

# PRINZIPIELLE GRUNDLAGEN DER STRAHLUNGSHEIZUNG VON GROSSRÄUMEN

Von

Dr. Ing. Á. MACSKÁSY

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

Eingegangen am 18. Mai, 1963

Im Zusammenhang mit der Großraumheizung ergeben sich auch im allgemeinen Fragen, die bisher in befriedigender Weise nicht beantwortet wurden, so unter anderen:

- a) Wärmeverlust der Großräume bei gleichmäßiger Temperaturverteilung, berechnet auf Grund von Wärmeleichgewichts-Gleichungen,
- b) »resultierende Temperatur« der Großräume (die gleichzeitig hinsichtlich der Behaglichkeit als Vergleichungsgrundlage dient),
- c) das Verhältnis der auf Grund der normalen Transmissionsberechnung sich ergebenden Wärmemenge zu dem im Punkt a) angedeuteten Wärmeverlust.

Im Zusammenhang mit der Strahlungsheizung sind noch folgende Fragen zu beantworten:

- d) die an den Strahlungsheizkörpern durch die Bedingung der Behaglichkeit zulässige maximale Temperatur,
- e) die Gestaltung des Wärmeverlustes im Verhältnis zu dem im Punkt a) angedeuteten Wärmeverlust,
- f) Berechnung der Wärmeabgabe der Strahlplatten mit besonderer Rücksicht auf die Wärmemengen, die nach der Decke gestrahlt und durch Konvektion an die Luft übergeben werden.

Mit expliziten mathematischen Zusammenhängen lassen sich die gestellten Fragen nicht beantworten, weshalb wir unsere Folgerungen aus der Untersuchung mehrere, verschiedene Kantenverhältnisse besitzender Großräume zogen. Die Wärmedurchlaßkoeffizienten der Begrenzungskonstruktionen des Großraumes wurden in den einzelnen Untersuchungen mit jeweils anderen Werten aufgenommen. Sie charakterisieren innerhalb der üblichen Methoden »wohl« bzw. »schwach« wärmeisolierte Begrenzungskonstruktionen.

## ad a) Wärmeverlust des Großraumes bei gleichmäßiger Temperaturverteilung

Der Wärmeverlust kann aus den auf der inneren Fläche der begrenzenden Konstruktionen auftretenden Temperaturen einfach berechnet werden. Diese

letzteren ergeben sich aus der Lösung des nachstehenden — in symbolischer Form aufgeschriebenen — Gleichungssystems:

1. Wärmegleichgewicht des Bodens:

$$Q_{BD} + Q_{BW} + Q_{BL} + Q_{Ba} = 0,$$

2. Wärmegleichgewicht der Decke:

$$Q_{DB} + Q_{DW} + Q_{DL} + Q_{Da} = 0,$$

3. Wärmegleichgewicht der Wände:

$$Q_{WB} + Q_{WD} + Q_{WL} + Q_{Wa} = 0.$$

Die einzelnen Indexe bedeuten hier:

$B$  = Fußboden

$D$  = Decke

$W$  = Seitenwände

$L$  = Luft

$a$  = die Außenatmosphäre

Im Index des  $Q$  verweisen die zwei Oberflächen entsprechenden Buchstaben auf Wärmemengen, die durch Strahlung und der Buchstabe  $L$  auf Wärmemengen, die durch Konvektion ausgetauscht werden.

Mit der Wahl einer Temperatur verbleiben im Gleichungssystem nur noch drei weitere Unbekannte, es kann somit gelöst werden. Ein erheblicher Fehler des Gleichungssystems — und auch der normalisierten Transmissionsberechnung — ergibt sich daraus, daß in ihnen die Art und Weise der Wärmezuführung, die den Wärmeverlust bzw. die Temperatur der Luft und der Begrenzungskonstruktionen oft *bedeutend* ändert, nicht figuriert und auch die aus der ungleichmäßigen Temperaturverteilung entstehenden Änderungen in ihnen nicht zum Ausdruck gelangen! Aus diesem Grunde kann der aus dem System ermittelte Wärmeverlust eigentlich nur einen fiktiven — allerdings sehr günstigen — Wert darstellen.

Das Gleichungssystem kann nur mittels vielfach wiederholter Iteration, somit nur auf mechanisiertem Wege gelöst werden, da auch sämtliche Wärme-strömungskoeffizienten selbst Funktionen der Wurzeln der Gleichung sind.

Die Berechnungen wurden unter Wahl der Lufttemperatur für die in der Einleitung erwähnten Gebäude mit verschiedenen Kantenverhältnissen und mit unterschiedlicher Isolierung durchgeführt und die Ergebnisse in einer

Tabelle zusammengefaßt. Auf ihre Mitteilung müssen wir hier wegen Raum-  
mangel verzichten, als unerwartete interessante Erscheinung sei indessen  
erwähnt, daß die Lösung der Gleichungen sehr große Abweichungen in den Tempe-  
raturen der Luft und der begrenzenden Konstruktionen ergibt. Das hat seinen Grund  
darin, daß zwischen den begrenzenden Konstruktionen freiliegender Groß-  
räume nur ein unbedeutender Strahlungswärmeaustausch stattfindet, da die  
Begrenzungskonstruktionen als Außenwände (oder Decke) annähernd gleiche  
Oberflächentemperaturen haben. Derart besteht der sogenannte innere Wärme-  
übergabe-Koeffizient im wesentlichen nur aus einem Konvektionsteil. Auf  
Grund der Gleichung

$$t_w = t_L - q_w \frac{1}{a_b}$$

wird somit der große Unterschied zwischen den Luft- und Wandoberflächen-  
temperaturen verständlich.

Der aus der Lösung des Gleichungssystems resultierende Wärmeverlust  
wird im folgenden »fiktiver Wärmeverlust« genannt.

#### ad b) Die resultierende Raumtemperatur

Zu ihrer Berechnung sind mehrere Methoden bekannt. Aus der die  
Behaglichkeit der im Raum weilenden Personen ausdrückenden Wärmegleich-  
gewichtsgleichung kann auch auf mathematischem Wege die Richtigkeit des  
üblichen empirischen Zusammenhanges

$$t_R = 0,55 t_{MStr} + 0,45 t_L \quad (4)$$

bewiesen werden.

Hier ist

$t_{MStr}$  = die mittlere Strahlungstemperatur des Raumes, bezogen auf den  
im Raum befindlichen Menschen.

Die Strahlungstemperatur  $t_{MStr}$  wird zweckmäßigerweise mit dem arith-  
metischen Mittel des auf den Körper und den Fuß bezogenen Wertes, das  
heißt nach dem Zusammenhang

$$t_{MStr} = \frac{t_{KStr} + t_{FStr}}{2} \quad (5)$$

berechnet. Die Größen  $t_{KStr}$  und  $t_{FStr}$  errechnen sich hierbei zu

$$t_{KStr} = \sqrt[4]{\sum_{i=1}^n \varphi_{ki} T_i^4 - 273} \quad \text{und} \quad (6)$$

$$t_{FSir} = \sqrt[4]{\sum_{i=1}^n \varphi_{Fi} T_i^4 - 273}. \quad (7)$$

ad c) Das Verhältnis der auf Grund der normalisierten Transmissionsberechnung ermittelten Wärmemenge zu dem unter Punkt a) erörterten fiktiven Wärmeverlust

Nach Bestimmung der Temperaturen der begrenzenden Oberflächen und dadurch des »fiktiven Wärmeverlustes« des Raumes sowie der resultierenden Temperatur  $t_R$  wurde die Erarbeitung von Verhältniszahlen möglich, die es gestatten, den nach der Norm berechneten (oder in einer anderen Weise ermittelten) Wärmebedarf eines geheizten Raumes mit dem unter Punkt a) geschilderten »fiktiven Wärmeverlust« zu zergleichen. Diese Zahl ist in dem Quotienten

$$K_{id} = \frac{q_B}{t_R - t_a} \quad \text{kcal/m}^2 \text{ Boden, h, Grad} \quad (8)$$

gegeben, wenn

$q_B$  den an Hand der Wärmebilanzen berechneten, der Verallgemeinerung halber auf 1 m<sup>2</sup> Bodenfläche bezogenen Wärmeverlust bezeichnet.

Die Güte der verschiedenen Heizsysteme eines Großraumes ist durch das Maß gekennzeichnet, um welches ihre Kennzahlen sich der aus dem idealen Wärmeverlust stammenden Kennzahl  $K_{id}$  nähern.

Wir gelangen zu einer außerordentlich interessanten Erkenntnis, wenn wir den Quotienten des nach der normalen Berechnung (ohne Zuschläge!!) ermittelten Wärmeverlustes  $q_{irB}$  und der wie oben berechneten Kennzahl  $K_{id}$  untersuchen. Auf diese Weise erhalten wir jene Differenz zwischen der resultierenden und der äußeren Temperatur, die mit dem Wärmebedarf — berechnet auf Grund der Normen — überbrückt werden kann, das heißt die Werte

$$t_R^* - t_a = \frac{q_{irB}}{K_{id}} = \frac{q_{irB}}{q_B} (t_R - t_a). \quad (9a)$$

Die hieraus ermittelbare

$$t_R^* = t_a + \frac{q_{irB}}{q_B} (t_R - t_a) \quad (9b)$$

zeigt im allgemeinen Identität mit der der Transmissionsrechnung zu Grunde gelegten Temperatur  $t_i$ , mit anderen Worten, die normale Transmissionsberechnung ergibt einen Wärmebedarf — der selbst ohne Eckzuschlag — die resultierende (oder ihr sehr nahe stehende) Temperatur sichert.

Dies ist, wie schon erwähnt, darauf zurückzuführen, daß bei der Berechnung der Wärmeströmung durch die Außenwände die Temperatur der übrigen Außenwände als identisch mit der Innentemperatur angenommen wird, das heißt, bei der Transmissionsberechnung wird ein Strahlungsaustausch zwischen Wänden mit gleicher Temperatur und Decke mit annähernd gleicher Temperatur in Betracht gezogen, obwohl dies überhaupt nicht oder kaum zustande kommen kann. In dieser Weise wird  $\alpha_B$  bei der Transmissionsberechnung mit einem größeren als seinem wirklich entstandenen Wert in Rechnung gestellt.

#### ad d) Die an Strahlungsheizkörpern durch die Bedingung der Behaglichkeit zulässige maximale Temperatur

Die an den Strahlplatten oder infraroten Strahlungsheizkörpern zulässige maximale Temperatur wird dadurch bestimmt, daß die Entwärmung des

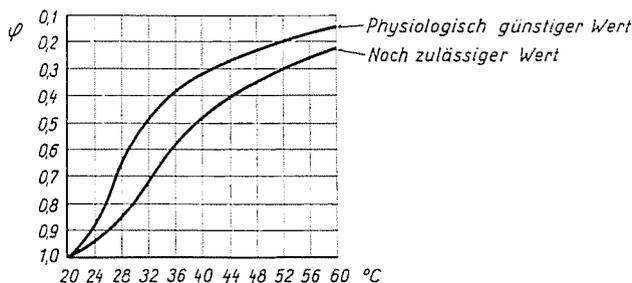


Abb. 1

Schädeldaches bei angenehmer (oder während der kurzen Dauer der ungünstigen Witterung) bei annehmbarer Behaglichkeit vor sich geht.

Als Ausgangsbasis diente die auf Grund der Chrenkoschen Versuche aufgetragene Kurve »B«, die in Abhängigkeit von den auf die Heizkörper bezogenen Einstrahlzahlen des Schädeldaches die noch verwendbaren Temperaturen enthält (Abbildung 1). Diese Kurve kann in einem hinsichtlich der Praxis sehr wichtigen Intervall  $\varphi_{K0H} = 0,7—0,23$  bei einer die Behaglichkeit sichernden Schädeltemperatur  $t_{K0} = 31,5^\circ \text{C}$  und bei einer Temperatur  $t_{HU} = 16^\circ \text{C}$  der nicht geheizten Fläche oberhalb der Kopfebene mit dem Zusammenhang

$$t_H = 100 \sqrt[4]{16,214 \frac{\varphi_{K0U}}{\varphi_{K0H}} + 85,97 - \frac{3,943}{\varphi_{K0H}} - 273} \quad (10)$$

mit praktisch vollständiger Genauigkeit aufgeschrieben werden.

In diesem Zusammenhang bezeichnet

$\varphi_{K0H}$  die auf die Strahlungsheizkörper bezogene Einstrahlzahl des Schädeldaches,

$\varphi_{K0U} = 1 - \varphi_{K0H}$  die auf die Gesamtheit der nicht geheizten Oberflächen oberhalb der Schädelebene bezogene Einstrahlzahl.

In Wohnungs- und Büroräumen läßt sich die maximale Temperatur des Heizkörpers nach diesem Zusammenhang auch dann bestimmen, wenn  $\varphi < 0,23$  (das heißt auch über die von Chrenko geprüfte Grenze hinaus). Bei diesen Heizflächentemperaturen ergibt sich die spezifische Wärmeabgabe des Kopfes bei einer Lufttemperatur von  $t_i = 18^\circ \text{C}$  zu dem — die durchschnittliche Wärmeabgabe des Körpers wesentlich überschreitenden — Wert von

$$q = 65,0 \text{ [kcal/m}^2, \text{ h]}.$$

In einem als Arbeitsraum benützten Großraum ergibt sich bei

$t_L = 15^\circ \text{C}$  Lufttemperatur,

$t_{Hu} = 10^\circ \text{C}$  Wand- und Deckentemperatur oberhalb der Kopfebene,

$t_{Ko} = 32^\circ \text{C}$  Schädeltemperatur und bei einer erhöhten spezifischen Wärmeabgabe für das Schädeldach von

$q_{Ko} = 90 \text{ kcal/m}^2, \text{ h}$

der Zusammenhang

$$t_H = 100 \sqrt[4]{22,362 \frac{\varphi_{K0U}}{\varphi_{K0H}} + 86,605 - \frac{6,75}{\varphi_{K0H}} - 273}, \quad (11)$$

während sich bei

$t_L = 12^\circ \text{C}$ ,

$t_{Hu} = 7^\circ \text{C}$ ,

$t_{Ko} = 32^\circ \text{C}$  und

$q_{Ko} = 100 \text{ kcal/m}^2, \text{ h}$ ,

ein Zusammenhang von

$$t_H = 100 \sqrt[4]{25,05 \frac{\varphi_{K0U}}{\varphi_{K0H}} + 86,605 - \frac{6,65}{\varphi_{K0H}} - 273} \quad (12)$$

ergibt. Diese Formel kann auch bei infraroten Strahlungsheizungen benützt werden.

Bei Verwendung dieser Zusammenhänge mußten die Einstrahlzahlen  $\varphi_{K0H}$  auch für solche Fälle bestimmt werden, für die sie bisher noch nicht bekannt waren. Sie werden in einem besonderen Artikel und auf besonderen Nomogrammen erörtert.

### ad e) und f) Gestaltung des Wärmeverlustes und der Wärmeabgabe der Strahlplatten in Räumen mit Strahlplattenheizung

Die Anwesenheit von Heizkörpern oder sonstigen Wärmeübermittlern erhöht den Wärmebedarf des Raumes merklich, ja sogar sehr bedeutend.

Sind die Strahlplatten in der Nähe der Decke angebracht, sind wir in der Lage, den tatsächlichen Wärmeverlust zwischen zwei Grenzen zu zwingen, die von einander nicht stark abweichende Resultate ergeben und die unbestreitbar den günstigsten bzw. den ungünstigsten Wert darstellen. Der Wärmeverlust kann nicht günstiger sein als jener, der eintreten würde, wenn die Verteilung der Lufttemperatur im Raum gleichmäßig wäre, und kann demgegenüber nicht größer sein als jener, der sich einstellen würde, wenn auch die von den Strahlplatten abgegebene Konvektionswärmemenge ausschließlich auf die Decke übertragen würde. In diesem letzteren Falle wird das Wärmegleichgewicht der Luft ausschließlich von den Temperaturen des Fußbodens, der Wände und der Decke bestimmt, und die sich so entwickelnde niedrigere Lufttemperatur hat sich in der resultierenden Temperatur und schließlich in der durch den Zusammenhang (8) ausgedrückten Kennzahl ausgewirkt. Im weiteren wird der in voriger Weise berechnete Wärmeverlust kurz der »ideale«, der letztere hingegen der »wirkliche« genannt.

Die nachstehenden Wärmebilanzen werden für die beiden oben erwähnten Fälle aufgestellt. Unseren Folgerungen werden die aus den Bilanzen resultierenden Temperaturen der Luft, der Begrenzungswände sowie der Strahlplatten zugrunde gelegt. Die Gleichungssysteme wurden mit Hilfe digitaler Rechenmaschinen auf vier Stellen genau gelöst.

Die *Wärmegleichgewichtsgleichungen* bei »idealer« Strahlungsheizung:

1. Wärmegleichgewicht des Fußbodens:

$$Q_{BD} + Q_{BW} + Q_{BL} + Q_{BS} + Q_{Ba} = 0, \quad (13)$$

2. Wärmegleichgewicht der Decke:

$$Q_{DB} + Q_{DW} + Q_{DL} + Q_{DS} + Q_{Da} = 0, \quad (14)$$

3. Wärmegleichgewicht der Begrenzungswände:

$$Q_{WB} + Q_{WD} + Q_{WL} + Q_{WS} + Q_{Wa} = 0, \quad (15)$$

4. Wärmegleichgewicht der Luft:

$$Q_{LB} + Q_{LD} + Q_{LW} + Q_{LS} = 0. \quad (16)$$

Bei der »wirklichen« Strahlungsheizung erleidet die Wärmebilanz der Decke und der Luft eine Änderung und zwar wird die Wärmebilanz der Decke:

$$Q_{DB} + Q_{DW} + Q_{DL} + Q'_{DS} + Q_{Da} = 0, \tag{17}$$

die der Luft:

$$Q_{LB} + Q_{LD} + Q_{LW} = 0. \tag{18}$$

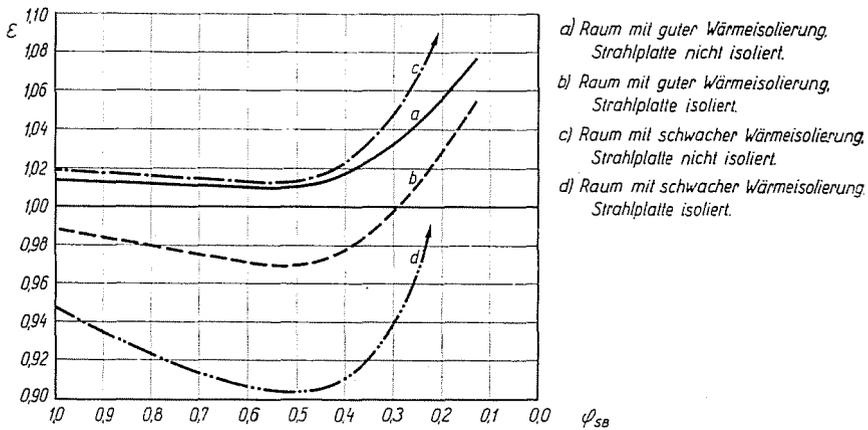


Abb. 2

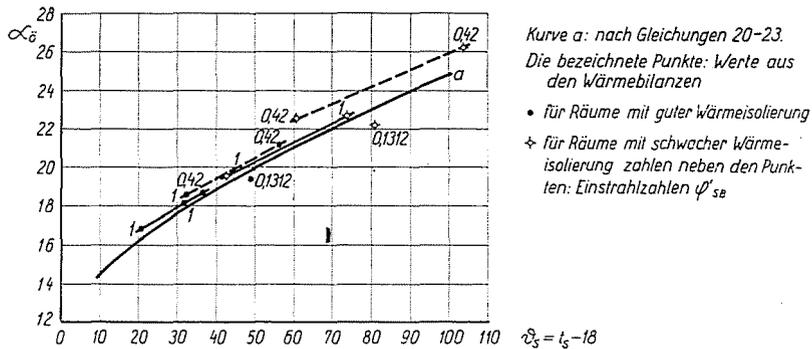


Abb. 3

In Gleichung (17) ist der Wert von  $Q'_{DS}$  den Gleichungen (14) und (16) zu entnehmen. Sein Wert kann durch den Zusammenhang

$$Q'_{DS} = Q_{DS} + Q_{LS} \tag{19}$$

a usgedrückt werden.

Das Gleichungssystem wurde für je 24 verschiedene Fälle der »idealein und der »wirklichen« Strahlungsheizung gelöst. Die 24 Fälle ergeben sich wie

folgt: drei Großräume mit verschiedenen Kantenverhältnissen in der einen Variante mit wohl, in der anderen Variante mit schwach isolierten begrenzenden Konstruktionen. In jeder Variante nahmen wir zwei verschiedene Strahl-

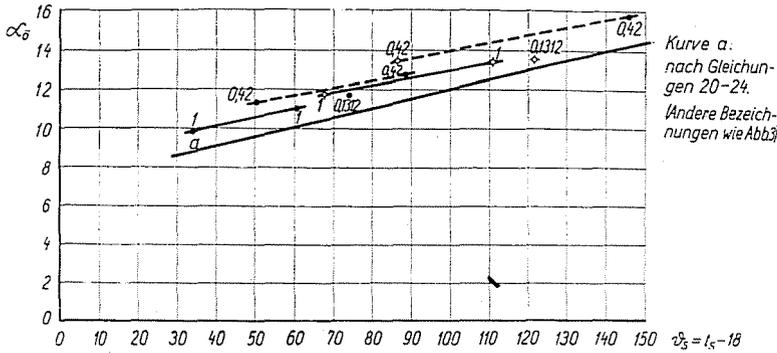


Abb. 4

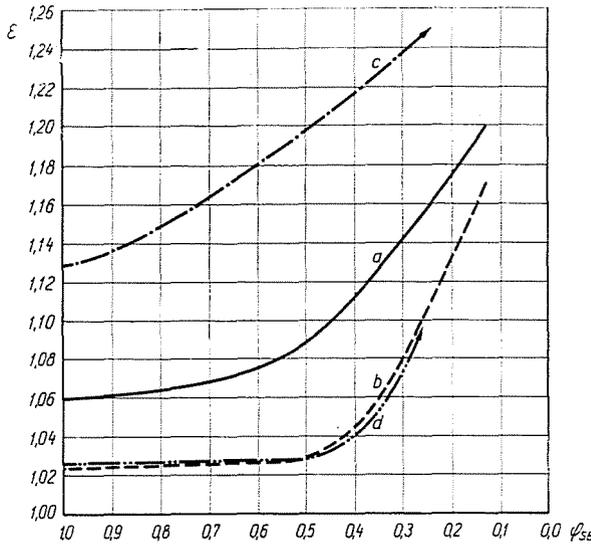


Abb. 5

plattengrößen an, und zwar das eine Mal ohne Isolierung, das andere Mal mit Isolierung auf der oberen Seite. In dieser Weise erhielten wir von einem außerordentlich umfangreichen Gebiet Angaben, aus welchen Folgerungen gezogen und verallgemeinert werden können.

Da der Raum zur Veröffentlichung der die Ergebnisse enthaltenden, aus 40 Spalten und 24 Zeilen bestehenden Tabelle nicht zur Verfügung steht, haben wir die uns in erster Reihe interessierenden Angaben in die hier zu erläuternden Diagramme aufgetragen.

In den Abbildungen 2 und 5 sind die für den Wärmeverlust charakteristischen Kennwerte

$$\varepsilon_1 = \frac{K_{ids}}{K_{id}} \text{ bzw. } \varepsilon_2 = \frac{K_s}{K_{id}}$$

aufgetragen, u. zw. in Abhängigkeit von den Einstrahlungszahlen der Strahlplatten-Anbringungsebene, bezogen auf die Fußbodenebene des Großraumes.

In den Abbildungen 3 und 6 sind die aus dem Gleichungssystem für die nichtisolierten Strahlplatten ermittelten Wärmeabgabefaktoren sowie — zu Vergleichszwecken — die an Hand der nachstehenden Zusammenhänge berech-

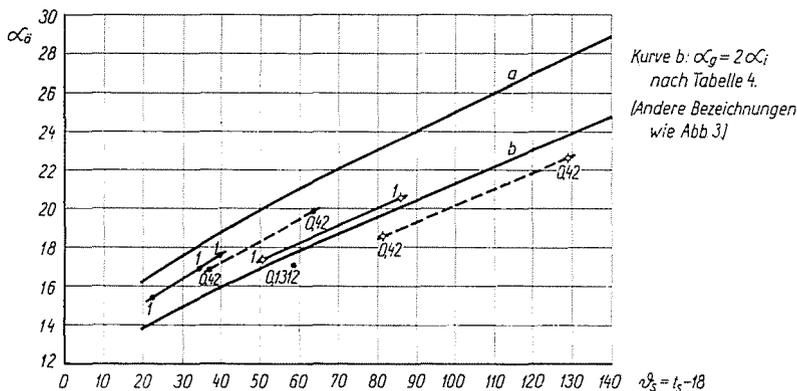


Abb. 6

neten Wärmeabgabefaktoren als Funktionen der Strahlplatten-Übertemperatur auftragen:

$$a_{Si} = a_{Se} = a_s = C \frac{\left(\frac{T_S}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_R}{100}\right)^4}{\Delta T} \tag{20}$$

$$a_{Ci} = 0,55 \sqrt[4]{t_S - t_R} + 0,47 \sqrt[3]{t_S - t_R} \tag{21}$$

$$a_{Ce} = 1,15 \sqrt[4]{t_S - t_R} + 0,85 \sqrt[3]{t_S - t_R} \tag{22}$$

$$a_g = a_{Si} + a_{Ci} + a_{Se} + a_{Ce} \tag{23}$$

(Der Index *i* bezeichnet die nach unten und der Index *e* die nach oben weisende Richtung.)

In Abbildung 6 ist außerdem der zweifache Wert des Wärmeabgabefaktors der unteren Strahlplattenebene aufgetragen:

$$a'_g = 2(a_{Si} + a'_{Ci})$$

Tabelle I

Ergebnisse der Messungen an den Modellen

Zeitpunkt d. Messung	Lage und Isolierung der Platte	Art der Heizung	$\eta'_{SR}$	Außentemp. $t_a$	Temp. des mittl. Teiles des Bodens $t_{Bm}$	Temp. des Bodens $t_B$	Temp. der Decke $t_D$	Temp. der Wände $t_W$	Temp. der Fenster $t_F$	Temp. der Tür $t_T$	Mittl. Temp. der Luft $t_L$	Temp. d. Luft. in Arbeitszone $t'_L$	Temp. d. Luft. unter d. Decke $t_{LD}$	Temp. der Heizkörper $t$			Leistung des Heizstromes $Q_{WH}$	$Q_a/Q_c$
														1.	2.	3.		
II. 7.	Platten oben isoliert	Str.	0,42	8,8	20,0	19,1	23,7	18,3	19,0	16,0	20,7	19,0	23,8	64	73	45	0,710	82,65
		Konv.			19,8	19,8	24,8	21,1	19,2	18,1	24,8	22,3	29,1	63	54	57	0,859	
II. 14.	Platten oben isoliert	Str.	0,42	4,5	19,8	19,3	24,1	17,3	16,4	15,0	21,0	18,1	23,9	69	79	56	1,172	89,40
		Konv.			19,4	19,8	23,8	20,1	18,4	15,3	26,3	23,3	29,4	87	44	83	1,305	
II. 23.	Platten in der Höhe 0,5 h isoliert	Str.	0,6	5,2	20,6	20,6	23,8	22,0	—	—	21,9	21,4	23,0	66	72	34	1,252	72,70
		Konv.			19,5	19,5	23,4	22,3	—	—	25,5	23,9	28,8	82	36	79	1,722	
II. 27.	Platten in der Höhe 0,5 h isoliert	Str.	0,6	6,0	20,7	22,2	22,6	21,0	—	—	22,1	20,1	24,1	62	72	36	0,623	74,05
		Konv.			19,6	19,8	22,5	22,1	—	—	25,3	22,4	28,2	81	36	78	0,841	
III. 2.	Platten oben ohne Isolierung	Str.	0,42	7,5	19,9	18,8	27,9	19,6	17,0	14,5	20,7	19,8	22,4	64	63	34	1,725	91,80
		Konv.			19,6	19,1	21,7	18,1	17,6	15,3	23,8	21,2	28,2	80	36	78	1,879	
III. 8.	Platten in der Höhe 0,5 h ohne Isolierung	Str.	0,6	7,1	20,5	19,1	21,2	17,9	16,7	14,3	21,8	20,0	25,0	60	62	30	1,320	77,40
		Konv.			19,7	19,7	20,7	19,9	18,0	15,8	24,1	21,8	28,2	82	40	80	1,570	

In den Abbildungen 4 und 7 sind die Wärmeabgabefaktoren der isolierten Strahlplatten in denselben Varianten wie oben aufgetragen. Auf der oberen Seite der Strahlplatte haben wir die Temperatur ähnlich berücksichtigt wie in den Gleichungen (13)—(19), das heißt nach der Formel

$$t_{Se} = t_R + \varrho(t_S - t_R), \quad (24)$$

wo  $\varrho$  der die Isolierung der Strahlplatte ausdrückende Faktor bezeichnet. Der in unserem Fall gewählte Wert von  $\varrho = 0,2$  drückt daher aus, daß die

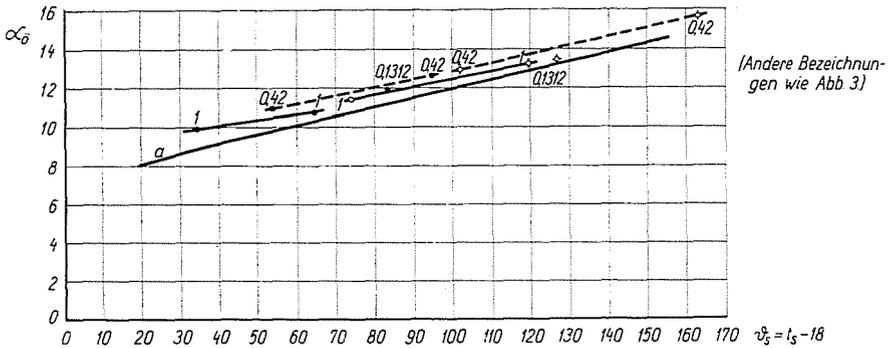


Abb. 7

Übertemperatur der oberen Strahlplattenseite im Verhältnis zur Raumtemperatur nur 20% der Übertemperatur der unteren Seite erreicht.

Aus den Abbildungen lassen sich folgende Lehren ziehen:

ad e) *Verhältnis des Wärmeverlustes zu dem unter Punkt a) behandelten »fiktiven« Wärmeverlust*

1. Die Höhe des Wärmeverlustes beeinflusst in vernachlässigbarem Maße die Frage, welche zusammenhängende Wertpaare der Oberfläche und der Temperaturen an den in der gleichen Höhe angebrachten Strahlplatten zum Gleichgewicht der Wärmebilanz gewählt bzw. in Rechnung gestellt werden, mit anderen Worten, ob wir mit kleinflächigen Strahlplatten und hoher Temperatur oder mit großflächigen Strahlplatten und niedriger Temperatur zu heizen wünschen.

2. Sind die Strahlplatten an ihrer oberen Fläche isoliert, gestaltet sich der Wärmeverlust des mit Strahlplatten geheizten Großraumes im Verhältnis zum fiktiven Wärmeverlust in der »idealen« sowie in der »wirklichen« Variante sehr günstig, gleichviel, ob die Wärmeisolierung des Großraumes gut oder schwach ist.

In der »idealen« Variante zeigt sich zwischen  $\varphi'_{SB} = 1 \sim 0,25$  eine Ersparnis (Abbildung 2), während es in der wirklichen Variante bei  $\varphi'_{SB} \geq 0,4$  einen Mehrverbrauch zwischen 3—4% gibt, der bei  $\varphi'_{SB} = 0,4 - 0,3$  allmählich auf 8% (Abbildung 5) ansteigt.

Bei dieser Feststellung darf nicht außer acht gelassen werden, daß der Vergleich mit einem nicht erzielbaren, günstigen, »fiktiven« Wärmeverlust angestellt wurde, der zugleich eine dem zugrunde gelegten  $t_i$  gleichwertige *resultierende Temperatur* sichert.

Im Interesse der entsprechenden Beurteilung des angeführten Ergebnisses weisen wir auf das letzte Kapitel unseres Aufsatzes hin, wo die Modellversuche zur Ermittlung des Wärmebedarfs bei Strahlungs- und Konvektionsheizung von 2 Großräumen erörtert wird.

3. Bei *nichtisolierten Strahlplatten* zeigt sich in der »idealen« sowie in der »wirklichen« Variante (Abbildungen 2 und 5, Kurven *a, c*) ein Plus im Verhältnis zum fiktiven Wärmebedarf. Während in der »idealen« Variante die Wärmeisolierung des Großraumes kaum eine Rolle spielt, kann das Plus in dem »wirklichen« Fall im Großraum mit schlechter Wärmeisolierung Ausmaße annehmen (bei  $\varphi'_{SB} = 1 - 0,3$  zwischen 13 und 24%), die die Verwendung nichtisolierter Strahlplatten unwirtschaftlich macht. Selbst in einem Großraum mit guter Wärmeisolierung kann ein so großer Mehrwärmeverlust entstehen (bei  $\varphi'_{SB} = 1 - 0,3$  bis 6—13%), daß der Verwendung nichtisolierter Platten in jedem Falle sorgfältige Wirtschaftlichkeitsprüfungen vorangehen sollten. Diese Untersuchung hat zu entscheiden, ob die mit der kleineren Plattenoberfläche erzielte Investitionseinsparung die Kosten der während der Amortisationszeit entstehenden Mehrwärmeverluste deckt.

Unsere Rechnungen beweisen zugleich, daß der Wärmeverlust bei Verwendung nichtisolierter Platten in erster Linie und weitgehend von der Wärmedurchlaßzahl der Decke abhängt, was sich damit erklären läßt, daß die Einstrahlungszahl der oberen Plattenfläche auf die Decke ( $\varphi_{SD}$ ) annähernd der Einheit gleich ist!

ad f) *Wärmeabgabe der Strahlplatten bei der idealen und wirklichen Strahlungsheizung*

Im Sinne der Abbildungen 3 und 4 sind die tatsächlichen Wärmeabgabehzahlen der nichtisolierten und der isolierten Strahlplatten bei »idealer« Strahlungsheizung größer als die an Hand der Zusammenhänge (20)—(24) kalkulierbaren Werte. Eine Ausnahme bilden nur die in sehr schmalen und hohen Räumen ( $\varphi'_{SB} \leq 0,25$ ) angebrachten Strahlplatten ohne Isolierung, da deren in Betracht kommenden Wärmeabgabehzahlen kleiner sind als die aus den erwähnten Zusammenhängen berechneten.

Die Abbildungen 6—7 geben die in Frage kommenden Wärmeabgabehzahlen der in der »wirklichen« Strahlungsheizung verwendeten Strahlplatten an.

Nach diesen Abbildungen sind die verwendbaren Wärmeabgabewerte der nichtisolierten Platte im allgemeinen höher als der zweifache Wert der Wärmeabgabewerte der unteren Fläche. Eine Ausnahme bilden die in einem schmalen, hohen Raum ( $\varphi'_{SB} \leq 0,25$ ) angebrachten Platten sowie die in schlecht isolierten Großräumen mit günstigerer Form angebrachten Platten (Abbildung 6). Die Wärmeabgabewerte der oben isolierten Platten sind in allen in der Praxis vorkommenden Fällen mindestens so günstig wie die aus den Zusammenhängen (20)—(24) berechneten Werte!

In unseren früheren Feststellungen deuteten wir die Wärmedurchlaßzahlen der Begrenzungskonstruktionen des Großraumes mit dem Zusammenhang

$$\alpha = \frac{1}{\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_a}}$$

und setzten sie mit den nachstehenden Zahlwerten in die Rechnung ein: Im Großraum mit guter Wärmeisolierung die Wärmedurchlaßzahl der Decke mit  $K_D = 1$  [kcal/m<sup>2</sup>, h, Grad],

die durchschnittliche Wärmedurchlaßzahl der Seitenwände mit  $K_W = 2,4$  [kcal/m<sup>2</sup>, h, Grad],

im Großraum mit schwacher Isolierung die Wärmedurchlaßzahl der Decke mit  $K_D = 3,75$  [kcal/m<sup>2</sup>, h, Grad],

die durchschnittliche Wärmedurchlaßzahl der Seitenwände mit  $K_W = 6,51$  [kcal/m<sup>2</sup>, h, Grad].

Demgemäß entspricht das sogenannte gut wärmeisolierte Gebäude dem Wärmeisolierungsgrad der in Mitteleuropa durchschnittlich gebauten Großräume, während das Attribut »schwach isoliert« weit mehr für die thermischen Eigenschaften der provisorischen Gebäude gilt.

### Modellversuche zum Vergleich des Wärmebedarfs der Strahlungsheizung und der Radiatorheizung

Im obigen haben wir den Wärmebedarf der Strahlungsheizung auf rein theoretischem Weg mit dem Wärmebedarf einer — in der Praxis nicht verwirklichtbaren — Heizanlage verglichen.

Dieser letztere Wert kann deshalb nur als günstigste Vergleichsgrundlage dienen.

Die Durchführung der Berechnung stößt für andere Heizsysteme auf fast unüberwindliche Hindernisse. Zur Eliminierung dieser Hindernisse führten wir die im Titel erwähnten Modellversuche durch, deren Ergebnisse einerseits

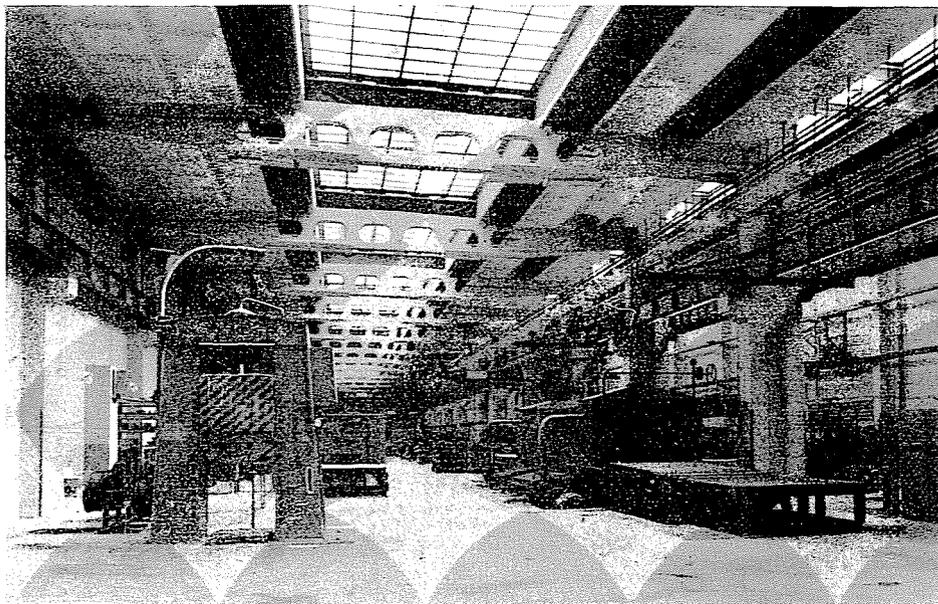


Abb. 8

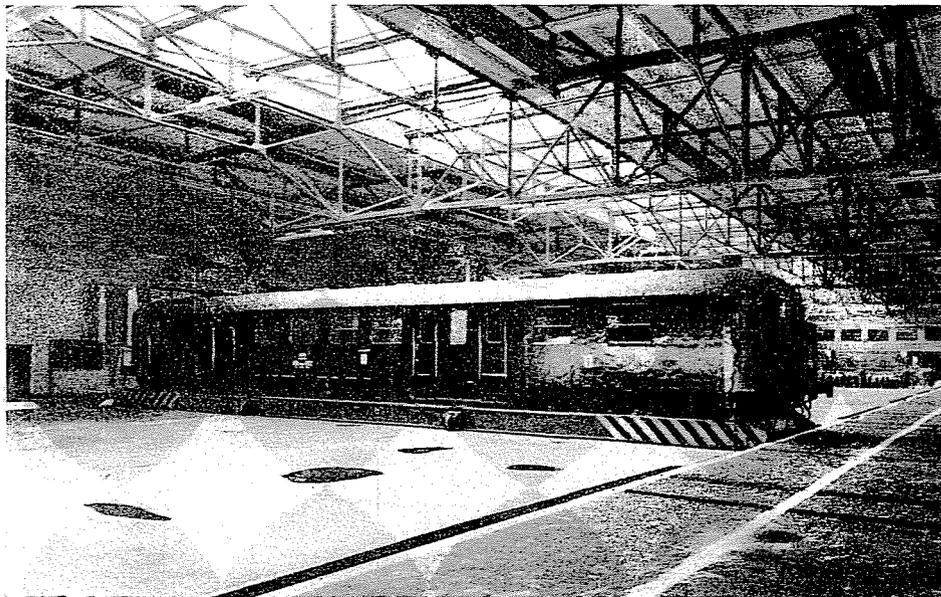
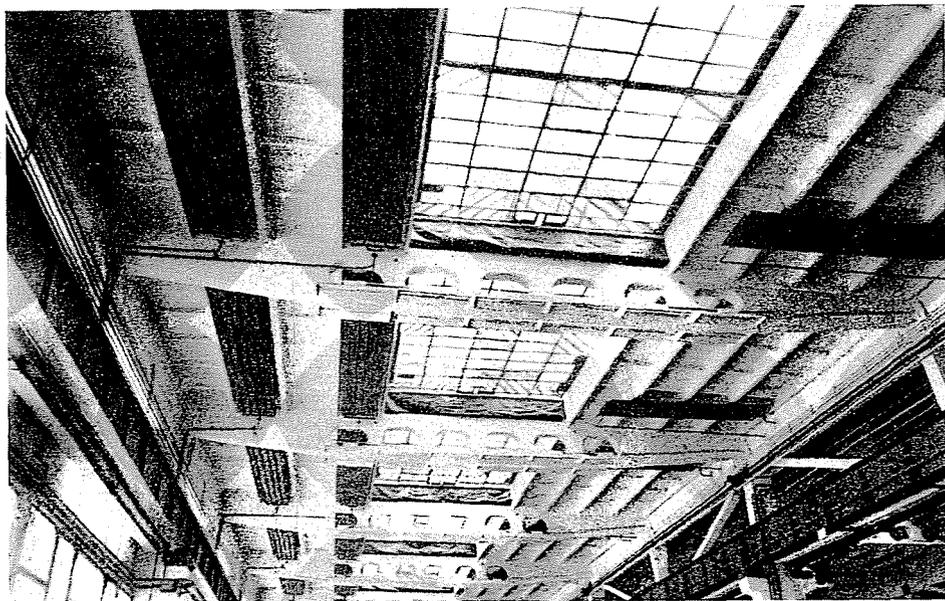


Abb. 9

*Abb. 10**Abb. 11*

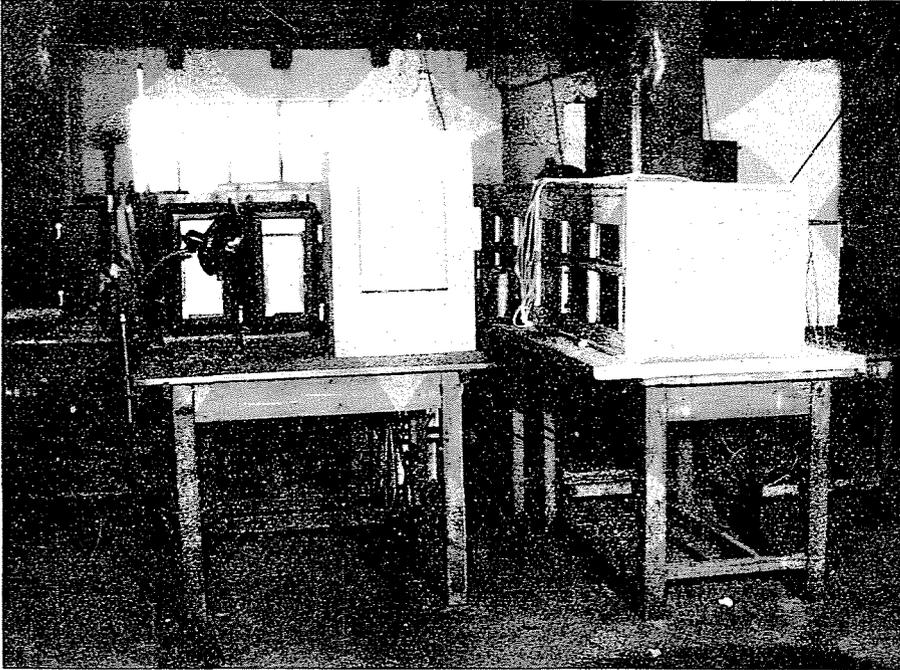


Abb. 12

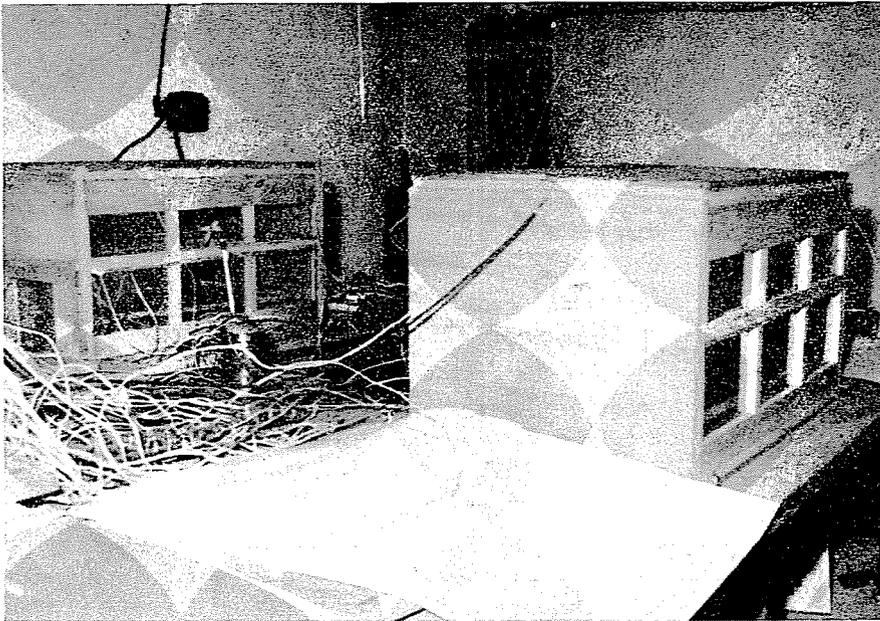


Abb. 13

die Möglichkeit boten, den Wärmebedarf der Radiatorenheizungen des Großraumes mit dem Wärmebedarf der Strahlungsheizungen zu vergleichen, während sie andererseits eine Beziehung zwischen dem Wärmebedarf der Radiatorenheizung und dem schon erörterten fiktiven Wärmebedarf liefern. Gleichzeitig machen sich jene günstigen Ergebnisse auffallend bemerkbar,

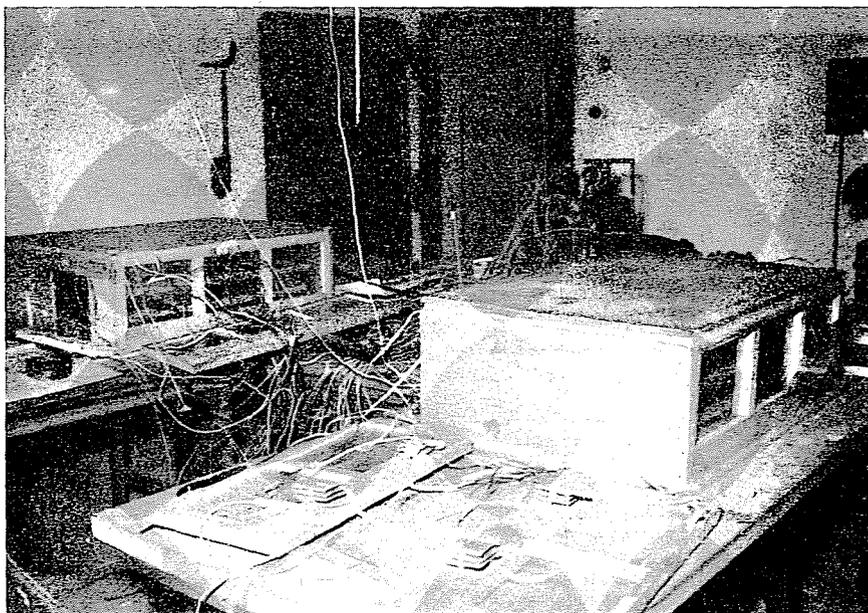


Abb. 14

die sich aus unseren theoretischen Untersuchungen für die Strahlplattenheizung ergeben.

Im Laufe unserer Versuche haben wir zwei Fabriksgebäude-Modelle aus gleichem Stoff und in gleicher Ausführung — deren geometrische Proportionen jenen der in der zweiten Gruppe der theoretischen Untersuchungen angeführten Großräume entsprachen — mit elektrischer Strahlungs- bzw. Radiatorheizung ausgerüstet. Die Heizkörper wurden in beiden Modellen in drei Gruppen verteilt. Die einzelnen Heizkörpergruppen wurden durch Kontaktthermometer geschaltet. Die Quecksilberkugeln der Kontaktthermometer lagen in hohlen, außen schwarz gestrichenen Kupferkugeln, so daß die Thermometer die resultierende Temperatur registrieren konnten. Die erste Gruppe der Heizkörper wurde durch das Kontaktthermometer geschaltet, als die resultierende Temperatur auf  $21^{\circ}\text{C}$  sank, die zweite beim Absinken der Innentemperatur auf  $20^{\circ}\text{C}$  und die dritte bei einer Innentemperatur von  $19^{\circ}\text{C}$ . Die Temperaturen wurden an den Begrenzungskonstruktionen und in der Luft mit Thermoelementen zum Teil durch Registrierapparate kontinuierlich, zum Teil mittels

Handschtaltung stündlich abgelesen. Die an den Modellen ermittelten Ergebnisse können auf die wirklichen (ausgeführten) Anlagen übertragen werden, bzw. lassen sich aus ihnen richtige Folgerungen ziehen, da hinsichtlich der Strahlung außer den Temperaturdifferenzen nur die geometrischen Proportionen und hinsichtlich der Konvektion nur das Produkt der GrPr-Zahlen maßgebend sind. Die Werte dieses letzteren Produktes sind für die Modelle der Strahlplatten und der Radiatoren stets größer als  $2 \cdot 10^7$ . Oberhalb dieses Wertes ergeben sich nach Michejew bei freier Strömung für die dimensionslosen Zusammenhänge Ausdrücke, in denen sich — nach Entwicklung des  $a$  in expliziter Form — die die geometrische Abmessungen ausdrückenden Werte vermindern. Das spiegelt übrigens auch der bekannte Nusseltsche Zusammenhang wider, in dem gleichfalls keine geometrischen Abmessungen vorkommen. Die Wärmedurchgangszahlen der Begrenzungskonstruktionen der Modelle waren so gewählt, daß die im Laufe der Versuche auftretenden Differenzen zwischen Innen- und Außentemperaturen ( $t_i - t_a$ ) und die Produkte der Wärmedurchgangszahlen » $k$ « dem an ausgeführten Großräumen im Winter auftretenden Produkt  $k' (t_i - t_a)$  entsprechen und außerdem an den Heizkörpermodellen die in der Ausführung üblichen Temperaturen von 60—100° C auftreten.

Auszüge der Versuchsergebnisse enthält die Tabelle I. Die Tabelle sowie die Angaben der überprüften ungefähr 200 Messungen beweisen — trotz der Fehlermöglichkeiten — in überzeugender Weise den erheblich geringeren Energiebedarf der Strahlungsheizung, bei der sich an Begrenzungswänden und Decke niedrigere Oberflächentemperaturen entwickeln, deren Wirkung jedoch in der Strahlungstemperatur durch die wesentlich höheren Temperaturen der Strahlungsheizkörper ausgeglichen bzw. übertroffen wird.

Die günstige Gestaltung der Lufttemperaturverteilung ist bei Strahlungsheizung klar erkennbar, trotzdem sich die Temperaturverteilung — wegen der an den Seitenwänden der Isolierung abgegebenen bedeutenden Wärmemenge — am Modell bedeutend ungünstiger gestaltet als in Wirklichkeit. Der Wärmeverbrauch war nach der Tabelle bei isolierten Strahlplatten durchschnittlich um 12—15%, bei nichtisolierten Strahlplatten um rund 4—8% kleiner als bei der Radiatorheizung. Die Strahlplatten befanden sich während der Messungen in 0,9 der lichten Gesamthöhe, gerechnet vom Fußboden.

Bei niedrigerer Anordnung der Strahlplatten (ungefähr in 0,55 der Raumhöhe) verminderte sich der Wärmeverbrauch der Heizung weiter erheblich.

### Zusammenfassung

Nach unseren Berechnungen und Modellversuchen gewährt der auf Grund der normierten Transmissionsberechnung ermittelte Wärmebedarf bei Verwendung oben gut isolierter Strahlplatten eine mindestens 10%ige Sicherheit, solange der auf den Fußboden bezogene Einstrahlungsfaktor der Strahlplatten-Anbringungsebene ( $\varphi_{SB}$ ) größer ist als 0,50. Wenn  $\varphi_{SB}$  bis 0,3 sinkt, nähert sich der Wärmebedarf allmählich dem Wärmebedarf der Radiatorheizung.

Die Verwendung nichtisolierter Strahlplatten kommt nur in gut isolierten Gebäuden in Frage. Hierbei ist die gute Wärmeisolierung der Decke besonders wichtig ( $\alpha_D = 1,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h, Grad}$ ).

Bis  $\varphi'_{SB} \geq 0,55-0,60$  zeigen sich auch in diesem Falle gewisse Einsparungen gegenüber der Radiatorheizung, darüber hinaus wird aber der Wert der Einsparung fraglich!

Es ist wichtig, die Strahlplatten nicht unmittelbar unter der Decke anzubringen, sondern in einem Abstand von dieser, bei der sich die Strahlungs- und Konvektionswärme der oberen Seite an der Decke noch annähernd gleichmäßig verteilt, das heißt, mindestens in einem Abstand von 0,8—1,0 m, unter der Deckenebene. Wenn eine solche Anordnung nicht möglich ist, so kommt die Verwendung nichtisolierter Strahlplatten nicht in Betracht.

Bei Bemessung der Strahlplatten stellen wir bei isolierten Strahlplatten die auf Grund der Gleichungen (20)–(24) ermittelte ganze Wärmeabgabe, bei nichtisolierten Strahlplatten das Zweifache der nach unten sich ergebenden Wärmeabgabe in Rechnung.

Die Abbildungen 8–11 zeigen die Versuchs-Modellgebäude, während die Abbildungen 13–16 die in einem 12–14 m hohen Großraum mit einer Bodenfläche von ca. 20 000 m<sup>2</sup> angebrachten Strahlungsplatten darstellen.

Die Heizanlage, die mit gesättigtem Dampf von 4 at Druck arbeitet, hat die Probe im diesjährigen kalten Winter glänzend bestanden.

Prof. Dr. Ing. Á. MACSKÁSY, Budapest XI., Stoczek u. 4. Ungarn