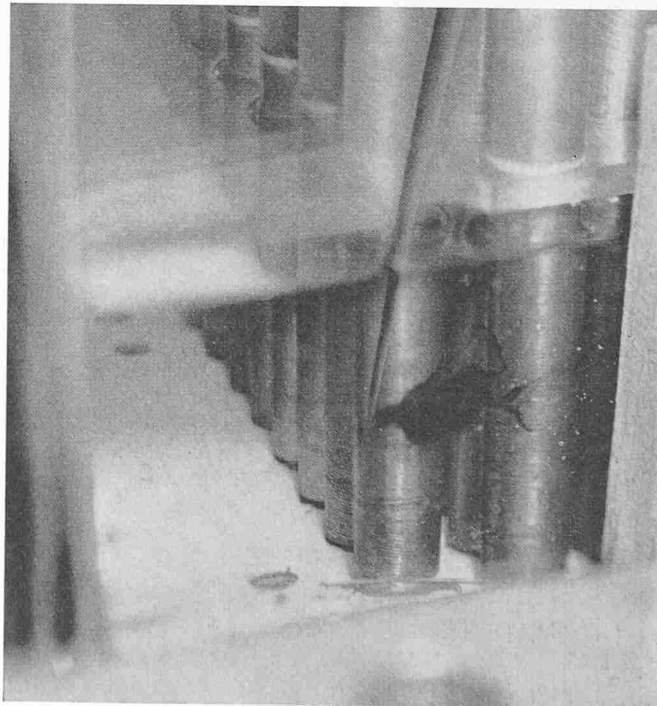


Bild 12. Blick in die hintere Quergasse eines mit Plexiglaswänden versehenen Teilmodells. Schwarzer Farbstoff, mit Hilfe einer Injektionsnadel in das Wasser eingespritzt, zeigt den Verlauf der Strömung in Richtung zum Rohrfeld an

oftmals die Rohre nicht genügend nahe an den Mantel herangebracht werden können.

In Bild 11 ist eine Rohranordnung dargestellt, bei der die kritischen Schnittstellen vermieden sind und die deshalb als entlüftungstechnisch einwandfrei angesprochen werden kann. Im vordern Teil, wo noch viel Dampf durchfliesst, sind die Rohre locker und fluchtend angeordnet statt eng und mit einer Gasse. Der Druckverlust wird damit klein gehalten, und Umströmungen im Sinne des Bildes 8 können nicht auftreten. Erst im zweiten Rohrfeld wird dann auf eine dichtere Berührung übergegangen, plötzlich oder allmählich, je nachdem ob etwas mehr oder weniger Druckverlust zugelassen werden kann.

Ergänzend zu den Entlüftungsversuchen am Modell ist zu sagen, dass, sobald Luft in das Wassermittel eingeblasen wird, nicht mehr Ähnlichkeit in dem strengen Sinne besteht zwischen der Modellströmung Wasser + Luft und der wirklichen Strömung Dampf + Inertgas, sondern die ins Modell

eingeblassene Luft dient lediglich zum Anzeigen, ob irgendwelche Druckminimumstellen vorhanden sind, die sich in der Grossausführung schädlich auswirken können.

Zusammenfassung

Es wurde gezeigt, dass sich die Dampfströmung in Kondensatoren auf Grund der Ähnlichkeitstheorie mit einem hydraulischen Modell nachbilden lässt, das so gebaut ist, dass sich die Rohre in einfachster Weise umordnen und so druckverlustarme Anordnungen finden lassen. Mit Hilfe von eingeblasener Luft können mögliche Druckminima in den Rohrfeldern aufgespürt werden. An diesen Stellen würde sich in der Grossausführung die Luft ansammeln und zu einer Verschlechterung der über alle Rohre gemittelten Wärmedurchgangszahl führen. Insgesamt ergibt das Modell anschauliche Vorstellungen von Strömungen in Kondensatoren, aus denen bestehende Lösungen beurteilt und Richtlinien für die Konstruktion neuer Lösungen gewonnen werden können.

Wärmeübergang an einer durch Luftstrahlen gekühlten Platte

DK 536.24.244

Von Dr. Hanns H. Ott, Baden

Zusammenfassung

Mit einem Versuch wird die Wärmeübergangszahl an einer geheizten ebenen Wand bestimmt, die durch Luftstrahlen gekühlt wird. Die Kühlluft strömt durch eine gelochte Platte senkrecht gegen die zu kühlende Fläche. Wählt man den Durchmesser d_L der Luftlöcher als charakteristische Länge, so lässt sich der Wärmeübergang bei der untersuchten Anordnung und dem gewählten Lochabstand darstellen durch

$$Nu = 0,067 Pr^{1/3} e^{-0,061 h/d_L Re^{0,74}}$$

wobei h der Abstand zwischen Wand und Lochplatte ist. Die Art, wie die Luft weggeführt wird, hat im Bereich der durchgeführten Messungen keinen Einfluss auf den Wärmeübergang. Unter Heranziehung von Angaben aus der Literatur werden die eigenen Messungen auf andere Strahlabstände umgerechnet.

1. Problemstellung und prinzipielle Versuchsanordnung

Beim Bau von thermischen Maschinen, die mit hohen Temperaturen betrieben werden, ist vielfach die Kühlung einzelner Bauteile notwendig. Dies kann beispielsweise durch Anblasen mit einem Medium geschehen. Im nachstehend beschriebenen Versuch wird die Wärmeübergangszahl an einer heissen ebenen Wand ermittelt, die durch gleichmässig verteilte Luftstrahlen gekühlt wird.

Auf Bild 1 ist die Versuchsanordnung schematisch dargestellt. Durch die Löcher L wird aus einem Raum A Luft gegen die geheizte horizontale Wand P geblasen, wobei diese gekühlt wird. Aus dem Raum C gelangt die Luft nach oben ins Freie, so dass an der gekühlten Wand annähernd der Druck der freien Atmosphäre herrscht. Die Verteilung der Anblaslöcher L und der Abströmlöcher (Senken) S ist gemäss Bild 2 festgelegt. Zu messen ist die mittlere Wärmeübergangszahl zwischen der Platte und der auftreffenden Luft, wobei der Druckabfall an der Lochplatte beim Versuch etwa im Bereich von 0,5 bis 1,5 % des

absoluten Druckes der Kühlluft variieren soll. Die Platte P ist im Vergleich zu den Loch- und Senkenabständen als gross zu betrachten.

Die Dicke des Bleches B und der Durchmesser der Löcher L betragen je 4 mm und der Innendurchmesser der Senkenrohre 8 mm. Der Einfluss des Plattenabstandes ist im Gebiet zwischen $h = 15$ mm und $h = 60$ mm zu untersuchen.

2. Versuchseinrichtung

Die Versuchseinrichtung, mit der die Wärmeübergangsmessungen durchgeführt wurden, setzt sich aus zwei Hauptteilen zusammen: der wärmeabgebenden Platte und dem Luftführungsteil.

Für die Herstellung der wärmeabgebenden Platte, die auf einem begrenzten Flächenbereich einen bestimmten messbaren Wärmestrom liefern muss, wurde die in Bild 3 dargestellte Anordnung gewählt.

In einer Kupferschale Y ist ein Heizgeflecht H (Widerstand 50 Ω) angebracht, das nach unten durch eine Lage Asbest abgeschirmt ist. Dieses gibt seine Wärme fast ausschliesslich nach oben an die zu kühlende Platte P ab, die ebenfalls aus Kupfer besteht. Die Schale Y ist nach aussen durch eine dicke Schicht Asbest isoliert und liegt in einer zweiten Kupferschale X. Diese ist seitlich wiederum isoliert und ruht unten auf einer elektrischen Heizplatte. Ueber der Schale X ist ohne Zwischenisolation ein Ring aufgeschraubt. Dieser ist gegen die Platte P durch Asbest isoliert, während zwischen P und Y metallische Berührung herrscht.

Wird nun bei einer bestimmten elektrischen Belastung des Heizgeflechtes H die Leistung der Heizplatte W derart reguliert, dass zwischen den beiden Schalen X und Y kein Temperaturgefälle besteht, so muss die ganze Heizleistung von H durch die Platte P weggeführt werden. Um innerhalb der einzelnen Schalen X und Y und in der Platte P möglichst ausgeglichene Temperaturfelder zu haben, wurde als Werk-

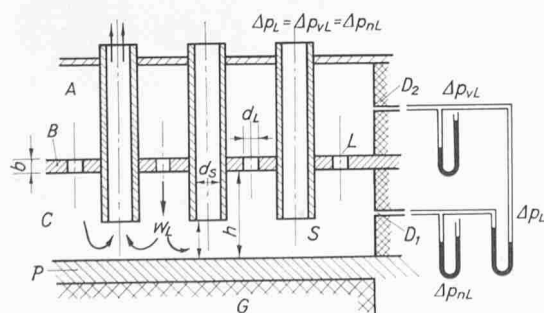


Bild 1 (links). Schema der Versuchsanordnung. A Zuströmraum der Kühlluft. B Lochplatte. C Raum zwischen geheizter Wand und Lochplatte. D1, D2 Druckmessstellen. L Luftlöcher. G Heizkörper. P angeblasene Wand. S Abströmrrohr (Senke)

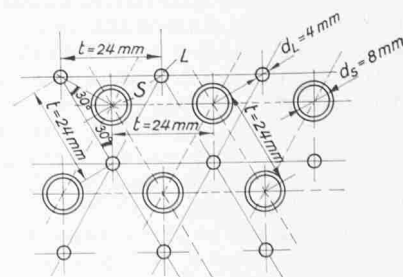


Bild 2 (rechts). Anordnung der Zuströmlöcher und der Abströmröhr. L Zuströmlöcher (Luft Eintritt), S Abströmröhr (Senken)