

# AN DAS HEISSWASSERNETZ ANGESCHLOSSENE LUFTHEIZUNG FÜR INDUSTRIEHALLEN

Von

J. MENYHÁRT und G. HOMONNAY

Lehrstuhl für Heizung, Lüftung und Bauinstallation, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 26. November, 1965)

Vorgelegt von Prof. Dr. Á. MACSKÁSY

Die Fernheizung und die zentrale Wärmeversorgung haben in den letzten fünf Jahrzehnten eine beschleunigte Verbreitung gefunden. Diese Entwicklung erklärt sich aus dem Streben nach wirtschaftlicher Energieausnutzung und Energieverteilung sowie aus dem Anwachsen der sozialen Bedürfnisse.

In den Jahren nach dem zweiten Weltkrieg wurde mit der raschen Verbreitung der Fernheizung der früher als Wärmeträger allgemein benützte Hochdruckdampf mehr und mehr durch das Heißwasser als Heizmedium verdrängt.

Gegenwärtig benützt man zur Fernheizung von Städten, Stadtteilen und Wohnsiedlungen fast ausschließlich Heißwasser.

Wegen der vielen Vorteile des Heißwassers als Heizmediums taucht die Frage seiner Anwendung auch in Industrieanlagen auf, aus der sich selbstverständlich neue Aufgaben ergeben. Während Wohnanlagen in der Regel durch einheitliche Heizeinrichtungen beheizt werden, müssen bei Industrieanlagen die Heizansprüche dreier Gebäudetypen befriedigt werden, u.zw.

- die von Industriehallen und Werkstätten,
- die von Bürogebäuden und sozialen Einrichtungen und
- die der angeschlossenen Wohnanlagen.

Neuzeitliche Industriehallen werden im allgemeinen auf zweierlei Weise beheizt:

durch Strahlplattenheizung und durch Luftheizung, die entweder eine Einzelheizung (meistens durch Thermoventilatoren unterstützt) oder eine Zentralheizung sein kann.

In Büro- und Wohngebäuden werden als Heizkörper meist Radiatoren verwendet.

Die Einführung der Heißwasserheizung in Industrieanlagen wirft zwei Fragen auf:

1. wie können Industriehallen und Werkstätten durch Anschluß an die Heißwasserheizung geheizt werden;
2. wie können die an ein und dasselbe Heizwassersystem angeschlossenen, jedoch verschiedenartigen Heizsysteme zusammenwirken.

Bekanntlich werden die Heißwassertemperaturen im Vor- und Rücklauf im Laufe des Jahres je nach der Außentemperatur geregelt, gleichviel ob das Heizmedium von einem Heizwerk oder von einem Heizkraftwerk geliefert wird. Die verschiedenartigen Heizsysteme müssen bei den wechselnden Heißwassertemperaturen im Vor- und Rücklauf den jeweiligen Wärmebedarf aller Abnehmer in gleicher Weise decken können. Die Kurve der Heißwassertemperaturregelung kann anhand des jeweiligen Wärmebedarfes und der Wärmeabgabecharakteristiken der verschiedenen Heizkörper aufgetragen werden.

Das vorliegende kurze Referat greift aus diesem Problemenkreis nur die an das Heißwassersystem angeschlossene Luftheizung und deren Zusammenwirken mit der Radiatorenheizung heraus. Zunächst muß also die Charakteristik der Wärmeabgabe bei Luftheizung geklärt werden.

### 1. Die Charakteristik der Wärmeabgabe bei Luftheizung

Unter *Änderung der Wärmeabgabecharakteristik* bei Luftheizung ist die Änderung der Wärmeabgabe, bei Änderungen der Temperatur von Heizmedium und geheiztem Medium zu verstehen. Sie wird beschrieben durch den Zusammenhang

$$Q = f(\Delta t_m), \text{ [kcal/h]}$$

in welchem

$Q$  die Wärmeabgabe des Luftheizkörpers und

$\Delta t_m$  den mittleren Unterschied zwischen der Temperatur des Heizmediums (Heißwasser) und der des geheizten Mediums (Luft) [grd] bezeichnet.

In der weiteren Erörterung sei vorausgesetzt, daß

a) die Luftherhitzer der Luftheizung Heizkörper mit Rippenrohren sind, und daß

b) Wasser und Luft in den Heizkörpern nach dem Prinzip des Kreuzstromes strömen.

Diese Einschränkung gilt für alle Luftheizanlagen fast ohne Ausnahme [1].

Die mittlere Temperatur errechnet sich nach der Nusseltschen Formel für den Kreuzstrom zu

$$\Delta t_m = \zeta(t_{wa} - t_{la}), \text{ [grd]} \quad (1)$$

in der

$\zeta$  einen temperaturabhängigen Faktor,

$t_{wa}$  die Anfangstemperatur des Heizwassers [°C],

$t_{la}$  die Anfangstemperatur der geheizten Luft [°C] bedeutet.

Da andererseits

$$\zeta = f(\psi; \chi), \quad (2)$$

hat man

$$\psi = \frac{t_{wa} - t_{we}}{t_{wa} - t_{la}} \quad \text{und} \quad \zeta = \frac{t_{ic} - t_{ia}}{t_{wa} - t_{la}}, \quad (3)$$

wenn

$t_{we}$  die Endtemperatur des Heizwassers [ $^{\circ}\text{C}$ ],

$t_{ic}$  die Endtemperatur der geheizten Luft [ $^{\circ}\text{C}$ ] bezeichnet.

Die Werte von  $\zeta$  können Tabellen und Nomogrammen entnommen werden.

Es ist bekannt:

$$Q = F \cdot k \cdot \Delta t_m \quad [\text{kcal/h}] \quad (4)$$

$F$  = Heizfläche des Luftheizkörpers [ $\text{m}^2$ ]

$k$  = Wärmedurchgangskoeffizient [ $\text{kcal}/\text{m}^2, \text{h}, \text{grad}$ ].

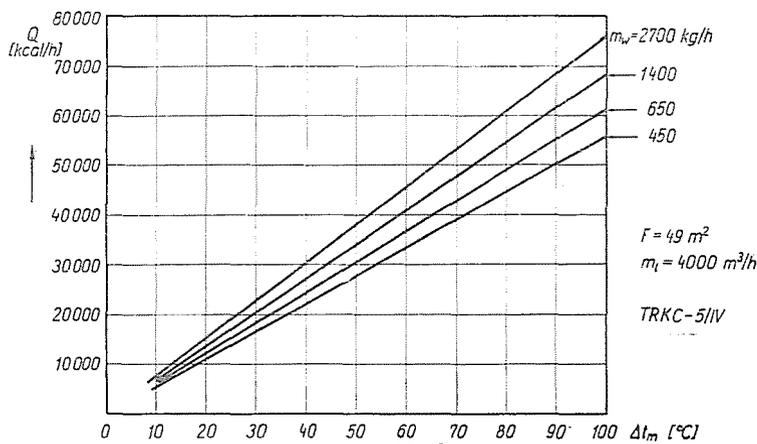


Abb. 1

Die Funktionswerte für  $Q = f(\Delta t_m)$  wurden durch Messungen an mehreren Apparaten ermittelt. Als Beispiel enthält *Abb. 1* die Ergebnisse der Messungen an einem Thermoventilator.

*Das Ergebnis der Messung, die Verallgemeinerung dieses Ergebnisses und deren theoretischer Beweis*

Der Zusammenhang  $Q = f(\Delta t_m)$  ist nach *Abb. 1* linear. Ein Vergleich dieses Ergebnisses mit dem Zusammenhang (4) führt zu dem Schluß, daß der Wärmedurchgangskoeffizient vom mittleren Temperaturunterschied praktisch

unabhängig ist, daß also

$$k = f(\Delta t_m) \cong \text{konst.}$$

Diese Feststellung kann für den Fall der Luftheizung verallgemeinert und auch theoretisch bewiesen werden.

Beim Lufterhitzer mit Rippenheizrohren errechnet sich der Wärmedurchgangskoeffizient zu

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{F}{F_i} \left( \frac{1}{\alpha_i} + \frac{s}{\lambda} \right)}, \quad [\text{kcal/m}^2, \text{ h, grad}] \quad (5)$$

worin

$\alpha_{\bar{a}}$  den äußeren Wärmeübertragungswert bei Berücksichtigung des Rippenwirkungsgrades  $[\text{kcal/m}^2, \text{ h, grad}]$ ,

$F$  die gesamte Außenfläche des Rippenheizrohres  $[\text{m}^2]$ ,

$F_i$  die Innenfläche des Rippenheizrohres  $[\text{m}^2]$ ,

$\alpha_i$  den inneren Wärmeübertragungswert  $[\text{kcal/m}^2, \text{ h, grad}]$ ,

$s$  die Wanddicke des Heizrohres  $[\text{m}]$ ,

$\lambda$  den Wärmeleitwert des Rohrmaterials  $[\text{kcal/m, h, grad}]$  bezeichnet.

Es soll nun untersucht werden, wie Temperaturveränderungen die verschiedenen Komponenten des Faktors  $k$  und somit diesen selbst beeinflussen.

#### *Die Änderung des Wärmeübertragungskoeffizienten in Abhängigkeit von der mittleren Wassertemperatur*

Da der innere Wärmeübertragungskoeffizient  $\alpha_i$  sehr wesentlich durch die mittlere Wassertemperatur beeinflusst wird, soll zunächst auf den Zusammenhang

$$\alpha_i = f(t_{wm})$$

eingegangen werden, in welchem  $t_{wm}$  die mittlere Temperatur des Heißwassers  $[^{\circ}\text{C}]$  ist.

Für alle hier behandelten Zusammenhänge ist eine gut ausgebildete turbulente Strömung ( $\text{Re} \geq 5 \cdot 10^3$ ) vorausgesetzt, da der Dimensionierung der Heizkörper bzw. der Bestimmung der strömenden Wassermenge stets das Bestehen einer turbulenten Strömung zugrunde liegen muß.

Die bekannteste unter den in der Fachliteratur auffindbaren Zusammenhängen für die turbulente Strömung ist die Formel

$$\text{Nu} = 0,023 \text{ Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4}, \quad (6)$$

worin die Grundtemperatur die mittlere Temperatur der Flüssigkeit ( $t_{vm}$ ) und der maßgebende Innendurchmesser des Rohres ( $d_i$ ) ist [2].

Die explizite Form der Formel (6) schreibt sich zu

$$\begin{aligned} \alpha_i &= 0,023 \frac{\lambda_w}{d_i} \left[ \frac{w_w d_i}{\nu_w} \right]^{0,8} \left[ \frac{\nu_w}{a_w} \right]^{0,4} = \\ &= B \frac{[\rho_w w_w]^{0,8}}{d_i^{0,2}} \quad [\text{kcal/m}^2, \text{ h, grad}], \end{aligned} \quad (6a)$$

wenn

$\lambda_w$  die Wärmeleitzahl [kcal/m, h, grad],  
 $w_w$  die Geschwindigkeit [m/s],  
 $\nu_w$  die kinematische Viskosität [m<sup>2</sup>/s],  
 $a_w$  den Temperaturleitwert [m<sup>2</sup>/s],  
 $\rho_w$  die Dichte [kg/m<sup>3</sup>] des Wassers bezeichnet und

$$B = 0,023(3600)^{0,4} \frac{\lambda_w^{0,6} \cdot c_p^{0,4}}{\nu_w^{0,4}}. \quad (6b)$$

Hier bedeutet  $c_p$  die spezifische Wärme des Wassers [kcal/kg, grad].

Im untersuchten Fall schwankt die mittlere Temperatur des Heißwassers je nach der veränderlichen Außentemperaturen zwischen etwa 40° C und 100° C.

Der Wert von  $B$  beträgt bei diesen Extremwerten

$$B_{40^\circ \text{C}} = 7,98$$

$$B_{100^\circ \text{C}} = 11,1.$$

Danach kann sich der Wert von  $B$  und mit ihm von  $\alpha_i$  um 35% verändern. Aus Formel (5) geht hervor, daß diese 35%ige Änderung — was den gesamten Wärmedurchgangskoeffizienten anbelangt — vernachlässigt werden kann.

Seiner Größe nach liegt nämlich der Wert des inneren Wärmeübergangskoeffizienten bei etwa  $10^3$  und das Verhältnis zwischen der inneren und äußeren Oberfläche des Rippenrohres

$$\frac{F}{F_i} \quad \text{bei } 10, \text{ so daß}$$

$$\frac{F}{F_i} \cdot \frac{1}{\alpha_i} \quad \text{die Größenordnung von } 10^{-2} \text{ und}$$

$$\frac{1}{\alpha_{\bar{u}}} \quad \text{die Größenordnung von } 10^{-1} \text{ hat.}$$

Wird also das Glied  $\frac{F}{F_i} \cdot \frac{s}{\lambda}$  vernachlässigt, verursacht die Änderung  $\alpha_i = f(t_{wm})$  im Wert des Wärmedurchgangskoeffizienten im Extremfall eine Schwankung von etwa 4%.

Dieser Wert kann im vorliegenden Fall außer acht gelassen werden, folglich wird innerhalb der Temperaturgrenzen von

$$t_{wm} = 40^\circ \text{ C und } t_{wm} = 80^\circ \text{ C}$$

$$k = f(t_{wm}) \approx \text{konst.}$$

*Die Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten in Abhängigkeit von der mittleren Temperatur der erwärmten Luft*

Die Lufttemperatur beeinflusst wesentlich den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\bar{a}}$ . Nach (1) errechnet sich die Wärmeübertragung der Luft, die das Rohrbündel umströmt, aus der Beziehung

$$Nu = C \cdot \varepsilon_m \cdot Re^n, \quad (7)$$

in der

$C$  einen von der Anordnung des Rohrbündels abhängigen Faktor, eine aus dem Abstand der Rohre voneinander und aus dem Rohrdurchmesser gebildete Verhältniszahl,

$\varepsilon_m$  einen Konvektionsfaktor, abhängig von der Anzahl der Reihen des Rohrbündels bezeichnet, während

$n$  von der Anordnung des Rohrbündels und von der Zahl der Reihen abhängig ist.

Der Wert von  $n$  kann  $\bar{n} = 0,6$  und  $\bar{n} = 0,65$  betragen. Die explizite Form der Gleichung (7) ist bei einem Wert  $n = 0,6$

$$\alpha_{\bar{a}} = C \varepsilon_m E_{n=0,6} \cdot \frac{[w_l \varrho_l]^{0,6}}{d_{\bar{a}}^{0,4}} \text{ [kcal/m}^2, \text{ h, grad]}, \quad (7a)$$

bei einem Wert  $n = 0,65$

$$\alpha_{\bar{a}} = C \varepsilon_m E_{n=0,65} \cdot \frac{[w_l \varrho_l]^{0,65}}{d_{\bar{a}}^{0,65}} \text{ [kcal/m}^2, \text{ h, grad]}, \quad (7b)$$

worin

$w_l$  die Luftgeschwindigkeit [m/s].

$\varrho_l$  die Dichte der Luft [kg/m<sup>3</sup>],

$d_{\bar{a}}$  den Außendurchmesser des Rohres [m] bedeutet.

$E_n$  nimmt bei den praktisch vorkommenden mittleren Lufttemperaturen folgende Werte an:

	$t_{lm} = 0^\circ \text{C}$	$t_{lm} = 50^\circ \text{C}$
$n = 0,6$	14,7	15,7
$n = 0,65$	25,0	27,0

Mit steigender Lufttemperatur wächst der Wert von  $E_n$  und sinkt die Dichte der Luft, der Wert  $(E_n \cdot \rho_l^{0,6})$  wird mithin auch bei steigender Lufttemperatur fast konstant bleiben. Es ist also in diesem Bereich

$$\alpha_{\bar{a}} = f(t_{lm}) \approx \text{const.},$$

und somit der Wärmeübertragungskoeffizient

$$k = f(t_{lm}) \approx \text{const.}$$

Zusammenfassend kann aus dem Gesagten festgestellt werden, daß der Wert des Wärmeübertragungskoeffizienten in diesem Bereich vom mittleren Temperaturunterschied beinahe unabhängig ist, daß also

$$k = f(\Delta t_m) \approx \text{const.}$$

## 2. Zusammenhang zwischen der Charakteristik der Wärmeabgabe und der Heißwasser-Temperaturregelungskurve

Die Heißwasser-Temperaturregelungskurve kann aus der Zusammenfassung des Wärmebedarfs und der Wärmeabgabe bestimmt werden.

Als erster Schritt muß also der veränderliche Wärmebedarf während der Heizperiode bestimmt werden. In der Heizperiode wird der Wärmeverlust einer Halle oder Werkstatt entscheidend beeinflußt von der Außentemperatur und den Windverhältnissen.

Der Wärmebedarf kann aus der Zusammenfassung der statistisch-meteorologischen Daten bestimmt werden [3]; er ist in *Abb. 2* dargestellt. Auf der Ordinate sind die jeweiligen Wärmeverluste — bezogen auf die nach der Transmissions-Wärmeberechnung gegebenen Wärmeverluste —, auf der Abszisse hingegen die Übertemperaturen aufgetragen, um die die Innentemperatur die Außentemperatur übersteigt:

$$\vartheta_a = t_i - t_a, \text{ [grd]}$$

worin

$t_a$  die jeweilige Außentemperatur [ $^\circ\text{C}$ ],

$t_i$  die Innentemperatur der Halle oder Werkstatt bedeutet. Im untersuchten Fall wurde  $t_i = 20^\circ \text{C}$  angenommen, d. h.

$$\vartheta_a = 20 - t_a \text{ [}^\circ\text{C]}.$$

Die verschiedenen Innentemperaturen figurieren übrigens in der Abbildung als Parameter eingeführt, wenn also die Innentemperatur der Halle innerhalb der Grenzen von

$$20 > t_i > -20, [^{\circ}\text{C}]$$

die Außentemperatur gleichfalls innerhalb der Grenzen von

$$20 > t_a > -20 [^{\circ}\text{C}]$$

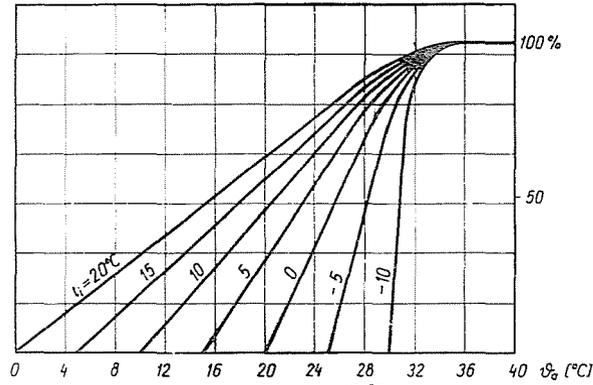


Abb. 2

schwankt, kann der Wärmebedarf festgestellt werden. Bei Festlegung des Wärmebedarfes wurde auch die Einwirkung des Windes berücksichtigt (meteorologische Daten von Budapest). Der Verlauf der Kurve zeigt, daß große Kälte im allgemeinen nicht auch mit starkem Wind einhergeht.

Bei der Darstellung der Temperaturregelungskurve sind die Heißwassertemperaturen im Vor- und Rücklauf als Funktionen der Außentemperatur aufgetragen. Es muß also ein Zusammenhang zwischen der Wärmeleistung der Luftheizung und der Vor- und Rücklauf-temperatur des Heißwassers gefunden werden. Nach der Ermittlung dieses Zusammenhanges können Wärmebedarf und Wärmeabgabe miteinander in Einklang gebracht und alsdann die Regelungskurven aufgetragen werden.

Die schematische Darstellung der Konstruktion veranschaulicht die Abb. 3. Die Konstruktion nimmt folgenden Gang: Zunächst wird die Größe des Wärmebedarfes bei einer bestimmten Außentemperatur ermittelt (Abb. 2); danach bestimmt man jene Vorlauf-temperatur, bei der die Luftheizung gerade die dem Wärmebedarf entsprechende Wärmeabgabe leistet (Abb. 3); und schließlich werden die Vorlauf- und Außentemperaturen in der Regelungskurve einander zugeordnet.

Auf diese Weise kann für jeden Fall die Abhängigkeit

$$\vartheta_r = f(\vartheta_a)$$

konstruiert werden, in der

$$\vartheta_r = t_{wa} - t_{la} \text{ [grad] ist.}$$

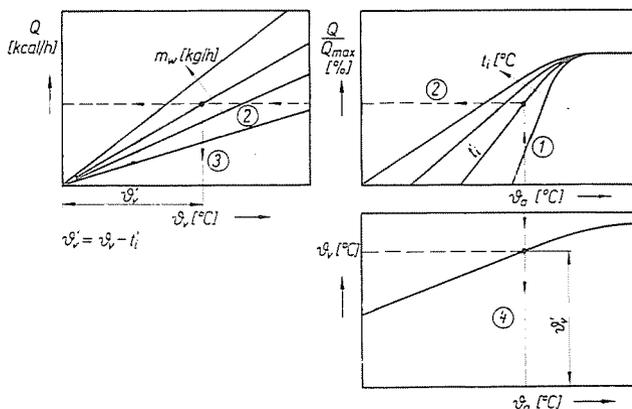


Abb. 3

Die Kurve der Rücklauf Temperatur ergibt sich aus der verwendeten Wassermenge, denn es ist

$$Q = m_w \cdot c_w (t_{wa} - t_{we}), \quad [\text{kcal/h}] \quad (8)$$

worin

$m_w$  — die strömende Wassermenge [kg/h],

$c_w$  — spezifische Wärme des Wassers [kcal/kg, grad] bezeichnet.

Sinngemäß gilt

$$\vartheta_r = t_{we} - t_{la} \text{ [grad].}$$

(Zu bemerken ist, daß in diesem Beispiel ein Fall dargestellt ist, in welchem die Luftheizung nur mit Umluft arbeitet, in welchem also

$$t_{la} = t_i \text{ [°C].}$$

Im weiteren wird auch der Fall behandelt, in dem Mischluft und Außenluft angesaugt wird.)

Die nächste Aufgabe besteht in der Konstruktion des linken Feldes der Abb. 3, d. h. in der Auftragung der Kurve  $Q = f(\vartheta_r)$ . Die Kurve  $Q = f(\Delta t_m)$  steht in Abb. 1 bereits zur Verfügung.

Nun kann man die gesuchte Kurvenschar konstruieren (Abb. 4), wenn man die Gleichungen

$$Q = F \cdot k \cdot \Delta t_m \quad [\text{kcal/h}], \quad (4)$$

$$Q = m_w \cdot c_w (t_{wa} - t_{we}) \quad [\text{kcal/h}], \quad (8)$$

und

$$Q = m_l \cdot c_l (t_{le} - t_{la}) \quad [\text{kcal/h}] \quad (9)$$

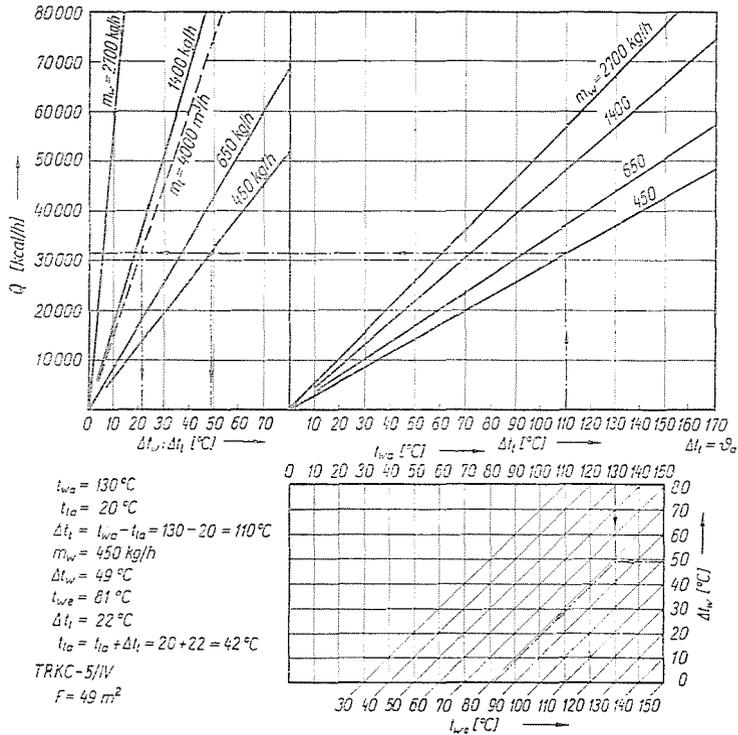


Abb. 4

wo außer den schon bekannten Bezeichnungen

$m_l$  — die strömende Luftmenge [kg/h],

$c_l$  — spezifische Wärme der Luft [kcal/kg, grd], bedeutet, zu der Gleichung

$$\Delta t_m = \zeta(t_{wa} - t_{la}) \quad [\text{grd}] \quad (1)$$

zusammenfaßt.

Im linksseitigen Feld der Abbildung ist auch die wasserseitige Abkühlung und die luftseitige Erwärmung dargestellt. Hieraus kann in jedem Fall

die Temperatur der ausgeblasenen Luft zu

$$t_{lc} = t_{la} + \Delta t_l \quad [^{\circ}\text{C}]$$

und die Rücklauftemperatur des Heißwassers nach dem Zusammenhang

$$t_{we} = t_{wa} - \Delta t_w \quad [^{\circ}\text{C}]$$

bestimmt werden.

Die Kurvenschar im unteren Teil der Abbildung soll lediglich die Substraktion auf graphischen Wege ermöglichen. Die Anwendung zeigt das eingezeichnete Beispiel. Es sei darauf hingewiesen, daß die Konstruktion der Regelungskurve auf diese Weise nicht ganz mechanisch durchgeführt werden kann. Bei Luftheizung müssen nämlich außer dem Ersatz des Wärmeverlustes auch die Behaglichkeitsansprüche berücksichtigt werden.

Im Rahmen dieser kurzen Abhandlung ist es nicht möglich, auf die Temperatur der eingeblasenen Luft einzugehen, die durch die Behaglichkeitsansprüche bestimmt wird, vielmehr muß hier die Betonung der in der Praxis bewährten Erfahrung genügen, daß die Vorlauftemperatur des Heißwassers bei Luftheizung nicht unter  $65-75^{\circ}\text{C}$  gesenkt werden darf.

### 3. Verallgemeinerte Lösung

Das in *Abb. 4* dargestellte Nomogramm ist nur für eine einzelne Heizfläche  $F$ , für eine Wärmeübergangszahl  $k$  und bei Verwendung einer Luftmenge  $m$  gültig. Im folgenden soll untersucht werden, inwieweit eine Verallgemeinerung in Frage kommt, wenn sich auch die Werte dieser Faktoren ändern.

Die Aufgabe besteht also in der Konstruktion eines Nomogrammsystems, in dem folgenden Werte veränderlich sind:

- a) die Vorlauf- und Rücklauftemperatur des Heißwassers,
- b) die Anfangs- und Endtemperatur der erwärmten Luft,
- c) die zirkulierende Wassermenge,
- d) die erwärmte Luftmenge,
- e) Heizfläche,
- f) Wärmedurchgangskoeffizient,
- g) die gesamte Wärmeleistung, bestimmt durch die obigen Faktoren.

Die Voraussetzung für das Nomogrammsystem sei lediglich, daß sich Luft und Wasser zueinander im Kreuzstrom bewegen.

Das Nomogrammsystem (*Abb. 5* und *6*) ist folgendermaßen aufgebaut: Im linksseitigen oberen Feld ist der Zusammenhang zwischen Wassermenge, Luftmenge, Wärmeleistung, wasserseitiger Abkühlung und luftseitiger Erwär-

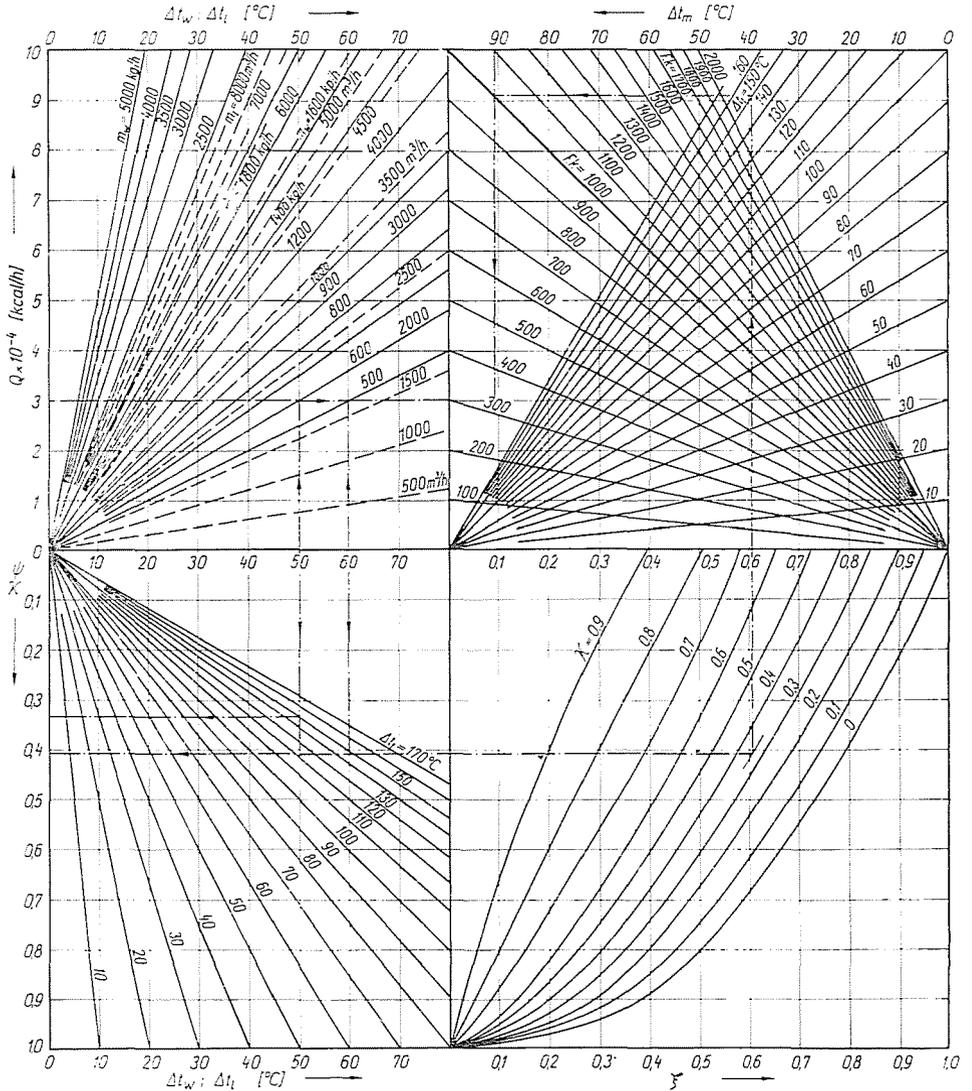


Abb. 5

mung dargestellt. In Abb. 5 ist auch die Grenze der Wärmeleistung mit  $Q = 10^5$  [kcal/h] und in Abb. 7 mit  $Q = 10^6$  [kcal/h] angedeutet.

Die beiden unteren Felder dienen zur Bestimmung der mittleren Temperaturdifferenz. Greift man nämlich auf die Zusammenhänge (1), (2) und (3) zurück, ist leicht einzusehen, daß die mittlere Temperaturdifferenz abhängig ist

a) von der Differenz zwischen der Anfangstemperatur des Wassers bzw. der Luft:

$$\Delta t_m = \zeta \Delta t_i \quad [\text{grd}] \quad (1)$$

wenn

$$\Delta t_i = t_{wa} - t_{la}, \quad [\text{grd}]$$

b) von der relativen Temperaturdifferenz  $\psi$  beim Wasser

$$\psi = \frac{\Delta t_w}{\Delta t_i}, \quad (2)$$

c) vom Verhältnis der luftseitigen Erwärmung zu  $\Delta t_i$

$$\chi = \frac{\Delta t_i}{\Delta t_i}. \quad (3)$$

Endlich hat man  $\zeta = f(\psi, \chi)$  zu betrachten; diese Funktion erscheint in dem rechtsseitigen unteren Feld. Im rechtsseitigen oberen Feld sind die Zusammenhänge  $\Delta t_m = \zeta \Delta t_i$  und  $Q = F \cdot k \cdot \Delta t_m$  dargestellt.

Das im Nomogramm dargestellte Beispiel geht von folgenden Ausgangsdaten aus (*Abb. 5*):

Vorlauftemperatur des Heißwassers:  $t_{wa} = 130^\circ \text{C}$

die Rücklauftemperatur des Heißwassers:  $t_{we} = 70^\circ \text{C}$

die abzugebende Wärmemenge:  $Q = 30\,000 \text{ kcal/h}$ .

Das System arbeitet mit reiner Frischluft. Die maßgebende Außentemperatur ist  $t_a = -20^\circ \text{C}$ .

Die wasserseitige Abkühlung ist  $\Delta t_w = t_{wa} - t_{we} = 60 \text{ [grd]}$

die strömende Wassermenge  $m_w = 500 \text{ kg/h}$

die Lufttemperatur beim Eintritt  $t_{la} = -20^\circ \text{C}$ .

Somit ist die Begegnungstemperatur

$$\Delta t_i = t_{wa} - t_{la} = 130 - (-20) = 150^\circ \text{C}$$

und  $\psi = 0,41$ .

Mit Rücksicht auf das Wohlbefinden bestimmen wir für die Ausblasetemperatur der Luft  $30^\circ \text{C}$  ( $t_{le} = 30^\circ \text{C}$ ). Somit erhält man für die luftseitige Erwärmung:

$$\Delta t_i = t_{le} - t_{la} = 30 - (-20) = 50^\circ \text{C}.$$

Die Luftmenge sei  $m_l = 2000 \text{ m}^3/\text{h}$ . Dann ist

$$\chi = 0,34$$

$$\zeta = 0,61$$

$$\Delta t_m = 91^\circ \text{C}$$

$$F \cdot k = 323 \text{ kcal/}^\circ\text{C} \cdot \text{h}$$

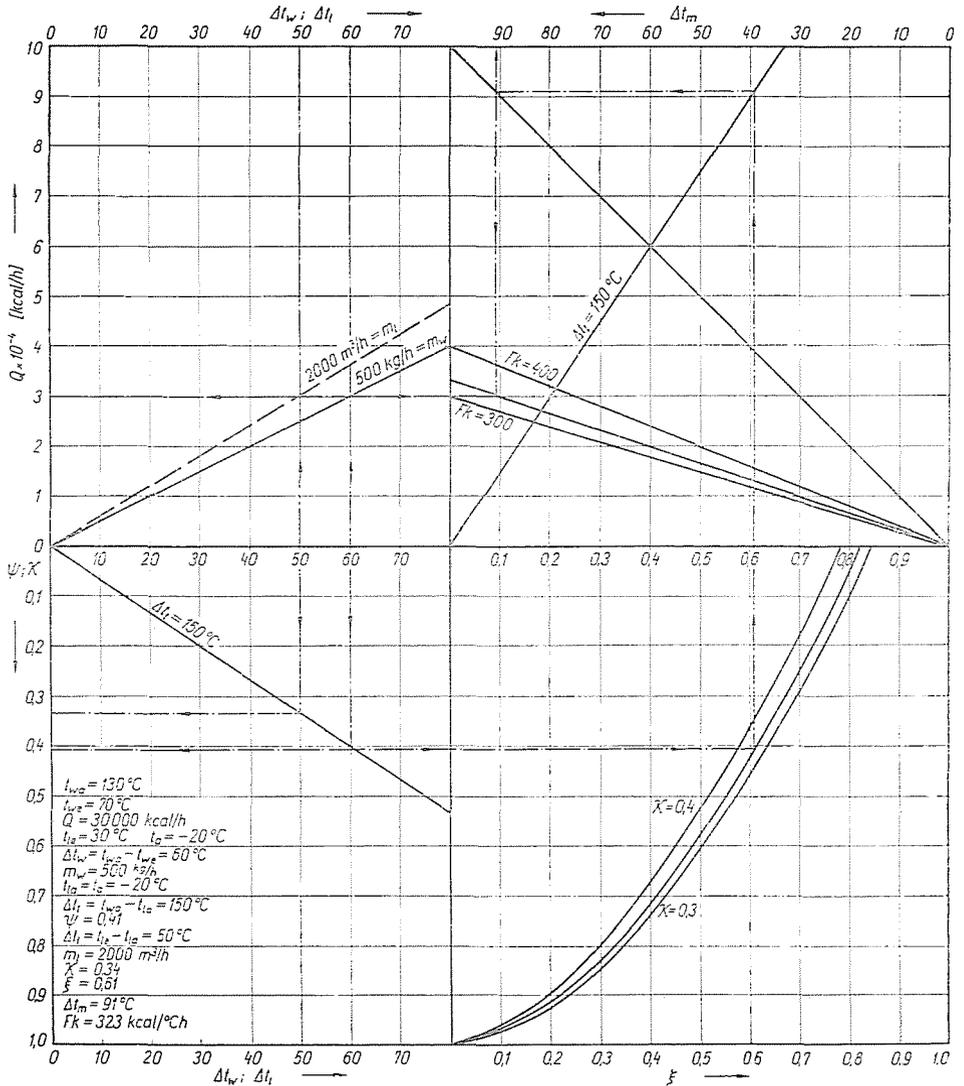


Abb. 6

Bei einem Kalorifer, hergestellt aus dem in bekannter Weise ausgebildeten Rippenrohr, kann der Faktor  $k$  aus dem Zusammenhang (4) berechnet werden, da

$$\alpha_i = f(m_w, t_{wm}) .$$

Es sei aber hier bemerkt, daß der wasserseitige Anschluß der Rohrstränge des Kalorifers immer so beschaffen sein muß, daß die turbulente

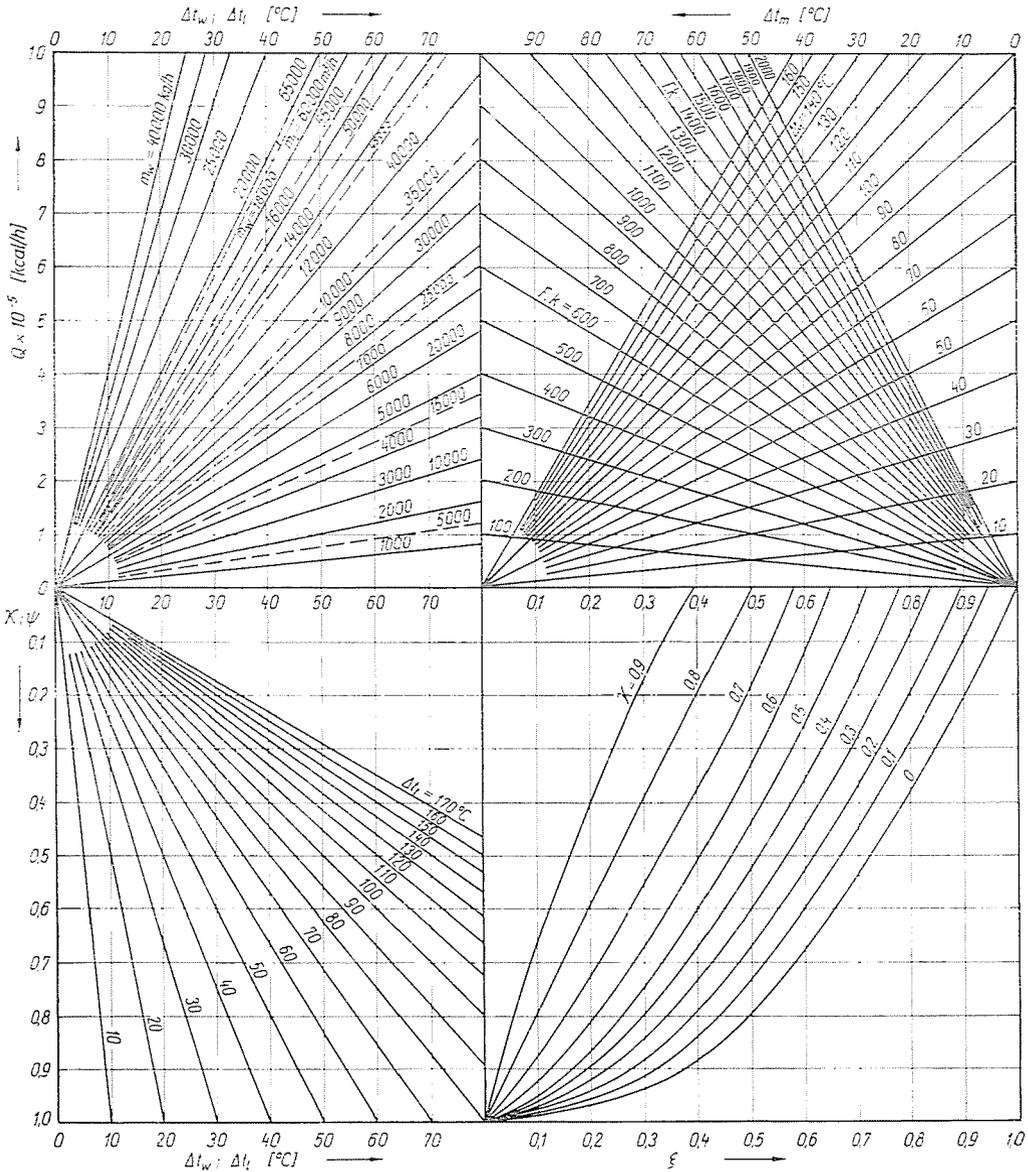


Abb. 7

Strömung auf der Wasserseite gesichert bleibt.  $\frac{F}{F_i}$  und  $\frac{s}{\lambda}$  sind aus der Bauweise bekannt, während

$$\alpha_{\dot{a}} = f(t_{im}, m_l).$$

Das Nomogramm ermöglicht daher die Bestimmung der Wärmeleistung bei veränderlicher

Wassermenge,  
Luftmenge,  
Heißwassertemperatur,  
Temperatur der ein- und der ausgeblasenen Luft,  
Rippenrohrgestaltung.  
Damit sind folgende Möglichkeiten gegeben:

a) Bei Anschluß einer neuen Luftheizanlage an das bestehende Heißwassersystem die Möglichkeit der Kontrolle, wie sich die Wärmeabgabe des Luftheizsystems bei der gegebenen Regelungskurve und der ebenfalls gegebenen Heißwassertemperatur während der Heizungsperiode gestalten wird. Bekannt ist nämlich die Regelungskurve des Heißwassers als Funktion der Temperatur und die Temperatur der eingesaugten Luft in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur (beim Entwurf der Luftheizanlage ist ja bereits entschieden, ob das System immer mit Außen- oder mit Innenluft oder eventuell im Laufe des Jahres mit einer veränderlichen Luftmischung arbeitet). Die abzugebende Wärmemenge kann also bei jeder gegebenen Temperaturdifferenz  $\Delta t_i$  [°C] bestimmt werden. Setzt man die jeweilige Wärmeleistung mit der maximalen in Beziehung, kann man die Kurve  $\frac{Q}{Q_{\max}} = f(t_a)$  konstruieren. Diese Kurve — die also die Änderung der Wärmeleistung während der Heizperiode angibt — muß mit der Kurve, die den Wärmeanspruch darstellt (Abb. 2), in Einklang gebracht werden.

Decken sich die beiden Kurven nicht, muß die Dimensionierung der Heizfläche korrigiert werden.

b) Man kann sich auch die Aufgabe stellen, die beanspruchte Temperaturregelungskurve zu entwerfen. In diesem Fall läßt sich  $t_{wa} = f(t_a)$  aus der Kurve des Wärmeanspruches  $\frac{Q}{Q_{\max}} = f(t_a)$  berechnen, bzw. kann die Regelungskurve nach der in Abb. 3 gezeigten Methode konstruiert werden.

#### 4. Die Verbindung der Radiatorheizung mit der Luftheizung

Im Rahmen dieser Abhandlung ist die Erörterung der Regelungskurve bei Radiatorheizung nicht möglich, doch kann unter Zusammenfassung der vielen diesbezüglichen Erfahrungen und Meßergebnisse [3] festgestellt werden, daß die erforderliche Vorlauftemperatur bei der Luftheizung im allgemeinen größer ist als bei der Radiatorheizung. Die beiden Systeme können also miteinander immer in der Weise verbunden werden, daß man bei der Radiatoren-

heizung eine Mischung anwendet. Insbesondere ist hier die bereits erwähnte Bedingung vorteilhaft, daß bei Luftheizung die Vorlauftemperatur nicht unter 65—70° C gesenkt werden darf, zumal dieselbe Anforderung auch bei der Herstellung des Gebrauchsheißwassers gestellt wird. So können die Heizungsansprüche der Wohnsiedlungen mit denen der Werkstätten und Hallen von Industrieanlagen zweckmäßig vereinigt werden. Alles zusammengefaßt, ist die Feststellung berechtigt, daß es möglich ist, die Einzel- und die zentralen Luftheizungen an ein und dasselbe Heißwassernetz anzuschließen. Es ist also unnötig, für die Luftheizung der Hallen und Werkstätten von Industrieanlagen, die an die Heißwasser-Fernheizung angeschlossen sind, besondere Dampfleitungen vorzusehen.

Die Luftheizung der Hallen und Werkstätten kann auch mit dem Heizungsbedarf der an die Industrieanlagen angeschlossenen Wohnsiedlungen und Büroräume zweckmäßig vereinigt werden.

### Zusammenfassung

Die Fernheizung und die zentrale Wärmeversorgung haben in den letzten fünf Jahrzehnten eine beschleunigte Verbreitung erfahren. Diese Entwicklung erklärt sich aus dem Streben nach wirtschaftlicher Energieausnutzung und Energieverteilung sowie aus dem Anwachsen der sozialen Bedürfnisse.

In den Jahren nach dem zweiten Weltkrieg wurde mit der raschen Verbreitung der Fernheizung der früher als Wärmeträger allgemein benützte Hochdruckdampf mehr und mehr durch das Heißwasser als Heizmedium verdrängt.

Gegenwärtig benützt man zur Fernheizung von Städten, Stadtteilen und Wohnsiedlungen fast ausschließlich Heißwasser.

Wegen der vielen Vorteile des Heißwassers als Heizmediums taucht die Frage seiner Anwendung auch in Industrieanlagen auf, aus der sich selbstverständlich neue Aufgaben ergeben. Während Wohnanlagen in der Regel durch einheitliche Heizeinrichtungen beheizt werden, müssen bei Industrieanlagen die Heizansprüche dreier Gebäudetypen befriedigt werden, u. zw.

- die von Industriehallen und Werkstätten,
- die von Bürogebäuden und sozialen Einrichtungen und
- die der angeschlossenen Wohnanlagen.

Neuzeitliche Industriehallen können im allgemeinen auf zweierlei Weise beheizt werden: durch Strahlplattenheizung und durch Luftheizung, die entweder eine Einzelheizung (meistens durch Thermoventilatoren unterstützt), oder eine zentrale Luftheizung sein kann.

In Büro- und Wohngebäuden werden als Heizkörper meist Radiatoren verwendet.

Die Abhandlung beschäftigt sich mit zwei im Zusammenhang mit der Einführung der Heißwasseranlagen auftauchenden Themen:

1. auf welche Weise kann die an die Heißwasserleitung angeschlossene Heizung von Industriehallen und Werkstätten gelöst werden,
2. wie können verschiedenartige Heizsysteme, die an dasselbe Heißwassersystem angeschlossen sind, zusammenwirken.

### Literatur

1. МИНЕЕВ, М. А.: A hőátadás gyakorlati számításának alapjai. (Die Grundlagen der praktischen Berechnung der Wärmeabgabe.) Tankönyvkiadó, Budapest 1953.
2. VDI Wärmeatlas. VDI-Verlag, Düsseldorf 1954.
3. Termovenilátorokkal fűtött nagycsarnokok rákapesolása forróvízrendszerre. (Der Anschluß von mit Thermoventilatoren beheizten Großhallen an Heißwassersysteme.) Budapesti Műszaki Egyetem Épületgépészeti Tanszék 10.05.04.01. sz. jelentése, Budapest 1964.
4. MACSKÁSY, Á. — SALLAI, GY.: Bordás léghevítők méretezése. (Dimensionierung von gerippten Lufthitzern.) Épületgépészet I. 1964.
5. RAISS, W.: Rietschels Lehrbuch für Heiz- und Lüftungstechnik. Springer Verlag, Berlin 1964.
6. GEIRINGER, P. L.: Hot Water Heating. Wiley, New-York 1963.
7. СОРИН, С. Н.: Теплопередача. (Wärmeübertragung.) Moskau-Leningrad, 1954.
8. Fokin, K. F.: Épületszerkezetek hőtechnikája. (Wärmetechnik der Baukonstruktionen.) Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1956.
9. BACSÓ, N.: Magyarország éghajlata. (Das Klima von Ungarn.) Akadémiai Kiadó, Budapest 1959.
10. GRÖBER, S. — ECK, G. — GRIGULL, U.: Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. Springer Verlag, Berlin 1961.
11. BECHER, P.: Varme og ventilation. Kopenhagen, 1964.
12. SCHMIDT, E.: Die Wärmeübertragung durch Rippen. VDI 70/1926.
13. JAKOB, M.: Heat Transfer. Wiley, London 1957.
14. МАХИМОВ Г. А. — ОРЛОВ А. И.: Отопление и вентиляция. (Heizung—Lüftung.) Gosstrojizdat, Moskau 1954.
15. VDI Handbuch Heizungstechnik. VDI-Verlag, Düsseldorf 1963.

Dr. József MENYHÁRT }  
 Dr. Gabriella HOMONNAY } Budapest XI., Sztoczek u. 2—4, Ungarn