

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 87 (1969)
Heft: 39

Artikel: Der Temperaturverlauf in Ventilationskanälen
Autor: Bader, Emil
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-70786>

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: 01.04.2025

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

Der Temperaturverlauf in Ventilationskanälen

DK 697.92:536.24.245

Von Emil Bader, dipl. Ing., Riehen

A. Einleitung

Die Berechnung des Druckverlaufes in Zu- und Abluftkanälen ist in den letzten Jahren erweitert und verfeinert worden. Die durchgeführten Untersuchungen, von denen hier lediglich auf die unter [1], [2] und [3] im Literaturverzeichnis angeführten Arbeiten hingewiesen sei, ermöglichen es, die Zuluftverteiler- und die Abluftammelkanäle so zu bemessen, dass die Luft die Austritt- und Absaugstellen in den gewünschten Mengen durchströmt. Insbesondere ist es durch richtige Anordnung, Ausbildung und Bemessung der Durchtrittsöffnungen möglich, die Zuluft *gleichmässig* im zu belüftenden Raum zu verteilen.

Bei Lüftungs- und vor allem bei Klimaanlageanlagen wird aber nicht nur eine gleichmässige Luftverteilung verlangt; vielmehr soll meist auch die Raumtemperatur innerhalb einer Regulierzone überall den selben Wert aufweisen. Damit stellt sich die Forderung, dass beim Heizen — wo die Zuluft wärmer als die Raumluft ist — Wärme nur in begrenztem Masse durch die Kanalwände abwandern darf. Denn gleicht sich die Temperatur der Zuluft gegen das Kanalende hin allzustark der Raumtemperatur an, so vermindert sich in diesen Raumteilen die Heizwirkung zusehends. Analog kann beim Kühlen von Räumen mit langen Zuluftkanälen Luft, die nicht genügend kalt ist, an die entfernteren Raumteile gelangen. Der Wärmeaustausch durch die Kanalwände kann unter Umständen den Wert der Anlage in unzulässiger Weise beeinträchtigen. Bei Hallenschwimmbädern, wo die Luft unterhalb der Fenster ausgeblasen wird, lässt sich z.B. sehr wohl beobachten, dass die gegen das Kanalende zu gelegenen Fensterpartien immer zuerst Schwitzwasser ansetzen. Ein anderes Beispiel sind die Kalt- und Warmluftleitungen beim Zweikanalsystem. Wird hier das Angleichen der Temperaturen zwischen den zwei Kanälen nicht sorgfältig vermieden, so kann die Anlage weder heizen noch kühlen¹⁾.

Gegen zu grosse Wärmeverluste hilft Isolieren. Deshalb werden bei den nachfolgenden numerischen Berechnungen ausser dem nackten Kanal aus Blech oder Eternit auch zwei Ausführungen mit meist inwendig angebrachten Isolierungen aus Glasfasermatten von 1/2" und 1" Dicke berücksichtigt.

Die hier entwickelte Berechnungsweise bezieht sich auf stationäre Vorgänge. In Wirklichkeit werden sich die ermittelten Temperaturen erst nach einer gewissen Betriebsdauer einstellen. Die Verzögerung macht sich besonders bei gemauerten Kanälen und bei der Zuluft-einführung mittels Zwischendecken bemerkbar.

Die Ergebnisse der vorliegenden Untersuchung sind nicht durch Messungen nachgeprüft worden. Es ist zu erwarten, dass das periodische Abfliessen der Grenzschicht durch die Auslässe, auf das A. Haerter in [1] und [2] hinweist, nicht nur den Druckrückgewinn beeinflusst, sondern sich auch auf die Wärmeübergangszahl in überraschender Weise auswirkt. Auf jener Kanalseite, wo die Auslässe angebracht sind, wird der Wärmeübergang mangels Grenzschichtpolster grösser sein als im entsprechenden Kanal ohne Auslässe. Die nachfolgend durchgeführte Berechnung könnte deshalb zu kleine Werte für die Temperaturannäherung ergeben. Messungen in dieser Hinsicht wären wünschenswert. Weiter musste für den Wärmeübergang zwischen äusserer Kanalwand und Raumluft mangels genauer Formeln eine grobe Annahme getroffen werden. Daher sind die hier ermittelten Zahlen mit Vorsicht anzuwenden. Der Wert der Untersuchung liegt nicht so sehr in der Vorausberechnung genauer Temperaturen, als vielmehr darin, dass die Unterschiede des Temperaturverlaufes im isolierten und nicht isolierten Kanal sowie in jenem mit spitz zulaufendem Querschnitt gegenüber dem mit konstantem Querschnitt einander gegenübergestellt werden können.

¹⁾ Das Problem des Wärmeaustausches durch die Kanalwände wird für einfache Verhältnisse in [8], S. 216–219, behandelt.

B. Der Wärmedurchgang

Die Wärmedurchgangszahl k für die innere Kanalwand soll mit einer einfachen Gleichung in Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit v und vom hydraulischen Durchmesser d_h dargestellt werden. Hiefür gilt folgender Ansatz:

$$(1) \quad \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda(1 + \delta/d_h)} + \frac{1}{\alpha_a(1 + 2\delta/d_h)}$$

Es bedeuten: α_a bzw. α_i die Wärmeübergangszahlen an der äusseren bzw. inneren Kanalwand-Oberfläche, δ die Stärke der Kanalwand bzw. der Isolierung, λ die entsprechende Wärmeleitfähigkeit und d_h den hydraulischen Durchmesser des Kanalquerschnittes ($4 F/U$). Die beiden Klammerausdrücke zeigen den Einfluss der Kanalwanddicke. Sinkt deren Wert auf 1, so geht Gl. (1) in die bekannte Formel für die ebene Wand über.

Für den äusseren Wärmeübergang wird unabhängig von d_h

$$\alpha_a = 5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

gesetzt. Dieser Wert stimmt bei Wandtemperaturen des Kanales, die um $\pm 10^\circ\text{C}$ von der Raumtemperatur — hier allgemein mit 20°C angenommen — abweichen, einigermaßen mit Messungen überein, wie sie bei A. Schack [4], S. 90, angegeben sind.

Für α_i geben Schack und Gröber [5] Formeln an, die sich leider um den Faktor von 0,72 unterscheiden. Nach Schack, S.114, ist:

$$(2) \quad \alpha_i = \left[3,55 + 0,20 \frac{t}{100} - 0,0066 \left(\frac{t}{100} \right)^2 \right] \frac{v^{0,75}}{d^{0,25}}$$

Für kleine Temperaturdifferenzen, wie sie hier vorkommen, kann gesetzt werden:

$$(3) \quad \alpha_i = 3,6 \frac{v^{0,75}}{d^{0,25}}$$

Gröber führt auf Seite 240 als Gleichung, «die sich in der Praxis bewährt haben soll», an:

$$(4) \quad Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda} = 0,027 (Re Pr)^{0,78}$$

Nu , Re und Pr sind dimensionslose Kennwerte, deren Bedeutungen in der Fachliteratur nachzuschlagen sind. Für Luft bei 20°C geht Gl. (4) mit unseren Definitionen über in:

$$(5) \quad \alpha_i = 2,6 \frac{v^{0,78}}{d_h^{0,22}}$$

Für die vorliegende Untersuchung wurde die Gleichung (5) von Gröber verwendet, weil sie auf Messungen neueren Datums beruht. Es ist für

$$\text{Blechkanäle mit } \delta = 1 \text{ mm} \quad \delta/\lambda = 2,0 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal}$$

$$\text{Eternitkanäle mit } \delta = 10 \text{ mm} \quad \delta/\lambda = 2,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal}$$

Diese Werte sind für Kanäle aus Eisen oder Aluman verschwindend klein, für solche aus Eternit gering, aber immerhin spürbar.

Um das thermische Verhalten von innen isolierten Kanälen zu untersuchen, wird die heute hiefür übliche Glasfasermatte von 1/2" und 1" Stärke vorausgesetzt; dabei sind mit $\lambda_I = 0,028 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$ für 1/2" Stärke: $\delta_I/\lambda_I = 0,454 \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal}$, für 1" Stärke: $\delta_I/\lambda_I = 0,908 \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal}$.

Mit diesen Grössen lassen sich die Werte für $1/k$ wie folgt anschreiben:

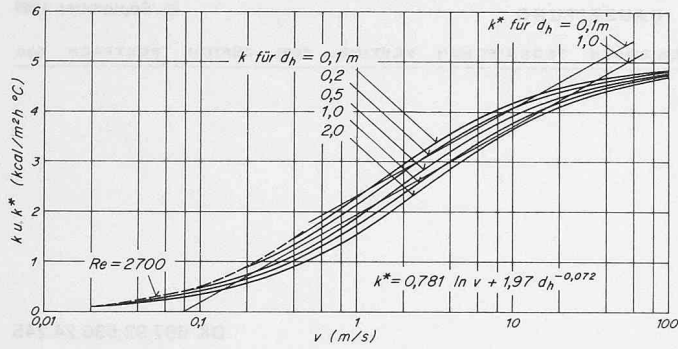


Bild 1. Blechkanäle $k^* = 0,781 \ln v + 1,97 d_h^{-0,072}$

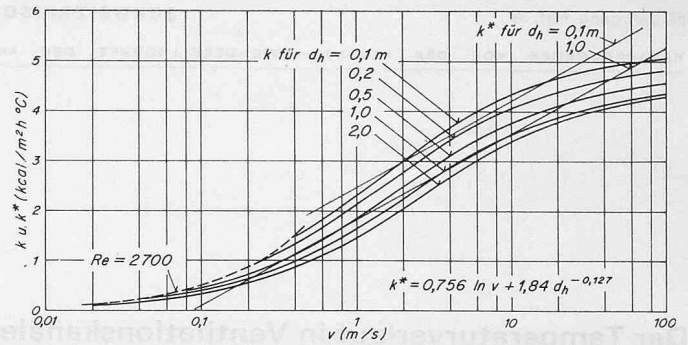


Bild 2. Eternitkanäle mit 10 mm Wandstärke
 $k^* = 0,756 \ln v + 1,84 d_h^{-0,127}$

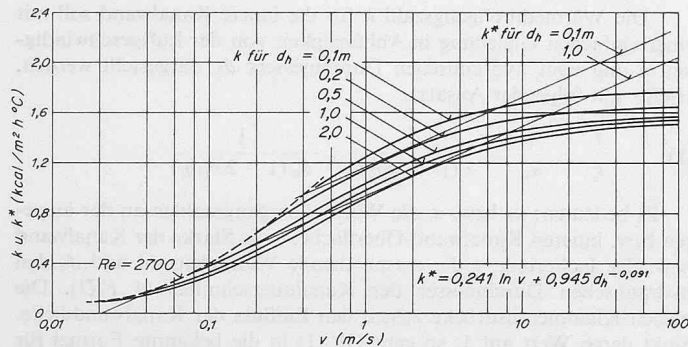


Bild 3. Mit 1/2" dicken Glasfasermatten isolierte Kanäle
 $k^* = 0,241 \ln v + 0,945 d_h^{-0,091}$

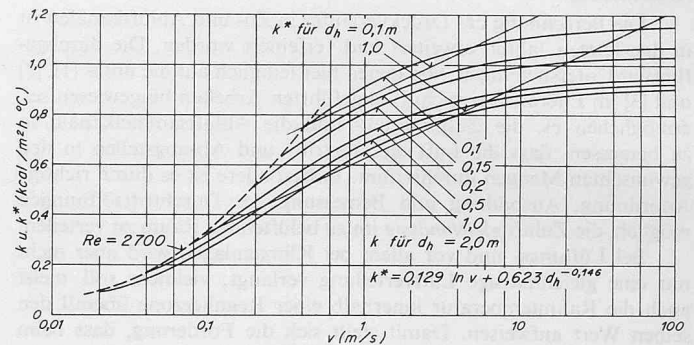


Bild 4. Mit 1" dicken Glasfasermatten isolierte Kanäle
 $k^* = 0,129 \ln v + 0,623 d_h^{-0,146}$

Bilder 1 bis 4. Wärmedurchgangszahlen k bei Ventilationskanälen, berechnet mit $\alpha_a = 5 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ und α_i nach Gl. (5). Stark ausgezogen die genauen Werte k nach den Gleichungen (6) bis (9), dünn die angenäherten Werte k^* nach Gl. (10).

1. **Blechkanal:** Das Isoliervermögen der Kanalwand ist verschwindend klein, ebenfalls der Einfluss der Kanalwanddicke; Formel (1) reduziert sich auf:

$$(6) \quad \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_a} = \frac{1}{\alpha_i} + 0,2 \text{ m}^2 \text{ h}^\circ\text{C/kcal}$$

2. **Eternitkanal:** Das Isoliervermögen ist spürbar, zudem bei kleinen Durchmessern auch der Einfluss der Kanalwanddicke; es gilt:

$$(7) \quad \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{0,021}{1 + 0,01/d_h} + \frac{0,20}{1 + 0,02/d_h} \text{ m}^2 \text{ h}^\circ\text{C/kcal}$$

3. **Innen mit 1/2" Glasfasern isolierter Blechkanal:** Gleicher Aufbau der Formel wie jener für den Eternitkanal, aber mit den entsprechenden Zahlenwerten. Die Formel lautet:

$$(8) \quad \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{0,454}{1 + 0,0127/d_h} + \frac{0,20}{1 + 0,0254/d_h} \text{ m}^2 \text{ h}^\circ\text{C/kcal}$$

4. **Innen mit 1" Glasfasern isolierter Blechkanal:** Hier gilt entsprechend zu Fall 3:

$$(9) \quad \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{0,908}{1 + 0,0254/d_h} + \frac{0,20}{1 + 0,0508/d_h} \text{ m}^2 \text{ h}^\circ\text{C/kcal}$$

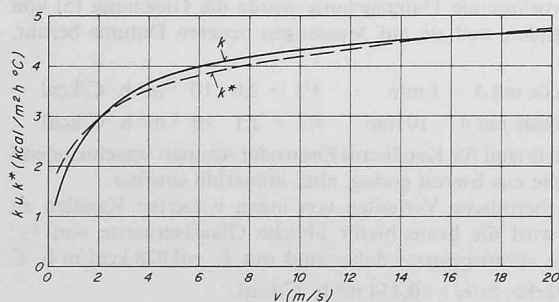


Bild 5. Vergleich zwischen wirklicher Wärmedurchgangszahl k und angenäherter Zahl k^* für einen Eternitkanal mit $d_h = 0,1 \text{ m}$.

In den Bildern 1 bis 4 sind die k -Werte in Funktion von v und mit d_h als Parameter wiedergegeben. Dabei ist für α_i Gleichung (5) verwendet worden. Da Gleichung (1), in die Differentialgleichung für den Temperaturverlauf eingesetzt, schwierig zu integrieren ist, wird sie durch

$$(10) \quad k^* = a \ln v + b d_h^{-\varepsilon}$$

ersetzt. Die Zahlenwerte für a , b , ε sind in den Anschriften zu den Bildern 1 bis 4 angegeben. Im halblogarithmischen Koordinatensystem liegen die k^* -Werte auf Geraden. Die Treue der Wiedergabe im für uns interessierenden Bereich geht aus den Bildern 1 bis 4 hervor. Zudem zeigt Bild 5 den Vergleich für Eternitkanäle im unverzerrten Massstab.

Der berechnete Wärmedurchgang gilt für turbulente Strömung. Bei laminarer Strömung, also falls die Reynolds-Zahl kleiner als 2700 ist, gilt für α_i Gl. (5) nicht mehr. Der innere Wärmeübergang — und somit auch der Wärmedurchgang — wird für diese Fälle, die bei Lüftungsanlagen allerdings nur selten auftreten, kleiner.

C. Kanal mit konstantem Querschnitt und gleichbleibendem Luftstrom

Zur Einführung sei hier die Gleichung für den Temperaturverlauf im Kanal mit gleichbleibendem Querschnitt und konstantem Luftstrom abgeleitet. Bild 6 zeigt oben den Kanal und unten den Temperaturverlauf. Die Temperatur t im Kanal sei kleiner als die Raumlufttemperatur t_R . Die Temperaturzunahme entlang der Strecke dx betrage dt . Die durch das Flächenelement $U_w dx$ eintretende Wärme ist gleich der Wärmezunahme dQ der Luft im Kanal, also gilt:

$$(11) \quad dQ = U_w dx k (t_R - t) = F v \gamma c dt$$

Der thermische Durchmesser $d_w = 4 F / U_w$ ist meist mit dem hydraulischen Durchmesser identisch, bei dem der innere Kanalumfang immer voll in Rechnung zu stellen ist. Sind aber nicht alle Flächen des Kanales am Wärmeaustausch beteiligt, wie z.B. bei der Ausführung nach Bild 6a, so ist d_w grösser als d_h , was berücksichtigt werden muss. Mit d_w und weil

$$(12) \quad dt = -d(t_R - t)$$

geht Gl. (11) über in

$$(13) \quad \frac{d(t_R - t)}{t_R - t} = -dx \frac{4k}{d_w v \gamma c}$$

x wird durch die dimensionslose Koordinate $\xi = x/L$ ersetzt, also

$$(14), (15) \quad x = L \xi, \quad dx = L d\xi$$

Die Konstanten seien wie folgt zusammengefasst:

$$(16) \quad \frac{4L}{d_w \gamma c} = E$$

Durch Integration geht Gleichung (13) über in:

$$(17) \quad \ln(t_R - t) = - \int \frac{k E}{v} d\xi$$

Für den Bereich von 0 bis ξ führt Gl. (17) zum Temperaturverlauf

$$(18) \quad \vartheta = \frac{t_R - t}{t_R - t_0} = e^{-A_1 \xi}; \quad \text{wobei } A_1 = k E/v$$

Für das Kanalende ($\xi = 1$) erhält man die Gleichung für die Temperaturgleichung

$$(19) \quad \vartheta_1 = \frac{t_R - t_1}{t_R - t_0} = e^{-A_1}$$

Die Temperatur im Kanal ändert sich, wie zu erwarten war, nach einer Exponentialfunktion.

D. Kanal mit gleichbleibendem Querschnitt und linear abnehmendem Luftstrom, Bild 7

Die Luft trete an n Stellen des Kanals in gleichgrossen Strömen aus. Die Abstände in Richtung der Kanalachse zwischen benachbarten Austrittsstellen seien gleich gross. Jede Austrittsstelle kann durch ein einziges oder mehrere Austrittsgitter, aber auch durch Abzweigungen sowie durch rundherumführende Querschlitzte gebildet werden. Die Temperatur der Luft im Kanal wird sich jetzt der Raumtemperatur mehr annähern als bei gleichbleibendem Luftstrom. Denn gegen das Kanalende zu wird der eintretende Wärmestrom auf einen immer kleiner werdenden Luftstrom übertragen. Allerdings nimmt mit abnehmender Geschwindigkeit auch die Wärmeübergangszahl ab, aber nicht linear, sondern nur proportional zu deren Logarithmus.

Wird am Kanalende die Geschwindigkeit = 0 gesetzt, so würde dort auf die Längeneinheit dx eine pro Zeiteinheit unendlich kleine durchfliessende Luftmenge erwärmt. Dies führte zu einem unbestimmten Ausdruck. Deshalb wird vorausgesetzt, dass die letzte Auslassstelle genau am Kanalende angebracht sei. Dort tritt die endliche Luftmenge $F v_0/n$ aus. Somit gilt für die Geschwindigkeit:

$$(20) \quad v = v_0 [1 - \xi (1 - 1/n)]$$

Unter Berücksichtigung der Gleichungen (10) für den angenäherten Verlauf des Wärmedurchganges k^* und (20) für den Geschwindigkeitsverlauf $v(\xi, n)$ geht Gleichung (17) über in:

$$(21) \quad \ln(t_R - t) = - \int_{\xi=0}^{\xi=1} \frac{a \ln v_0 [1 - \xi (1 - 1/n)] + b d_{h_0}^{-\xi} E}{1 - \xi (1 - 1/n)} \frac{E}{v_0} d\xi$$

Die Auflösung führt zur Formel für die Temperaturgleichung ϑ'_1 beim Verteilkanal mit konstantem Querschnitt:

$$(22) \quad \vartheta'_1 = \frac{t_R - t_1}{t_R - t_0} = e^{-A_2}$$

$$\text{mit } A_2 = \frac{\ln n}{(1 - 1/n)} \cdot \frac{E}{v_0} (k_0 - a/2 \cdot \ln n)$$

Für $n = 1$, d. h. bei nur einem einzigen Auslass — also gleichbleibender Luftmenge — geht ϑ'_1 in ϑ_1 über²⁾.

²⁾ Beweis: Setzt man in der Gleichung

$$A_2 = \frac{n \ln n}{n-1} \cdot \frac{E}{v_0} [k_0 - a/2 \cdot \ln n]$$

für $n = 1 + x$, so wird

$$A_2 = \frac{(1+x) \ln(1+x)}{x} \cdot \frac{E}{v_0} [k_0 - a/2 \cdot \ln(1+x)]$$

Ersetzt man den Ausdruck $\ln(1+x)$ durch die Reihe $x - x^2/2 + x^3/3 - \dots$ und lässt x gleich 0 werden, so wird der Ausdruck = 1. Somit reduziert sich A_2 auf $E k_0/v_0$, der mit A_1 nach Gl. (19) identisch ist.

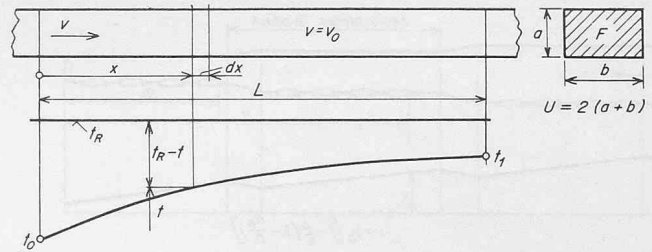
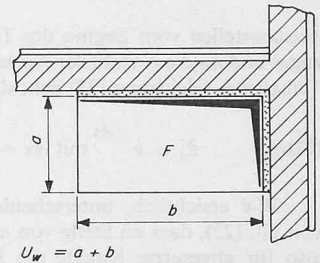


Bild 6. Temperaturverlauf im Kanal mit konstantem Luftstrom und gleichbleibendem Querschnitt

Bild 6a. Kanalquerschnitt, bei dem nur zwei Seiten Wärme austauschen; hier ist $U_w = U/2$, also $d_{w_0} = 2 d_h$



Zur Bestimmung der Temperaturannäherung sind in Gl. (22) die Geschwindigkeit am Kanalbeginn v_0 sowie die dortige Wärmedurchgangszahl k_0 einzusetzen, wobei k_0 den Bildern 1 bis 4 zu entnehmen ist. Weiter sind der Faktor a , der lediglich von der Isolationsgüte der Kanalwand abhängt und ebenfalls den Bildern 1 bis 4 entnommen werden kann, sowie die Anzahl Auslassstellen n einzusetzen.

In den Bildern 10 bis 13 ist die Temperaturannäherung für die vier verschiedenen Isolationsgüten dargestellt. Die Kurven gelten für Anfangsgeschwindigkeiten zwischen 2 und 25 m/s mit k -Werten für $d_{w_0} = 0,5$ m. Die Temperaturannäherung für andere Werte von v_0 , d_{w_0} und k_0 ist durch Inter- oder Extrapolation zu ermitteln, s. Beispiel 3.

Der Exponent A_2 der Gl. (22) steigt mit zunehmendem n an, erreicht ein Maximum und fällt darauf steil ab. Bei ganz grossem n kann A_2 sogar negativ werden, wobei die Temperatur gegen das Kanalende hin nicht ab-, sondern zunehmen würde. Dies ist ein physikalischer Unsinn; er ergibt sich daraus, dass die Ersatzfunktion k^* bei ganz kleinen Geschwindigkeiten vom effektiven Wärmedurchgang stark abweicht und sogar negativ wird. Dieser Einfluss macht sich aber erst von einem unwahrscheinlich hohen n von über 1000 bemerkbar.

Für Fälle mit extrem kleinen Kanalgeschwindigkeiten, wobei Formel (10) für k^* nicht mehr angewendet werden kann, dient die Annäherung:

$$(22a) \quad \vartheta'_1 = e^{-A_3} \quad \text{mit } A_3 = \frac{\ln n}{(1 - 1/n)} \cdot \frac{E}{v_0} k$$

Sie geht aus Gl. (22) hervor, wobei $a = 0$ gesetzt wird, d. h. k ist nun nicht mehr eine Funktion von v , sondern konstant wie aus Gl. (10) zu sehen ist. Der Wert von k muss von Fall zu Fall abgeschätzt werden, wobei die Bilder 1 bis 4 Anhaltspunkte geben, s. Beispiel 2.

Werte für ϑ'_1 nach Gl. (22a) sind in Bild 14 in ähnlicher Form wie in den Bildern 10 bis 13 dargestellt. Es erwies sich dabei als zweckmässig, den Parameter v_0 durch den Wert k/v_0 zu ersetzen, weil dadurch mit dem einen Diagramm eine Vielzahl von Fällen erfasst werden kann.

Bei abgesetzten Kanälen nach Bild 8 ist die Temperaturannäherung schrittweise für jedes Teilstück zu berechnen. Die Geschwindigkeit am Ende eines Teilstückes ist $v = v_0 nR/n$; dabei bedeutet n die Anzahl

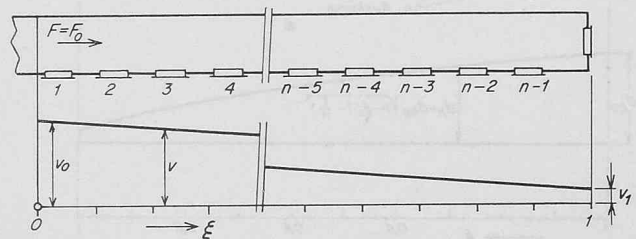


Bild 7. Geschwindigkeitsverlauf im Kanal mit linear abnehmendem Luftstrom und gleichbleibendem Querschnitt

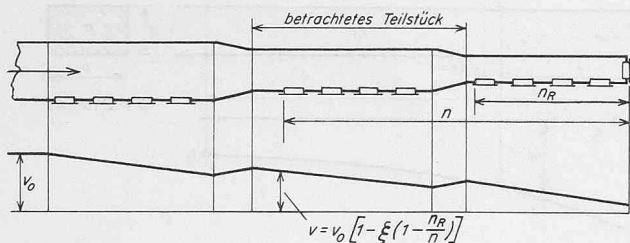


Bild 8. Verlauf der Geschwindigkeit v in einem abgesetzten Kanal

Auslassstellen vom Beginn des Teilstückes bis zum Ende des Kanalzuges und n_R die Anzahl der Auslassstellen der stromabwärtsfolgenden Teilstücke. Gleichung (22) geht dann über in

$$(22b) \quad \vartheta_1' = e^{-A_4} \quad \text{mit} \quad A_4 = \frac{\ln n/n_R}{(1 - n/n_R)} \cdot \frac{E}{v_0} (k_0 - a/2 \cdot \ln n/n_R)$$

Wie ersichtlich, unterscheidet sich Gl. (22b) lediglich dadurch von Gl. (22), dass an Stelle von n der Ausdruck n/n_R tritt. Es können also für abgesetzte Kanäle die Bilder 9 bis 12 ebenfalls verwendet werden, wobei n durch n/n_R zu ersetzen ist, s. Beispiel 1a.

E. Spitz zulaufender Kanal mit linear abnehmendem Luftstrom

Beim konischen Kanal nach Bild 9 sei vorausgesetzt, dass die Geschwindigkeit entlang der Kanal-Längsachse konstant, dass also $v = v_0$ sei. Auch hier ist der letzte Auslass am Kanalende angebracht, somit ist bei n Auslässen der linear abnehmende Querschnitt durch die Gleichung definiert:

$$(23) \quad F = F_0 [1 - \xi(1 - 1/n)]$$

Weiter sei angenommen, dass alle Kanalquerschnitte jenem am Kanalbeginn geometrisch ähnlich seien. Dies wird in der Praxis meist nicht der Fall sein, da man danach trachtet, die Kanalhöhe konstant zu halten. Trotzdem wird diese Annahme getroffen, um einfache Ergebnisse zu erhalten; es wird also gesetzt

$$(24) \quad d_h = d_{h0} \sqrt{1 - \xi(1 - 1/n)}$$

Die Wärmeübergangszahl setzt sich gemäss Gl. (10) aus zwei Anteilen zusammen. Weil $v = v_0$, ist der erste Summand konstant. Der zweite Teil hängt vom hydraulischen Durchmesser d_h ab, deshalb gilt die folgende Ableitung nur für den Fall, dass $d_w = d_h$ ist. Nach Gl. (10) für k^* und Gl. (24) für d_h geht Gl. (17) über in

$$(25) \quad \ln(t_R - t) = - \frac{E}{v_0} \int_{\xi=0}^{\xi=1} \frac{a \ln v_0 + b d_{h0}^{-\varepsilon} [1 - \xi(1 - 1/n)]^{-\varepsilon/2}}{\sqrt{1 - \xi(1 - 1/n)}} d\xi$$

Die Integration liefert die Temperaturgleichung ϑ_1'' für den spitz zulaufenden Verteilkanal:

$$(26) \quad \vartheta_1'' = \frac{t_R - t_1}{t_R - t_0} = e^{-A_5}$$

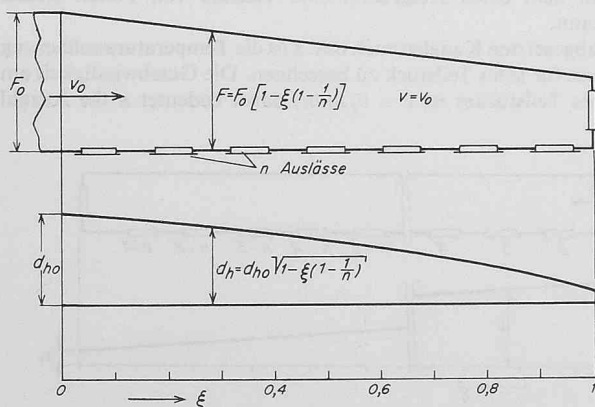


Bild 9. Verlauf des hydraulischen Durchmessers d_h beim spitz sich verjüngenden Kanal mit linear abnehmendem Luftstrom

$$\text{mit} \quad A_5 = \left\{ a \ln v_0 [1 - (1/n)^{1/2}] + \frac{b d_{h0}^{-\varepsilon}}{1 - \varepsilon} \left[1 - (1/n)^{(1/2 - \varepsilon/2)} \right] \right\} \frac{2E}{v_0 (1 - 1/n)}$$

Dieser komplizierte Sachverhalt kann graphisch nicht übersichtlich dargestellt werden. Setzt man aber $\varepsilon = 0$, wird also die Abhängigkeit des k -Wertes vom Durchmesser vernachlässigt, so geht Gl. (26) in folgende verhältnismässig einfache Gleichung über:

$$(27) \quad \vartheta_1''^* = e^{-A_5^*}$$

$$\text{mit} \quad A_5^* = \frac{2E k_0}{v_0 (1 + \sqrt{1/n})} = 8 \frac{L}{d_w} \frac{k_0}{v_0 (1 + \sqrt{1/n}) \gamma c}$$

Ein Vergleich für $d_h = 0,1$ m und $v_0 = 10$ m/s zeigt, dass eine Differenz zwischen der Annäherung $\vartheta_1''^*$ und dem genauen Wert ϑ_1'' bei Rechenschiebergenaugigkeit nicht festgestellt werden kann. In Bild 15 ist die Temperaturannäherung für spitz zulaufende Kanäle – wiederum mit dimensionslosen Werten – angegeben. Auch hier geht für $n = 1$ $\vartheta_1''^*$ in ϑ_1'' nach Gl. (19) über.

Gleichung (27) gilt auch für Kanäle, bei denen d_w von d_h abweicht. Allerdings muss k_0 für den hydraulischen Durchmesser ermittelt werden, ist also den Bildern 1 bis 4 zu entnehmen. Der Exponent A_5^* ist dimensionslos. Bei der numerischen Auswertung der Gl. (27) muss entweder k_0 in kcal/m² s°C oder v_0 in m/h eingesetzt werden.

F. Beispiele

Beispiel 1a. Zu bestimmen ist die Temperaturannäherung in einem abgesetzten, nicht isolierten Blechkanal nach Bild 16, der die Zuluft in einem Spinnereisal verteilt. Der Kanal werde allseitig von Raumluft mit $t_R = 24,5^\circ\text{C}$ umspült. Die Zulufttemperatur t_0 am Kanalbeginn sei 16°C , der Luftstrom $0,96$ m³/s.

Für die vier gleichlangen Kanalabschnitte ($L = 10$ m) ergeben sich die in Tabelle 1 zusammengestellten Zahlenwerte. Da es sich um Abschnitte von konstantem Querschnitt handelt, gilt Gl. (22b). Die Werte ϑ_1' können für jeden Querschnitt Bild 10 (Blechkanäle) entnommen werden, wobei in erster Annäherung die geringe Abweichung der wirklichen Werte d_w vom Wert $0,5$ m, für den die k -Werte des Diagramms gerechnet sind, unberücksichtigt bleibt.

Aus der Gl. (22) ergibt sich die Temperaturannäherung am Abschnittende zu

$$t_R - t_1 = \vartheta_1' (t_R - t_0)$$

Hier ist für t_0 jeweils die Lufttemperatur am Abschnittanfang, also am Ende des vorherigen Abschnittes, einzusetzen. Wie ersichtlich, beträgt die Zulufttemperatur bei den letzten Auslässen nicht 16°C , sondern $19,5^\circ\text{C}$, die Kühlwirkung ist also in jenen Zonen entsprechend schwächer.

Tabelle 1. Zahlenwerte zu Beispiel 1a

| Kanalabschnitt | | I | II | III | IV |
|----------------------------------|-------------------|------------|------------|------------|------------|
| Luftstrom | m ³ /s | 0,96 | 0,72 | 0,48 | 0,24 |
| Geschwindigkeit | v_0 m/s | 6,0 | 5,5 | 4,8 | 2,7 |
| Querschnitt | m | 0,80 · 0,2 | 0,65 · 0,2 | 0,50 · 0,2 | 0,45 · 0,2 |
| Anzahl | n | 16 | 12 | 8 | 4 |
| Öffnungen | n_R | 12 | 8 | 4 | 1 |
| Therm. Durchm. | d_w m | 0,320 | 0,306 | 0,286 | 0,277 |
| | L/d_w | 31 | 33 | 35 | 36 |
| | n/n_R | 1,33 | 1,5 | 2,0 | 4,0 |
| Wert ϑ_1' (aus Bild 9) | | 0,92 | 0,91 | 0,89 | 0,80 |
| Temp.-Absenkung | $t_R - t_1$ °C | 7,80 | 7,1 | 6,3 | 5,0 |
| Temp. bei Abschn.-Ende | t_1 °C | 16,7 | 17,4 | 18,2 | 19,5 |

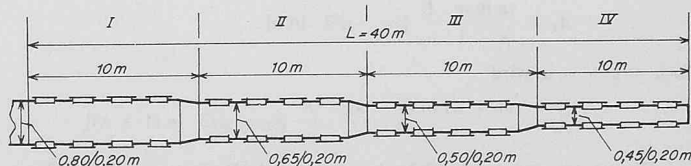


Bild 16. Dem Berechnungsbeispiel 1 zugrunde gelegter Verteilkanal, $d_w = d_h = 0,32$ m

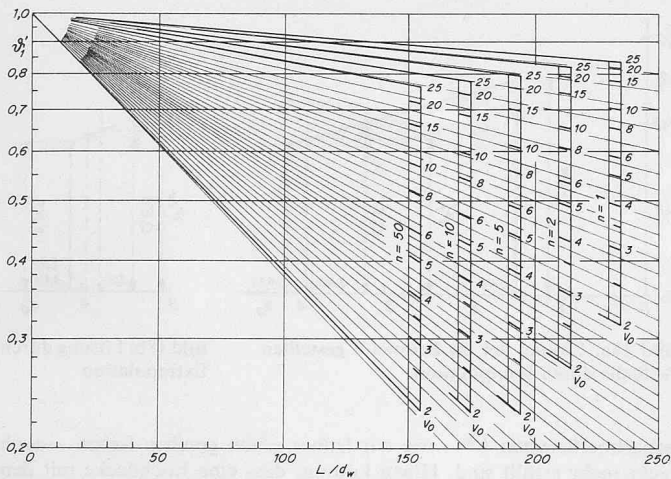


Bild 10. Werte θ'_1 für Blechkanäle

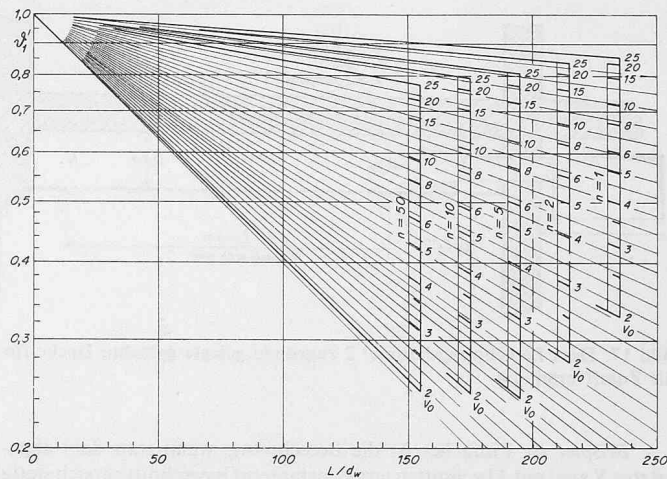


Bild 11. Werte θ'_1 für Eternitkanäle von 10 mm Wandstärke

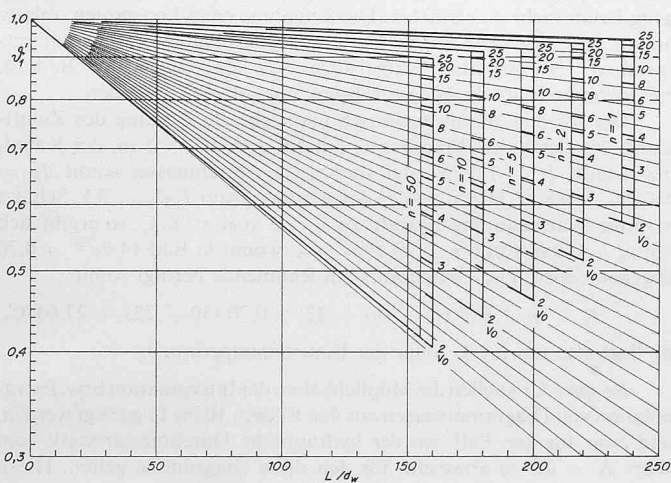


Bild 12. Werte θ'_1 für Kanäle, die mit $1/2''$ starken Glasfasermatten isoliert sind

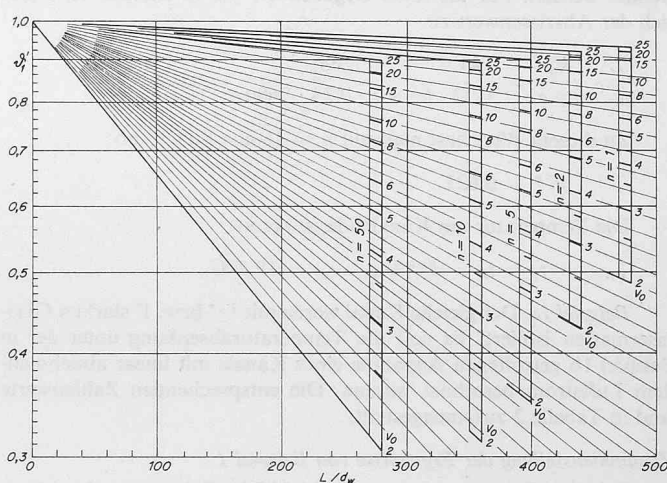


Bild 13. Werte θ'_1 für Kanäle, die mit $1''$ starken Glasfasermatten isoliert sind

Bilder 10 bis 13. Werte θ'_1 nach Gl. (22) für Kanäle von konstantem Querschnitt und linear abnehmendem Luftstrom. Parameter sind die Luftgeschwindigkeit v_0 in m/s bei Kanalbeginn und die Anzahl Auslassstellen n . Angenommen wurden das Luftgewicht $\gamma = 1,2 \text{ kp/m}^3$ und der hydr. Durchmesser $d_h = 0,5 \text{ m}$. Für andere Werte von d_h siehe Beispiel 3 hinten

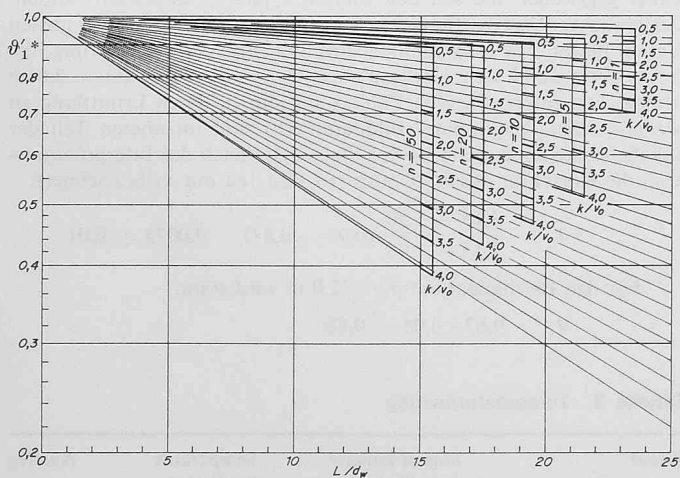


Bild 14. Annäherung der Zulufttemperatur t_1 am Kanalende an jene der Raumluft t_R wie bei den Bildern 10 bis 13, aber unter der Annahme sehr kleiner Kanalgeschwindigkeiten und eines längs der Kanalachse konstanten k -Wertes. Als Parameter dienen das Verhältnis k/v_0 und die Anzahl Auslassstellen n

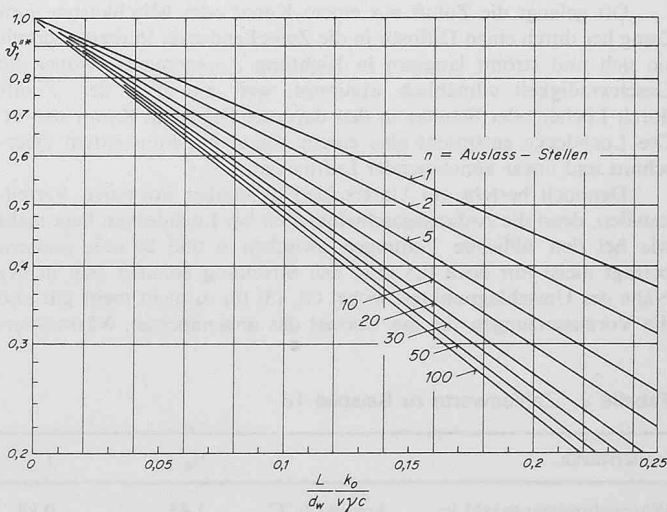


Bild 15. Annäherung der Zulufttemperatur t_1 am Kanalende an jene der Raumluft t_R im Verhältnis zur Temperaturdifferenz am Kanalbeginn $t_R - t_0$ nach Gl. (27) für spitz sich verzweigende Verteilkanäle mit konstanter Luftgeschwindigkeit v und konstanter Wärmedurchgangszahl k_0

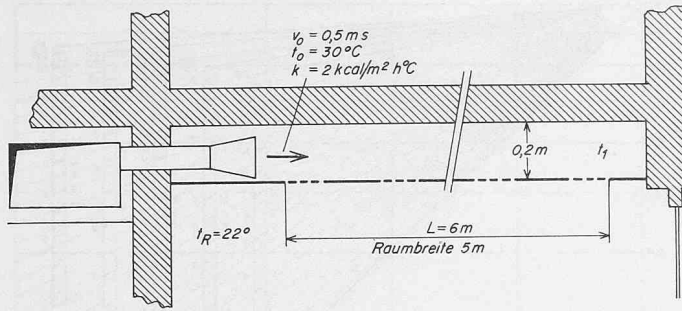


Bild 17. Dem Berechnungsbeispiel 2 zugrunde gelegte gelochte Decke für die Zuluftverteilung

Beispiel 1b. Einfacher ist die Berechnung, wenn statt dem abgesetzten Kanal mit Abschnitten von konstantem Querschnitt ein sich stetig verjüngender Kanal mit linear abnehmendem Luftstrom, also mit konstanter Luftgeschwindigkeit, zugrunde gelegt wird. Für diesen Fall gilt Gl. (27), und es kann das auf Bild 15 dargestellte Diagramm verwendet werden. Für die selbe Gegebenheit wie in Beispiel 1a ergibt sich der Abszissenwert zu

$$\frac{L}{d_w} \frac{k_0}{v \gamma c} = \frac{40}{0,32} \frac{3,68}{6 \cdot 1,2 \cdot 0,24 \cdot 3600} = 0,074$$

Zu diesem Wert liest man mit $n = 16$ aus Bild 15 ab:

$$\vartheta^{**} = 0,625$$

Die Temperatur am Kanalende ist somit

$$t_1 = t_R - \vartheta^{**} (t_R - t_0) = 19,2^\circ\text{C}$$

Beispiel 1c. Der gleiche Kanal werde mit $1/2''$ bzw. $1''$ starken Glasfasermatten isoliert. Es soll die Temperaturabsenkung unter der in Beispiel 1b getroffenen Annahme eines Kanals mit linear abnehmendem Luftstrom berechnet werden. Die entsprechenden Zahlenwerte sind in Tabelle 2 zusammengestellt.

Zusammenstellung der Ergebnisse von Beispiel 1

Bei einer Raumtemperatur von $24,5^\circ\text{C}$ im Spinnereisaal erwärmt sich die Luft im 40 m langen Zuluftkanal nach Tabelle 3.

Beispiel 2. In einem Konferenzsaal werde die Zuluft mittels einer Lochdecke aus Blech verteilt. Bild 17 zeigt die Anordnung und die Bemessungsgrößen.

Die Besonderheiten von Lochdecken zur Luftführung

Für die Einführung der Zuluft bieten Lochdecken gegenüber Anemostaten oder Ausblasgittern hinsichtlich Durchzuggefahr das kleinste Risiko. Trotzdem sind auch hier gewisse Bedingungen zu beachten, auf die C. Caille in [6] und J. M. Hemphill in [9] hinweisen.

Oft gelangt die Zuluft aus einem Kanal oder Mischkasten vom Gang her durch einen Diffusor in die Zwischendecke. In dieser verteilt sie sich und strömt langsam in Richtung Aussenmauer, wobei die Geschwindigkeit allmählich abnimmt, weil ein Teil der Zuluft durch Löcher oder Schlitze in den darunter liegenden Raum strömt. Die Lochdecke entspricht also einem Kanal mit konstantem Querschnitt und linear abnehmender Luftmenge.

Dennoch besteht ein Unterschied gegenüber normalen Verteilkanälen, denn die Anfangsgeschwindigkeit bei Lochdecken liegt nicht wie bei den üblichen Leitungen zwischen 6 und 20 m/s, sondern beträgt meist nur etwa 0,5 m/s. Die Strömung befindet sich in der Nähe des Umschlagpunktes, wobei Gl. (5) für α_i nicht mehr gilt und die Voraussetzungen für die Formel des angenäherten Wärmeüber-

Tabelle 2. Zahlenwerte zu Beispiel 1c

| Isolierstärke | | $1/2''$ | $1''$ |
|--|--------------------------|---------|--------|
| Wärmedurchgangszahl k_0 | kcal/m ² h °C | 1,45 | 0,93 |
| Abszissenwert $L/d_w \cdot k_0/v \gamma c$ | | 0,029 | 0,0187 |
| Wert ϑ_1^{**} aus Bild 15 | | 0,83 | 0,885 |
| Temperaturabsenkung $t_R - t_1$ | °C | 7,0 | 7,5 |
| Temperatur am Kanalende t_1 | °C | 17,5 | 17,0 |

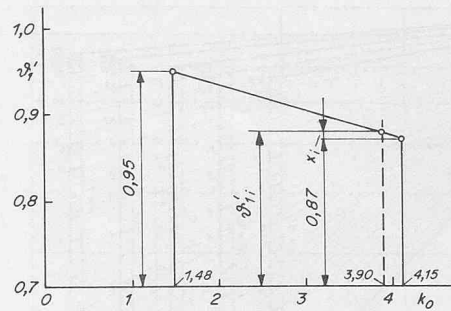


Bild 18a. Lösung der im Beispiel 3 gestellten Aufgabe durch Interpolation

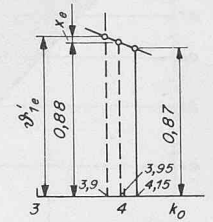


Bild 18b. Lösung durch Extrapolation

gangskoeffizienten k^* – wie wir früher schon gesehen haben – auch nicht mehr erfüllt sind. Hinzu kommt, dass eine Lochdecke mit den vielen, über die ganze Fläche verteilten Löchern das Abfließen der Grenzschicht besonders stark begünstigt, siehe z.B. die gemessenen Geschwindigkeitsprofile, die K. Huesmann in [7] zeigt. Aus den genannten Gründen ist ein gesetzmässiger Verlauf für den Wärmeübergang kaum mehr zu erwarten. Die Annahme eines konstanten, relativ hohen k -Wertes wird den wirklichen Gegebenheiten am ehesten entsprechen. Es kann also Formel (22a) bzw. das Diagramm, Bild 14, zur Ermittlung der Temperaturabsenkung verwendet werden.

Der für den Wärmeaustausch massgebende Umfang des Zuluftkanals ist gleich der Raumbreite, beträgt also $U_w = 5$ m, der Kanalquerschnitt $F = 1,0$ m², der thermische Durchmesser somit $d_w = 4 F/U_w = 0,8$ m. Hieraus folgt der Abszissenwert $L/d_w = 7,5$. Schätzt man die Wärmedurchgangszahl zu $k = 2$ kcal/m² h °C, so ergibt sich mit $v_0 = 0,5$ m/s und $n = 20$ $k/v_0 = 4$, womit in Bild 14 $\vartheta_1^{**} = 0,70$ abgelesen wird. Die Temperatur am Raumende beträgt somit:

$$t_1 = t_R + \vartheta_1^{**} (t_0 - t_R) = 22 + 0,70 (30 - 22) = 27,64^\circ\text{C},$$

sie liegt also um $2,4^\circ\text{C}$ unter der Eintrittstemperatur t_0 .

Beispiel 3. Es sollen die Möglichkeiten der Interpolation bzw. Extrapolation von Diagrammwerten aus den Bildern 10 bis 13 gezeigt werden, und zwar für den Fall, wo der hydraulische Durchmesser stark vom Wert $d_h = 0,5$ m abweicht, für den diese Diagramme gelten. Hierzu wird ein besonders grosser, nicht isolierter Blechkanal von konstantem Querschnitt gewählt, der folgende Hauptdaten aufweist:

$$v_0 = 15 \text{ m/s}; L = 100 \text{ m}; d_w = d_h = 2 \text{ m}; n = 50; L/d_w = 50$$

Es genügt, das Verhältnis ϑ_1' der Temperaturdifferenzen zu ermitteln, aus dem sich die Temperaturannäherung $t_R - t_1$ in der in den vorhergehenden Beispielen gezeigten Weise bestimmen lässt.

Lösung durch Interpolation. Man geht vom Blechkanal mit $d_w = 0,5$ m aus, für den die Werte k_0 Bild 1 und ϑ_1' Bild 10 entnommen werden können, und stellt diesen die entsprechenden Werte für den isolierten Kanal gegenüber, die aus den Bildern 3 und 12 abgelesen werden. Der gesuchte Wert ϑ_1' für $d_w = 2$ m muss zwischen den gefundenen Werten liegen. Zur Interpolation ermittelt man die Veränderung, die der k_0 -Wert durch den Übergang von $d_w = 0,5$ m auf $d_w = 2,0$ m erfährt. Die entsprechenden Zahlen und die zu deren Ermittlung zu verwendenden Diagramme (Bildnummern) sind im oberen Teil der Tabelle 4 zusammengestellt. Aus ihnen folgt nach der Interpolationsregel die Korrektur des ϑ_1' -Wertes (In Bild 18a mit x_i bezeichnet):

$$\Delta \vartheta_1' = \frac{4,15 - 3,90}{4,15 - 1,48} (0,95 - 0,87) = 0,0075 \cong 0,01$$

Für den Blechkanal mit $d_w = 2,0$ m wird somit

$$\vartheta_1' = 0,87 + 0,01 = 0,88$$

Tabelle 3. Temperaturanstieg

| Kanal | angenommene Kanalform | Temperatur am Ende °C | Anstieg °C |
|-----------------------------|-----------------------|-----------------------|------------|
| Blech unisoliert, | abgesetzt | 19,5 | 3,5 |
| Blech unisoliert, | spitz zulaufend | 19,2 | 3,2 |
| Blech mit $1/2''$ Isolation | spitz zulaufend | 17,5 | 1,5 |
| Blech mit $1''$ Isolation | spitz zulaufend | 17,0 | 1,0 |

Tabelle 4. Zahlenwerte zu Beispiel 3

| Methode | Kanal-ausführung | d_w m | Bild | k_0 kcal/ m ² h °C | Bild | θ_1' |
|--------------------|-------------------|------------|------|---------------------------------------|------|-------------|
| Intra- polation | Blech, unisoliert | 0,5 | 1 | 4,15 | 10 | 0,87 |
| | Blech, isoliert | 0,5 | 3 | 1,48 | 12 | 0,95 |
| | Blech, unisoliert | 2,0 | 1 | 3,90 | — | — |
| Extra- polation | Blech, unisoliert | 0,5 | 1 | 4,15 | 10 | 0,87 |
| | Eternit | 0,5 | 2 | 3,95 | 11 | 0,88 |
| | Blech, unisoliert | 2,0 | 1 | 3,90 | — | — |

Lösung durch Extrapolation. Man geht wiederum vom Blechkanal mit $d_w = 0,5$ m aus, wählt aber zum Vergleich nicht den isolierten Blechkanal, sondern den Eternitkanal mit ebenfalls $d_w = 0,5$ m, dessen θ_1' -Wert nahe beim richtigen Wert liegt. Die Zahlen für k_0 und θ_1' sind im untern Teil der Tabelle 4 zu finden. Aus ihnen ergibt sich die Korrektur des θ_1' -Wertes (In Bild 18b mit x_e bezeichnet):

$$\Delta \theta_1' = \frac{3,95 - 3,90}{4,15 - 3,90} (0,88 - 0,87) = 0,0025$$

Damit wird

$$\theta_1' = 0,88 + 0,0025 = 0,8825 \cong 0,88$$

Beide Methoden führen mit genügender Genauigkeit zum selben Ergebnis.

Bezeichnungen

| | | |
|----------------|----------------|--|
| L | m | Länge des Kanals bzw. des Kanalabschnittes |
| F | m ² | Kanalquerschnitt |
| U | m | innerer Kanalumfang |
| U_w | m | Umfang der wärmeaustauschenden Fläche |
| $d_h = 4F/U$ | m | hydraulischer Durchmesser |
| $d_w = 4F/U_w$ | m | thermischer Durchmesser |
| n | — | Anzahl Auslassstellen bzw. Abzweigungen |
| x | m | Koordinate in Richtung Kanal-Längsachse |
| $\xi = x/L$ | — | dimensionslose Koordinate |
| t | °C | Temperatur der Luft im Kanal |
| t_R | °C | Umgebungstemperatur |
| t_0 | °C | Temperatur der Luft im Kanal bei $\xi = 0$ |
| t_1 | °C | Temperatur der Luft im Kanal bei $\xi = 1$ |

| | | |
|--|--------------------------|---|
| $\theta_1 = \frac{t_R - t_1}{t_R - t_0}$ | — | Temperaturgleichung, insbesondere für den Kanal mit konstantem Luftstrom |
| θ_1' | — | Temperaturgleichung für den Kanal mit konstantem Querschnitt, k und v gegen das Kanalende hin abnehmend |
| $\theta_1'^*$ | — | wie θ_1' , aber für $k = \text{konstant}$ |
| θ_1'' | — | Temperaturgleichung für den spitz zulaufenden Kanal mit $v = \text{konstant}$, k gegen das Kanalende hin abnehmend |
| $\theta_1''^*$ | — | wie θ_1'' , aber für $k = \text{konstant}$ |
| k | kcal/m ² h °C | Wärmedurchgangszahl |
| α | kcal/m ² h °C | Wärmeübergangszahl |
| γ | kp/m ³ | spezifisches Gewicht der Luft |
| c | kcal/kp °C | spezifische Wärme der Luft |
| λ | kcal/m h °C | Wärmeleitfähigkeit |
| Q | kcal/h | Wärmestrom durch die Kanalwand |
| v | m/s | Luftgeschwindigkeit im Kanal |
| v_0 | m/s | Luftgeschwindigkeit für $\xi = 0$ |
| δ | m | Stärke der Kanalwand bzw. der Isolierschicht |

Adresse des Verfassers: Emil Bader, dipl. Ing., Prokurist in der Firma L. & H. Rosenmund, Inzlingerstr. 327, 4125 Riehen BS

Literaturverzeichnis

- [1] Haerter, A.: Flow Distribution and Pressure Change Along Slotted or Branched Ducts. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, New York (ASHRAE-Journal), Ausgabe Januar 1963.
- [2] Haerter, A.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen über die Lüftungsanlagen von Strassentunneln. Zürich 1961, Verlag Leemann.
- [3] Sprenger, H.: Druckverluste in 90°-Krümmern für Rechteckrohre. SBZ 87 (1969), H. 13, S. 223–231.
- [4] Schack, A.: Der industrielle Wärmeübergang. 6. Aufl., Düsseldorf 1962, Verlag Stahlisen mbH.
- [5] Gröber, Erk, Grigull: Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. Berlin, Göttingen, Heidelberg 1957, Springer-Verlag.
- [6] Caille, C.: Lüftung in künstlich belüfteten Räumen. «Technische Rundschau Sulzer», 1968, Nr. 2.
- [7] Huesmann, K.: Strömungsvorgänge bei Verteilkanälen mit einer perforierten Wand. «Gesundheits-Ingenieur», 1965, H. 12.
- [8] Loewer, H.: Klimatechnik. Berlin, Heidelberg, New York 1968, Springer-Verlag.
- [9] Hemphill, J. M.: Ventilating Ceiling Application. «Heating, Piping and Air Conditioning» Mai 1966.

50 Jahre Zusammenarbeit auf dem Gebiete des Luftverkehrs

DK 656.7:93

Am vergangenen 28. August jährte sich zum fünfzigsten Male der Tag, an welchem die wenigen und damals noch im wahrsten Sinne des Wortes in den Kinderschuhen stehenden Luftfahrtunternehmen beschlossen, eine Vereinigung zu gründen mit dem Ziel, in Vorbereitung, Aufbau und Organisation des internationalen Luftverkehrs zusammenzuarbeiten zum Wohle aller Beteiligten. Dieser ersten Zusammenkunft der Luftfahrtpioniere vom 25. bis 28. August 1919 in Den Haag entsprang die International Air Traffic Association (IATA).

Die zwölf Vertreter von sechs Luftfahrtgesellschaften haben mit einem bemerkenswerten Weitblick bereits von allem Anfang an erkannt, dass die gewaltigen, ihren Vorhaben innewohnenden Probleme und Schwierigkeiten nur durch gemeinsame Anstrengung auf zwischenstaatlicher Ebene gelöst und überwunden werden konnten.

Von den sechs vertretenen Unternehmen hatten zwei kurz zuvor den Betrieb aufgenommen: die Aircraft Transport & Travel Ltd. in England und die Deutsche Luft-Reederei. Weitere drei waren soeben gegründet worden: Det Danske Luftfartsselskat AS, Dänemark, Det Norske Luftfartrederei, Norwegen, und Svenska Lufttrafik AB, Schweden. Der sechste Teilnehmer, Koninklijke Luchtvaart Maatschappij voor Nederland en Koloniën (KLM), Holland, war erst im Aufbau begriffen.

Von einem Erfahrungsaustausch konnte also kaum die Rede sein. Die gewerbliche Luftfahrt war nicht in der Lage, sich auf längere Betriebszeiten für die Ausarbeitung von Zukunftsplänen zu stützen. Die im Verlaufe der ersten Sitzung von den Zeichnenden getroffenen Vereinbarungen, die erlassenen Richtlinien für das zukünftige Vorgehen und die getätigten Vorbereitungen waren natürlich entsprechend beschränkt. Zur damaligen Zeit betrug Schätzungen zufolge die gesamte im gewerblichen Einsatz geflogene Strecke rd. 1 Mio Flugzeug-km, es wurden seit Anbeginn etwa 3500 Passagiere, 47 t Fracht und 178 kg Post befördert.

Dennoch konnte sich diese erste Vereinbarung, deren Wortlaut von Sir Sefton Brancker handschriftlich auf 1½ Seiten protokolliert und am 28. August 1919 von ihm und den elf weiteren Teilnehmern unterzeichnet wurde, als wertvolles Instrument für die internationale Zusammenarbeit auf dem Gebiete des Lufttransportes durchsetzen und bewähren. Die wenigen aufgestellten Regeln und Richtlinien wurden sehr allgemein formuliert, wodurch die Anpassungsfähigkeit der Vereinigung an die sich schnell entwickelnde Flugtechnik gewährleistet wurde.

Nach dem Zweiten Weltkrieg, als die zivile Luftfahrt erst langsam und dann mit einem bis anhin ungeahnten und kaum für möglich gehaltenen Rhythmus sich ausbreitete, war die IATA immer noch das Fundament, worauf sich die internationalen