

Zur rechnerischen Ermittlung von Fugendurchlaßkoeffizienten und Druckexponenten für Bauteilfugen

Mitteilung aus dem Hermann-Rietschel-Institut für Heizungs- und Klimatechnik
der Technischen Universität Berlin*

Von o. Prof. Dr.-Ing. Horst Esdorn und Dipl.-Ing. Jürgen Rheinländer

Aus den an einfachen Fugenmodellen gewonnenen Zusammenhängen zwischen Druckverlust und Volumenstrom werden unter Anwendung der bekannten Ähnlichkeitsgesetze für die Stromung in Rohren oder Spalten Gesetzmäßigkeiten abgeleitet, die es erlauben, die Luftdurchlässigkeit üblicher Bauteilfugen rechnerisch besser vorauszubestimmen, als es bisher mit Hilfe der wenigen bekannten groben Mittelwerte für Fugendurchlaßkoeffizienten a und Druckexponenten n möglich war.

Einleitung

Ergebnisse experimenteller Untersuchungen über die Luftdurchlässigkeit von Bauteilfugen, insbesondere an Fenstern, sind in großer Zahl veröffentlicht [z.B. 1 bis 10 bis 17]. In aller Regel ist die Auswertung bei diesen Untersuchungen so vorgenommen worden, daß nur eine Beziehung zwischen Volumenstrom und Druckverlust nach dem folgenden bekannten Potenzansatz angegeben wird:

$$V = a \cdot l \cdot \Delta p \quad (1)$$

Die Ergebnisse sind damit nicht verallgemeinerungsfähig, sondern gelten exakt nur für die jeweils untersuchten Bauteile unter den zugehörigen Prüfbedingungen. Trotzdem ist es aufgrund der großen Fülle vorliegenden Untersuchungsmaterials für die wesentlichsten Bauelemente mit Fugenundichtigkeiten (Fenster und Außentüren) möglich, die kennzeichnenden Werte (Fugendurchlaßkoeffizient und Druckexponent) üblicher Ausführungen mit einer Toleranzbreite anzugeben, die häufig den im Bauwesen zu stellenden Anforderungen entspricht. Es wird deshalb oft mit dem Näherungswert $n = 2/3$ des Druckexponenten gerechnet, der auch in DIN 4701 „Regeln zur Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden“ für die Ermittlung der Luftungswarmeverluste angegeben ist.

Durch das Vordringen von Großtafelbauweisen, bei denen auch zwischen den einzelnen Fassadentafeln Fugenundichtigkeiten entstehen, wird die Notwendigkeit dringlicher, für Bauteilfugen einfacher geometrischer Form Fugendurchlaßkoeffizienten ohne eine experimentelle Prüfung allein aufgrund der Fugengeometrie angeben zu können. Dieses gilt, wegen der unbegrenzten Vielfalt möglicher Spaltformen, in noch verstärktem Maße für Bauteilfugen innerhalb des Hauses, wenn die Durchstromung des Gebäudes aufgrund innerer und äußerer Druckfelder berechnet werden soll. Dieses Problem wird wichtig z.B. für definierte Druckhaltung zum Schutze bestimmter Gebäudebereiche gegen unkontrollierten Luftaustausch

mit der Umgebung, z.B. in Krankenhäusern oder in kerntechnischen Anlagen.

Von Reiher, Frass und Settele [12] wurde schon sehr frühzeitig der Versuch unternommen, an Fugenmodellen realer Fensterrahmen die Einflüsse der geometrischen Parameter auf den Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Druckdifferenz zu ermitteln. Die angegebenen Beziehungen wurden jedoch rein empirisch aus den vorliegenden Meßdaten gewonnen, so daß sie auf starker abweichende Fugenformen und Abmessungen nicht anwendbar sind, wie man durch Vergleich mit anderen Veröffentlichungen feststellen kann.

Die vorliegende Arbeit wurde mit dem Ziel durchgeführt, aus den an einfachen Fugenmodellen gewonnenen Zusammenhängen zwischen Druckverlust und Volumenstrom unter Anwendung der bekannten Ähnlichkeitsgesetze für die Stromung in Rohren oder Spalten Gesetzmäßigkeiten abzuleiten, die es erlauben, die experimentell gewonnenen Ergebnisse mit den kennzeichnenden geometrischen Spaltparametern so zu verallgemeinern, daß die Luftdurchlässigkeit üblicher Bauteilfugen rechnerisch ermittelt werden kann.

Formelzeichen

a	Fugendurchlaßkoeffizient
c	Beiwert
d	Durchmesser
F	Stromungsquerschnitt
h	Spalthöhe
l	Spaltlänge
m	Exponent der bezogenen Spalttiefe
n	Druckexponent
p	Druck
Re	Reynoldszahl
t	Spalttiefe
U	Umfang des Stromungsquerschnitts
V	Volumenstrom
\bar{w}	über dem Stromungsquerschnitt gemittelte Stromungsgeschwindigkeit
x	Koordinate in Stromungsrichtung
z	Anzahl
Δ	Differenz
ϵ	absolute Wandrauhigkeit
ζ	Einzelwiderstandsbeiwert
λ	Rohreibungsbewert
ν	kinematische Zähigkeit
ρ	Dichte

Indizes

a	Anlaufstrecke
e	Eintritt
h	hydraulisch
o	Austritt
u	Umlenkung

* Der experimentelle Teil der Untersuchung wurde vom Bundesminister für Raumordnung, Bauwesen und Städtebau finanziell gefördert.

Dabei wird neben der allgemeinen Darstellung nach den Ähnlichkeitsgesetzen aus diesen auch ein Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Druckdifferenz nach dem einfachen Potenzansatz der Gl. (1) für die üblichen Spaltformen abgeleitet.

Zur Theorie der Strömung in ebenen Spalten

Grundlegende theoretische und experimentelle Arbeiten liegen von *Hahnemann* und *Ehret* [7; 8] für die Strömung in ebenen Spalten sowie von *Koch* und *Feind* [9] für die Strömung durch Ringspalte vor. Wenn ein geeigneter hydraulischer Durchmesser d definiert wird, kann die Spaltströmung in derselben Form wie die Rohrströmung beschrieben werden. Für den ebenen Spalt gilt bei $h \ll l$ in bekannter Weise

$$J = \frac{4 F}{l} = \frac{4 l \cdot h}{2(l+h)} \approx 2h \quad (2)$$

Die Reynoldszahl ergibt sich zu

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (3)$$

Der Grenzwert Re_c zwischen den Bereichen laminarer und turbulenten Stromung ist für die Spaltströmung nicht genau bekannt.

Lin [19, S. 29] ermittelte mit Hilfe einer rechnerischen Stabilitätsanalyse den Wert

$$Re_{c,1} \approx \frac{\frac{3}{2} \cdot \frac{h}{r} \cdot \frac{h}{r}}{\frac{2}{r} + \frac{2}{r}} = 5300 \quad (4)$$

Die Umrechnung entsprechend der hier benutzten Definition der Reynoldszahl, Gl. (3), ergibt

$$Re_{c,1} \approx 14000$$

Hahnemann und *Ehret* [8] beobachteten dagegen bei ihren Messungen

$$Re_{c,2} \approx 3000$$

Lin diskutiert auf Seite 13 seines genannten Buches die Schwierigkeiten bei der theoretischen Ermittlung der kritischen Reynoldszahl, welche daraus entstehen, daß die Zähigkeit des Fluids einerseits die Ursache der Instabilität ist, andererseits auf dieselbe dämpfend wirkt, sobald sie auftritt. Diese zweifache Wirkung der Zähigkeit analytisch zu modellieren, hält *Lin* für sehr problematisch. Neuere Versuche in dieser Richtung sind bisher den Autoren nicht bekannt geworden. Angesichts dieser Unsicherheiten bei der Stabilitätsanalyse erscheint das experimentelle Ergebnis von *Hahnemann* und *Ehret* verläßlicher. Dennoch ist nicht auszuschließen, daß bei den Versuchen dieser Autoren, die mit gut geschliffenen Spaltwänden gearbeitet haben, die für das Entstehen von Turbulenz verantwortlichen Instabilitäten bis zum Wert $Re \approx 3000$ gedämpft wurden, während bei weniger glatten Wänden mit dem Umschlag bei noch kleineren Werten der Reynoldszahl gerechnet werden muß. Weil bei Bauteilfugen eher mit turbulentfördernden Unregelmäßigkeiten wie Graten und großen Wandrauhigkeiten zu rechnen ist, wird im folgenden der für die Rohrströmung bekannte Wert $Re_c = 2320$ angenommen.

Der auf die Spaltlänge bezogene Volumenstrom ist gegeben durch die Beziehung:

$$\frac{V}{l} = \bar{w} \cdot h \quad (5)$$

Es besteht daher zwischen diesem und der Reynoldszahl der folgende einfache Zusammenhang:

$$Re = \frac{2}{\nu} \cdot \frac{V}{l} \quad (6)$$

Damit läßt sich für den Umschlag laminar-turbulent bei $Re_c = 2320$ auch ein Grenzwert für den bezogenen Volumenstrom angeben:

$$\left(\frac{V}{l} \right)_{c,1} = 63.1 \text{ in. m}^3/\text{hm} \quad (7)$$

Spalt mit unendlicher Tiefe

Für den Druckabfall bei der Strömung durch einen unendlich tiefen Spalt mit konstantem Querschnitt gilt analog zur Rohrdurchströmung

$$\frac{dp}{dx} = - \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{1}{2} \rho \bar{w}^2 \quad (8)$$

Der Reibungsbeiwert λ ist von der Reynoldszahl abhängig.

Bei ausgebildeter laminarer Spaltströmung wurde von *Hahnemann* und *Ehret* [7] analytisch gefunden und experimentell bestätigt, daß

$$\lambda = \frac{96}{Re} \quad (9)$$

ist.

Für die laminare Rohrdurchströmung dagegen gilt nach dem Hagen-Poiseuilleschen Gesetz:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (10)$$

Für die ausgebildete turbulente Spaltströmung ist auf theoretischem Wege bisher keine Beziehung für den Reibungsbeiwert gefunden worden. Wie später anhand der Meßergebnisse gezeigt wird, ist es jedoch möglich, dieselbe Beziehung zu verwenden, die für die turbulente Rohrdurchströmung bei hydraulisch glatter Wand von *Prandtl* [20] errechnet wurde:

$$\lambda = [2 \lg (Re \sqrt{\lambda}) - 0.8] - 2 \quad (11)$$

Spalt endlicher Tiefe und Einfluß der Anlaufstrecke

Die Strömung durch ebene Spalte mit endlicher Tiefe unterscheidet sich von der durch unendlich tiefe ebene Spalte um die Druckverluste bei der Ein- und Ausströmung. Außerdem ist ein Einfluß der Anlaufstrecke (Länge bei der Rohrströmung etwa $10 \cdot d$ bis $60 \cdot d$) auf den Druckverlust zu erwarten. Diese Einflüsse können als Einzelwiderstände und Exponenten in der über die Spalt-

tiefe t integriert in Gl. (8) berücksichtigt werden, um den gesamten Druckverlust am Spalt anzugeben:

$$\Delta p_{\text{tot}} = \left[\lambda \cdot \left(\frac{l}{d} \right)^2 + \sum \zeta \right] \frac{1}{2} \rho \cdot \bar{w}^2 \quad (12)$$

Widerstandsbeiwerte für die Einströmung in Öffnungen sind bekannt. Sie betragen je nach der Ausbildung der Kante:

scharfe Kanten	$\zeta = 0.3$
gebrochene Kanten	$\zeta = 0.1$
gerundete Kanten	$\zeta = 0.0$

Für den Widerstandsbeiwert bei der Ausströmung gilt $\zeta = 1$.

Wegen des laminaren Anteils innerhalb der Anlaufstrecke ist für den Exponenten der dimensionslosen Kenngröße t/d immer ein Wert kleiner als 1 zu erwarten. Das heißt, der Druckverlust am Spalt mit Anlaufstrecke wird geringer sein als der an einem gleich tiefen Stück aus einem unendlich tiefen Spalt bei sonst gleichen Bedingungen.

Messungen an ebenen Fugenmodellen konstanten Querschnitts¹⁾

Meßanordnung

Als Fugenmodelle wurden Winkelprofile aus gezogenem Aluminium verwendet, die zwischen zwei Druckkammern in einem Meßkanal eingebaut waren. Die Fugenlänge l betrug 1000 mm, die Fugenhöhe h wurde durch Einlegen von Lehren zwischen die Winkelprofile auf die Werte 0.4; 0.6; 0.8; 1; 2; 3; 5 und 7 mm eingestellt (s. Bild 1).

Die Spalttiefe t wurde bei den Modellen ohne Umlenkungen zwischen den Werten 1; 10; 50; 82 und 100 mm

¹⁾ Die Messungen wurden von Dipl.-Ing. E. Thullner durchgeführt.

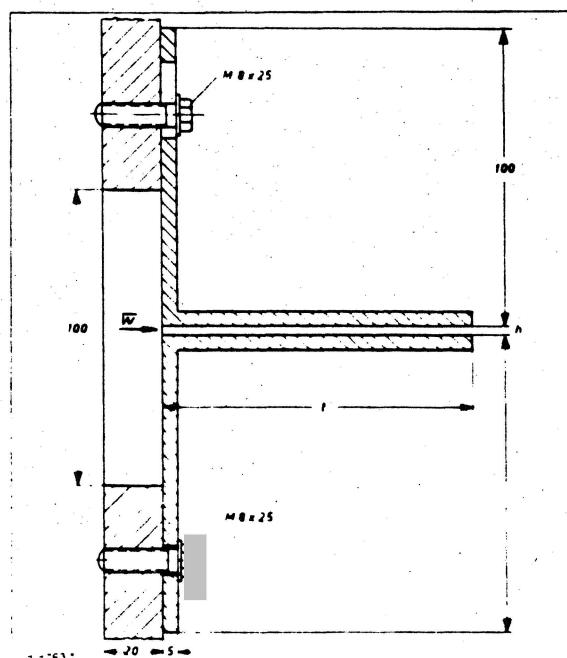


Bild 1: Fugenmodell mit geradem Spalt

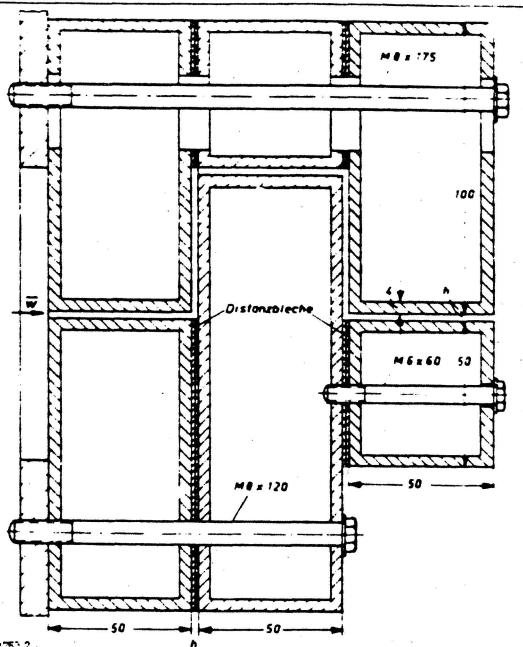


Bild 2: Fugenmodell mit Umlenkungen

variiert, und mit Ausnahme der Tiefe $t = 1 \text{ mm}$, bei der nur die Spalthöhe $h = 7 \text{ mm}$ eingestellt wurde, waren alle Kombinationen zwischen den genannten Tiefen- und Höhenabmessungen in die Untersuchung der Strömung ohne Umlenkungen einbezogen. Fugenmodelle mit Umlenkungen wurden aus Rechteckrohren zusammengebaut, wie auf Bild 2 gezeigt ist. Es wurden die Fälle mit 1; 2 und 4 Umlenkungen untersucht, wobei sich gemäß den verwendeten Modellen nach Bild 2 Spalttiefen von insgesamt 100; 150 bzw. 250 mm ergaben.

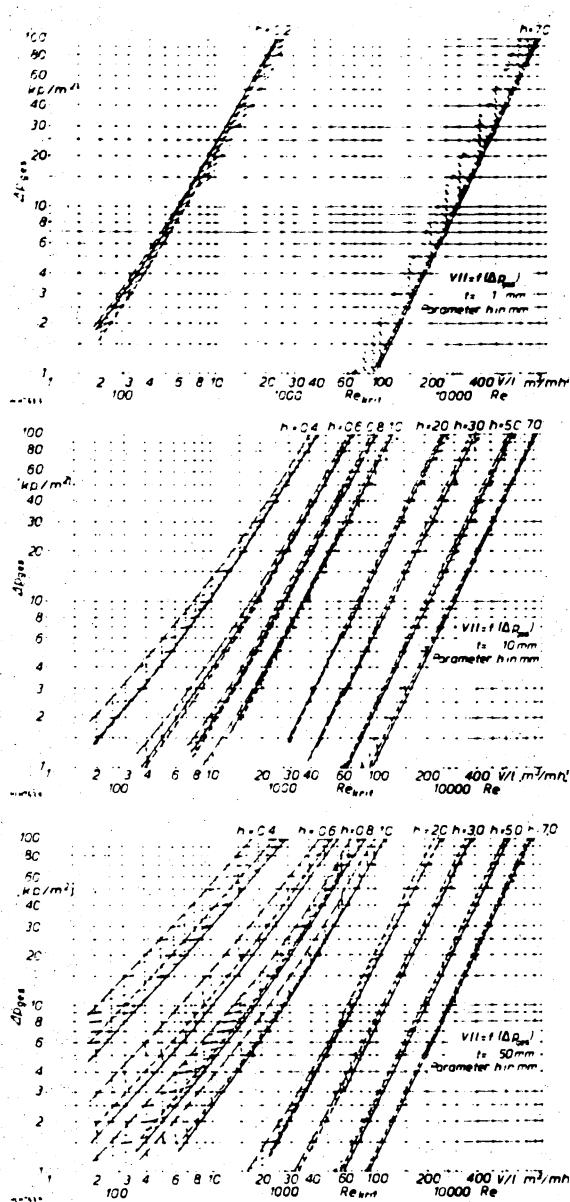
Die Luftvolumenströme wurden mit Einlaufdüsen und Schwimmermanometern bzw. elektronischen Meßwertgebern (bei Druckdifferenzen unter 1 kp/m^2) gemessen. Der Meßkanal wurde sorgfältig abgedichtet. Verbleibende Undichtigkeiten wurden durch Eichung berücksichtigt.

Meßergebnisse

Gerader Spalt

Die Bilder 3 bis 7 enthalten die Ergebnisse der Einzelmessungen an geraden Spalten. Jedes Bild zeigt die Werte für eine der untersuchten Spalttiefen t mit den jeweiligen Spalthöhen h , die am oberen Bildrand als Parameter eingetragen sind. Neben den Meßpunkten sind mit gestrichelten Linien jene Kurven eingezeichnet, die man bei Verwendung der Gl. (12) sowie (9), (10) bzw. (11) erhält. Im Bereich $Re < 2320$ gilt die untere der beiden Kurven für den Ansatz $\lambda = 64/Re$, die obere für $\lambda = 96/Re$.

Außerdem enthalten die Bilder den Verlauf einer empirischen Funktion (durchgezogene Kurven), auf die im Abschnitt „Funktionale Darstellung der Meßergebnisse“ eingegangen wird. Die zu jeweils einer Kombination von t und h gehörenden gemessenen, aus den Gl. (9) bis (12) berechneten und empirisch aus den Meßwerten gefundenen Ausgleichsfunktionen sind durch Schraffuren miteinander verbunden.

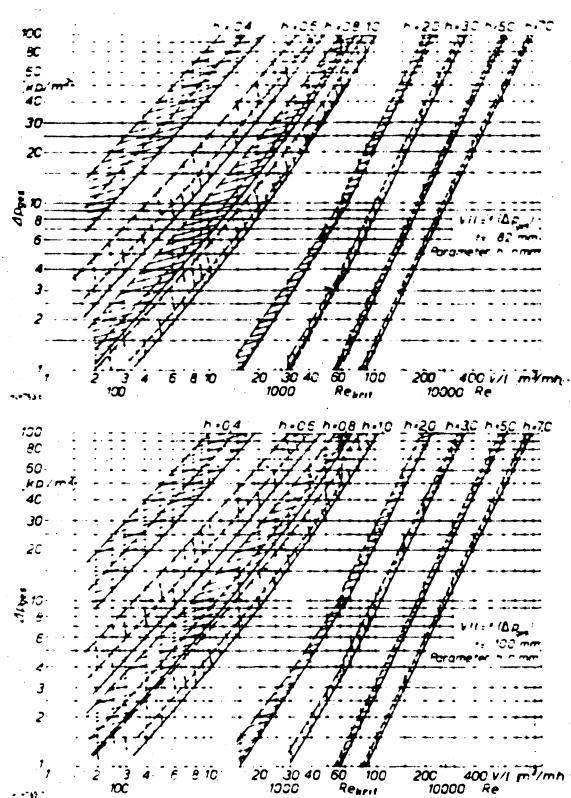


Die bei $(Vl)/h = 63.1 \text{ m}^3/\text{h}$ erkennbaren Unstetigkeiten in den Kurven röhren daher, daß für den laminaren und den turbulenten Bereich jeweils verschiedene Funktionsansätze benutzt wurden, die wie bei den bekannten Gesetzmäßigkeiten der Rohrströmung nicht stetig ineinander übergehen.

Einfluß der Wandrauhigkeit

Die absolute Wandrauhigkeit ϵ von gezogenen Aluminiumprofilen ist kleiner als $1.5 \cdot 10^{-1} \text{ mm}$ [23]. Die auf den hydraulischen Durchmesser bezogene Wandrauhigkeit $\epsilon/2h$ lag somit bei den hier untersuchten Spalthöhen von 0.4 bis 7 mm im Bereich ($\leq 0.11 \cdot 10^{-1}$) bis ($\leq 1.88 \cdot 10^{-1}$).

Ermittelt man aus den Meßwerten für jeden der acht vorkommenden Werte $\epsilon/2h$ den höchsten dabei erreichten Wert der Reynoldszahl und sucht diese Kombinationen als



Bilder 3 bis 7: Vergleich der Meßwerte für gerade Spalte ohne Umlenkungen mit theoretischen Ansätzen analog zur Rohrströmung und mit der empirisch ermittelten Anpassungsfunktion¹⁾

Meßwerte: ...

empirisch aus den Meßwerten: _____

Theorie analog zur Rohrströmung: _____

$Re < 2320$ und λ nach Gl. (10): _____

$Re < 2320$ und λ nach Gl. (9): _____

$Re > 2320$ und λ nach Gl. (11): _____

λ/d auf Bild 8 auf, dann erkennt man, daß im gesamten Bereich der vorliegenden Messungen die Wandrauhigkeit keinen merkbaren Einfluß hatte, weil alle Punkte nahe der Grenzkurve für hydraulisch glatte (Rohr-)Wand liegen. Bei dieser Überlegung wird angenommen, daß der quantitative Einfluß der Wandreibung bei Spalt- und Rohrwänden gleich ist.

¹⁾ Die vergrößerten Originale dieser Bilder liegen den Verfassern vor.

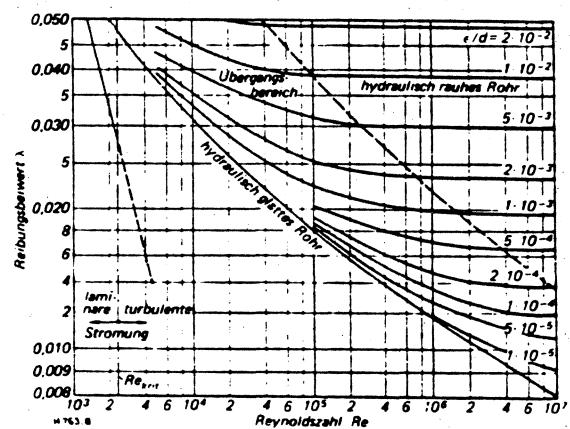


Bild 8: Rohrreibungsbeiwert λ in Abhängigkeit von der Reynoldszahl und der relativen Rauigkeit ϵ/d

Hieraus erklärt es sich, daß bei der Berechnung der theoretischen Kurven auf den Bildern 3 bis 7 im Bereich $Re > 2320$ nur die für Rohrdurchströmung bei hydraulisch glatter Wand bekannte Beziehung (11) zur Anwendung kam. In Fällen mit größeren Werten der bezogenen Wandrauhigkeit (z.B. Fugen in Holzfenstern) kann der Zusammenhang $\Delta p_{\text{d}} = f(\lambda, d)$, wie er für die Rohrdurchströmung gilt, auch für die entsprechende Beziehung $\Delta p_{\text{d}} = f(\lambda, 2h)$ bei der Spalt durchströmung angenommen werden.

Für das Übergangsgebiet in den Grenzen

$$\frac{d}{\epsilon} \cdot \lg \left(0.1 \frac{d}{\epsilon} \right) < Re < 400 \frac{d}{\epsilon} \cdot \lg \left(3.715 \frac{d}{\epsilon} \right)$$

wurde hierbei von Colebrook [21] der folgende Ausdruck ermittelt, aus dem bei großer Wandrauhigkeit λ zu bestimmen ist:

$$\frac{1}{\lambda} = -2 \lg \left(0.27 \frac{f}{d} + \frac{2.51}{Re} \right) \quad (13)$$

Fälle mit $Re > 400 \frac{d}{\epsilon} \cdot \lg \left(3.715 \frac{d}{\epsilon} \right)$

sind bei Bauteilfugen nicht zu erwarten.

Einfluß von Umlenkungen

Auf den Bildern 9 bis 11 sind die Ergebnisse der Einzelmessungen an Spalten mit Umlenkungen eingetragen. Neben den Meßpunkten sind empirisch gewonnene Kurven als durchgezogene und gestrichelte Linien gezeichnet, auf die im folgenden Abschnitt eingegangen wird. Beim Vergleich von Meßwerten ohne und mit Umlenkung (z.B. die Werte für $h = 2,0$ auf Bild 7 und 9) für gleiche Spaltbreiten t und Spalthöhen h ist zu erkennen, daß der Anstieg durch die Meßpunkte gelegter Kurven in beiden Fällen praktisch derselbe ist, daß jedoch wegen des erhöhten Druckverlustes bei Umlenkungen diese Kurven zu niedrigeren Werten des Volumenstroms verschoben sind.

Funktionale Darstellung der Meßergebnisse

Um zu funktionalen Zusammenhängen zu gelangen, können den Meßwerten empirische Gleichungen mit Hilfe der Methode der kleinsten Summe der Fehlerquadrate angepaßt werden. Es wurden hier zwei verschiedene Möglichkeiten gewählt:

Empirische Darstellung analog zur Rohrströmung

Gl. (12) läßt sich allgemeiner in der folgenden Form schreiben:

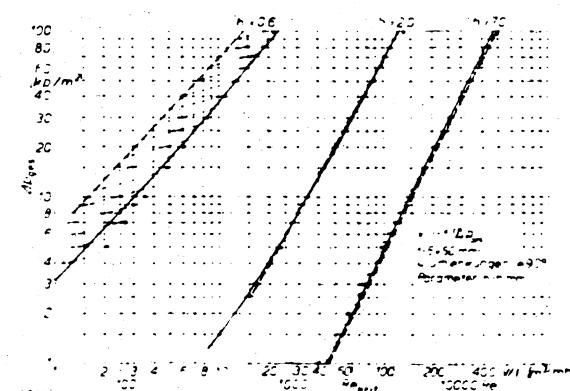
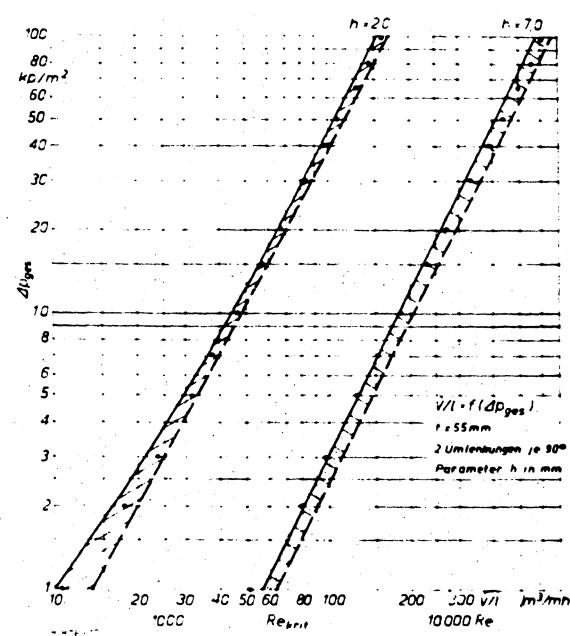
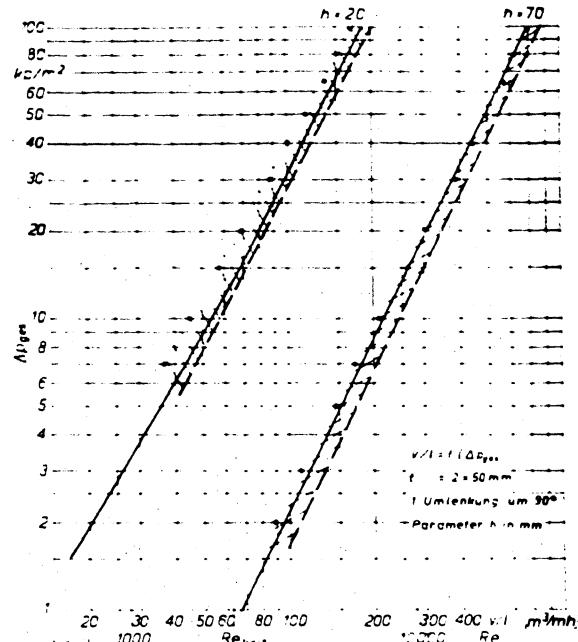
$$\Delta p_{\text{d}} = \left[\lambda \cdot \left(\frac{t}{2h} \right)^{\alpha} + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 + \zeta_5 \right] \frac{\rho \cdot \bar{w}^2}{2} \quad (14)$$

Bilder 9 bis 11: Vergleich der Meßwerte mit der empirisch ermittelten Anpassungsfunktion und dem Potenzansatz für Spalte mit 40°-Umlenkungen

Meßwerte

empirisch aus den Meßwerten: Gl. (14)

empirisch aus den Meßwerten: Potenzansatz



Dabei werden die Einzelwiderstände aufgrund der Einflüsse von Spalteintritts- und -austritts, Anlaufstrecke und Umlenkungen durch ζ_1 , ζ_2 , ζ_3 und ζ_4 berücksichtigt.

Die Einflüsse von Spalteintritt und -austritt wurden bei den Messungen nicht variiert. Es wurden die entsprechenden Einzelwiderstände mit $\zeta_1 = 0.3$ und $\zeta_2 = 1$ eingesetzt. Die beste Anpassung der empirischen Funktion an die Meßwerte für gerade Spalte ohne Umlenkungen ergab sich im Bereich $Re < 2320$ mit

$$\lambda = \frac{97}{Re} : \quad m = 0.84 : \quad \zeta_3 = 0.05$$

im Bereich $Re > 2320$ mit

$$\lambda = [2 \lg (Re \sqrt{\lambda}) - 0.8] : \quad m = 0.84 : \quad \zeta_3 = -0.1$$

Mit diesen Werten und $\zeta_4 = 0$ wurden aus Gl. (14) die auf den Bildern 3 bis 7 eingetragenen, durchgezogenen Kurven ermittelt. Die Annäherung an die Meßwerte ist, besonders für hohe Werte des Luftdurchsatzes, zufriedenstellend. Die Standardabweichung zwischen 66 ausgewählten Meßwerten und der empirischen Funktion beträgt 0.28.

Beim Vergleich der theoretisch analog zur Rohrströmung gewonnenen (gestrichelten) Kurven mit den Meßwerten überrascht, daß im Bereich $Re < 2320$ der theoretische Ansatz mit $\lambda = 64/Re$ wesentlich näher an den Meßergebnissen liegt als der mit $\lambda = 96/Re$, d.h. dem Wert, den Hahnemann und Ehrer für unendlich tiefe Spalte auch theoretisch nachgewiesen haben. Der Grund dafür ist der erhebliche Einfluß der Anlaufstrecken, welche bei den meisten gemessenen Kombinationen mehr als die Hälfte der jeweiligen Spalttiefe eingenommen haben dürfen.

Beim empirischen Ansatz macht sich dieses darin bemerkbar, daß der Druckverlust nicht proportional der Spalttiefe ist, sondern t mit dem Exponenten 0.84 eingeht, dafür aber λ praktisch mit der von Hahnemann und Ehrer [7] ermittelten Funktion übereinstimmt und daß außerdem kein besonderer Druckverlustbeiwert ζ_3 auftritt ($\zeta_3 = 0.05$ liegt innerhalb der Unsicherheit, mit welcher der für den scharfkantigen Einlauf angenommene Wert von 0.3 mindestens behaftet ist). Es hat sich also gezeigt, daß in beiden Bereichen der Reynoldszahl die empirische Näherungsfunktion den Meßwerten besser entspricht als die theoretischen Ansätze analog zur Rohrströmung.

An die Meßwerte für Spalte mit Umlenkungen wurde die empirische Funktion Gl. (14) angepaßt unter Beibehaltung der für die geraden Spalte ermittelten Werte für λ , m und ζ_3 . Der Ansatz mit dem Glied $\zeta_4 \cdot \zeta_5$ für den Umlenkungseinfluß in Gl. (14) beinhaltet die Annahme, daß sich die Anzahl ζ_4 der in einer Bauteilfuge vorhandenen 90°-Umlenkungen nicht auf den Wert des Einzelwiderstandes ζ_5 auswirkt. Wie aus Untersuchungen von Lee [22] über Reihenschaltungen von Bogen bei der Rohrströmung bekannt ist, ergibt sich maximal der Summenwert aller Widerstände für die geraden Strecken und Umlenkungen, so daß die getroffene Annahme allenfalls etwas zu hohe Widerstände errechnen läßt.

Die beste Anpassung ergab sich für $\zeta_4 = 0.82$, wobei die Standardabweichung für die 116 Meßwerte 0.10 betrug. Mit diesem Wert wurden aus Gl. (14) die empirischen (durchgezogenen) Kurven auf den Bildern 9 bis 11 ermittelt.

Ableitung üblicher einfacher Potenzfunktionen

Wenn die im Abschnitt „Spalt mit unendlicher Tiefe“ für die Rohrströmung genannten Gl. (3), (5) und (9) bis (12) annähernd auch für die Strömung in ebenen Spalten gelten, dann ist zu erwarten, daß der Wert des Exponenten zwischen $n = 0.5$ bei vollkommen turbulenter Strömung und $n = 1.0$ bei vollkommen laminarer Strömung liegt. Der Fugendurchlaßkoeffizient a ist von der Spalthöhe h , der Spalttiefe t , der absoluten Rauigkeit der Spaltwände sowie der Reynoldszahl abhängig.

Bei endlichen Spalten sind außer dem Reibungswiderstand im Spalt stets Ein- und Austrittsverluste vorhanden, die dem Quadrat der mittleren Geschwindigkeit proportional sind, so daß der Exponent $n = 1$ auch aus diesem Grunde (vgl. Abschnitt „Spalt endlicher Tiefe und Einfluß der Anlaufstrecke“) nie ganz erreicht wird. Bei engen Spalten und kleinen Druckdifferenzen (kleine Geschwindigkeiten und kleine Beträge der Reynoldszahl) bildet sich

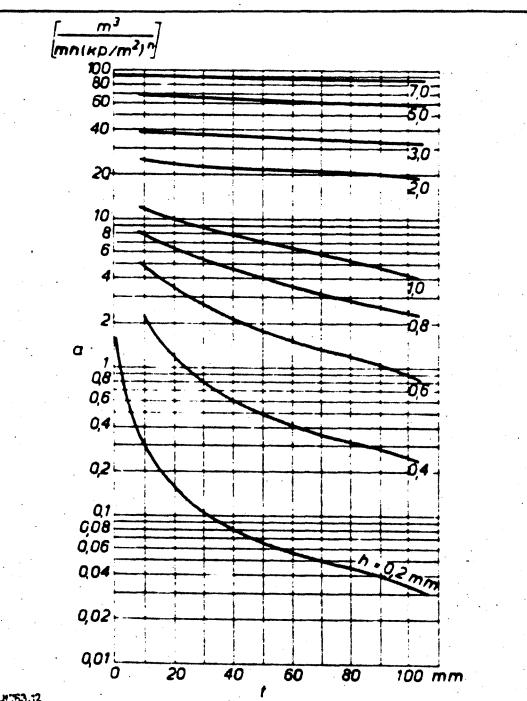


Bild 12: Aus der Anpassungsfunktion Gl. (14) ermittelte Fugendurchlaßkoeffizienten a als Funktion von Spalttiefe t und Spalthöhe h

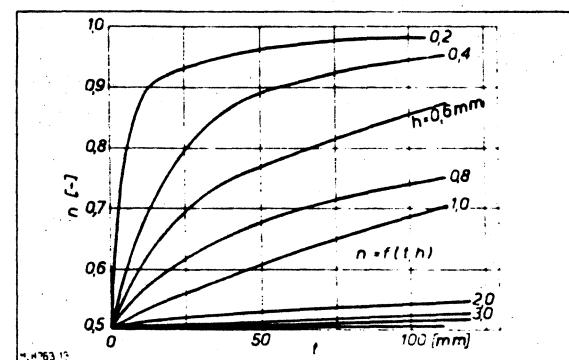


Bild 13: Aus der Anpassungsfunktion Gl. (14) ermittelte Druckexponenten n als Funktion von Spalttiefe t und Spalthöhe h

nur dann eine laminare Strömung voll aus, wenn eine ausreichende Spalttiefe vorhanden ist.

Aus der empirischen Gl. (14) wurden für alle in dieser Untersuchung behandelten Kombinationen von Spalttiefen t und Spalthöhen h die Exponenten n und die Fugendurchlaßkoeffizienten a errechnet. Sie sind in der Tabelle zusammengestellt und auf den Bildern 12 und 13 als Funktionen $a = f(t, h)$ und $n = f(t, h)$ dargestellt. Bild 12 zeigt, daß a im hier interessierenden Bereich mehr von der Spalttiefe als von der Spalthöhe abhängt. Auch für n ist der Einfluß der Spalthöhe der entscheidende, wie Bild 13 erkennen läßt. Die dort eingetragenen Kurvenverläufe sind auf den Wert $t = 0$ extrapoliert. Für $t \rightarrow 0$ wird der Reibungsanteil zu Null, so daß der Exponent n für alle Spalthöhen $\neq 0$ den Wert $n = 0.5$ annehmen muß (reiner Einzelwiderstand).

Für Bauteilfugen mit Umlenkungen läßt sich Gl. (1) durch folgenden Ansatz erweitern:

$$V = a \cdot t \cdot (1 - c \cdot c_s) \cdot \Delta p^n \quad (15)$$

Mit Hilfe der Methode der kleinsten Summe der Fehlerquadrate wurde auch hier der Wert c_s für den Einfluß der einzelnen Umlenkung aus den entsprechenden Meßergebnissen bestimmt, wobei die betreffenden Werte für a und n aus den Bildern 12 und 13 abzulesen waren. Es ergab sich $c_s = 0.1$ bei einer Standardabweichung von 0.19 für die 116 Meßwerte. Auf den Bildern 9 bis 11 sind gestrichelt die durch Gl. (15) gegebenen Geraden eingetragen. Beim Vergleich beider empirisch ermittelten Funktionsverläufe mit den Meßpunkten in diesen Bildern ist zu erkennen, daß erwartungsgemäß Gl. (14) genauere Ergebnisse liefert als der einfache Ansatz Gl. (15). Aber auch letzterer ist bei vernachlässigbarer Wandrauhigkeit durchaus brauchbar für Berechnungen in den für Bauteilfugen wichtigen Bereichen der Abmessungen und Druckdifferenzen. Es sei jedoch darauf hingewiesen, daß eine ausreichende Gültigkeit von Gl. (15) für Spalthöhen < 1 mm nicht gewährleistet ist, wie auf Bild 10 die gestrichelte Kurve für $h = 0.6$ mm erkennen läßt.

Bei der Beurteilung der Genauigkeit von Fugendurchlaßkoeffizienten und Druckexponenten für Bauteilfugen ist zu bedenken, daß aufgrund der zahlreichen bauseitig gegebenen Störeinflüsse (ungleiche Spalthöhen über die

Spaltfläche, Anstriche, Verschmutzungen, unterschiedliche Anpreßdrücke von Schließvorrichtungen usw.) für die genannten Werte immer mit Toleranzen gerechnet werden muß, die mit denen sonstiger Kennwerte wie Wärmeleitfähigkeitskoeffizienten u.ä. nicht vergleichbar sind. Zahlreiche Untersuchungen in der Literatur weisen aus [1; 5; 15; 16], daß z.B. bei Fenstern unter sonst gleichen Bedingungen durch die genannten Einflüsse mit Verhältnissen bis etwa 1:6 für die Fugendurchlaßkoeffizienten gerechnet werden muß. Mögliche Störeinflüsse sind selbstverständlich relativ um so größer, je geringer die Werte für die Fugendurchlaßkoeffizienten sind. Hier sei außerdem auf die Einflüsse der Anströmrichtung und der Wandrauhigkeit [1] sowie der Einbaufugen bei Fenstern und Türen hingewiesen.

Zusammenfassung der Ergebnisse

Es wurden meßtechnisch Gesetzmäßigkeiten für die Strömung von Luft durch ebene Spalte ohne und mit Umlenkungen ermittelt. Die Untersuchung beschränkte sich auf die für Bauteile in Frage kommenden Bereiche der Druckdifferenzen ($0 < \Delta p < 100 \text{ kp/m}^2$ bzw. $\approx 981 \text{ Pa}$), der Spalthöhen ($0 < h \leq 7 \text{ mm}$) und der Spalttiefen ($1 \text{ mm} \leq t \leq 250 \text{ mm}$), wobei Spalttiefen größer als 100 mm nur bei den Fugenmodellen mit zwei oder vier 90°-Umlenkungen untersucht wurden.

Der Druckverlust in endlichen Spalten kann in den genannten Bereichen aus einer aus den Meßwerten gewonnenen Ausgleichsfunktion berechnet werden, wobei die Koeffizienten, Exponenten und Einzelwiderstandsbeiwerte entsprechend der Geometrie, dem Wert der Reynoldszahl und dem der Wandrauhigkeit einzusetzen sind.

Aus den Ergebnissen wurden außerdem die Kennwerte des bekannten Potenzansatzes für den Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Druckdifferenz abgeleitet, der für Berechnungen im Bauwesen üblicherweise benutzt wird und für diese Zwecke eine angemessene Genauigkeit hat. Damit können diese Kennwerte (Fugendurchlaßkoeffizienten a , Umlenkungsbeiwerte c_s und Druckexponenten n) für übliche Bauteilfugen aus den geometrischen Abmessungen ermittelt werden.

Tabelle: Empirisch ermittelte Fugendurchlaßkoeffizienten a^* und Exponenten n

h	t mm	Volumenstrom $V = a \cdot t \cdot (1 - c_s \cdot c) \cdot \Delta p^n$									
		1 mm		10 mm		50 mm		82 mm		100 mm	
mm	mm	a	n	a	n	a	n	a	n	a	n
0.4	—	—	—	2.14	0.66	0.48	0.89	0.31	0.93	0.245	0.95
0.6	—	—	—	4.67	0.60	1.75	0.77	1.14	0.82	0.88	0.87
0.8	—	—	—	7.57	0.56	3.98	0.67	2.72	0.73	2.31	0.75
1.0	—	—	—	11.21	0.53	7.0	0.60	5.15	0.65	4.19	0.70
2.0	—	—	—	25.0	0.51	21.8	0.53	20.8	0.52	19.8	0.53
3.0	—	—	—	38.0	0.51	35.8	0.51	33.5	0.52	32.6	0.52
5.0	—	—	—	66	0.50	60.3	0.51	60.6	0.51	58	0.52
7.0	95	0.50	93	0.50	87	0.51	88.5	0.50	86	0.51	—

* a in $\frac{\text{m}^3}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot (\text{kp} \cdot \text{m}^{-2})^n}$

Zur Wahrung der zahlenmäßigen Übereinstimmung mit dem bereits vor längerer Zeit erstellten Forschungsbericht über diese Untersuchung, wurden noch die alten Einheiten des technischen Maßsystems beibehalten. Bei Umrechnung der Druckeinheit gilt hier

$$a \text{ in } \frac{\text{m}^3}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot (\text{Pa})^n} = 9.81 \cdot \left(a \text{ in } \frac{\text{m}^3}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot (\text{kp/m}^2)^n} \right)$$

Mit Hilfe dieser Ergebnisse werden für eine Vielzahl in der bauphysikalischen Praxis vorkommende Bauteilfugen bessere Voraussagen über die Luftdurchlässigkeit möglich sein als mit dem Druckexponenten 2/3 (z.B. DIN 4701) und den bisher bekannten Mittelwerten für a (z.B. [18, Zahlen-tafel A 15a] und DIN 4701), die aus vielen Untersuchungen mit sehr großen Streubreiten gewonnen wurden.

Schrifttum

- [1] Benndorf, D.: Zur Luftdurchlässigkeit von Fensterfugen. *Luft- und Kälte-technik* 1975, 2, S. 67-71.
- [2] Czammerer, J. S. u. Hirschbold, F. X.: Der Einfluß der Fensterbauart auf den Luftdurchgang. *Ges. Ing.* 61 (1938), S. 393-399.
- [3] Dierr, R.: Die Luft- und Warmedurchlässigkeit neuzeitlicher Stahlfensterbauweisen. *Ges. Ing.* 64 (1941), S. 135-142.
- [4] Eberle, Ch.: Versuche über die Luftdurchlässigkeit und den Wärme-verlust von Fenstern. *Ges. Ing.* 51 (1928), S. 569-570.
- [5] Födorn, H.: Luftdurchlässigkeit der Fenster und Druckverteilung im Gebäude. *Das Hochhaus der BASF*. Julius Hoffmann Verlag, Stuttgart 1950, S. 213-218.
- [6] Seitert, E.: Untersuchung über den Zusammenhang zwischen Fugen-dichtheit und Schalldämmvermögen von Fenstern. *Kurzbericht Bau-torsch.* 6 (1965), S. 122-126.
- [7] Hahnemann, H. u. Ehret, L.: Der Druckverlust der laminaren Stromung in der Anlaufstrecke von geraden, ebenen Spalten. *Jahrbuch der deutschen Luftfahrtforschung* (1941), S. 121-132.
- [8] Hahnemann, H. u. Ehret, L.: Der Stromungswiderstand im geraden, ebenen Spalt unter Berücksichtigung der Einfahrtverluste. *Jahrbuch der deutschen Luftfahrtforschung* (1942), S. 1186-1207.
- [9] Koch, R. u. Feind, K.: Druckverlust und Wärmeübergang in Ringspalten. *Chem.-Ing.-Techn.* 30 (1958), S. 577-584.
- [10] Rausch, E.: Die Wärme- und Lüftdurchlässigkeit von Fenstern verschiedener Konstruktion. *Ges. Ing.* 45 (1922), S. 99-105.
- [11] Rausch, E.: Die Lüftdurchlässigkeit von Baustoffen und Baukonstruktionsteilen. *Ges. Ing.* 51 (1928), S. 481-489.
- [12] Rehber, H., Fraus, K. u. Settele, E.: Über die Frage der Luft- und Warmedurchlässigkeit von Fenstern. *Wärme-wirtschaftl. Nachr.* 6 (1932) 331, H. 4, S. 42-52. H. 5, S. 55-59.
- [13] Settele, E.: Über die Frage der Luft- und Warmedurchlässigkeit von Fenstern. *Wärme-wirtschaftl. Nachr.* 6 (1933), S. 111-116.
- [14] Sigwart, K.: Luftdurchlässigkeit von Holz- und Stahlfenstern. *Ges. Ing.* 43 (1932), S. 515-517.
- [15] Schulte, W.: Luftdurchlässigkeit von Fenstern. *Ges. Ing.* 82 (1961), S. 181-184.
- [16] Schulte, W.: Untersuchungen über die Luft- und Warmedurchlässigkeit von Fenstern. *Ges. Ing.* 83 (1962), S. 153-162.
- [17] van Zutphen, D. u. van Gunst, E.: Wärmebedarf unter besonderer Berücksichtigung der Luftdurchlässigkeit von Fenstern. *Ges. Ing.* 79 (1958), S. 355-363.
- [18] Rietzel, R.: *Heiz- und Klimatechnik*. II. Band, 15. Auflage, 1970. Springer Verlag.
- [19] Lin, C. C.: *The Theory of Hydrodynamic Stability*. 1955 Cambridge, Univ. Press.
- [20] Prandtl, L.: Neuere Ergebnisse der Turbulenzforschung. *VDI-Z.* 77 (1931) S. 105-14.
- [21] Colebrook, C. F.: Turbulent flow in pipes with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws. *J. Instn. Civ. Engrs.* 11 (1938) 391 S. 133.
- [22] Lee, C. S.: Rohrstromungswiderstände in 90°-Rohrkrummern. *Diss. TU Berlin*, 1968, auch in *Gesundheits-Ingeneur* 89 (1968) S. 341-344, 367-376 und 90 (1969) S. 20-27.
- [23] Dubbel: *Taschenbuch für den Maschinenbau*. Band I, 13. Aufl. 1970, S. 312. [H 763]

Die sicherheitstechnischen Kriterien bei der Planung von Heißwassererzeugern

Während der Planung einer Hochdruck-Heißwasseranlage für ein großes Heizkraftwerk in Süddeutschland standen auf dem Markt keine bauteilgeprüften Sicherheitsventile zur Verfügung; es lagen nur Schätzwerte für die Schließzeiten und für die Ausfluß-Durchsätze der Ventile vor. Dies gab Anlaß, Berechnungsunterlagen zusammenzustellen und Diagramme zu entwickeln, die eine sicherheitstechnische Planung von Heißwassererzeugern ermöglichen. S. Pessiridis¹⁾ berichtete hierüber.

Heißwassererzeuger gelten im Sinn der Dampfkesselverordnung als Dampferzeuger und müssen daher mit besonderen Sicherheitsvorrichungen versehen sein. Beim Ansprechen eines Vollhub-Sicherheitsventils strömen in kurzer Zeit große Wassermassen aus der Anlage aus. Die damit verbundene plötzliche Druckabsenkung im Heißwassererzeuger und im Leitungsnetz führt u.U. zu einer unerwünschten Dampfbildung, da die Druckhaltesysteme kaum in der Lage sind, die große Druckabsenkung auszugleichen. Andererseits werden beim plötzlichen Schließen der Ventile bereits beschleunigte Wassermassen

sehr schnell wieder verzögert, so daß Druckstöße entstehen und zum Zerstören von Anlageteilen Anlaß geben können.

In den einschlägigen Verordnungen und Richtlinien über Sicherheitseinrichtungen (in denen aber weder auf die Bauart noch auf die Leistung der Heißwassererzeuger eingegangen wurde) wird sowohl für Dampf- als auch für Heißwassererzeuger vorgeschrieben, beim Bemessen der Sicherheitsventile das einphasige Ausströmen von Wasserdampf zugrunde zu legen. Dies trifft zwar für Dampferzeuger zu; bei den Heißwassererzeugern wäre aber ein Ausströmen von Sattdampf nur beim kritischen Druck von 221,2 bar theoretisch möglich. Man betreibt aber Heißwasseranlagen z.Z. mit Arbeitsdrücken von höchstens 30 bar; aus dem Sicherheitsventil strömt hierbei ein Wasser-Dampf-Gemisch mit einem Dampfgehalt unter 30% aus. Die theoretischen Überlegungen führen zu dem Schluß, daß sich bei einem Durchlaufkessel die Wärmeleistung nur zu rd. 65% für die Dampferzeugung ausnutzen läßt (zu etwas mehr beim Naturumlaufkessel). Hinzu kommt, daß die Reibung in den Kesselrohren die Dampferzeugung im Heißwasserkessel behindert. Normalerweise legt

man diese Kessel wegen des gegenüber Dampf sehr kleinen spezifischen Wasservolumens für niedrige Geschwindigkeiten aus. Im Fall einer Dampfbildung entstünden aber rasch Dampfblasen, die bei zunehmendem Druck stoßartig wieder zusammenfielen. Dies würde an den heißesten Stellen zu einer noch intensiveren Verdampfung und u.U. sogar zu Filmverdampfung mit Zerstörung der Kesselrohre durch Überhitzen führen. Man wählt daher bei den Sicherheitsventilen für Heißwassererzeuger kleinere Querschnitte als bei den Ventilen für Dampferzeuger. Die zuverlässigste Maßnahme zum Absichern der Heißwasserkessel wäre selbstverständlich das Abschalten der Feuerung.

Auf der Grundlage der vorstehend von ihm selbst knapp umrissenen Problematik ging S. Pessiridis im einzelnen auf die folgenden Themen ein: Betriebsbedingungen im Heizkraftwerk, Absicherungssystem der Heißwasserkessel, Arbeitsbereiche für die Ventile, Aufstellen der Temperatur-Entropie- und der Enthalpie-Druck-Diagramme für die Arbeitsbereiche, Berechnung des Massendurchsatzes, kritisches Druckverhältnis, Volumenänderungen im Flüssigkeits- und im Naßdampfgebiet, Abschalttemperatur. Hah [H 750]

¹⁾ Pessiridis, S.: Die sicherheitstechnischen Kriterien bei der Planung von Heißwassererzeugern. *Wärme* 83 (1977) Nr. 4, S. 44-50.