

ÜBER EINIGE FRAGEN DER IN DER AUSSENWAND UNTERGEBRACHTEN PANEELHEIZUNG

A. MACSKÁSY

Lehrstuhl für Bauinstallation der Technischen Universität, Budapest

Eingegangen am 9. Január 1957

In den vergangenen 15 Jahren sind zahlreiche Bestrebungen zur Geltung gekommen, um die klassischen Strahlungsheizungen weiterzuentwickeln, zu verbilligen und damit in weiteren Kreisen zu verbreiten. Die Entwicklung hat im wesentlichen zwei Richtungen.

Die eine Richtung beabsichtigte die Hegemonie der Decke zu vermindern, sie hielt jedoch an dem System der einbetonierten Rohrschlangen fest, die andere Richtung entthob die Rohrschlange aus der begrenzenden Wand oder Deckenkonstruktion und sucht den Weg der weiteren Entwicklung in der Ausgestaltung von Strahlungskörpern, die von diesen letzteren zum Teil oder gänzlich unabhängig sind. In den Ostländern fand hauptsächlich die erstere, im Westen die letztere Lösung mehrere Anhänger.

Im folgenden möchte ich die in der Außenwand ausgebildete Paneelheizung mit einer Radiatorenheizung mit unter dem Fenster angeordneten Heizkörpern vergleichen.

Die Vergleichung wird unter der Bedingung der gleichen Behaglichkeit vorgenommen.

Demgemäß gliedert sich unsere Aufgabe in drei Teile :

I. Die Feststellung jener Bedingungen bzw. jener Temperaturverhältnisse bei denen unter beiden Heizsystemen die gleiche Behaglichkeit gesichert wird.

II. Ermittlung und Vergleichung des Wärmebedarfes und des Eisenverbrauches der Heizkörper, und zum Schluß

III. die Erörterung der Montagetechnologie in beiden Fällen.

Wir nehmen unsere Prüfungen für einen solchen Raum vor, der nur eine Außenwand hat und durch dessen innere Zwischenwände keine Wärmeströmung vorhanden ist.

Es seien die Kanteabmessungen des Raumes : h (Höhe), a (Breite) und b (Tiefe) (Abb. 2), weiters wird vorausgesetzt, daß die Fensteroberfläche 30% der Außenwand beträgt, d. h.

$$F_F = 0,3 F_{AW} = 0,3 ah \quad (1)$$

so bleibt für die effektive Heizfläche :

$$F_A = 0,7 F_{AW} = 0,7 ah = 2,33 F_F. \quad (2)$$

Ad I. Der Wärmeaustausch des im Raum befindlichen Menschen und seiner Umgebung, sowie der Wärmeaustausch zwischen den begrenzenden Oberflächen von verschiedener Temperatur des Raumes, weiters derselbe zwischen der Oberfläche und der Luft, werden mit folgenden Zusammenhängen ausgedrückt :

Wärmeaustausch des Menschen durch Konvektion und Strahlung :

$$Q_{MA} + Q_{MF} + Q_{MI} + Q_{ML} + Q_M = 0 \quad (3)$$

Wärmebilanz der Innenwände :

$$Q_{IA} + Q_{IM} + Q_{IF} + Q_{IL} = 0 \quad (4)$$

Wärmebilanz des Fensters :

$$Q_{FI} + Q_{FM} + Q_{FL} + Q_{Fa} = 0 \quad (5)$$

Wärmebilanz der Luft :

$$Q_{LA} + Q_{LM} + Q_{LI} + Q_{LF} = 0 \quad (6)$$

Die einzelnen Indizes haben folgende Bedeutung :

M Mensch

A die Heizfläche der Außenwand

AW die ganze Außenwand

I Gesamtheit der Innenwände

F Fenster

L Luft

a äußere Atmosphäre.

Die Wärmemengen, in deren Zeichen als Index außer einem auf eine Oberfläche hinweisenden Buchstaben auch der Buchstabe »L« vorkommt, sind mit Konvektion übertragene Wärmemengen.

Die Wärmemengen, in deren Zeichen die Indizes sich auf zwei Oberflächen beziehen, betreffen durch Strahlung übertragene Wärmen.

Zur Lösung des Gleichungssystems müssen wir die behagliche durchschnittliche Oberflächentemperatur (t_M) sowie die durch Konvektion und Strahlung abzuführende Überschußwärme des Menschen, die seinen Lebensfunktionen und der Intensität seiner Arbeit entspricht, angeben. Dies beträgt z. B. für eine Person, die geistige oder leichte körperliche Arbeit leistet, ungefähr 80—85 kcal/h.

In diesen Fällen enthält das Gleichungssystem (3—6) nach detaillierter Aufschreibung vier Unbekannte, u. zw. Heizflächentemperatur t_A , Innenwandtemperatur t_I , innere Fensteroberflächentemperatur t_F und schließlich Lufttemperatur t_L .

Die in unserem Gleichungssystem angeführten Gleichungen sind irrational, da sich die Konvektionswärmeübergangszahlen (α_L) mit einer Potenz, deren Hochzahl positiv und kleiner als 1 ist, ändern. Die Gleichungen enthalten außerdem die oben erwähnten auszurechnenden Temperaturen zur vierten und ersten Potenz.

Die Lösung kann vereinfacht werden, wenn wir das Wärmegleichgewicht des Raumes ohne den Menschen prüfen bzw. die einzelnen Temperaturen so berechnen und uns nachträglich überzeugen, ob die Bedingungen der Behaglichkeit vorhanden sind. In diesem Falle geben wir die Lufttemperatur t_L (eventuell die Temperatur der Innenwände t_I) an.

Dann sind unsere Wärmebilanzgleichungen die folgenden:

Wärmebilanz der Innenwände:

$$\Phi_{IA} C_{IA} \left[\left(\frac{T_I}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_A}{100} \right)^4 \right] + \Phi_{IF} C_{IF} \left[\left(\frac{T_I}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_F}{100} \right)^4 \right] + a_{IL} (t_I - t_L) = 0 \quad (7)$$

Wärmebilanz des Fensters:

$$\Phi_{FI} C_{FI} \left[\left(\frac{T_F}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_I}{100} \right)^4 \right] + a_{FL} (t_F - t_L) + \varkappa_{Fa} (t_F - t_a) = 0 \quad (8)$$

Wärmebilanz der Luft:

$$F_A \alpha_{LA} (t_L - t_A) + F_I \alpha_{aI} (t_L - t_I) + F_F \alpha_{LF} (t_L - t_F) = 0 \quad (9)$$

Wir haben die Deutung der in unseren Zusammenhängen vorkommenden Indizes schon angegeben, die noch nicht geklärten Bezeichnungen sind die folgenden:

α_L Konvektions-Wärmeübergangszahl in kcal/m², h, °C

t Temperatur in °C

T Temperatur in °K

C Gegenseitiger Strahlungskoeffizient in kcal/m², h, °K⁴

\varkappa_{Fa} Wärmedurchgangszahl von der inneren Fensterebene in die äußere Umgebung in kcal/m², h, °C

Φ Mittlere Einstrahlzahl der mit dem vorstehenden Index bezeichneten Fläche bezogen auf die mit dem nachstehenden Index bezeichnete Fläche.

In physikalischer Deutung ist Φ_{IA} , d. h. die mittlere Einstrahlzahl der Fläche F_I bezogen auf die Fläche F_A , die Verhältniszahl, die zeigt, welcher Teil der von der Fläche F_I in allen Richtungen des Halbkugelraumes ausgestrahlten Energie die Fläche F_A trifft, was wir auch derart auffassen können, welcher Bruchteil der aus allen Richtungen des Halbkugelraumes auf die Fläche F_I bestrahlten Energie von der Fläche F_A emittiert wird.

Die Deutung wird mit Berücksichtigung der Bezeichnungen der Abb. 1 durch das Integral, genommen auf die Flächen F_A und F_I

$$\Phi_{IA} = \frac{1}{F_I} \int_{F_I} \varphi_{IA} dF_I = \frac{1}{F_I} \int_{F_I} \int_{F_A} \frac{\cos \beta_I \cos \beta_A dF_I dF_A}{r^2 \pi} \quad (10)$$

angegeben.

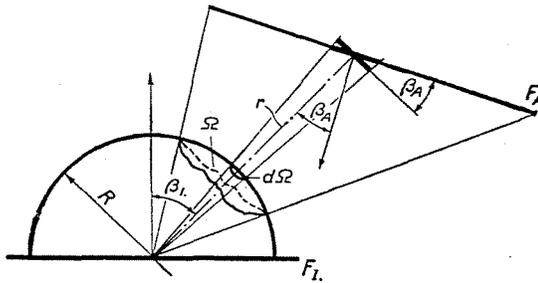


Abb. 1

Die in unseren Gleichungen figurierenden Einstrahlzahlen können ohne Lösung des Integrals aus dem von (10) ableitbaren bekannten Zusammenhang

$$F_I \Phi_{IA} = F_A \Phi_{AI} \quad (11)$$

einfach ausgerechnet werden.

Nachdem $\Phi_{AI} = 1$, da die gesamte durch die Außenheizwand ausgestrahlte Energie die Innenwände trifft, so ist:

$$\Phi_{IA} = \frac{F_A}{F_I} \quad (12)$$

weilers

$$\Phi_{FI} = 1 \quad (13)$$

und

$$\Phi_{IF} = \frac{F_F}{F_I} \quad (14)$$

Wird die t_L Temperatur der Luft angegeben, so müssen wir in unseren Zusammenhängen mit drei Unbekannten rechnen, u. zw.

t_A Temperatur der Außenheizwand,
 t_I Temperatur der Innenwände,
 t_F die Temperatur an der inneren Oberfläche des Fensters.

Mit Berechnung dieser Temperaturen kann mit Hilfe des Zusammenhanges (3) kontrolliert werden, ob die Wärmebilanz des Menschen bei einer durchschnittlichen Flächentemperatur, die in ein als behaglich annehmbares Temperaturgebiet von $t_M = 24,5 - 25,5^\circ \text{C}$ fällt in Gleichgewicht kommt.

Unser Gleichungssystem kann nur mittels Iteration gelöst werden, aber auch dieses Verfahren wird durch den Umstand erschwert, daß wir für die Konvektionswärmeübergangszahl keinen allgemeinen — für irgendwelche Temperaturdifferenz gültigen — Zusammenhang besitzen.

Die Lösung ist einfacher, wenn wir aus dem von (7—9) ableitbaren Zusammenhang,

$$F_A C_{IA} \left[\left(\frac{T_A}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_I}{100} \right)^4 \right] + F_A \alpha_{AL} (t_A - t_L) = F_F \varkappa_{Fa} (t_F - t_a) \quad (15)$$

ausgehen.

Es ist zu bemerken, daß der obige Zusammenhang den Fall betrifft, als der sogenannte zuschlagfreie Wärmeverlust zur Geltung kommt.

Dieser Zusammenhang drückt übrigens die selbstverständliche Tatsache aus, daß in unserem Fall in stationärem Zustand die durch das Fenster übertragene Wärmemenge mit der von der Heizwand mittels Konvektion und Strahlung abgegebenen Wärmemenge identisch ist.

Unser Gleichungssystem wird mit der durch die Natur der Aufgabe geforderten Genauigkeit durch folgende Wurzel befriedigt:

$$\begin{aligned} t_A &= 23,1^\circ \text{C} \\ t_I &= 18,5^\circ \text{C} \\ t_F &= 7,2^\circ \text{C} \end{aligned}$$

In unserem Rechnen nahmen wir die Wärmedurchgangszahl \varkappa_{Fa} mit dem Zusammenhang

$$\varkappa_{Fa} = \frac{1}{\frac{2 \delta_g}{\lambda_g} + R + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (16)$$

in Rücksicht, wo

δ_g die Dicke der Fensterscheibe in m,
 λ_g die Wärmeleitzahl der Fensterscheibe in kcal/m, h, $^\circ\text{C}$,
 R der gleichwertige Wärmeleitwiderstand des Luftspaltes zwischen beiden Fensterscheiben in $\text{m}^2, \text{h}, ^\circ\text{C}/\text{kcal}$ ist.

Mittels der angeführten Temperaturangaben kann die Wärmebilanz des Menschen kontrolliert werden. Es ist zweckmäßig, diese Berechnung abgeson-

dert für den Kopf, Rumpf und Fuß durchzuführen, da einerseits die Oberflächentemperatur des Kopfes von der Temperatur der übrigen bedeckten Teile des Körpers abweicht, andererseits sind auch hinsichtlich der Behaglichkeit die Wärmebilanzen der einzelnen Körperteile — besonders die des Kopfes und des Fußes — nicht indifferent.

Demgemäß ermitteln wir nachstehend in beiden Fällen:

- a) den Wärmeverlust des Kopfes, des Rumpfes und des Fußes und daraus den völligen Wärmeverlust des Körpers,
- b) im Besitze der Wärmeverluste die die einzelnen Körperteile betreffenden »Strahlungstemperaturen«.

Die Bedingung der Behaglichkeit wird als gesichert angenommen, wenn bei einer Kopftemperatur von $31,5^\circ\text{C}$, weiters bei einer Rumpf- und Fußtemperatur von $24,5\text{--}25^\circ\text{C}$ der ganze Strahlungs- und Konvektionswärmeverlust des Körpers $Q_M = 80\text{--}85\text{ kcal/h}$ beträgt, während die Differenz zwischen den Strahlungstemperaturen bezüglich des Kopfes und des Fußes nicht größer als 1°C ist.

Das Allgemeinbefinden des im Raum befindlichen Menschen kann in den verschiedenen Punkten des Raumes natürlich nicht gleich sein, der Unterschied ist aber nicht bedeutend. Wir führen unsere Prüfungen hinsichtlich einer, in der Mittelachse des Raumes stehenden, gegen das Fenster schauenden Person durch. In dieser Stellung kommt die Kühlungswirkung des Fensters mehr zur Geltung als bei anderen, während der normalen Benützung des Raumes eingenommenen Körperstellungen.

Im Interesse der einfacheren Aufstellung der Wärmebilanzen nehmen wir den Menschen als einen aus Prismen zusammengesetzten Körper an (Abb. 2).

Wärmegleichgewichtsgleichungen für den Kopf:

1. für den Schädel (Index = OK)

$$F_{OK} \left\{ C_{OKF} \Phi_{OKF} \left[\left(\frac{T_{OK}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_F}{100} \right)^4 \right] + C_{OKA} \Phi_{OKA} \left[\left(\frac{T_{OK}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_A}{100} \right)^4 \right] + C_{OKI} \Phi_{OKI} \left[\left(\frac{T_{OK}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_I}{100} \right)^4 \right] + a_{OKL} (t_{OK} - t_L) \right\} + Q_{OK} = 0. \quad (17)$$

Bezüglich des vorderen Teils des Gesichtes sowie der rechten und linken Wange, können wir ganz gleiche Zusammenhänge aufschreiben, wo bloß an die Stelle des Index »OK« sinngemäß die Indizes »VK«, »RK«, »LK« treten.

Der hintere Teil des Schädels (Index = HK) ist mittels Strahlung nur mit den Innenwänden in Wärmeaustausch, weshalb unsere Wärmegleichgewichtsgleichung hierfür eine einfachere Form hat, da $\Phi_{HKI} = 1$ ist:

$$F_{HK} \left\{ C_{HKI} \left[\left(\frac{T_{HK}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_I}{100} \right)^4 \right] + a_{HK} (t_{HK} - t_L) \right\} + Q_{HK} = 0. \quad (18)$$

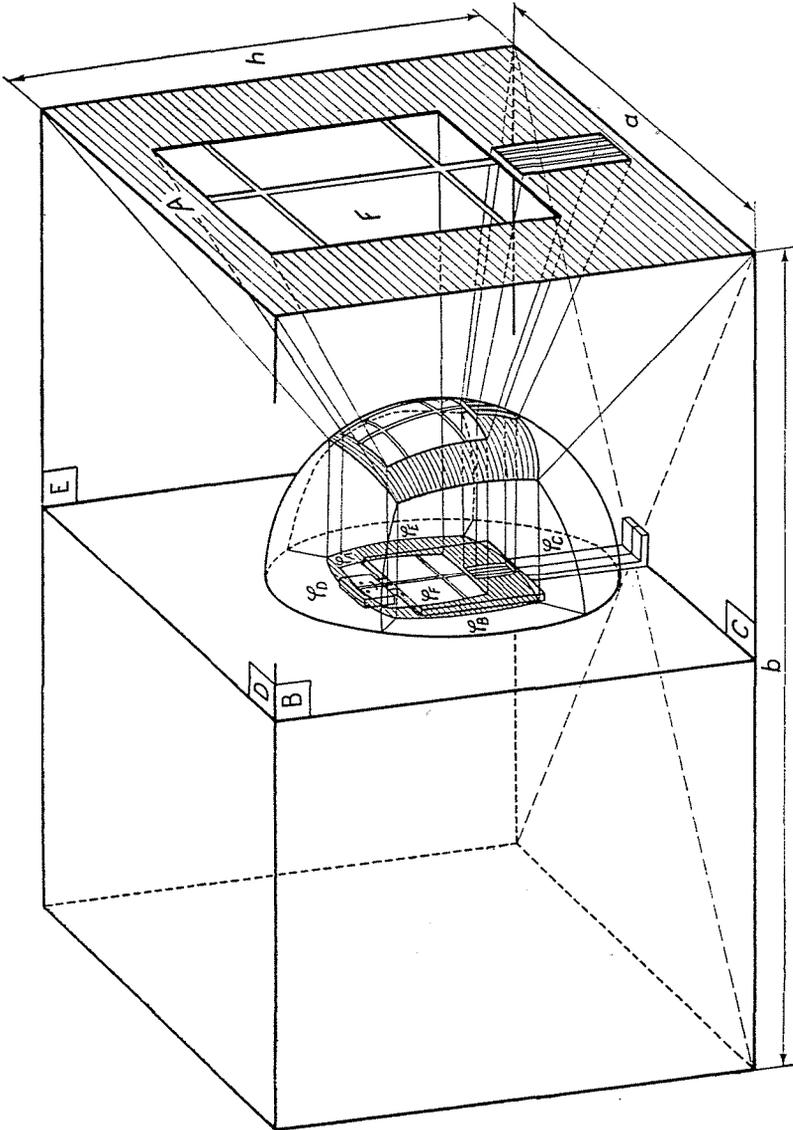


Abb. 2

Auch die den Rumpf und die Füße betreffenden Gleichungen können in ähnlicher Weise aufgeschrieben werden.

Für die einfache Feststellung der Einstrahlzahlen können wir mit nachstehender Überlegung vorgehen (Abb. 2).

Die Flächen einzelner Körperteile des Menschen sind im Verhältnis zu den umgebenden Wandflächen klein, weshalb die, auf die großen Wandflächen bezogenen mittleren Einstrahlzahlen dieser kleinen Flächen nur in einem vernachlässigbaren Maße von den auf die obenerwähnten großen Flächen bezogenen

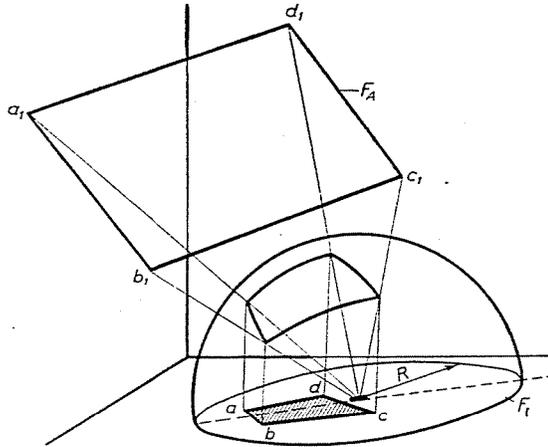


Abb. 3

Einstrahlzahlen eines Flächenelementes — auf den kleinen Flächen irgendwo angenommen — abweichen. Demgemäß kann der Zusammenhang (10) mit vernachlässigbarem Fehler in folgender einfacherer Form geschrieben werden:

$$\Phi_{IA} \cong \varphi_{IA} = \frac{1}{\pi} \int_{F_A} \frac{\cos \beta_I \cos \beta_A}{r^2} dF_A = \frac{1}{\pi} \int_{\Omega} \cos \beta_I d\Omega \quad (19)$$

weil nach Abb. 1

$$d\Omega = \frac{dF_A \cos \beta_A}{r^2} \quad (20)$$

ist.

Der Zusammenhang (19) ermöglicht die Einstrahlzahl φ im Wege von Konstruierung einfach zu bestimmen (1). Das Wesen der Konstruierung ist auf Abb. 3 dargestellt. Der Zahlenwert der Einstrahlzahl ist durch die Verhältniszahl

$$\varphi_{IA} = \frac{F_{a, b, c, d}}{R^2 \pi} \quad (21)$$

angegeben.

Die Abb. 2 gibt die Konstruierung der auf die verschiedenen Wände bezogenen Einstrahlzahlen des Rumpfvorderteils des im gewählten Raum an der erwähnten Stelle stehenden Menschen in axonometrischer Darstellung an, während die Abb. 4 das Ergebnis des Konstruktionsverfahrens bzw. die mit den einzelnen Einstrahlzahlen proportionalen Flächen schildert. Mit der Bestimmung der auf verschiedene begrenzende Flächen bezogenen Einstrahlzahlen

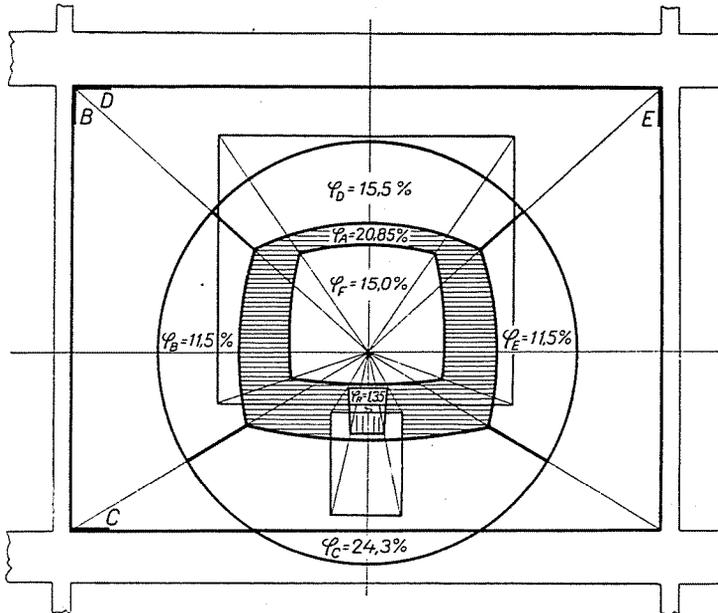


Abb. 4

der einzelnen Flächenteile des in Höhe von 1,75 m angenommenen Kopfes, des eine Mittelpunkthöhe von 1,20 m besitzenden Rumpfes und der eine Mittelpunkthöhe von 0,5 m besitzenden Füße, können die Wärmeleichgewichtsgleichungen (17) und (18) des Menschen gelöst werden. In unseren Kalkulationen nehmen wir mit guter Annäherung der Wahrheit den gegenseitigen Strahlungskoeffizienten mit dem Wert von $4 \text{ kcal/m}^2, \text{h}, ^\circ\text{K}^4$ und die Konvektionswärmeübergangszahl zwischen dem Menschen und der umgebenden Luft mit der Gleichung

$$a_{ML} = 2,2 \sqrt[4]{t_M - t_L} \quad (22)$$

in Betracht.

Die zusammengefaßten Ergebnisse der Berechnungen sind in der Tabelle I enthalten.

Tabelle I

Benennung	Fläche	Temperatur	Wärmeabgabe		
			mit Strahl. (Q _S)	mit Konvekt. (Q _K)	Q _S + Q _K
des Körperteils			in kcal/h		
	m ²	°C			
Kopf	0,14	31,5	7,78	7,6	15,38
Rumpf	0,88	24,5	22,32	20,4	42,72
	1,00				
Füße	0,58	24,5	14,20	13,4	27,60
	0,66				
Insgesamt	1,6		44,30	41,4	85,70
	1,8				

[Bemerkung: in der Spalte »Fläche« gibt der obige Wert die Größe der Strahlungsfläche, der untere die Größe der bezüglich der Konvektion in Betracht kommenden Fläche des Menschen.]

Da der Mensch durch Atmen stündlich 4 kcal, durch Verdunstung in einem Raum mit Lufttemperatur von 18° C, 19,8 kcal/h abgibt, so ist die ganze Wärmeabgabe bei einer behaglichen Rumpftemperatur $t_R = 24,5^\circ$ C und Kopftemperatur $t_K = 31,5^\circ$ C

$$Q_M = 109,5 \text{ kcal/h,}$$

was dem Wärmeüberschuß eines geistige oder leichte physische Arbeit leistenden Menschen entspricht.

ad b) Als Bedingung der Behaglichkeit wird auch die Forderung betrachtet, daß die Differenz zwischen der auf den Kopf und auf den Fuß bezogenen Strahlungstemperatur nicht größer sei als 1° C [2]. Unter der auf einen Punkt des Raumes bezogenen Strahlungstemperatur wird jene einheitliche t_S Temperatur der begrenzenden Flächen verstanden, bei welcher der Wärmeverlust des im betreffenden Punkt vorausgesetzten Körperchens unverändert derselbe ist wie bei jenen Temperaturen, die an den Wänden in der Wirklichkeit vorhanden sind, in unserem Falle bei den Temperaturen t_A , t_F und t_I . Mit einem Zusammenhang gedeutet

$$\sum_1^N C_{PN} \Phi_{PN} \left[\left(\frac{T_P}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_N}{100} \right)^4 \right] = q_P = C_{PS} \left[\left(\frac{T_P}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] \quad (23)$$

wo sich Index »N« auf die Aufzählung der umgebenden Wände, Index »P« auf das im betreffenden Punkte sich vorgestellte Körperchen bezieht.

Da wir in der Tabelle I den Wärmeverlust der einzelnen Körperteile angegeben haben, können die diesbezüglichen Strahlungstemperaturen schon leicht

berechnet werden [mit Voraussetzung $C_{PN} = C_{P1} = \dots = C_{PS}$], so für den Kopf

$$Q_K = F_K C_K \left[\left(\frac{T_K}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/h} \quad (24)$$

wovon

$$t_S = 100 \sqrt[4]{\left(\frac{T_K}{100} \right)^4 - \frac{q_K}{C_K}} - 273 . \quad (25)$$

Hier haben wir die Bezeichnung

$$q_k = \frac{Q_K}{F_k} \text{ kcal/m}^2, \text{ h}$$

angewandt. Für die einzelnen Körperteile ergaben sich folgende Strahlungstemperaturen :

für den Kopf	$t_{KS} = 18,4$
für den Rumpf	$t_{RS} = 18,3$
für den Fuß	$t_{FS} = 18,5$

Es gibt wenige Heizmethoden, die die Gleichmäßigkeit der Strahlungstemperatur auf die ganze Oberfläche des Körpers bezogen in ähnlicher Weise sichern würden.

Zur Vergleichung haben wir berechnet, bei welchen Temperaturverhältnissen im Falle eines Heizkörpers unter dem Fenster eine ähnliche Behaglichkeit gesichert wird. Unseren Berechnungen legten wir auch diesmal den zuschlagfreien Wärmeverlust zugrunde, aber wir stellten die Heizfläche des Heizkörpers derart fest, daß diese bei einer mittleren Temperatur von 80° C zur Deckung des mit Zuschlägen (27% Wind-, 5% Himmelsrichtungszuschlag) versehenen Wärmebedarfs genügt.

Demgemäß ergab sich die mittlere Temperatur des Heizkörpers im Falle des zuschlagfreien Wärmeverlustes zu $t_R = 66,5^\circ \text{ C}$.

Die Lösung des Gleichungssystems der Wärmebilanzen ergab:

die Temperatur der Luft des Raumes zu $t_L = 19,5^\circ \text{ C}$,

Temperatur der Innenwände zu $t_I = 12,8^\circ \text{ C}$,

Temperatur der inneren Ebene der Fensterscheibe zu $t_F = 7,6^\circ \text{ C}$.

Der Strahlungs- und Konvektionswärmeverlust des Menschen ist im diesem Falle :

$$Q_S + Q_C = 82,4 \text{ kcal/h} .$$

Dazu kommt die bei einer Lufttemperatur von 19,5° C auftretende Wärmeabgabe durch Verdunstung von 22,5 kcal/h und durch Atmen von 4 kcal/h.

So ist der ganze Wärmeverlust des Menschen bei den obigen (mit Radiatorenheizung erzielten) Temperaturen

$$Q_M = 82,4 + 22,5 + 4 = 108,9 \text{ kcal/h.}$$

Die für die einzelnen Teile des Körpers sich ergebenden Strahlungstemperaturen gestalten sich auch in diesem Falle in günstiger Weise, u. zw.

$$t_{KS} = 17,9^\circ \text{ C}$$

$$t_{RS} = 17,6^\circ \text{ C}$$

$$t_{FS} = 18,0^\circ \text{ C.}$$

Es ist zu bemerken, daß wir in unseren Berechnungen bei der Radiatorenheizung die ungünstige Temperaturverteilung der Luft nicht berücksichtigt haben, obwohl diese die Behaglichkeit nachträglich beeinflusst.

Da wir die Bedingungen der gleichen Behaglichkeit für die Heizung des Raumes laut zwei verschiedenen Systemen bestimmt haben, können wir die unter Punkten II—III vorgesehenen Fragen einer Prüfung bzw. einer Vergleichung unterziehen.

ad II. a) Wir prüfen den Wärmebedarf der Heizung in den zwei zu vergleichenden Fällen mit Voraussetzung einer ununterbrochenen, d. h. einer an ein Heizkraftwerk gekuppelten Heizanlage.

Im nachstehenden wird es zur Vereinfachung der Rechnungen zweckmäßig sein, wenn wir im Zusammenhang (15) bei Behandlung des Wärmeverlustes des Raumes anstatt der Temperatur der Innenwand t_I und der Temperatur der Luft t_L mit dem Durchschnitt dieser

$$t_i = \frac{t_I + t_L}{2} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (26)$$

rechnen. Die Größe des aus dieser Annäherung sich ergebenden Fehlers ist, wie auch aus dem Zusammenhang (15) hervorgeht, vernachlässigbar.

So erhält die Grundgleichung eine einfachere Form,

$$F_A a_i (t_A - t_i) = F_F \alpha_{Fa} (t_F - t_a) \text{ kcal/h} \quad (27)$$

wo

$$a_i = C_{IA} \frac{\left(\frac{T_A}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_I}{100}\right)^4}{t_A - t_I} + a_{AL} = b \cdot C_{IA} + a_{AL} \text{ kcal/m}^2, \text{ h, } ^\circ\text{C} \quad (28)$$

ist.

Die zur Heizung des Raumes nötige Wärmeenergie entsteht bei Paneelheizung

a) aus der durch das Fenster austretenden Wärme und

b) aus der von der Hinterseite der Paneele durch die Außenwand übertragenen Wärme.

Die Größe der unter Punkt a) angedeuteten Wärme ist durch Substitution

$$F_F = 0,3 \text{ ah}$$

$$Q_F = 0,3 \text{ ah } \alpha_{Fa} (t_F - t_a), \quad (29)$$

die des Punkts b)

$$Q_A = 0,7 \text{ ah } \alpha_{Aa} (t_A - t_a), \quad (30)$$

der ganze maximale Wärmebedarf

$$Q_{\dot{O}} = Q_F + Q_A = \text{ah} [0,3 \alpha_{Fa} (t_F - t_a) + 0,7 \alpha_{Aa} (t_A - t_a)] \text{ kcal/h.} \quad (31)$$

Im Falle einer 30 cm dicken gestampften Schlackenbetonwand und eines Doppelfensters gestalten sich die Zahlenwerte folgendermaßen:

$$\alpha_{Aa} = 1,74 \text{ kcal/m}^2, \text{ h, } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{Fa} = 3,85 \text{ kcal/m}^2, \text{ h, } ^\circ\text{C}$$

$$t_a = -15^\circ\text{C}$$

$$Q_F = 0,3 \text{ ah } 3,85 (7,2 + 15) = 25,6 \text{ ah}$$

$$Q_A = 0,7 \text{ ah } 1,74 (23,1 + 15) = 46,0 \text{ ah}$$

$$Q_{\dot{O}} = 71,6 \text{ ah.} \quad (32)$$

Bei Radiatorenheizung ist zwecks genauer Bestimmung des Wärmeverlustes von Interesse die Berechnung der Temperatur, welche an der Projektionsfläche des Heizkörpers, an der Außenwand, entsteht. Wir berechnen diese Temperatur aus dem Wärmegleichgewicht der Projektionsfläche. Demgemäß ist die Summe der auf die Fläche gestrahlten, von der Fläche mit Konvektion bzw. über die Wand ausgetretenen Wärmemengen Zero.

$$F_V C_{RV} \left[\left(\frac{T_R}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_V}{100} \right)^4 \right] \Phi_{RV} + F_V \alpha_{LV} (t_L - t_V) + F_V \alpha_{Aa} (t_a - t_V) = 0 \quad (33)$$

wo

V der Index bezüglich der Projektionsfläche,

R der Index bezüglich des Radiatorenheizkörpers ist,

$\Phi_{RV} = 1$; da die ganze durch die Hinterseite des Radiators emittierte Energie die Projektionsfläche trifft.

Aus diesem Zusammenhang ergibt sich mittels Iteration unter Voraussetzung der erwähnten Außenwand, im Falle zuschlagfreien Wärmeverlustes

$$t_V = 38^\circ \text{C}$$

a) die durch das Fenster austretende Wärme

$$Q_F = 0,3 \text{ ah } \kappa_{Fa} (t_F - t_a) = 0,3 \text{ ah} \cdot 3,85 (7,6 + 15)$$

$$Q_F = 26,2 \text{ kcal/h.}$$

b) Bei Berechnung der durch die Wand austretenden Wärme ist die wärmere Fläche hinter dem Heizkörper in Betracht zu ziehen.

Es wird nachstehend dargelegt, daß die Fläche des Heizkörpers unter den gegebenen Verhältnissen

$$F_R = 0,2 \text{ ah}$$

und deren Projektion im Falle der Benützung von 700 mm hohen viersäuligen Stahlradiatoren 0,032 ah ist.

$$Q_A = \text{ah } \kappa_A [0,668 (t_A - t_a) + 0,032 (t_V - t_a)]$$

bzw. der ganze Wärmeverlust

$$Q_{\dot{O}} = Q_F + Q_A = (26,2 + 35,3) \text{ ah} = 61,5 \text{ ah kcal/h.} \quad (34)$$

Bei ununterbrochener Heizung müssen wir nur mit dem Wind- und Himmelsrichtungszuschlag rechnen. Im nachstehenden nehmen wir deren Maximalwerte in Betracht, um auf diese Weise das Verhältnis des Wärmebedarfes der zweierlei Heizeinrichtungen in den zwei extremen Fällen prüfen zu können.

Der Windzuschlag ist bestimmt jene Zunahme des Wärmeverlustes zu ersetzen, welche einerseits aus der Kühlwirkung der durch die Spalten des Fensters eindringenden äußeren kalten Luft, andererseits — allerdings in geringerem Maße — aus der Vergrößerung der äußeren Wärmeübergangszahl α_a entsteht. Deswegen müssen wir dessen Wert in den zwei geprüften Fällen in absolutem Wert als gleich annehmen. Die Größe dieses Zuschlags in freier Lage und in einer windstarken Gegend samt dem Himmelsrichtungszuschlag als 37% des bei Radiatorenheizung auftretenden Wärmeverlustes annehmend, beträgt die absolute Größe des Zuschlags $0,37 \cdot 61,5 \text{ ah} = 22,8 \text{ ah}$.

So ist der Wert des Wärmeverlustes in stationärem Zustand in den zwei Fällen

bei Wandheizung $Q_{\dot{O}st} = 94,4 \text{ ah}$,

bei Radiatorenheizung $Q_{\dot{O}st} = 84,3 \text{ ah}$.

Da der jährliche Wärmebedarf mit dem stündlichen maximalen Wärmebedarf proportional ist, können wir feststellen, daß der *jährliche Bedarf an Heizmaterial der in der Außenwand untergebrachten Strahlheizung zum 12–16% größer ist als derselbe bei einer Warmwasserheizung mit unter dem Fenster angelegten Radiatoren.*

ad II. b) Da die Größe der Strahlheizfläche $F_A = 0,7 \text{ ah}$ und ihre Temperatur bei zuschlagfreiem Wärmeverlust $t_A = 23,1^\circ \text{C}$ gegeben sind, können wir

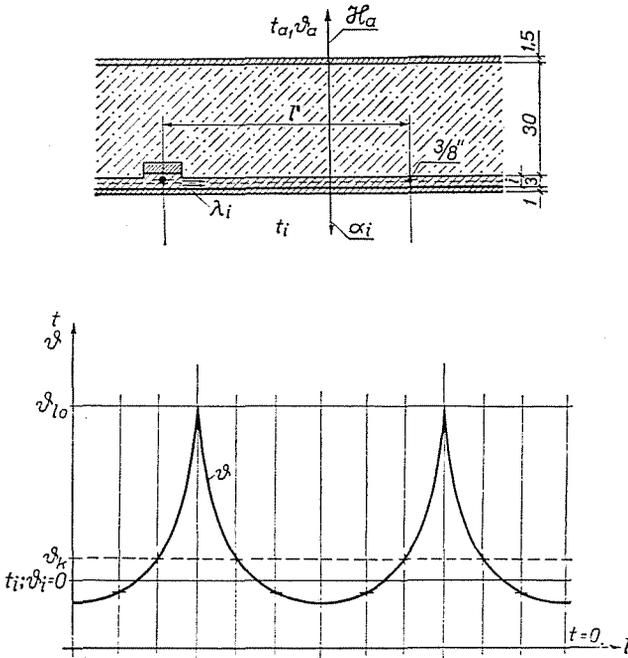


Abb. 5

nach Auswahl der Konstruktion die zur Ausführung nötige Eisenmenge bestimmen.

Die Heizwand soll in der klassischen Weise, d. h. mittels in Betonschicht gebetteter Rohrschlinge ausgebildet werden. Demgemäß wird die aus $\frac{3}{8}$ " \varnothing ($d_i = 12,25$; $d_a = 16,75 \text{ mm}$) Rohren hergestellte Rohrschlinge auf die 0,3 m dicke, von innen nicht geputzte gestampfte Schlackenbetonwand montiert und in eine 0,03 m dicke Betonschicht eingebettet. Die Dicke des inneren zementreichen Mörtelanwurfs soll weitere 0,01 m, der äußere Putz 0,015 m sein (Abb. 5).

Wir bedecken die Rohrschlinge in einer Fläche, die die Fensteröffnung bis zu einer Entfernung von 10 cm umgibt, mit einem aus 1 mm dickem Draht gefertigten Netz von $2,5 \times 2,5 \text{ cm}$ Lochweite.

Um für die Vergleichung einen identischen Grund zu haben, wählen wir die Wandtemperatur vor dem Heizrohr

$$t_{i0} = 66,5^\circ \text{C},$$

was der Mitteltemperatur der Radiatorenheizung entspricht, wenn man für die Deckung des zuschlagfreien Wärmeverlustes zu sorgen hat.

Wir senken die Vor- und Rücklaufstränge dermaßen in die Ziegelwand, daß der Abstand der Innenkante derselben und der $\frac{3}{8}$ " Heizrohre von der Wandoberfläche gleich sei. Hinter den Steigrohren legen wir einen Streifen Isolierschichte. In dieser Weise können auch die Steigrohre an der Ausgestaltung der Mitteltemperatur der Heizfläche teilnehmen.

Der Zusammenhang hinsichtlich der mittleren Übertemperatur gestaltet sich, wenn $t_i \neq t_a$ folgendermaßen (Abb. 5) [4]:

$$\vartheta_k = \vartheta_{i0} \frac{\text{th} \frac{ml}{2}}{\frac{ml}{2}} + \vartheta_a \frac{\alpha_{Aa}}{\alpha_{Aa} + \alpha_i} \left(1 - \frac{\text{th} \frac{ml}{2}}{\frac{ml}{2}} \right). \quad (35)$$

In diesem Zusammenhang sind:

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_i + \alpha_{Aa}}{i \lambda_i}} \quad (36)$$

ϑ_k die mittlere Übertemperatur der Heizwand in $^\circ\text{C}$

$$\vartheta_k = t_A - t_i$$

ϑ_{i0} die Übertemperatur vor der Innenkante des Rohres in $^\circ\text{C}$

$$\vartheta_{i0} = t_{i0} - t_i$$

ϑ_a die Übertemperatur der Außenluft in $^\circ\text{C}$

$$\vartheta_a = t_a - t_i$$

i die Dicke der Betonschicht (in m),

λ_i Wärmeleitzahl der Betonschicht, in unserem Fall mit Drahtnetz:

$$\lambda_{in} = 1,3 \text{ kcal/m, h, } ^\circ\text{C},$$

α_{Aa} Wärmedurchgangszahl von der Heizfläche in den Außenraum in $\text{kcal/m}^2, \text{h, } ^\circ\text{C}$,

l Abstand der Heizrohre in m.

Die mittlere Übertemperatur ist aus unseren früheren Berechnungen gegeben, weshalb sämtliche in der Zahl m figurierenden Werte nach der Wahl der Konstruktion berechnet werden können. Unsere Gleichung (35) enthält demgemäß nur einen Unbekannten mehr, nämlich den mit l bezeichneten Rohrabstand.

Nach graphischer Lösung der transzendenten Gleichung (35) mit den gewählten bzw. berechneten Werten der Übertemperaturen

$$\vartheta_{10} = 66,5 - 18,25 = 48,25^\circ \text{ C}$$

$$\vartheta_a = -15 - 18,25 = -33,25^\circ \text{ C}$$

$$\vartheta_k = 23,1 - 18,25 = 4,85^\circ \text{ C}$$

finden wir, daß der letzteren Übertemperatur der Wert von $\frac{ml}{2} = 4,89$ entspricht.

Da

$$m = \sqrt{\frac{a_i + \alpha_{Aa}}{i \lambda_i}} = \sqrt{\frac{7,5 + 1,74}{0,03 \cdot 1,3}} = 15,4$$

so ist

$$l = \frac{2 \cdot 4,89}{15,4} = 0,634 \text{ m.}$$

Die erforderliche Heizrohrlänge, berechnet auf der Grundlage, daß 1 m langes Rohr die Wärmeabgabe eines Wandstreifens von l m Breite deckt, ergibt sich zu

$$L = \frac{F_A}{l} \tag{37}$$

So ist die nötige Länge

$$L = \frac{0,7 \text{ ah}}{0,634} = 1,1 \text{ ah m.}$$

In unserem Falle kann man die Rohrschlange sehr schwer derart ausbilden, daß der Rohrabstand »l« den vorgeschriebenen Wert habe. Der Abstand wird gegebenenfalls mehr oder weniger sein.

Nachstehend wird die Wirkung der Änderung des Rohrabstandes über einen gewissen Wert hinaus überprüft. Die durch 1 m² Wandfläche abgegebene Nutzwärme ist :

$$q_i = a_i \vartheta_k \tag{38}$$

die durch 1 m Rohr abgegebene Wärme q_{ic} (Wärmeabgabe des 1 m breiten Streifens) [3]

$$q_{ic} = l a_i \vartheta_k \quad (39a)$$

bzw.

$$q_{ic} = a_i \left[\left(\vartheta_{l_0} \frac{\text{th} \frac{ml}{2}}{\frac{m}{2}} + \vartheta_a \frac{\alpha_a}{\alpha_a + \lambda_i} \left(l - \frac{\text{th} \frac{ml}{2}}{\frac{m}{2}} \right) \right) \right] \quad (39b)$$

und mit (36)

$$q_{ic} = a_i \left[2 \vartheta_{l_0} \sqrt{\frac{i \lambda_i}{\alpha_i + \alpha_a}} \text{th} \frac{ml}{2} + \vartheta_a \frac{\alpha_a}{\alpha_a + \lambda_i} \left(l - 2 \sqrt{\frac{i \lambda_i}{\alpha_i + \alpha_a}} \text{th} \frac{ml}{2} \right) \right] \quad (39c)$$

Da sich der Wert von $\text{th } x$ von $x = 2,5$ an praktisch nicht mehr sehr ändert ($\text{th } 2,5 = 0,9866$), weiters $\frac{\alpha_{Aa}}{\alpha_{Aa} + \alpha_i} \ll 1$, beeinflusst die Änderung des Rohrabstandes l , ab einem Wert von $\frac{ml}{2} > 2,5$ die durch das 1 lfd. m Rohr abgegebene Wärmemenge nur vernachlässigbar. In unserem Fall $m = 15,4$, können wir so über den Wert

$$l = \frac{2,5 \cdot 2}{m} = \frac{5}{15,4} = 0,325 \text{ m}$$

die Wärmeabgabe 1 lfd. m Rohres praktisch als unverändert betrachten. Dieser Umstand gewährt bei der Ausgestaltung der Rohrschlange eine gewisse Freiheit bzw. Erleichterung.

Die Abb. 6 stellt den Rohrplan des Paneels dar. In der erforderlichen Rohrlänge »L« haben wir die Steigleitungen berücksichtigt.

Wir versehen die durch die Rohrschlange bedeckte Fläche — wie schon erwähnt wurde — über den Schlangen mit einem Drahtnetz. Dadurch wird die gleichmäßigere Verteilung der Wärme gefördert bzw. die Wärmeleitungszahl λ_i (von ca. $\lambda_i = 1$ auf $\lambda_{in} = 1,3$ kcal/m, h, °C) vergrößert. Die Wirkung des Drahteinsetzens kann aus dem Zusammenhang (39c) auch quantitativ festgestellt werden.

Folglich ist die aus 1 lfd. m Rohr erhältliche Wärme mit der Quadratwurzel der Wärmeleitungszahl λ_i praktisch proportional, da der vermindernde Einfluß des in Klammern befindlichen zweiten Gliedes wegen

$$\frac{\alpha_{Aa}}{\alpha_{Aa} + \alpha_i} \left(l - 2 \sqrt{\frac{i \lambda_{in}}{\alpha_i + \alpha_{Aa}}} \text{th} \frac{ml}{2} \right) \ll 1$$

fast vernachlässigbar ist.

Bei Anwendung des Rohrnetzes wird das Gewicht G_c des 1 lfd. m Rohres um das Gewicht lg_n kg/lfd. m des Netzes erhöht (g_n ist das Gewicht des Netzes kg/m²), wogegen die Leistung im Verhältnis $\sqrt{\frac{\lambda_{in}}{\lambda_i}}$ zunimmt, wo λ_{in} die Wärmeleitungsahl der Betonschicht mit Rohrnetz ist.

Das Einsetzen des Netzes ist — auf Einheit des gesamten Eisengewichtes gerechnet — dann wirtschaftlich, wenn

$$\frac{G_c + lg_n}{G_c} \leq \sqrt{\frac{\lambda_{in}}{\lambda_i}} = p. \tag{40}$$

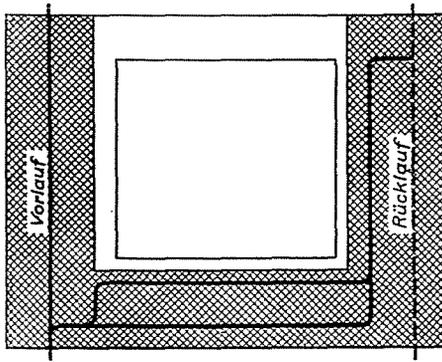


Abb. 6

Davon ist die Bedingung der wirtschaftlichen Ausnützung des angewendeten Eisens, daß

$$g_n \leq \frac{G_c}{l} (p - 1) \tag{41}$$

sei.

Das Gewicht des $\frac{3}{8}$ '' Rohres ist $G_c = 0,83$ kg/lfd. m, l ändert sich zwischen 0,30—0,60 m, $p = \sqrt{\frac{1,3}{1}} = 1,14$. Die Bedingung der auf die Eisengewichteinheit fallenden Wirtschaftlichkeit ist, daß bei

$$l = 0,30$$

$$g_n \leq 0,39 \text{ kg/m}^2,$$

bei $l = 0,6$

$$g_n \leq 0,2 \text{ kg/m}^2.$$

In unserem Falle ist $g_n = 0,5 \text{ kg/m}^2$. Die Einsetzung des Netzes ist daher — bloß das Gewicht des benützten Eisens in Betracht nehmend — nicht

wirtschaftlich. Werden aber die Differenz der Herstellungskosten des Drahtnetzes und die des Rohres sowie die hinsichtlich der Haarrisse der Fläche mit dem Netz erworbenen günstigen Erfahrungen berücksichtigt, so ist es doch zweckmäßig sich für die Anwendung des Netzes zu entscheiden.

Demzufolge ist das ganze Eisengewicht in unserem Fall

$$G_{\delta} = 1,1 ah \cdot 0,83 + 0,5 \cdot 0,7 ah = 1,263 ah \text{ kg.} \quad (42)$$

2. Bei Radiatorenheizung ist (mit zuschlagfreiem Wärmeverlust rechnend) die der Mitteltemperatur von $66,5^{\circ} \text{C}$ entsprechende Wärmedurchgangszahl

$$k = k_{60} \sqrt[3]{\frac{\vartheta_{kr}}{60}} \quad (43)$$

wo

k_{60} die der 60°C mittleren Übertemperatur des Radiators entsprechende Wärmedurchgangszahl in $\text{kcal/m}^2, \text{h}, ^{\circ}\text{C}$

ϑ_{kr} die wirkliche mittlere Übertemperatur der Heizfläche

$$\vartheta_{kr} = 66,5 - 19 = 47,5^{\circ} \text{C}$$

ist.

So ist

$$k = 6,47 \text{ kcal/m}^2, \text{h}, ^{\circ}\text{C}$$

und die Wärmeabgabe der Radiatorheizfläche

$$q_r = 6,47 \cdot 47,5 = 306 \text{ kcal/m}^2, \text{h.}$$

Die nötige Heizkörperfläche ist

$$F_r = \frac{Q_{\delta}}{q_r} = \frac{61,5 ah}{306} = 0,2 ah \text{ m}^2. \quad (44)$$

Das Gewicht der Stahlradiatoren ist 11 kg/m^2 , das der gußeisernen Radiatoren 25 kg/m^2 . So ist das zum Heizkörper zu verwendende Eisengewicht im Falle von Stahlradiatoren

$$G_{St} = 0,2 ah \cdot 11 = 2,2 ah \text{ kg.} \quad (45)$$

im Falle von gußeisernen Radiatoren

$$G_g = 0,2 ah \cdot 25 = 5 ah \text{ kg.} \quad (46)$$

Demgemäß ist in der Hinsicht des erforderlichen Eisenbedarfes die in der Außenwand untergebrachte Strahlungsheizung wesentlich günstiger als die Radiatorenheizung, sei es mit Stahlradiatoren oder mit Gußeisenradiatoren ausgeführt.

ad III. In den Ost- sowie Westländern läßt sich eine mächtige Bestrebung bemerken in dem Sinne, daß die Bauten aus vorgefertigten Elementen an Ort und Stelle zusammengesetzt werden. Dies hat nicht nur die Einführung von Verfahren der Fabrikindustrie und damit die Verbilligung des Bauvorganges



Abb. 7



Abb. 8

zur Folge, sondern bedeutet einen weiteren Riesenschritt auch zur endgültigen Eliminierung des Saisoncharakters. In dieser Hinsicht ist ein sehr wesentlicher Vorteil der Paneelheizung zuzuschreiben, da bei dieser die örtliche Montage nach Einheben der Paneele, die die Größe einer Zimmerwand haben, nur auf das Schweißen der Bindeklammer bzw. der Steigstränge beschränkt wird (Abb. 7—8).

Es ist interessant zu erwähnen, daß laut dieser Methode eine aus 6—8 Personen bestehende Arbeiterpartie bei entsprechender Organisation sämtliche Bauarbeiten eines Hausblockes versehen kann.

Bei der Vergleichung dürfen wir nicht außer acht lassen, daß die Methoden der Vorgefertigung auch bei der Radiatorenheizung große Fortschritte gemacht

haben, es zeigt sich jedoch ein bemerkenswerter Vorteil zugunsten der Panelheizung beim Arbeitsbedarf der zwei Verfahren.

Vor der Zusammenfassung überprüfen wir kurz, wie sich der Wärme- und Eisenbedarf der in Westeuropa sehr verbreiteten, laut der zweiten Entwicklungsrichtung ausgeführten — aber an die Außenwand montierten — Strahlungsheizung zu denselben der an die Decke montierten Strahlungsheizung verhält.

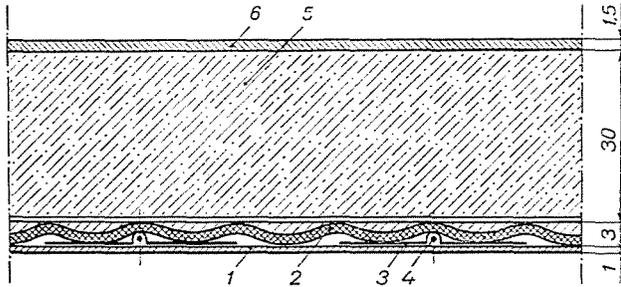


Abb. 9. 1 — Deckenputz. 2 — Isolier-Platte, 3 — Aluminium-Lamelle, 4 — Heizrohrregister, 5 — Betonplatte, 6 — Überkonstruktion

Das Wesen dieser Lösung ist, daß der Strahlungsheizkörper von der Konstruktionswand, die eine große Wärmespeicherefähigkeit besitzt, abgetrennt. möglichst mit einer Ausführung von kleiner Wärmeträgheit ausgebildet wird.

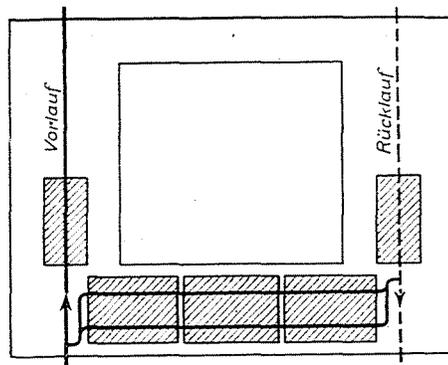


Abb. 10

Eine solche Lösung — als Deckenheizung — wird auf der Abbildung 9 vorgeführt, welche die in den Westländern verbreitete Lösung »System Stramax« darstellt. Legt man die bei dieser Ausführung angewandte Isolierschicht zwischen die Strahlplatte und die Konstruktion der Außenwand, so gestaltet sich auch der Wärmeverlust vorteilhafter als bei der zum Vergleichsgrund dienenden Heizung mit Radiatoren.

Laut der geschilderten Lösung können auch die Steigrohre zur Unterbringung der Aluminiumlamellen benützt werden. So ergibt sich bei einer Übertemperatur vor der Oberkante des Rohres

$$\vartheta_{10} = 48,25^{\circ} \text{ C}$$

und bei einer mittleren Übertemperatur der Heizfläche

$$\vartheta_k = 33^{\circ} \text{ C}$$

der Rohrbedarf außer den Steigrohren zu den die zwei Steigrohre verbindenden Rohren von $\frac{1}{2}'' \varnothing$, der Bedarf an 1 mm dicken Aluminiumlamellen zu 0,17 ah m², während der Wärmeverlust, mit Isolierung nur unter der Heizfläche, 79 ah kcal/h beträgt.

Bei der sog. Volldeckenheizung ergibt sich im Falle gleicher Übertemperatur von $\vartheta_{10} = 48,25$ und einer mittleren, die Behaglichkeit noch sichernden Übertemperatur [6] von $\vartheta_k = 18^{\circ} \text{ C}$ der Lamellenbedarf zu 0,62 ah m², und bei Randzonenstrahlungsheizung mit gleichen Temperaturen wie oben d. h. $\vartheta_{10} = 48,25$ und $\vartheta_k = 33^{\circ} \text{ C}$, zu 0,227 ah m².

Außerdem ist in beiden Fällen auch der Rohrbedarf höher als bei der in der Außenwand untergebrachten Lösung.

Zusammenfassung

Nach Feststellung der Bedingungen der gleichen Behaglichkeit des durch Außenwand und mit Radiatoren geheizten Raumes haben wir den Wärme- und Eisenbedarf bzw. die technologische Ausführung beider Heizungssysteme verglichen.

In unserem Lande verleiht dieser Frage die Vorfabrikierung und damit die planmäßige Entwicklung des Panel-Bausystems eine besondere Aktualität.

Die Vergleichung beider Systeme führt zu folgenden Ergebnissen:

1. Der Wärmebedarf der Außenwandheizung ist bei gleicher Außenwandkonstruktion um 12–16% größer als derselbe der Radiatorenheizung mit an der Außenwand angelegten Radiatoren.

2. Dagegen ist der zur Herstellung der Heizflächen erforderliche Eisenbedarf um 42% weniger als bei Heizung mit Strahlradiatoren und um 74,5% weniger als bei Heizung mit gußeisernen Radiatoren.

3. Auch in technologischer Hinsicht ist die Panelheizung durch die Außenwand vorteilhafter, da dies die kostspielige Montagearbeit an Ort und Stelle auf das Minimum vermindert und die fabrikmäßige Vorfabrikierung sichert.

4. Als einen weiteren Vorteil der Panelheizung müssen wir noch die verhältnismäßig einfache Lösung der Kühlung im Sommer erwähnen.

5. Laut der in unserem Institut diesen Winter durchgeführten Versuche können die in 3–3,5 cm dicke Paneele eingemauerten Rohre von $\frac{3}{8}''$ bei entsprechender Ausgestaltung des Panels mit Dampf von 110–120° C auch geheizt werden. Dies ermöglicht eine weitere bedeutende Ersparnis an Eisen.

6. Die Panelheizung nach den westlichen Systemen kann darüber hinaus in der Weise weiterentwickelt werden, daß auch ihr Wärmebedarf günstiger sei als bei der Radiatorenheizung.

Dieser prinzipiell leicht beweisbare Vorteil ist allerdings für die Lösung mit einbetonierten Rohren mittels entsprechenden technologischen Verfahrens zu realisieren.

Im Sinne des Obigen ist die Bestrebung begründet, bei einigen Panelbauten dieses Heizungssystem zu verwirklichen, um daraus die praktischen Erfahrungen sammeln zu können.

Literatur

1. NUSSELT, W.: Graphische Bestimmung des Winkelverhältnisses. Z. V. D. I. Bd. 72. 1928. S. 673.
2. Prof. MISSE-NARD, M. A.: A francia épületgépészet fejlődése az utóbbi tíz év során, különös tekintettel a sugárzó fűtésre (Die Entwicklung der Heizungstechnik in Frankreich in den letzten 10 Jahren, mit besonderer Hinsicht auf die Strahlungsheizung). „Épületgépészet” (Baainstallation), 1955. Heft 6. S. 60.
3. MACSKÁSY, Á.: A sugárzófűtés gazdaságosságának megjavítása (Die Verbesserung der Wirtschaftlichkeit der Strahlungsheizung). „Épületgépészet” (Baainstallation), 1952. Heft. 1. S. 1.
4. MACSKÁSY, Á.: Sugárzófűtés (Strahlungsheizung). Ausgabe des Instituts für Ingenieurfortbildung. 1954.
5. I. F. LIWTSCHAK (И. Ф. ЛИВЧАК): Системы отопления с бетонными отопительными панелями. (Heizungssysteme mit geheizten Betonpaneelen).
6. KOLLMAR, A.: Welche Deckentemperatur ist bei der Strahlungsheizung zulässig. Ges. Ing. 1954. Heft. 1—2. S. 22.

Prof. Árpád MACSKÁSY, Budapest, XI., Budafoki út 4—6.