

DIE STRAHLUNGSHIIZUNG

Leitfaden über Theorie, Berechnung und Ausführung

Von

H. Heid
Obering. VDI
Karlsruhe a. Rh.

und

A. Kollmar
Obering. Dipl.-Ing. VDI
Berlin

Zweite, verbesserte Auflage

Mit 167 Bildern und 44 Zahlentafeln

1943

Carl Marhold Verlagsbuchhandlung, Halle a. S.

geb. Univ.
Kist.

28,40

DIE STRAHLUNGSHIIZUNG

Leitfaden über Theorie, Berechnung und Ausführung

Von

H. Heid
Obering. VDI
Karlsruhe a. Rh.

und

A. Kollmar
Obering. Dipl.-Ing. VDI
Berlin

Zweite, verbesserte Auflage

Mit 167 Bildern und 44 Zahlentafeln

1943

Carl Marhold Verlagsbuchhandlung, Halle a.S.

DIE
STRAHLUNGSGEIZUNG

Lehrbuch über Theorie, Berechnung und Ausführung



150 960

Auszug aus dem Vorwort zur 1. Auflage.

Das vorliegende Buch soll dem im Berufsleben stehenden Heizungsingenieur und Studierenden die theoretischen Grundlagen und die Handhabe zur Ausführung der Strahlungsheizung geben. Es soll des weiteren interessierten Baukreisen eine Vertrautheit mit diesem Heizungssystem ermöglichen, um damit deren wertvolle Unterstützung zu erringen.

Durch die beigegebenen Literaturangaben ist demjenigen, der tiefer in die theoretischen Fragen der Strahlungsheizung eindringen will, der Weg dazu gewiesen.

Der Hauptunterschied zwischen der bisher üblichen Ausführung der Warmwasserheizung mit örtlichen Heizflächen und der Strahlungsheizung ist nur in der Anordnung der Heizflächen zu sehen. Mit diesem anderen Einbau der Heizfläche ist für den Heizungsingenieur eine erweiterte Kenntnis der Wärmeübertragung, als sie bisher für die örtlichen Heizkörper erforderlich war, nötig. Aus diesem Grunde wurde im ersten Teil des vorliegenden Buches die Wärmeübertragung durch Strahlung, Leitung und Konvektion aufgenommen.

Die dem Heizungsfachmann geläufigen Berechnungen der Wärmeverluste und Rohrleitungen wurden bewußt nicht in das vorliegende Buch aufgenommen. Es stützt sich hier auf das bewährte Lehrbuch Rietschel-Gröber, Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik, Berlin und die Regeln DIN 4701. Auch die vor einiger Zeit erschienenen Bücher von M. Wierz, Die Warmwasserheizung, München und W. Stamminger, Die Pumpenwarmwasserheizung, Halle a. S., sind zu erwähnen.

Berlin/Karlsruhe a. Rh., Oktober 1938.

Vorwort zur 2. Auflage.

Es wurde namentlich der zweite Teil, der die Strahlungsheizung behandelt, unter Berücksichtigung der nach der 1. Auflage erschienenen Fachliteratur ergänzt, wobei besonders die Wärmeabgabe der Deckenheizung neu bearbeitet wurde.

Berechnungsbeispiele, Zahlentafeln, Arbeitsblätter und eine Zusammenstellung geben die Anleitung zur Berechnung der Strahlungsheizung.

Die Entwurfsplanung und Ausführungsberechnung wurde der einer Warmwasserheizungsanlage mit örtlichen Heizkörpern angeglichen unter Beachtung der Eigenart der Strahlungsheizung.

Ferner wurde die Warmluftstrahlungsheizung in einem besonderen Abschnitt aufgenommen und das Patentschrifttum auf den derzeitigen Stand gebracht.

Wir hoffen, daß auch die vorliegende Auflage eine gute Aufnahme in den Fachkreisen findet.

Herr Ing. B. Kreglewski übernahm wieder die Anfertigung der Zeichnungen, wofür ihm bestens gedankt sei.

Berlin/Karlsruhe a. Rh., Dezember 1942.

A. Kollmar.

H. Heid.

Inhaltsverzeichnis.

Seite

Buchstabenbezeichnungen und Erläuterungen 9

I. Teil. Die Wärmeübertragung

Einleitung 15

A. Wärmeübertragung durch Strahlung

| | |
|--|----|
| 1. Allgemeines | 16 |
| 2. Die Strahlungsgesetze fester Körper | 18 |
| 3. Die Strahlungszahl | 26 |
| 4. Die Strahlungsübergangszahl | 29 |
| 5. Die Einstrahlzahl | 29 |

B. Wärmeübertragung durch Leitung

| | |
|--|----|
| 1. Allgemeines | 42 |
| 2. Wärmeleitung durch die ebene Wand und das Kreisrohr | 43 |
| 3. Wärmeleitung in der Längsrichtung eines Stabes | 46 |
| 4. Wärmeleitung durch Rippen | 47 |

C. Wärmeübertragung durch Mitführung (Konvektion)

| | |
|---|----|
| 1. Allgemeines | 48 |
| 2. Kennzahlen | 50 |
| 3. Wärmeübergang | 51 |
| a) bei aufgezwungener Strömung | 52 |
| b) bei freier Strömung | 56 |
| c) bei Strahlung und Konvektion | 57 |
| d) bei kondensierenden Dämpfen | 58 |
| 4. Wärmedurchgang | 62 |
| a) durch die Wand | 62 |
| b) durch das Kreisrohr | 64 |
| c) Ermittlung der Wandtemperaturen | 64 |
| d) Betrachtungen über die Wärmedurchgangszahl. | 66 |
| 5. Wärmeaustausch | 68 |
| a) Ermittlung des mittleren Temperaturunterschiedes | 68 |
| b) Ermittlung der Endtemperaturen | 77 |

D. Beispiele zu dem Abschnitt der Wärmeübertragung

| | |
|--|----|
| Aufgabe 1. Berechnung der Wärmedurchgangszahl bei freier Strömung | 80 |
| Aufgabe 2. Berechnung der Wärmedurchgangszahl bei erzwungener Strömung | 84 |

| | Seite |
|---|-------|
| Aufgabe 3. Berechnung der Wärmeverluste eines Rohres durch Konvektion und Strahlung | 85 |
| Aufgabe 4. Berechnung der Wärmeabgabe einer mittels eingebetteten Warmwasserheizrohren beheizten Decke | 86 |
| Aufgabe 5. Berechnung der Wärmeeinstrahlung auf eine Dachoberfläche mit darunter befindlichem, zu klimatisierendem Raum | 88 |
| Aufgabe 6. Berechnung der Heizlufttemperatur bei einer Warmluftdeckenheizung | 92 |

II. Teil. Die Strahlungsheizung

A. Allgemeines

| | |
|---|----|
| 1. Ursprung und Verbreitung der Strahlungsheizung | 95 |
| 2. Eigenschaften der Strahlungsheizung | 96 |
| 3. Der Wärmeträger | 99 |

B. Berechnung der Strahlungsheizung

| | |
|---|-----|
| 1. Wärmeübertragung und Luftbewegung. | 100 |
| 2. Die Wärmeverluste der Strahlungsheizung | 103 |
| a) Die Innentemperatur der Außenwand bei Radiatorenheizung | 103 |
| b) Die Innentemperatur der Außenwand bei Strahlungsheizung . | 106 |
| c) Der Einfluß der Fensterflächen | 107 |
| a) Einfachfenster bei Strahlungsheizung. | 109 |
| β) Einfachfenster bei Radiatorenheizung | 111 |
| γ) Doppelfenster bei Strahlungsheizung | 112 |
| δ) Doppelfenster bei Radiatorenheizung. | 112 |
| 3. Die Behaglichkeit im strahlungsbeheizten Raum | 117 |
| 4. Die mittlere Oberflächentemperatur eines beheizten Deckenfeldes. | 124 |
| 5. Der günstigste Rohrabstand und Rohrdurchmesser | 149 |
| 6. Die Bestimmung der Deckenheizfläche. | 163 |
| a) Wärmeabgabe der Decke durch Strahlung | 167 |
| b) Wärmeabgabe der Decke durch Konvektion. | 172 |
| c) Berechnungsvorgang. | 174 |
| 7. Die mittlere Strahlungstemperatur des Raumes | 184 |
| a) Oberflächentemperatur und Wärmestrahlung der beheizten Decke, bezogen auf einen Menschen | 186 |
| b) Oberflächentemperatur und Wärmestrahlung der Außenwand, bezogen auf einen Menschen. | 186 |
| c) Oberflächentemperatur und Wärmestrahlung der Fenster, bezogen auf einen Menschen. | 187 |
| d) Oberflächentemperatur und Wärmestrahlung der Innenwände, bezogen auf einen Menschen. | 187 |
| 8. Der Druckabfall im Rohrregister | 194 |
| 9. Meßergebnisse an einer ausgeführten Strahlungsheizung und Gegenüberstellung mit den theoretischen Erkenntnissen. | 215 |

C. Die Ausführung der Strahlungsheizung

| | |
|--|-----|
| 1. Wärmeerzeugung und Verteilung | 224 |
| 2. Baustoffe und Bauarten der Decken | 230 |
| 3. Die Rohrregister | 270 |

| | Seite |
|---|-------|
| 4. Die Warmluftdeckenheizung | 277 |
| a) Berechnung der zu übertragenden Wärmemenge einer offenen Warmluftstrahlungsheizung | 287 |
| b) Berechnung einer Warmluftstrahlungsheizung bei einer Deckenausführung nach Müllpo | 288 |
| 5. Die Fußbodenheizung mittels Warmwasser, Dampf und Warmluft (mit Berechnungsbeispiel) | 292 |
| 6. Die elektrische Decken- und Fußbodenheizung | 302 |

III. Teil. Tabellen und Literatur

A. Zahlentafeln

| | |
|--|-------|
| Zahlentafel 1. Stoffwerte fester Körper | 308 |
| Zahlentafel 2. Stoffwerte von Flüssigkeiten | 320 |
| Zahlentafel 3. Stoffwerte von Gasen | 322 |
| Zahlentafel 4. Stoffwerte für trockene Luft | 323 |
| Zahlentafel 5. Zahlenwerte der Kennzahl $Pe^{0,75}$ (Peclet) | 325 |
| Zahlentafel 6. Stoffwerte für Wasser | 326 |
| Zahlentafel 7. Stoffwerte für Sattdampf | 327 |
| Zahlentafel 8. Stoffwerte für überhitzten Dampf | 328 |
| Zahlentafel 9. Längen- und Raumausdehnungszahlen fester und flüssiger Stoffe | 329 |
| Zahlentafel 10. Zahlenwerte für Wärmeübergang und Wärmedurchgang | 331 |
| Zahlentafel 11 a und b. Zahlenwerte der 4. Potenzen der absoluten Temperatur und des Temperaturfaktors b für Strahlungsberechnungen | 332/7 |
| Zahlentafel 12. Beiwert $\xi = f(\varphi, \chi)$ für die Berechnung der Wärmeübertragung bei Kreuzstrom | 338 |
| Zahlentafel 13. Zahlenwerte der Funktionen e^x , e^{-x} und $\text{Coj } x$ | 339 |
| Zahlentafel 14. Einstrahlzahl φ einer beheizten Decke nach verschiedenen Punkten des Bodens und der Wände | 36 |
| Zahlentafel 15. Mittlere Einstrahlzahl φ_m einer beheizten Decke nach den übrigen Begrenzungsflächen eines Raumes | 39 |
| Zahlentafel 16. 17 und 18. Hilfstafeln für die Berechnung der Wärmeübergangszahlen bei kondensierendem Dampf | 59/61 |
| Zahlentafel 19. Sonnenstrahlung q_{Str} in $\text{kcal/m}^2 \text{ h}$ auf Hauswände und Dächer | 89 |
| Zahlentafel 20. Wärmeverluste in $\text{kcal/m}^2 \text{ h}$ von Außenwand und Fenstern bei örtlicher Heizung und Strahlungsheizung | 114 |
| Zahlentafel 21. Durchschnittlicher Wärmeverlust in $\text{kcal/m}^2 \text{ h}$ für Fenster und Außenwand bei örtlicher Heizung und Strahlungsheizung | 115 |
| Zahlentafel 22. Wasserdampfabgabe des Menschen | 119 |
| Zahlentafel 23. Zulässige mittlere Strahlungstemperaturen t_{Str} der Begrenzungsflächen im strahlungsbeheizten Raum | 123 |
| Zahlentafel 24. Werte für die Kennzahl der Decke $m = \sqrt{\frac{\alpha_a + \alpha_b}{a \lambda_a}}$ | 134 |
| Zahlentafel 25. Werte für $\frac{1}{\text{Coj } (m l/2)}$ | 136 |
| Zahlentafel 26 bis 31. Ermittlung der Temperaturen t_m und $t_{l/2}$ | 140/5 |
| Zahlentafel 32. Mittlerer Temperaturabfall zwischen den Punkten $l = 0$ und $l/2$ in $^\circ\text{C/cm}$ für $m = 10$ | 150 |
| Zahlentafel 33. Wie ZT 32, jedoch für $m = 20$ | 151 |

| | |
|--|--------|
| Zahrentafel 34. Zahlenwerte über den mittleren Temperaturabfall zwischen den Punkten $l = 0$ und $l/2$ in $^{\circ}\text{C}/\text{cm}$ für $t_0 = 80^{\circ}\text{C}$ | 152 |
| Zahrentafel 35 und 36. Betontemperaturen nach Gl. 157 a bzw. 158 | 159 |
| Zahrentafel 37. Prozentualer Mehr- bzw. Minderverbrauch eines strahlungsbeheizten Raumes gegenüber einem durch Radiator beheizten Raum, bezogen auf gleiche Lufttemperatur | 165 |
| Zahrentafel 38a und b. Wärmeübergangszahlen durch Konvektion für Wand- und Fußbodenheizung sowie für Deckenheizung | 172/3 |
| Zahrentafel 39. Kritische Wassergeschwindigkeit in Heizrohren | 200 |
| Zahrentafel 40. Druckgefälle des Heizregisters durch Rohrreibung | 201 |
| Zahrentafel 41. Druckabfall in Doppelbogen | 204/5 |
| Zahrentafel 42. Zulässige Längen der Registerstromkreise bei verschiedenem Druckabfall | 207/14 |
| Zahrentafel 43. Wärmeausdehnungszahlen von Beton in Abhängigkeit von den Zuschlägen | 234 |
| Zahrentafel 44. Luftgeschwindigkeit, Luftmenge und Temperaturunterschied der Heizluft bei einer Warmluftstrahlungsheizung | 290 |

B. Schrifttum

| | |
|---|-----|
| 1. Lehrbücher der Wärmeübertragung und Veröffentlichungen | 341 |
| 2. Veröffentlichungen über die Wärmestrahlung | 341 |
| 3. Veröffentlichungen über die Strahlungsheizung | 342 |
| a) Warmwasserdeckenheizung | 342 |
| b) Warmwasserfußbodenheizung | 348 |
| c) Elektrische Decken- und Fußbodenheizung | 348 |
| 4. Patente | 349 |

C. Alphabetisches Namen- und Sachregister

| | |
|----------------------------|-----|
| 1. Namenregister | 352 |
| 2. Sachregister | 354 |

Buchstabenbezeichnungen und Erläuterungen.

| Buchstabe | Bezeichnung | Dimension |
|----------------|--|--|
| <i>A</i> | Absorptionsvermögen | kcal/m ² h |
| <i>C</i> | Strahlungszahl | kcal/m ² h (°K) ⁴ |
| <i>E</i> | Emissionsvermögen | kcal/m ² h |
| <i>F</i> | Heizfläche, Fläche | m ² |
| <i>G</i> | Gewicht | kg |
| <i>J</i> | Strahlungsintensität | kcal/cm ³ h |
| <i>K</i> | Dampf-(Kondensat-)menge | kg |
| <i>L</i> | Rohrlänge (Gesamtlänge) | m |
| <i>Q</i> | Wärmemenge | kcal/h |
| <i>R, R̂</i> | Druckgefälle, Krümmungsradius | mm WS/m, m |
| <i>T</i> | Temperatur vom absoluten Nullpunkt (— 273,16 °C) ab | °K |
| <i>U</i> | Umfang | m |
| <i>W</i> | Wasserwert (<i>G c_p</i>) | kcal/°C |
| <i>Eu</i> | Euler (Kennzahl) | |
| <i>Gr</i> | Grashof „ | |
| <i>Nu</i> | Nusselt „ | |
| <i>Pe</i> | Pecllet „ | |
| <i>Pr</i> | Prandtl „ | |
| <i>Re</i> | Reynolds „ | |
| <i>St</i> | Stanton „ | |
| <i>sin</i> | Hyperbelsinus | |
| <i>cos</i> | Hyperbelkosinus | |
| <i>QS (Hg)</i> | Quecksilbersäule | 1 mm Hg = 1 Torr (bei 0°C), 735,56 mm QS = 1 kg/cm ² (1 at) |
| <i>WS</i> | Wassersäule | 1 mm WS = 1 kg/m ² (bei 4°C) |
| <i>a</i> | Temperaturleitfähigkeit | m ² /h, m ² /s |
| <i>b</i> | Temperaturbeiwert der Strahlungs- übergangszahl (ZT 11) | (°K) ³ |
| <i>c</i> | spezifische Wärme (Artwärme) | kcal/kg °C |
| <i>d</i> | Rohrdurchmesser | m |
| <i>e</i> | Basis der natürlichen Logarithmen (2,718 28···) | |
| <i>f</i> | Funktion, Heizfläche | —, 1 m ² |
| <i>g</i> | Erdbeschleunigung | m/s ² |

| Buchstabe | Bezeichnung | Dimension |
|------------|---|--|
| <i>h</i> | Höhe, Rippenhöhe, Stablänge | m |
| <i>i</i> | Wärmeinhalt | kcal/kg |
| <i>k</i> | Wärmedurchgangszahl | kcal/m ² h °C |
| <i>l</i> | Baulänge, Rohrabstand | m |
| <i>m</i> | Faktor $\sqrt{\frac{\alpha \bar{U}}{\lambda F}}$, Kennzahl der Decke | |
| | $\sqrt{\frac{\alpha_a + \alpha_b}{a \lambda_a}}$ | 1/m |
| <i>p</i> | Druck | kg/cm ² oder at |
| <i>q</i> | Wärmemenge | kcal/m ² h |
| <i>r</i> | Verdampfungswärme | kcal/kg |
| <i>s</i> | Abstand | m |
| <i>t</i> | Temperatur | °C |
| <i>w</i> | mittlere Strömungsgeschwindigkeit | m/s |
| <i>z</i> | Zeit | h |
| arc tg | Arcus tangens (Kreisfunktion) | |
| ln | natürlicher Logarithmus zur Basis (Grundzahl) $e = 2,718\ 28 \dots$ | |
| lg | gewöhnlicher oder Briggscher Logarithmus zur Basis 10 | |
| α | Wärmeübergangszahl, Längenausdehnungszahl | kcal/m ² h °C, 1/°C |
| β | thermische Raumausdehnungszahl (bei Gasen 1/T), Winkel | 1/°C, ° |
| γ | Wichte (spezifisches Gewicht) | kg/m ³ |
| δ | Wand- und Rippenstärke, Rauigkeit | m |
| ϵ | Absorptions-Emissionsverhältnis (Schwärzegrad) | |
| ζ | Beiwert | |
| η | dynamische Zähigkeit | kg s/m ² (1 kg s/m ² = 98,1 Poise) |
| θ | Temperatur (beim Zusammentreffen mit Zeit) | °C |
| κ | Wärmeüberleitzahl | kcal/m ² h °C |
| λ | Wärmeleitzahl, Wellenlänge, Widerstandszahl | kcal/m h °C, μ , — |
| ν | kinematische Zähigkeit $\left(\frac{\eta}{\rho}, \frac{\eta g}{\gamma}\right)$, Frequenz | m ² /s (1 m ² /s = 10 ⁴ Stok), 1/s |

| Buchstabe | Bezeichnung | Dimension |
|-----------|--|-----------------------------------|
| ξ | Beiwert | |
| π | Verhältniszahl (Ludolfsche Zahl) 3,14159... | |
| ρ | Dichte $\left(\frac{\gamma}{g}\right)$ | kg s ² /m ⁴ |
| τ | Teilwert der Grashof'schen Kennzahl $(\gamma^2 \text{tata} / g \eta^2 T)$ | 1/m ³ °C |
| φ | Einstrahlzahl (Winkelverhältnis) | |
| Θ | Temperaturunterschied | °C |
| Λ | Wärmedurchlässigkeit | kcal/m ² h °C |
| Σ | Summe | |
| Φ | Festwert (Konstante) | |
| Ψ | Festwert (Konstante) | |

Zeiger (Indices)

| | | | |
|------------|--------------------------------------|----------------|---|
| <i>a</i> | außen, Anfang | <i>M</i> | Mensch |
| <i>e</i> | Ende | <i>R</i> | Rohr, Rippe, Raum |
| <i>i</i> | innen | <i>T</i> | bei einer bestimmten absoluten Temperatur |
| <i>m</i> | mittlere | <i>v</i> | Verlust |
| <i>n</i> | Normal- (auf \perp Fläche), Anzahl | ΔW | Außenwand |
| <i>p</i> | gleichbleibender (konstanter) Druck | <i>EF</i> | einfaches Fenster |
| <i>s</i> | absolut schwarz | <i>DF</i> | Doppelfenster |
| <i>ü</i> | überhitzt | <i>FB</i> | Fußboden |
| <i>g</i> | günstig | <i>Fl</i> | Fläche, Flüssigkeit |
| <i>ges</i> | Gesamt- | <i>IW</i> | Innenwand |
| <i>gl</i> | gleichwertig (aequivalent) | <i>Konv</i> | Konvektion (Mitführung) |
| <i>kr</i> | kritisch | <i>Str</i> | Strahlung |
| <i>D</i> | Dampf, Decke | <i>Wd</i> | Wand |
| <i>F</i> | Fußboden | <i>Wg</i> | Wasser |
| <i>H</i> | Heizfläche | λ | bei einer bestimmten Wellenlänge |
| <i>K</i> | Kondensat | 0, 1, 2, 3 ... | Kennzeichnung |
| <i>L</i> | Luft | | |

Maßeinheiten

| | | | |
|-----------------|---|--------|---|
| at | (technische) Atmosphäre | lt | Liter (dm ³) |
| ata | Atmosphäre, absolut | h | Stunde |
| atü | „ „ Überdruck | min | Minute |
| °C | Grad Celsius (Temperatur vom Eispunkt ab) | s, sec | Sekunde |
| °K | Grad Kelvin (Temperatur vom absoluten Nullpunkt — 273,16 °C ab) | kW | Kilowatt |
| kg | Kilogramm | kWh | Kilowattstunde |
| kcal | Kilokalorie (Wärmeeinheit WE) | V | Volt |
| m | Meter | W | Watt |
| dm | Dezimeter | > | größer als |
| cm | Zentimeter | < | kleiner als |
| mm | Millimeter | ⊥ | rechtwinklig, lotrecht (senkrecht) |
| μ | Mikron (My, 1/1000 mm) | | parallel (gleichlaufend) |
| mμ | Millimikron (Milli-My, 10 ⁻⁶ mm) | = | gleich |
| μμ | Mikromikron (Mikro-My, My-My, 10 ⁻⁹ mm) | ≡ | identisch gleich |
| m ³ | Kubikmeter | ≠ | nicht gleich, ungleich |
| m ² | Quadratmeter | ≈ | angenähert, nahezu gleich (rund, etwa) |
| cm ² | Quadratzentimeter | ∩ | ähnlich, proportional gegen, nähert sich, strebt nach |
| | | ∞ | unendlich |

Umrechnungswerte

| | |
|---|---|
| $\ln n = 2,3025 \lg n$ | $10^3 = 1000$ |
| $\lg n = 0,4343 \ln n$ | $10^{-3} = \frac{1}{1000}$ |
| $\lg 1 = 0,000 \dots$ | $10^6 = 1000000$ |
| $\lg 10 = 1,000 \dots$ | $1 \text{ mWS} = 73,55 \text{ mmQS} = 0,1 \text{ at}$ |
| $\lg 100 = 2,000 \dots$ | $= 1000 \text{ kg/m}^2$ |
| $\lg 0,1 = 0,000 \dots - 1$ | $1 \text{ mmQS} = 0,00136 \text{ at} = 13,6 \text{ kg/m}^2$ |
| $\lg \frac{1}{10} = \lg 1 - \lg 10$ | $= 0,0136 \text{ mWS}$ |
| $\ln 0,5 = \ln \frac{5}{10} = \ln 5 - \ln 10$ | |

Griechisches Alphabet

| | | | | | |
|----------|----------|---------|----------|----------|---------|
| <i>A</i> | <i>α</i> | Alpha | <i>N</i> | <i>ν</i> | Ny |
| <i>B</i> | <i>β</i> | Beta | <i>Ξ</i> | <i>ξ</i> | Xi |
| <i>Γ</i> | <i>γ</i> | Gamma | <i>Ο</i> | <i>ο</i> | Omikron |
| <i>Δ</i> | <i>δ</i> | Delta | <i>Π</i> | <i>π</i> | Pi |
| <i>E</i> | <i>ε</i> | Epsilon | <i>Ρ</i> | <i>ρ</i> | Rho |
| <i>Z</i> | <i>ζ</i> | Zeta | <i>Σ</i> | <i>σ</i> | Sigma |
| <i>H</i> | <i>η</i> | Eta | <i>T</i> | <i>τ</i> | Tau |
| <i>Θ</i> | <i>θ</i> | Theta | <i>Υ</i> | <i>υ</i> | Ypsilon |
| <i>I</i> | <i>ι</i> | Jota | <i>Φ</i> | <i>φ</i> | Phi |
| <i>K</i> | <i>κ</i> | Kappa | <i>X</i> | <i>χ</i> | Chi |
| <i>Λ</i> | <i>λ</i> | Lambda | <i>Ψ</i> | <i>ψ</i> | Psi |
| <i>M</i> | <i>μ</i> | My | <i>Ω</i> | <i>ω</i> | Omega |

Anmerkung

In sämtlichen Wärmeübertragungsgleichungen wurde mit der Zeit $z = 1$ Stunde gerechnet. Wird also mit einer kürzeren oder längeren Zeit gerechnet, so ist das Ergebnis demgemäß zu kürzen oder zu vervielfachen.

Bei Anwendung einer fertigen Formel ist beim Einsetzen der Zahlenwerte darauf zu achten, daß sich die Dimension der Formel auch ergibt. Mittels der Dimensionsgleichung kann man das Rechenergebnis bedingt prüfen. Ist die Dimension falsch, dann ist die Rechnung auch falsch. Das Umgekehrte trifft jedoch nicht immer zu.

Beispiel einer Dimensions-(Größen)gleichung.

$$\text{Gr} = \frac{d^3 \varrho^2 g \beta \Theta}{\eta^2} = \frac{\text{m}^3 \text{kg}^2 \text{s}^4 \text{m} \text{ } ^\circ\text{C} \text{ m}^4}{\text{m}^6 \text{s}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ kg}^2 \text{ s}^2}$$

ergibt sich nach Durchführung der möglichen Kürzungen dimensionslos, wie erforderlich:

Für die Bezeichnungen, Erklärungen und Maßeinheiten wurden nachstehende DIN-Blätter (zu beziehen durch den Beuth-Vertrieb G. m. b. H., Berlin SW 68) verwandt.

- DIN 1301 Einheiten.
- 1302 Mathematische Zeichen.
- 1305 Gewicht, Maße, Menge, Begriffe.
- 1306 Dichte und Wichte.
- 1309 Mechanisches Wärmeäquivalent.
- 1314 Druckeinheiten.
- 1317 Temperaturbezeichnungen.
- 1341 Wärmeübertragung.
- 1342 Zähigkeit.
- 1343 Normtemperatur, Normdruck, Normzustand.
- 1345 Formelgrößen und Einheiten der Wärmelehre und Wärmetechnik.

I. Teil.

Die Wärmeübertragung.

Einleitung.

Es ist nicht die Aufgabe dieses Abschnittes, die Wärmeübertragung eingehend zu behandeln oder Ableitungen und theoretische Betrachtungen zu bringen. Bezweckt wird ein kurzes, aber wesentliches Streifen dieses Gebietes, soweit es für das Verständnis der Decken-, Wand- und Fußbodenheizung nötig ist.

Mit dem Wort Wärmeübertragung ist bereits gekennzeichnet, daß eine Übermittlung von Wärme von einem Körper auf einen anderen erfolgt. Ein Naturgesetz, und zwar der zweite Hauptsatz der Wärmelehre (Thermodynamik), der jedoch nicht als kausales Gesetz gilt, sondern als wahrscheinliches Prinzip¹⁾, besagt hierzu, daß Wärme nicht von selbst, d. h. ohne Aufwand von mechanischer Arbeit, Wärme oder einer anderen Energieart von Körpern niederer Temperatur auf Körper höherer Temperatur übergehen kann. Zu- und Abführung von Wärme ist durch die Änderung der Temperatur feststellbar, wobei aber die Temperaturerhöhung oder -erniedrigung durchaus keine einfache Funktion der Wärmemenge ist, sondern von stofflichen Eigenschaften und Abmessungen der Körper abhängig ist. Gerade diese Abhängigkeit der Wärmeübertragung von den Körpereigenschaften erschwerte die Aufstellung von allgemein gültigen Formeln und bedingte viele experimentelle Untersuchungen.

Die Wärmeübertragung geschieht entweder mittelbar durch Leitung und Konvektion (Wärmemitführung) oder unmittelbar durch die Strahlung. Die mittelbare Wärmeübertragung ist materiegebunden, d. h. die Übertragung geschieht von den Molekülen eines Stoffes auf benachbarte Moleküle des gleichen oder anderen Stoffes. Wird diese Wärmeübertragung in festen Körpern betrachtet, so ist die Bezeichnung hierfür Wärmeleitung, bei Flüssigkeiten und Gasen spricht man von Wärmemitführung (Konvektion). Es ist damit stets eine Strömung aus inneren oder äußeren Ursachen (freie oder aufgezwungene Strömung) verbunden. Im Gegensatz hierzu steht die

¹⁾ R. Plank. Begriffe der Entropie. Grenzen der Gültigkeit des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik. Z. VDI., Bd. 70 (1926), S. 841 u. 915.

Wärmestrahlung, die völlig außerhalb der vorstehenden Wärmeübertragungsart liegt. Diese Wärmeübertragung ist nicht stoff- und mittelgebunden, sondern geschieht über den freien Raum, der entweder völlig leer oder mit strahlungsdurchlässigen (diathermanen) Gasen, wie z. B. Luft, gefüllt sein kann. Die Strahlung erfolgt von Oberfläche zu Oberfläche, wobei jedoch zu beachten ist, daß keineswegs geometrische Flächen Strahlung aussenden, sondern nur Volumen. Die Körperwärme wandelt sich in Strahlungsenergie um und durchmißt den für sie durchlässigen Raum, trifft auf einen anderen Körper auf, der strahlungsundurchlässig (atherman) ist, um sich dann wieder in Körperwärme zurückzuverwandeln.

Ein alleiniges Auftreten einer der drei Wärmeübertragungsarten ist selten zu erwarten. Stets sind zwei bis drei Arten miteinander verbunden. Die wichtigste technische Bedeutung hat wohl die Wärmeleitung, die auch dementsprechend von vielen Forschern theoretisch und experimentell bearbeitet wurde, aber bis heute noch nicht restlos geklärt ist. Demgegenüber ist das Wesen der Wärmeleitung theoretisch als gelöst zu betrachten, was namentlich als Verdienst von Gröber angesehen werden kann.

Die Wärmestrahlung, durch unsere großen Wissenschaftler Stefan, Boltzmann, Wien und Planck erforscht und theoretisch befestigt, jedoch noch nicht restlos geklärt, hat bestimmt noch eine größere technische Zukunft. Schack hat die industrielle Bedeutung zuerst erkannt und wesentlich gefördert.

A. Wärmeübertragung durch Strahlung.

1. Allgemeines.

Die Sonnenstrahlen sind für den Menschen die sinnfälligste Erscheinung für den Begriff Strahlung und zugleich verbindet sich damit die Vorstellung von Wärme. Es werden daher einige allgemeine Angaben über die Sonnenstrahlung vorausgeschickt.

Das Leben auf unserem Planeten ist nur durch die Sonneneinstrahlung möglich und alle irdischen Feuerquellen verdanken ihren Ursprung diesen Strahlen. Die Erdoberfläche erhält in jeder Stunde 1158 kcal/m^2 (Solarkonstante) senkrecht zur Fläche auftreffend von der Sonne zugestrahlt¹⁾.

¹⁾ Eine richtige Vorstellung von der Stärke der Sonnenstrahlen erhält man jedoch erst, wenn man sich die Durchmesser von Sonne und Erde und ihren Abstand sinnbildlich vorstellt. Die Entfernung Sonne → Erde beträgt 149,5 Millionen Kilometer. Der Sonnendurchmesser ist 1,39 Millionen Kilometer, der Erddurchmesser dagegen nur 12740 km. In leichter vorstellbaren Größen entspräche einer Entfernung Sonne → Erde gleich 100 m, ein Sonnendurchmesser von 1 m und ein Erddurchmesser von 1 cm.

Von der Solarkonstante treffen auf der Erdoberfläche (halbe Erdkugel, da stets eine Hälfte der Sonne abgewandt ist) ca. 60% ein, der Rest wird durch den in der Atmosphärenschicht enthaltenen Wasserdunst und mikroskopischen Staub absorbiert. Die Oberflächentemperatur der Sonne errechnet man aus der maximalen Wellenlänge des Lichtes ($\lambda_{\max} = 0,47 \mu$) zu 6140 °C. Die mittlere Erdoberflächentemperatur beträgt dagegen nur 15 °C. Im Innern der Sonne herrschen vermutlich Millionen von Grad (50 · 10⁶ °C). Die innere Erdtemperatur nimmt man bei einem Druck von nahezu 2 · 10⁶ Atmosphären zu über 3000 °C an. Die höchste bisher auf der Erde erreichte Temperatur tritt im Gleichstromlichtbogen des Hochstromkohlebogens mit einer Temperatur bis zu etwa 10000 °C je nach der Stromdichte auf.

Die Sonne sendet uns außer dem sichtbaren Licht Strahlen der verschiedensten Wellenlängen zu, die man durch Zerlegung des Gesamtspektrums (Wellenbandes) mit Hilfe des Spektroskops und photochemischer Aufnahmen sowie durch Beobachtung bestimmter Lebensvorgänge im Pflanzen- und Tierreich nachweisen kann. Wellenlängen von weniger als 0,29 μ gelangen nicht mehr an die Erdoberfläche. Nachweisbar sind diese kurzen Wellenlängen auch nur in größeren Höhen und bei reiner Luft (Davos 0,298 μ).

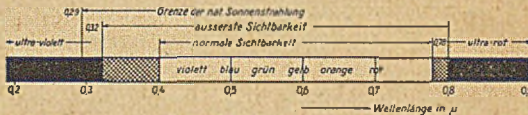


Bild 1. Bereich der sichtbaren Sonnenstrahlen.

Die Strahlung ist eine Energieform, deren Erzeugung und Ausbreitung nicht eindeutig erklärbar ist. Es stehen sich zwei Theorien gegenüber und zwar die Korpuskulartheorie, welche die Strahlen als körperliche Geschosse (Teilchenstrahlung) auffaßt, wie sie als Erster auch Newton vertrat und die Wellentheorie. Es lassen sich hiermit die physikalischen Eigenschaften des Lichtes, das nach der Wellentheorie auch Strahlung mit anderer Wellenlänge als die Wärmestrahlung vorstellt, erklären, jedoch nicht mit jeder einzelnen Theorie die gesamten Erscheinungen. Es ist so, daß sich die Ausbreitung der Strahlen im Raum durch das Bild von transversalen elektromagnetischen Wellen erklären läßt, jedoch nicht das Verhalten, sobald die Strahlung auf Materie stößt. Hier läßt sich der atomistische Charakter der Strahlung durch die Korpuskulartheorie eindeutig nachweisen und auch experimentell bestätigen. Zur Vorstellung der Wellennatur des Lichtes führte die Entdeckung der Interferenz- und Beugungserscheinungen des Lichtes. Der photoelektrische Effekt ist dagegen eine Erscheinung, die durch Strahlen erzeugt wird und nur durch die Korpuskularvorstellung erklärt werden kann.

W. Heisenberg¹⁾ befestigte diese Theorien mathematisch durch den geführten Beweis, daß das Partikelbild und das Wellenbild zwei verschiedene Erscheinungsformen ein und derselben physikalischen Realität sind. Die Strahlung läßt sich physikalisch als freigewordene Energie von Atomen auffassen. Durch deren Abgabe, die nach der Planckschen Quantentheorie nur in ganzen Einheiten, den sogenannten Photonen erfolgt, geht ein jedes einzelne Atom in einen Energiezustand niedrigerer Wertigkeit über. Die Aussendung von Strahlen ist demnach mit Materieverlust verbunden, so verliert z. B. die Sonne 4 Millionen Tonnen Masse in jeder Sekunde.

2. Die Strahlungsgesetze fester Körper.

Im folgenden soll nun die physikalische Bedeutung²⁾ der Strahlung außer Betracht bleiben und die technische Anwendung und Berechnung gebracht werden. Die Strahlung weist die Zustandsgrößen Energie, Temperatur, Volumen, Entropie (Nichtumkehrbarkeit) und Druck (Lichtdruck) auf, wie man sich dies aus den Wesenserklärungen der Strahlung klarmachen kann.

Die Strahlung als umfassender Begriff für elektromagnetische Schwingungen trägt je nach ihrer Wellenlänge (λ) verschiedene Bezeichnungen. Die Röntgenstrahlen haben z. B. eine Wellenlänge von $1 \mu\mu^3$) bis $20 m\mu$, die ultravioletten (chemische) Strahlen von $0,02 \mu$ bis $0,35 \mu$, die sichtbaren Strahlen (das Licht) von $0,365 \mu$ bis $0,75 \mu$, die ultraroten (Wärme-)Strahlen von $0,75 \mu$ bis 400μ und die elektrischen Wellen von $0,4 \text{ mm}$ bis zu km .

Die Frequenz (ν), d. h. die Zahl der Schwingungen je Sekunde der Strahlung, ist der Quotient aus der Fortpflanzungsgeschwindigkeit (c) der Strahlen und der Wellenlänge (λ). Die Frequenz ändert sich im Gegensatz zur Wellenlänge beim Übergang von einem Medium zum andern nicht.

¹⁾ W. Heisenberg. Die physikalischen Prinzipien der Quantentheorie. Leipzig 1930.

²⁾ L. Hopf. Materie und Strahlung (Korpuskel und Feld). Verständl. Wissenschaft, Bd. XXX, Berlin 1936 und L. de Broglie. Licht und Materie. Ergebnisse der Neuen Physik, Hamburg 1939, sind demjenigen zu empfehlen, welchen die rein physikalischen Fragen nicht zu umfangreich und wissenschaftlich interessieren. Auch das Buch

W. Woltreck, Die Welt der Strahlen, Leipzig 1937, dessen einzelne Abschnitte von verschiedenen Verfassern bearbeitet wurden, bietet einen guten Überblick über das gesamte Strahlungsgebiet, wie Grundlagen der Strahlungsphysik, Röntgenstrahlen, bioklimatische Bedeutung der Strahlung, Organismenstrahlung, Höhenstrahlung und technische Anwendung der Strahlung.

³⁾ $1 \mu = 10^{-3} \text{ mm}$, $1 m\mu = 10^{-6} \text{ mm}$, $1 \mu\mu = 10^{-9} \text{ mm}$.

Die Wärmestrahlen¹⁾, die wie die Lichtstrahlen den optischen Gesetzen unterliegen und auch deren Fortpflanzungsgeschwindigkeit von rund 300 000 km/sec haben, sind in zwei Hauptgruppen zu unterteilen, und zwar die Strahlung fester (undurchlässiger) Körper und die Strahlung von Gasen (Strahlung teilweise durchlässiger Körper). Bei der Decken- und Fußbodenheizung kommt die Strahlung von Gasen nicht in Frage, daher kann auf eine Darstellung verzichtet werden. Wissensdurstige werden auf das Buch von Schack²⁾ verwiesen.

Bei den festen Körpern und den meisten Flüssigkeiten (Wasser ist z. B. bei einer Schichtdicke von 0,1 mm schon praktisch für Wärmestrahlen undurchlässig) können wir uns die Strahlungseigenschaften wie Emission (Strahlenausendung), Absorption (Strahlenverschluckung) und Reflexion (Strahlenzurückwerfung) nur an der Oberfläche vor sich gehend betrachten, was die Formelbildung vereinfacht, im Gegensatz zu der Strahlung von Gasen, die nur in einzelnen Banden absorbieren und demgemäß auch strahlen, d. h. das Absorptionsspektrum von Gasen ist auswählend (selektiv) und auch hier nur bei einigen wenigen Gasen, wie z. B. Kohlensäure (CO_2), Wasserdampf (H_2O), Ammoniak (NH_3), Schwefeldioxyd (SO_2) und Salzsäuredämpfen (HCl).

Das Plancksche Strahlungsgesetz gibt uns näheren Aufschluß über die Abhängigkeit der Intensität (Stärke der Strahlung) von der Wellenlänge und Temperatur. Es ist in Bild 2 für verschiedene Temperaturen dargestellt.

Die Gesamtstrahlung bei einer gewissen Temperaturhöhe ist durch die von der Kurve und der λ -Achse eingeschlossenen Fläche gegeben. Die Strahlung umfaßt also Wellenlängen verschiedener Größen. Aus dem zu Anfang gegebenen Überblick der Strahlungsbereiche ist zu erkennen, daß die Lichtstrahlen in dem kleinen Bereich von rd. $0,35 \mu$ bis $0,75 \mu$ liegen. Die Wärmestrahlen von $0,75 \mu$ bis $0,4 \text{ mm}$ stellen eine größere Strecke auf der Abszisse dar. Man erkennt jedoch aus dem Kurvenverlauf des Bildes 2, daß, je höher die Temperatur, um so größer der Lichtteil (d. h. der Teil, den das menschliche Auge wahrnimmt) wird, und daß bei der Sonnentemperatur von rund 6000°C die Strahlungsenergie fast zur Hälfte Licht ist. Die Strahlung von Körpern mit einer Temperatur von $> 700^\circ \text{C}$ ist mit dem Auge schon zu erkennen. Die Wärmestrahlung gering temperierter Körper ist nur mit empfindlichen Thermoelementen und Widerstandsthermometern (Bolometern) nachweis- und meßbar.

1) Unter Wärmestrahlen sind wie zuvor angegeben nur die infraroten Strahlen zu verstehen. Zum Verständnis des eingeschränkten Begriffes Wärmestrahlung diene die Kenntnis, daß sich sämtliche elektromagnetischen Strahlen durch Absorption in Wärme umwandeln.

2) A. Schack, Der industrielle Wärmeübergang. Düsseldorf 1940.

Die Verschiebung des Höchstwertes der Kurven bei steigender Temperatur nach den kürzeren Wellenlängen zu drückt das Wien'sche Verschiebungsgesetz aus, das lautet:

$$\lambda_{\max} T = 2880 \mu^{\circ} \text{K} \dots \dots \dots (1)$$

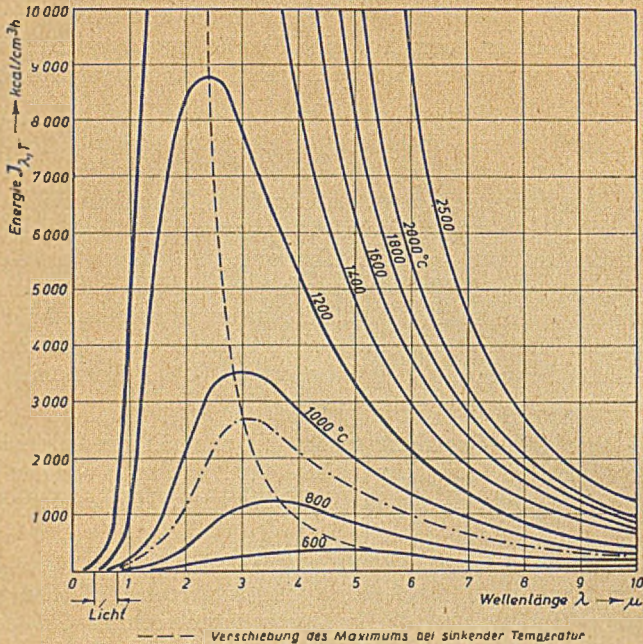


Bild 2.

Strahlungsenergie des absolut schwarzen Körpers in Abhängigkeit v. d. Wellenlänge.

Das Plancksche Gesetz für die lotrecht zur Fläche ausgestrahlte Energie eines unpolarisierten¹⁾ Strahles lautet

$$J_{\lambda, T} = \frac{2 \cdot C_1}{C_2 \lambda^5 (e^{\lambda/T} - 1)} \text{ kcal/cm}^2 \text{ h}, \dots \dots \dots (2)$$

worin $C_1 = 5,04 \cdot 10^{-13} \text{ kcal/cm}^2 \text{ h}$,

$C_2 = 1,432 \text{ cm}^{\circ} \text{K}$

und $\lambda = \text{Wellenlänge in cm}$

ist.

¹⁾ Unpolarisiert heißt, daß die Strahlung nach allen Richtungen sich gleichmäßig ausbreitet, im Gegensatz zu einem linearpolarisierten Strahl, der nur in einer Ebene schwingt. Die unpolarisierte Strahlung ist das Doppelte der polarisierten Strahlung, deshalb auch der Faktor 2 in der Gleichung (2).

(Die Konstanten C_1 und C_2 bestimmen sich aus der Boltzmannschen Konstanten, dem Planckschen Wirkungsquantum und der Lichtgeschwindigkeit.)

Durch Integration dieser Gleichung über alle Wellenlängen und Multiplikation mit π erhält man das für technische Berechnungen wichtige Stefan-Boltzmannsche Gesetz¹⁾ für die von einer Fläche insgesamt ausgesandte (emittierte) Strahlung, das lautet

$$Q = C_s F \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ kcal/h} \dots \dots \dots (3)$$

(für feste und flüssige Oberflächen geltend).

Die Gleichung besagt, daß die Gesamtstrahlung des absolut schwarzen Körpers proportional der vierten Potenz der absoluten Temperatur ist. Streng genommen gilt dieses Gesetz nur für absolut schwarze Körper. Es ist aber für die meisten technischen Flächen mit hinreichender Genauigkeit anwendbar, wie dies F. Wamsler, Mitt. Forsch. Arb. Ing. Wes., Heft 98/99 (1911) und E. Schmidt, Ges.-Ing., Beiheft 20, München 1927 fanden, indem man die Strahlungszahl C_s des absolut schwarzen Körpers durch die Strahlungszahl C ($< C_s$) des betreffenden Körpers ersetzt.

Die Strahlungszahl²⁾ solcher Körper ist dann stets ein Bruchteil des absolut schwarzen Körpers.

Man nennt dies dann die graue Strahlung, die man sich nach Bild 2 als gleichartige (geometrisch ähnliche) Kurven zu der schwarzen Strahlung jedoch für eine bestimmte Temperatur mit geringerer Intensitätshöhe vorstellen kann (z. B. strichpunktiert gezeichnete Kurve für 1000° C).

Für die Wärmestrahlen grauer Körper gilt exakt nur das Kirchhoffsche Gesetz sowohl für die Gesamtstrahlung wie für die einzelnen Wellenlängen. Dies lautet

$$E = \epsilon E_s \text{ bzw. } A = \epsilon A_s \text{ kcal/m}^2 \text{ h.} \dots \dots \dots (4)$$

Das Emissionsvermögen (Energie) eines beliebigen Körpers ist gleich dem des absolut schwarzen Körpers, vervielfacht mit dem Emissionsverhältnis. ϵ ist demnach das Emissionsverhältnis oder der Schwärzegrad.

$$\epsilon = \frac{E}{E_s} = \frac{A}{A_s} \dots \dots \dots (4a)$$

¹⁾ Von Stefan 1879 experimentell gefunden und 1884 von Boltzmann theoretisch bewiesen. Das Gesetz von M. Planck ist aus dem Jahre 1900.

²⁾ Die Zahlentafel I S. 308 gibt die Strahlungszahlen für verschiedene Stoffe an.

Das Emissionsverhältnis ε entspricht aber auch dem Absorptionsverhältnis, so daß der gleiche Satz auch für die Absorption gilt.

Unter Emission versteht man die von einer Oberflächeneinheit eines Körpers in der Zeiteinheit ausgestrahlte Energie (Intensität), wobei man unterscheiden kann zwischen der Intensität einer bestimmten Wellenlänge, eines bestimmten Wellenbereiches und der Intensität der Gesamtstrahlung.

Die Absorption ist die Verschluckung der Strahlung, die auf einen Körper auftrifft. Nur der absolut schwarze Körper, den es in der Natur jedoch nicht gibt¹⁾, ist imstande, sämtliche Strahlung zu verschlucken. Jeder andere Körper wirft (reflektiert) einen Teil der eintreffenden Strahlung zurück.

Je besser ein Körper die Wärmestrahlen absorbiert, desto mehr strahlt (emittiert) er auch. Das ist so zu verstehen, daß bei Absorption der Körper bestrahlt wird und bei Emission der Körper selbst Wärmesponder ist. Der absolut schwarze Körper hat (und zwar für jede Wellenlänge) demnach das größte Absorptionsverhältnis und somit auch das größte Emissionsverhältnis ($= 1$).

Bei einem grauen Körper ist das Emissions- und Absorptionsverhältnis (< 1) aller ausgesandten und eintreffenden Strahlen der verschiedenen Wellenlängen und damit auch die Strahlungszahl konstant und von der Temperatur unabhängig.

Wenn eine Strahlung auf einen Körper mit der Energie 1 auftrifft, so besteht also die Gleichung

$$1 = a + r + d \text{ (Absorption + Reflexion + Durchlässigkeit)} \quad (5)$$

die durch folgende Möglichkeiten erfüllt werden kann

$$a = 1 \text{ (} r, d = 0 \text{)} \quad \text{d. i. der absolut schwarze Körper} \quad \dots \quad (5a)$$

$$r = 1 \text{ (} a, d = 0 \text{)} \quad \text{idealer Spiegel} \quad \dots \quad (5b)$$

$$d = 1 \text{ (} a, r = 0 \text{)} \quad \text{strahlungsdurchlässiger (diathermaner)} \quad \dots \quad (5c)$$

Körper, z. B. trockene Luft

für $a = 1$ ist die Strahlungszahl des absolut schwarzen Körpers (temperaturunabhängig) nach den neuesten Untersuchungsergebnissen

$$C_s = 4,96 \text{ kcal/m}^2 \text{ h (} ^\circ \text{K)}^4 \dots \dots \dots (6)$$

¹⁾ Die Darstellung des absolut schwarzen Körpers ist durch eine Hohlkugel mit gleichmäßiger Temperatur und einem kleinen Loch möglich. Durch das Loch gelangen die Strahlen in das Innere der Kugel und durch die vielfachen Reflexionen im Innern wird die Intensität der eingedrungenen Strahlung durch die damit verbundene Absorption praktisch zu Null. Es tritt also keine Strahlung mehr nach außen und das Loch wirkt sozusagen als absolut schwarzer Körper.

Für die graue Strahlung kann man mit dem Emissionsverhältnis ϵ der Gesamtstrahlung die Strahlungszahl dann schreiben

$$C = \epsilon C_s \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ \text{K})^4. \dots \dots \dots (7)$$

Das Emissionsverhältnis ϵ_n für die Strahlung in der Flächennormalen ist bei blanken Metallen etwa $0,85 \epsilon$ und bei anderen Körpern $1,02$ bis $1,05 \epsilon$ je nach rauher oder glatter Oberfläche. Mit steigender Temperatur nimmt das Emissionsverhältnis bei Metallen zu, bei Nichtmetallen dagegen etwas ab.

Bei festen technischen Flächen, die man als graue Körper ansieht, um das Stefan-Boltzmannsche Gesetz anwenden zu können, muß die Strahlungszahl dann als Temperaturfunktion aufgefaßt werden.

Körper, die infolge ihrer stofflichen Eigenschaften nicht als graue Körper betrachtet werden können (z. B. Glas), emittieren und absorbieren selektiv. Die Strahlungskurve eines solchen Körpers verläuft also nicht wie die des grauen Körpers in Bild 2 gleichmäßig, sondern wie z. B. für eine Glasart nach Bild 49 mit mehr oder weniger starken Tälern. Glas hat für Lichtstrahlen und Wärmestrahlen kurzer Wellenlängen einen geringeren Schwärzegrad als für Strahlen langer Wellenlängen. Das gleiche gilt auch für weiße Farbe (nicht jedoch Aluminiumfarbe).

Bei Strahlungszahlen technischer Flächen ist es daher stets notwendig, die Temperaturhöhe und Oberflächenbeschaffenheit (poliert, glatt, rau, oxydiert) anzugeben, bei der die Messung ausgeführt wurde.

Allgemein läßt sich bezüglich der Strahlungszahlen bei den technischen Rechnungen der Strahlungsheizung mit deren niedrigen Temperaturen und damit die Gesamtstrahlung, vorwiegend gebildet durch den größeren Anteil langer Wellenlängenintensität, sagen, daß hier bei den Baustoffen Oberflächenbeschaffenheit und Farbe in engen Grenzen bzw. sogar ohne Einfluß sind¹⁾.

Für Strahlungen in schräger Richtung gilt das Lambertsche Gesetz

$$Q = Q_n \cos \beta \text{ kcal/h } \dots \dots \dots (8)$$

¹⁾ W. Sieber, Dissert. T. H. Hannover (1939) führte Untersuchungen an 40 Werk- und Baustoffen (u. a. Stuckgips, Feinverputz, Kork, Emaile (weiß), Beton, Fliese (weiß); Schamotte (weiß), Dachziegel (rot), Kachel (weiß), Porzellan (weiß), Dachpappe, Schiefer) zur Bestimmung des Absorptionsvermögens dieser Baustoffe in ihrer Abhängigkeit von der Wellenlänge durch. Die Untersuchungen wurden in Kurven niedergelegt, aus denen die Gesamtreflexions- bzw. Absorptionswerte für beliebige schwarze Strahlentemperaturen von Zimmertemperatur bis 6000°C abgelesen werden können. Sieber stellte fest, daß fast alle untersuchten Materialien einen Rückgang des Reflexionsvermögens mit abnehmender Temperatur der Strahlungsquelle zeigen, so sind z. B. viele für Sonnenstrahlung weiße Stoffe (weiße Lacke, Emaile, Gips u. a.) für die Heizkörperstrahlung praktisch als schwarz anzusehen.

d. h. die Strahlung einer Fläche¹⁾ nimmt in schräger Richtung mit dem Kosinus des Winkels zwischen Strahl und Einfallslot ab (Bild 3).

Q_n ist die senkrecht zur Fläche austretende Strahlungswärmemenge. Durch Integration über die Kugelhaube auf der Fläche ergibt sich aus der Gleichung 8

$$Q_{ges} = Q_n \pi \text{ kcal/h.} \quad (9)$$

Die Gesamtstrahlung (Strahlung nach allen Richtungen nach dem Stefan-Boltzmannschen Gesetz) ist demnach π mal so groß wie die Normalstrahlung (Strahlung nur in \perp -Richtung).

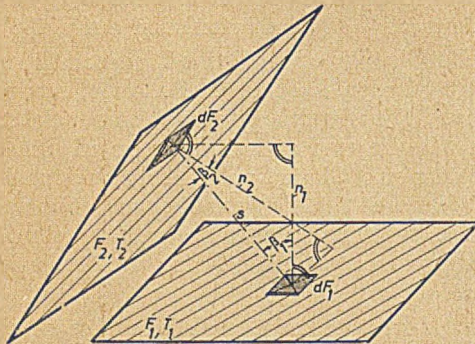


Bild 3.
Strahlung einer Fläche nach einer schräggestellten Fläche.

Das Lambertsche Kosinusetz ist jedoch nur bedingt gültig²⁾. Bei glatten Metallen, die spiegelnd reflektieren im Gegensatz zu rauen Flächen mit zerstreuer (diffuser) Rückstrahlung (technische Oberflächen), ist die Gesamtstrahlung

$$Q_{ges} = (1 \text{ bis } 1,3) \pi Q_n \text{ kcal/h.} \quad (10)$$

¹⁾ Zu beachten ist bei dem weiteren Gebrauch der Fläche als Strahlungsquelle, daß diese stets einen Körper voraussetzt, wie S. 16 bereits erläutert wurde.

²⁾ E. Schmidt, Wärmestrahlung technischer Oberflächen bei gewöhnlicher Temperatur. Beihefte Ges. Ing., Reihe I, Heft 20, München 1927.

H. Schmidt u. E. Furthmann, Über die Eigenstrahlung fester Körper. Mitt. Kaiser-Wilhelm-Institut, Eisenforsch., Abh. 109, S. 225, Bd. 10, Düsseldorf 1928.

E. Schmidt u. E. Eckert, Über die Richtungsverteilung der Wärmestrahlung von Oberflächen. Forsch., Bd. 6 (1935) S. 175.

E. Eckert, Die Richtungsverteilung von Ausstrahlung und Rückwurf von Wärmestrahlen an technisch wichtigen Oberflächen. Arch. f. Wärmew., Bd. 18 (1937) S. 107.

E. Schmidt, Einführung in die technische Thermodynamik. Berlin 1936.

Unter Anwendung des Stefan-Boltzmannschen und des Kirchhoffschen Gesetzes sowie des Entfernungsgesetzes (die Intensität der Strahlung einer punktförmigen Strahlungsquelle nimmt mit dem Quadrat der Entfernung ab, wobei dieses Gesetz jedoch nur für endlich zu betrachtende Ausstrahlungsflächen vom Blickfeld der eintreffenden Strahlung aus gilt), ergibt sich für den Strahlungsaustausch zweier beliebig gestellter Flächen dF_1 und dF_2 , d. h. also nur für sehr kleine Flächen geltend, mit den stetigen Temperaturen T_1 und T_2 (Bild 3)

$$d^2Q = \frac{1}{\pi} C \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{s^2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] dF_1 dF_2 \text{ kcal/h. . . (11)}$$

Bei der Aufstellung dieser Gleichung ist der Rückwurf der erstmalig auftreffenden Strahlung nicht berücksichtigt. Bei zwei im Strahlungsaustausch sich befindlichen Flächen muß die erstmalig Strahlung empfangende Fläche stets einen Teil wieder zurückwerfen gemäß dem Unterschied der Strahlungszahl der betreffenden Fläche und der absolut schwarzen Fläche. Dieses Zurückwerfen der Strahlung wiederholt sich aus der gleichen Begründung nun fortgesetzt. Je kleiner der Unterschied der Strahlungszahl von grauer und schwarzer Fläche ist, desto geringer wird der Fehler in Gl. 11.

Bei gleichzeitiger Anstrahlung einer Fläche von mehreren anderen addieren sich die zugestrahlten Wärmemengen nach Gl. 11.

Die gesamte zwischen den Flächen F_1 und F_2 mit den konstanten Temperaturen T_1 und T_2 ausgetauschte Wärmemenge ist

$$Q = \frac{1}{\pi} C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \iint_{F_1, F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{s^2} dF_1 dF_2 \text{ kcal/h. . . (12)}$$

Der Ausdruck $\frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{s^2}$ läßt sich, wenn man die rechtwinkligen Abstände der Flächen einführt (Bild 3) mit

$$\cos \beta_1 = \frac{n_1}{s}, \quad \cos \beta_2 = \frac{n_2}{s}$$

auch wie folgt schreiben

$$\frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{s^2} = \frac{n_1 n_2}{s^4} \frac{1}{m^2} \dots \dots \dots (13)$$

Bei rechtwinklig aufeinanderstehenden Flächen (Bild 4) geht der Ausdruck (Gl. 13) dann über in

$$\frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{s^2} = \frac{n_1 n_2}{(n_1^2 + n_2^2 + m^2)^2} \dots \dots \dots (13a)$$

Die Gleichung 12 läßt sich durch Einführung der Strahlungsübergangszahl (Abschnitt 4, S. 29)

$$\alpha_{Str} = b C \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ \text{C}, \quad \dots \quad (14)$$

worin die Strahlungszahl C (Abschnitt 3, S. 27) der zwei im Strahlungsaustausch befindlichen, beliebig zueinander liegenden Flächen F_1 und F_2 mit den Strahlungszahlen C_1 und C_2

$$C = \frac{C_1 C_2}{C_s} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ \text{K})^4 \quad \dots \quad (15)$$

ist und ferner mittels der Einstrahlzahl (Abschnitt 5, S. 29)

$$\varphi = \frac{1}{\pi F} \iint_{F_1 F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{s^2} dF_1 dF_2 \quad \dots \quad (16)$$

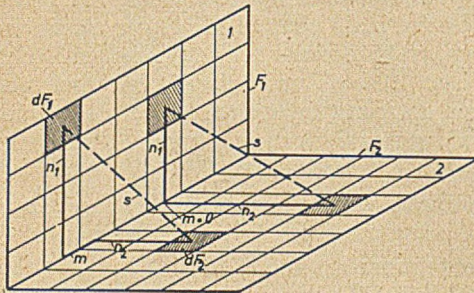


Bild 4.

Strahlungsaustausch zwischen zwei rechteckig aufeinanderstehenden Flächen.

in folgender einfacher Gleichungsform schreiben

$$Q = \alpha_{Str} \varphi F (t_1 - t_2) \text{ kcal/h.} \quad \dots \quad (17)$$

Hierin ist F die Oberfläche einer der beiden Körper mit der zu dieser Fläche gehörenden Einstrahlzahl.

3. Die Strahlungszahl.

Die Strahlungszahl C in Gl. 11 und 12 für zwei im Strahlungsaustausch befindliche Flächen F_1 und F_2 ist nicht nur von der Strahlungszahl der strahlenden Fläche, sondern auch von der der bestrahlten Fläche abhängig.

Nach den Forschungsergebnissen von Nusselt¹⁾ wird für die gegenseitige Strahlung zweier beliebig zueinander liegen-

¹⁾ W. Nusselt. Die Isolierfähigkeit von Luftschichten. Forsch. Arb. Ingenieurwesen, Heft 63/64, S. 72/83 (1909), Berlin, J. Springer.

der Flächen F_1 und F_2 mit den Strahlungszahlen C_1 und C_2 die Strahlungszahl

$$C = \frac{C_1 C_2}{C_s} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ \text{K})^4 \dots \dots \dots (15)$$

Ein Sonderfall a ist die gegenseitige Strahlung zweier parallel liegender, gleich großer Flächen, deren Abstand sehr klein gegenüber den Flächenabmessungen ist (die seitliche Abstrahlung nach den Flächen zwischen den Plattenrändern ist also so klein, daß sie vernachlässigt werden kann, oder sie wird durch reflektierende Spiegel zurückgeworfen).

Es ergibt sich

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ \text{K})^4 \dots \dots \dots (18)$$

Die Einstrahlzahl φ (Gl. 16 und Abschnitt 5, S. 29) wird für diesen Sonderfall a gleich 1, so daß sich also der Strahlungsaustausch zweier gleichlaufender (paralleler) Flächen nach der Gl. 12 und 17 in der einfachen Form

$$\begin{aligned} Q &= a_{str} F (t_1 - t_2) \\ &= \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s}} F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/h} \dots \dots (19) \end{aligned}$$

ergibt.

Ein Sonderfall b ist die gegenseitige Strahlung zweier sich völlig umschließender Flächen (ohne starke Einbuchtungen oder scharfe Ecken¹⁾).

Es ist hier die Strahlungszahl

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s} \right)} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ \text{K})^4 \dots \dots \dots (20)$$

worin F_1 = innere Fläche in m^2 mit der Strahlungszahl C_1 in $\text{kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ \text{K})^4$

F_2 = äußere Fläche in m^2 mit der Strahlungszahl C_2 in $\text{kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ \text{K})^4$

$C_s = 4,96 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ \text{K})^4$

ist.

¹⁾ Die Formel gilt streng nur für zwei gleichmittige Kugeln oder Zylinder.

Die Gleichung 12 läßt sich durch Einführung der Strahlungsübergangszahl (Abschnitt 4, S. 29)

$$\alpha_{Str} = b C \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ \text{C}, \quad \dots \quad (14)$$

worin die Strahlungszahl C (Abschnitt 3, S. 27) der zwei im Strahlungsaustausch befindlichen, beliebig zueinander liegenden Flächen F_1 und F_2 mit den Strahlungszahlen C_1 und C_2

$$C = \frac{C_1 C_2}{C_s} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^{\circ} \text{K})^4 \quad \dots \quad (15)$$

ist und ferner mittels der Einstrahlzahl (Abschnitt 5, S. 29)

$$\varphi = \frac{1}{\pi F} \iint_{F_1 F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{s^2} dF_1 dF_2 \quad \dots \quad (16)$$

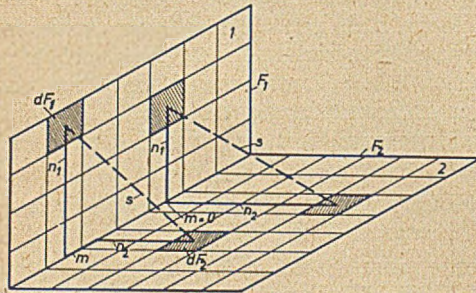


Bild 4.

Strahlungsaustausch zwischen zwei rechtwinklig aufeinanderstehenden Flächen.

in folgender einfacher Gleichungsform schreiben

$$Q = \alpha_{Str} \varphi F (t_1 - t_2) \text{ kcal/h.} \quad \dots \quad (17)$$

Hierin ist F die Oberfläche einer der beiden Körper mit der zu dieser Fläche gehörenden Einstrahlzahl.

3. Die Strahlungszahl.

Die Strahlungszahl C in Gl. 11 und 12 für zwei im Strahlungsaustausch befindliche Flächen F_1 und F_2 ist nicht nur von der Strahlungszahl der strahlenden Fläche, sondern auch von der der bestrahlten Fläche abhängig.

Nach den Forschungsergebnissen von Nusselt¹⁾ wird für die gegenseitige Strahlung zweier beliebig zueinander liegen-

¹⁾ W. Nusselt. Die Isolierfähigkeit von Luftschichten. Forsch. Arb. Ingenieurwesen, Heft 63/64, S. 72/83 (1909), Berlin, J. Springer.

der Flächen F_1 und F_2 mit den Strahlungszahlen C_1 und C_2 die Strahlungszahl

$$C = \frac{C_1 C_2}{C_s} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^{\circ} \text{K})^4 \dots \dots \dots (15)$$

Ein Sonderfall a ist die gegenseitige Strahlung zweier parallel liegender, gleich großer Flächen, deren Abstand sehr klein gegenüber den Flächenabmessungen ist (die seitliche Abstrahlung nach den Flächen zwischen den Plattenrändern ist also so klein, daß sie vernachlässigt werden kann, oder sie wird durch reflektierende Spiegel zurückgeworfen).

Es ergibt sich

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^{\circ} \text{K})^4 \dots \dots \dots (18)$$

Die Einstrahlzahl φ (Gl. 16 und Abschnitt 5, S. 29) wird für diesen Sonderfall a gleich 1, so daß sich also der Strahlungsaustausch zweier gleichlaufender (paralleler) Flächen nach der Gl. 12 und 17 in der einfachen Form

$$\begin{aligned} Q &= \alpha_{str} F (t_1 - t_2) \\ &= \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s}} F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/h} \dots \dots (19) \end{aligned}$$

ergibt.

Ein Sonderfall b ist die gegenseitige Strahlung zweier sich völlig umschließender Flächen (ohne starke Einbuchtungen oder scharfe Ecken¹⁾).

Es ist hier die Strahlungszahl

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s} \right)} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^{\circ} \text{K})^4 \dots \dots \dots (20)$$

worin F_1 = innere Fläche in m^2 mit der Strahlungszahl C_1 in $\text{kcal/m}^2 \text{ h } (^{\circ} \text{K})^4$

F_2 = äußere Fläche in m^2 mit der Strahlungszahl C_2 in $\text{kcal/m}^2 \text{ h } (^{\circ} \text{K})^4$

$C_s = 4,96 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^{\circ} \text{K})^4$

ist.

¹⁾ Die Formel gilt streng nur für zwei gleichmittige Kugeln oder Zylinder.

Die ausgetauschte Strahlungswärme (ohne Berücksichtigung des Rückwurfes) ist damit (φ ist ebenfalls wieder 1)

$$Q = a_{str} F_1 (t_1 - t_2) = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s} \right)} F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/h.} \quad (21)$$

Wird in Gleichung 21 das Verhältnis F_1/F_2 sehr klein, das ist der Fall, wenn der äußere Raum gegenüber dem inneren Körper sehr groß ist, z. B. bei Rohrleitungen im Freien oder in größeren Räumen, so geht die Gl. 20 in

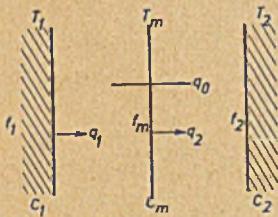
$$C = C_1 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ \text{K})^4 \quad (22)$$

und Gl. 21 in

$$Q = C_1 F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/h} \quad (23)$$

über.

Ein Beispiel für die Anwendung der Gl. 18 und 19 ist der Strahlungsschutz. Wird zwischen gleichlaufenden, sich bestrahlenden Flächen mit gleichen Strahlungszahlen $C_1 = C_2 = C$ eine andere Platte mit anderer Strahlungszahl C_m eingeschoben, so erhält man in einfacher arithmetischer Weise unter Voraussetzung des Beharrungszustandes (Bild 5)



$$q_1 = \frac{1}{2} q_0 \frac{C_x}{C} \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \quad (24)$$

worin

$$\frac{1}{C_x} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_m} - \frac{1}{C_s} \text{ m}^2 \text{ h } (^\circ \text{K})^4 / \text{kcal} \quad (25)$$

ist und q_0 die Wärmemenge, welche ohne Strahlungsschutz ausgetauscht wird (nach Gl. 19 mit $F = 1 \text{ m}^2$).

Die zwischen der Platte f_1 und der Mittelplatte f_m ausgetauschte Wärmemenge ist aber auch

$$q_1 = C_x \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \quad (26)$$

und die Zwischentemperatur ergibt sich damit zu

$$\left(\frac{T_m}{100} \right)^4 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] (^\circ \text{K})^4 \quad (27)$$

Die Gleichung (24) vereinfacht sich zu

$$q_1 = \frac{1}{2} q_0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \dots \dots \dots (24a)$$

wenn $C_1 = C_2 = C_m$ ist, d. h. alle 3 Flächen aus dem gleichen Stoff sind.

Beim Einschieben mehrerer Platten (n), ebenfalls alle aus dem gleichen Stoff, gilt

$$q_1 = q_2 = \dots = q_n = \frac{1}{n+1} q_0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \dots \dots (24b)$$

Die Zwischentemperaturen lassen sich ohne weiteres auf die gleiche einfache Art berechnen.

4. Die Strahlungsübergangszahl.

Aus praktischen Gründen wird die Gleichung 12 in der Form umgebaut, wie dies bereits im Abschnitt 2, S. 26 geschah, was als Ergebnis die Gl. 17 zur Folge hatte.

Diese Endgleichung hat damit eine ähnliche Form wie die Gl. 54 für den Wärmeübergang. Bei Wärmeübergangsberechnungen, wo gleichzeitig Strahlung und Konvektion auftritt (wie dies zumeist der Fall ist), wird damit der Berechnungsvorgang einfacher und übersichtlicher.

Der Temperaturwert in der Gl. 12 wird zu

$$\left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = b (t_1 - t_2) \text{ (}^\circ\text{K)}^4 \dots \dots \dots (28)$$

umgeformt, worin b eine Temperaturfunktion ist.

Eine Tabelle über den Zahlenwert b ist in der Zahlentafel 11, S. 337 enthalten.

Die Wärmeübergangszahl für Strahlung wird dann mit

$$\alpha_{str} = b C \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \dots \dots \dots (14)$$

definiert. Bei deren Anwendung ist aber stets die starke Temperaturabhängigkeit zu beachten.

5. Die Einstrahlzahl.

In Bild 6 sind 2 Flächen F_1 und F_2 (in der Bildebene \perp liegend) von verschiedener Temperatur angenommen, die beliebig zueinander angeordnet sein können.

Der Punkt I der Fläche F_1 sendet nach allen Richtungen Wärmestrahlen aus, von denen nur ein Teil, ein Strahlungskegel, die Fläche F_2

trifft. Die Größe dieses Strahlungskegels ist abhängig von der Größe der Fläche F_2 , von ihrer Entfernung s vom Punkt I und von dem Winkel β , unter dem sie gegen die Fläche F_1 geneigt ist.

Das Verhältnis der zwischen dem vom Punkt I insgesamt ausgesandten Strahlung zu der davon auf die Fläche F_2 auftreffenden Strahlung wird Einstrahlzahl oder Winkelverhältnis bzw. Strahlungsverhältnis genannt und mit φ bezeichnet.

Die Berechnung der Einstrahlzahl φ führt auf schwierige und langdauernde Berechnungen. Für verschiedene Fälle ist die Lösung¹⁾ ermittelt.

Ein nicht mathematischer Weg zur Bestimmung der Einstrahlzahl ist mittels der Gl. 13a, S. 25 gegeben. Man teilt die Fläche F_1 und F_2 (Bild 4) in kleinere, gleichgroße Flächenstückchen ein und berechnet die Strahlung jedes Flächenstückchens der Fläche F_1 auf jedes Flächen-

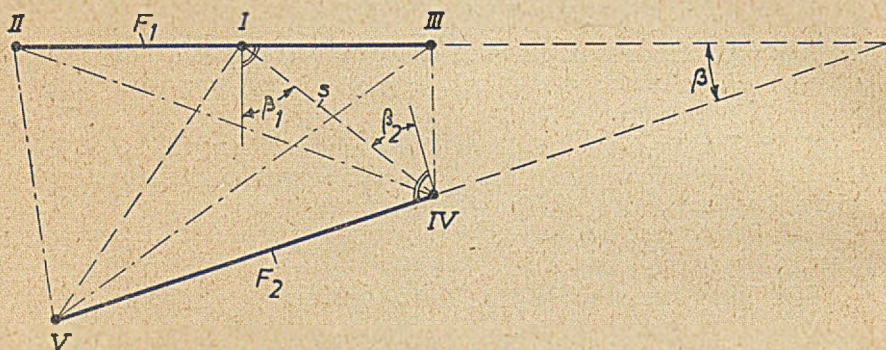


Bild 6. Strahlungsaustausch zweier beliebig liegender Flächen F_1 und F_2 .

stückchen der Fläche F_2 , wobei dann n und m die Schwerpunktsabstände dieser Flächenteilchen sind. Die Ergebnisse der Gl. 13a für die einzelnen Flächenstückchen sind jeweils mit $F_1 \cdot F_2$ zu vervielfachen und hierauf zusammenzuzählen. Durch entsprechende kleine Unterteilung der Flächen kann man sich dem richtigen Wert nähern.

Bereits 1900 gab Hermann²⁾ und neuerdings vermutlich unabhängig hiervon Nusselt gleichzeitig mit Seibert ein zeichnerisches

¹⁾ M. Gerbel. Die Grundgesetze der Wärmestrahlung. Berlin 1917.

H. C. Hottel. Radiant heat transmission. 2. Weltkraftkonferenz, Bd. 18 (1930) Sekt. 32, Nr. 243.

M. Jakob. Der Chemie-Ingenieur, Bd. I, 1. Teil, Leipzig 1933.

E. Eckert. Das Strahlungsverhältnis von Flächen mit Einbuchtungen und von zylindrischen Bohrungen. Arch. f. Wärmew., Bd. 16 (1935) S. 135/8.

²⁾ R. A. Hermann. Treatise of Geometric Optics Cambr. Univ. Press. (1900).

W. Nusselt. Graphische Bestimmung des Winkelverhältnisses. Z. VDI., Bd. 72 (1928) S. 673.

O. Seibert. Die Wärmefangfläche der bestrahlten Kesselheizfläche. Arch. f. Wärmew., Bd. 9 (1928) S. 180/8 u. VDI. Forsch. Heft (1930) Nr. 324.

Verfahren zur Lösung an. Der Letztere erwähnt in seiner angezogenen Abhandlung auch die Bestimmung der Einstrahlzahl mit optischen Mitteln (Lichtbild). Dieses Verfahren benutzt Eckert¹⁾ um für verwickelt geformte Flächen auf einfache Weise die Einstrahlzahl zu bestimmen.

Es ist aus dem Bild 6 ohne weiteres zu erkennen, daß der Wert φ für die Punkte II und III ein anderer sein muß als für Punkt I, weil sich die Entfernung von der Fläche F_2 geändert hat. Außerdem ist zu erkennen, daß der Punkt IV der Fläche F_2 mehr Wärmestrahlen erhält als der Punkt V. Daraus geht hervor, daß auch bei parallelen Flächen die Einstrahlzahl φ nicht für alle Punkte der Flächen gleich ist, daß vielmehr die Mitte mehr Strahlen erhält als die Kanten und Ecken.

Für die bei der Strahlungsheizung vorkommenden Flächen, die fast immer eben sind und entweder gleichlaufend liegen oder rechtwinklig aufeinanderstehen, ergibt sich folgende Lösung.

Die allgemeine Gleichung für die Einstrahlzahl zwischen einem beliebig im Raum angeordneten strahlenden Flächenteilchen dF_1 und einer endlichen bestrahlten Fläche F_2 ist

$$\varphi = \frac{1}{\pi} \int_{F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{s^2} dF_2 \quad \dots \quad (16a)$$

hierin bedeutet nach Bild 3

β_1 den Winkel zwischen der auf der strahlenden Fläche errichteten Lotrechten und der Richtung des Strahles;

β_2 den Winkel zwischen der auf der angestrahlten Fläche errichteten Lotrechten und der Richtung des Strahles;

s die Länge des Strahles.

Die Gleichung ist auch gültig für den Fall, daß dF_1 die bestrahlte und F_2 die strahlende Fläche ist.

Aus dieser Gleichung 16 erhält man nach Integration und Umformung für zwei Flächen, deren strahlende Fläche die Seiten a und b hat und bei denen der senkrechte Abstand des bestrahlten und beliebig im Raum angeordneten Flächenelementes von der strahlenden Fläche h ist, für die eingestrahlte Wärmemenge je m^2 der strahlenden Fläche auf eine Ecke der bestrahlten Fläche folgende Gleichung

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left[\left(\frac{a}{\sqrt{h^2 + a^2}} \arctg \frac{b}{\sqrt{h^2 + a^2}} + \frac{b}{\sqrt{h^2 + b^2}} \arctg \frac{a}{\sqrt{h^2 + b^2}} \right) \cos \beta \right. \\ \left. - \left(\frac{h}{\sqrt{h^2 + a^2}} \arctg \frac{b}{\sqrt{h^2 + a^2}} - \arctg \frac{b}{h} \right) \sin \beta \right], \quad \dots \quad (29)$$

¹⁾ E. Eckert. Technische Strahlungsaustauschrechnungen und ihre Anwendung in der Beleuchtungstechnik und beim Wärmeaustausch. Berlin VDI. 1937.

Wenn das Flächenelement parallel zur strahlenden Fläche liegt, wird $\beta = 0$ und damit

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{a}{\sqrt{h^2 + a^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{b}{\sqrt{h^2 + a^2}} + \frac{b}{\sqrt{h^2 + b^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{a}{\sqrt{h^2 + b^2}} \right). \quad (30)$$

Bei lotrechter Lage des Flächenelementes zur strahlenden Fläche wird $\beta = 90^\circ$. Es wird damit die Einstrahlzahl, sofern das bestrahlte Flächenelement auf a lotrecht steht

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left(\operatorname{arc\,tg} \frac{a}{h} - \frac{h}{\sqrt{h^2 + b^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{a}{\sqrt{h^2 + b^2}} \right), \quad \dots \quad (31)$$

und wenn das bestrahlte Flächenelement auf b lotrecht steht

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left(\operatorname{arc\,tg} \frac{b}{h} - \frac{h}{\sqrt{h^2 + a^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{b}{\sqrt{h^2 + a^2}} \right). \quad \dots \quad (32)$$

Bei Anwendung dieser Gleichungen ist zu beachten, daß der berechnete Wert von φ immer nur für einen Eckpunkt der angestrahlten Fläche gilt und daß für die Berechnung weiterer Punkte eine entsprechende Unterteilung der Flächen vorgenommen werden muß. Die angenommenen Flächenteile müssen eine gemeinsame Kante haben, wenn es sich um die Berechnung der Einstrahlzahl φ zwischen rechtwinklig aufeinanderstehenden Flächen handelt. Um die Anwendung dieser wichtigen Formeln zu zeigen, wird die Einstrahlzahl für die wichtigsten Punkte eines würfelförmigen Vergleichsraumes berechnet. Die Seiten des Raumes seien a und b , die Höhe h .

Damit ergibt sich für eine Ecke des Fußbodens (Bild 7) nach Gl. 30, mit $a = b = h = 1$ die Einstrahlzahl zu

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} + \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \right) = 0,139.$$

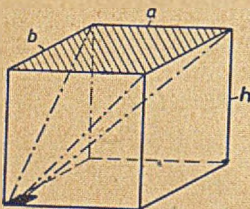


Bild 7. Strahlung auf die Ecke des Fußbodens.

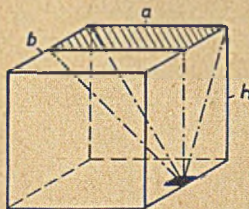


Bild 8. Strahlung auf die Mitte einer Fußbodenkante.

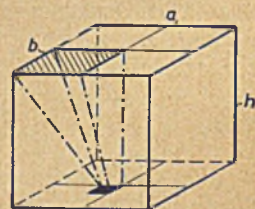


Bild 9. Strahlung auf die Mitte des Fußbodens.

Um die Mitte einer Bodenkante (Bild 8) als Eckpunkt zu erhalten, muß die Seite b halbiert werden, also $a = h = 1$, $b = 0,5$. Das Ergebnis

ist zu verdoppeln, um die Wirkung der beiden Hälften zu berücksichtigen.

Die Einstrahlzahl ergibt sich dann zu

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{0,5}{\sqrt{1^2 + 1^2}} + \frac{0,5}{\sqrt{1^2 + 0,5^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{1}{\sqrt{1^2 + 0,5^2}} \right) \cdot 2$$

$$= 0,181.$$

Um die Mitte der Bodenfläche (Bild 9) als Eckpunkt zu erhalten, müssen die Seiten a und b halbiert werden, also $a = b = 0,5$, $h = 1$. Das Ergebnis ist sinngemäß zu vervierfachen und man erhält die Einstrahlzahl zu

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{0,5}{\sqrt{1^2 + 0,5^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{0,5}{\sqrt{1^2 + 0,5^2}} + \frac{0,5}{\sqrt{1^2 + 0,5^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{0,5}{\sqrt{1^2 + 0,5^2}} \right) \cdot 4$$

$$= 0,24.$$

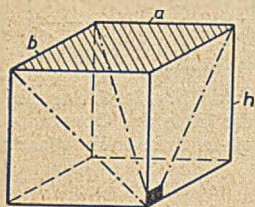


Bild 10. Strahlung auf die untere Ecke einer lotrechten Wand.

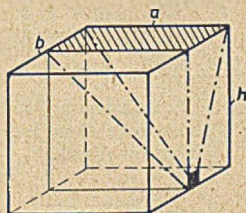


Bild 11. Strahlung auf die Mitte der Unterkante einer lotrechten Wand.

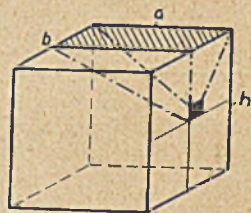


Bild 12. Strahlung auf die Mitte einer lotrechten Wand.

Für eine untere Ecke einer lotrechten Wand (Bild 10) nach Gl. 32 mit $a = b = h = 1$ wird

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left(\operatorname{arc\,tg} \frac{1}{1} - \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \right) = 0,0558.$$

Für die Mitte einer unteren Kante (Bild 11) auf die lotrechte Fläche bezogen mit $a = h = 1$, $b = 0,5$ wird

$$\varphi = \frac{1}{1\pi} \left(\operatorname{arc\,tg} \frac{0,5}{1} - \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{0,5}{\sqrt{1^2 + 1^2}} \right) \cdot 2 = 0,070.$$

Für die Mitte einer lotrechten Fläche (Bild 12) mit $b = h = 0,5$; $a = 1$ wird

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left(\operatorname{arc\,tg} \frac{0,5}{0,5} - \frac{0,5}{\sqrt{0,5^2 + 1^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{0,5}{\sqrt{0,5^2 + 1^2}} \right) \cdot 2 = 0,191.$$

Für die Mitte einer lotrechten Kante (Bild 13)
mit $a = b = 1$, $h = 0,5$ wird

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left(\text{arc tg } \frac{1}{0,5} - \frac{0,5}{\sqrt{0,5^2 + 1^2}} \text{arc tg } \frac{1}{\sqrt{0,5^2 + 1^2}} \right) = 0,126.$$

Für die obere Ecke einer lotrechten Wand (Bild 14)
mit $a = b = 1$, $h = 0$ wird

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left(\text{arc tg } \frac{1}{0} - 0 \right) = 0,25.$$

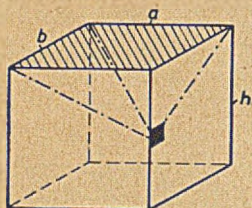


Bild 13. Strahlung auf die Mitte einer lotrechten Kante.

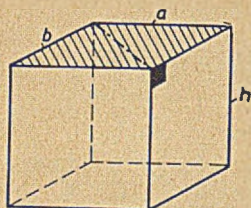


Bild 14. Strahlung auf die obere Ecke einer lotrechten Wand.

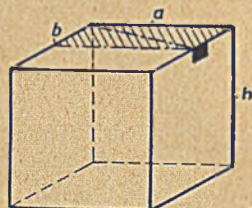


Bild 15. Strahlung auf die Mitte der Oberkante einer lotrechten Wand.

Für die Mitte einer oberen Kante (Bild 15)
mit $a = 1$, $b = 0,5$, $h = 0$ wird

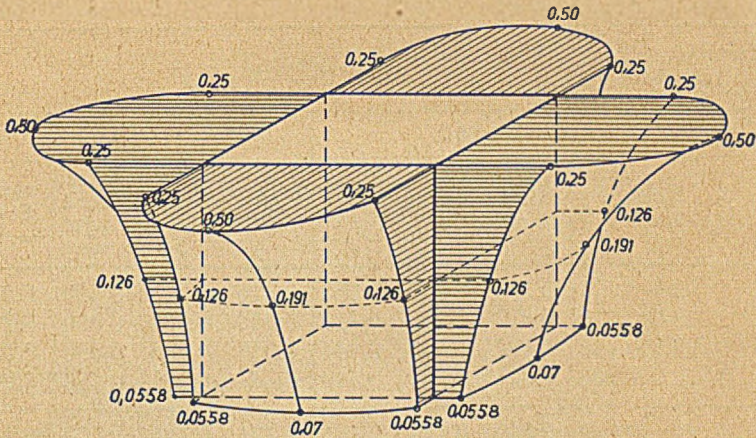
$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \left(\text{arc tg } \frac{1}{0} - 0 \right) \cdot 2 = 0,50.$$

Mit den vorstehend berechneten Werten von φ ergibt sich das Bild der Strahlungsverteilung in einem würfelförmigen Raum mit vollständig beheizter Decke gemäß Bild 16, wenn die Strahlungsreflexion unberücksichtigt bleibt.

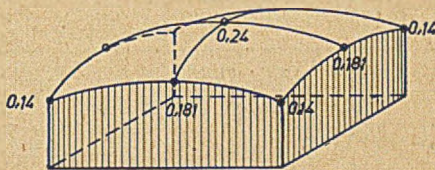
Die Annahme eines würfelförmigen Raumes gestattet zwar eine anschauliche Darstellung der Strahlungsverteilung, bietet aber nur geringe Anwendungsmöglichkeit für die Praxis. Es muß noch untersucht werden, wie sich eine Änderung der Raumhöhe und des Seitenverhältnisses auf die Strahlungsverteilung auswirkt. Hierzu werden für 20 verschiedene Raumverhältnisse die Werte von φ für die wichtigsten Punkte des Fußbodens und der Wände nach den Gleichungen 30, 31 und 32 berechnet. Die Raumverhältnisse sind so angenommen, daß mit ihnen wohl alle praktisch vorkommenden Fälle erfaßt werden können. Wenn in besonderen Ausnahmefällen keines der angenommenen Raumverhältnisse zutrifft, müssen die Werte der Einstrahlzahl φ nach

den angegebenen Gleichungen berechnet oder wenn dies wegen der Form des Raumes nicht möglich ist, eine zeichnerische Lösung gesucht werden.

In der nachstehenden Zahlentafel 14 sind die Werte für die Einstrahlzahl φ zwanzig verschiedener Raumverhältnisse zusammengestellt.



Strahlungsverteilung auf die Seitenwände.



Strahlungsverteilung auf den Fußboden.

Bild 16. Strahlungsverteilung auf die einzelnen Wandflächen und den Fußboden in einem deckenbeheizten, würfelförmigen Raum.

Die Werte der ZT 14 lassen zwar schon den großen Einfluß der Raumhöhe erkennen, sind aber noch nicht direkt für die Berechnung der Strahlungsverteilung anwendbar, weil es sich immer nur um die Einstrahlzahl einzelner Punkte handelt.

Für die Berechnung der Wärmestrahlung von Fläche zu Fläche ist der auf die ganze strahlungsaufnehmende Fläche bezogene Mittelwert der örtlichen Einstrahlzahlen maßgebend. Es ist die allgemeine Gleichung für die Einstrahlzahl zwischen zwei beliebig im Raum angeordneten endlichen Flächen F_1 und F_2

$$\varphi_m = \frac{1}{F_1} \int_{F_1} \varphi dF_1 = \frac{1}{\pi F_1 F_2} \iint_{F_1 F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{s^2} dF_1 dF_2 \quad (16)$$

Zahlentafel 14.

Einstrahlzahl φ einer beheizten Decke
nach verschiedenen Punkten des Bodens und der Wände.

| Raum- verhältnis ¹⁾ | | | Einstrahlzahl φ | | | | | | | |
|-----------------------------------|---------------|---------------|-------------------------|-----------------|----------------|----------------|-----------------|-----------------|-------------------------|-------------------------------|
| $\frac{a}{b}$ | $\frac{b}{a}$ | $\frac{h}{a}$ | Boden | | | | Wände | | | |
| Seite | Seite | Höhe h | Ecke | Mitte Fläche | Mitte Kante | Mitte Kante | Mitte Fläche | Mitte Fläche | Mitte obere Kante | obere Ecke a oder b |
| | | | | | a | b | $a \cdot h$ | $b \cdot h$ | a oder b | |
| 1 | 1 | 0,5 | 0,208 | 0,560 | 0,335 | 0,335 | 0,315 | 0,315 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 2 | 0,5 | 0,218 | 0,672 | 0,350 | 0,417 | 0,342 | 0,363 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 3 | 0,5 | 0,222 | 0,697 | 0,353 | 0,434 | 0,346 | 0,375 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 4 | 0,5 | 0,240 | 0,705 | 0,355 | 0,440 | 0,347 | 0,375 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 1 | 1 | 0,139 | 0,240 | 0,181 | 0,181 | 0,191 | 0,191 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 2 | 1 | 0,168 | 0,362 | 0,211 | 0,274 | 0,231 | 0,246 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 3 | 1 | 0,174 | 0,408 | 0,221 | 0,315 | 0,242 | 0,262 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 4 | 1 | 0,177 | 0,425 | 0,223 | 0,333 | 0,245 | 0,272 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 1 | 2 | 0,060 | 0,074 | 0,066 | 0,066 | 0,070 | 0,070 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 2 | 2 | 0,091 | 0,132 | 0,097 | 0,120 | 0,115 | 0,113 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 3 | 2 | 0,102 | 0,174 | 0,109 | 0,157 | 0,131 | 0,128 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 4 | 2 | 0,107 | 0,195 | 0,115 | 0,181 | 0,137 | 0,135 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 1 | 3 | 0,031 | 0,034 | 0,033 | 0,033 | 0,031 | 0,031 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 2 | 3 | 0,052 | 0,066 | 0,055 | 0,061 | 0,063 | 0,053 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 3 | 3 | 0,064 | 0,090 | 0,066 | 0,086 | 0,080 | 0,067 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 4 | 3 | 0,071 | 0,110 | 0,074 | 0,105 | 0,090 | 0,075 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 1 | 4 | 0,018 | 0,020 | 0,019 | 0,019 | 0,013 | 0,013 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 2 | 4 | 0,033 | 0,038 | 0,034 | 0,037 | 0,036 | 0,029 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 3 | 4 | 0,043 | 0,054 | 0,044 | 0,053 | 0,052 | 0,036 | 0,500 | 0,250 |
| 1 | 4 | 4 | 0,049 | 0,070 | 0,051 | 0,067 | 0,061 | 0,041 | 0,500 | 0,250 |

¹⁾ D. h. die Zahlenwerte sind für beliebige Raumverhältnisse gültig, sofern man die drei wirklichen Raummaße durch einen gemeinschaftlichen Nenner teilt und man dann auf die Raummaße der Tabelle gelangt. (a und b sind vertauschbar, im Kopf der Tabelle aufgenommen.)

worin F_1 die strahlende Fläche und φ_m der Mittelwert der örtlichen Winkelverhältnisse ist.

Es gibt auch hier wieder die Vertauschbarkeit von strahlender und bestrahler Fläche, da

$$\varphi_{(1 \text{ auf } 2)_m} \bar{I}_1 = \varphi_{(2 \text{ auf } 1)_m} \bar{I}_2 \quad \dots \quad (16b)$$

ist.

Die mittlere Einstrahlzahl für einen zum Rechteck $a \ b$ parallelen Flächenstreifen, dessen Längsseite mit b gleichlaufend ist und den Abstand h aufweist (Bild 17), lautet

$$\varphi_m = \frac{1}{\pi} \left(\frac{a}{\sqrt{a^2 + h^2}} \arctg \frac{b}{\sqrt{a^2 + h^2}} + \frac{\sqrt{b^2 + h^2}}{b} \arctg \frac{a}{\sqrt{b^2 + h^2}} - \frac{h}{b} \arctg \frac{a}{h} \right) \dots \quad (30a)$$

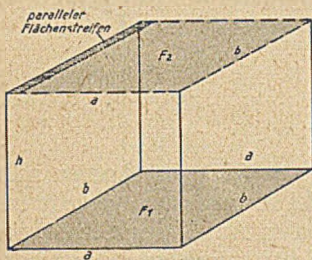


Bild 17. Bestrahlung einer Rechteckfläche durch eine dazu parallele gleichgroße Rechteckfläche.

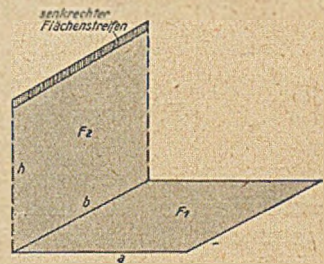


Bild 18. Bestrahlung einer Rechteckfläche durch eine dazu rechtwinklige Rechteckfläche.

Der Mittelwert der örtlichen Einstrahlzahlen für die gegenseitige Bestrahlung zweier gleichgroßer und auf gemeinsamen Kanten liegender paralleler Rechteckflächen $a \ b$ mit der Entfernung h (Bild 17) ist

$$\varphi_m = \frac{2}{ab\pi} \left(b \sqrt{a^2 + h^2} \arctg \frac{b}{\sqrt{a^2 + h^2}} + a \sqrt{b^2 + h^2} \arctg \frac{a}{\sqrt{b^2 + h^2}} - bh \arctg \frac{b}{h} - ah \arctg \frac{a}{h} - \frac{h^2}{2} \ln \frac{(h^2 + a^2 + b^2) h^2}{(a^2 + h^2)(b^2 + h^2)} \right) \dots \quad (30b)$$

Die mittlere Einstrahlzahl für einen zum Rechteck ab rechtwinkligen Flächenstreifen (Bild 18) lautet

$$\varphi_m = \frac{1}{\pi} \left(\operatorname{arc\,tg} \frac{b}{h} - \frac{h}{\sqrt{a^2 + h^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{b}{\sqrt{a^2 + h^2}} \right. \\ \left. - \frac{h}{2b} \ln \frac{(a^2 + h^2)(b^2 + h^2)}{(a^2 + b^2 + h^2)h^2} \right) \dots \dots \dots (32a)$$

Der Mittelwert der örtlichen Einstrahlzahlen für zwei aufeinander rechtwinklig stehender Rechteckflächen ab und bh (Bild 18) ist

$$\varphi_m (1 \text{ auf } 2) = \frac{h}{a\pi} \left(\operatorname{arc\,tg} \frac{b}{h} + \frac{a}{h} \operatorname{arc\,tg} \frac{b}{a} - \frac{\sqrt{a^2 + h^2}}{h} \operatorname{arc\,tg} \frac{b}{\sqrt{a^2 + h^2}} \right. \\ \left. + \frac{b}{\sqrt{a^2 + h^2}} + \frac{h}{4b} \ln \frac{(a^2 + b^2 + h^2)h^2}{(a^2 + h^2)(b^2 + h^2)} \right. \\ \left. + \frac{a^2}{4bh} \ln \frac{(a^2 + b^2 + h^2)a^2}{(a^2 + b^2)(a^2 + h^2)} \right. \\ \left. - \frac{b}{4h} \ln \frac{(a^2 + b^2 + h^2)b^2}{(a^2 + b^2)(b^2 + h^2)} \right) \dots \dots \dots (32b)$$

Die mit vorstehenden Gleichungen (30b u. 32b) errechneten mittleren Einstrahlzahlen sind in der Zahlentafel 15 zusammengestellt und ergeben mit 100 multipliziert den prozentualen Anteil der Strahlungsaufnahme der einzelner Flächen an der Gesamtstrahlung der Decke.

Diese Werte sind für die Berechnung der Wärmestrahlung in Räumen mit quadratischer und rechteckiger Grundfläche gültig und geben in ihrer Zusammenstellung ein anschauliches Bild der Strahlungsverteilung, weil sie, wie schon vorstehend erwähnt, die prozentuale Strahlungsaufnahme der Wände und des Fußbodens angeben. So ergibt sich z. B. für den angenommenen würfelförmigen Raum mit $a = b = h = 1$ für jede der fünf strahlungsaufnehmenden Flächen eine Einstrahlzahl von 0,2, d. h. jede Fläche erhält 20% der von der Decke ausgestrahlten Wärmemenge.

Die Zahlentafel 15 vermittelt aber auch die wichtige Erkenntnis, daß mit zunehmender Raumhöhe die Strahlungsaufnahme des Bodens und damit auch des unteren Teiles der Wände sehr rasch abnimmt. Hieraus ergibt sich die Forderung, daß Räume, die eine im Verhältnis zu ihrer Grundfläche ungewöhnlich große Höhe besitzen, nicht mehr von der Decke aus beheizt werden sollen, weil in einem solchen Falle bis zu 85% der von der Decke ausgestrahlten Wärmemenge von der oberen Hälfte der Wände absorbiert wird.

Zahlentafel 15.

Mittlere Einstrahlzahl φ_m einer beheizten Decke nach den übrigen Begrenzungsflächen eines Raumes.

| Raumverhältnis ¹⁾ | | | Mittlere Einstrahlzahl φ_m | | |
|------------------------------|-------------------|------------------|------------------------------------|----------------------|----------------------|
| Seite <i>a</i> | Seite <i>b</i> | Höhe <i>h</i> | Boden <i>a · b</i> | Wand <i>a · h</i> | Wand <i>b · h</i> |
| <i>b</i> | <i>a</i> | | | <i>b · h</i> | <i>a · h</i> |
| 1 | 1 | 0,5 | 0,416 | 0,146 | 0,146 |
| 1 | 2 | 0,5 | 0,507 | 0,079 | 0,167 |
| 1 | 3 | 0,5 | 0,541 | 0,054 | 0,175 |
| 1 | 4 | 0,5 | 0,562 | 0,039 | 0,180 |
| 1 | 1 | 1 | 0,200 | 0,200 | 0,200 |
| 1 | 2 | 1 | 0,212 | 0,112 | 0,242 |
| 1 | 3 | 1 | 0,323 | 0,084 | 0,255 |
| 1 | 4 | 1 | 0,345 | 0,062 | 0,266 |
| 1 | 1 | 2 | 0,068 | 0,233 | 0,233 |
| 1 | 2 | 2 | 0,127 | 0,144 | 0,292 |
| 1 | 3 | 2 | 0,1495 | 0,107 | 0,318 |
| 1 | 4 | 2 | 0,1675 | 0,082 | 0,334 |
| 1 | 1 | 3 | 0,0306 | 0,242 | 0,242 |
| 1 | 2 | 3 | 0,0612 | 0,158 | 0,310 |
| 1 | 3 | 3 | 0,079 | 0,128 | 0,333 |
| 1 | 4 | 3 | 0,097 | 0,092 | 0,360 |
| 1 | 1 | 4 | 0,0278 | 0,243 | 0,243 |
| 1 | 2 | 4 | 0,0345 | 0,169 | 0,314 |
| 1 | 3 | 4 | 0,049 | 0,132 | 0,344 |
| 1 | 4 | 4 | 0,064 | 0,102 | 0,366 |

¹⁾ D. h. die Zahlenwerte sind für beliebige Raumverhältnisse gültig, sofern man die drei wirklichen Raummaße durch einen gemeinschaftlichen Nenner teilt und man dann auf die Raummaße der Tabelle gelangt. (*a* und *b* sind vertauschbar, im Kopf der Tabelle aufgenommen.)

Dadurch ergäbe sich ein schlechter Raumwirkungsgrad der Deckenheizfläche. Man wird sich in solchen Fällen so helfen, daß man je nach den örtlichen Verhältnissen nur einen Teil der erforderlichen Heizflächen möglichst in der Mitte des Raumes einbaut und die restlichen Heizflächen in den Wänden unterbringt. Der hohe Anteil der oberen Kanten und Ecken an der Strahlungsaufnahme macht es auch bei einem Raum mit normaler Höhe nötig, daß die Deckenheizfläche erst in einem gewissen Abstand von der Außenwand beginnt, um zu hohe Wärmeverluste zu vermeiden, um so mehr, als die Außenwand auch noch durch Leitung innerhalb der Decke Wärme erhält. Bei Innenwänden ist diese Vorsicht nicht so wichtig, weil die Wärme dem Gebäude erhalten bleibt.

Bei der Ausführung einer Strahlungsheizung wird also meistens nur ein mehr oder wenig großer Teil der Deckenfläche mit Heizflächen ausgerüstet werden, entweder mit Rücksicht auf die Verluste der Außenwand oder aber weil der Raum keine größeren Heizflächen braucht. Die Werte der ZT 15 gelten streng genommen nur bei vollständig beheizter Decke. Man kann dieselben aber, ohne einen großen Fehler zu begehen, auch für obigen Fall verwenden, besonders weil eine genaue Berechnung der Einstrahlzahl außerordentlich schwierig und zeitraubend ist und in keinem Verhältnis zur erzielten Genauigkeit steht. In besonderen Fällen, wo eine wenigstens annähernde Bestimmung¹⁾ der wirklichen Größe der Einstrahlzahl geboten ist, wird man dieselbe unter Zuhilfenahme der ZT 15 schätzen. Man wird hierbei zweckmäßig davon ausgehen, daß der Wert von φ für die Projektion der teilweise beheizten Decke auf den Fußboden bekannt ist. Denkt man sich nun die Kurve von der Einstrahlzahl φ nach den Wänden zu verlängert, so läßt sich leicht ein ungefährer Mittelwert für die außerhalb der Projektionsfläche liegende Bodenfläche finden. Die Einstrahlzahl des Bodens wird nun unter Beachtung der Größe von Projektionsfläche und ganzer Bodenfläche um diesen Wert erhöht. Die Einstrahlzahlen der Wände sind dann so zu ermäßigen, daß ihre Summe mit der des Fußbodens zusammen den Wert 1,0 ergibt.

Beispiel. Es sind die Einstrahlzahlen des Bodens und der Wände zu bestimmen bzw. zu schätzen, wenn nur, wie in Bild 19 dargestellt, die halbe Decke beheizt wird.

¹⁾ E. F. M. v. d. Held. Wärmeübertragung durch Strahlung. Ges.-Ing. Bd. 62 (1939), S. 581/5 u. 594/8 gibt auf S. 595 einen Hinweis auf die mögliche Berechnung. Der von v. d. Held aufgestellte Formwert ergibt sich aus der zweimaligen Anwendung der Gleichung 31 bzw. 32. Nach Bild 14 wird die Einstrahlzahl für die vollbeheizte Decke ermittelt und auf gleiche Weise für den unmittelbar anliegenden nicht beheizten Teil. Durch Subtraktion beider Gleichungen erhält man den gewünschten Formwert für die teilweise beheizte Decke. Die übrigen Zahlenwerte sind gemäß dem in den Bildern 9 bis 15 gezeigten Rechnungsgang, wobei jedoch stets zu beachten ist, daß die Gl. 31 u. 32 gelten, zu ermitteln.

Zunächst werden die Einstrahlzahlen aus der ZT 14 und 15 entnommen für einen durch die beheizte Deckenfläche begrenzten Raum mit den Maßen $a = 1$, $b = 2$ und $h = 2$. Auf Grund dieser genauen Zahlenwerte werden dann die für den wirklichen Raum mit den Maßen $a = 2$, $b = 2$, $h = 2$ maßgebenden Einstrahlzahlen geschätzt.

Für den Fußboden ergibt sich für die Projektion der beheizten Decke, also für ein Raumverhältnis $a = 1$, $b = 2$, $h = 2$, nach ZT 15 ein Mittelwert von φ für die Bodenfläche von 0,127. Der wirkliche Wert von φ muß größer sein, weil die strahlungsaufnehmende Bodenfläche bei der Vergrößerung des Raumes auf $a = 2$, $b = 2$, $h = 2$ verdoppelt wurde, so daß also ein Teil der

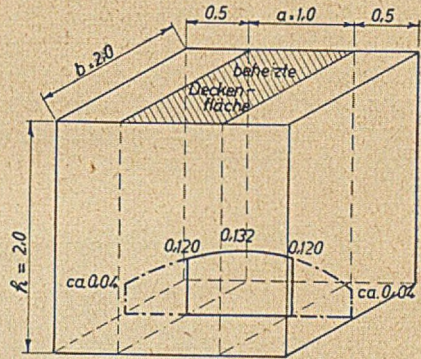


Bild 19. Raum mit teilweise beheizter Deckenfläche.

Strahlung, die früher die Seiten b und h getroffen hat, nun den Fußboden trifft. Der neue Wert muß zwischen den Werten liegen, die für eine vollständig beheizte Decke gelten, und zwar für ein Raumverhältnis $a = 1$, $b = 2$, $h = 2$ und für $a = 2$, $b = 2$, $h = 2$, also zwischen $\varphi = 0,127$ und $\varphi = 0,20$.

Es wird eine Einstrahlzahl $\varphi = 0,16$ für den Fußboden angenommen. Für eine Wandfläche $b \cdot h$ beträgt die Einstrahlzahl nach ZT 15 für ein Raumverhältnis $a = 1$, $b = 2$, $h = 2$, $\varphi = 0,292$. Der wirkliche Wert von φ muß kleiner sein, weil die Wandflächen $b \cdot h$ einen größeren Abstand von der strahlenden Deckenfläche haben, ohne daß dabei das Größenverhältnis von strahlender Decke zur Wandfläche geändert wird. Die Einstrahlzahl φ wird hier mit 0,24 geschätzt.

Für eine Wandfläche $a \cdot h$ ist die Einstrahlzahl nach ZT 15 für ein Raumverhältnis $a = 1$, $b = 2$, $h = 2$, $\varphi = 0,144$. Der wirkliche Wert von φ muß größer sein, weil die Fläche $a \cdot h$ doppelt so groß geworden ist. Er muß zwischen den Werten für die vollständig beheizte Decke der Raumverhältnisse $a = 1$, $b = 1$, $h = 2$ und $a = 2$, $b = 2$, $h = 2$, also zwischen 0,144 und 0,20 liegen. Die Einstrahlzahl φ wird hierfür mit 0,18 geschätzt, damit wird die Summe der Einstrahlzahlen

| | | | |
|---------------|----------------------------------|-------|-------------|
| Fußboden | $a \cdot b$ mit $\varphi = 0,16$ | . . . | 0,16 |
| 2 Wandflächen | $a \cdot h$ mit $\varphi = 0,18$ | . . . | 0,36 |
| 2 Wandflächen | $b \cdot h$ mit $\varphi = 0,24$ | . . . | 0,48 |
| | | | <u>1,00</u> |

Man sieht aus diesen Werten, daß der für die übrigen Berechnungen angenommene Mittelwert für die einzelnen Flächen eines strahlungsbeheizten Raumes von $\varphi = 0,2$ auch für diesen Fall ohne weiteres beibehalten werden kann.

Allgemein läßt sich zu dem Abschnitt A der Wärmestrahlung sagen, daß man wohl in der Lage ist, für einfachere Fälle die Wärmestrahlung zu berechnen. Sind aber die strahlenden und bestrahlten Flächen nicht mehr gleichlaufend und eben, ferner keine schwarzen Strahler, so kommt man bei der mathematischen Behandlung bald auf zur Zeit noch nicht lösbare Probleme.

B. Wärmeübertragung durch Leitung.

1. Allgemeines.

Bei der reinen Wärmeleitung sind zwei verschiedene Vorgänge zu beachten, und zwar die gleichförmige (stationäre) Wärmeleitung, die besagt, daß die Temperaturhöhe in den einzelnen Punkten der leitenden Körper stets gleichbleibt (Beharrungszustand), und im Gegensatz hierzu die zeitlich veränderliche (nicht stationäre) Wärmeleitung (Anheiz- und Speicherzustand). Bei beiden Vorgängen findet die Wärmeentwicklung nicht in den betreffenden wärmeleitenden Körpern selbst statt, sondern die Wärmezufuhr erfolgt außerhalb des Körpers. Ein Sonderfall ist demnach noch die Wärmeleitung mit Wärmequellen, wobei ebenfalls wieder zwischen zeitlich veränderlicher und gleichförmiger Wärmeleitung unterschieden werden kann.

In der folgenden Behandlung der Wärmeleitung wird nur der zuerst angeführte Fall der gleichbleibenden Wärmeleitung (ohne Wärmequelle) als Normalfall im Heizungsfach aufgegriffen. Für das weitere Gebiet der Wärmeleitung (und auch eingehenderes Studium des Gebrachten hierüber) wird auf die Lehrbücher der Wärmeübertragung von Gröber verwiesen¹⁾.

Bei den Betrachtungen über die Wärmeleitung wird vorausgesetzt, daß die Wärmeleitung in den Körpern nach allen Richtungen gleichgroß ist, wie dies für homogene, isotrope Körper der Fall ist.

Die reine Wärmeleitung spielt in der Technik fast nur in festen Körpern eine ausschlaggebende Rolle. Es ist aber nicht so, daß in Flüssigkeiten und Gasen keine Wärmeleitung auftritt, jedoch ist dann eine Schichtung der Flüssigkeit oder des Gases derart erforderlich, daß keine freien Strömungen verursacht werden. Dies ist der Fall, wenn z. B. eine waagerechte Wand die obere Begrenzung einer warmen oder die untere einer kalten Flüssigkeit ist und der Temperaturverlauf der Flüssigkeit, rechtwinklig zur Wand aufgetragen, fällt bzw. steigt. Die

¹⁾ Siehe Schrifttum, III. Teil, B 1, S. 341.

Flüssigkeit bleibt dann in Ruhe, und die Wärme wird nur durch Leitung übertragen. Durch äußere Einflüsse wie Bewegungsübertragungen und Temperaturänderungen der umgebenden Gefäßwände wird jedoch fast immer eine Störung veranlaßt, die Strömungen hervorruft und damit die Wärmeübertragung auf das Gebiet der Wärmemitführung (Konvektion) verweist.

2. Wärmeleitung durch die ebene Wand und das Kreisrohr.

Maßgebender Stofffaktor ist die Wärmeleitzahl, die wie folgt definiert wird.

Unter der Wärmeleitzahl λ ist die Wärmemenge zu verstehen, die stündlich durch eine Körperschicht von 1 m Stärke und 1 m² Oberfläche strömt, wenn der Temperaturunterschied zwischen Ein- und Austritt 1° C ist. Die Einheit der Wärmeleitzahl λ ist demnach kcal/m h ° C.

Die Wärmeleitzahl ist temperaturabhängig, also mit der Temperaturhöhe veränderlich. Sie ist für die verschiedenen Stoffe experimentell zu ermitteln¹⁾.

Außer der Wärmeleitfähigkeit (der Wärmeleitzahl λ) kennt man noch die Temperaturleitfähigkeit a , die ebenfalls eine vom Zustand des Körpers abhängige Stoffeigenschaft ist, die man mit

$$a = \frac{\lambda}{c \gamma} \text{ m}^2/\text{h} \dots \dots \dots (33)$$

bezeichnet.

Wenn zwei Körper die gleiche Wärmeleitzahl haben, kann demnach die Temperaturleitfähigkeit doch verschieden sein.

Für die Heizungstechnik sind die wichtigsten Fälle die Wärmeleitung im Beharrungszustand in einfachen und zusammengesetzten ebenen Wänden und in Rohrwänden (Hohlzylinder).

Die sich hierzu aus dem Fourierschen Wärmeleitungsgesetz²⁾ (Erfahrungssatz) ergebenden Gleichungen lauten für

die einfache ebene Wand

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} F (\vartheta_{Wd1} - \vartheta_{Wd2}) \text{ kcal/h.} \dots \dots \dots (34)$$

In dieser Gl. 34 ist λ/δ die Wärmedurchlässigkeit, die demnach die Einheit kcal/m²h ° C hat und mit Λ als Einzelbuchstaben bezeichnet wird.

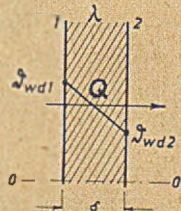


Bild 20. Wärmeleitung durch eine einfache ebene Wand.

¹⁾ Bei Gasen läßt sich die Wärmeleitzahl mit der Prandtl'schen Kennzahl Pr (Abschnitt C 2, S. 50) aus bekannten Zähigkeitszahlen rechnerisch ermitteln. Näheres hierüber siehe A. Eucken, Forsch. Ing. Wes., Bd. 11 (1940), S. 6.

²⁾ Bereits im Jahre 1882 von Fourier angegeben worden.

Die zusammengesetzte Wand (mit n -Schichten).

Voraussetzung bei der Wärmeleitung durch mehrere Schichten einer Wand ist, daß die Berührung vollkommen satt erfolgt.

$$Q = \frac{\lambda_m}{\delta} F (\vartheta_{Wd_1} - \vartheta_{Wd_{n+1}}) \text{ kcal/h} \dots \dots \dots (35)$$

worin

$$\lambda_m = \frac{\delta}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C} \quad (35a)$$

ist und als mittlere Wärmeleit-
zahl benannt wird. Die Gleichung 35
kann also auch wie folgt geschrieben
werden

$$Q = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} F (\vartheta_{Wd_1} - \vartheta_{Wd_{n+1}}) \text{ kcal/h.} \quad (35b)$$

Da wegen des Beharrungs-
zustandes durch jede einzelne Wand-
schicht die gleiche Wärmemenge
strömt, gilt auch

$$\begin{aligned} Q &= \frac{\lambda_1}{\delta_1} F (\vartheta_{Wd_1} - \vartheta_{Wd_2}) = \frac{\lambda_2}{\delta_2} F (\vartheta_{Wd_2} - \vartheta_{Wd_3}) \\ &= \dots \frac{\lambda_n}{\delta_n} F (\vartheta_{Wd_n} - \vartheta_{Wd_{n+1}}) \text{ kcal/h.} \dots \dots \dots (36) \end{aligned}$$

Hieraus erhält man die Beziehung

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_2} = \frac{\vartheta_{Wd_2} - \vartheta_{Wd_3}}{\vartheta_{Wd_1} - \vartheta_{Wd_2}} \cdot \frac{\delta_1}{\delta_2} \dots \dots \dots (37)$$

d. h. die Wärmeleit-
zahlen verhalten sich umgekehrt wie die zugehörigen
Temperaturgefälle. Will man also ein großes Temperaturgefälle er-
reichen (bei Wärmeisierungen), so sind hierzu kleine Wärmeleit-
zahlen der wärmedämmenden Stoffe erforderlich.

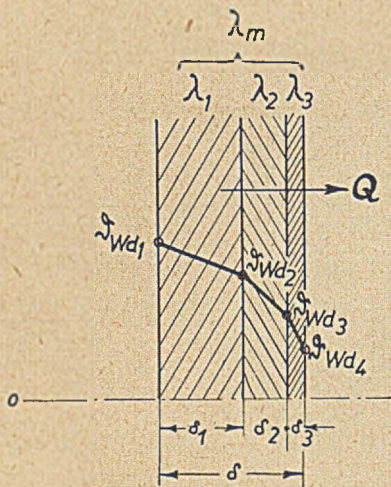


Bild 21. Wärmeleitung durch eine zusammengesetzte ebene Wand.

Durch Auflösen der Gleichung 36 erhält man die Zwischentemperaturen der Wandschichten. Es ist

$$\vartheta_{Wd_2} = \vartheta_{Wd_1} - \frac{Q}{\lambda_1 F} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (38)$$

$$\vartheta_{Wd_3} = \vartheta_{Wd_2} - \frac{Q}{\lambda_2 F} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad \dots \quad (39)$$

Die Gl. 38 in Gl. 39 eingesetzt, ergibt

$$\vartheta_{Wd_3} = \vartheta_{Wd_1} - \frac{Q}{F} \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right) \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (40)$$

und in gleicher Weise gilt dies auch für die weiteren Temperaturen.

Der einfache hohle Kreiszyylinder (Rohr).

$$Q = \frac{\lambda}{\ln \frac{d_a}{d_i}} 2 \pi L (\vartheta_{Wd_i} - \vartheta_{Wd_a}) \text{ kcal/h.} \quad \dots \quad (41)$$

Führt man statt des natürlichen Logarithmus (ln) den Briggschen Logarithmus (lg) ein und teilt 2π durch den Umrechnungsfaktor 2,303, so lautet die Gleichung für 1 m Rohr

$$q = 2,73 \frac{\lambda}{\lg \frac{d_a}{d_i}} (\vartheta_{Wd_i} - \vartheta_{Wd_a}) \text{ kcal/m h.} \quad (42)$$

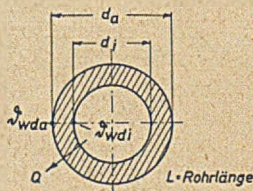


Bild 22. Wärmeleitung durch eine einfache Rohrwand.

Bezieht man den Wärmeverlust auf 1 m² Rohroberfläche, so ergibt sich die Gleichung

$$q = \frac{2 \lambda}{d_a \ln \frac{d_a}{d_i}} (\vartheta_{Wd_i} - \vartheta_{Wd_a}) = 0,87 \frac{\lambda}{d_a \lg \frac{d_a}{d_i}} (\vartheta_{Wd_i} - \vartheta_{Wd_a}) \text{ kcal/m}^2\text{h.} \quad (43)$$

Der zusammengesetzte hohle Kreiszyylinder (mit n -Schichten).

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\lambda_1 \ln \frac{d_2}{d_1}} + \frac{1}{\lambda_2 \ln \frac{d_3}{d_2}} + \dots + \frac{1}{\lambda_n \ln \frac{d_{n+1}}{d_n}}} 2 \pi L (\vartheta_{Wd_i} - \vartheta_{Wd_{n+1}}) \text{ kcal/h.} \quad (44)$$

Wird auch hier wieder der Briggsche Logarithmus (lg) angewendet, so ist vor die Gl. 44 die Zahl 2,73 zu setzen und 2π wegzulassen.

Die Temperaturen zwischen den einzelnen Rohrwandungen (sattre Berührung wieder vorausgesetzt) sind

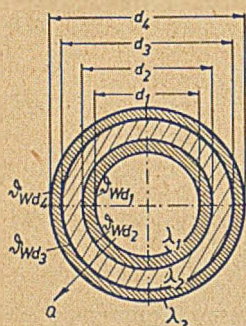


Bild 23. Wärmeleitung durch eine mehrfache Rohrwand.

$$\theta_{Wd_2} = \theta_{Wd_1} - \frac{q \ln \frac{d_2}{d_1}}{2 \pi \lambda_1} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (45)$$

$$\theta_{Wd_3} = \theta_{Wd_2} - \frac{q \ln \frac{d_3}{d_2}}{2 \pi \lambda_2} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (46)$$

oder auch

$$\theta_{Wd_3} = \theta_{Wd_1} - \frac{q}{2 \pi} \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} \right) \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (47)$$

analog für die anderen Zwischentemperaturen.

3. Wärmeleitung in der Längsrichtung eines Stabes.

Der Temperaturverlauf in der Längsrichtung eines Stabes (Bild 24) unter Vernachlässigung der Wärmeabgabe der Stirnfläche ergibt sich aus

$$\frac{\theta_e}{\theta_a} = \frac{\theta_e - \theta_L}{\theta_{Wd} - \theta_L} = \frac{1}{\frac{1}{2} (e^{mh} + e^{-mh})} = \frac{1}{\text{Cof}(mh)} \quad \dots \quad (48)$$

wobei θ_e = Endtemperatur (Temperatur an der Spitze) in $^\circ\text{C}$

θ_{Wd} = Wandtemperatur in $^\circ\text{C}$

θ_L = Umgebungstemperatur der Luft (Gas oder Flüssigkeit),

ferner

$$m = \sqrt{\frac{\alpha U}{\lambda F}} \frac{1}{m} \quad \dots \quad (49)$$

ist, mit

U = Umfang des Stabes in m

F = Querschnitt des Stabes in m^2

α = Wärmeübergangszahl¹⁾ an Luft (Gas oder Flüssigkeit) in $\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h } ^\circ\text{C}$

λ = Wärmeleitzahl des Stabes in $\text{kcal}/\text{m h } ^\circ\text{C}$

h = Stablänge in m

(e^{mh} und e^{-mh} lassen sich zahlenmäßig mit Zahlentafel 13, S. 339 ermitteln.)

¹⁾ In der Wärmeübergangszahl α ist gegebenenfalls die Strahlung mit α_{str} zu berücksichtigen ($\alpha = \alpha_{Konv} + \alpha_{str}$) siehe S. 57.

Unter Berücksichtigung der Wärmeabgabe der Stirnfläche lautet die Formel

$$\frac{\Theta_e}{\Theta_a} = \frac{1}{\frac{1}{2}(e^{mh} + e^{-mh}) + \frac{\alpha}{\lambda m} \cdot \frac{1}{2}(e^{mh} - e^{-mh})}$$

$$= \frac{1}{\text{Coj}(mh) + \frac{\alpha}{\lambda m} \text{Sin}(mh)} \quad (50)$$

Die übertragene Wärme ergibt sich aus

$$Q = \lambda F m \Theta_a \frac{1 - e^{-2hm}}{1 + e^{-2hm}} \text{ kcal/h.} \quad (51)$$

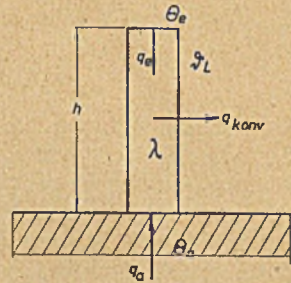


Bild 24. Wärmeleitung in einem Stabe.

4. Wärmeleitung durch Rippen.

Es gelten für die Rippe¹⁾ mit rechteckigem Querschnitt auf einer ebenen Fläche die Gleichungen 48 bis 51. In diesen Gleichungen ist die Stablänge h durch die Rippenhöhe h zu ersetzen.

Ferner ergibt sich mit der Rippenlänge l , der Rippenstärke δ die Querschnittsfläche der Rippe zu $F = l \delta$ und der Umfang der Rippe zu $U \approx 2l$, damit wird

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda \delta}} \frac{1}{m} \dots \quad (52)$$

Für die Rippe mit rechteckigem Querschnitt auf dem Rohr (Bild 25) gilt gleichfalls Gl. 52. Die Rippenlänge denkt man sich mit d_m abgewickelt. Die Fläche wird damit

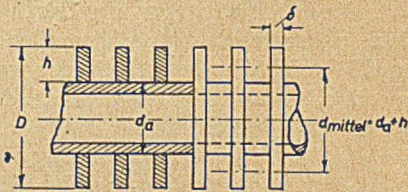


Bild 25. Wärmeleitung beim Rippenrohr.

$$F = \pi d_m \delta \text{ m}^2. \dots \quad (53)$$

Bei der übertragenen Wärme (Gl. 51) ist zu beachten, daß sich nach Einsetzen der angegebenen Abmessungen die Wärmemenge Q_R in kcal/Rippe ergibt.

Wird $mh > 0,5$, so ergeben sich die Zahlenwerte für die Temperatur an der Rippen Spitze nach Gl. 48 und 50 und die übertragene Wärmemenge Q_R nach Gl. 51 zu hoch²⁾.

¹⁾ Bei Rippenrohren ist in der Wärmeübertragungszahl α der Strahlungsanteil α_{str} bei größeren Luftgeschwindigkeiten und nicht zu hohen Temperaturen im allgemeinen vernachlässigbar.

²⁾ Es wird für die genaue Berechnung auf M. ten Bosch, Die Wärmeübertragung, Berlin 1936, verwiesen. Siehe daselbst auch die Wärmeleitung durch Rippen mit verjüngtem und dreieckförmigem Querschnitt.

(Fortsetzung der Fußnote siehe umseitig.)

C. Wärmeübertragung durch Mitführung (Konvektion).

1. Allgemeines.

Bei der Wärmemitfortführung in Gasen und Flüssigkeiten sind die Strömungsgesetze gasförmiger oder flüssiger Körper mit heranzuziehen. Diese Strömungsgesetze sind nun nicht einfacher Natur und bedingen wieder verschiedene Unterscheidungsmerkmale im Auftreten der Strömung. Die Strömung wird entweder veranlaßt durch innere Dichteunterschiede der Flüssigkeit (hierauf beruht z. B. das Wesen der Schwerkraftwarmwasserheizung) und Gase (freie Luftströmungen in der Natur), bedingt durch Temperaturverschiedenheit oder durch äußere Kräfte, wie z. B. durch eine Kreiselpumpe oder Fliehkraftlüfter. Im letzteren Falle kann dann bei den Strömungsgesetzen die Wirkung der Erdbeschleunigung zumeist außer Betracht bleiben.

Die hierbei auftretenden Strömungen lassen sich nun jeweils (bei der freien und erzwungenen Strömung) in zwei Erscheinungsformen unterscheiden, und zwar in die laminare (parallele oder schlichte) und in die turbulente (wirbelige) Strömung.

Bei der laminaren (Poiseuilleschen) Strömung sind die Stromfäden in dem Rohr parallel den Wänden; bei der turbulenten Strömung (Flechtströmung) treten heftige Querbewegungen (Wirbel) auf.

Die Wärmeübertragung durch Konvektion geschieht an den Heizflächen derart, daß stets neue Teilchen der Flüssigkeit oder des Gases an die Heizfläche herangebracht werden und hier entweder Wärme abgeben oder aufnehmen, je nach der Temperatur der Heizwand oder des strömenden Stoffes.

Als wichtigste Definitionsgröße tritt die Wärmeübergangszahl α auf, die angibt, welche Wärmemenge von 1 m^2 Heizfläche in 1 Stunde bei einem Temperaturunterschied (Flüssigkeit \rightarrow Wand oder umgekehrt) von 1°C abgegeben wird.

Die Formel für den Wärmeübergang lautet dann (Bild 26)

$$Q = \alpha F (\vartheta_m - \vartheta_{Wd}) \text{ kcal/h.} \quad \dots \quad (54)$$

Zu Fußnote 2 S. 47.

Weitere Literatur

E. Schmidt. Die Wärmeübertragung durch Rippen. Z. VDI., Bd. 70 (1936), S. 885, 947.

H. Repky. Die Wärmeübertragung von Heizflächen mit Rippen. Akadem. Verlags-Ges. Dr. Fr. Wedekind u. Co., Stuttgart 1929.

E. Neussel. Wärmedurchgang und Wärmeaufnahme von Rippenrohren. Arch. f. Wärmew., Bd. 10 (1929) S. 51, Gasströmung u. Wärmeaufnahme bei Rippenrohrvorwärmern. Arch. f. Wärmew., Bd. 13 (1932) S. 266.

A. Watzinger. Der Wärmedurchgang von Dampf und Warmwasser an strömende Luft bei Spiralrippenrohren. Ges. Ing., Bd. 61 (1938) S. 29.

Voraussetzung bei der Anwendung dieser Gleichung ist, daß sich weder die Wärmeübergangszahl noch die beiden Temperaturen längs der Heizfläche oder mit der Zeit ändern. Bei Gebrauch mittlerer Temperaturen kann daher die Gleichung nur angenähert gelten.

Wenn auch diese Gleichung von einfacher Art ist, so ist dies nur scheinbar, denn in der Wärmeübergangszahl α ist die Hauptschwierigkeit zu suchen. Diese Wärmeübergangszahl α ist leider nicht, wie man früher annahm, eine rein stoffliche Eigenschaft. Nach den neuesten Erkenntnissen ist die Wärmeübergangszahl von einer Reihe von Faktoren¹⁾ abhängig, mathematisch ausgedrückt ist α eine Funktion von

$\alpha = f(w, \text{Strömung laminar oder}$

turbulent, $c, \gamma, \lambda, \eta, \vartheta_{Fl}, d, l, \delta, \vartheta_{Wd}$). (55)

Die theoretische Behandlung des Wärmeübergangs durch Konvektion, die entweder rein mathematisch oder physikalisch geschah, fußt auf verschiedenen Theorien, wie u. a. der Ähnlichkeitstheorie²⁾ (Modelltheorie) von Nusselt, die auf dem Gebiete der Wärmeübertragung zum ersten Male angewandt wurde und mit deren Hilfe es gelang, die bereits gefundenen, aber nur im engeren Rahmen geltenden exakten Lösungen zweier Fälle des Wärmeübergangs an eine laminar durch ein Rohr strömende Flüssigkeit und die Wärmeabgabe einer senkrecht ebenen Wand an ruhende Luft auf breitere Grundlage zu stellen.

Eine weitere Theorie des Wärmeüberganges entwickelte Prandtl³⁾ in der sogenannten Grenzschichttheorie. Prandtl nimmt an, daß der Widerstand für den Wärmeübergang an der Grenze eines festen und strömenden flüssigen Körpers erfolgt, wobei dann die Strömung in der Grenzschicht stets laminar ist. In der Kernströmung, die turbulent strömt, finden dann eine gute Durchmischung und ein Temperaturausgleich statt.

Genannt sei noch die Impulstheorie und die von Thoma gefundenen bestehenden Beziehungen zwischen Wärmeübergang und Diffusion⁴⁾.

1) Bei den folgenden Formeln für die Wärmeübergangszahlen sind diese Einflüsse berücksichtigt mit Ausnahme der Rauigkeit δ der Heizfläche, die sich formelgemäß noch nicht erfassen ließ. Versuche ergaben, daß mit der Rauigkeit eine Steigerung der Wärmeübergangszahl eintritt.

2) W. Nusselt. Der Wärmeübergang in Rohrleitungen. Forsch. Arb. Ingenieurwesen, Heft 89 (1910), S. 1/38, Berlin J. Springer.

3) L. Prandtl. Eine Beziehung zwischen Wärmeaustausch und Strömungswiderstand der Flüssigkeiten. Phys. Z., Bd. 11 (1910), S. 1072:

4) H. Thoma. Hochleistungskessel. Berlin 1921.

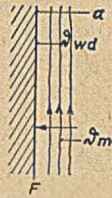


Bild 26. Wärmeübergang.

2. Kennzahlen.

In diesen Theorien des Wärmeübergangs wandte man mit Erfolg die dimensionslose Verbindung verschiedener Kenngrößen an, deren Bezeichnung nach Gröber wie folgt geschah

$$\text{Eulersche Kennzahl } Eu = \frac{d}{\rho w^2} \dots \dots \dots (56)$$

$$\text{Grashofsche } ,, \quad Gr = \frac{d^3 \rho^3 g (\vartheta_{Wa} - \vartheta_{Fl}) \beta}{\eta^2} = \frac{d^3 g \beta \Theta}{\nu^2} \quad (57)$$

$$\text{Nusseltsche } ,, \quad Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} \dots \dots \dots (58)$$

$$\text{Pécletsche } ,, \quad Pe = \frac{c_p \nu w d}{\lambda} = \frac{w d}{a} = \frac{Re}{St} = Re Pr \quad (59)$$

$$\text{Prandtlsche } ,, \quad Pr = \frac{c_p \eta g}{\lambda} = \frac{\nu}{a} = \frac{Pe}{Re} = \frac{1}{St} \dots \dots (60)$$

$$\text{Reynoldssche } ,, \quad Re = \frac{\rho w d}{\eta} = \frac{w d}{\nu} = \frac{Pe}{Pr} \dots \dots (61)$$

$$\text{Stantonsche } ,, \quad St = \frac{\lambda}{c_p \eta g} = \frac{a \rho}{\eta} = \frac{a}{\nu} = \frac{Re}{Pe} = \frac{1}{Pr} \quad (62)$$

(Bei ebenen Heizflächen ist statt des Rohrdurchmessers d die Höhe h einzusetzen.)

In der Ähnlichkeitstheorie kennzeichnet die Reynoldssche Kennzahl Re den Strömungseinfluß im Wärmeübergang bei aufgezwungener Strömung. Diese stammt ebenso wie die Eulersche Kennzahl Eu , die an Stelle von Re treten kann, aus der Hydrodynamik.

Wie aber aus Gl. 55 hervorgeht, sind noch weitere Einflüsse in der Wärmeübergangszahl maßgebend. Die Ähnlichkeit des thermischen Zustandes berücksichtigt die Pecletsche Kennzahl Pe . Beide Kennzahlen (Re und Pe) geben dann die Möglichkeit, unter Beachtung gleicher Abmessungsverhältnisse der verschiedenen Wärmeübertragungsflächen mit Hilfe des Ähnlichkeitsgesetzes und experimenteller Untersuchungen Wärmeübergangsverhältnisse in einfachen Gleichungsformen darzustellen.

Bei der freien Strömung ist die Erdschwere und der durch die Temperaturverschiedenheit der Luft hervorgerufene Auftrieb zu beachten. Dies wird durch die Grashofsche Kennzahl Gr berücksichtigt.

Eine gute und einfache Erklärung der Kennzahlen ist im DIN-Blatt 1341 (Wärmeübertragung) enthalten.

3. Wärmeübergang.

In diesem Abschnitt werden einige praktische Formeln für verschiedene Fälle der Wärmeübertragung durch Konvektion nach den Ergebnissen der neuesten Forschung gebracht, ohne daß jedoch näher darauf eingegangen wird.

Die wichtigsten technischen Heizflächen sind ebene Flächen und Rohre. Wesentlich für den Wärmeübergang ist hier, ob die Strömung laminar oder turbulent an der Heizfläche verläuft.

Nach den Messungen von Schiller¹⁾ ist dies nur von der Reynoldsschen Kennzahl $Re = w d \rho / \eta$ d. h. also von der mittleren Durchflußgeschwindigkeit, den Abmessungen des Rohres und von der dynamischen Zähigkeit abhängig.

Für gerade kreisförmige Rohre gilt

$$Re_{kr} = 2320. \quad (63)$$

Unterhalb dieses Wertes ist die Strömung laminar, oberhalb schlägt diese in das turbulente Gebiet über und bleibt stabil. Die sogenannte kritische Geschwindigkeit²⁾ ergibt sich dann hieraus zu

$$w_{kr} = \frac{2320 \nu}{d} \quad \text{m/s} \quad (64)$$

Die allgemeine Form der Grundgleichungen für die Wärmeübergangszahl, die zur Darstellung der Versuchsergebnisse benutzt wurden, lautet

für die aufgezwangene Strömung

(wie dies z. B. bei Führung der Flüssigkeiten oder Gase in Rohren der Fall ist; zumeist turbulente Strömung, nur in engen Rohren und bei großer Zähigkeit laminare Strömung)

$$\alpha = \Phi \frac{\lambda}{d} f(Pe) \quad (65)$$

¹⁾ L. Schiller. Experimentelle Untersuchungen zum Turbulenzproblem. Z. Angew. Math. Mech., Bd. 1 (1921), S. 436/44.

²⁾ Im Lehrbuch Rietschel-Gröber, Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik, 11. Aufl. (1938), S. 143, sind Zahlenwerte für die kritische Geschwindigkeit in verschiedenen Rohrdurchmessern bei Wasser, Luft und Satttdampf aufgeführt. Die kritische Geschwindigkeit stellt sich schon bei geringen Geschwindigkeiten ein, so ist bei Wasser von 80 °C in einem Rohr von 14 mm lichte Weite $w_{kr} = 0,06$ m/s, bei Luft von 20 °C in einer Rohrleitung von 200 mm Ø, $w_{kr} = 0,18$ m/s und bei Satttdampf von 1,1 atü im Rohr von 14 mm l. W., $w_{kr} = 0,033$ m/s. Bei größeren Rohrdurchmessern wird die kritische Geschwindigkeit kleiner, gleichfalls mit steigender Temperatur bei Wasser und mit höherem Druck bei Dampf, jedoch wird bei Luft von 1 ata mit höherer Lufttemperatur die kritische Geschwindigkeit bei gleichbleibendem Durchmesser größer.

für die freie Strömung

(Heizkörper im freien Raum; durch äußere Störungen zumeist turbulente Strömung)

$$\alpha = \Psi \frac{\lambda}{d} f(\text{Gr}) \quad \dots \quad (66)$$

worin Φ und Ψ Festwerte sind. Pe (Péclet) und Gr (Grashof) sind die im vorhergehenden Abschnitt 2 erwähnten Kennzahlen.

Bringt man in den beiden Gleichungen 65 und 66 den Ausdruck λ/d auf die Seite der Wärmeübergangszahl, so erkennt man, daß auf beiden Seiten der Gleichung dann dimensionslose Größen stehen, denn es ist nach Gl. 58 $\alpha d/\lambda = \text{Nu}$ (Nusselt).

Die praktischen Formeln für die Wärmeübergangszahlen sind nun

a) bei aufgezwingener Strömung

im geraden Rohr

für Luft

$$\alpha^1 = 0,040 \frac{\lambda}{d} \text{Pe}^{0,75} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ \text{C} \quad \dots \quad (67)$$

bei nicht zu hohen Drücken (< 50 ata) läßt sich diese Gleichung vereinfachen zu

$$\alpha = 3,15 \frac{G^{0,75}}{d^{1,75}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ \text{C} \quad \dots \quad (68)$$

worin

$$G = \frac{\pi d^2}{4} w \gamma \text{ kg/s} \quad \dots \quad (69)$$

ist.

Bei kurzen Rohren gibt die Gl. 67 zu kleine Werte, und zwar ist dies der Fall, wenn die Rohrlänge L unter der Anlaufstrecke

$$L^* = 0,015 d \text{ Pe} \text{ m} \quad \dots \quad (70)$$

liegt. Die Wärmeübergangszahl α ist dann

| | | | | | | | | |
|----------------------|-----|------|------|------|------|------|------|------|
| zu vervielfachen mit | 1,0 | 1,01 | 1,03 | 1,05 | 1,08 | 1,12 | 1,16 | 1,26 |
| wenn L/L^* ist | 1,0 | 0,8 | 0,6 | 0,4 | 0,2 | 0,1 | 0,05 | 0,01 |

Für folgende Gase

Ammoniak (NH_3), Chlormethyl (CH_3Cl), Helium (He), Kohlenoxyd (CO), Kohlensäure (CO_2), Rauchgase, Sauerstoff (O_2), schweflige Säure (SO_2), Stickstoff (N_2), überhitzter Dampf (H_2O), Wasserdampf (H_2O) und Wasserstoff (H_2)

gilt hinreichend genau

$$\alpha = 0,040 \frac{\lambda}{d} \text{Pe}^{0,75} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ \text{C} \quad \dots \quad (71)$$

Für den praktischen Gebrauch (d. h. bei nicht zu ausgefallenen Druck- und Temperaturverhältnissen und auch nur dann, wenn sich das Gas genügend weit ab von der Verflüssigungsgrenze befindet) kann die Gl. 71 unter Benutzung der Stoffwerte von Luft angewandt werden. Das Ergebnis ist dann mit einem Zahlenwert ξ nach folgender Aufstellung zu vervielfachen. Demnach

$$\alpha_{\text{verschiedene Gase}} = \xi \cdot \alpha_{\text{Luft nach Gl. 71}} \quad \text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad . \quad . \quad (72)$$

| | | | |
|--|------|--|-----|
| ξ bei Ammoniak (NH_3) | 1,25 | Sauerstoff (O_2) | 1,0 |
| Chlormethyl (CH_3Cl) | 1,04 | schweflige Säure (SO_2) | 1,0 |
| Helium (He) | 1,10 | Stickstoff (N_2) | 1,0 |
| Kohlenoxyd (CO) | 1,00 | überhitzter Dampf ¹⁾ (H_2O) | 1,0 |
| Kohlensäure (CO_2) | 1,12 | Wasserdampf ¹⁾ (H_2O) | 1,0 |
| Rauchgase | 1,02 | Wasserstoff (H_2) | 1,5 |

für Wasser

$$\alpha = 1775 (1 + 0,0135 \vartheta_{Fl} + 0,0015 \vartheta_{Wa}) \frac{\vartheta_{m/s}^{0,87}}{d^{0,13}} \quad \text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad (73)$$

(unter der Voraussetzung, daß $Re > 2 \cdot 10^5$ ist).

Bei Temperaturen über 140°C ist nach Gl. 71 zu rechnen.

Für folgende Flüssigkeiten (bei $\approx 20^\circ\text{C}$)

kann man Gl. 73 anwenden unter Vervielfachung des Ergebnisses mit

| | | | | | |
|---------|------|----------|------|-------------|------|
| Alkohol | 0,31 | Glyzerin | 0,03 | Petroleum | 0,23 |
| Benzol | 0,31 | Olivenöl | 0,05 | Quecksilber | 7,2 |

Bei laminarer Strömung in Rohren gilt die Gleichung

$$\alpha = 3,65 \cdot \frac{\lambda}{d} \quad \text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad . \quad . \quad . \quad (73a)$$

Es ist dies der Endwert der Wärmeübergangszahl. Zu Beginn des Rohres tritt ein ziemlich hoher Wert auf. Nach einer Anlaufstrecke von $L' = 0,05 \cdot Pe \cdot d$ in m wird obiger Wert erreicht. Laminare Strömung (unterhalb $\vartheta_{Krit} = 2320 \nu/d$) kommt nur in engen Rohren bei großer Zähigkeit vor.

im gekrümmten Rohr

für Luft und die angegebenen Gase.

Es gelten die Gleichungen des geraden Rohres, jedoch mit jeweils einem zusätzlichen Multiplikationsfaktor von $(1 + 1,77 d/\mathcal{R})$, worin \mathcal{R} der Krümmungshalbmesser ist. Mithin

$$\alpha_{\text{gekr. Rohr}} = \left(1 + 1,77 \frac{d}{\mathcal{R}}\right) \cdot \alpha_{\text{Gl. 67 bzw. 68 und 71}} \quad \text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad . \quad . \quad (74)$$

¹⁾ In der Gl. 71 und den Zahlenwerten sind nicht die evtl. Kondensation des Wasserdampfes und die dann hiermit sich ergebenden größeren Wärmeübergangszahlen berücksichtigt.

längs einer ebenen Wand

für Luft und die angegebenen Gase

bei einer Geschwindigkeit > 5 m/s

$$\alpha_{\text{ebene Wand}} = 0,075 \frac{\lambda}{l} Pe^{0,75} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \dots (75)$$

(die Heizflächenlänge l ist in Richtung des Luftstromes gemessen, einzusetzen.)

Als Näherungsgleichung kann gelten

$$\alpha = 6,12 w^{0,76} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \dots (75a)$$

Bei Geschwindigkeiten < 5 m/s rechne man (für senkrechte Wand) durchweg mit

$$\alpha = 4,8 + 3,4 w_{m/s} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \dots (76)$$

Die Gleichungen 75a und 76 gelten nur für nicht zu ausgedehnte Wandflächen. Für größere Flächen ergeben sich zu hohe Werte.

um einen Zylinder (\perp zur Strömungsrichtung liegende Rohre)
für Luft und die angegebenen Gase

$$\alpha_{\text{Zyl}} = 2,3 \cdot \alpha_{Gl. 67 \text{ und } 71} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \dots (77)$$

durch ein Rohrbündel (Strömung \perp auf versetzt angeordnete Rohre)
für Luft und die angegebenen Gase

$$\alpha_{\text{Rohrbündel}} = m \cdot \alpha_{Gl. 67 \text{ und } 71} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \dots (78)$$

(in Pe ist die Geschwindigkeit w der engsten Stelle des Rohrbündels einzusetzen),

worin bei einer Rohrreihenanzahl von

| | | | | | | |
|-------|------|-----|-----|-----|-----|------|
| | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | |
| $m =$ | 1,85 | 2,3 | 2,5 | 2,7 | 2,8 | ist. |

Bei der praktischen Anwendung dieser Gleichungen beachte man, daß die Stoffwerte λ , c_p , a und γ für einen Temperaturmittelwert (von Wand und Luft oder Gas) aus den physikalischen Tabellen (ZT 1 bis 6) zu entnehmen sind.

Die Zahlenwerte für die Dämpfe gelten nur, solange keine Kondensation eintritt, d. h. die Wandtemperatur muß über der Sättigungstemperatur des Dampfes liegen.

In der Kennzahl Pe (Peclet) ist die Geschwindigkeit w in m/h einzusetzen, sofern λ in kcal/m h °C oder a in m²/h eingesetzt wird¹⁾.

Zur bequemen Ausrechnung von Pe dient die Zahlentafel 5 S. 325. Die Zahlentafel 4 S. 323 enthält die Stoffwerte für Luft bei 1 ata, bei anderem Druck (p) gilt für das spezifische Gewicht (Wichte)

$$\gamma p_{\text{kg/cm}^2} = \gamma_{1 \text{ ata}} \cdot p_{\text{kg/cm}^2} \quad \text{kg/m}^3 \quad \dots \quad (79)$$

und für die Temperaturleitzahl

$$a p_{\text{kg/cm}^2} = a_{1 \text{ ata}} \cdot \frac{1}{p_{\text{kg/cm}^2}} \quad \text{m}^2/\text{h} \quad \dots \quad (80)$$

Die spezifische Wärme c_p in kcal/kg °C, die Wärmeleitzahl λ in kcal/m h °C und die dynamische Zähigkeit η in kg s/m² sind bei idealen Gasen vom Druck unabhängig.

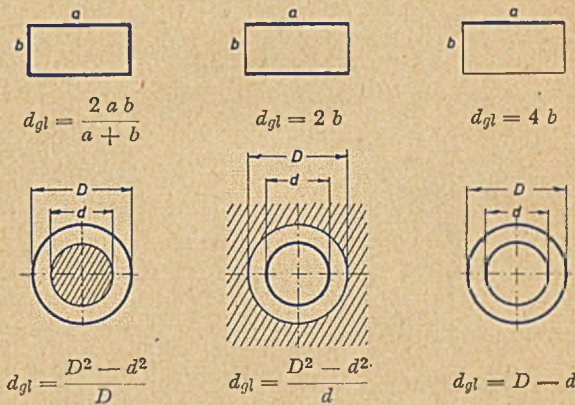


Bild 27 a bis f. Gleichwertiger Durchmesser d_{gl} für verschiedene Querschnitte.

Bei der Strömung von Luft, Gasen oder Flüssigkeiten in nicht kreisrunden, geraden Rohren gilt

$$d_{\text{gleichwertig}} = \frac{4F}{U} \quad \text{m} \quad \dots \quad (81)$$

(F = durchflossener Querschnitt in m², U = wärme-austauschender Umfang in m mit einheitlicher Temperatur).

Der gleichwertige (äquivalente) Durchmesser d_{gl} ist dann in der Kennzahl Pe einzusetzen. Für obige Querschnitte (Bild 27a bis f) ist d_{gl} jeweils unter dem Bild angegeben. (Die stark ausgezogene Linie ist die Fläche des Wärmeaustausches, \perp zur Bildebene betrachtet.)

¹⁾ Man beachte stets die Dimensionsgleichung für die Kennzahl, sowie auch für die ganze Gleichung.

Die praktischen Formeln für die Wärmeübergangszahlen sind ferner

b) bei freier Strömung

für Luft

am waagerechten Rohr

$$\alpha = 0,48 \frac{\lambda}{d} \sqrt[4]{Gr} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \dots \dots \dots (82)$$

nur für Rohre ($10^{10} > Gr > 10^3$) geltend, nicht für Drähte.
Die Kennzahl

$$Gr = \frac{d^3 \varrho^2 g \beta (\vartheta_{Wa} - \vartheta_L)}{\eta^2} \dots \dots \dots (57)$$

läßt sich vereinfachen zu

$$Gr = \tau \rho^2 d^3 (\vartheta_{Wa} - \vartheta_L) \dots \dots \dots (57a)$$

worin dann

$$\tau = \frac{\gamma_{1 \text{ ata}}^2}{g \eta^2 T} \frac{1}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}} \dots \dots \dots (83)$$

(für $\varrho = \frac{\gamma}{g} \text{ kg/s}^2 \text{ m}^4$ und $\beta = \frac{1}{T} \text{ 1/}^\circ\text{K}$ eingesetzt)

ist und aus ZT 4 entnommen werden kann. Ist der Luft- oder Gasdruck $p > 1 \text{ ata}$, dann ist das Ergebnis der Gl. 82 mit $\sqrt{p_{\text{kg/cm}^2}}$ zu vervielfachen. In Gl. 57a ist dies bereits berücksichtigt.

an der lotrechten Wand

(auch für senkrechte Rohre geltend, wobei $h =$ Rohrlänge L wird)

$$\alpha = 0,48 \frac{\lambda}{h} \sqrt[4]{Gr} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \dots \dots \dots (84)$$

Die unter Gl. 82 stehenden Angaben (Gl. 57a u. 83) sind auch hier gültig. Statt d ist die Plattenhöhe h in m einzusetzen (in Luftströmungsrichtung gemessen).

Bei leicht beunruhigter Luft (was ja zumeist der Fall ist) kann mit einem 10% größeren Zahlenwert gerechnet werden.

an der waagerechten Wand

(als Fußboden, wenn der Wärmeübergang von der Wand an die Luft erfolgt, d. h. der Fußboden wärmer ist als die Luft und als Decke, wenn die Luft wärmer ist als die Decke).

Man rechne nach der Gl. 84 und vervielfache das Ergebnis mit 1,2 demnach

$$\alpha_{waag. Wand} = 1,2 \cdot \alpha_{senkr. Wand} \text{ (Gl. 84) } \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad (85)$$

statt L ist jedoch in Gl. 84 bei einer Kreisplatte der Radius r , bei einer rechteckigen Platte die halbe große Achse und bei einer quadratischen Platte die halbe Achse in m einzusetzen.

Für Gase

kann man auf Grund theoretischer Überlegungen die zuvor angegebenen Gleichungen 82 bis 85 mit hinreichender, praktischer Genauigkeit anwenden, jedoch auch wieder unter der Einschränkung, daß nicht zu ausgefallene Temperatur- und Druckverhältnisse vorliegen und sich das Gas genügend weit von seinem Verflüssigungspunkt ab befindet.

Die Wärmeübergangszahlen α , die sich für Luft ergeben (mit deren Stoffwerte), können für folgende Gase angewandt werden, wenn das Ergebnis vervielfacht wird mit

| | | | |
|--|------|--|------|
| bei Helium (He) | 2,07 | Sauerstoff (O ₂) | 1,0 |
| Kohlenoxyd (CO) | 0,96 | Stickstoff (N ₂) | 1,0 |
| Kohlensäure (CO ₂) | 0,83 | Wasserdampf (H ₂ O) | 0,86 |
| Rauchgase | 1,0 | Wasserstoff (H ₂) | 2,38 |

Für die praktische Anwendung der Gleichungen der freien Strömung gilt sinngemäß das unter dem vorhergehenden Abschnitt a) der aufgezwungenen Strömung bereits Vermerkte.

c) bei Strahlung und Konvektion.

Die Wärmeübergangszahlen der Gleichungen 54, 55, 65 bis 78, 82 bis 85 sind nur für Konvektion gültig. Bei Berücksichtigung der Wärmeübergangszahl für Strahlung nach Gl. 14, S. 26, erhält man

$$\alpha_{ges} = \alpha_{Konv} + \alpha_{Str} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad (86)$$

und die gesamte übertragene Wärme wird

$$q = (\alpha_{Konv} + \alpha_{Str}) \cdot (t_1 - t_2) = \alpha_{ges} (t_1 - t_2) \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \quad (87)$$

sofern die Temperaturen t_1 und t_2 für Strahlung und Konvektion in gleicher Höhe liegen. Ist dies nicht der Fall, so sind die getrennt ermittelten Wärmemengen von Konvektion und Strahlung zu addieren

$$q = q_{Konv} + q_{Str} \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \quad (88)$$

Bei der Berechnung der Wärmeabgabe einer Heizfläche ist es manchmal von Interesse zu wissen, welcher Bruchteil der abgegebenen Wärme in Form von Strahlung auftritt.

Mit dem Verhältnis der durch Strahlung abgegebenen Wärmemenge Q_{Str} in kcal/h zu der insgesamt abgegebenen Wärme Q_{ges} in kcal/h erhält man den Strahlungsanteil oder den Strahlungsgrad¹⁾

$$\varphi_{Str} = \frac{Q_{Str}}{Q_{ges}} \cdot 100 \quad \% \quad \dots \quad (89)$$

Für Dampfheizkörper fand X. Gruber Werte von 23 bis 33 % (siehe auch S. 102).

d) bei kondensierenden Dämpfen.

Außer den Wärmeübertragungen an Flüssigkeiten oder Gasen sind die für die Technik so wichtigen Fälle wie Kondensation und Verdampfen (Wärmeübertragung mit Aggregatzustandsänderungen) in letzter Zeit in die wissenschaftlichen Untersuchungen einbezogen worden.

Die Kondensationstheorie hat Nusselt²⁾ zum Schöpfer, der das Gebiet der Wärmeübertragung gleichzeitig mit Gröber wesentlich gefördert hat. Die Kondensation kann in Film- und Tropfenkondensation³⁾ unterschieden werden. Die Filmkondensation ist gekennzeichnet durch die Bildung eines zusammenhängenden Flüssigkeitsfilms auf der Kondensationsoberfläche. Die Kondensation in Tropfenform stellt sich nur unter bestimmten Voraussetzungen ein wie Unbenetzbarkeit der Kühloberfläche, Verunreinigung des Dampfes u. a. Die besseren Wärmeübergangszahlen gibt die Tropfenkondensation, die jedoch bis heute noch nicht konstruktiv erreicht werden kann. Die Versuche über die Wärmeübertragung durch Verdampfen fallen in die neuere Zeit, weshalb abschließende Ergebnisse noch nicht vorliegen. Es kann auf die Untersuchungen von Jakob, Fritz u. Bosnjakovic⁴⁾ verwiesen werden.

1) X. Gruber. Strahlungstechnische Untersuchung von Radiatoren. Arch. f. Wärmew., Bd. 10 (1929), S. 253 gebraucht hierfür den Ausdruck strahlungstechnischer Wirkungsgrad η_s , der hierfür eigentlich nicht angebracht ist, denn ein Wirkungsgrad bedingt Verluste, die hier in diesem Sinne nicht entstehen, denn nur der Anteil der Strahlungswärme an der gesamten Wärmeabgabe ändert sich von Fall zu Fall.

H. Reiher und O. Knoblauch. Strahlungstechnische Untersuchung eines Gasglühofens. Das Gas- und Wasserfach, Bd. 69 (1926), S. 897, wenden als strahlungstechnischen Wirkungsgrad die Form $\eta_s = Q_s/H$ an, wobei H die im Brennstoff enthaltene Energie ist.

2) W. Nusselt. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. Z. VDI., Bd. 60 (1916), S. 541/46 u. 569/75.

3) F. Gnam. Tropfkondensation von Wasserdampf. VDI., Forschungsheft 352 (1937).

E. Schmidt, W. Schurig u. W. Sellschopp. Versuche über die Kondensation von Wasserdampf in Film- und Tropfenform. Mech. Thermodyn. Bd. 1 (1930) S. 53/63.

W. M. Nagle u. T. B. Drew. Drop-wise condensation of steam. Trans. Americ. Inst. Chem. Engrs., Bd. 30 (1933/4), S. 217/55.

4) M. Jakob u. W. Fritz. Versuche über den Verdampfungsvorgang. Forschung, Bd. 2 (1931), S. 435.

Die Wärmeübergangszahlen bei kondensierenden Dämpfen sind bei schwach strömendem Wasserdampf (Dampfgeschwindigkeit $w < 12$ m/s)

an senkrechter Heizfläche oder Rohr

$$\alpha = 3600 \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{r \gamma^2 \lambda^3}{4 \eta h (\vartheta_D - \vartheta_{Wd})}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad (90)$$

h in m ist die Höhe der Wand bzw. Rohrlänge, γ (kg/m³), η (kg s/m²) und λ (kcal/s m °C) sind für die mittlere Temperatur $\vartheta_m = 0,5 (\vartheta_D + \vartheta_{Wd})$ °C des Kondensates¹⁾ (Wasserhaut) und die Verdampfungswärme r in kcal/kg bei der Dampftemperatur (Sättigungsdruck, ZT 7) zu nehmen.

Die praktische Anwendung der Gleichung wird vereinfacht durch die Umformung in

$$\alpha = \frac{A}{\sqrt[4]{h (\vartheta_D - \vartheta_{Wd})}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad (90a)$$

A ist aus der ZT 16 bei der Temperatur ϑ_m zu entnehmen.

Zah lentafel 16.

$$A = 3400 \sqrt[4]{\frac{r \gamma^2 \lambda^3}{\eta}} \text{ kcal/m}^{7/4} \text{ h } ^\circ\text{C}^{3/4}$$

| ϑ_m °C | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 160 | 180 | 200 |
|------------------|------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 10 | 30 | 50 | 70 | 90 | 110 | 130 | 150 | 170 | 190 |
| A | 6810 | 7820 | 8735 | 9590 | 10420 | 11190 | 11850 | 12490 | 13020 | 13370 |
| → | 6260 | 7320 | 8285 | 9165 | 10010 | 10820 | 11530 | 12180 | 12770 | 13210 |

Gehört zu Fußnote 4 S. 58.

M. Jakob. Kondensation und Verdampfung. Z. VDI., Bd. 76 (1932), S. 1161.
Heat transfer in evaporation and condensation. Mech. Engrg., Bd. 58 (1936), S. 643/60 u. 729/39.

F. Bosnjakovic. Verdampfung und Flüssigkeitsüberhitzung. Forschung, Bd. 1 (1930), S. 358.

¹⁾ E. Kirschbaum. Bestimmung der Kondensatabflußtemperatur von dampfheizten Apparaten. Z. VDI., Beiheft Verfahrenstechnik, 1938, Heft 1, S. 14, weist nach, daß die allgemein übliche Annahme, das Kondensat würde mit der Kondensationstemperatur des Dampfes aus der Heizkammer abströmen, nicht zutrifft. In Wirklichkeit hat das Kondensat eine niedrigere Temperatur. Die Unterkühlung $\Delta\vartheta_k$ des Kondensates unter die Kondensationstemperatur des Dampfes ist nach Kirschbaum

$$\Delta\vartheta_k = 0,55 (\vartheta_D - \vartheta_{Wd}).$$

Die mittlere Kondensatabflußtemperatur ist damit

$$\vartheta_m = \vartheta_D - 0,55 (\vartheta_D - \vartheta_{Wd}).$$

am geneigten Rohr oder Fläche mit dem Neigungswinkel β gegen die Senkrechte

$$\alpha_{\beta} = \sqrt[4]{\sin \beta} \cdot \alpha_{Gl. 90, 90a} \quad \text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (90b)$$

am waagerechten Rohr

$$\alpha_{(waager.)} = 0,77 \sqrt[4]{\frac{h}{d}} \cdot \alpha_{Gl. 90, 90a} \quad \text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (91)$$

worin h (m) die Rohrlänge ist und d (m) der Rohrdurchmesser.

Bei dem einzelnen waagerechten Rohr ist bei sonst gleichen Verhältnissen die Wärmeabgabe ungefähr doppelt so groß wie bei senkrechtem Rohr.

Bei mehreren (n) waagerechten Rohren übereinander gilt

$$\alpha_{n(waager.)} = \sqrt[4]{\frac{1}{n}} \cdot \alpha_{Gl. 91} \quad \text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (92)$$

Bei $n > 16$ sind senkrechte Rohre und bei $n < 16$ waagerechte Rohre günstiger.

Bei den kondensierenden Dämpfen von Ammoniak (NH_3), Kohlensäure (CO_2), schwefliger Säure (SO_2), Chlormethyl ($\text{CH}_3 \text{Cl}$), Benzol (C_6H_6) und Alkohol (Äthylalkohol $\text{C}_2\text{H}_5 \text{OH}$, Methylalkohol $\text{CH}_3 \text{OH}$) können die Gl. 90, 91 und 92 benutzt werden mit den Stoffwerten dieser Dämpfe nach ZT 3.

Bei stark strömendem Wasserdampf (Dampfgeschwindigkeit $w > 12$ m/s) erhält man Wärmeübergangszahlen

an senkrechter Heizfläche oder Rohr von

$$\alpha = 3600 y f(x y) \quad \text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}, \quad \dots \quad (93)$$

worin bedeutet

$$y = \sqrt[4]{\frac{\gamma \gamma^2 \lambda^3}{4 h \eta (\vartheta_D - \vartheta_{Wa})}} \quad \text{und} \quad x = 0,3164 \text{ Re}^{-0,25} \cdot \frac{\gamma_D w^2}{6 g \gamma \lambda} \quad (93a, b)$$

Bei Re und γ_D (kg/m^3) sind die Stoffwerte des Dampfes beim Sättigungsdruck zu nehmen, sonst gilt die unter Gl. 90 stehende Bemerkung.

Durch entsprechende Umformung läßt sich die Gl. 93 für die praktische Anwendung einfacher gestalten.

Es wird gesetzt

$$\alpha = \zeta \frac{A}{\sqrt[4]{h (\vartheta_D - \vartheta_{Wa})}} \quad \text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}, \quad \dots \quad (94)$$

worin

$$\zeta = 0,75 f\left(\frac{A B w^2}{\sqrt[4]{w h^2 (\vartheta_D - \vartheta_{Wa})}}\right) \text{ ist.} \quad \dots \quad (94a)$$

A ist aus der ZT 16 zu entnehmen für $\vartheta_m = 0,5 (\vartheta_D + \vartheta_{Wd})$
 B entsprechend aus ZT 17.

Für den Klammerausdruck $A B w^2 / \sqrt[4]{w h^2 (\vartheta_D - \vartheta_{Wd})}$ findet man dann in ZT 18 den Funktionswert ζ .

Bei Strömungen im Rohr ist h^2 unter der Wurzel in $h \cdot d$ zu ändern, wo h (m) die Rohrlänge und d (m) der Rohrdurchmesser ist.

Zah lentafel 17.

$$B = 1,98 \cdot 10^{-6} \frac{\gamma_D^{0,75} \eta_D^{0,25}}{\gamma \lambda} \text{ (s m)}^{3/4} \text{ } ^\circ\text{C/kcal.}$$

| | | | | | | | | | | |
|---------------------------------------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|
| $\vartheta_m \text{ } ^\circ\text{C}$ | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 160 | 180 | 200 |
| → | 10 | 30 | 50 | 70 | 90 | 110 | 130 | 150 | 170 | 190 |
| $10^6 \cdot B$ | 0,0223 | 0,048 | 0,090 | 0,171 | 0,277 | 0,470 | 0,80 | 1,18 | 1,75 | 2,58 |
| → | 0,0136 | 0,0294 | 0,062 | 0,124 | 0,220 | 0,377 | 0,645 | 0,96 | 1,40 | 2,14 |

Zah lentafel 18.

$$\text{Multiplikationsfaktor } \zeta = 0,75 f \left(\frac{A B w^2}{\sqrt[4]{w h^2 (\vartheta_D - \vartheta_{Wd})}} \right)$$

| | | | | | | | | |
|--|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $\frac{A B w^2}{\sqrt[4]{w h^2 (\vartheta_D - \vartheta_{Wd})}}$ | 0,5 | 1 | 3 | 5 | 7 | 9 | 20 | 40 |
| | 0,1 | 0,8 | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 30 |
| ζ | 1,16 | 1,31 | 1,73 | 1,95 | 2,20 | 2,39 | 3,08 | 3,82 |
| | 1,05 | 1,25 | 1,54 | 1,84 | 2,08 | 2,29 | 2,48 | 3,52 |

Bei überhitztem Dampf ergibt sich die Wärmeübergangszahl an senkrechter Heizfläche oder Rohr

$$\alpha_{\ddot{u}} = \alpha_{Gl. 90 \text{ od. } 93} \cdot \frac{\vartheta_{SD} - \vartheta_{Wd}}{\vartheta_{\ddot{u}} - \vartheta_{Wd}} \sqrt[4]{\frac{i_{\ddot{u}} - i_K}{r}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad (95)$$

(i_K kann \approx der Kondensattemperatur in kcal/kg gesetzt werden. ϑ_{SD} ist die Sattdampf temperatur.)

Zu beachten ist bei den Wärmeübergangszahlen von kondensierendem Wasserdampf, daß sich diese bei Anwesenheit von Luft stark vermindern, namentlich wenn die Kondensation unter Atmosphärendruck (Unterdruck) erfolgt. 0,5 % Luft im Dampf ermäßigen hier die Wärmeübergangszahl bereits um die Hälfte ihres Wertes. Für luftfreien Dampf liegen die Zahlenwerte zwischen 10000 bis 14500 kcal/m² h °C.

4. Wärmedurchgang.

Die Wärmeübergangszahlen α sind neben den Wärmeleitzahlen λ des die Wärme übertragenden Materials die Grundlagen zur Berechnung der Wärmedurchgangszahl k .

Die Wärmedurchgangszahl k wird wie folgt definiert.

Die Wärmedurchgangszahl k gibt diejenige Wärmemenge an, die durch 1 m² Oberfläche einer Wand in 1 Stunde hindurchgeht, wenn die Temperaturdifferenz der beiderseitig an der Wand strömenden Stoffe 1 °C beträgt.

Die Wärmedurchgangszahl ist, wie aus den folgenden Formeln hervorgeht, keineswegs von der Temperaturhöhe unabhängig, da die in der Wärmedurchgangszahl enthaltenen Wärmeübergangszahlen mit ihren Wärmeleitzahlen der strömenden Stoffe, wie aus dem vorhergehenden Abschnitt erkenntlich ist, und ebenfalls die Wärmeleitzahl der Wand stark temperaturabhängig sind.

Die Grundgleichung des Wärmedurchgangs ist

$$Q = k F (\vartheta_1 - \vartheta_2) = k F \Theta_m \text{ kcal/h. (96)}$$

a) Durch die ebene Wand.

Die Wärmedurchgangszahl für eine einfache ebene Wand ist nach Bild 28

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ \text{C. (97)}$$

Mit $1/k$ bezeichnet man den Wärmedurchgangswiderstand, analog mit $1/\alpha$ den Wärmeübergangswiderstand, mit $1/\lambda$ den Wärmeleitwiderstand und mit δ/λ ($= 1/A$) den Wärmedurchlässigkeitswiderstand.

Fällt beim Wärmedurchgang der innere oder äußere Wärmeübergangswiderstand weg, so erhält man die Gleichung

$$\alpha = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ \text{C. (98)}$$

Mit α_1 oder α_2 kann der α -Wert, dann zweckmäßigerweise als innere oder äußere Wärmeüberleitzahl bezeichnet werden. In der Gl. 96 für den Wärmedurchgang tritt mit der Anwendung der Wärmeüberleitzahl an Stelle der inneren oder äußeren Umgebungstemperatur ϑ_1 bzw. ϑ_2 die Oberflächentemperatur ϑ_{Wd1} bzw. ϑ_{Wd2} (bei α_1 in Gl. 98 ist dann in Gl. 96 ϑ_{Wd2} zu setzen, dementsprechend bei α_2).

Bei gut leitenden Metallwänden (dünnwandige Bleche oder Guß) sind folgende Vereinfachungen zulässig

bei einerseits Luft oder Gase (auch überhitzter Dämpfe), andererseits Wasser oder Wasserdampf (gesättigt)

$$k \approx \alpha_1 (\text{Luft}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad (99)$$

bei beiderseits entweder nur Wasser oder Luft (Gase)

$$k \approx \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad (100)$$

und wenn $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$, dann kann

$$k \approx \frac{1}{2} \alpha \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad (101)$$

angenommen werden.

Für eine zusammengesetzte Wand ergibt sich die Wärmedurchgangszahl nach Bild 29

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad . (102)$$

Entsprechend wird die Gleichung für Wände aus mehreren Einzelschichten gebildet, indem die Wärmedurchlässigkeitswiderstände der einzelnen Schichten sich im Nenner des Bruches addieren.

Wärmedurchgang $\left\{ \begin{array}{l} \text{Wärmeübergang } \alpha_1 \\ \text{Wärmeleitung } \lambda \\ \text{Wärmeübergang } \alpha_2 \end{array} \right.$

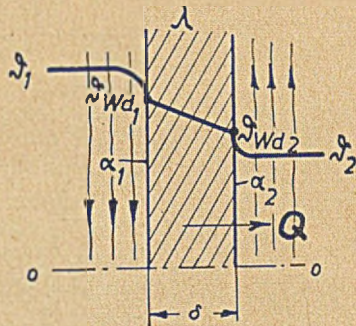


Bild 28. Wärmedurchgang bei einer einfachen Wand.

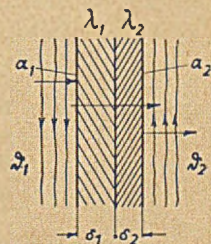


Bild 29. Wärmedurchgang bei einer zusammengesetzten Wand.

b) Durch das Kreisrohr.

Die Wärmedurchgangszahl k_R für das einfache Rohr (für 1 m Länge) ist nach Bild 30

$$k_R = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i d_i} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha_a d_a}} \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C} \quad (103)$$

Die Gl. 103 gilt für den Fall, daß sich die wärmere Flüssigkeit innen befindet, im umgekehrten Fall sind α_i und α_a zu vertauschen.

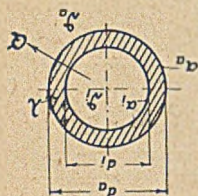


Bild 30. Wärmedurchgang bei einem einfachen Rohr.

Bei einfachen Metallrohren kann man mit genügender Genauigkeit die Gleichungen 96 und 97 benutzen. Bei fast gleichen α_i und α_a -Werten bezieht man hierbei die Heizfläche F auf den mittleren Durchmesser $(d_a + d_i)/2$. Bei sehr verschiedenen α_i und α_a -Werten wählt man bei der Heizflächenberechnung den Durchmesser mit dem kleineren α -Wert. Ist z. B. die Wärmeübergangszahl außen groß und innen sehr klein (innen Gase und außen Flüssigkeiten), wie dies bei Rauchrohren der Fall ist, dann ist d_i zu wählen, umgekehrt, wenn innen die Flüssigkeit strömt und außen das Gas sich befindet (Lufterhitzer, Wasserrohre), dann ist d_a zu nehmen.

Für das mehrschichtige Rohr (für 1 m Länge) gilt nach Bild 31

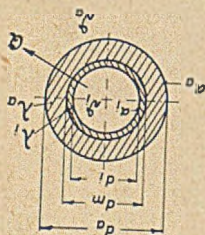


Bild 31. Wärmedurchgang bei einem mehrschichtigen Rohr.

$$k_R = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_m}{d_i} + \frac{1}{2\lambda_a} \ln \frac{d_a}{d_m} + \frac{1}{\alpha_a d_a}} \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C} \quad (104)$$

Entsprechend entwickelt sich die Gl. 104 für Rohre, die aus mehreren Wandschichten bestehen, z. B. verschiedenen Dämmschichten.

Bei Berechnung der Wärmemenge Q ist bei Anwendung der Wärmedurchgangszahlen k_R für Rohre Gl. 103 und 104 in Gl. 96 statt der Heizfläche F die Rohrlänge L in m einzusetzen. Demnach wird

$$Q = k_R L (\vartheta_i - \vartheta_a) = k_R L \Theta_m \text{ kcal/h} \quad (105)$$

c) Ermittlung der Wandtemperaturen.

Mit der Wärmedurchgangszahl und der Wärmeübergangszahl lassen sich die Oberflächentemperaturen der Wand in einfacher Weise berechnen.

Die durch die Wand gehende Wärmemenge muß gleich der von der Wand abgegebenen Wärmemenge sein, demnach nach Bild 32

$$Q = k F (\vartheta_1 - \vartheta_2) = \alpha_1 F (\vartheta_1 - \vartheta_{Wd_1}) = \alpha_2 F (\vartheta_2 - \vartheta_{Wd_2}) \text{ kcal/h}$$

hieraus

$$\vartheta_{Wd_1} = \vartheta_1 - \frac{k}{\alpha_1} (\vartheta_1 - \vartheta_2) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (106)$$

$$\vartheta_{Wd_2} = \vartheta_2 + \frac{k}{\alpha_2} (\vartheta_1 - \vartheta_2) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (107)$$

Erweitert man den obigen Ansatz noch auf die Wärmedurchlässigkeit einer Wand, also allgemein (für 1 m² Heizfläche)

$$\begin{aligned} q &= k (\vartheta_1 - \vartheta_2) = \alpha_1 (\vartheta_1 - \vartheta_{Wd_1}) \\ &= \frac{\delta}{\lambda} (\vartheta_{Wd_1} - \vartheta_{Wd_2}) = \alpha_2 (\vartheta_{Wd_2} - \vartheta_2) \text{ kcal/m}^2\text{h,} \end{aligned}$$

so kann man aus diesen vier Gleichungen jeweils drei beliebige Werte ermitteln.

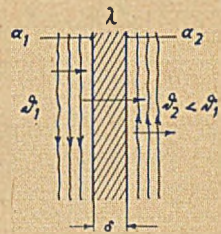


Bild 32. Ermittlung der Temperaturen bei Wärmedurchgang.

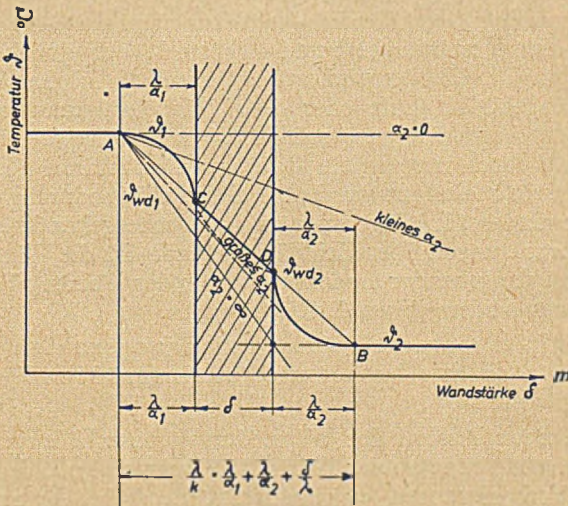


Bild 33. Zeichnerische Bestimmung der Wandtemperaturen.

Die Wandtemperaturen lassen sich auch graphisch auf eine einfache Weise bestimmen (Bild 33). Die Temperaturen ϑ_1 , ϑ_2 , die Wärmeleitzahl λ , die Wandstärke δ und die Wärmeübergangszahlen α_1 und α_2 müssen dazu bekannt sein. Man trägt senkrecht auf beiden Seiten der Wand λ/α_1 und λ/α_2 als Strecken (Abszissen), im gleichen Maßstab wie

die Wandstärke δ gezeichnet wurde, auf den im beliebigen Temperaturmaßstab eingezeichneten Temperaturen ϑ_1 und ϑ_2 (Ordinaten) ab. Die Verbindungsgerade der Schnittpunkte A und B nach Bild 33 schneidet die Wand in den Punkten C und D , welches die gesuchten Wandtemperaturen ϑ_{Wd_1} und ϑ_{Wd_2} sind. Bei mehrschichtigen Wänden ermittelt man nach Gl. 35a die mittlere Wärmeleitfähigkeit λ_m und führt dann das angegebene Verfahren wieder durch.

Der Temperaturverlauf in einer ebenen Wand ist eine Gerade, dagegen in einer zylindrischen Wand eine logarithmische Kurve.

Sind die Wärmeübergangszahlen auf beiden Seiten gleich, so liegt die Wandtemperatur genau in der Mitte zwischen beiden Flüssigkeitstemperaturen. Bei ungleichen Wärmeübergangszahlen nähert sich die Wandtemperatur derjenigen Flüssigkeitstemperatur, die auf der Seite mit der höheren Wärmeübergangszahl vorhanden ist.

d) Betrachtungen über die Wärmedurchgangszahl.

Aus der Gleichungsform für die Wärmedurchgangszahl k (Gl. 97) lassen sich für die Wärmeübertragung einige interessante Schlüsse ziehen.

Bei unterschiedlichen Werten der Wärmeübergangs- und Wärmedurchlässigkeitswiderstände ($1/a$ und δ/λ) spielt der größte Zahlenwert die Hauptrolle. Dieser wird zumeist durch die kleinste Wärmeübergangszahl gebildet (Luft oder Gase), dagegen kann bei beiderseitigen großen Wärmeübergangszahlen (Wasser, Dämpfe) die Wärmedurchgangszahl durch ungeeignete Wahl der Wandstärke und Wärmeleitfähigkeit ungünstig beeinflusst werden. Bei den Wärmedurchgangszahlen von Gebäudewänden (im Gegensatz zu den vorhergehenden und noch folgenden Betrachtungen über Heizflächenwände) ist die Wärmeleitfähigkeit stets von ausschlaggebender Bedeutung trotz der kleinen Wärmeübergangszahlen des beiderseitigen Luftüberganges.

Will man also bessere Wärmedurchgangszahlen erreichen, so muß man in erster Linie darnach trachten, den größten Widerstandswert zu verkleinern.

Günstige Beeinflussung der Wärmedurchgangszahl kann man also nicht erzielen, wenn man an der Wärmeübergangszahl mit dem größten Zahlenwert Verbesserungen vornimmt, z. B. bei Warmwasserlufterhitzern durch Erhöhung der Wassergeschwindigkeit.

Eine Vergrößerung der Wärmeaustauschfläche durch Rippen hat demnach auch nur Sinn, wenn man diese auf der Wandseite mit dem schlechten Wärmeübergang anordnet (auf der Luft- oder Gasseite).

Die Verwendung von Rippen auf dem Rohr ermöglicht, bezogen auf das glatte Rohr, eine erhebliche Steigerung der Wärmeabgabe. Mittelbar ist dies dann eine Vergrößerung der Wärmeübergangszahl

des Rohres. Die dadurch erreichte Verbesserung der Wärmeübergangszahl ist aber nicht proportional der Vergrößerung der Heizfläche, sondern geringer. Der Grund ist wohl darin zu ersehen, daß die Luft- oder Gasströmung zwischen den einzelnen Rippen anders verläuft als um das glatte Rohr und ferner der Strahlungsaustausch mit der Umgebung durch die gegenseitige Anstrahlung der Rippen eingeschränkt wird. Die Rippenfläche, bezogen auf eine beliebige Maßeinheit, hat ferner infolge ihres größeren Temperaturabfalles durch den längeren Weg des Wärmeffusses eine geringere spezifische Wirksamkeit als die Grundfläche, auf der die Rippe sitzt.

Wesentlich für eine gute Wirksamkeit der Rippen ist eine gute metallische Verbindung zwischen Rohr und Rippe, sofern die Rippe nicht mit dem Rohr aus einem Stück besteht. Durch Verzinken der Rippenheizfläche erreicht man diese metallische Verbindung und damit eine bessere Wärmeleitung von der Rohrwand nach der aufgebrachtten Rippe zu. Der Rippenabstand ist bei der Wärmeübertragung ebenfalls zu beachten, so muß dieser bei freier Strömung natürlich größer sein als bei erzwungener Strömung.

Aus den Beiwerten der Wärmeübergangszahlen für erzwungene Strömung im Rohr Gl. 67 und um das Rohr (Zylinder) Gl. 77 ist zu erkennen, daß es für die Wärmeübertragung günstiger ist, wenn die schlecht wärmeübertragenden Stoffe, wie z. B. Luft oder Rauchgase, um die Rohre (Luftthitzer) herumgeführt werden.

Mit den eingangs dieses Abschnittes erwähnten Überlegungen läßt sich unter Kenntnis der Wärmeübergangszahlen für Satt- und Heißdampf deren Wärmeabgabe beurteilen. Bei gleichen Temperaturen von Satt- und Heißdampf erzielt man mit Sattedampf durch dessen höhere Wärmeübergangszahl die größere Wärmeabgabe. Dagegen gibt ein Heizkörper mit Heißdampffüllung höherer Temperatur mehr Wärme ab als bei Sattedampfheizung, da der Wärmeübergangswiderstand der Luft den größten Zahlenwert im Nenner des Bruches der Gl. 97 bildet. Der durch den Heißdampf sich ergebende größere Wärmeübergangswiderstand (kleinere Wärmeübergangszahl) gegenüber Sattedampf auf der Innenseite des Heizkörpers kann dies nicht immer völlig ausgleichen, und unter Beachtung der höheren Dampftemperatur des Heißdampfes ergibt sich bei hinreichender Überhitzung die bessere Wärmeabgabe.

Ferner läßt sich aus der erwähnten Kondensationstheorie von Nusselt ableiten, daß bei Kondensation des Heißdampfes (die Kondensation muß bis zum Ende der Heizfläche restlos erfolgt sein) an einer Heizfläche diese mehr Wärme abgibt als bei Sattedampf gleichen Druckes, was jedoch unerheblich ist. In praktischen Fällen kehrt sich dieses sogar um, was man auf noch nicht geklärte Vorgänge bei der Heiß- und Sattedampfkondensation und der Kondensation von stark strömendem und ruhendem Dampf zurückführt.

5. Wärmeaustausch¹⁾.

Im Heizungsfach kommt fast nur der mittelbare Wärmeaustausch in Frage im Gegensatz zur unmittelbaren Wärmeaustauschung, z. B. bei der Luftheizung oder beim direkten Einströmen von Dampf in Wasser. Der mittelbare Wärmeaustausch ist wieder in zwei Hauptgruppen zu unterscheiden, und zwar erstens in die Zweistromführung, bei denen die wärmeabgebende und die wärmeaufnehmende Flüssigkeit auf beiden Seiten der Heiz- oder Kühlfläche im Gleich-, Gegen- oder Kreuzstrom strömen, zweitens die Einstromführung, bei dem nur eine Flüssigkeit strömt. Zu letzteren gehören im weiteren Sinne auch die Strahlungsheizung (Deckenheizfläche) und der dampfbeheizte Gegenstromapparat für Heizung und Warmwasserbereitung. Bei der Einstromführung ist also eine völlige Ruhe des einen Stoffes nicht erforderlich, maßgebend ist nur, daß dessen Temperatur längs der Heizfläche sich nicht ändert. Bei der Zweistromführung ändern sich dagegen die Temperaturen der beiden Flüssigkeiten, Gase oder Dämpfe längs der Heizfläche.

Man kann nun noch eine weitere Gruppe unter den gleichen Gesichtspunkten unterscheiden, und zwar die Wirbelstromanordnung, bei der keine Flüssigkeit strömt, z. B. das Aufheizen eines Warmwasserbereiters mittels kondensierenden Dampfes. Hier ändert sich die Temperatur des Dampfes und des Wassers längs der Heizfläche nicht, dagegen ändert sich die Wassertemperatur im Verlauf der Zeit. Dieser Fall läßt sich auf die vorgenannten Fälle zurückführen, wenn man in den folgenden Gleichungen die für die Heizfläche geltenden Werte auf die Zeit bezieht. Auch Sonderfälle des Wärmeaustausches, wie z. B. Entladen eines Heißwasserspeichers mit sinkenden Temperaturen im Verlauf der Zeit, sind in gleicher Weise zu betrachten. Die Gesetze des Temperaturverlaufes in den folgenden Bildern 36 bis 39, 41 bis 43 gelten demnach sinngemäß sowohl für die Zeitachse als auch für die Heizflächenachse.

a) Ermittlung des mittleren Temperaturunterschiedes.

Nach Bild 32 sind ϑ_1 und ϑ_2 die Temperaturen der beiden Flüssigkeiten oder Gase, die sich zu beiden Seiten der Wand befinden. Bei strömenden Stoffen ändern sich aber diese Temperaturen infolge des Wärmedurchganges (Bild 34 und 40). Wir haben dann die Temperaturen $\vartheta_{1\text{Anfang}}$ und $\vartheta_{1\text{Ende}}$ bzw. ϑ_{2a} und ϑ_{2e} . Damit wird für die gerichteten Strömungen der wärmeaustauschenden Medien längs der beiden Oberflächen im Gleich- oder Gegenstrom²⁾ (Parallelströme — eindimensionale Strömung) die mittlere Temperaturdifferenz Θ_m .

¹⁾ E. Kirschbaum. Die Wärmeaustauschapparate. Leipzig 1933.
Hausbrand-Hirsch. Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. Berlin 1931.

²⁾ G. Schütze. Gleich-, Gegen- und Kreuzstrom in einheitlicher Darstellung. Ges. Ing., Bd. 58 (1935), S. 169/176.

Bei Gleichstrom.

Allgemein $\Theta_m = \frac{\Theta_a - \Theta_e}{\ln \frac{\Theta_a}{\Theta_e}}$ °C. Bild 34 u. 36 . . . (108)

Für $W_1 < W_2$, $W_1 > W_2$ und $W_1 = W_2$ (Wasserwert $W = G \cdot c$)

$$\Theta_m = \frac{(\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a}) - (\vartheta_{1e} - \vartheta_{2e})}{\ln \frac{\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a}}{\vartheta_{1e} - \vartheta_{2e}}} = \frac{\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a} - \vartheta_{1e} + \vartheta_{2e}}{\ln (\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a}) - \ln (\vartheta_{1e} - \vartheta_{2e})}$$
 °C. Bild 36 u. 37 (109)

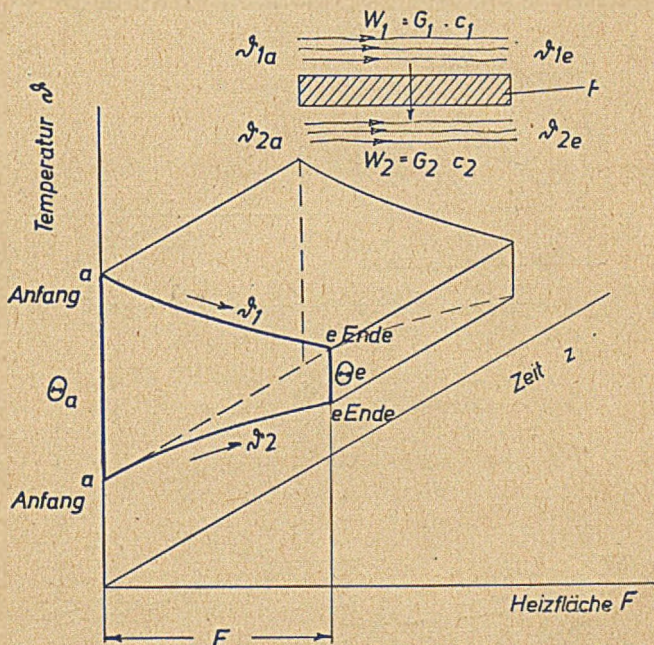


Bild 34. Temperaturverlauf bei Gleichstrom, ohne Temperaturänderung während der Zeit.

Für $W_1 \rightarrow \infty$ ($\vartheta_1 = \text{const}$, z. B. dampfbeheizter Vorwärmer)

$$\Theta_m = \frac{\vartheta_{2e} - \vartheta_{2a}}{\ln (\vartheta_1 - \vartheta_{2a}) - \ln (\vartheta_1 - \vartheta_{2e})}$$
 °C. Bild 38 (110)

Für $W_2 \rightarrow \infty$ ($\vartheta_2 = \text{const}$, z. B. Niederdruckdampfzerzeugung durch Heißwasser)

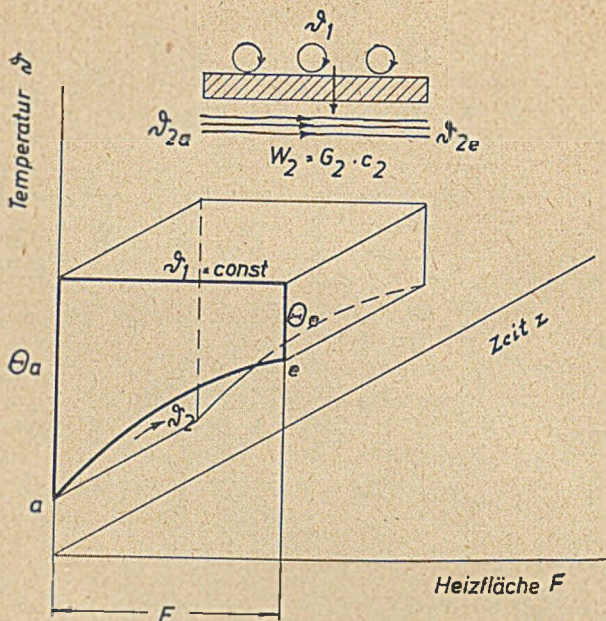


Bild 35. Temperaturverlauf bei Einstrom ohne Temperaturänderung während der Zeit.

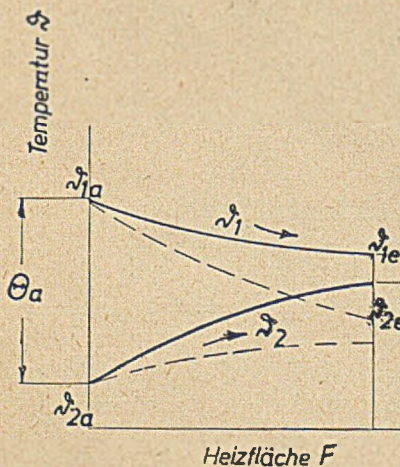


Bild 36.
Temperaturverlauf bei Gleichstrom
 $W_1 > W_2$ — $W_1 < W_2$ —
Gl. 109.

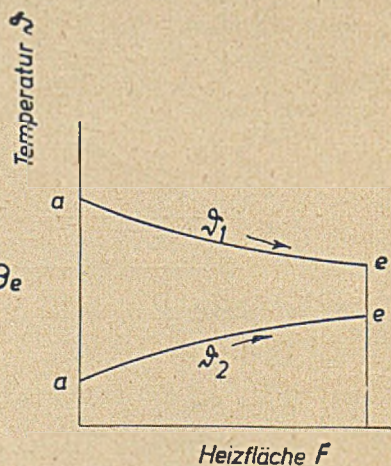


Bild 37.
Temperaturverlauf bei Gleichstrom.
 $W_1 = W_2$
Gl. 109.

$$\Theta_m = \frac{\vartheta_{1a} - \vartheta_{1e}}{\ln(\vartheta_{1a} - \vartheta_2) - \ln(\vartheta_{1e} - \vartheta_2)} \quad \text{°C. Bild 38. (111)}$$

Die Gleichungen 108 bis 111 sind ebenfalls gültig, wenn die Temperaturänderung nicht längs der Heizfläche, sondern während der Zeit erfolgt. (Bild 39.)

Bild 38.
Temperaturverlauf bei Gleichstrom.
 $W_1 \rightarrow \infty$ ——— $W_2 \rightarrow \infty$ - - -
Gl. 110 und 111.

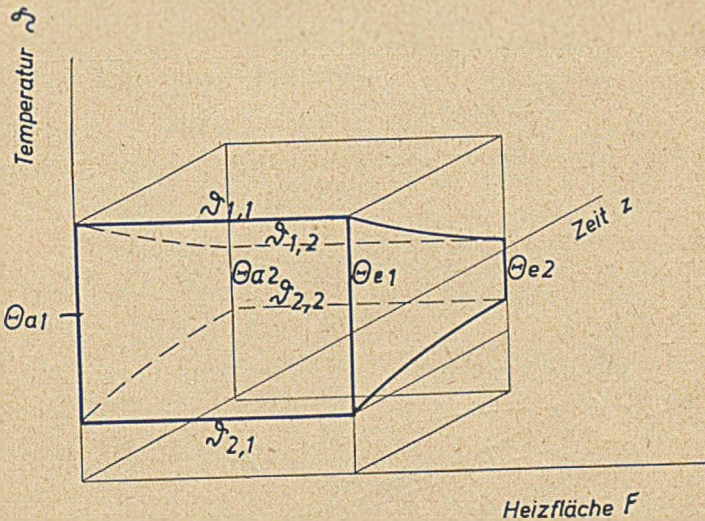
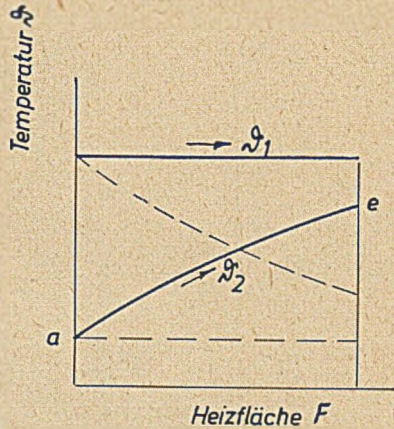


Bild 39. Temperaturverlauf bei Wirbelstrom mit Temperaturänderung während der Zeit.

Bei Gegenstrom.

Allgemein
$$\Theta_m = \frac{\Theta_{gro\beta} - \Theta_{klein}}{\ln \frac{\Theta_{gro\beta}}{\Theta_{klein}}} \quad \text{°C. Bild 40 u. 41. . . . (112)}$$

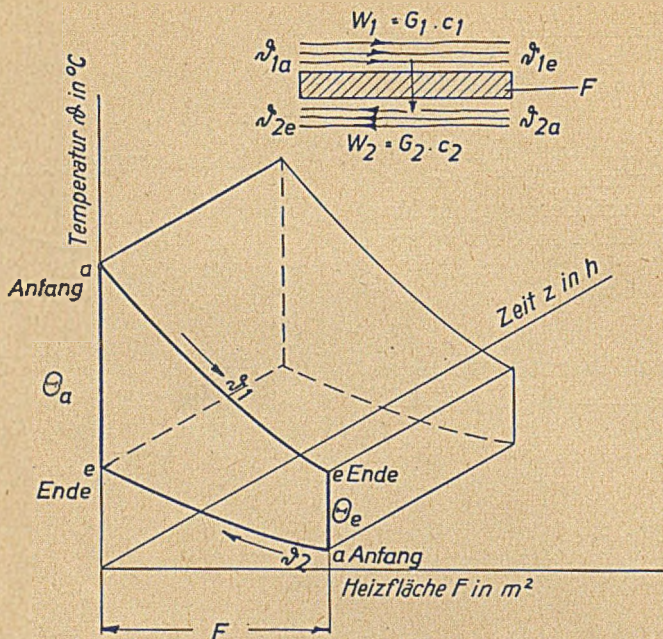


Bild 40. Temperaturverlauf bei Gegenstrom ohne Temperaturänderung während der Zeit.

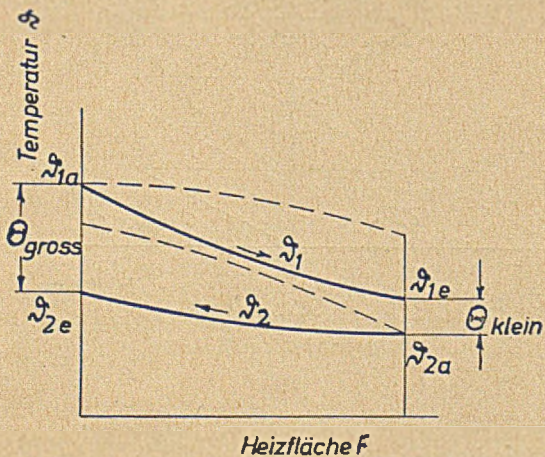


Bild 41. Temperaturverlauf bei Gegenstrom.

$$W_1 < W_2 \text{ ——— } W_1 > W_2 \text{ - - - -}$$

Gl. 113 und 114.

Für $W_1 < W_2$

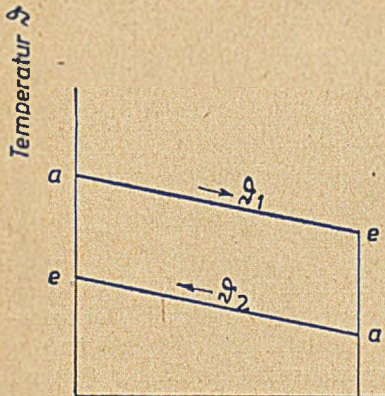
$$\Theta_m = \frac{\vartheta_{1a} - \vartheta_{2e} - \vartheta_{1e} + \vartheta_{2a}}{\ln(\vartheta_{1a} - \vartheta_{2e}) - \ln(\vartheta_{1e} - \vartheta_{2a})} \text{ } ^\circ\text{C. Bild 41 (113)}$$

Für $W_1 > W_2$

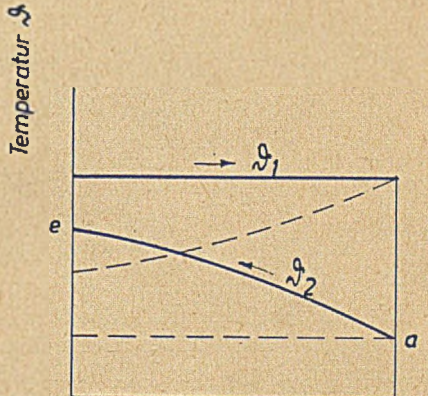
$$\Theta_m = \frac{\vartheta_{1e} - \vartheta_{2a} - \vartheta_{1a} + \vartheta_{2e}}{\ln(\vartheta_{1e} - \vartheta_{2a}) - \ln(\vartheta_{1a} - \vartheta_{2e})} \text{ } ^\circ\text{C. Bild 41 (114)}$$

Für $W_1 = W_2$

$$\Theta_m = \Theta_a = \Theta_e = \vartheta_{1a} - \vartheta_{2e} = \vartheta_{1e} - \vartheta_{2a} \text{ } ^\circ\text{C. Bild 42 (115)}$$



Heizfläche F



Heizfläche F

Bild 42.
Temperaturverlauf bei Gegenstrom.
 $W_1 = W_2$
Gl. 115.

Bild 43.
Temperaturverlauf bei Gegenstrom.
 $W_1 \rightarrow \infty$ ——— $W_2 \rightarrow \infty$ - - - -
Gl. 116 und 117.

Für $W_1 \rightarrow \infty$ ($\vartheta_1 = \text{const}$, z. B. dampfbeheizter Gegenstromapparat)
 Θ_m nach Gl. 110¹⁾ Bild 43 (116)

Für $W_2 \rightarrow \infty$ ($\vartheta_2 = \text{const}$)
 Θ_m nach Gl. 111¹⁾ Bild 43 (117)

Als Sonderfall für Gegenstrom und Gleichstrom kann noch gelten
 $W_1, W_2 \rightarrow \infty$ ($\vartheta_1, \vartheta_2 = \text{const}$ z. B. Niederdruckdampferzeugung
mittels Hochdruckdampf).

Es ist dann $\Theta_m = \Theta = \vartheta_1 - \vartheta_2$ °C. (118)

¹⁾ In diesem Falle ist Gleich- und Gegenstrom gleichwertig. Gegenstromausführung hat sonst den Vorteil, kleinere Heizfläche zu erfordern und ermöglicht auch, die kalte Flüssigkeit im Grenzfall bis auf die Anfangstemperatur der warmen Flüssigkeit zu erwärmen. Bei Gleichstrom kann man dagegen mit der Endtemperatur der zu erwärmenden Flüssigkeit nie über die Endtemperatur der wärmeabgebenden Flüssigkeit kommen.

Angenähert setzt man bei Gleich- und Gegenstrom die mittlere Temperaturdifferenz gleich dem Unterschied der arithmetischen Mittelwerte aus Eintritts- und Austrittstemperatur jeder Flüssigkeit, demnach also für $W_1 > W_2$, $W_1 < W_2$ und $W_1 = W_2$ (Gl. 109, 113 b's 115)

$$\Theta_m = \left(\frac{\vartheta_{1a} + \vartheta_{1e}}{2} - \frac{\vartheta_{2a} + \vartheta_{2e}}{2} \right) \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \dots \quad (119)$$

für $W_1 \rightarrow \infty$ ($\vartheta_1 = \text{const.}$, Gl. 110 und 116)

$$\Theta_m = \left(\vartheta_1 - \frac{\vartheta_{2a} + \vartheta_{2e}}{2} \right) \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \dots \quad (120)$$

für $W_1 \rightarrow \infty$ ($\vartheta_2 = \text{const.}$, Gl. 111 und 117)

$$\Theta_m = \left(\frac{\vartheta_{1a} + \vartheta_{1e}}{2} - \vartheta_2 \right) \text{ } ^\circ\text{C}. \quad \dots \quad (121)$$

Diese Annäherung kann stets angewandt werden, wenn

$$\frac{\Theta_{\text{klein}}}{\Theta_{\text{groß}}} > 0,5$$

ist, bei $< 0,5$ ist die genaue Gleichung vorzuziehen.

Die vorstehenden Gl. 108 bis 121 gelten für Ein- und Zweistromführung gemäß den Bildern 34 bis 43, bei denen Temperaturänderungen entweder nur längs der Heizfläche oder während der Zeit auftreten.

Bei Wärmeaustausch mit Temperaturänderungen längs der Heizfläche und der Zeit ergibt sich für die mittlere Temperaturdifferenz des gesamten Wärmeaustauschvorganges (Bild 44)

$$\Theta_{m \text{ ges}} = \frac{\Theta_{mf_1} - \Theta_{mf_2}}{\ln \frac{\Theta_{mf_1}}{\Theta_{mf_2}}} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad \dots \quad (122)$$

$\Theta_{m \text{ ges}}$ läßt sich wie folgt schreiben¹⁾

$$\begin{aligned} \Theta_{m \text{ ges}} &= \frac{1}{\Theta_{a_1}} \cdot \frac{\Theta_{a_1} - \Theta_{e_1}}{\ln \Theta_{a_1} - \ln \Theta_{e_1}} \cdot \frac{\Theta_{a_1} - \Theta_{a_2}}{\ln \Theta_{a_1} - \ln \Theta_{a_2}} \\ &= \frac{1}{\vartheta_{1a_1} - \vartheta_{2a_1}} \cdot \frac{\vartheta_{1a_1} - \vartheta_{2a_1} - \vartheta_{1e_1} + \vartheta_{2e_1}}{\ln(\vartheta_{1a_1} - \vartheta_{2a_1}) - \ln(\vartheta_{1e_1} - \vartheta_{2e_1})} \cdot \frac{\vartheta_{1a_1} - \vartheta_{2a_1} - \vartheta_{1a_2} + \vartheta_{2a_2}}{\ln(\vartheta_{1a_1} - \vartheta_{2a_1}) - \ln(\vartheta_{1a_2} - \vartheta_{2a_2})} \\ &\quad \text{ } ^\circ\text{C}. \quad \dots \quad (123) \end{aligned}$$

¹⁾ Der Beweis läßt sich leicht erbringen, wenn man die Θ_m -Werte an der Heizfläche bei Beginn und Ende des Wärmeaustauschvorganges (oder auch anstatt Θ_{m_1} mit Θ_{m_2}) nach den entsprechenden Gleichungen 109 bis 111 und 113 bis 117 in Gl. 122 einsetzt und berücksichtigt, daß

$$\frac{\Theta_{a_1}}{\Theta_{a_1}} = \frac{\Theta_{e_2}}{\Theta_{e_2}} = \text{const} \quad \dots \quad (124)$$

ist, da die abgegebene Wärmemenge gleich der aufgenommenen sein muß.

Die mittlere Flüssigkeitserwärmung wird

$$\begin{aligned} \vartheta_m &= \frac{\Theta_{a_1} - \Theta_{e_1}}{\Theta_{a_1}} \cdot \frac{\Theta_{a_1} - \Theta_{a_2}}{\ln \Theta_{a_1} - \ln \Theta_{a_2}} \\ &= \frac{\vartheta_{1a_1} - \vartheta_{2a_1} - \vartheta_{1e_1} + \vartheta_{2e_1}}{\vartheta_{1a_1} - \vartheta_{2a_1}} \cdot \frac{\vartheta_{1a_1} - \vartheta_{2a_1} - \vartheta_{1a_2} + \vartheta_{2a_2}}{\ln(\vartheta_{1a_1} - \vartheta_{2a_1}) - \ln(\vartheta_{1a_2} - \vartheta_{2a_2})} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (125) \end{aligned}$$

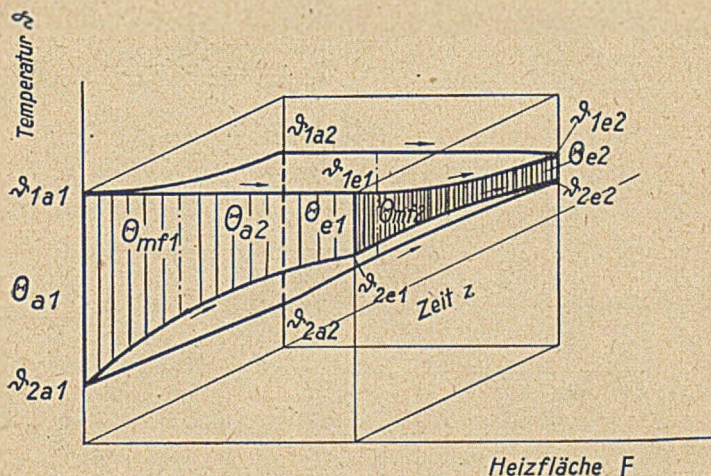


Bild 44.

Temperaturverlauf bei Einstrom mit Temperaturänderung während der Zeit.

Mit den Gleichungen 108 bis 118 schreiben sich die Gl. 96 und 105 für die Berechnung von Wärmeaustauschapparaten wie folgt

$$Q = kF \frac{1}{\ln \frac{\Theta_{\text{groß}}}{\Theta_{\text{klein}}}} (\Theta_{\text{groß}} - \Theta_{\text{klein}}) = kF \frac{\Theta_{\text{groß}} - \Theta_{\text{klein}}}{\ln \Theta_{\text{groß}} - \ln \Theta_{\text{klein}}} \text{ kcal/h} \quad (126)$$

oder angenähert

$$Q = kF \frac{1}{2} (\Theta_1 - \Theta_2) = kF \left(\frac{\vartheta_{1a} + \vartheta_{1e}}{2} - \frac{\vartheta_{2a} + \vartheta_{2e}}{2} \right) \text{ kcal/h} \quad (127)$$

bzw. für das Kreisrohr

$$Q = k_R L \frac{\Theta_{\text{groß}} - \Theta_{\text{klein}}}{\ln \Theta_{\text{groß}} - \ln \Theta_{\text{klein}}} \text{ kcal/h} \dots \quad (128)$$

und hierfür angenähert

$$Q = k_R L \left(\frac{\vartheta_{1a} + \vartheta_{1e}}{2} - \frac{\vartheta_{2a} + \vartheta_{2e}}{2} \right) \text{ kcal/h.} \quad (129)$$

Für den weiter möglichen Fall des Kreuzstromes¹⁾ (zweidimensionale Strömung, Bild 45) kann man bei nicht zu großen Temperaturänderungen auch die angegebenen Gleichungen verwenden. Bei größeren Temperaturunterschieden ist auf die genaue rechnerische Behandlung zurückzugreifen, die jedoch nicht einfache mathematische Verfahren voraussetzt.

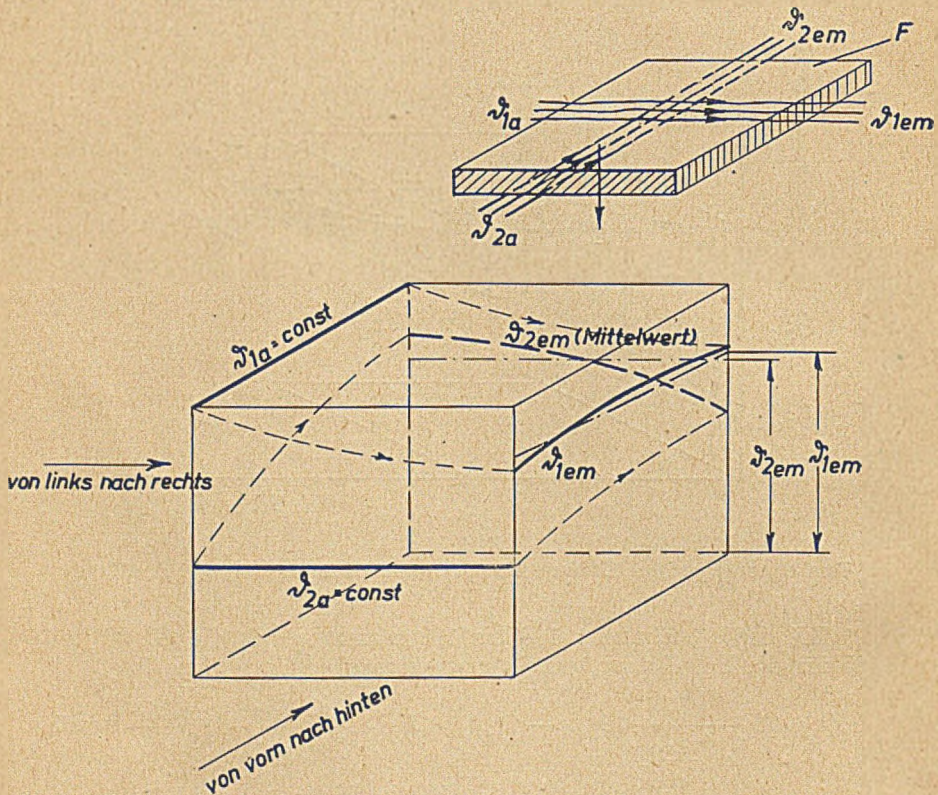


Bild 45. Temperaturverlauf bei Kreuzstrom.

Mit Hilfe der von Nusselt aufgestellten Zahlentafel ist aber auch hier eine leichte Anwendung möglich. Man bezeichnet mit

$$\Theta_{m\text{Kreuzstrom}} = \xi (\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a}) \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (130)}$$

worin ξ ein Beiwert ist, der zwischen 0 und 1 liegt und von folgenden zwei Ausdrücken

¹⁾ W. Nusselt. Der Wärmeübergang im Kreuzstrom. Z. VDI., Bd. 55 (1911), S. 2021/4.

$$\psi = \frac{\vartheta_{1a} - \vartheta_{1em}}{\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a}} \quad \chi = \frac{\vartheta_{2em} - \vartheta_{2a}}{\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a}} \quad \dots \quad (130a, b)$$

abhängig ist.

Aus den gegebenen bzw. gewünschten Anfangs- und Endtemperaturen der beiden strömenden Stoffe berechnet man die Werte ψ und χ und findet dann hiermit in Zahlentafel 12 S. 338 den Beiwert ξ für die mittlere Temperaturdifferenz Θ_{mKr} des Kreuzstromwärmeaustausches. Mit Hilfe der Gl. 96 ist dann ohne weitere Schwierigkeit die erforderliche Heizfläche für Kreuzstrom berechenbar. Die Heizfläche für Kreuzstromwärmeaustausch liegt bei richtiger Berechnung zwischen Gleich- und Gegenstrom.

b) Ermittlung der Endtemperaturen.

Grundsätzlich hat man es in der Praxis bei der Berechnung des Wärmeaustausches mit zwei Aufgabengruppen zu tun und zwar

1. der Frage nach der Heizfläche (Gl. 96, 105 oder 126, 128 nach F aufgelöst). Die Anfangs- und Endtemperaturen beider strömenden Flüssigkeiten oder Gase, die Wärmeleistung und die Wärmedurchgangszahl der Heiz- oder Kühlfläche müssen dabei gegeben sein;
2. der Frage nach den Endtemperaturen (Temperaturablauf) bei gegebener Heizfläche. Die Anfangstemperaturen der beiden Flüssigkeiten, deren Wasserwerte (stündl. Gewicht \times spezifische Wärme des betreffenden Stoffes, d. h. es ist diejenige Wärmemenge, die notwendig ist, um die Flüssigkeit um 1°C zu erwärmen) und die Wärmedurchgangszahl der Heizfläche müssen zur Lösung bekannt sein.

Gegeben demnach k , F , $W_1 = G_1 c_1$ (kcal/h $^\circ\text{C}$) und $W_2 = G_2 c_2$ (kcal/h $^\circ\text{C}$).

Gesucht ϑ_{1e} und ϑ_{2e} in $^\circ\text{C}$.

Aus dem logarithmischen Mittelwert der Temperaturen in der Gl. 126 läßt sich schließen, daß die Temperaturänderung nach einem Exponentialgesetz¹⁾ erfolgt.

Es errechnet sich die Endtemperatur der wärmeabgebenden Flüssigkeit oder des Gases

bei Gleichstrom (Bild 37) zu

$$\vartheta_{1e} = \vartheta_{1a} - (\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a}) \frac{1 - e^{-\left(\frac{kF}{W_1} + \frac{kF}{W_2}\right)}}{1 + \frac{W_1}{W_2}} \quad ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (131)$$

¹⁾ Mit Hilfe der Zahlentafel 13 lassen sich die Zahlenwerte der Exponentialfunktion e^x und e^{-x} in den nachfolgenden Gleichungen leicht ermitteln.

Die Endtemperatur der wärmeaufnehmenden Flüssigkeit ergibt sich unter Benutzung des zuvor errechneten Wertes ϑ_{1e} zu

$$\vartheta_{2e} = \vartheta_{1e} - (\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a}) e^{-\left(\frac{kF}{W_1} + \frac{kF}{W_2}\right)} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (132)$$

(oder auch einfacher nach Gl. 140).

Werden jedoch wie bei Gl. 131 nur die Anfangstemperaturen benutzt, so erhält man

$$\vartheta_{2e} = \vartheta_{2a} + (\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a}) \frac{1 - e^{-\left(\frac{kF}{W_1} + \frac{kF}{W_2}\right)}}{1 + \frac{W_2}{W_1}} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (133)$$

bei Gegenstrom (Bild 41)

$$\vartheta_{1e} = \vartheta_{1a} - (\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a}) \frac{1 - e^{-\left(\frac{kF}{W_1} - \frac{kF}{W_2}\right)}}{1 - \frac{W_1}{W_2} e^{-\left(\frac{kF}{W_1} - \frac{kF}{W_2}\right)}} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (134)$$

und

$$\vartheta_{2e} = \vartheta_{1a} - (\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a}) \frac{1 - \frac{W_1}{W_2}}{1 - \frac{W_1}{W_2} e^{-\left(\frac{kF}{W_1} - \frac{kF}{W_2}\right)}} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (135)$$

(oder auch einfacher nach Gl. 140)

Für den Sonderfall, daß $W_1 = W_2$ ist, gilt für Gegenstrom (Bild 42)

$$\vartheta_{1e} = \vartheta_{1a} - (\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a}) \frac{1}{1 + \frac{W_1}{kF}} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (136)$$

und

$$\vartheta_{2e} = \vartheta_{1a} - (\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a}) \frac{1}{1 + \frac{kF}{W_1}} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (137)$$

bei Kreuzstrom (Bild 45)

$$\frac{\vartheta_{1a} - \vartheta_{1em}}{\vartheta_{1a} - \vartheta_{2a}} = 1 - \sum_{n=0}^{n \rightarrow \infty} N_n = 1 - (N_0 + N_1 + N_2 + \dots) \quad \dots \quad (138)$$

worin die einzelnen Summanden

$$N_0 = e^{-\frac{kF}{W}}$$

$$N_1 = \frac{kF}{W_1} e^{-\frac{kF}{W_1}} \left[1 + \frac{W_2}{kF} e^{-\frac{kF}{W_2}} - \frac{W_2}{kF} \right]$$

$$N_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{kF}{W_1} \right)^2 e^{-\frac{kF}{W_1}} \left[\left(1 + \frac{W_2}{kF} e^{-\frac{kF}{W_2}} - \frac{W_2}{kF} \right) + \left(e^{-\frac{kF}{W_2}} + \frac{W_2}{kF} e^{-\frac{kF}{W_2}} - \frac{W_2}{kF} \right) \right]$$

$N_3, N_4 \dots$

sind. Auf N_2 und die weiteren folgenden Glieder kann bei praktischen Berechnungen verzichtet werden. Die zweite noch unbekannte Temperatur und die Wärmemenge finden sich dann aus

$$Q = W_1 (\vartheta_{1a} - \vartheta_{1em}) = W_2 (\vartheta_{2em} - \vartheta_{2a}) \text{ kcal/h.} \quad (139)$$

Ist nur eine Endtemperatur unbekannt, so ist die Berechnung wesentlich einfacher, denn dann ist (bei Gleich-, Gegen- und Kreuzstrom)

$$\frac{\vartheta_{1a} - \vartheta_{1e}}{\vartheta_{2e} - \vartheta_{2a}} = \frac{W_2}{W_1} \quad (140)$$

woraus jeweils die gesuchte Endtemperatur ermittelt werden kann.

Ein Sonderfall bei Gleich- und Gegenstrom (Bild 38 und 43) ist, wenn eine Temperatur konstant bleibt (siedende Flüssigkeit, kondensierender Dampf ohne Unterkühlung), dann ist die gesuchte Endtemperatur

für $\vartheta_{1a} = \vartheta_{1e} = \vartheta_1$ (const)

$$\vartheta_{2e} = \vartheta_1 - (\vartheta_1 - \vartheta_{2a}) e^{-\frac{kF}{W_2}} \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (141)$$

für $\vartheta_{2a} = \vartheta_{2e} = \vartheta_2$ (const)

$$\vartheta_{1e} = \vartheta_2 + (\vartheta_{1a} - \vartheta_2) e^{-\frac{kF}{W_1}} \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (142)$$

Die Gleichung 142 gilt auch für Abkühlungsvorgänge, d. h. also Temperaturänderung längs der Zeitachse. Der Exponent wird dann $-\frac{kF}{W} \cdot z$.

Zusammenfassung.

Mit den drei Hauptgleichungen für die Wärmeübertragung durch Leitung und Mitführung (Konvektion)

- I. Wärmeübergang $q = \alpha (\vartheta_m - \vartheta_{Wd}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$
- II. Wärmeleitung $q = \Lambda (\vartheta_{Wd_1} - \vartheta_{Wd_2}) \text{ ,,}$
- III. Wärmedurchgang $q = k (\vartheta_1 - \vartheta_2) \text{ ,,}$

(worin $q = \frac{Q}{F}$ kcal/m² h der Wärmefluß in \perp Richtung zur Fläche ist) und mittels der Gleichung für den Wärmeinhalt

$$\text{IV. } Q = G c_p (\vartheta_a - \vartheta_e) \text{ kcal/h für Flüssigkeiten und Gase}$$

$$\text{V. } Q = K r \quad \quad \quad \text{,, für kondensierende Dämpfe}$$

sind die technischen Fragestellungen auf dem Gebiete des Wärmeaustausches jeweils lösbar, sofern Beharrungszustand angenommen werden kann und die Stoffwerte (bei den mittleren Temperaturen) bekannt sind.

Die Anwendung der Gl. I bedingt die Kenntnis der Wandtemperatur. Ist dies nicht der Fall, dann ist es zweckmäßig, Gl. III zu gebrauchen. Bei der Wahl der Temperaturen des Wärmeaustauschvorganges ist zu beachten, daß von den vier Haupttemperaturen und den zwei Wasserwerten ($G_1 c_1$ und $G_2 c_2$) nur fünf Werte frei wählbar sind. Ein maßstäbliches Aufzeichnen des Temperaturverlaufes ist immer ratsam.

Sollte die Berechnung irgendwo stocken, dann versuche man, mit geschätzten Werten zu Ende zu rechnen und hernach zu überlegen, ob der Schätzungsfehler belanglos ist und ob höhere Genauigkeit notwendig wird. Hierauf rechne man die Aufgabe nochmals durch.

Aus den Temperaturverlaufkurven für Gleich- und Gegenstrom (Bild 36 und 41) ist zu erkennen, daß man bei Gleichstrom die Endtemperatur der wärmeabgebenden Flüssigkeit auf die der wärmeaufnehmenden Flüssigkeit und bei Gegenstrom die Endtemperatur der wärmeabgebenden auf die Anfangstemperatur der wärmeaufnehmenden Flüssigkeit durch Vergrößerung der Heizfläche F bringen könnte bzw. auch durch Änderung einer der beiden Wasserwerte W . Für den praktischen Heizungs- und Apparatebau hat dies jedoch keine Bedeutung, denn damit würden die Apparatkosten durch die vergrößerte Heizfläche bzw. durch die zu große Heizfläche in keinem wirtschaftlichen Verhältnis zu dem erreichten Nutzen stehen.

D. Beispiele zu dem Abschnitt der Wärmeübertragung.

Aufgabe 1. Berechnung der Wärmedurchgangszahl bei freier Strömung.

Es ist die Wärmedurchgangszahl k für ein waagerechtes Stahlrohr von 51/57 mm Durchmesser zu berechnen, wenn innen Wasser von 80 °C mit einer Geschwindigkeit von 2 m/s fließt und außen Luft von 20 °C bei Atmosphärendruck (1 ata) in freier Strömung vorbeistreift.

Lösung.

Gegeben ist (siehe Bild 30)

Innendurchmesser des Rohres $d_i = 0,051$ m

Außendurchmesser des Rohres $d_a = 0,057$ m

Innentemperatur (des Wassers) $\vartheta_i = 80$ °C

Außentemperatur (der Luft) $\vartheta_a = 20$ °C

Wassergeschwindigkeit $w = 2$ m/s

Zu berechnen ist die Wärmedurchgangszahl k_R bei diesen Verhältnissen. Es ist die Wärmedurchgangszahl k_R nach Gl. 103, S. 64

$$k_R = \frac{\pi}{\frac{1}{a_i d_i} + \frac{1}{2 \lambda} \ln \frac{d_i}{d_a} + \frac{1}{a_a d_a}} \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C.}$$

Die Wärmeleitzahl λ des Stahls kann aus der Zahlentafel I entnommen werden. λ ist hierbei für die mittlere Temperatur des Stahls zu wählen, die von den beiderseitigen Oberflächentemperaturen abhängt. Diese sind aber vorläufig noch unbekannt. Immerhin ist aus der Zahlentafel für λ_{Stahl} zu erkennen, daß der Wert in den vorkommenden Temperaturgrenzen von 20° und 80°C nicht sehr schwankt und um $50 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$ liegt. Der Wärmeleitwiderstand $1/\lambda = 1/50 = 0,02$ ist also sehr klein. Daraus ist zu entnehmen, daß die Oberflächentemperaturen in der Nähe der höchsten Temperatur liegen müssen, zumal die Wandstärke $\delta = 0,003 \text{ m}$ auch sehr klein ist.

Die Wärmeübergangszahlen a_i und $a_a \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ sind ebenfalls unbekannt und müssen berechnet werden. Die Wärmeübergangszahl a_i ergibt sich bei Wasser für aufgezwungene Strömung im Rohr nach Gl. 73, S. 53 zu

$$a_i = 1775 (1 + 0,0135 \vartheta_{W_s} + 0,0015 \vartheta_{W_d}) \frac{w^{0,87}}{d^{0,13}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C.}$$

Auch hier kommt die Wandtemperatur ϑ_{W_d} wieder vor. Es sind also weitere Betrachtungen darüber anzustellen, um diese zu erhalten. Die Wandtemperatur spielt nun in vorstehender Gleichung eine untergeordnete Rolle, da der Zahlenwert dieser an sich nicht hoch liegenden Temperatur in $\frac{0}{100}$ berücksichtigt ist. Mit hinreichender praktischer Genauigkeit kann man nach den vorstehenden Erwägungen vorerst mit $\vartheta_{W_d} \approx 80^\circ\text{C}$ rechnen und gegebenenfalls später prüfen, ob eine Änderung notwendig wird. Damit wird

$$a_i = 1775 (1 + 0,0135 \cdot 80 + 0,0015 \cdot 80) \frac{2^{0,87}}{0,051^{0,13}} = 10550 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Re} = \frac{w d}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,051}{0,362 \cdot 10^{-6}} = 282000$$

(Zahlenwert ν für Wasser aus ZT 6.)

Die Gleichung durfte gemäß der Anmerkung unter der Gl. 73, S. 53 angewandt werden.

Bei der praktischen Ausrechnung, die der Ingenieur mit Rechenschieber und vier- bis fünfstelliger Logarithmentafel vornimmt, muß man sich auch über die rechnerische Genauigkeit klar sein. Wie man bereits bei der Annahme der Stoffwerte sieht, ist stets eine bestimmte Ungenauigkeit, d. h. Fehlergrenze nach oben oder unten vorhanden. Man muß nur überblicken können, inwieweit diese Ungenauigkeit das Ergebnis beeinflusst. Wenn nun bereits hier ein hinreichend bekannter Fehler enthalten ist, dann hat es auch keinen Sinn, im weiteren Verlauf der Rechnung mit 4, 5 oder mehr Stellenzahlen genau rechnen zu wollen. Mit dem normalen Rechenschieber lassen sich drei Zahlen richtig erfassen, die vierte Zahl ist bereits geschätzt. Also wird diese Genauigkeit im Verlauf einer praktischen Rechnung vollauf genügen.

Die Wärmeübergangszahl a_a bei Luft für freie Strömung um ein horizontales Rohr ergibt sich nach Gl. 82, S. 56 zu

$$a_a = 0,48 \frac{\lambda}{d} \text{Gr}^{0,25} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C.}$$

Es ist also die Kennzahl Gr zu berechnen, die nach Gl. 57a, S. 56

$$Gr = \tau p^2 d^3 (\vartheta_{Wd} - \vartheta_L)$$

ist.

Der Stoffwert τ und auch λ_L sind für die mittlere Temperatur des Wärmeübergangs aus ZT 4 zu entnehmen. Die mittlere Temperatur ist

$$\vartheta_m = \frac{1}{2} (\vartheta_L + \vartheta_{Wda}) \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Die Wandtemperatur ϑ_{Wda} ist aber unbekannt. Die vorhergehende Annahme (bei a_i), daß diese gleich der Temperatur des außen strömenden Stoffes ist, kann hier nicht gelten, da erstens die Wandtemperatur in diesem Falle von ausschlaggebender Bedeutung ist und zweitens die praktische Erfahrung dagegen spricht, z. B. Anfassen eines solchen Heizrohres. Eine wahllose Annahme führt hier leicht zu einem größeren Fehler, den man gegebenenfalls nur durch mehrmaliges Durchrechnen ausmerzen kann. Bei einer treffenden Schätzung hat man darum zu beachten

1. ob der Wärmeübergang von Flüssigkeiten, Dämpfen oder Gasen erfolgt,
2. den Temperaturunterschied und Temperaturhöhen der strömenden Stoffe,
3. die Wärmeleitzahl des die Wärme übertragenden Körpers,
4. die Wandstärke dieses Körpers.

Es sind dies also die Werte, welche die Gleichung für die Wärmedurchgangszahl bilden, und es kann daher auf die bereits im Abschnitt C 4 d, S. 66 gegebenen Betrachtungen verwiesen werden.

Wie schon bemerkt, wird sich die Oberflächentemperatur um so mehr der Flüssigkeitstemperatur nähern, je größer die Wärmeübergangszahl auf dieser Seite ist.

Einen ersten überschlägigen Wert erhält man auch folgendermaßen. Es ist

$$q = \alpha (\vartheta_L - \vartheta_{Wda}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h nach Gl. 54, S. 48 für } F = 1 \text{ m}^2.$$

Diese Wärmemenge kommt nun von innen durch die Rohrwand und mithin muß auch

$$q = 0,87 \frac{\lambda}{d_a \lg \frac{d_a}{d_i}} (\vartheta_{Wdi} - \vartheta_{Wda}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h nach Gl. 43, S. 45}$$

für $F = 1 \text{ m}^2$ sein.

Beide Gleichungen einander gleichgesetzt, ergeben

$$\alpha (\vartheta_{Wda} - \vartheta_L) = 0,87 \frac{\lambda}{d_a \lg \frac{d_a}{d_i}} (\vartheta_{Wdi} - \vartheta_{Wda}).$$

Die Temperaturen des ersten Ausdruckes wurden umgestellt, da der Wärmefluß in Richtung von innen nach außen erfolgt.

λ_{Stahl} ist jetzt aus der ZT 1 herauszugreifen. Hierbei unterscheiden sich die Zahlenwerte von λ_{Stahl} für verschiedene mittlere Temperaturen des Stahles z. B. 50 oder 75 $^\circ\text{C}$ nur unwesentlich, während der Einfluß einer falsch geschätzten mittleren Temperatur des Stahles auf den Zahlenwert τ der Zahlentafel 4 sehr groß wäre und das Ergebnis stark beeinflussen würde. λ_{Stahl} wird zu 45 kcal/m h $^\circ\text{C}$ gewählt (bei der höheren Temperatur).

Für α_{Luft} nimmt man nun einen Erfahrungswert gemäß der ZT 10 an, um die aufgestellte Gleichung auswerten zu können. Mit $\alpha = 6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ für fast unbewegte Luft und geringe Temperaturdifferenz gewählt, wird

$$6 (\vartheta_{Wda} - 20) = 0,87 \frac{45}{0,057 \lg \frac{0,057}{0,051}} (80 - \vartheta_{Wda})$$

$$\vartheta_{Wda} = 79,7 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Hiermit kann nun ϑ_m bestimmt werden und ergibt sich zu

$$\vartheta_m = \frac{1}{2} (20 + 79,7) \approx 50 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Aus der ZT 4 erhält man jetzt $\tau = 92 \cdot 10^6$ und damit

$$\text{Gr} = 92 \cdot 10^6 \cdot 1^2 \cdot 0,057^3 (79,7 - 20) = 1020000$$

ferner

$$a_a = 0,48 \frac{0,0234}{0,057} 33,2 = 6,52 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C,}$$

mit der Annahme von $\alpha = 6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ also gut übereinstimmend. Hat man zuerst einen zu hohen oder zu niedrigen Wert angenommen, dann kann man durch mehrmaliges ausgleichendes Rechnen dem richtigen Wert näherkommen.

Die Wärmedurchgangszahl für 1 m Rohr ergibt sich jetzt zu

$$k_R = \frac{3,14}{\frac{1}{10550 \cdot 0,051} + \frac{1}{2 \cdot 45 \ln \frac{0,057}{0,051}} + \frac{1}{6,52 \cdot 0,057}} = 1,17 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$$

für 1 m² Rohroberfläche wird $k = 6,55 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$. Würde man überschlägig nach Gl. 99, S. 63 rechnen, dann wäre

$$k \approx a_a \approx 6,52 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C.}$$

Der errechnete Wert von $k = 6,55 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ ist für reine Konvektion, mithin ist noch die Wärmeabgabe durch Strahlung zu berücksichtigen.

Die Strahlungswärmeabgabe des Rohres beträgt nach Gl. 21, S. 28 (für $F = 1$)

$$q_{Str} = a_{Str} (t_{Wda} - t_L) \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

mit der Wärmeübergangszahl für Strahlung nach Gl. 14, S. 26

$$a_{Str} = b C \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C.}$$

Die Zahlenwerte werden nun aus den ZT 1 und 11 entnommen

$$b = 1,36 \text{ (} ^\circ\text{K)}^3 \text{ für } t_1 \approx 80 \text{ } ^\circ\text{C, } t_2 = 20 \text{ } ^\circ\text{C (ZT 11)}$$

$$C = C_1 = 4 \text{ kcal/m}^2 \text{ h (} ^\circ\text{K)}^4 \text{ ZT 1 nach gemäß der Gl. 22, S. 28}$$

(Rohrleitungen im Freien oder in großen Räumen).

Mithin wird die Wärmeübergangszahl für Strahlung

$$a_{Str} = 1,359 \cdot 4 = 5,42 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

und die Wärmeabgabe durch Strahlung

$$q_{Str} = 5,42 (79,7 - 20) = 324 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Die Wärmeabgabe durch Konvektion ist

$$q_{Konv} = 6,52 (79,7 - 20) = 390 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

und damit die Gesamtwärmeabgabe nach Gl. 88, S. 57

$$q = q_{Konv} + q_{Str} = 390 + 324 = 714 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Daraus ergibt sich die Wärmedurchgangszahl unter Berücksichtigung der Strahlung zu

$$k = \frac{714}{59,7} = 12 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C},$$

dem entspricht

$$k_R = 2,14 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}.$$

Aufgabe 2. Berechnung der Wärmedurchgangszahl bei erzwungener Strömung.

Es sind die Wärmeübergangszahlen a_i und a_a und die Wärmedurchgangszahl k an einer glatten Stahlrohrheizfläche von 31/38 mm Durchmesser und 1 m Höhe zu errechnen, wenn die mittlere Wassertemperatur des im Rohr durchfließenden Wassers 50°C beträgt bei einer Durchflußgeschwindigkeit von 0,5 m/s. Um das Heizrohr strömt Niederdruckdampf von 0,1 atü.

Wie verringert sich die Wärmeleistung, wenn das Rohr im Laufe der Zeit einen Kesselsteinansatz von 1 mm Stärke erhalten hat?

Lösung.

Die äußere Wärmeübergangszahl ist nach Gl. 90 a, S. 59

$$a_a = \frac{A}{\sqrt[4]{h} (\vartheta_D - \vartheta_{Wd})} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Die Dampftemperatur ist nach ZT 7 für Niederdruckdampf von 0,1 atü $\vartheta_D = 101,8^\circ\text{C}$.

Die Wandtemperatur wird mit 90°C geschätzt, damit ergibt sich für $\vartheta_m = 0,5$ ($\vartheta_D + \vartheta_{Wda}$) = $0,5 (101,8 + 90) = 96^\circ\text{C}$ der Wert A zu 10250 nach ZT 16 S. 59 und

$$a_a = \frac{10250}{\sqrt[4]{1} (101,8 - 90)} = 5500 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Die innere Wandtemperatur wird mit $\vartheta_{Wdi} = 80^\circ\text{C}$ geschätzt, nun erhält man nach Gl. 73, S. 53

$$a_i = 1775 (1 + 0,0135 \cdot 50 + 0,0015 \cdot 80) \frac{0,50,87}{0,0320,13} = 2730 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Die Wärmedurchgangszahl ergibt sich nach Gl. 97, S. 62 (bei einfachem Metallrohr anwendbar) zu

$$k = \frac{1}{\frac{1}{5500} + \frac{0,003}{45} + \frac{1}{2730}} = 1630 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Die genaue Wandtemperatur wird mit diesen Zahlenwerten nachgerechnet. Es ist

$$a_a (\vartheta_D - \vartheta_{Wda}) = k (\vartheta_D - \vartheta_{Ws})$$

hieraus

$$\vartheta_{Wda} = \vartheta_D - k \frac{\vartheta_D - \vartheta_{Ws}}{a_a} = 101,8 - 1630 \frac{101,8 - 50}{5500} = 86,5^\circ\text{C},$$

geschätzt 90°C .

Hiermit wird $\vartheta_m = 0,5 (101,8 + 86,5) = 94,2$ und damit
 $A = 10180$, $a_a = 5450 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ und $k = 1620 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$.

Ein nochmaliges Nachrechnen der Wandtemperatur erübrigt sich bei diesen geringen Änderungen der Zahlenwerte.

Die innere Wandtemperatur ergibt sich aus

$$a_a (\vartheta_D - \vartheta_{Wda}) = a_i (\vartheta_{Wdi} - \vartheta_{Wz})$$

$$\vartheta_{Wdi} = \frac{220800}{2730} = 80,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

demnach mit der geschätzten Temperatur von $80 \text{ } ^\circ\text{C}$ gut übereinstimmend.

Durch einen Kesselsteinansatz von 1 mm Stärke würde sich die Wärmedurchgangszahl der Rohrheizfläche ändern in

$$k = \frac{1}{\frac{1}{5450} + \frac{0,003}{45} + \frac{0,001}{2} + \frac{1}{2730}} = 890 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Dies entspricht einer Minderwärmeleistung von rd. 45 %. Die erhebliche Minderleistung kommt daher, daß die Wärmeübertragung bei blanker Heizfläche sehr gut ist und der Kesselsteinansatz damit einen ausschlaggebenden Zahlenwert ergibt. Ist die Wärmeübertragung dagegen klein (bei Luft oder Gasen), dann wirkt sich ein Heizflächenbelag zahlenmäßig nicht mehr so stark aus.

Aufgabe 3. Berechnung der Wärmeverluste eines Rohres durch Konvektion und Strahlung.

Es sind die Wärmeverluste durch Mitführung und Strahlung einer 70/76 mm starken Dampfrohrleitung von 10 m Länge zu ermitteln, wenn die Oberflächentemperatur des Rohres $110 \text{ } ^\circ\text{C}$ beträgt und das Rohr in einem unbeheizten Flur von $0 \text{ } ^\circ\text{C}$ Raumtemperatur liegt.

Lösung.

Die durch Mitführung abgegebene Wärme ist nach Gl. 82, S. 56

$$\alpha_{Konv} = 0,48 \frac{\lambda}{d} \sqrt{\text{Gr}} = 0,48 \frac{0,0237}{0,076} \sqrt[4]{86 \cdot 10^5 \cdot 0,076^3 (110 - 0)}$$

$$= 6,8 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Die durch Strahlung übertragene Wärme ist nach Gl. 14, S. 26

$$\alpha_{Str} = b C = 1,45 \cdot 4,0 = 5,7 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Die Gesamtwärmeabgabe wird damit nach Gl. 87, S. 57

$$q = (\alpha_{Konv} + \alpha_{Str}) (t_1 - t_2) = (6,8 + 5,7) (110 - 0) = 1375 \text{ kcal/m}^2 \text{ h},$$

für 10 m Rohr 70/76 mm \varnothing ist die Wärmeabgabe

$$Q = q \pi d L = 1375 \cdot \pi \cdot 0,076 \cdot 10 = 3280 \text{ kcal/h}.$$

Der Strahlungsgrad ist hierbei nach Gl. 89, S. 58

$$\varphi = \frac{\alpha_{Str}}{\alpha_{Str} + \alpha_{Konv}} \cdot 100 = \frac{5,7}{12,5} \cdot 100 = 45,5 \text{ } \%.$$

Die durch Strahlung abgegebene Wärmemenge demnach

$$Q_{Str} = 0,455 \cdot 3280 = 1490 \text{ kcal/h}$$

und durch Mitführung

$$Q_{Konv} = 3280 - 1490 = 1790 \text{ kcal/h.}$$

Aufgabe 4. Berechnung der Wärmeabgabe einer mittels eingebetteter Warmwasserröhren beheizten Decke.

Es ist die Wärmeabgabe einer mittels eingebetteter Warmwasserröhren auf eine mittlere Oberflächentemperatur von 50°C erwärmten Betondecke zu berechnen. Die Raummaße sind 6 m Länge (Außenwand), 4 m Breite und 3,5 m Höhe. Der spezifische Wärmeverlust des Raumes betrage 40 kcal/m^3 . Die Raumlufttemperatur soll 18°C sein.

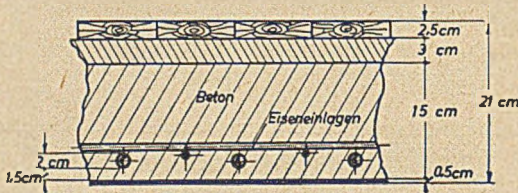


Bild 46. Betondecke für eine Strahlungsheizung.

Lösung.

Die Ausführung der Decke geht aus Bild 46 hervor.

Die Wärmeabgabe der Decke setzt sich aus Strahlung und Konvektion zusammen. Die dem Raum zuzuführende Wärmemenge beträgt $Q = 6 \cdot 4 \cdot 3,5 \cdot 40 = 3360 \text{ kcal/h}$ bei $+18^\circ\text{C}$ Innentemperatur und -15°C Außentemperatur.

Rechnet man in erster Annahme mit einer Wärmeabgabe¹⁾ von $250 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$, so erhält man eine Deckenheizfläche von

$$F = \frac{3360}{250} \approx 13,5 \text{ m}^2.$$

Wird diese Fläche in der Decke untergebracht, so ergibt sich bei 5 m Länge eine Breite von 2,7 m. Diese Heizfläche ist also in der Decke gut unterzubringen. Der Abstand der Heizfläche von der Außenwand wird mit 1 m und von den beiden seitlichen Innenwänden mit je 0,5 m ausgeführt.

Die Wärmeabgabe dieser Heizfläche durch Strahlung ermittelt sich nach Gl. 17, S. 26 zu

$$Q_{Str} = b C F (t_1 - t_2) \text{ kcal/h.}$$

Die Temperatur t_1 der strahlenden Fläche ist mit 50°C gegeben. Die Wandtemperatur t_2 ist nun für die Außenwand, Innenwände und Fußboden verschieden. Nimmt man Beharrungszustand an und ferner, daß neben dem zu beheizenden Raum ebenfalls beheizte Räume mit der gleichen Temperatur liegen, so kann man für die Oberflächentemperatur der Innenwände die Raumlufttemperatur annehmen. Der Fußboden soll als Decke für den darunterliegenden Raum ebenfalls Heizrohre haben, dann wird seine Oberflächentemperatur einige $^\circ\text{C}$ über der Raumluft-

¹⁾ M. Hottinger, Beitrag zur Berechnung und Beurteilung der Strahlung. Ges.-Inz., Bd. 61 (1958), S. 419/51 u. 463/72 (Zahlentafel 7, S. 453).

temperatur (je nach der Isolierung) liegen. Die Außenwand mit Fenstern wird dagegen eine innere Oberflächentemperatur unter der Lufttemperatur aufweisen. Zusammengefaßt kann man in guter Annäherung für den angenommenen Fall mit einer mittleren Oberflächentemperatur $t_2 = 17^\circ\text{C}$ rechnen.

Damit erhält man mit $C_1 = 4,4 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ\text{K})^4$, für Baustoffe fast durchweg geltend

$$Q_{Str} = 1,15 \cdot 4,4 \cdot 13,5 (50 - 17) = 2260 \text{ kcal/h.}$$

Die Wärmeabgabe durch Konvektion wird nun ausschlaggebend durch die Wärmeübergangszahl an der waagerechten Wand (Decke) bestimmt, wobei jedoch zu beachten ist, daß die Deckentemperatur höher liegt als die Lufttemperatur. In diesem Falle könnte eigentlich kein Wärmeübergang durch Konvektion, sondern nur durch Leitung eintreten, wenn die Luft ruhig im Raum liegen bleiben würde. Aus noch später erörterten Gründen ist dies aber nicht der Fall. Rechnet man hier mit der Wärmeübergangszahl der senkrechten Wand (Gl. 84, S. 56) — die waagerechte Wand nach Gl. 85 ergäbe 20% höhere Werte, jedoch bei Wärmeübergang von unten nach oben — und mit der Wandbreite von 2,7 m (Luftströmung nach der Außenwand zu), so erhält man

$$\alpha = 0,48 \frac{0,0225}{2,7} \sqrt[4]{120 \cdot 10^6 \cdot 2,7^3 (50 - 18)} = 2,1 \text{ kcal/h}^2 \text{ m } ^\circ\text{C.}$$

Dieser Wert ist gemäß der gewählten Gleichung für laminare Strömung gültig. In unserem Falle liegt aber die Strömung sicher im turbulenten Gebiet.

Ein anderer Weg ist α_{Konv} aus den DIN-Regeln 4701 zu bestimmen. Für den Wärmeübergang an Innenwänden ist darin ein Wert von $\alpha = 7,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ angegeben. Dabei ist aber die Strahlung berücksichtigt. Rechnet man jetzt den α_{Str} -Wert aus und zieht diesen von $7,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ ab, so verbleibt α_{Konv} .

Es sei eine beiderseitig verputzte Außenwand von 38 cm Stärke mit einem k -Wert von $1,34 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ angenommen. Die innere Wandtemperatur ergibt sich aus

$$Q = k F (\vartheta_i - \vartheta_e) = \alpha F (\vartheta_L - \vartheta_{Wd}) \text{ kcal/h}$$

zu

$$\vartheta_{Wd} = \vartheta_L - \frac{k}{\alpha} (\vartheta_i - \vartheta_a) = 20 - \frac{1,34}{7} (20 + 15) = 13,3^\circ\text{C}$$

(die Lufttemperatur wurde der Konvektionsheizung entsprechend mit 20°C eingesetzt).

Der Temperaturfaktor b ergibt sich dann bei $t_1 = 20^\circ\text{C}$ (Innenwandtemperatur) und $t_2 = 13,3^\circ\text{C}$ zu 1,04, damit nach Gl. 14 und 15

$$\alpha_{Str} = 1,04 \cdot \frac{4,4 \cdot 4,4}{4,96} = 4,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

und demnach

$$\alpha_{Konv} = 7,0 - 4,0 = 3,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C.}$$

Den zuerst errechneten α_{Konv} -Wert kann man als den untersten Grenzwert ansehen. Man wird daher zweckmäßig mit dem Wert von $3,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ rechnen.

Damit ergibt sich die Gesamtwärmeabgabe der Decke durch Konvektion zu

$$Q_{Konv} = 3,0 \cdot 13,5 (50 - 18) = 1300 \text{ kcal/h.}$$

Die durch Strahlung und Konvektion abgegebene Wärmemenge

$$Q = 2260 + 1300 = 3560 \text{ kcal/h}$$

ist also etwas größer, als der Wärmebedarf des Raumes erfordert.

Unberücksichtigt ist aber nun noch die Wärmeabgabe des Fußbodens, sofern in diesem ebenfalls Heizrohre als Deckenheizung für den unteren Raum liegen. Dessen Wärmeabgabe ermittelt sich für die Decke nach Bild 46 mit der Wärmeüberleitzahl α nach Gl. 98, S. 62 zu

$$\alpha = \frac{1}{\frac{1}{8,5} + \frac{0,115}{0,515} + \frac{0,03}{0,038} + \frac{0,025}{0,209}} = 0,80 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C},$$

und damit errechnet sich die Oberflächentemperatur aus dem Ansatz

$$\alpha (60 - \vartheta_{Wd}) = \alpha (\vartheta_{Wd} - \vartheta_L)$$

zu

$$\vartheta_{Wd} = \frac{201}{9,3} = 21,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Die Temperatur von $60 \text{ } ^\circ\text{C}$ ist die mittlere Wassertemperatur in den Heizrohren, von deren Oberflächen ab $\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)$ der Stahlwand blieb unberücksichtigt) die Wärmeüberleitzahl ermittelt wurde. Die Wärmeübergangszahl α kann zu $8,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ eingesetzt werden, da der Fußboden nach der kälteren Außenwand und den Innenwänden zu Wärme ausstrahlt.

Man erhält damit die Wärmeabgabe des Fußbodens zu

$$q_F = 8,5 (21,6 - 18) \approx 30 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}.$$

Die Wärmeabgabe der Deckenheizung kann man demnach unter Annahme normaler Bauweise bei Wohnräumen mit darunter liegender Deckenheizung zu $280 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ und ohne erwärmten Fußboden zu $250 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ einsetzen. (Um die Oberflächentemperatur der Decke von $50 \text{ } ^\circ\text{C}$ mit den dabei notwendigen Heizrohrängen und Abmessungen zu erreichen, wird auf die Ausführungen im II. Teil verwiesen.)

Aufgabe 5. Berechnung der Wärmeeinstrahlung auf eine Dachoberfläche mit darunter befindlichem, zu klimatisierendem Raum.

Es sind die Oberflächentemperatur eines Daches bei Sonneneinstrahlung und die eindringende Wärmemenge in den unter dem Dach von 100 m^2 Fläche liegenden Raum mit einer Innentemperatur $\vartheta_i = 26 \text{ } ^\circ\text{C}$ zu berechnen.

Die höchste Außentemperatur soll $\vartheta_a = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$ betragen.

Lösung.

Bei einem zu klimatisierenden Raum hängt die erforderliche Kühlleistung der Klimaanlage von mehreren Einzelbeträgen ab, und zwar von den Kühlmengen für das Wegschaffen von

1. der stündlich von außen durch Konvektion und Strahlung eindringenden Wärmemenge,
2. der stündlich durch die Rauminsassen erzeugten Wärmemenge (Wärmeabgabe des Menschen durch Leitung, Konvektion und Strahlung, fühlbare Wärme genannt, und der Wärmeabgabe durch Wasserverdunstung),
3. der stündlich in der zugesetzten Frischluftmenge enthaltenen Wärmemenge,
4. der gegebenenfalls durch Maschinen, Beleuchtung, Öfen oder Apparate erzeugten Wärmemenge.

Die Berechnung der unter 1. genannten Kühlleistung geschieht mittels einer durchzuführenden Kälteverlustberechnung, die in gleicher Weise wie die Wärmeverlustberechnung, jedoch ohne deren Zuschläge erfolgt. Für die Wandflächen, welche der direkten Sonnenbestrahlung ausgesetzt sind, ist eine besondere Berechnung durchzuführen.

Die Sonneneinstrahlung berechnet sich aus der Sonnenenergie, die in der Zeit- und Flächeneinheit auf die Wandfläche auftrifft. Ohne Berücksichtigung der Absorption durch die um die Erde gelagerte Atmosphäre beträgt die senkrecht auf die bestrahlte Fläche wirkende Sonnenstrahlung 1150 kcal/m² h (Solarkonstante). Durch den Wasserdunst und die mikroskopischen Staubteilchen in der Luft werden etwa rd. 40 % der Sonneneinstrahlung absorbiert.

Damit errechnet sich die Wärmefaufnahme des absolut schwarzen Körpers zu

$$q_{Str} \perp = 0,6 \cdot 1150 = 690 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Bei einer Abweichung von der Senkrechten nimmt die Strahlungswärme mit dem Kosinus des Neigungswinkels ab (Lambertsches Gesetz, Gl. 8, S. 23). Die Wärmefaufnahme errechnet sich dann zu

$$q_{Str} = \cos \beta \cdot q_{Str} \perp \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Bei einer Abweichung von

| | | |
|-----|---------|--|
| 60° | demnach | $q_{Str} = 0,500 \cdot 690 = 345 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ |
| 45° | „ | $= 0,707 \cdot 690 = 490 \text{ „}$ |
| 30° | „ | $= 0,866 \cdot 690 = 600 \text{ „}$ |
| 15° | „ | $= 0,966 \cdot 690 = 670 \text{ „}$ |

Für die verschiedenen Himmelsrichtungen und Zeiten ergeben sich je nach dem Sonnenstand verschiedene Zahlenwerte. Für eine Südwand ist so der Hochsommer nicht die günstigste Jahreszeit, da die Sonnenstrahlen bei höchstem Sonnenstand nur mehr streifend auftreten.

Die folgende Zahlentafel¹⁾ gibt über die in unseren Breitengraden geltenden Verhältnisse näheren Aufschluß.

Zahlentafel 19.

Sonnenstrahlung q_{Str} in kcal/m² h auf Hauswände und Dächer.

| Richtung | Uhrzeit (Stand am 1. 7. für 50° geographische Breite). | | | | | | | | | | | |
|---------------------------|--|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| | 5 ⁰⁰ | 6 ⁰⁰ | 7 ⁰⁰ | 8 ⁰⁰ | 9 ⁰⁰ | 10 ⁰⁰ | 11 ⁰⁰ | 12 ⁰⁰ | 13 ⁰⁰ | 14 ⁰⁰ | 15 ⁰⁰ | 16 ⁰⁰ |
| S, SO, O, NO, N | 5 ⁰⁰ | 6 ⁰⁰ | 7 ⁰⁰ | 8 ⁰⁰ | 9 ⁰⁰ | 10 ⁰⁰ | 11 ⁰⁰ | 12 ⁰⁰ | 13 ⁰⁰ | 14 ⁰⁰ | 15 ⁰⁰ | 16 ⁰⁰ |
| S, SW, W, NW, N | 19 ⁰⁰ | 18 ⁰⁰ | 17 ⁰⁰ | 16 ⁰⁰ | 15 ⁰⁰ | 14 ⁰⁰ | 13 ⁰⁰ | 12 ⁰⁰ | 11 ⁰⁰ | 10 ⁰⁰ | 9 ⁰⁰ | 8 ⁰⁰ |
| Normalfläche . | 285 | 485 | 585 | 656 | 720 | 765 | 800 | 813 | | | | |
| Flachdach . . . | 42 | 146 | 266 | 392 | 518 | 623 | 698 | 725 | | | | |
| S Wand | | | | 62 | 178 | 273 | 342 | 368 | | | | |
| S Schrägdach . | | 56 | 207 | 370 | 537 | 675 | 775 | 811 | | | | |
| SO, SW Wand . | 86 | 213 | 320 | 414 | 456 | 441 | 376 | 259 | 107 | | | |
| SO, SW Schrägdach | 79 | 233 | 390 | 545 | 676 | 760 | 792 | 758 | 658 | 511 | 345 | 176 |
| O, W Wand . . | 250 | 441 | 517 | 523 | 468 | 352 | 191 | | | | | |
| O, W Schrägdach | 162 | 348 | 488 | 600 | 682 | 715 | 700 | 628 | 509 | 363 | 215 | 78 |
| NO, NW Wand | 269 | 411 | 412 | 326 | 206 | 55 | | | | | | |
| NO, NW Schrägdach . | 171 | 332 | 436 | 502 | 551 | 566 | 550 | 497 | 416 | 318 | 220 | 133 |
| N Wand | 130 | 140 | 46 | | | | | | | | | |
| N Schrägdach . | 101 | 197 | 254 | 308 | 358 | 402 | 433 | 444 | | | | |

¹⁾ J. S. Cammerer u. W. Christian. Die Wärmewirkung der Sonnenstrahlung auf Bauten. Wärmewirtsch. Nachr., Bd. 7 (1934). S. 71 u. 116.

Es ist nun außer der Absorption durch die Atmosphäre noch das Absorptionsverhältnis oder der Schwärzegrad der bestrahlten Deckenfläche zu berücksichtigen, das nach Gl. 4a, S. 21 ist

$$\varepsilon = \frac{A}{A_s} \quad (\text{bei Sonnenstrahlung } \varepsilon \approx 0,9 \quad \text{für dunkle Oberflächen})$$

| | | | |
|-------------|---|---------------|---|
| 0,7 bis 0,8 | „ | mäßig helle | „ |
| 0,5 bis 0,6 | „ | weiße (helle) | „ |

Für die vorliegende Aufgabe wird die Dachfläche mit einem Wert von $\varepsilon = 0,9$ bei dunkler Oberfläche (Dachpappe) gerechnet. Die von der Dachfläche aufgenommene Strahlungsintensität ist demnach

$$q = 0,9 \cdot 690 = 620 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Man erkennt hieraus, wie wichtig es für zu klimatisierende Räume mit Dachflächen ist, das Absorptionsverhältnis ε des Daches so klein als irgend möglich zu halten. Mit einem weißen Anstrich¹⁾ ist bei Sonneneinstrahlung (kurze Wellenlänge) ein merklicher Schutz möglich.

Die errechnete Wärmemenge wird nun zum Teil an die Außenluft übergehen (q_a), zum Teil durch die Wand strömen und an die Raumluft übergehen (q_i).

Die Gleichgewichtsbeziehung nach Erreichung des Beharrungszustandes ist dann

$$q = q_i + q_a \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Die Wärmemenge, die an den Innenraum abgegeben wird, ist

$$q_i = \frac{\vartheta_{Wd_a} - \vartheta_i}{\frac{1}{A} + \frac{1}{a_i}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Der Wärmedurchlässigkeitswiderstand $1/A = \delta/\lambda$ ist aus der Wärmedurchgangszahl k nach Gl. 97, S. 62 durch Auflösen nach diesem Wert berechenbar, wenn die Wärmeübergangszahlen nach den DIN-Regeln 4701 (a_a und a_i) eingesetzt werden, sofern man die Wandstärke oder Wärmeleitzahl der Wand nicht kennt. Für die Aufgabe wird für den k -Wert von $1,2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ und mit $a_i = 13$, $a_i = 7 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ der $1/A$ -Wert = $0,613$.

Die Wärmeüberleitzahl (Gl. 98, S. 62)

$$\alpha = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_i}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

ist für den Wärmedurchgang da anzuwenden, wo man eine Wandtemperatur und die dieser gegenüberliegende Lufttemperatur kennt.

Die Wärmemenge, die an die Außenluft übergeht, ist

$$q_a = a_a (\vartheta_{Wd_a} - \vartheta_a) \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Unbekannt ist in den Gl. für q_i und q_a die äußere Wandtemperatur ϑ_{Wd_a} . Die Wärmeübergangszahl a_a ist nach Gl. 86, 76 und 28

$$a_a = \alpha_{K_{Ove}} + b \text{ C kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{K_{Ove}} = 4,8 + 3,4 w \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

¹⁾ A. J. ter Linden. Abdämmende Anstriche. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 241/3.

$$b = \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{T_1 - T_2} \quad (^\circ \text{K})^2,$$

worin

$$T_1 = \vartheta_{Wda} + 273 \text{ }^\circ \text{K}$$

$$T_2 = \vartheta_a + 273 \text{ }^\circ \text{K} = 32 + 273 = 305 \text{ }^\circ \text{K}$$

ist und die Windgeschwindigkeit mit 1,0 m/s bei ruhiger Außenluft als ungünstigste Bedingung für die Wärmeabführung¹⁾ durch die Außenluft angenommen werden soll.

Damit

$$\alpha_{Konv} = 4,8 + 3,4 \cdot 1,0 = 8,2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ \text{C}.$$

Mit den aufgestellten Gleichungen und bekannten Zahlenwerten ergibt sich jetzt

$$620 = \frac{T_1 - 273 - 26}{0,756} + \left[8,2 + 4,5 \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{305}{100}\right)^4}{T_1 - 305} \right] (T_1 - 305).$$

Die Lösung kann graphisch oder durch einfaches rechnerisches Probieren erfolgen. Man erhält

$$T_1 = 344 \text{ }^\circ \text{K}, \quad \vartheta_{Wda} = 344 - 273 = 71 \text{ }^\circ \text{C}.$$

Mit der errechneten Oberflächentemperatur des Daches von 71 °C ergibt sich die in den Raum eindringende Wärmemenge zu

$$Q_i = 100 \frac{71 - 26}{0,756} = 5950 \text{ kcal/h.}$$

Die von der Außenluft weggeführte Wärmemenge beträgt

$$Q_a = 100 \cdot 620 - 5950 = 56050 \text{ kcal/h,}$$

bzw. ist jetzt auch durch folgenden Ansatz lösbar

$$Q_a = \alpha_a F (\vartheta_{Wda} - \vartheta_a) = 14,4 \cdot 100 (71 - 32) = 56050 \text{ kcal/h.}$$

Ohne Sonneneinstrahlung wäre die in den Raum eindringende Wärmemenge nur

$$Q_a = 1,2 \cdot 100 (32 - 26) = 720 \text{ kcal/h.}$$

Die Raumdeckentemperatur ϑ_{Wdi} ermittelt sich aus

$$q_i = \Lambda (\vartheta_{Wda} - \vartheta_{Wdi}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

zu

$$\vartheta_{Wdi} = \vartheta_{Wda} - \frac{q_i}{\Lambda} = 71 - \frac{66}{1,63} = 30,5 \text{ }^\circ \text{C}.$$

Zur raschen, überschlägigen Berechnung der Außenwandoberflächentemperatur ist mit Annahme der äußeren Wärmeübergangszahl α_a (einschl. Strahlung) die Gleichung

$$\varepsilon q_{Str} = \alpha_a (\vartheta_{Wda} - \vartheta_a) + \varkappa (\vartheta_{Wda} - \vartheta_i) \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

nach ϑ_{Wda} aufzulösen.

¹⁾ F. Bradtke. Grundlagen für Planung und Entwurf von Klimaanlage. Z. VDI., Bd. 82 (1938), S. 1473/80, nimmt zu der Frage der anzunehmenden Windgeschwindigkeit in seiner Abhandlung Stellung.

Setzt man ferner in die Gl. 97 für k , α nach Gl. 98 ein und löst nach α auf, so erhält man

$$\alpha = \frac{k a_a}{a_a - k}$$

Diesen Ausdruck in die vorstehende Gleichung eingesetzt und die Auflösung nach ϑ_{Wd1} vorgenommen, ergibt dann

$$\vartheta_{Wd1} = \frac{a_a - k}{a_a} \left(\frac{\epsilon q_{Str}}{a_a} + \vartheta_a - \vartheta_i \right) + \vartheta_i \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Aufgabe 6. Berechnung der Heizlufttemperatur bei einer Warmluftdeckenheizung.

Eine Vorhalle von 20 m Breite und 10 m Tiefe soll mit einer Warmluftdeckenheizung auf 18° C Raumtemperatur beheizt werden. Die Deckenoberflächentemperatur soll entsprechend der Warmwasserdeckenheizung 50° C nicht übersteigen. Der Wärmebedarf der Halle sei 35000 kcal/h (ohne Deckenwärmeverlust). Die Ausführung der Decke erfolge nach Bild 47.

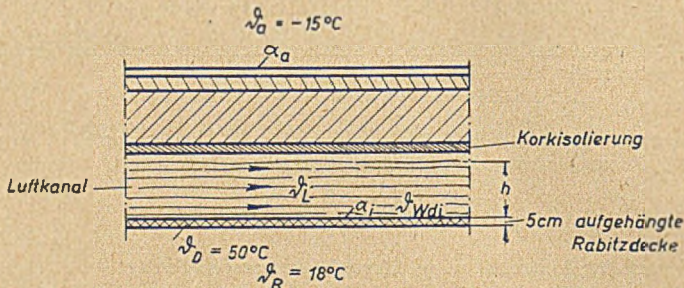


Bild 47. Deckenausführung bei einer Warmluftdeckenheizung.

Welche Deckenheizfläche und Warmlufttemperatur in dem Luftkanal ist hierzu nötig, wenn ein Temperaturunterschied zwischen Zu- und Abluft von 10° C zugelassen wird?

Lösung.

Die Warmluftdeckenheizung wird mit einem Fliehkraftlüfter betrieben, der die Luft des Heiznetzes über einen Dampfzüflterhitzer in die Deckenkanäle drückt und von dort dann wieder ansaugt.

Die Luftkanäle werden in der Zwischendecke, die aus einem aufgehängten Rabitzwerk in 5 cm Stärke besteht, angeordnet.

Die Wärmedurchgangszahl der Decke ohne Abdämmung und ohne untergespannter Decke betrage $k = 1,2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$. Die Wärmeleitzahl der Rabitzdecke betrage $\lambda_R = 0,60 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$, die der Korkplatte $\lambda_K = 0,06 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$.

Bei einer Oberflächentemperatur der Decke von 50° C wird deren Wärmeabgabe nach der in Aufgabe 4 durchgeführten Berechnung 250 kcal/m² °C. Damit die erforderliche Deckenheizfläche

$$F = \frac{35000}{250} = 140 \text{ m}^2.$$

Zur Verfügung steht eine Zwischendecke von $20 \cdot 10 = 200 \text{ m}^2$. Man kann nun die Oberflächentemperatur ermäßigen, um auf eine Deckenheizfläche zu kommen, die der zur Verfügung stehenden Zwischendecke entspricht.

Die Berechnung dieses Vorganges ist rein formelmäßig

$$Q = \alpha_{Konv} F_1 (\vartheta_D - \vartheta_R) + \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s} \right)} F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/h}$$

nach den Gl. 54 und 21,

worin bedeutet:

- Q = Wärmebedarf der Halle = 35000 kcal/h
- α_{Konv} = Wärmeübergangszahl der Decke (siehe Aufg. 4) = 3,0 kcal/m² h °C
- F_1 = Deckenfläche (Heizfläche) = 200 m²
- F_2 = Raumflächen ohne die Decke (4,5 m Raumhöhe) = 470 m²
- C_1 = Strahlungszahl der Fläche F_1 = 4,4 kcal/m² h (°K)⁴
- C_2 = " " " " " " F_2 = 4,4 " "
- C_s = 4,96 kcal/m² h " (°K)⁴
- ϑ_D = gesuchte mittlere Oberflächentemperatur der Deckenheizfläche in °C
- ϑ_R = Raumlufttemperatur = 18 °C
- $T_1 = \vartheta_D + 273$ °C = Oberflächentemperatur der Deckenheizfläche in °K
- T_2 = mittlere Oberflächentemperatur der Raumflächen $F_2 \approx 290$ °K

Diese Zahlenwerte eingesetzt und nach ϑ_D aufgelöst, ergeben

$$\left(\frac{\vartheta_D + 273}{100} \right)^4 + 0,73 \vartheta_D = 126$$

hieraus

$$\vartheta_D = \approx 40 \text{ °C.}$$

Im weiteren Verlauf der Rechnung soll nun doch mit 50 °C Oberflächentemperatur, die als Höchstwert bei mittleren Raumhöhen gelten kann, weil darüber hinaus die Strahlung sich für viele Menschen unangenehm auswirkt, gerechnet werden, d. h. also die Heizfläche der Decke wird nur über 140 m² ausgeführt, der übrige Teil ist dann Blinddecke.

Für den Wärmeübergang der Luft an die Rabitzdecke (und auch Wanddecke nach oben) im Luftkanal ist die Berechnung der Wärmeübergangszahl notwendig. Man erhält mit Gl. 67, S. 52

$$\alpha_{Konv} = 0,040 \frac{\lambda}{d_{gl}} \text{ Pe}^{0,75} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C.}$$

Um Pe ausrechnen zu können, muß die Luftgeschwindigkeit im Deckenkanal zuerst ermittelt werden. Die gesamte umzuwälzende Luftmenge beträgt (mittlere Lufttemperatur im Kanal zu 80° geschätzt)

$$V = \frac{Q}{c_p \cdot \gamma \cdot \Delta t} = \frac{35000}{0,243 \cdot 1,0 \cdot 10} = 14400 \text{ m}^3/\text{h}$$

jedoch sind hier die Wärmeverluste der Decke nach oben unberücksichtigt. Entweder schätzt man diese und erhöht dementsprechend die Luftmenge, oder man legt die Geschwindigkeit im Luftkanal fest und führt dann dementsprechend die Luftkanalabmessungen aus. Hier werden die Wärmeverluste annähernd geschätzt mit $kF(\vartheta_L - \vartheta_a) = 0,7 \cdot 140(80 + 15) = 9300$ kcal/h.

Mithin

$$V = \frac{44300}{2,43} \approx 18000 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Die Luftkanalausführung geschieht nach Bild 48.

Die Luftgeschwindigkeit wird mit den Ausführungsmaßen

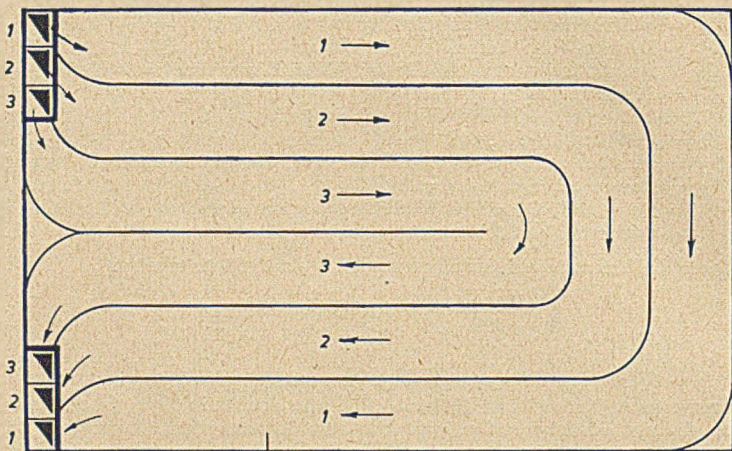
$$w = \frac{18000}{3600 \cdot 3(1,15 \cdot 0,2)} = 7,25 \text{ m/s,}$$

und die Wärmeübergangszahl damit

$$L^* = 0,015 \cdot Pe \cdot d = 0,015 \cdot \frac{7,25 \cdot 3600 \cdot 0,4}{0,108} \cdot 0,4 = 580 \text{ m}$$

$$\frac{L}{L^*} = \frac{40}{580} \approx 0,07$$

$$\alpha = 1,14 \cdot 0,040 \cdot \frac{0,0252}{0,4} \left(\frac{7,25 \cdot 3600 \cdot 0,4}{0,108} \right)^{0,75} = 15,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$



Grundriss der Decke

Bild 48. Führung der Luftkanäle bei einer Warmluftdeckenheizung.

Mit der Wärmeabgabe von $250 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ und den gegebenen Zahlenwerten ergibt sich nun

$$250 = \frac{\lambda_R}{\delta_R} (\vartheta_{Wdi} - \vartheta_D) = \frac{0,60}{0,05} (\vartheta_{Wdi} - 50),$$

hieraus

$$\vartheta_{Wdi} = 71 \text{ } ^\circ\text{C}$$

und damit

$$250 = \alpha (\vartheta_L - \vartheta_{Wdi}) = 15,6 (\vartheta_L - 71),$$

hieraus die mittlere Kanallufttemperatur

$$\vartheta_L = 87 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Die Kanallufttemperatur liegt also erheblich über der Deckenoberflächen-temperatur ϑ_D .

Die Wärmeverluste nach oben betragen

$$q_{Ver} = \frac{1}{\frac{1}{20} + 0,583 + \frac{0,05}{0,06} + \frac{1}{15,6}} (87 + 15) = 66 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

und für die gesamte Decke

$$Q_{Ver} = F q_{Ver} = 140 \cdot 66 = 9250 \text{ kcal/h},$$

sie stimmen also mit der Schätzung überein.

II. Teil.

Die Strahlungsheizung.

A. Allgemeines.

1. Ursprung und Verbreitung der Strahlungsheizung.

Die ersten Deckenstrahlungsheizungen wurden im Jahre 1908 in England ausgeführt, wo die Firma R. Crittall and Company Ltd. bahnbrechend auf diesem Gebiet gewirkt und eine große Anzahl Anlagen, darunter einige größten Ausmaßes, ausgeführt hat. Als erste bedeutendere Ausführung ist das Royal Livre Building, Pier Head in Liverpool im Jahre 1909 unter der Aufsicht von H. R. Sankey, R. A. Smith und Architekt A. Thomas zu nennen. Es folgten dann das Midland Adelphi Hotel in Liverpool, das Bush Building in Aldwych, das Australian Commonwealth Building, das General Electric Building, das University College Hospital und das Bolingbroke Hospital, sämtliche in London, sowie weitere zahlreiche Anlagen. Als eigentlicher Erfinder der Strahlungsheizung hat A. H. Barker, London, zu gelten, der im Jahre 1907 nach vorhergegangenen Versuchen das englische Patent 28477 auf die Panelheizung nahm.

England ist daher auch das Land, das die meisten Deckenstrahlungsheizungen besitzt. Etwa seit dem Jahre 1925 wurden Deckenheizungen auch in anderen Ländern gebaut. Namentlich in Holland, Frankreich, Schweiz und in der ehem. Tschecho-Slowakei wurden zahlreiche Deckenheizungsanlagen erstellt. In Italien und Spanien sowie in den nordeuropäischen Ländern ist die Zahl der Deckenheizungen noch nicht bedeutend, aber doch allmählich aufkommend. An außereuropäischen Gebieten ist hauptsächlich Nordamerika zu nennen, doch sind hierfür keine genauen Unterlagen erhältlich. Immerhin läßt sich sagen, daß trotz zahlreicher Veröffentlichungen von T. N. Adlam in den amerikanischen Fachzeitschriften in den Jahren 1931/32 die Deckenstrahlungsheizung keinen festen Fuß fassen konnte, da das Interesse des amerikanischen Publikums mehr auf das Klimagebiet gerichtet ist. Dies ist jedoch vielmehr ein propagandistischer Erfolg der betreffenden Fachfirmen als eine Ablehnung der Deckenstrahlungsheizung.

Als eine der ersten und größeren Anlagen in den Ver. St. von Amerika ist die Strahlungsheizung der britischen Botschaft in Washington¹⁾ zu nennen. Die insgesamt für Deckenheizungen verlegten Rohre betragen bis zum Jahre 1936 nach einer Angabe von Stahlseilen 10000 km, Schätzungsweise wird man mit ca. 2500 Anlagen, die bis jetzt zur Ausführung kamen, rechnen können.

Wenn in Deutschland in den früheren Jahren verhältnismäßig wenig Strahlungsheizungen ausgeführt wurden, so hatte dies in erster Linie in der damaligen

¹⁾ A. L. Jaros, R. A. Wolff. Panel heating in the british embassy. Heating and Ventilating, Vol. 27 (1930), Nr. 5 u. 6.

Deutsche Übersetzung.

E. Schneckenberg. Die Deckenheizung in der Britischen Botschaft in Washington. Ges.-Ing., Bd. 54 (1931), S. 65.

wirtschaftlichen Notzeit seinen Grund, aber auch im Fehlen genauer Ausführungseinzelheiten. In den Jahren 1933 bis 1940 war jedoch ein reges Interesse für diese Heizungsart wahrzunehmen, das durch die damaligen zahlreichen Veröffentlichungen bekundet wurde. Man muß sich aber darüber klar sein, daß die Strahlungsheizung nie die bisherigen Heizungsarten verdrängen, sondern daß sie nur mit im Bunde sein kann.

Die erste Deckenstrahlungsheizung auf dem Kontinent wurde im Jahre 1929 in einer Freiluftschule zu Amsterdam in der Cloistraat 40 ausgeführt. Es ist hierbei nicht unbillig, den betreffenden fortschrittlichen Architekt Duiker zu erwähnen. Die erste Anlage dieser Art in Deutschland¹⁾ wurde im Jahre 1930 von der Firma Bechem und Post in Karlsruhe durch die beiden Verfasser in einem Privathaus einggebaut (Architekt Zippelius).

2. Die Eigenschaften der Strahlungsheizung.

Das Kennzeichen einer Strahlungsheizung besteht darin, daß ein Teil der Begrenzungsflächen des zu beheizenden Raumes durch einen beliebigen Wärmeträger erwärmt wird, so daß er an die restlichen unbeheizten Flächen und an die Raumluft Wärme abgibt. Es ist dabei zunächst gleichgültig, ob die beheizte Fläche in die Decke, den Fußboden oder in die Wände verlegt wird. Wenn die Deckenstrahlungsheizung bevorzugt angewandt wird, so hat das seinen Grund darin, daß die Wärmeabgabe von beheizten Wänden durch davorstehende Möbelstücke ungünstig beeinflusst würde und daß eine Fußbodenstrahlungsheizung aus anderen Gründen, auf die später noch näher eingegangen wird, nicht zweckmäßig ist. Der grundsätzliche Unterschied dieses Heizungssystems gegenüber der allgemein üblichen Beheizung besteht darin, daß die erforderliche Heizfläche in die Baukonstruktion verlegt wird, so daß also keine Heizkörper im Raum sichtbar sind. Damit wird eine Forderung des Architekten erfüllt, die so alt ist wie das Zentralheizungsfach selbst, daß alle Teile der Heizungseinrichtung im Raum unsichtbar angeordnet werden, wie dies bei der elektrischen Installation schon längst üblich ist. Die oft angewandte Verkleidung der Heizkörper kann nur als Notbehelf betrachtet werden, weil sie sowohl heizungstechnische als auch hygienische Nachteile besitzt und trotzdem die gewünschte unauffällige Eingliederung in die Einrichtung des Raumes nur selten zuläßt. Es ist leicht einzusehen, daß in England, wo die ersten Strahlungsheizungen gebaut wurden, mit Rücksicht auf die dort ganz besonders traditionsgebundene Innenraumgestaltung (Beibehaltung des offenen Kamins), dieser Vorzug der Strahlungsheizung als besonders wertvoll empfunden wurde, und man geht wohl nicht fehl in der Annahme, daß derselbe überhaupt ausschlaggebend für die Einführung dieser Heizungsart war. Außerdem besitzt die Deckenstrahlungsheizung aber noch weitere Vorzüge gegenüber einer Radiatorenheizung, und zwar:

1. Die erforderlichen mittleren Heizmitteltemperaturen sind mit 50 bis 70 °C erheblich niedriger als die entsprechenden Temperaturen der Radiatorenheizung. Dadurch ergibt sich eine bessere Ausnutzung des Brennstoffes und eine Verminderung der Wärmeverluste von Kessel, Armaturen und Rohrleitungen.
2. Der Fußboden eines von der Decke beheizten Raumes erhält durch die Schluckung von Wärmestrahlen eine höhere Temperatur als der Boden eines unter sonst gleichen Verhältnissen durch örtliche Heizkörper beheizten Raumes. Die Bodentemperatur liegt bei einer Deckenstrahlungsheizung um 1 bis 2 °C über der Lufttemperatur unmittelbar über dem Boden und wird noch höher, wenn

¹⁾ W. Fischer. Fortschritte der Heizung und Lüftung. Z. VDI., Bd. 75 (1931), S. 530.
W. Fischer u. F. Schenk. Heizung und Lüftung. Z. VDI., Bd. 76 (1932), S. 1185.

auch der darunterliegende Raum mit Deckenheizflächen versehen ist. Die erhöhte Bodentemperatur ist besonders für Erdgeschoßräume wichtig, die bekanntlich bei Radiatorenheizung meist Anlaß zu Klagen über kalte Füße geben.

3. Ein weiterer Vorzug, der bisher nicht genügend berücksichtigt wurde, besteht darin, daß bei einer richtig bemessenen und betriebenen Deckenstrahlungsheizung die Innentemperatur der Außenwand weniger von der Außentemperatur beeinflußt wird als bei der Radiatorenheizung. Dadurch wird das Behaglichkeitsempfinden der im Raume befindlichen Personen erhöht und verhindert, daß bei tieferen Außentemperaturen die kalte Außenwand sich unangenehm auswirkt. Bei einem durch Radiatoren beheizten Raum sinkt dagegen die Temperatur der Außenwand rascher mit der Außentemperatur, weil die Wärmeübertragung zu 70 bis 85 % durch Konvektion erfolgt und die restliche Strahlung nur durch Reflexion an die Außenwand gelangt, mit Ausnahme der Fläche hinter dem Heizkörper, deren höhere Temperatur aber nur in geringem Maße dem Raum zugute kommt.
4. Die beheizte Decke bietet infolge ihrer Lage keine Ablagerungsmöglichkeit für den Staub. Damit fallen bei der Deckenstrahlungsheizung die unangenehmen Erscheinungen, wie lästiger Geruch und Trockenheitsgefühl, gänzlich fort, die bei Aufstellung von örtlichen Heizkörpern durch Verschmelzung des Staubes entstehen.
5. Die mit Rohrregistern ausgerüstete Deckenfläche kann im Sommer zur Kühlung der Räume verwendet werden, indem man das Wasser des Heizungssystems abkühlt und mittels einer Pumpe umwälzt. Als Kühlmittel kommt neben maschineller Kühlung in günstig gelagerten Fällen auch Brunnen- oder Leitungswasser in Frage. Eine derartige Einrichtung erzielt eine wirksame Kühlung der Räume und erfordert außer der Kühleinrichtung keine zusätzlichen Apparate, wenn man annimmt, daß eine Umwälzpumpe schon für den Betrieb im Winter vorhanden ist. Bei anderen Heizungssystemen läßt sich eine Kühlung im Sommer nicht direkt durchführen, weil bei den verhältnismäßig kleinen Kühlflächen der Radiatoren das Wasser nicht über 10 °C haben darf, wenn eine ausreichende Wirkung erzielt werden soll. Bei dieser Wassertemperatur wird aber die Oberflächentemperatur der Kühlflächen so niedrig, daß auch bei normalem Feuchtigkeitsgehalt der Raumluft eine Ausscheidung von Wasser eintritt. Bei der Deckenkühlung liegen die wasserführenden Rohre innerhalb der Deckenausführung, so daß die Oberflächentemperatur um einige °C höher liegt und eine Ausscheidung von Wasser vermieden werden kann. Die Kühlwirkung ist trotzdem ausreichend, weil eine genügend große Kühlfläche zur Verfügung steht. Wenn eine derartige Verwendung der Strahlungsheizung im Sommer auch nicht ganz so wirkungsvoll ist wie eine Lüftungsanlage mit Kühlung der Luft, weil die Raumluft nicht erneuert wird, so läßt sich doch auf diese Weise eine ausreichende Wirkung erzielen, ohne Zuhilfenahme einer in der Anschaffung und im Betrieb teureren Klimaanlage.

Wenn an dieser Stelle auf einige Einwände eingegangen wird, die gelegentlich gegen die Strahlungsheizung erhoben werden, so geschieht dies nicht deshalb, um zu beweisen, daß die Strahlungsheizung für alle vorkommenden Fälle die einzig richtige Heizungsart sein müsse, denn es wird auch in Zukunft bei weitester Verbreitung der Strahlungsheizung immer wieder Aufgaben geben, die am zweckmäßigsten durch eine der bekannten und bewährten Sammelheizungsarten gelöst werden. Es soll damit nur verhindert werden, daß die Entwicklung der Strahlungsheizung durch angebliche Nachteile gehemmt wird, deren Begründungen teils auf einer mangelnden Kenntnis der Wärmeverteilung durch Strahlung, teils auf falschen Voraussetzungen beruhen.

Da ist zunächst der oft gehörte Einwand, daß in einem von der Decke beheizten Raum wohl die freie Bodenfläche Wärmestrahlen empfängt, nicht aber der Teil des Bodens unterhalb des Tisches und der Stühle, so daß eine am Tisch sitzende Person

kalte Füße bekommen müsse. Um diesen Einwand zu widerlegen, braucht man sich nur vorzustellen, daß in einem durch Strahlung beheizten Raume die Wärmestrahlen durch Lichtstrahlen ersetzt würden, deren Verteilung nach genau denselben Gesetzen erfolgt. Die Deckenheizfläche würde dann durch eine Lichtquelle von gleicher Größe ersetzt, die ihr Licht nach allen Seiten ausstrahlt.

Die auf die Wände und den Boden auftreffenden Lichtstrahlen würden zum Teil verschluckt, zum Teil zurückgeworfen werden. Auch die reflektierten Strahlen würden wieder mehrmals in demselben Verhältnis wie die unmittelbaren Strahlen absorbiert bzw. reflektiert werden. Damit ergibt sich aber ein Verlauf der Strahlen in allen nur denkbaren Richtungen durch den Raum, und es ist leicht einzusehen, daß die Fläche unter dem Tisch nicht dunkel sein würde, wenn auch die Helligkeit dort nicht den Wert der unmittelbar bestrahlten Flächen erreichen kann. Diese Erkenntnis auf die Strahlungsheizung angewandt besagt, daß die Fußbodentemperatur unterhalb eines Tisches nur unwesentlich niedriger ist als die Temperatur der unmittelbar bestrahlten Bodenfläche. Der durchgeführte Versuch hat diese theoretische Erkenntnis in vollem Umfange bestätigt. In einem Erdgeschoßraum, der über einem unbeheizten Keller lag, wurde bei einer Fußbodentemperatur an freier Stelle von 20,5 °C eine Lufttemperatur in 10 cm Höhe über dem Boden von 19,5 °C und eine Fußbodentemperatur unter dem Tisch von 18 °C gefunden¹⁾. Mit einer Radiatorenheizung wäre in einem Erdgeschoßraum eine derart günstige Temperaturverteilung nicht möglich gewesen.

Als weiterer Nachteil der Strahlungsheizung wird angeführt, daß die Außenwand in einem von der Decke beheizten Raume kälter sei als bei Beheizung durch örtliche Heizflächen, weil bei der Strahlungsheizung die Raumluft eine um 2 bis 3 °C geringere Temperatur²⁾ aufweist als bei der Radiatorenheizung. Infolge dieser geringeren Lufttemperatur könne der Außenwand weniger Wärme zugeführt werden, so daß eine starke Abkühlung derselben zu erwarten sei. Dieser Vorwurf trifft genau das Gegenteil der tatsächlich vorhandenen Verhältnisse. Die von der Decke ausgestrahlte Wärme wird ungefähr zu gleichen Teilen dem Fußboden, den Innenwänden und der Außenwand mitgeteilt. Die Außenwand erhält also ungefähr 20 % der insgesamt von der Decke ausgestrahlten Wärme. Die sich hieraus ergebende innere Oberflächentemperatur der Außenwand ist schon ohne Berücksichtigung der Wärmefortleitung durch Konvektion von der Raumluft höher als die entsprechende Wandtemperatur bei Radiatorenheizung. Die Wandtemperatur der Fensterbrüstung hinter dem Heizkörper kann zu dem Vergleich nicht herangezogen werden, weil sie für die Beurteilung der Behaglichkeit ohne Einfluß ist. Die Wärmefortleitung der Außenwand ist also entgegen dieser irrümlichen Meinung so stark, daß schon an dieser Stelle auf die Bedeutung einer wärmedichten Bauweise bei Anwendung einer Strahlungsheizung hingewiesen werden muß.

Die Behauptung, daß beim Einbau der gesamten Heizflächen innerhalb des Bauwerkes die Gefahr von Wasserschäden außerordentlich vergrößert wird, ist nur insofern richtig, als sie auf eine sehr gewissenhafte Auswahl der Baustoffe, eine fachmännische Herstellung der Rohrregister und auf eine Ausführung des Einbaues durch geschultes und zuverlässiges Personal hinweist. Wenn die Rohrregister, wie bisher üblich, nach der Fertigstellung einer Druckprobe von 50 atü unter Abhämmern unterworfen werden und wenn die auf der Deckenschalung fertig angebrachten Register einschließlich der Zuleitungen noch einmal auf Dichtigkeit

¹⁾ Ein von anderer Seite durchgeführter Versuch kommt zu dem gleichen Resultat, siehe P. Beck, Decken-Strahlungsheizung. Ein Beitrag zur Klärung. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 437/42.

²⁾ E. Wirth, Die wahren Eigenschaften der Strahlungsheizung. Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 30/5. Der Verfasser führte mit Hilfe des Frigorimeters Messversuche durch. Es ergab sich, daß bei der Strahlungsheizung bei gleicher Lufttemperatur die Gesamtwärmeabgabe des Körpers zurückgeht. Es darf also bei den mittleren Abstrahlungswerten die Lufttemperatur im strahlungsbeheizten Raum rd. 2° C tiefer liegen als bei der Heizkörperheizung.

geprüft werden und außerdem für alle Leitungen innerhalb der Decke nur nahtlose Rohre zur Verwendung kommen, dann ist die Wahrscheinlichkeit eines Wasserschadens so gut wie Null. Dieselbe Befürchtung wurde auch geäußert, als die ersten Heizungsanlagen mit Zuleitungen unter Putz ausgeführt wurden. Heute werden oftmals in einem einzigen großen Bau viele Kilometer Kaltwasser-, Warmwasser- und Heizungsleitungen unter Putz verlegt, ohne daß dabei auch nur annähernd dieselben Vorsichtsmaßregeln getroffen werden, wie dies bei der Ausführung einer Strahlungsheizung üblich ist.

Der Einwand, daß durch den Einbau der Rohrregister, die ja meistens vor dem Betonieren der Decken ausgerichtet und angeschlossen sein müssen, die übrigen Arbeiten verzögert würden, läßt sich leicht widerlegen. Das Aufbringen der Rohrregister erfolgt so, daß gleichzeitig mit dem Auslegen der Bewehrung begonnen wird. Nun ist es bei jedem größeren Bau der Fall, daß die Schalung einer Decke nicht gleichzeitig in ihrer ganzen Ausdehnung fertig wird. Es bleibt also für den Einbau der Heizung immer so viel Zeit, bis der nächste Teil der Schalung fertig ist, der dann sofort in Angriff genommen werden muß. Nach der Einschalung des letzten Teiles der Decke muß dann mit dem Betonieren so lange gewartet werden, bis die Register dieses letzten Teiles angeschlossen und abgepreßt sind. Die hierdurch eintretende Verzögerung wird aber dadurch mehr als ausgeglichen, daß nach Fertigstellung des Rohbaues die Fertigstellung der gesamten Heizungsanlage in viel kürzerer Zeit möglich ist als beim Einbau einer Anlage mit Heizkörpern, weil die Heizflächen ja schon eingebaut und die senkrechten Anschlüsse vorbereitet sind. Die Arbeiten in den Stockwerken sind also auf die Verlegung der senkrechten Stränge beschränkt.

Der einzige Nachteil der Strahlungsheizung ist ihr hoher Preis. Dies ist zunächst darauf zurückzuführen, daß Rohrheizflächen ganz allgemein teurer sind als gußeiserne Heizkörper. Außerdem werden aber die Kosten für den Entwurf und die Ausführung eines Systemes, das erst aufgekommen und noch in der Entwicklung begriffen ist, auch bei bescheidenen Ansprüchen der ausführenden Firma höher sein als für den Bau einer Anlage, deren Entwurf und Ausführung schon bis ins einzelne entwickelt ist. Es ist zu hoffen, daß mit wachsender Verbreitung der Strahlungsheizung die hieraus entstehenden Kosten noch gesenkt werden können, so daß der Preisvergleich nicht mehr so ungünstig ausfällt, besonders wenn man die zusätzlichen Kosten der Radiatorenheizung, wie Anstrich und eventuelle Verkleidung, berücksichtigt.

3. Der Wärmeträger.

Als Wärmeträger stehen wie bei anderen Heizungsarten Wasser, Dampf und Luft zur Verfügung. Dampfbeheizte Rohrregister eignen sich wegen der Wasserschläge nicht, die infolge der fast waagerechten Lage der Register auftreten und die zur Zerstörung des Deckenputzes führen würden. Auch wären die der Dampfheizung eigenen großen Temperaturunterschiede nachteilig. Die Verwendung von dampfbeheizten Rohrregistern beschränkt sich auf Fußbodenheizungen, bei denen die Rohre aber zweckmäßig nicht mit einbetoniert werden, sondern in Hohlräumen liegen und sich frei dehnen können. Diese Ausführung hat aber nur wenig Gemeinsames mit dem hier besprochenen System der Strahlungsheizung.

Luft als Wärmeträger wurde zwar schon bei den Hypokaustenheizungen angewendet, erfordert aber große und teure Kanäle, die sich baulich schwer unterbringen lassen. Ihr Anwendung wird deshalb auf Sonderfälle beschränkt bleiben. So erhielt z. B. das Hotel Gooiland in Hilversum (Holland) eine Deckenluftheizung¹⁾. Eine Gipszwischendecke dient als Warmluftkanal. Vor Eintritt in den Luftkanal wurde der Lufterhitzer angeordnet. Mittels eines Fliehkraftlüfters wird die Heiz-

¹⁾ Schweizerische Bauzeitung, Bd. 109 (1937), S. 233.

luft im Kanalsystem umgewälzt. In letzter Zeit wurde die Warmluftstrahlungsheizung¹⁾ durch erteilte Patente und ausgeführte Anlagen bekannt. In dem besonderen Abschnitt II C 4 S. 227 wird deshalb hierüber berichtet.

Bei der neuzeitlichen Deckenheizung kommt, wenn man eine elektrische Beheizung vorläufig außer Betracht läßt, fast ausschließlich Wasser als Wärmeträger in Frage. Eine wasserbeheizte Deckenheizung besitzt genau so wie jede andere Wasserheizung den Vorzug einer generellen Regelbarkeit. Auch die Lebensdauer ist die gleiche, weil das Wasser der Anlage auch bei Anwendung einer Kühlung im Sommer immer dasselbe bleibt. Die Umwälzung des Wassers erfolgt bei größeren Anlagen immer, bei kleineren meistens durch eine Pumpe. Schwerkraft-Deckenheizungen sind bis jetzt wenig ausgeführt und erfordern die Verwendung von großen Rohrquerschnitten sowie einen ganz besonders genauen Einbau. Die mittlere Wassertemperatur ist bei Deckenheizungen durchweg niedriger als bei Radiatorenheizung. Der Grund hierfür liegt darin, daß mit Rücksicht auf das Wohlbefinden der sich in dem beheizten Raum aufhaltenden Personen die Oberflächentemperatur der Decke nicht wesentlich über 50 °C betragen darf. Damit ist aber auch die maximale Vorlauftemperatur mit etwa 70 °C begrenzt. Diese Eigenart der Strahlungsheizung bietet die Möglichkeit einer Kupplung von Radiatoren- und Deckenheizung²⁾. In jedem Gebäude ist eine Anzahl von Räumen vorhanden, die untergeordneten Zwecken dienen, wie Flure, Treppenhäuser, Aborte usw., und für die man unter Umständen nicht die durch eine Strahlungsheizung bedingten Mehrkosten aufwenden will. Diese Räume können dann eine normale Radiatorenheizung mit vom Kesselraum aus getrennten Vor- und Rückläufen erhalten. Das Rücklaufwasser dieser Radiatorengruppe wird nun im Verhältnis der erforderlichen Wassermengen getrennt. Der eine Teil fließt direkt dem Kessel zu, während der andere Teil als Vorlauf der Strahlungsheizung verwendet wird. Bei Ausführung einer derartigen Anlage ist es jedoch empfehlenswert, die beiden Gruppen so zu schalten, daß sie auch direkt vom Kessel aus betrieben werden können, um zu vermeiden, daß die Strahlungsgruppe erst dann warm wird, wenn die weniger wichtige Radiatorengruppe ihre volle Leistung bereits erreicht hat. Durch die Hintereinanderschaltung der beiden Gruppen wird zwar der erforderliche Umtriebsdruck meistens verdoppelt, dafür aber wird die Wassermenge entsprechend ermäßigt, so daß der Leistungsbedarf der Pumpe unverändert bleibt.

Die elektrische Beheizung der Decke hat gegenüber der Wasserheizung den Vorzug der raschen Betriebsbereitschaft und einer bequemen Bedienung. Ihre Anwendung wird jedoch, außer bei Sonderfällen, durch die hohen Strompreise beeinträchtigt, die ja auch beim Vergleich mit anderen Heizungsarten eine Wirtschaftlichkeit der elektrischen Heizung selten ermöglichen.

B. Berechnung der Strahlungsheizung.

1. Wärmeübertragung und Luftbewegung.

Bei der Beurteilung der Wärmeübertragung in einem von der Decke beheizten Raum muß man sich zunächst darüber klar sein, daß eine Übertragung durch Strahlung allein nur in einem luftleeren Raum möglich wäre. Eine beheizte Decke wird immer die darunter befindliche Luftschicht erwärmen. Es ist dabei nur die Frage, ob bei einer Decken-

¹⁾ A. Kollmar, Die Warmluftstrahlungsheizung. Heizg. u. Lüftg., Bd 16 (1912), S. 105/8 u. 125/8.

²⁾ A. Kollmar, Die Berechnung und Konstruktion der Deckenheizung. Haustechn. Rdsch., Bd. 38 (1933), S. 375/79.

K. Kalous, Grundsätzliches zur Berechnung der Deckenheizung. Heizung und Lüftung, Bd. 36 (1937), S. 97/98.

heizung unter normalen Verhältnissen die Raumlufte praktisch still steht, so daß die von der Decke erwärmte Luft auch oben bleibt und allmählich eine so hohe Temperatur annimmt, daß die Wärmeübertragung durch Konvektion nahezu bedeutungslos wird, oder ob die Luft im Raum strömt, so daß die von der Decke erwärmte Luft sich abkühlend nach unten gelangt und immer wieder neue Luft nach oben geführt wird. Im letzteren Falle würde die Lufttemperatur im oberen Teil des Raumes nur wenig über der mittleren Raumtemperatur liegen, und bei der Berechnung der Wärmeabgabe müßte die Konvektion entsprechend berücksichtigt werden. Durch nachstehende Überlegungen wird der Beweis für das Vorhandensein einer derartigen Luftbewegung und ihrer Richtung erbracht.

Nimmt man den ungünstigsten Fall für das Zustandekommen einer Luftbewegung an, nämlich einen würfelförmigen Raum mit einer gleichmäßig und vollständig beheizten Decke und gleichen Wärmeverlusten der vier Umfassungswände, so ergibt sich folgende Verteilung der von der Decke ausgestrahlten Wärme.

Der Fußboden und die vier Wände erhalten je 20% der Gesamtstrahlung. Die Verteilung erfolgt aber auf den einzelnen Flächen nicht gleichmäßig, sondern nach dem Lambert'schen Kosinusetz $Q = Q_n \cdot \cos \beta$ kcal/h. Der obere Teil der Wände erhält damit mehr Wärme als der untere und die Mitte des Fußbodens wird von mehr Strahlen getroffen, als die Kanten und Ecken. Zur Veranschaulichung sei auf den Abschnitt im I. Teil A 5 über die Einstrahlzahl φ hingewiesen. Setzt man die Wärmeaufnahme der Mitte des Fußbodens zu 100%, so erhält z. B. die Mitte einer Kante zwischen Boden und Wand 75% und eine Ecke des Fußbodens nur 58% dieser Wärmemenge. Dies besagt aber, daß die Temperatur in der Mitte des Fußbodens höher sein muß als an den Kanten und Ecken und damit ergibt sich selbst in diesem ungünstigen Falle ein in der Mitte des Raumes aufsteigender Luftstrom.

In Wirklichkeit liegen die Verhältnisse viel günstiger für das Zustandekommen einer Luftbewegung, weil es fast kaum vorkommen wird, daß alle Umfassungswände eines Raumes unter denselben Abkühlungsbedingungen stehen. Es werden immer eine oder auch mehrere Wände vorhanden sein, die sich besonders stark abkühlen und die durch weitere Abkühlung der an ihnen herabsinkenden Luft die Geschwindigkeit der Luftbewegung vergrößern. Außerdem ist zu beachten, daß die Deckenheizfläche nicht, wie in vorstehendem Beispiel angenommen, gleichmäßig über die ganze Decke verteilt untergebracht wird, sondern daß man mit Rücksicht auf die Wärmeverluste durch Leitung nach den Außenwänden die Deckenheizflächen erst in einem gewissen Abstand von der Außenwand beginnen läßt. Damit wird aber die Zone der höchsten Fußbodentemperatur von der Außenwand weg nach den Innenwänden verschoben und die Entstehung einer Luftbewegung in der angegebenen Richtung noch mehr begünstigt.

Aus vorstehender Überlegung ergibt sich, daß aus der Bezeichnung Strahlungsheizung nicht geschlossen werden darf, daß bei dieser Heizungsart die Wärmeübertragung nur durch Strahlung erfolgt. Der Name soll vielmehr nur andeuten, daß hier durch die Anordnung und Ausbildung der Heizflächen ein wesentlich größerer Anteil der Strahlungswärme erreicht wird, als bei den anderen bekannten Systemen, die man dann im Gegensatz zur Strahlungsheizung zusammenfassend Konvektionsheizungen nennen kann. Der Anteil der Wärmestrahlung an der Gesamtleistung eines Gliederheizkörpers beträgt z. B. je nach Form, Bauhöhe und Gliedabstand 15 bis 30%. Die Strahlungswärme steigt dabei mit zunehmendem Abstand der Glieder und sinkt mit zunehmender Bautiefe. Dabei ist zu beachten, daß diese Werte an einem freistehenden Heizkörper gemessen wurden und daß normalerweise nur etwa die Hälfte der abgestrahlten Wärme dem Raume zugute kommt. Die in den Raum ausgestrahlte Wärme beträgt demnach bei einer Radiatorenheizung nur etwa 7,5 bis 15% der Gesamtleistung.

Zum Vergleich wird die Wärmeabgabe einer beheizten Decke bestimmt. Die Deckentemperatur betrage 50 °C, die mittlere Lufttemperatur 18 °C und die mittlere Temperatur der angestrahlten Oberflächen 17 °C.

Die Wärmeabgabe durch Strahlung berechnet sich zu

$$q_{Str} = b C (t_D - t_{Wd}) = 1,15 \cdot 4,4 (50 - 17) = 167 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.} \quad (21)$$

Die Wärmeabgabe durch Konvektion beträgt

$$q_{Konv} = \alpha_{Konv} (t_D - t_L) = 3,0 (50 - 18) = 96 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.} \quad (54)$$

Der Anteil der Strahlungswärme an der Gesamtwärmeabgabe der Decke beträgt also bei der Strahlungsheizung rd. 64%.

Zusammenfassend kann also gesagt werden, daß bei der Decken-Strahlungsheizung entgegen manchen bisher geäußerten Meinungen immer eine Luftbewegung vorhanden sein wird, die in der Mitte des Raumes nach oben und an der Außenwand nach unten gerichtet ist und die eine Wärmeabgabe der Decke an die Raumluft durch Konvektion zur Folge hat. Die Verwendung der mittleren Raumtemperatur zur Berechnung der Wärmeabgabe durch Konvektion ist nach dem vorstehend Gesagten also richtig.

Bei Anordnung der Strahlungsheizflächen in den Wänden oder im Fußboden wird die Luftbewegung durch die Lage der Heizflächen noch stärker unterstützt. Die in derart beheizten Räumen auftretende Luftbewegung unterscheidet sich von der Luftströmung, die in einem durch örtliche Heizflächen beheizten Raum auftritt, wohl in ihrer Richtung, aber nicht mehr in der Stärke. Für solche Fälle kann die Wärmeübergangszahl durch Konvektion α_{Konv} entsprechend erhöht werden.

2. Die Wärmeverluste der Strahlungsheizung.

Beim Entwurf einer Strahlungsheizung entsteht zunächst die entscheidende Frage, wie der Wärmebedarf der Räume zu bestimmen ist. Die Regeln DIN 4701 gelten für Beheizung durch örtliche Heizflächen und berücksichtigen nicht die Wärmeaufnahme der Wände durch Strahlung. Es ist also zu untersuchen, wie sich die strahlende Wärme auf die Oberflächentemperatur der Begrenzungsflächen und damit auf die Wärmeverluste auswirkt. Diese Untersuchung kann auf die Außenflächen beschränkt werden, weil die Innenwände normalerweise nur geringen Anteil am Gesamtverlust aufweisen und weil auch bei größerem Wärmedurchgang die Wärme an andere Räume abgegeben wird und dem Gebäude erhalten bleibt. Die Außenfläche eines Raumes besteht aus der eigentlichen Wand und der Fensterfläche. Beide verhalten sich hinsichtlich ihrer Wärmedurchgangszahlen verschieden und müssen daher getrennt behandelt werden. Die Berechnung des Strahlungsanteiles erfolgt ohne Berücksichtigung der Strahlungsreflexion, weil diese bei den in Frage kommenden Baustoffen infolge deren verhältnismäßig hohen Absorptionsfähigkeit nur gering sein kann.

Zum Vergleich wird eine beiderseits verputzte Backsteinwand von 38 cm Stärke gewählt. Außerdem wird der Einfluß von einfachen und doppelten Fenstern untersucht.

a) Die Innentemperatur der Außenwand bei Radiatorenheizung.

Diese Berechnung wäre mit den in den Regeln DIN 4701 zusammengestellten k - und α -Werten sehr einfach durchzuführen. Wenn trotzdem eine ausführlichere Form gewählt wird, so geschieht dies deshalb, weil der Einfluß der Wärmestrahlung der Innenwände und des Radiators zahlenmäßig erfaßt werden soll.

Es werden folgende Annahmen getroffen:

Wärmedurchgangszahl der Außenwand $k = 1,34 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

Temperatur der Raumluft $t_L = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$

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

innere Wärmeübergangszahl $\alpha_i = 7,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

äußere Wärmeübergangszahl $\alpha_a = 20 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

ferner bezeichnet

t_{AW} = Temperatur der Innenseite der Außenwand,

t_{IW} = Temperatur der Innenwände.

Die Außenwand erhält Wärme durch Konvektion der Raumluft, die mit Q_{Konv} bezeichnet wird. Außerdem geben die Innenwände, der Fußboden und die Decke Wärme durch Strahlung an die Außenwand

ab. Diese Wärmemenge wird mit Q_{Str} bezeichnet. Die Summe von Q_{Konv} und Q_{Str} bildet im Beharrungszustand den Wärmeverlust Q_{Ver} der Außenwand.

Die durch Strahlung übertragene Wärmemenge für beliebig zueinander liegende Flächen beträgt (I. Teil A 1 bis 5)

$$Q_{Str} = a_{Str} F \varphi (t_1 - t_2) = b C F \varphi (t_1 - t_2) \text{ kcal/h.} \quad (17)$$

Der Temperaturfaktor b kann für die vorliegenden Temperaturen zwischen Innen- und Außenwand mit 1,0 eingesetzt werden. Für die Strahlungszahlen C_1 und C_2 wird als Mittelwert von Holz und Tapeten $4,4 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ\text{K})^4$ angenommen. Die Einstrahlzahl φ beträgt für eine Seite eines würfelförmigen Raumes im Mittel 0,2, wie im I. Teil A 5 berechnet.

Es errechnet sich die Wärmeübergangszahl für Strahlung zu

$$a_{Str} = b C = 1,0 \frac{4,4^2}{4,96} \approx 4,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}, \quad (14)$$

hieraus

$$\alpha_{Konv} = \alpha_{ges} - a_{Str} = 7,0 - 4,0 = 3,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Ferner ist

$$q_{Str} + q_{Konv} = q_{Ver}$$

$$a_{Str} (t_{IW} - t_{AW}) + \alpha_{Konv} (t_L - t_{AW}) = z (t_{AW} - t_a),$$

hierin bedeutet z die Wärmeüberleitzahl der Außenwand

$$z = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} = \frac{1}{\frac{0,41}{0,75} + \frac{1}{20}} \approx 1,70 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}. \quad (98)$$

Mit vorstehenden Werten von a_{Str} , α_{Konv} und z erhält man

$$4,0 (t_{IW} - t_{AW}) + 3,0 (t_L - t_{AW}) = 1,7 (t_{AW} - t_a)$$

und nach Umformung

$$t_{AW} = 0,345 t_L + 0,46 t_{IW} + 0,195 t_a \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (143)$$

setzt man $t_{IW} = t_L$, was bei gleichzeitig und auf gleicher Höhe beheizten Nebenräumen ungefähr zutrifft, dann wird

$$t_{AW} = 0,805 t_L + 0,195 t_a \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (144)$$

Für die angenommenen Temperaturen wird die Innentemperatur der Außenwand damit

$$t_{AW} = 0,805 \cdot 20 + 0,195 (-15) = 13,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

und der Wärmeverlust

$$q_{Ver}^* = 1,7 (13,2 + 15) = 48 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}. \quad (144a)$$

Die Gleichung 144a erfaßt jedoch nur den Wärmeverlust der Außenwand bei Anordnung des Radiators an der Innenwand. Bei dem weit häufigeren Fall der Anordnung des Radiators in der Fenster-

nische entstehen beträchtliche zusätzliche Wärmeverluste durch Strahlungsaustausch zwischen Radiator und Außenwand. Zur zahlenmäßigen Erfassung dieser Verluste wird ein Raum von $4,0 \cdot 4,0 \cdot 4,0$ m angenommen, der bei Einfachfenster, $+ 20$ °C Innentemperatur und $- 15$ °C Außentemperatur einen Wärmebedarf von 2880 kcal/h besitzt. Bei Verwendung eines Radiators nach DIN 4720 mit 600 mm Bauhöhe und 150 mm Bautiefe wird die erforderliche Heizfläche $6,66$ m² und die Baulänge 1740 mm. Im einzelnen sind folgende Verlustquellen zu beachten.

1. Verlust durch die hintere Fläche des Radiators. Aus der Gleichgewichtsbedingung zwischen der durch Strahlung an die Außenwand übertragenen Wärme einerseits und der durch Konvektion an die Raumluft bzw. durch Leitung nach außen abgegebenen Wärme andererseits läßt sich die mittlere Temperatur der dem Radiator gegenüberliegenden Außenwand zu rd. 48 °C berechnen. Die Temperatur des oberhalb und unterhalb dieser Projektionsfläche liegenden Teiles der Außenwand beträgt ca. 30 °C. Damit wird der durch die hintere Radiatorfläche verursachte Verlust 235 kcal/h.

2. Verlust durch die beiden Seitenflächen des Radiators. Auch hier wird zunächst die mittlere Innentemperatur der restlichen Fensternische zu 18 °C bestimmt. Die Wandfläche erhält Wärme durch Strahlung und durch Konvektion und gibt durch Leitung Wärme ab. Der Verlust berechnet sich zu 70 kcal/h.

3. Verlust durch die obere Fläche des Radiators. Dieser entsteht durch Wärmestrahlung nach dem Fenster und dem oberen Teil der Nische. Die Oberflächentemperaturen können genügend genau geschätzt werden, und zwar zu 0 °C für das Fenster und zu 35 °C für die obere Fensternische. Damit berechnet sich der Verlust zu 35 kcal/h.

4. Verlust durch die untere Fläche des Radiators. Dieser entsteht durch Strahlung an den unteren Teil der Nische und an den Fußboden. Er beträgt bei einer Fußbodentemperatur unter dem Radiator von 25 °C 41 kcal/h.

5. Verlust durch die anteilige Rohrleitung, d. h. die senkrechten Vor- und Rücklaufleitungen und die Radiatoranschlüsse. Er entsteht durch Wärmestrahlung an die Außenwand und beträgt 81 kcal/h.

Zusammenstellung der Wärmeverluste bei Aufstellung des Radiators in der Fensternische.

| | |
|---|--------------|
| 1. Verlust durch die hintere Radiatorfläche | = 235 kcal/h |
| 2. Verlust durch die beiden Seitenflächen | = 70 „ |
| 3. Verlust durch die obere Radiatorfläche | = 35 „ |
| 4. Verlust durch die untere Radiatorfläche | = 41 „ |
| 5. Verlust durch die anteilige Rohrleitung | = 81 „ |

Summe der Verluste $Q_I = 462$ kcal/h.

Der Einfluß eines in der Fensternische aufgestellten Radiators auf die Wärmeverluste des Raumes ergibt sich durch den Vergleich dieses Verlustes Q_I mit dem Wärmeverlust der 2,4 m² großen Fensternische bei Aufstellung des Radiators an der Innenwand. Dieser beträgt

$$Q_{II} = F \cdot k (t_L - t_a) = 2,4 \cdot 1,70 (20 + 15) = 143 \text{ kcal/h.}$$

Der Unterschied der beiden Werte $Q_I - Q_{II} = 319 \text{ kcal/h}$ stellt den zusätzlichen Wärmeverlust dar, der bei Anordnung des Radiators in der Fensternische verursacht wird. Er beträgt auf den Quadratmeter Außenfläche bezogen $q_{Nische} = \text{rd. } 20 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$ Der Gesamtverlust der Außenwand beträgt somit bei Radiatoraufstellung in der Fensternische

$$q_{Verl}^* + q_{Nische} = 48,0 + 20 = 68,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Damit wird die Formel für den Wärmeverlust der Außenwand bei Anordnung des Radiators in der Fensternische und Einfachfenster

$$q_{Verl} = 2,41 (t_{AW} - t_a) \dots \dots \dots (144b)$$

und bei Doppelfenster

$$q_{Verl} = 2,27 (t_{AW} - t_a) \dots \dots \dots (144c)$$

als Außenwandtemperatur t_{AW} ist der Wert aus Gleichung 144 einzusetzen:

b) Die Innentemperatur der Außenwand bei Strahlungsheizung.

Annahmen

- Temperatur der Raumluft $t_L = 18 \text{ }^\circ\text{C,}$
- Außentemperatur $t_a = -15 \text{ }^\circ\text{C}$
- Temperatur der beheizten Decke $t_D = 50 \text{ }^\circ\text{C,}$
- Temperatur der Innenwände u. des Bodens $t_{IW} = 22 \text{ }^\circ\text{C.}$

$k, a_{ges}, \alpha_a, \times$ wie unter a.

Für die Wärmeübertragung durch Strahlung gilt wieder

$$q_{Str} = \alpha_{Str} \varphi (t_1 - t_2) = b C \varphi (t_1 - t_2) \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \dots \dots (17)$$

mit $b = 1,1, C = 4,1, \varphi = 0,2$ wird

$$q_{Str} = 1,1 \cdot 4,1 \cdot 0,2 (t_1 - t_2) = 0,9 (t_1 - t_2) \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Die Außenwand erhält folgende Wärmemengen durch Strahlung von der Decke

$$q_{Str_1} = 0,9 (t_D - t_{AW}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h,}$$

durch Strahlung von den Innenwänden und vom Fußboden

$$q_{Str_2} = 4 \cdot 0,9 (t_{IW} - t_{AW}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h,}$$

durch Konvektion

$$q_{Konv} = 3 (t_L - t_{AW}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Gleichzeitig gibt die Wand nach außen Wärme ab, und zwar

$$q_{Ver} = \alpha (t_{AW} - t_a) \text{ kcal/m}^2 \text{ h,}$$

im Beharrungszustand ist

$$q_{Ver} = q_{Str_1} + q_{Str_2} + q_{Konv},$$

demnach

$$1,7 (t_{AW} - t_a) = 0,9 (t_D - t_{AW}) + 3,6 (t_{IW} - t_{AW}) + 3 (t_L - t_{AW}).$$

Nach Umformung ergibt sich

$$t_{AW} = 0,098 t_D + 0,392 t_{IW} + 0,325 t_L + 0,185 t_a \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (145)$$

(diese Gleichung gilt auch für $t_L = t_{IW}$ oder für $t_L < t_{IW}$).

Damit ergibt sich die Innentemperatur der Außenwand zu

$$t_{AW} = 0,098 \cdot 50 + 0,392 \cdot 22 + 0,325 \cdot 18 + 0,185 (-15) = 16,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

und der Wärmeverlust zu

$$q_{Ver} = 1,7 (16,6 + 15) = 53,7 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Der Wärmeverlust der Außenwand beträgt also bei Radiatorenheizung mit Heizkörper in Fensternische $68 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ und bei Strahlungsheizung auf denselben Behaglichkeitswert bezogen nur $53,7 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$. Hiermit finden auch die von M. Brandt¹⁾ erwähnten Brennstoffersparnisse von ca. 28% eine theoretische Erklärung. Es ist jedoch anzunehmen, daß die von Brandt erwähnten großen Fensterflächen durch die bei Schaufenstern üblichen Zwischenwände gegen direkte Bestrahlung geschützt waren. Wenn in einem besonderen Falle große Fensterflächen mit einfacher Verglasung direkt der Deckenstrahlung ausgesetzt sind, muß damit gerechnet werden, daß die bei der Außenwand erzielte Ersparnis durch die größeren Verluste der Fenster wieder aufgehoben wird. Es wäre sogar leicht möglich, daß in einem solchen Falle die Wärmeverluste einer Strahlungsheizung größer sind als bei Anwendung von örtlichen Heizflächen. Der Einfluß der Fenster wird im folgenden Abschnitt eingehend behandelt.

c) Der Einfluß der Fensterflächen.

Für die Beurteilung der Temperaturverhältnisse der Außenwand ist die Fensterfläche von großem Einfluß und darf nicht unberücksichtigt bleiben. Der Wärmeübergang durch Mitführung kann in bekannter

¹⁾ Max Brandt. Der heutige Stand der Strahlungsheizung. Ges.-Ing., Bd. 60 (1937), S. 649-654.

Weise bestimmt werden. Die Wärmeaufnahme durch Strahlung bedarf aber einer genaueren Betrachtung, die sich jedoch nur auf das für Fensterscheiben gebräuchliche Kalk-Natron-Glas bezieht. Spezialgläser mit Metallzusatz weisen zum Teil ein wesentlich geringeres Absorptionsvermögen auf, werden aber wegen ihres hohen Preises nur selten für Fenster verwendet.

Das Bild 49 zeigt das Absorptionsspektrum eines farblosen Kalk-Natron-Glases.

Hieraus ist ersichtlich, daß im ultravioletten Gebiet bis $0,3 \mu$ alle Strahlen absorbiert werden. Von $0,3 \mu$ bis $0,8 \mu$, also hauptsächlich im sichtbaren Gebiet der Lichtstrahlen, findet dagegen kaum mehr eine Absorption statt, d. h. Fensterglas läßt Lichtstrahlen fast ohne Verlust

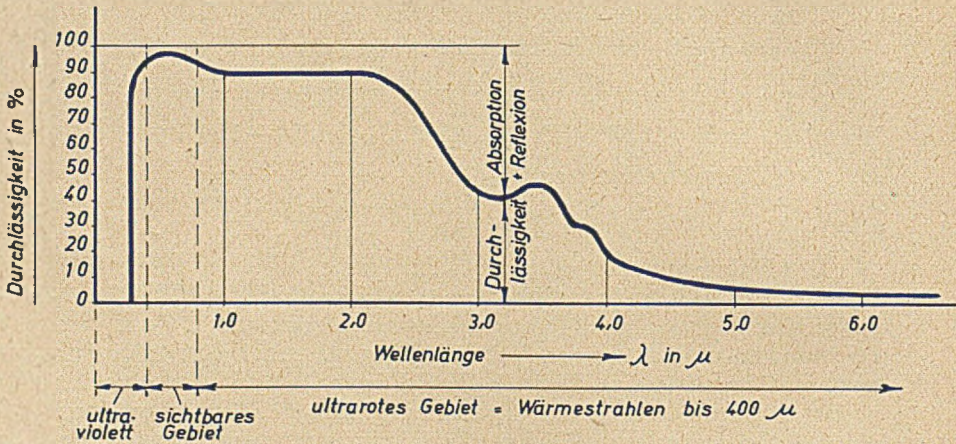


Bild 49. Absorptionsspektrum eines farblosen Kalk-Natronglases.

durch. Das Gebiet der Wärmestrahlen erstreckt sich von $0,8$ bis 400μ . Die Durchlässigkeit sinkt dabei schon im untersten Teil sehr rasch, so daß von ungefähr $4,5 \mu$ an der Anteil von Absorption und Reflexion ca. 95% der insgesamt auftreffenden Strahlung beträgt. Damit erklärt sich auch die Erscheinung, daß in Gewächshäusern die Sonnenstrahlen fast ohne Widerstand durch die Glasfläche gelangen und beim Auftreffen im Raum in Wärmestrahlen umgewandelt werden. Der Austritt dieser Wärmestrahlen wird jedoch durch das hohe Absorptionsvermögen der Glasfläche verhindert, so daß die ganze eingestrahelte Energie zur Erhöhung der Raumtemperatur und der Temperatur des Glases verwendet wird. Die Wellenlänge, bei der die maximale Strahlungsintensität liegt, ist abhängig von der absoluten Temperatur und beträgt nach dem Wienschen Verschiebungsgesetz

$$\lambda_{\max} = \frac{2880}{T} \quad (\text{für den absolut schwarzen Körper}) \quad . \quad . \quad (1)$$

Mit der für eine Deckenheizung gebräuchlichen Deckentemperatur von $50\text{ }^{\circ}\text{C} \equiv 323\text{ }^{\circ}\text{K}$ ergibt sich die Wellenlänge der maximalen Strahlung zu $8,9\text{ }\mu$, d. h. der weitaus größte Teil der Wärmestrahlen besitzt eine Wellenlänge von mehr als $4,5\text{ }\mu$. Man kann also für die in der Praxis vorkommenden Fälle annehmen, daß von der auf die Fläche eines einfachen Fensters auftreffenden Strahlung höchstens 5% nach außen durchgelassen werden. Die restlichen 95% werden teils absorbiert, teils reflektiert. Genaue Unterlagen über die Größe der Reflexion sind bis jetzt nicht bekannt. Sicher ist nur, daß das normale Fensterglas trotz seiner glatten und glänzenden Oberfläche ein ganz geringes Reflexionsvermögen hat und den größten Teil der Strahlung absorbiert. Man kann den Anteil der Reflexion zu etwa 5% setzen. Damit ergibt sich folgende Verteilung der auftreffenden Strahlungsenergie

$$1 = 0,9 a + 0,05 r + 0,05 d \quad (5)$$

oder in %

$$100\% = 90\% \text{ Absorption} + 5\% \text{ Reflexion} + 5\% \text{ Durchlässigkeit.}$$

Das hohe Absorptionsvermögen des Glases wirkt sich nachteilig auf den Wärmeverlust eines durch Strahlung beheizten Raumes aus, weil die absorbierte Strahlung infolge der hohen Wärmeleitzahl und geringen Dicke des Glases fast vollständig an die Außenluft abgegeben wird. Es ist dies bei der Anwendung der Strahlungsheizung in einem Raum mit besonders großen Fensterflächen in irgendeiner Weise zu berücksichtigen. Die Verwendung von Doppelfenster ist bei der Strahlungsheizung von größerem Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit als bei einer Heizung mit örtlichen Heizflächen.

Nachstehend werden die Oberflächentemperaturen und Wärmeverluste von Einfachfenstern und Doppelfenstern für Radiatoren- und Strahlungsheizung bestimmt. Es werden hierbei nicht die gebräuchlichen Wärmedurchgangszahlen der Regeln DIN 4701 mit 7,0 und 5,0 kcal/m² h °C zugrunde gelegt, weil diese Werte Zuschläge für undichte Fugen enthalten. Der Einfluß von undichten Fugen ist in beiden Fällen aber ungefähr gleich und kann deshalb außerhalb der Betrachtung bleiben. Die Werte der Berechnung entsprechen einem *k*-Wert von 5 kcal/m² h °C für Einfachfenster und 2,5 für Doppelfenster. Die tatsächlichen Verluste werden um die Undichtigkeit der Fugen höher sein.

a) Einfachfenster bei Strahlungsheizung.

Annahmen

- $t_r = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ Raumlufttemperatur,
- $t_{IW} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ Innenwände- und Bodentemperatur,
- $t_a = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ Außentemperatur,
- $t_D = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ Deckentemperatur,

Strahlungszahl für Glas $C_1 = 4,96 \cdot 0,9 = 4,47 \approx 4,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ\text{K})^4$

$$C = \frac{4,5 \cdot 4,5}{4,96} = 4,1 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ\text{K})^4 \quad \dots \quad (15)$$

$$\alpha_{Konv} = 3,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}, \quad \alpha_a = 20, \quad b = 1,0, \quad \varphi = 0,2.$$

Das Fenster erhält Wärme
durch Strahlung von der

$$\text{Decke} \dots \dots \dots q_{Str_1} = b C \varphi (t_D - t_{EF}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h},$$

durch Strahlung von den

$$\text{Innenwänden} \dots \dots \dots q_{Str_2} = b C 4 \varphi (t_{IW} - t_{EF}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h},$$

durch Konvektion von der

$$\text{Raumluft} \dots \dots \dots q_{Konv} = \alpha_{Konv} (t_L - t_{EF}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h}.$$

Der Wärmeverlust nach

$$\text{außen beträgt} \dots \dots \dots q_{Ver} = \alpha (t_{EF} - t_a) \text{ kcal/m}^2 \text{ h}.$$

Die Wärmeüberleitzahl α errechnet sich zu

$$\alpha = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} = \frac{1}{\frac{0,003}{0,6} + \frac{1}{20}} = 18,2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (98)$$

Es gilt wieder

$$q_{Str_1} + q_{Str_2} + q_{Konv} = q_{Ver}$$

$$1,0 \cdot 4,1 \cdot 0,2 (t_D - t_{EF}) + 1,0 \cdot 4,1 \cdot 4 \cdot 0,2 (t_{IW} - t_{EF}) + 3,0 (t_L - t_{EF}) = 18,2 (t_{EF} - t_a)$$

und nach Umformung

$$t_{EF} = 0,032 t_D + 0,13 t_{IW} + 0,12 t_L + 0,72 t_a \quad ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (146)$$

Mit vorstehend angenommenen Werten wird die innere Oberflächen-
temperatur des Einfachfensters bei Strahlungsheizung

$$t_{EF} = 0,032 \cdot 50 + 0,13 \cdot 22 + 0,12 \cdot 18 + 0,72 (-15) = -4,2 \quad ^\circ\text{C}$$

und

$$q_{Ver_1} = 18,2 (15 - 4,2) = 196,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}.$$

Hierzu ist noch die Wärmemenge zu schlagen, die dadurch verloren-
geht, daß 5% der einfallenden Wärmestrahlen die Fensterfläche durch-
dringen. Es ergibt sich hierfür

$$\begin{aligned} q_{Ver_2} &= b C \varphi 0,05 (t_D - t_{EF}) + b C 4 \varphi 0,05 (t_{IW} - t_{EF}) \\ &= 1 \cdot 4,1 \cdot 0,2 \cdot 0,05 (50 + 4,2) + 1 \cdot 4,1 \cdot 4 \cdot 0,2 \cdot 0,05 (22 + 4,2) \\ &= 6,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Der Gesamtwärmeverlust eines einfachen Fensters bei Strahlungs-
heizung beträgt demnach 203 kcal/m² h.

β) Einfachfenster bei Radiatorenheizung.

Die entsprechenden Annahmen sind wieder

$$t_a = -15 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t_{IW} = 20 \text{ }^\circ\text{C}, \quad \varphi = 0,2, \quad C = 4,1, \quad b = 1,0, \quad \alpha_{Konv} = 3,0, \\ \kappa = 18,2.$$

Bei der Temperatur der Raumluft ist diejenige Temperatur einzusetzen, die in der Nähe des Fensters vorhanden ist. Nun ist zwar bei Anordnung des Heizkörpers unter dem Fenster mit einem aufsteigenden Warmluftstrom zu rechnen. Trotzdem darf die in Rechnung gestellte Lufttemperatur nicht höher als die Lufttemperatur im Raum angenommen werden, weil gleichzeitig ein kalter Luftstrom am Fenster abwärts sinkt, der die aufsteigende warme Luft nach innen abdrängt. Eine Erhöhung der Lufttemperatur mit Rücksicht auf den Heizkörper würde also eine einseitige Belastung der Radiatorenheizung ergeben. Wenn die Annahme einer Lufttemperatur am Fenster von 20 °C noch zu ungünstig sein sollte, so ändert dies nichts am Vergleich der Verluste, weil auch bei der Strahlungsheizung die Lufttemperatur am Fenster gleich der Lufttemperatur im Raum gesetzt ist.

Damit ergibt sich

$$q_{Str} = b C \bar{\sigma} \varphi (t_{IW} - t_{EF}) = 1,0 \cdot 4,1 \cdot \bar{\sigma} \cdot 0,2 (t_{IW} - t_{EF}) \\ = 4,1 (t_{IW} - t_{EF}),$$

$$q_{Konv} = \alpha_{Konv} (t_L - t_{EF}) = 3,0 (t_L - t_{EF}),$$

$$q_{Ver} = q_{Str} + q_{Konv} = \kappa (t_{EF} - t_a) = 18,2 (t_{EF} - t_a),$$

$$4,1 (t_{IW} - t_{EF}) + 3,0 (t_L - t_{EF}) = 18,2 (t_{EF} - t_a),$$

$$t_{EF} = 0,162 t_{IW} + 0,12 t_L + 0,72 t_a \text{ }^\circ\text{C}, \quad \dots \dots \dots (147)$$

für $t_{IW} = t_L$

$$t_{EF} = 0,282 t_L + 0,72 t_a \text{ }^\circ\text{C}. \quad \dots \dots \dots (148)$$

Mit vorstehenden Werten wird die innere Oberflächentemperatur des Einfachfensters

$$t_{EF} = 0,282 \cdot 20 + 0,72 (-15) = -5,15 \text{ }^\circ\text{C}$$

und

$$q_{Ver_1} = 18,2 (15 - 5,15) = 179 \text{ kcal/m}^2 \text{ h},$$

hierzu Verlust infolge Durchlässigkeit des Fensterglases

$$q_{Ver_2} = 1,0 \cdot 4,1 \cdot \bar{\sigma} \cdot 0,2 \cdot 0,05 (20 + 5,15) = 5,15 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}.$$

Der Gesamtverlust eines einfachen Fensters bei Radiatorenheizung beträgt demnach $179 + 5 = 184 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$.

Der Wärmeverlust eines einfachen Fensters ist bei Strahlungsheizung also ziemlich genau 10% höher als bei Radiatorenheizung.

γ. Doppelfenster bei Strahlungsheizung.

Es gilt wie beim einfachen Fenster

$$t_D = 50 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t_L = 18 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t_a = -15 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t_{IW} = 22 \text{ }^\circ\text{C}, \quad \varphi = 0,2, \quad C = 4,1, \\ \alpha_{Konv} = 3,0.$$

Die Wärmeüberleitzahl α wird durch die zweite Scheibe und durch die dazwischenliegende Luftschicht verkleinert. Der gleichwertige Wärmedurchlässigkeitswiderstand der Luftschicht wird für einen mittleren Glasabstand von 5 cm zu 0,20 angenommen

Damit wird

$$\alpha = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + 0,2 + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_a}} = \frac{1}{\frac{0,003}{0,6} + 0,2 + \frac{0,003}{0,6} + \frac{1}{20}} = 3,85 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

und

$$q_{Str_1} = b C \varphi (t_D - t_{DF}) = 1 \cdot 4,1 \cdot 0,2 (t_D - t_{IW}) = 0,82 (t_D - t_{DF}),$$

$$q_{Str_2} = b C 4 \varphi (t_{IW} - t_{DF}) \\ = 1 \cdot 4,1 \cdot 4 \cdot 0,2 (t_{IW} - t_{DF}) = 3,28 (t_{IW} - t_{DF}),$$

$$q_{Konv} = \alpha_{Konv} (t_L - t_{DF}) = 3,0 (t_L - t_{DF}),$$

$$q_{Ver} = q_{Str_1} + q_{Str_2} + q_{Konv} = \alpha (t_{DF} - t_a) = 3,85 (t_{DF} - t_a),$$

$$0,82 (t_D - t_{DF}) + 3,28 (t_{IW} - t_{DF}) + 3,0 (t_L - t_{DF}) = 3,85 (t_{DF} - t_a),$$

$$t_{DF} = 0,075 t_D + 0,3 t_{IW} + 0,274 t_L + 0,35 t_a \text{ }^\circ\text{C}. \quad . \quad . \quad . \quad (149)$$

{ Mit vorstehenden Werten errechnet sich die innere Oberflächen-temperatur des Doppelfensters bei Strahlungsheizung zu

$$t_{DF} = 0,075 \cdot 50 + 0,3 \cdot 22 + 0,274 \cdot 18 + 0,35 (-15) = +10,03 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{und} \quad q_{Ver} = 3,85 (15 + 10) = 96,25 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}.$$

Der Verlust infolge der Strahlungsdurchlässigkeit des Glases wird ebenfalls geringer, weil von den 5%, der auftreffenden Strahlung, die durch die erste Scheibe gelangen, ebenfalls nur 5% von der zweiten Scheibe durchgelassen werden. Es werden also nur 0,25% der auftreffenden Strahlen durchgelassen. Die restlichen 4,75% werden von der zweiten Scheibe absorbiert bzw. reflektiert. Der Verlust q_{Ver} wird für das Doppelfenster bei der Strahlungsheizung zu 1,8 kcal/m² h °C angenommen.

Der Gesamtverlust eines Doppelfensters bei Strahlungsheizung beträgt demnach 96,2 + 1,8 = 98,0 kcal/m² h.

δ. Doppelfenster bei Radiatorenheizung.

Mit den Werten

$$t_{IW} = t_L = 20 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t_a = -15 \text{ }^\circ\text{C}, \quad \varphi = 0,2, \quad \alpha_{Konv} = 3,0, \quad \alpha = 3,85$$

ergibt sich

$$t_{DF} = 0,65 t_L + 0,35 t_a \quad \dots \quad (150)$$

$$t_{DF} = 0,65 \cdot 20 + 0,35 (-15) = + 7,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

und

$$q_{Ver} = 3,85 (15 + 7,75) = 87,4 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Der Verlust durch Strahlungsdurchlässigkeit des Glases ist noch etwas geringer als bei der Strahlungsheizung und wird zu 1,6 kcal/m² h angenommen.

Damit beträgt der Gesamtverlust eines Doppelfensters bei Radiatorenheizung 87,4 + 1,6 = 89 kcal/m² h.

Auch beim Doppelfenster ist der Wärmeverlust bei Strahlungsheizung um etwa 10% höher als bei Radiatorenheizung.

Zusammenstellung der Formeln für die Berechnung der inneren Oberflächentemperaturen t_{AW} von Außenflächen (abgerundet) Backsteinwand 38 cm bei Radiatorenheizung

$$t_{AW} = 0,805 t_L + 0,195 t_a \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (144)$$

$$q_{Ver} = 1,7 (t_{AW} - t_a) \text{ kcal/m}^2 \text{ h Radiator an Innenwand} \quad (144a)$$

$$q_{Ver} = 2,41 (t_{AW} - t_a) \quad ,, \quad \text{Radiator in Fensternische und Einfachfenster} \quad (144b)'$$

$$q_{Ver} = 2,27 (t_{AW} - t_a) \quad ,, \quad \text{Radiator in Fensternische und Doppelfenster} \quad (144c)$$

Backsteinwand 38 cm bei Strahlungsheizung

$$t_{AW} = 0,098 t_D + 0,39 t_{IW} + 0,32 t_L + 0,18 t_a \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \dots \quad (145)$$

$$q_{Ver} = 1,7 (t_{AW} - t_a) \text{ kcal/m}^2 \text{ h.} \quad \dots \quad (145a)$$

Einfachfenster bei Radiatorenheizung

$$t_{EF} = 0,28 t_L + 0,72 t_a \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \dots \quad (148)$$

$$q_{Ver} = 18,2 (t_{EF} - t_a) \text{ kcal/m}^2 \text{ h.} \quad \dots \quad (148a)$$

Einfachfenster bei Strahlungsheizung

$$t_{EF} = 0,032 t_D + 0,13 t_{IW} + 0,12 t_L + 0,72 t_a \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \dots \quad (146)$$

$$q_{Ver} = 18,2 (t_{EF} - t_a) \text{ kcal/m}^2 \text{ h.} \quad \dots \quad (146a)$$

Doppelfenster 5 cm Glasabstand bei Radiatorenheizung

$$t_{DF} = 0,65 t_L + 0,35 t_a \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \dots \quad (150)$$

$$q_{Ver} = 3,85 (t_{DF} - t_a) \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C.} \quad \dots \quad (150a)$$

Doppelfenster 5 cm Glasabstand bei Strahlungsheizung

$$t_{DF} = 0,075 t_D + 0,3 t_{IW} + 0,27 t_L + 0,35 t_a \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \dots \quad (149)$$

$$q_{Ver} = 3,85 (t_{DF} - t_a) \text{ kcal/m}^2 \text{ h.} \quad \dots \quad (149a)$$

Es bleibt noch zu untersuchen, in welchem Maße sich die Verluste ändern, wenn die Außentemperatur sich ändert. Für die Radiatorenheizung bleibt die Lufttemperatur dabei unverändert 20 °C. Die Temperatur der Innenwände wird ebenfalls als konstant angenommen. Diese Vereinfachung ist nicht ganz richtig, weil die Innenwände bei geringerer Außentemperatur mehr Wärme an die Außenwand durch Strahlung abgeben als bei hoher Außentemperatur. Der Fehler ist jedoch gering und wirkt sich außerdem in gleicher Weise bei der Strahlungsheizung aus.

Bei der Strahlungsheizung wird die Lufttemperatur zu 18 °C und die Temperatur der Innenwände zu 22 °C angenommen, und zwar ebenfalls unverändert für alle Außentemperaturen. Die Deckentemperatur muß jedoch der Außentemperatur angepaßt werden, und zwar werden folgende Temperaturen angenommen:

| | | | | | | | |
|------------------|------|-----|-----|-----|------|------|-----|
| Außentemperatur | + 10 | + 5 | ± 0 | — 5 | — 10 | — 15 | °C, |
| Deckentemperatur | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | °C. |

Ferner wird angenommen, daß nur 80 % der Deckenfläche beheizt sei und daß die Strahlungsdurchlässigkeit bei Einfachfenstern 4 % und bei Doppelfenstern 2 % betrage.

Damit ergibt sich folgende Zahlentafel der Wärmeverluste in kcal/m² h:

Zahlentafel 20.

Wärmeverluste in kcal/m² h von Außenwand und Fenstern bei örtlicher Heizung und Strahlungsheizung.

| Außentemperatur in °C | | + 10 | + 5 | ± 0 | — 5 | — 10 | — 15 | |
|-----------------------|------------------------------------|-----------------------------------|------|------|-------|-------|-------|-------|
| Radiatorenheizung | Radiator an Innenwand | Außenwand 38 cm b. Einfachfenster | 13,7 | 20,6 | 27,4 | 34,3 | 41,2 | 48,0 |
| | Radiator in Fensternische | Außenwand 38 cm b. Einfachfenster | 19,4 | 29,2 | 38,9 | 48,7 | 58,4 | 68,0 |
| | | Außenwand 38 cm b. Doppelfenster | 18,3 | 27,5 | 36,6 | 45,8 | 55,0 | 64,1 |
| | Einfachfenster | | 51,6 | 77,1 | 102,5 | 128,0 | 153,5 | 179,0 |
| | Doppelfenster | | 25,0 | 37,5 | 50,0 | 62,6 | 75,1 | 87,6 |
| Strahlungsheizung | Außenwand 38 cm bei Einfachfenster | | 13,8 | 21,4 | 29,0 | 36,7 | 44,3 | 52,0 |
| | Außenwand 38 cm bei Doppelfenster | | 12,4 | 19,3 | 26,1 | 33,0 | 39,8 | 46,8 |
| | Einfachfenster | | 54,0 | 82,9 | 111,8 | 140,7 | 169,6 | 198,5 |
| | Doppelfenster | | 25,5 | 39,4 | 53,3 | 67,2 | 81,1 | 95,0 |

Zahlentafel 21.

Durchschnittliche Wärmeverluste in kcal/m² h für Fenster und Außenwand bei örtlicher Heizung mit Radiatoren und bei Strahlungsheizung.

| Außentemperatur in °C | + 10 | + 5 | ± 0 | - 5 | - 10 | - 15 |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Radiatorenheizung mit Einfachfenster und Radiator an Innenwand. | 26,3 | 39,4 | 52,4 | 65,5 | 78,6 | 91,6 |
| Strahlungsheizung mit Einfachfenster | 27,2 | 41,8 | 56,5 | 71,2 | 85,9 | 100,6 |
| Mehrverbrauch der Strahlungsheizung gegenüber Radiator an Innenwand u. Einfachfenster. | 3,4% | 6,1% | 7,8% | 8,7% | 9,4% | 9,8% |
| Radiatorenheizung mit Doppelfenster und Radiator an Innenwand | 17,4 | 26,2 | 34,9 | 43,7 | 52,4 | 61,2 |
| Strahlungsheizung mit Doppelfenster | 16,8 | 26,0 | 35,2 | 44,4 | 53,6 | 62,8 |
| Mehrverbrauch der Strahlungsheizung gegenüber Radiator an Innenwand u. Doppelfenster. | — | — | 0,9% | 1,6% | 2,3% | 2,6% |
| Radiatorenheizung mit Einfachfenster und Radiator in Fensternische. | 30,1 | 45,1 | 60,1 | 75,1 | 90,1 | 105,0 |
| Strahlungsheizung mit Einfachfenster. | 27,2 | 41,8 | 56,5 | 71,2 | 85,9 | 100,6 |
| Ersparnis der Strahlungsheizung gegenüber Radiator in Nische mit Einfachfenster | 9,6% | 7,3% | 6,0% | 5,2% | 4,6% | 4,2% |
| Radiatorenheizung mit Doppelfenster und Radiator in Fensternische. | 20,5 | 30,8 | 41,1 | 51,3 | 61,6 | 71,8 |
| Strahlungsheizung mit Doppelfenster | 16,8 | 26,0 | 35,2 | 44,5 | 53,6 | 62,8 |
| Ersparnis der Strahlungsheizung gegenüber Radiator in Nische mit Doppelfenster | 18,1% | 15,6% | 14,5% | 13,6% | 13,0% | 12,6% |

Die Zahlentafel 20 zeigt, daß die Verluste einer 38 cm starken Außenwand aus Backstein bei Strahlungsheizung geringer sind als bei Radiatorenheizung. Am größten ist der Unterschied bei Doppelfenstern und Radiator in Fensternische mit 27 bis 32%. Bei Einfachfenster und Radiator in Fensternische beträgt derselbe noch 23,5% bis 29%. Bei Annahme des Radiators an der Innenwand sind die Verluste der Außenwand bei Radiator- und Strahlungsheizung ungefähr gleich. Der Verlust des Fensters ist bei Strahlungsheizung größer als bei Radiatorenheizung, und zwar bei Einfachfenster 5% bis 11% und bei Doppelfenster 2 bis 8,5%. Nimmt man an, daß die Mauerfläche $\frac{2}{3}$, die Fensterfläche $\frac{1}{3}$ der Außenfläche beträgt, so ergeben sich die in Zahlentafel 21 zusammengestellten durchschnittlichen Verluste, bezogen auf 1 m² der Außenfläche.

Bei Annahme einer in voller Außenwandstärke durchgeführten bzw. einer auf die gleiche Wärmedurchlässigkeit einer 38 cm starken Backsteinwand isolierten Fensternische betragen die entsprechenden Verluste bei — 15 °C und Radiator an Außenwand für Einfachfenster 102,4 kcal/m² h (Ersparnis der Strahlungsheizung 1,8%) für Doppelfenster 70,0 kcal/m² h (Ersparnis der Strahlungsheizung 10,3%).

Die in Zahlentafel 21 zusammengestellten Verluste von Außenwand und Fenster stellen normalerweise den größten Teil des Wärmeverlustes eines Raumes dar. Wenn man von Sonderfällen absieht, kann man deshalb aus diesen Zahlenwerten unmittelbar auf die Verluste des ganzen Raumes bei Strahlungsheizung und bei Radiatorenheizung schließen. Dabei ergibt sich, daß die Verluste der Strahlungsheizung größer sind als bei Radiatorenheizung mit Radiator an der Innenwand, und zwar bei Einfachfenster etwa 10%, bei Doppelfenster etwa 2,5%, bezogen auf — 15°C Außentemperatur. Bei Aufstellung der Radiatoren in der Fensternische ändert sich der Vergleich zugunsten der Strahlungsheizung. Die Ersparnis der Strahlungsheizung beträgt hierbei bei Einfachfenster etwa 4%, bei Doppelfenster etwa 12,5%, bezogen auf — 15 °C Außentemperatur.

Es ist ferner zu erkennen, daß die wärmedämmende Wirkung der Doppelfenster bei der Strahlungsheizung größer ist als bei der Radiatorenheizung. Dies ist auf die hohe Absorptionsfähigkeit und hohe Wärmeleitfähigkeit des Fensterglases zurückzuführen sowie auf den Umstand, daß das Fenster bei Strahlungsheizung mehr Wärmeeinstrahlung erhält als bei der Radiatorenheizung. Die Verwendung von Doppelfenstern ist deshalb bei Strahlungsheizung immer zu empfehlen, auch in Gegenden, in denen nach DIN 4701 nur mit einer tiefsten Außentemperatur von — 15 oder — 10 °C gerechnet wird.

3. Die Behaglichkeit im strahlungsbeheizten Raum¹⁾.

Beim Betrieb von Decken-Strahlungsheizungen hat sich gezeigt, daß unter normalen Verhältnissen, also in Aufenthaltsräumen bis zu 5 m Höhe mit Lufttemperaturen von 17 bis 20 °C die mittlere Temperatur der beheizten Decke zweckmäßig nicht über 50 °C erhöht wird, weil sich sonst die starke Wärmestrahlung bei empfindlichen Personen bereits unangenehm bemerkbar macht. Diese Erkenntnis macht eine theoretische Nachprüfung der zulässigen Deckentemperatur überflüssig, solange es sich um Wohn- und Aufenthaltsräume von üblicher Größe und Temperaturverhältnissen handelt. In allen anderen Fällen ist jedoch zu beachten, daß nicht die Deckentemperatur allein, sondern die Oberflächentemperatur sämtlicher Umfassungswände des Raumes in Verbindung mit der Lufttemperatur für das Wohlbefinden maßgebend ist. Im strahlungsbeheizten Raum ergeben sich völlig neue Behaglichkeitsbedingungen. Die Wärmestrahlung der beheizten Decke erhöht die Oberflächentemperatur der Wände, der Fenster und des Fußbodens in ganz anderem Maße, als dies bei örtlicher Heizung möglich ist. Durch die erhöhte Umgebungstemperatur wird die Wärmeabgabe des menschlichen Körpers beeinflusst, so daß es notwendig ist, die zulässige Grenze der Umgebungstemperatur zu bestimmen. Es ist ohne weiteres klar, daß die mittlere Oberflächentemperatur des Raumes in einer massiv gebauten Halle von großer Höhe und einer Lufttemperatur von 12 bis 14 °C eine andere sein wird, als z. B. in einem Eckraum mit großen Glasflächen oder in einem Operationssaal, in dem eine Lufttemperatur von 22 bis 24 °C verlangt wird. Es wird deshalb der Einfluß der mittleren Oberflächentemperatur auf den menschlichen Körper für die gebräuchlichsten Lufttemperaturen untersucht. Dabei ist zu beachten, daß es sich bei der mittleren Oberflächentemperatur nicht um das arithmetische Mittel der einzelnen Oberflächentemperaturen handelt, weil die Wärmeübertragung durch Strahlung sich mit der vierten Potenz der absoluten Temperaturen ändert²⁾.

Die Bestimmung der Oberflächentemperatur der beheizten Decke hat unter dem Gesichtspunkt zu erfolgen, daß die Raumheizung ganz allgemein die Aufgabe hat, die Wärmeabgabe des menschlichen Körpers in den durch das Wohlbefinden bestimmten Grenzen zu regeln. Eine richtig bemessene und betriebene Heizungsanlage muß also einerseits verhindern, daß die Temperatur der Raumluft und der Umfassungswände so niedrig wird, daß dadurch eine zu

¹⁾ J. Jongbloed, Der Einfluß der klimatischen Verhältnisse auf den menschlichen Körper. Ges.-Ing. Bd. 63 (1940), S. 565/9.

Siehe S. 184, Die mittlere Strahlungstemperatur des Raumes.

²⁾ Siehe Abschnitt 6, S. 163, Die Bestimmung der Deckenheizfläche.

hohe Wärmeabgabe des Menschen und damit ein Kältegefühl hervorgerufen wird. Andererseits muß verhindert werden, daß die Wärmeabgabe unter ein bestimmtes Maß sinkt, weil der damit verbundene Wärmestau ein Gefühl des Unbehagens, das man in überheizten Räumen hat, hervorruft.

Um einen Anhaltspunkt für die hierbei in Frage kommenden Wärmemengen und Temperaturen zu erhalten, wird die Wärmeabgabe eines Menschen ermittelt, der sich in einem durch örtliche Gliederheizkörper auf 20 °C beheizten Raum befindet und keine körperlich besonders anstrengende Tätigkeit ausübt.

Die durchschnittliche Oberfläche eines bekleideten Menschen, die für eine Wärmeabgabe durch Konvektion in Reclinung zu setzen ist, kann zu 1,9 m² angenommen werden. Die Wärmeübergangszahl $\alpha_{Konv.M}$ an die Raumluft beträgt etwa 3,5 kcal/m² h °C¹). Die mittlere Oberflächentemperatur für Haut und Kleidung ist sehr von der Temperatur der Umgebung abhängig und wird für normale Verhältnisse zu 24 °C gesetzt.

Aus diesen Werten errechnet sich die Wärmeabgabe durch Konvektion zu

$$Q_{Konv.M} = \alpha_{Konv.M} F (\vartheta_1 - \vartheta_2) = 3,5 \cdot 1,9 (24 - 20) = 26,6 \text{ kcal/h.}$$

Bei der Ermittlung der Wärmeabgabe durch Strahlung ist zu beachten, daß dieser Wert in weitestem Maße von der Temperatur der Umfassungswände abhängt, weil der Wärmeaustausch durch Strahlung mit der vierten Potenz der absoluten Temperaturen wächst. Dieser Einfluß, der meist zu wenig beachtet wird, hat z. B. zur Folge, daß man sich in einem Raum mit sehr wärmedichten Wänden bei geringerer Lufttemperatur behaglicher fühlt als in einem Raum der üblichen Bauweise, weil die Oberflächentemperatur der Außenwand nur wenig unter der Temperatur der Raumluft liegt und nur eine geringe Wärmeabgabe des menschlichen Körpers durch Strahlung zuläßt. Umgekehrt kann in einem Raum mit einer Außenwand von hoher Wärmeleitfähigkeit oder in einem durch Luftheizung beheizten Raum, solange die Wände beim Anheizen noch kalt sind, die für übliche Verhältnisse genügende Lufttemperatur von 20 °C zu niedrig sein und nicht zur Behaglichkeit ausreichen, weil die große Wärmeabgabe durch Strahlung nach der kalten Außenwand die Gesamtwärmeabgabe des Menschen über das für das Wohlbefinden zulässige Maß erhöht.

Nimmt man für die Berechnung der Wärmeverluste durch Strahlung einen Wohnraum mit nur einer Außenwand, dessen Innenwände an beheizte Räume grenzen, an, so ergeben sich folgende Oberflächentemperaturen

¹⁾ Siehe Abschnitt 6, Die Bestimmung der Deckenheizfläche und auch Aufgabe 4, I. Teil, D. S. 86.

a) für die Außenwand mit $\frac{2}{3}$ der Gesamtaußenfläche, 38 cm Backstein, doppelt verputzt mit $k = 1,38 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

$$t_{AW} = 0,33 t_L + 0,49 t_{IV} + 0,185 t_a \dots \dots \dots (143)$$

$$= 0,33 \cdot 20 + 0,49 \cdot 18 - 0,185 \cdot 15 = 12,6 \text{ } ^\circ\text{C};$$

b) für das Fenster mit $\frac{1}{3}$ der Gesamtaußenfläche, bei einem k -Wert von 5,0 für das einfache Fenster ohne Berücksichtigung der Verluste durch Undichtigkeit

$$t_{EF} = 0,162 t_{IV} + 0,12 t_L + 0,72 t_a \dots \dots \dots (147)$$

$$= 0,162 \cdot 18 + 0,12 \cdot 20 - 0,75 \cdot 15 = - 6,3 \text{ } ^\circ\text{C},$$

c) für die Innenwände, den Fußboden und die Decke wird mit einem Durchschnittswert von $18 \text{ } ^\circ\text{C}$ gerechnet unter der Annahme, daß nicht alle angrenzenden Räume auf $20 \text{ } ^\circ\text{C}$ geheizt sind.

Damit ergibt sich die mittlere Oberflächentemperatur für sämtliche Begrenzungsflächen des durch örtliche Gliederheizkörper beheizten Raumes

$$t_{F_m} = \frac{\Sigma(Ft)}{\Sigma F} = \frac{0,67 \cdot 12,6 - 0,33 \cdot 6,3 + 5 \cdot 18}{6} = 16,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Für die Berechnung wird eine mittlere Oberflächentemperatur von $16 \text{ } ^\circ\text{C}$ eingesetzt. Die Oberfläche des menschlichen Körpers kommt bei der Wärmeabgabe durch Strahlung nicht voll zur Geltung, weil ein Teil derselben sich gegenseitig bestrahlt. Die wirksame Oberfläche kann mit $1,6 \text{ m}^2$ angenommen werden. Die Strahlungszahl des bekleideten Menschen wird mit 4,2 eingesetzt. Für die Strahlungszahl der Umfassungsflächen ergibt sich ein Mittelwert für Holz, Glas und Tapeten zu $4,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ\text{K})^4$. Mit diesen Werten, die durchaus üblichen Wohnverhältnissen entsprechen, errechnet sich die Wärmeabgabe des Menschen durch Strahlung zu

$$Q_{str_M} = b C F \varphi (t_1 - t_2) = 4,2 \cdot 1,6 \cdot 1,0 (24 - 16) = 53,8 \text{ kcal/h}.$$

Die Wasserdampfabgabe eines Menschen ist von der Temperatur und Feuchtigkeit der Raumluft abhängig und kann für eine mittlere Feuchtigkeit von 40 bis 70 % nach nachstehender Zahlentafel angenommen werden.

Zahlentafel 22.

Wasserdampfabgabe des Menschen.

| Lufttemperatur $^\circ\text{C}$ | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 | 28 | 30 |
|---|------|------|------|------|------|------|----|----|------|------|------|
| Wasserdampfabgabe in gr/h | 31 | 31 | 31,5 | 32 | 34 | 40 | 48 | 60 | 73 | 88 | 102 |
| Wärmeabgabe durch Verdunstung in kcal/h . . | 18,1 | 18,1 | 18,4 | 18,7 | 19,8 | 23,4 | 28 | 35 | 42,6 | 51,4 | 59,5 |

Für die angenommenen Verhältnisse ist also mit einer Wasserdampfabgabe von 40 gr/h zu rechnen. Mit einer Verdampfungswärme von 583,4 kcal/kg Wasser ergibt sich die Wärmeabgabe durch Verdunstung zu

$$Q_{\text{Verd}} = \frac{583,4 \cdot 40}{1000} = 23,4 \text{ kcal/h.}$$

Außer den vorstehend berechneten Werten werden durch Atmung und Muskelbewegung noch 4,2 kcal/h abgegeben.

Insgesamt beträgt also die Wärmeabgabe eines Menschen (Q_M) bei sitzender Tätigkeit und 20 °C Lufttemperatur

| | |
|----------------------------|------------------------|
| durch Konvektion | 26,6 kcal/h |
| ,, Strahlung | 53,8 „ |
| ,, Verdunstung | 23,4 „ |
| ,, Atmung und Bewegung . . | 4,2 „ |
| | Zusammen 108,0 kcal/h. |

In einem durch örtliche Heizflächen beheizten Raum beträgt also die Gesamtwärmeabgabe eines Menschen bei 20 °C Lufttemperatur und einer mittleren Oberflächentemperatur der Begrenzungsflächen von 16 °C, 108 kcal/h, wobei erfahrungsgemäß die Behaglichkeit gesichert ist, wenn man von einer außergewöhnlichen Luftfeuchtigkeit absieht. Dabei ist zu beachten, daß es für das Wohlbefinden ohne Einfluß ist, ob je nach den Verhältnissen die Wärmeabgabe durch Konvektion, durch Strahlung und bis zu einem gewissen Grade auch durch Verdunstung größer oder kleiner wird, solange die Gesamtwärmeabgabe unverändert bleibt. Dieser Umstand wird bei der Strahlungsheizung dadurch ausgenutzt, daß durch die beheizte Decke eine Erhöhung der Oberflächentemperatur der Begrenzungsflächen und damit eine beträchtliche Verminderung der Wärmeabgabe der Menschen durch Strahlung verursacht wird. Der Ausgleich erfolgt durch eine Erhöhung der Wärmeabgabe durch Konvektion, und zwar durch eine entsprechende Herabsetzung der Lufttemperatur. Bei Strahlungsheizung sind also ganz allgemein geringere Lufttemperaturen anzuwenden, als dies bei Räumen gleicher Behaglichkeit mit örtlicher Heizung erforderlich ist. Als normale Lufttemperatur kann für strahlungsbeheizte Wohn- und Büroräume 18 °C vorgesehen werden. Für andere Räume ist die Lufttemperatur ebenfalls um 2 bis 3 °C zu ermäßigen.

Infolge der höheren Oberflächentemperatur der Begrenzungsflächen wird im strahlungsbeheizten Raum auch die Oberflächentemperatur des bekleideten Menschen erhöht. Aus Bild 50 können diese Oberflächentemperaturen des Menschen t_M in Abhängigkeit von der Lufttemperatur entnommen werden.

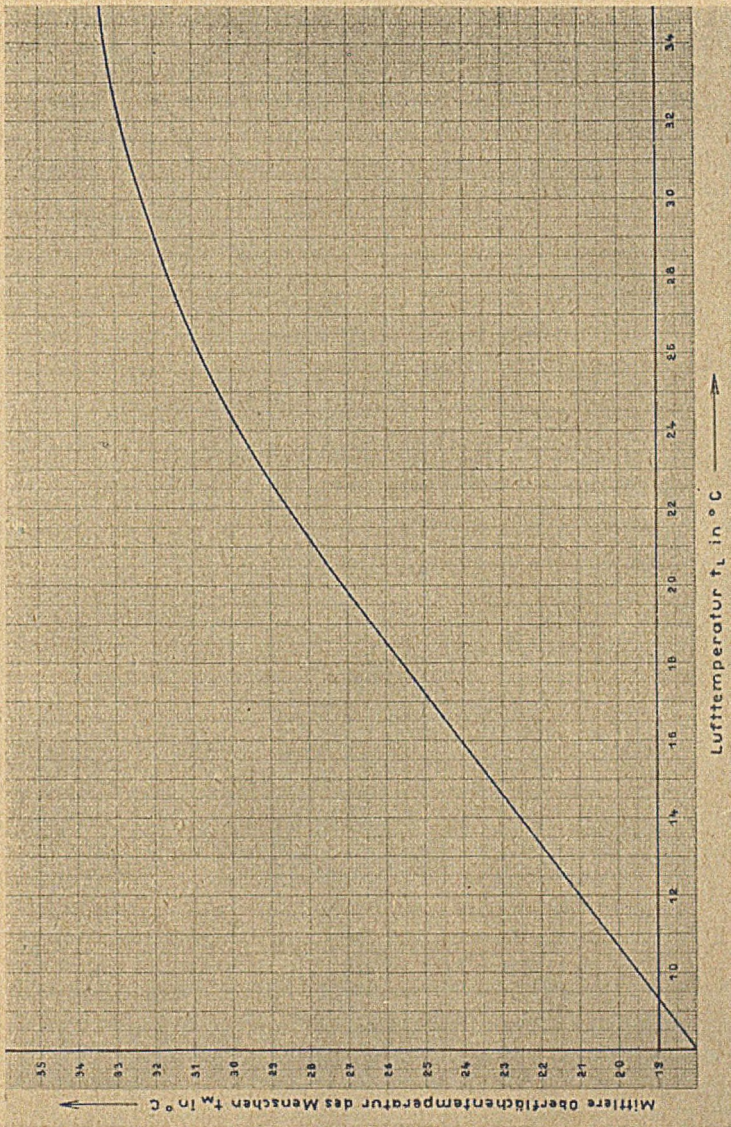


Bild 50. Mittlere Oberflächentemperatur t_M des bekleideten Menschen im strahlungsbeheizten Raum.

Es handelt sich hierbei um einen Mittelwert aus der Oberflächentemperatur der Kleidung und der Temperatur der unbedeckten Körperteile, wie Gesicht und Hände. Der Verlauf der Temperaturlinie läßt erkennen, daß sich die Oberflächentemperatur des Menschen einem Grenzwert nähert, der durch die höchste Hauttemperatur bestimmt

wird. Die Gesamtwärmeabgabe des Menschen sowie die anteilige Wärmeabgabe durch Konvektion und Atmung einerseits sowie durch Strahlung und Verdunstung andererseits ist für den strahlungsbeheizten Raum in Abhängigkeit von der Lufttemperatur aus Bild 51 zu entnehmen. Die Gesamtwärmeabgabe von 108 kcal/h gehört dabei zur Lufttemperatur von 18 °C, entsprechend der im strahlungsbeheizten Raum ermäßigten Lufttemperatur.

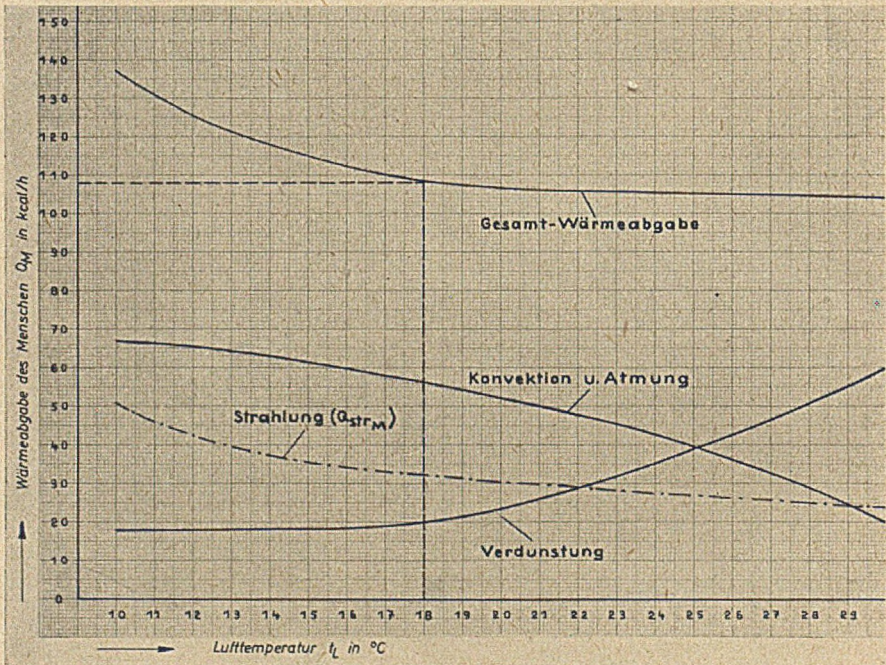


Bild 51. Wärmeabgabe des Menschen Q_M im strahlungsbeheizten Raum (bei leichter Arbeit und ruhiger Luft).

Die Luftfeuchtigkeit verändert diese Werte nur unbedeutend, solange sie sich in normalen Grenzen hält, was bei einem beheizten Räume mit großer Wahrscheinlichkeit angenommen werden kann. Es wird deshalb darauf verzichtet, den Einfluß besonders hoher bzw. niedriger Feuchtigkeitswerte zu berücksichtigen. Es sei jedoch darauf hingewiesen, daß bei erhöhter Luftfeuchte eine Steigerung der Wärmeabgabe durch Verdunstung eintritt, die sich bis zur Schweißbildung steigert. Bei noch höherer Luftfeuchtigkeit entsteht besonders bei hohen Lufttemperaturen eine verstärkte Durchblutung der Haut und damit eine Steigerung der Hauttemperatur, mit allen Folgen einer Wärmestauung. Als zulässige

obere Grenze kann bei einer Lufttemperatur von 18 bis 20 °C eine relative Feuchtigkeit von ca. 50% angenommen werden. Als unterer Grenzwert gilt ca. 20%, unterhalb dem eine Austrocknung der Schleimhäute und der Luftwege eintritt. Es wird jedoch auch die Auffassung vertreten, daß das hierbei auftretende Trockenheitsgefühl durch die bei Zentralheizungen üblichen hohen Heizflächentemperaturen verursacht wird, unter deren Wirkung die in der Luft enthaltenen feinsten Staubteile verschwelen. Der verschwelte Staub gelangt beim Atmen in die Luftwege und verursacht das bekannte Trockenheitsgefühl. Wenn man sich diese Auffassung zu eigen macht, dann besitzt die Strahlungsheizung den Vorzug, daß infolge der geringen Deckentemperatur keine Staubverschwelung mit ihren nachteiligen Folgen eintritt.

Die Wärmeabgabe durch Konvektion, Atmung und Verdunstung ist demnach bei normaler Luftfeuchte ausschließlich von der Lufttemperatur abhängig. Die Wärmeabgabe des Menschen durch Strahlung ($Q_{Str,M}$) ist dagegen nach dem Gesetz des Strahlungsaustausches von der Oberflächentemperatur der Begrenzungsflächen des Raumes, die als mittlere Strahlungstemperatur (t_{Str}) bezeichnet wird, und der mittleren Oberflächentemperatur des Menschen beeinflusst. Die Linie der Wärmeabgabe durch Strahlung in Bild 51 ist deshalb nicht als gegebener, sondern als anzustrebender Wert zu betrachten. Ob dieser Wert tatsächlich erreicht wird, hängt von der Oberflächentemperatur der Decke, des Fußbodens, der Wände und der Fenster ab, die mit t_{Str} bezeichnet wird. Nach Gleichung 17 wird

$$t_{Str} = \frac{6,72 t_M - Q_{Str,M}}{6,72} \text{ } ^\circ\text{C}$$

Berechnet man hieraus die zulässige mittlere Strahlungstemperatur des Raumes (t_{Str}) für die verschiedenen Lufttemperaturen (t_L), so erhält man die Werte der Zahlentafel 23.

Zahlentafel 23.

Zulässige mittlere Strahlungstemperaturen t_{Str} der Begrenzungsflächen im strahlungsbeheizten Raum.

| Lufttemperatur in °C | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 |
|----------------------|-----------------|---------------------|-----------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| t_{Str} °C | 12 | 14,8 | 17 | 18,9 | 20,8 | 22,6 | 24,2 | 25,7 | 26,9 |
| Grenzwerte . | 11 bis 13 | 13,8 bis 15,8 | 16 bis 18 | 17,9 bis 19,9 | 19,8 bis 21,8 | 21,6 bis 23,6 | 23,2 bis 25,2 | 24,7 bis 26,7 | 25,9 bis 27,9 |

Die Werte vorstehender Tabelle sind als Richtwerte zu betrachten und unterliegen wie alle derartigen Zahlen einer gewissen Streuung, deren Umfang sowohl von der Reaktionsfähigkeit der sich im Raum aufhaltenden Menschen, als auch von deren Kleidung und Tätigkeit beeinflusst wird. Es wird deshalb eine Veränderung der berechneten mittleren Strahlungstemperatur um ± 1 °C zugelassen, was einer Erhöhung bzw. Verminderung der zugehörigen Gesamtwärmeabgabe um 6 bis 7 kcal/h entspricht. Innerhalb dieser Grenzwerte kann die Behaglichkeit als gegeben betrachtet werden. Diese Grenzwerte sind ebenfalls in Zahlentafel 23 enthalten.

Die Nachprüfung der mittleren Strahlungstemperatur des Raumes ist nicht immer erforderlich, weil die Erfahrung gezeigt hat, daß dieselbe bei Räumen mit normaler Bauweise und Einhaltung einer mittleren Deckentemperatur von nicht über 45 bis 50 °C innerhalb der Grenzwerte liegt. Die Nachrechnung wird sich auf größere Räume beschränken, die hinsichtlich ihrer Bauweise, ihres Wärmebedarfs oder ihrer Verwendung als Sonderfall zu betrachten sind. Hierfür kommen in Frage:

- a) Räume mit Lufttemperaturen von 10 bis 14 °C, deren mittlere Strahlungstemperatur zwischen 11 °C und 18 °C liegen muß, wie Kirchen, Bahnhofshallen, Markthallen und Ausstellungsräume, in denen sich die Besucher in Überkleidern aufhalten. Hierzu gehören auch Schalterhallen von Banken und Ämtern, die gegen die Arbeitsräume abgetrennt sind;
- b) Räume mit Lufttemperaturen von 16 bis 20 °C, deren mittlere Strahlungstemperatur zwischen 18 und 24 °C liegen muß, wie Wohn- und Büroräume mit außergewöhnlicher Bauweise, große Arbeitsräume usw.;
- c) Räume mit Lufttemperaturen von 22 bis 26 °C, deren mittlere Strahlungstemperatur zwischen 23 und 28 °C liegen muß, wie Operations- und Behandlungsräume.

Bei der Nachprüfung der mittleren Strahlungstemperatur von Baderäumen ist zu beachten, daß die mittlere Oberflächentemperatur des Menschen (t_M) nicht aus Bild 50 entnommen werden kann, weil diese nur für bekleidete Menschen gilt. Für Baderäume ist t_M mit 33 °C einzusetzen. Gegebenenfalls ist außerdem der Einfluß der Lüftung, d. h. die Erhöhung der Wärmeabgabe durch Verdunstung und Konvektion durch die Luftbewegung zu beachten.

4. Die mittlere Oberflächentemperatur eines beheizten Deckenfeldes.

Wie schon erwähnt, dient bei der Decken-Strahlungsheizung normalerweise Wasser als Wärmeträger. Zur Übertragung der Wärme an den Deckenbaustoff werden dabei Rohre verwendet, deren Durch-

messer und Abstand je nach der angewendeten Wassertemperatur und der erforderlichen Deckentemperatur gewählt werden. Diese Ausführungsart wird fast ausschließlich angewandt und wird wohl auch in Zukunft die Norm bleiben. Deshalb wird für die nachstehenden Untersuchungen über die Bestimmung der mittleren Oberflächentemperatur der Deckenheizfläche angenommen, daß die Zuführung der Wärme an die Decke durch wasserbeheizte Rohre erfolgt. Bei elektrischer Beheizung mit in Röhren eingebauten Widerstandsheizkörpern lassen sich die für die Wasserheizung gefundenen Werte ohne weiteres verwenden, wenn an Stelle der mittleren Wassertemperatur die Wandtemperatur der Heizröhren eingesetzt wird. Wenn die elektrische Beheizung mit breiten Metallbändern ausgeführt wird, die über dem ganzen zu beheizenden Teil der Decke angebracht werden, dann läßt sich die Oberflächentemperatur der Decke ohne Schwierigkeit aus der bekannten Heizbandtemperatur und aus den Wärmeleitzahlen der Deckenbaustoffe ermitteln. Bei Anwendung von Plattenheizkörpern an Wänden und in Fensternischen werden dieselben meist unverkleidet angeordnet und ihre Oberflächentemperatur läßt sich leicht aus der Temperatur des Heizmittels und aus der Wärmeleit- und Wärmeübergangszahl des Heizkörperbaustoffes berechnen. In besonderen Fällen, in denen andere Wärmeträger verwendet werden, z. B. Luft in Kanälen oder Hohlräumen, können die in diesem Abschnitt zusammengestellten Berechnungsgrundlagen nur zur näherungsweisen Bestimmung der Deckentemperatur verwendet werden, wobei die veränderte Wärmeübergangszahl vom Heizmittel an den Deckenbaustoff entsprechend zu berücksichtigen ist.

Die Heizrohre werden möglichst nahe an der Deckenoberfläche eingebaut. Der Abstand von der Deckenoberfläche bis Rohroberkante wird mit a , derjenige bis Rohrunterkante mit c bezeichnet. Die Deckenschicht von Rohroberkante bis Oberkante Fußboden, die auch die Isolierung enthält, wird mit b bezeichnet.

Die Wärme, die von den Heizröhren an den Deckenbaustoff übertragen wird, findet nach unten einen sehr geringen, nach oben infolge der größeren Deckenstärke einen weit größeren Widerstand, der in den meisten Fällen noch durch eine Dämmschicht vergrößert wird. Unmittelbar unter den Heizrohren wird die Temperatur der Deckenoberfläche der mittleren Heizmitteltemperatur am nächsten kommen. Die nach den Seiten in die Deckenschicht a eindringende Wärme wird zum größten Teil nach unten, in geringerem Maße nach oben abgeleitet. Daraus ergibt sich eine Temperaturdifferenz zwischen der Heizmitteltemperatur und der Temperatur der Deckenschicht a , die um so größer wird, je weiter der betreffende Querschnitt a von dem Heizrohr entfernt ist. Die geringste Temperatur der Deckenoberfläche ergibt sich im Abstand $l/2$, also in der Mitte zwischen zwei Heizrohren, wenn man annimmt, daß die mittlere Temperatur des Heizmittels in beiden Rohren gleich ist. Die

für die Berechnung der Wärmeabgabe wichtige mittlere Oberflächentemperatur der beheizten Decke t_m wird also zwischen der Temperatur t_{l_0} und der Temperatur $t_{l_{1/2}}$ liegen. Sie wird um so höher sein, je höher die Heizmitteltemperatur und je geringer der Rohrabstand l , der Abstand c von der Deckenunterseite und die Wärmeüberleitzahl α_b der Deckenschicht b sind.

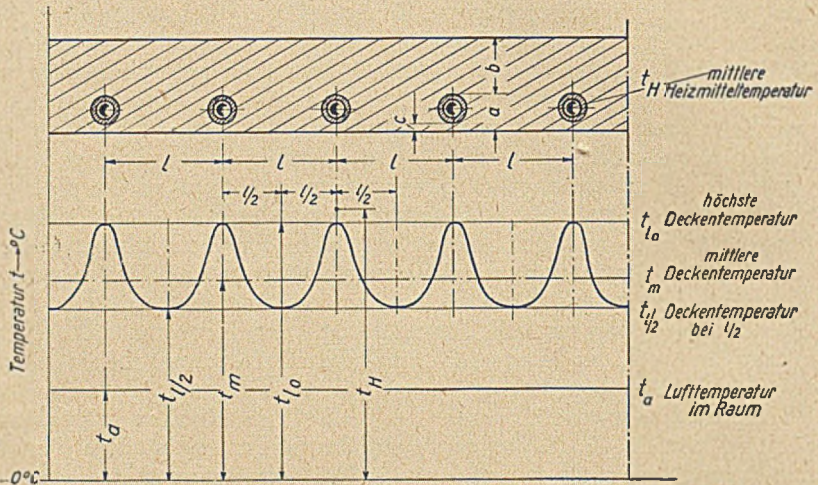


Bild 52. Temperaturverlauf einer durch Warmwasserheizröhren beheizten Decke.

Kalous hat in einer verdienstvollen Arbeit¹⁾ für die Bestimmung von $t_{l_{1/2}}$ und t_m folgende Formeln abgeleitet

$$t_{l_{1/2}} = t_{l_0} \frac{1}{\text{Cos} \left(m \frac{l}{2} \right)} \text{ } ^\circ \text{C} \quad \dots \quad (151)$$

$$t_{l_{1/2}} = t_{l_0} \frac{1}{\text{Cos} \left(m \frac{l}{2} \right)} + \frac{\alpha_b}{\alpha_b + \alpha_b} t_b \left(1 - \frac{1}{\text{Cos} \left(m \frac{l}{2} \right)} \right) \text{ } ^\circ \text{C} \quad (152)$$

$$t_m = t_{l_{1/2}} + \frac{1}{3} (t_{l_0} - t_{l_{1/2}}) \text{ } ^\circ \text{C}. \quad \dots \quad (153)$$

Die Gleichung 151 gilt für eine Lufttemperatur über und unter der Decke von $0 \text{ } ^\circ \text{C}$.

Die Gleichung 152 gilt für eine Lufttemperatur t_b über der Decke und $0 \text{ } ^\circ \text{C}$ unter der Decke.

¹⁾ K. Kalous. Allgemeine Theorie der Strahlungsheizung. Forschung, Bd. 8 (1937), Heft 4.

Die allgemeine Gleichung für $t_{l/2}$ und für beliebige Temperaturen über und unter der Decke lautet

$$t_{l/2} = t_{l_0} \frac{1}{\text{Cos} \left(m \frac{l}{2} \right)} + t_a \left(1 - \frac{1}{\text{Cos} \left(m \frac{l}{2} \right)} \right) + t_b \frac{\alpha_b}{\alpha_b + \alpha_b} \left(1 - \frac{1}{\text{Cos} \left(m \frac{l}{2} \right)} \right) \text{ } ^\circ \text{C.} \quad (154)$$

Es bedeutet:

t_H = mittlere Heizmitteltemperatur in $^\circ\text{C}$,

t_m = mittlere Oberflächentemperatur der beheizten Decke,

t_{l_0} = Temperatur der Deckenoberfläche unter einem Heizrohr in $^\circ\text{C}$,

$t_{l/2}$ = Temperatur der Deckenoberfläche im Abstand $l/2$ vom Heizrohr,

t_a = Lufttemperatur unter der Decke in $^\circ\text{C}$,

t_b = Lufttemperatur über der Decke in $^\circ\text{C}$,

l = Abstand der Heizrohre in m (von Mitte zu Mitte Rohr),

a = Abstand von Oberkante Heizrohr bis Unterkante Decke in m,

b = Abstand von Oberkante Heizrohr bis Oberkante Fußboden in m,

c = Abstand von Unterkante Heizrohr bis Unterkante Decke in m,

α_a = Wärmeübergangszahl der Deckenoberfläche = $8,3 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$,

α_b = Wärmeübergangszahl des darüberliegenden Fußbodens = $8,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ bei $t_m = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$,

α_R = Wärmeübergangszahl der Rohrwand (von Wasser an die Rohrwand) = $800 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$,

λ_a = Wärmeleitzahl der Schicht a in der Richtung von Rohr zu Rohr, unter Berücksichtigung der Deckenbewehrung und eventl. Metall-einlagen in $\text{kcal/m h } ^\circ\text{C}$,

λ_b, λ_c = Wärmeleitzahl der Deckenschicht b bzw. c in Richtung der Deckenstärke.

α_b = Wärmeüberleitzahl der Deckenschicht b von Rohroberkante an die Luft des darüberliegenden Raumes = $\frac{1}{\frac{1}{\alpha_b} + \frac{b}{\lambda_b}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

α_c = Wärmeüberleitzahl der Deckenschicht c vom Heizmittel bis zur Deckenunterkante = $\frac{1}{\frac{1}{\alpha_R} + \frac{c}{\lambda_c}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_a + \alpha_b}{a \lambda_a}} \frac{1}{m} \left[\text{Kennzahl der Decke} \right].$$

Um die Anwendung der Gleichung 154 zu erleichtern, werden nachstehend die wichtigsten Zahlenwerte in Zahlentafeln zusammengestellt und die übrigen Werte entsprechend erläutert. Es wird dabei auf Bild 52 verwiesen.

Die Temperatur t_0 , also die Oberflächentemperatur der Decke, unmittelbar unter einem Heizrohr ist etwas niedriger als die Heizmitteltemperatur, weil der Wärmeüberleitwiderstand der Rohrwand und der Deckenschicht c überwunden werden muß. Der Abstand c von Unterkante Rohr bis zur Deckenoberfläche ist abhängig von der Bewehrung der Decke, dem Gefälle der Heizrohre und der Stärke des Putzes und beträgt normalerweise zwischen 1,5 und 4 cm. Um einen Anhaltspunkt für die Größe des Temperaturabfalles zu bekommen, wird die Wärmeüberleitzahl α_b der Deckenschicht c für mittlere Verhältnisse ermittelt.

Es werden folgende Werte angenommen:

Wärmeübergangszahl vom Heizwasser an das Rohr¹⁾

$$\alpha_{KonvR} = 1775 (1 + 0,0135 \vartheta_{Ws} + 0,0015 \vartheta_{Wd}) \frac{w^{0,87}}{d^{0,13}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Geschwindigkeit des Heizwassers $w = 0,12 \text{ m/s}$

Wärmeleitzahl der Rohrwand $\lambda_R = 60 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$

Stärke der Rohrwand $\delta_R = 0,0035 \text{ m}$

Stärke der nicht bewehrten Betonschicht . $\delta_1 = 0,005 \text{ m}$

Stärke der bewehrten Betonschicht . . . $\delta_2 = 0,010 \text{ m}$

Stärke des Putzes $\delta_3 = 0,005 \text{ m}$

Wärmeleitzahl der nicht bewehrten Betonschicht $\lambda_1 = 1,2 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$

Wärmeleitzahl nach unten der bewehrten Betonschicht mit einer Eiseneinlage von 7,5 % des Querschnittes $\lambda_2 = 5,7 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$

Wärmeleitzahl des Putzes $\lambda_3 = 0,7 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$.

Damit wird die Wärmeüberleitzahl

$$\alpha_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_R} + \frac{\delta_R}{\lambda_R} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} (98)$$

$$\alpha_c = \frac{1}{\frac{1}{800} + \frac{0,0035}{60} + \frac{0,005}{1,2} + \frac{0,010}{5,7} + \frac{0,005}{0,7}} = 70 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Bei einer Wärmeabgabe durch Strahlung und Mitführung von 250 kcal/h je 1 m² Deckenfläche ergibt sich ein Temperaturabfall von

¹⁾ Siehe I. Teil, Abschnitt C 3, Gl. 73, S. 53.

$\Delta t = 250/70 = 3,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Bei einer mittleren Heizwassertemperatur t_H von $50 \text{ }^\circ\text{C}$ beträgt also die Deckentemperatur senkrecht unter den Heizrohren $t_{i0} = 46,4 \text{ }^\circ\text{C}$

$$t_{i0} = \zeta t_H \text{ }^\circ\text{C}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (155)$$

Die Deckentemperatur t_{i0} senkrecht unter den Heizrohren ergibt sich also durch Vervielfachen der mittleren Heizmitteltemperatur mit einer Berichtigungszahl ζ , die die Wärmeüberleitzahl der Deckenschicht c berücksichtigt. Die Größe von ζ ist abhängig von:

1. Der Stärke und Bewehrung der Deckenschicht c . ζ wird um so größer, je kleiner der Abstand c und je stärker die Bewehrung ist.
2. Der Geschwindigkeit des Heizwassers in den Rohren (Schwerkraft- oder Pumpenheizung), weil hiervon die Wärmeübergangszahl a von Wasser an Rohrwand abhängt. Mit wachsender Wassergeschwindigkeit wird ζ ebenfalls größer.

Der Zahlenwert von ζ beträgt in vorliegendem Falle 0,928 und kann allgemein zwischen 0,85 und 0,95 angenommen werden. Als Durchschnittswert kann $\zeta = 0,9$ gesetzt werden. In besonderen Fällen empfiehlt es sich, den Wert ζ genau zu ermitteln.

Allgemein gilt also

$$t_{i0} = 0,9 t_H \text{ }^\circ\text{C} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (155a)$$

und

$$t_m = t_{i/2} + \frac{t_{i0} - t_{i/2}}{3} = \frac{t_{i0} + 2t_{i/2}}{3} \text{ }^\circ\text{C}. \quad . \quad . \quad (153a)$$

Die von Kalous abgeleiteten Gleichungen 151 bis 153 (siehe Fußnote 1 S. 126) enthalten nicht den Wert t_{i0} , sondern die mittlere Heizmitteltemperatur t_H im Rohr.

Unter Berücksichtigung seines mathematischen Ansatzes ergibt sich damit der in Bild 53 enthaltene Kurvenzug des Temperaturverlaufes. Die von den Verfassern vorgenommene Ergänzung der Kalousschen Formeln durch Einführung der Temperatur der Deckenoberfläche t_{i0} unter dem Heizrohr ergibt jedoch auch nicht den tatsächlichen Temperaturverlauf, der, wie aus Bild 53 ersichtlich ist, vermutlich zwischen beiden durch die Formeln gegebenen Kurven liegt. Der wirkliche Temperaturverlauf an der Deckenoberfläche weist keine Spitzen auf, wie Garff¹⁾ richtig vermutet und dies bereits früher Marccard²⁾ durch die praktischen Messungen bewies. Der ergänzte Temperaturverlauf

¹⁾ K. A. Garff. Beitrag zur Berechnung und Beurteilung der Strahlungsheizung. Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 364/5.

²⁾ W. Marccard u. H. Huppert. Versuche über den Anheizvorgang bei einer Deckenheizung. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 199/207.

Siehe auch E. F. M. v. d. Held. Wärmeübertragung durch Strahlung. Temperaturverteilung und Wärmeabgabe von Fußböden und Decken. Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), Abb. 10, S. 597.

bietet jedoch den Vorteil eines Sicherheitszuschlages. Auf jeden Fall ist zu erkennen, daß die von Kalous aufgestellten und hier angewandten Gleichungen praktisch hinreichend genau für die Berechnung der Strahlungsheizung sind.

Der Wert m ist abhängig von der Wärmeübergangszahl α_a der Deckenoberfläche, von der Wärmeüberleitzahl κ_b der Deckenschicht b ,

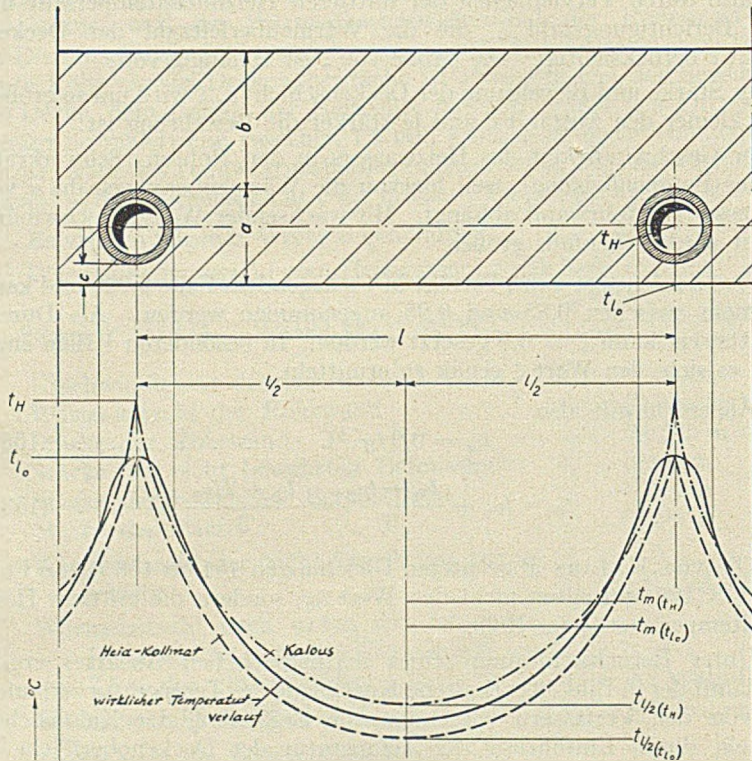


Bild 53. Vergleich der Temperaturverteilung zwischen einbetonierten Heizrohren nach Kalous, Heid-Kollmar und wirklichem Temperaturverlauf.

der Stärke der Deckenschicht a und der Wärmeleitzahl von a . Es muß also zunächst untersucht werden, in welchen Grenzen sich diese Werte ändern.

Die Wärmeübergangszahl α_a der Deckenoberfläche setzt sich zusammen aus der Übergangszahl der Strahlung α_{Str} und der Übergangszahl der Konvektion α_{Konv} .

Bei einer Deckentemperatur von 50°C , einer mittleren Wandtemperatur von 20°C und einer Strahlungszahl $C = 4,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ\text{K})^4$ wird $\alpha_{Str} = 4,5 \cdot 1,18 = 5,3 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$. Die Wärmeübergangszahl

der Konvektion α_{Konv} ist von der Temperaturdifferenz zwischen Deckenoberfläche und Raumluft abhängig, sowie davon, ob die Luftströmung im Raum laminar oder turbulent ist. Für laminare Strömung ergibt sich nach I A 3b für leicht beunruhigte Luft, 50 °C Deckentemperatur, 18 °C Lufttemperatur und eine Deckenoberfläche von 4 · 4 m

$$\alpha_{Konv} = 1,2 \cdot 1,1 \cdot 0,48 \frac{0,025}{2} \sqrt[4]{118 \cdot 10^6 \cdot 2^3 (50 - 18)}$$

$$= 3,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Dieser Wert von 3,0 kann als Mindestwert von α_{Konv} aufgefaßt werden.

Damit wird die Gesamtwärmeübergangszahl für die Deckenoberfläche

$$\alpha_a = \alpha_{Konv} + \alpha_{Str} = 3,0 + 5,3 = 8,3 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Für den darüberliegenden Fußboden wird die Wärmeübergangszahl der Strahlung niedriger als bei der Decke, weil die Temperatur der strahlenden Fläche geringer ist, so daß der Temperaturfaktor $b \approx 1$ wird. Damit ergibt sich α_{Str} für den Fußboden zu 4,5 kcal/m² h °C. Bei der Bestimmung von α_{Konv} braucht der für laminare Strömung geltende Mindestwert von 3,0 nicht berücksichtigt zu werden, weil für den Fußboden mit Sicherheit turbulente Strömung angenommen werden kann. Bei einer Temperaturdifferenz von 4 bis 5 °C ergibt sich α_{Konv} zu rd. 4,0 kcal/m² h °C. Damit wird die Gesamtwärmeübergangszahl für den Fußboden

$$\alpha_b = \alpha_{Konv} + \alpha_{Str} = 4,0 + 4,5 = 8,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Dieser Wert gilt für den Fußboden einer beheizten Decke unter der Voraussetzung, daß die Temperatur des Fußbodens durch eine geeignete Isolierung unter 22 °C gehalten wird. Für den Fall, daß der Fußboden selbst als Heizfläche dient, ist die Wärmeübergangszahl α_b auf 9,5 kcal/m² h °C zu erhöhen (siehe S. 294).

Die Wärmeüberleitzahl κ_b nach oben ist abhängig von dem Deckenbaustoff und besonders von der verwendeten Isolierung. Bei richtiger Ausführung einer beheizten Decke muß κ_b möglichst niedrig sein, um zu verhindern, daß die Temperatur des darüberliegenden Fußbodens zu hoch wird, und um zu erreichen, daß die Wärme dahin gelangt, wo man sie haben will, nämlich in den unter der beheizten Decke liegenden Raum. Dies gilt besonders dann, wenn die beheizte Decke als Dach ausgebildet ist.

Um zu zeigen, welche Größe κ_b annehmen kann, wird dieser Wert für eine Betondecke (Bild 54) mit ausreichender Isolierung berechnet.



Bild 54. Schnitt durch eine mittels Heizröhren erwärmte Betondecke.

Die Wärmeleitzahlen werden nach Cammerer¹⁾ angenommen zu:

1. Kiesbeton mit 2000 kg/m³ Raumbgewicht $\lambda_1 = 1,2 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$,
2. Bimsbeton mit 1000 kg/m³ Raumbgewicht. $\lambda_2 = 0,4 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$,
3. Korkplatten mit 200 kg/m³ Raumbgewicht. $\lambda_3 = 0,04 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$,
4. Latten mit Füllung $\lambda_4 = 0,23 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$,
5. Dielung $\lambda_5 = 0,15 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$.

Wärmeübergangszahl für den Fußboden $\alpha_b = 8,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$.

Damit wird

$$\kappa_b = \frac{1}{\frac{0,04}{1,2} + \frac{0,08}{0,4} + \frac{0,04}{0,04} + \frac{0,03}{0,23} + \frac{0,015}{0,15} + \frac{1}{8,5}} = 0,63 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Als Bestwert kann κ_b zu 0,5, als Mindestwert zu 1,5 gesetzt werden. Für die Berechnung der Zahlentafel wird κ_b wie folgt abgestuft

$$\kappa_b = 0,5 \quad 0,6 \quad 0,7 \quad 0,8 \quad 1,0 \quad 1,25 \quad 1,50 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Für die Beurteilung der Stärke der Deckenschicht a ist zu beachten, daß dieselbe vom Durchmesser der Heizrohre und von deren Gefälle sowie von der Stärke der Bewehrung und des Putzes abhängt. Es ist dabei zu beachten, daß beim Betonieren die Eisen um ihre volle Stärke angehoben werden müssen. Die Unterkante der Heizrohre muß also an der tiefsten Stelle um den doppelten Betrag der Eisenstärke von der Schalung entfernt sein. Der Putz kann sehr dünn gehalten werden. Als Mindestwert von a ergibt sich:

| | |
|--|------------------|
| Rohrdurchmesser | 2,0 cm |
| Abstand an der tiefsten Stelle | 1,0 cm |
| halbes Gefälle | 0,5 cm |
| Stärke des Putzes | 0,5 cm |
| | zusammen 4,0 cm, |

als Höchstwert von a ergibt sich:

| | |
|--|------------------|
| Rohrdurchmesser | 3,5 cm |
| Abstand an der tiefsten Stelle | 3,0 cm |
| halbes Gefälle | 1,0 cm |
| Stärke des Putzes | 0,5 cm |
| | zusammen 8,0 cm. |

Für die Berechnung der Zahlentafel werden die Werte von a wie folgt abgestuft

$$a = 4 \quad 5 \quad 6 \quad 7 \quad 8 \text{ cm.}$$

¹⁾ J. S. Cammerer. Ergebnisse neuerer Untersuchungen über den Wärmeschutz von Baustoffen. Heizg. u. Lüftg., Bd. 11 (1937), S. 33/36.

Die Wärmeleitzahl λ_a der Deckenschicht a wird für die Berechnung des Wärmeflusses zwischen zwei Heizrohren verwendet und ist daher parallel zur Deckenoberfläche zu betrachten. Wenn die Decke keine Bewehrung und kein Metallgeflecht enthält, so ist λ_a gleich der Wärmeleitzahl des Deckenbaustoffes für die Schicht a . Dies kann sowohl Beton als auch Putz sein. Wenn eine Bewehrung vorhanden oder ein Metallgeflecht eingebaut ist, muß λ_a entsprechend erhöht werden. Nachstehende Rechnung zeigt, welchen Wert diese Erhöhung annehmen kann.

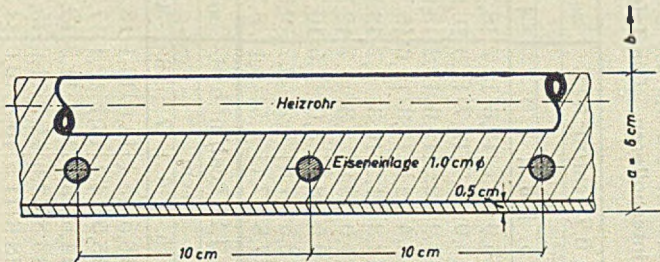


Bild 55. Bewehrung der Deckenschicht a .

Annahmen:

Die Deckenschicht a besteht aus Beton von 2000 kg/m^3 Raumgewicht und ist 6 cm stark. Die Bewehrungsstähle haben $1,0\text{ cm}$ \emptyset und liegen in einem Abstand von 10 cm von Mitte zu Mitte. Die Wärmeleitzahl λ beträgt für Beton $1,2$, für Putz $0,7$ und für Stahl $60\text{ kcal/m h }^\circ\text{C}$.

Für 1 m Breite der Schicht a betragen die Querschnitte

$$\text{Gesamtquerschnitt } F_{ges} = 100 \cdot 6 = 600\text{ cm}^2,$$

$$\text{Stahlquerschnitt } F_s = 10 \cdot \frac{1,0^2 \cdot \pi}{4} \approx 7,85\text{ cm}^2,$$

$$\text{Putzquerschnitt } F_P = 100 \cdot 0,5 = 50\text{ cm}^2,$$

$$\text{Betonquerschnitt } F_B = 100 \cdot 5,5 - 8 = 542\text{ cm}^2,$$

$$\text{damit wird } \lambda_a = \frac{F_B \cdot \lambda_B + F_P \cdot \lambda_P + F_s \cdot \lambda_s}{F_{ges}} \dots \dots \dots (156)$$

$$= \frac{542 \cdot 1,2 + 50 \cdot 0,7 + 7,85 \cdot 60}{600} = 1,9\text{ kcal/m h }^\circ\text{C}.$$

Wenn außer der Bewehrung noch ein Metallgeflecht verwendet wird, kann der Wert von λ_a auf $3,0$ ansteigen. Den geringsten Wert nimmt λ_a an, wenn die Heizrohre direkt in einer starken Putzschicht verlegt werden. Für die Berechnung der Zahlentafel wird deshalb als Höchstwert von λ_a $3,0$ und als Mindestwert $0,7\text{ kcal/m h }^\circ\text{C}$ angenommen. Die Werte werden wie folgt abgestuft

$$\lambda_a = 0,7 \quad 0,8 \quad 0,9 \quad 1,0 \quad 1,2 \quad 1,5 \quad 2,0 \quad 2,5 \quad 3,0\text{ kcal/m h }^\circ\text{C}.$$

Zahlentafel 24. Werte für die Kennzahl der Decke $m = \sqrt{\frac{\alpha_a + \kappa_b}{a \lambda_a}}$

für $\alpha_a = 8,3 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

$a = 4 \ 5 \ 6 \ 7 \ 8 \text{ cm}$ (in d. Gleich. für m jedoch in m einzusetzen)

$\kappa_b = 0,5 \ 0,6 \ 0,7 \ 0,8 \ 0,9 \ 1,0 \ 1,25 \ 1,50 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ $\lambda_a = 0,7 \ 0,8 \ 0,9 \ 1,0 \ 1,2 \ 1,5 \ 2,0 \ 2,5 \ 3,0 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$

Für dazwischenliegende Werte sind die Tafelwerte entsprechend zu interpolieren. Die Tafelwerte sind auf eine Kommastelle aufgerundet.

| λ_a kcal/m h $^\circ\text{C}$ | $\kappa_b = 0,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ | | | | | $\kappa_b = 0,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ | | | | | $\kappa_b = 0,7 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ | | | | | $\kappa_b = 0,8 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ | | | | |
|--|---|------|------|------|------|---|------|------|------|------|---|------|------|------|------|---|------|------|------|------|
| | a cm | | | | | a cm | | | | | a cm | | | | | a cm | | | | |
| | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 0,7 | 17,7 | 15,9 | 14,5 | 13,4 | 12,5 | 17,8 | 15,9 | 14,6 | 13,5 | 12,6 | 18,0 | 16,0 | 14,6 | 13,6 | 12,7 | 18,1 | 16,1 | 14,7 | 13,7 | 12,8 |
| 0,8 | 16,6 | 14,9 | 13,5 | 12,5 | 11,7 | 16,7 | 14,9 | 13,6 | 12,6 | 11,8 | 16,8 | 15,0 | 13,7 | 12,7 | 11,9 | 16,9 | 15,1 | 13,8 | 12,8 | 11,9 |
| 0,9 | 15,7 | 14,0 | 12,8 | 11,8 | 11,1 | 15,7 | 14,1 | 12,8 | 11,9 | 11,1 | 15,8 | 14,2 | 12,9 | 12,0 | 11,2 | 15,9 | 14,2 | 13,0 | 12,0 | 11,3 |
| 1,0 | 14,9 | 13,3 | 12,1 | 11,2 | 10,5 | 14,9 | 13,4 | 12,2 | 11,3 | 10,6 | 15,0 | 13,4 | 12,3 | 11,3 | 10,6 | 15,1 | 13,5 | 12,3 | 11,4 | 10,7 |
| 1,2 | 13,5 | 12,1 | 11,1 | 10,3 | 9,6 | 13,6 | 12,2 | 11,1 | 10,3 | 9,6 | 13,7 | 12,3 | 11,2 | 10,3 | 9,7 | 13,8 | 12,3 | 11,3 | 10,4 | 9,8 |
| 1,5 | 12,1 | 10,8 | 9,9 | 9,2 | 8,6 | 12,2 | 10,9 | 10,0 | 9,2 | 8,6 | 12,3 | 11,0 | 10,0 | 9,3 | 8,7 | 12,3 | 11,0 | 10,1 | 9,3 | 8,7 |
| 2,0 | 10,5 | 9,4 | 8,6 | 7,9 | 7,4 | 10,5 | 9,4 | 8,6 | 8,0 | 7,5 | 10,6 | 9,5 | 8,7 | 8,0 | 7,5 | 10,7 | 9,5 | 8,7 | 8,1 | 7,6 |
| 2,5 | 9,4 | 8,4 | 7,7 | 7,1 | 6,6 | 9,4 | 8,4 | 7,7 | 7,1 | 6,7 | 9,5 | 8,5 | 7,8 | 7,2 | 6,7 | 9,5 | 8,5 | 7,8 | 7,2 | 6,8 |
| 3,0 | 8,5 | 7,7 | 7,0 | 6,5 | 6,1 | 8,6 | 7,7 | 7,0 | 6,5 | 6,1 | 8,7 | 7,8 | 7,1 | 6,5 | 6,1 | 8,7 | 7,8 | 7,1 | 6,6 | 6,2 |

| λ_a kcal/m h $^\circ\text{C}$ | $\kappa_b = 0,9 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ | | | | | $\kappa_b = 1,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ | | | | | $\kappa_b = 1,25 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ | | | | | $\kappa_b = 1,50 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ | | | | |
|--|---|------|------|------|------|---|------|------|------|------|--|------|------|------|------|--|------|------|------|------|
| | a cm | | | | | a cm | | | | | a cm | | | | | a cm | | | | |
| | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 0,7 | 18,1 | 16,2 | 14,8 | 13,7 | 12,8 | 18,2 | 16,3 | 14,9 | 13,8 | 12,9 | 18,5 | 16,5 | 15,1 | 14,0 | 13,1 | 18,7 | 16,7 | 15,3 | 14,2 | 13,2 |
| 0,8 | 17,0 | 15,2 | 13,9 | 12,8 | 12,0 | 17,1 | 15,3 | 13,9 | 12,9 | 12,1 | 17,3 | 15,5 | 14,1 | 13,1 | 12,2 | 17,5 | 15,7 | 14,3 | 13,3 | 12,3 |
| 0,9 | 16,0 | 14,3 | 13,1 | 12,1 | 11,3 | 16,1 | 14,4 | 13,1 | 12,2 | 11,4 | 16,3 | 14,6 | 13,3 | 12,3 | 11,5 | 16,5 | 14,8 | 13,5 | 12,5 | 11,7 |
| 1,0 | 15,2 | 13,6 | 12,4 | 11,5 | 10,7 | 15,3 | 13,6 | 12,5 | 11,6 | 10,8 | 15,5 | 13,8 | 12,6 | 11,7 | 11,0 | 15,7 | 14,0 | 12,8 | 11,9 | 11,2 |
| 1,2 | 13,9 | 12,4 | 11,3 | 10,5 | 9,8 | 13,9 | 12,5 | 11,4 | 10,5 | 9,9 | 14,1 | 12,6 | 11,5 | 10,6 | 10,0 | 14,3 | 12,8 | 11,7 | 10,8 | 10,1 |
| 1,5 | 12,4 | 11,1 | 10,1 | 9,4 | 8,8 | 12,5 | 11,1 | 10,2 | 9,4 | 8,8 | 12,6 | 11,3 | 10,3 | 9,5 | 8,9 | 12,8 | 11,5 | 10,5 | 9,7 | 9,0 |
| 2,0 | 10,7 | 9,6 | 8,8 | 8,1 | 7,6 | 10,8 | 9,6 | 8,8 | 8,2 | 7,6 | 10,9 | 9,7 | 8,9 | 8,3 | 7,7 | 11,1 | 9,9 | 9,0 | 8,4 | 7,8 |
| 2,5 | 9,6 | 8,6 | 7,8 | 7,2 | 6,8 | 9,6 | 8,6 | 7,9 | 7,3 | 6,8 | 9,7 | 8,7 | 8,0 | 7,4 | 6,9 | 9,9 | 8,9 | 8,1 | 7,5 | 7,0 |
| 3,0 | 8,8 | 7,8 | 7,2 | 6,6 | 6,2 | 8,8 | 7,9 | 7,2 | 6,6 | 6,2 | 8,9 | 8,0 | 7,3 | 6,7 | 6,3 | 9,0 | 8,1 | 7,4 | 6,8 | 6,4 |

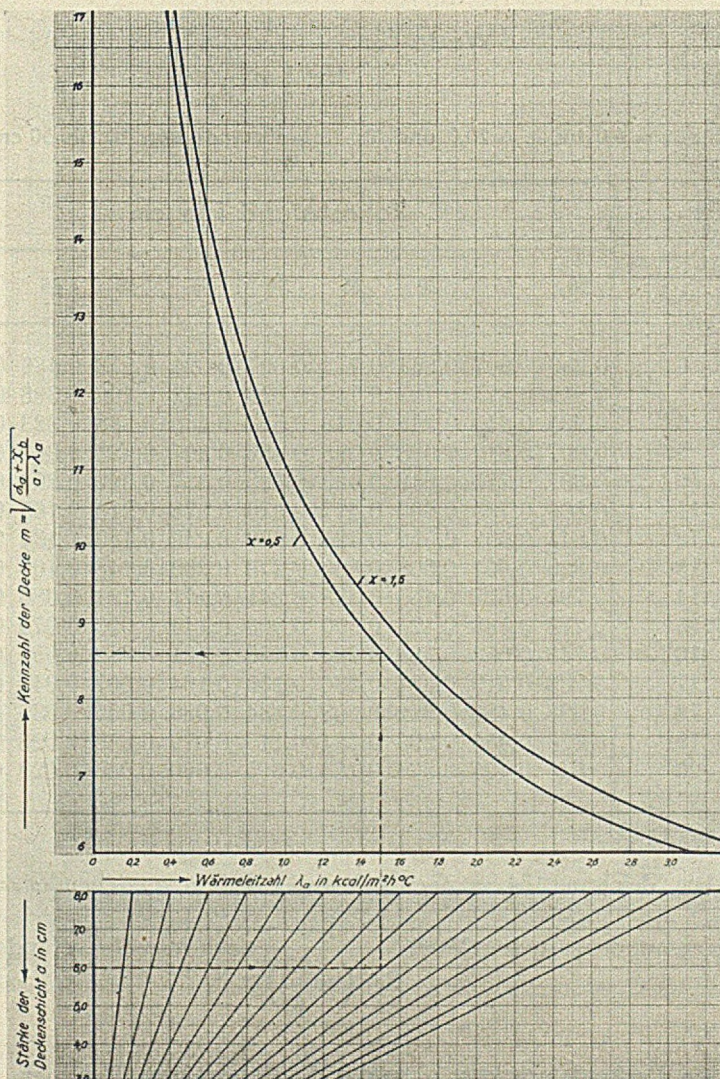


Bild 56. Werte für die Kennzahl der Decke $m = \sqrt{\frac{\alpha_a + \alpha_b}{\alpha \cdot \lambda_a}}$ (Zahlentafel 24).

Zahlentafel 25.

Werte für $\frac{1}{\cos\left(m \frac{l}{2}\right)}$

für $m = 6,0$ bis $m = 20,0$ und für Rohrabstände von 10 bis 50 cm.

| $m =$ $\sqrt{\frac{\alpha_a + \alpha_b}{a \lambda_a}}$ | Rohrabstand l in cm | | | | | | | | |
|---|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 |
| 6 | 0,956 | 0,907 | 0,844 | 0,773 | 0,697 | 0,624 | 0,553 | 0,486 | 0,425 |
| 7 | 0,942 | 0,875 | 0,797 | 0,710 | 0,623 | 0,542 | 0,466 | 0,398 | 0,338 |
| 8 | 0,925 | 0,845 | 0,748 | 0,648 | 0,553 | 0,465 | 0,388 | 0,323 | 0,266 |
| 9 | 0,907 | 0,810 | 0,698 | 0,588 | 0,486 | 0,397 | 0,323 | 0,260 | 0,209 |
| 10 | 0,887 | 0,775 | 0,648 | 0,529 | 0,425 | 0,337 | 0,266 | 0,208 | 0,163 |
| 11 | 0,866 | 0,735 | 0,600 | 0,477 | 0,370 | 0,278 | 0,219 | 0,165 | 0,127 |
| 12 | 0,844 | 0,698 | 0,552 | 0,425 | 0,322 | 0,242 | 0,180 | 0,134 | 0,099 |
| 13 | 0,820 | 0,661 | 0,508 | 0,380 | 0,279 | 0,203 | 0,148 | 0,107 | 0,078 |
| 14 | 0,797 | 0,622 | 0,465 | 0,338 | 0,241 | 0,171 | 0,121 | 0,086 | 0,060 |
| 15 | 0,773 | 0,588 | 0,425 | 0,300 | 0,208 | 0,144 | 0,099 | 0,074 | 0,047 |
| 16 | 0,748 | 0,553 | 0,388 | 0,266 | 0,180 | 0,121 | 0,082 | 0,055 | 0,037 |
| 17 | 0,723 | 0,519 | 0,354 | 0,236 | 0,155 | 0,104 | 0,067 | 0,044 | 0,029 |
| 18 | 0,698 | 0,486 | 0,322 | 0,208 | 0,134 | 0,086 | 0,055 | 0,035 | 0,022 |
| 19 | 0,673 | 0,455 | 0,293 | 0,184 | 0,115 | 0,072 | 0,045 | 0,028 | 0,017 |
| 20 | 0,648 | 0,426 | 0,266 | 0,163 | 0,095 | 0,060 | 0,036 | 0,022 | 0,014 |

Die Gleichung 154 S. 127 enthält außer dem in vorstehender Zahlentafel zusammengestellten Wert $\frac{1}{\cos\left(m \frac{l}{2}\right)}$ noch folgende veränderliche

Werte:

die Deckentemperatur t_0 senkrecht unter einem Heizrohr,

die Lufttemperatur t_a des zu beheizenden Raumes,

die Lufttemperatur t_b über der Decke,

den Wert $\frac{\alpha_b}{\alpha_b + \alpha_b}$ der Deckenschicht b .

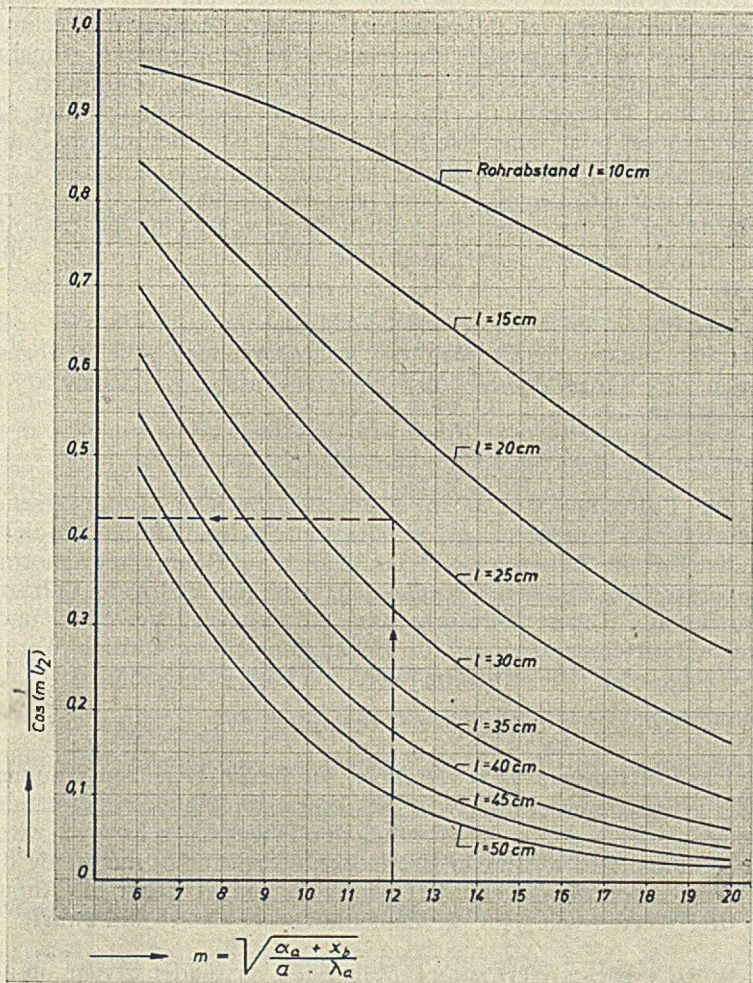


Bild 57. Werte für $\frac{1}{\cos(m l/2)}$ (Zahlentafel 25).

Die Deckentemperatur senkrecht unter einem Heizrohr ist von der mittleren Temperatur des Heizmittels abhängig und kann bei Pumpen-Warmwasserheizung zu $0,9 t_H$ gesetzt werden. Man wird zweckmäßig die für den zu beheizenden Raum zulässige Temperatur t_{i_0} annehmen und die mittlere Wassertemperatur zu $t_H \approx 1,1 t_{i_0}$ bestimmen. Der Einfluß der Temperatur t_{i_0} auf die mittlere Deckentemperatur t_m ist um so größer, je geringer der Rohrabstand l ist. Bei großen Rohrabständen kann jedoch die mittlere Deckentemperatur bis zu 30°C unter der Temperatur t_{i_0} liegen. Nimmt man die mittlere Deckentemperatur zu 50°C an, so ist damit der höchste Wert von t_{i_0} für die Zahlentafel mit 80°C gegeben. Der niedrigste Wert für t_{i_0} wird zu 30°C gesetzt.

Der für die Leistung der Deckenheizung maßgebende Wert t_m kann durch eine entsprechende Wahl des Rohrabstandes l beliebig abgestuft werden. Es genügt deshalb für t_{i_0} eine Abstufung von 10 zu 10°C in den Zahlentafeln 26 bis 31

$$t_{i_0} = 80, 70, 60, 50, 40 \text{ und } 30^\circ\text{C}.$$

Die Lufttemperatur t_a in einem mit Deckenheizung versehenen Raum beträgt bei normalen Verhältnissen 16 bis 18°C . Um die Verwendbarkeit der Zahlentafeln 26 bis 31 auch auf Räume mit abnormalen Temperaturverhältnissen auszudehnen, wird als niedrigste Lufttemperatur der für Hallen, Vorräume usw. gültige Wert von 12°C und als höchste Lufttemperatur der für Behandlungsräume gültige Wert von 22°C eingesetzt. Die Abstufung wird wie folgt vorgenommen

$$t_a = 12, 18 \text{ und } 22^\circ\text{C}.$$

Die Lufttemperatur t_b des über der Decke liegenden Raumes ist deshalb weniger wichtig, weil der Wärmedurchgangswiderstand der Deckenschicht b durch den Einfluß der Isolierung sehr groß wird, so daß die mittlere Temperatur der Deckenoberfläche t_m nur wenig durch die Lufttemperatur t_b verändert wird. Es genügt daher die Annahme von drei Werten von t_b für die Zahlentafeln 26 bis 31, und zwar:

$t_b = 18^\circ\text{C}$. Dieser Wert kann für alle Fälle verwendet werden, in denen der über der Decke liegende Raum beheizt ist. Der Unterschied von t_m , der sich z. B. bei einer Temperatur von $t_b = 16$ oder $t_b = 20^\circ\text{C}$ ergeben würde, beträgt nur Zehntelgrade.

$t_b = 0^\circ\text{C}$. Dieser Wert wird nach den Regeln DIN 4701 für unbeheizte Räume angenommen.

$t_b = -15^\circ\text{C}$. Dieser Wert gilt ebenfalls nach DIN 4701 als tiefste Außentemperatur für die meisten Orte Deutschlands und kommt zur Anwendung, wenn die beheizte Decke als Dach ausgebildet

ist. Dieser Wert setzt eine Deckenbauart mit einem entsprechend hohen Wärmeüberleitwiderstand der Deckenschicht b voraus.

Der Wert $\alpha_b/(\alpha_b + \kappa_b)$ enthält die Wärmeübergangszahl des Fußbodens, die zu $8,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ für Innenräume bestimmt wurde. Für die Dachausführung mit $t_b = -15 \text{ } ^\circ\text{C}$ wird α_b nach den Regeln DIN 4701 zu $20 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ angenommen. Die Wärmeübergangszahl der Deckenschicht b wurde schon vorstehend zu $0,5$ bis $1,5$ bestimmt. Damit ergibt sich der niedrigste Tabellenwert zu $0,5/(20 + 0,5) = 0,0244$ und der höchste Wert zu $1,5/(8,5 + 1,5) = 0,15$.

Der Einfluß dieser Werte auf das Gesamtergebnis ist ebenfalls gering. Es werden deshalb nur vier Werte angenommen, nämlich $0,025$ und $0,04$ für die Ausführung der Decke als Dach, sowie $0,07$ und $0,10$ für normale Ausführung. Die nachstehenden Zahlentafeln 26 bis 31 enthalten sowohl die Werte für $t_{l/2}$ als auch für t_m . Zur besseren Übersicht und bequemen Handhabung wird für jede der sechs angenommenen maximalen Oberflächentemperaturen t_{l_0} eine besondere Tafel aufgestellt, deren Kopf die Lufttemperatur des beheizten Raumes t_a , die Lufttemperatur des darüberliegenden Raumes t_b und den Wert $\frac{\kappa_b}{\alpha_b + \kappa_b}$ enthält und auf deren linken Seite die Werte von $\frac{1}{\cos(m l/2)}$ angeordnet sind.

Für die Ermittlung eines Wertes von $t_{l/2}$ oder von t_m wird zunächst der Wert von $\frac{1}{\cos(m l/2)}$ aus den Zahlentafeln 24 und 25 unter Berücksichtigung der Ausführung und Baustoffe der Decke bestimmt. Ferner ist der Wert von $\frac{\kappa_b}{\alpha_b + \kappa_b}$ zu ermitteln. Aus diesen beiden Werten findet man in den betreffenden Spalten der Lufttemperaturen unter und über der Decke in der ersten Querspalte den Wert von t_m und in der zweiten den Wert von $t_{l/2}$. Für normale Fälle genügt es, wenn an Stelle der für den betreffenden Fall zutreffenden Werte von t_b und $\frac{\kappa_b}{\alpha_b + \kappa_b}$ die zunächst liegenden Tafelwerte gewählt werden. Bei abweichenden Werten von t_a und $\frac{1}{\cos(m l/2)}$ sind die Tafelwerte entsprechend zu interpolieren. Die zur maximalen Deckentemperatur t_{l_0} gehörende mittlere Heizmitteltemperatur t_H wird dann nach der Gleichung $t_H = \frac{t_{l_0}}{\xi}$ ermittelt.

Die folgenden Zahlentafeln 26 bis 31 und Bilder 58 bis 62 dienen zur Ermittlung von t_m und $t_{l/2}$ (siehe Bild 52, S. 126).

Zahlentafel 26.

Ermittlung von t_m und $t_{1/2}$ für $t_0 = 80^\circ \text{C}$.

| I | $\frac{t_a}{t_b}$ of $\left(\frac{m}{l_2}\right)$ | $+ 12$ | | | | | $+ 18$ | | | | | $+ 22$ | | | | |
|------|---|--------|---------|---------|--------|--------|--------|---------|---------|--------|--------|--------|---------|---------|--------|--------|
| | | $- 15$ | | ± 0 | $+ 18$ | | $- 15$ | | ± 0 | $+ 18$ | | $- 15$ | | ± 0 | $+ 18$ | |
| | | x/b | $0,025$ | $0,04$ | $-$ | $0,07$ | $0,10$ | $0,025$ | $0,04$ | $-$ | $0,07$ | $0,10$ | $0,025$ | $0,04$ | $-$ | $0,07$ |
| 0,05 | t_m °C | 36,7 | 36,5 | 36,9 | 37,7 | 38,1 | 40,5 | 40,3 | 40,7 | 41,5 | 41,9 | 43,0 | 42,9 | 43,3 | 44,1 | 44,4 |
| | $t_{1/2}$ °C | 15,0 | 14,8 | 15,4 | 16,6 | 17,1 | 20,7 | 20,5 | 21,1 | 22,3 | 22,8 | 24,5 | 24,3 | 24,9 | 26,1 | 26,6 |
| 0,10 | t_m °C | 39,0 | 38,9 | 39,2 | 39,9 | 40,3 | 42,6 | 42,5 | 42,8 | 43,5 | 43,9 | 45,0 | 44,9 | 45,2 | 45,9 | 46,3 |
| | $t_{1/2}$ °C | 18,5 | 18,3 | 18,8 | 19,9 | 20,4 | 23,9 | 23,7 | 24,2 | 25,3 | 25,8 | 27,5 | 27,3 | 27,8 | 28,9 | 29,4 |
| 0,20 | t_m °C | 43,5 | 43,4 | 43,7 | 44,4 | 44,7 | 46,7 | 46,6 | 46,9 | 47,6 | 47,9 | 48,9 | 48,7 | 49,1 | 49,7 | 50,0 |
| | $t_{1/2}$ °C | 25,3 | 25,1 | 25,6 | 26,6 | 27,0 | 30,1 | 29,9 | 30,4 | 31,4 | 31,8 | 33,3 | 33,1 | 33,6 | 34,6 | 35,0 |
| 0,30 | t_m °C | 48,1 | 48,0 | 48,3 | 48,9 | 49,1 | 50,9 | 50,8 | 51,1 | 51,7 | 51,9 | 52,7 | 52,6 | 52,9 | 53,5 | 53,8 |
| | $t_{1/2}$ °C | 32,1 | 32,0 | 32,4 | 33,3 | 33,7 | 36,3 | 36,2 | 36,6 | 37,5 | 37,8 | 39,1 | 39,0 | 39,4 | 40,3 | 40,3 |
| 0,40 | t_m °C | 52,7 | 52,6 | 52,8 | 53,3 | 53,5 | 55,1 | 55,0 | 55,2 | 55,7 | 55,9 | 56,7 | 56,6 | 56,8 | 57,3 | 57,5 |
| | $t_{1/2}$ °C | 39,0 | 38,9 | 39,2 | 40,0 | 40,3 | 42,6 | 42,5 | 42,8 | 43,6 | 43,9 | 45,0 | 44,9 | 45,2 | 46,0 | 46,3 |
| 0,50 | t_m °C | 57,2 | 57,1 | 57,3 | 57,7 | 57,9 | 59,2 | 59,1 | 59,3 | 59,7 | 59,9 | 60,5 | 60,5 | 60,7 | 61,1 | 61,3 |
| | $t_{1/2}$ °C | 45,8 | 45,7 | 46,0 | 46,6 | 46,9 | 48,8 | 48,7 | 49,0 | 49,6 | 49,9 | 50,8 | 50,7 | 51,0 | 51,6 | 51,9 |
| 0,60 | t_m °C | 61,7 | 61,6 | 61,8 | 62,2 | 62,3 | 63,3 | 63,3 | 63,5 | 63,8 | 63,9 | 64,4 | 64,3 | 64,5 | 64,9 | 65,0 |
| | $t_{1/2}$ °C | 52,6 | 52,5 | 52,8 | 53,3 | 53,5 | 55,0 | 54,9 | 55,2 | 55,7 | 55,9 | 56,6 | 56,5 | 56,8 | 57,3 | 57,5 |
| 0,70 | t_m °C | 66,3 | 66,3 | 66,4 | 66,7 | 66,7 | 67,5 | 67,5 | 67,6 | 67,9 | 67,9 | 68,3 | 68,3 | 68,4 | 68,7 | 68,7 |
| | $t_{1/2}$ °C | 59,5 | 59,4 | 59,6 | 60,0 | 60,1 | 61,3 | 61,2 | 61,4 | 61,8 | 61,9 | 62,5 | 62,4 | 62,6 | 63,0 | 63,1 |
| 0,80 | t_m °C | 70,9 | 70,9 | 70,9 | 71,1 | 71,2 | 71,7 | 71,7 | 71,7 | 71,9 | 72,0 | 72,2 | 72,2 | 72,3 | 72,5 | 72,5 |
| | $t_{1/2}$ °C | 66,3 | 66,3 | 66,4 | 66,7 | 66,8 | 67,5 | 67,5 | 67,6 | 67,9 | 68,0 | 68,3 | 68,3 | 68,4 | 68,7 | 68,8 |
| 0,90 | t_m °C | 75,4 | 75,4 | 75,5 | 75,5 | 75,6 | 75,8 | 75,8 | 75,9 | 75,9 | 76,0 | 76,1 | 76,1 | 76,1 | 76,2 | 76,3 |
| | $t_{1/2}$ °C | 73,1 | 73,1 | 73,2 | 73,3 | 73,4 | 73,7 | 73,7 | 73,8 | 73,9 | 74,0 | 74,1 | 74,1 | 74,2 | 74,3 | 74,4 |

Zahlentafel 27.

Ermittlung von t_m und $t_{1/2}$ für $t_{10} = 70^\circ\text{C}$.

| I | $\frac{t_a - t_b}{t_a + t_b}$ | $+ 12$ | | | | | $+ 18$ | | | | | $+ 22$ | | | | | | | | | |
|------|-------------------------------|---------------------|------|------|------|------|---------------------|------|------|------|------|---------------------|------|------|------|------|---------------------|------|------|------|------|
| | | $t_a^\circ\text{C}$ | | | | | $t_b^\circ\text{C}$ | | | | | $t_a^\circ\text{C}$ | | | | | $t_b^\circ\text{C}$ | | | | |
| | | -15 | +0 | +18 | -15 | +0 | +18 | -15 | +0 | +18 | -15 | +0 | +18 | -15 | +0 | +18 | -15 | +0 | +18 | | |
| | | 0,025 | 0,04 | - | 0,07 | 0,10 | 0,025 | 0,04 | - | 0,07 | 0,10 | 0,025 | 0,04 | - | 0,07 | 0,10 | 0,025 | 0,04 | - | 0,07 | 0,10 |
| 0,05 | $t_m^\circ\text{C}$ | 33,0 | 32,9 | 33,3 | 34,1 | 34,4 | 36,8 | 36,7 | 37,1 | 37,9 | 38,2 | 39,3 | 39,2 | 39,6 | 40,4 | 40,7 | 39,3 | 39,2 | 39,6 | 40,4 | 40,7 |
| | $t_{1/2}^\circ\text{C}$ | 14,5 | 14,3 | 14,9 | 16,1 | 16,6 | 20,2 | 20,0 | 20,6 | 21,8 | 22,3 | 24,0 | 23,8 | 24,4 | 25,6 | 26,1 | 24,0 | 23,8 | 24,4 | 25,6 | 26,1 |
| 0,10 | $t_m^\circ\text{C}$ | 35,0 | 34,9 | 35,2 | 35,9 | 36,3 | 38,6 | 38,5 | 38,8 | 39,5 | 39,9 | 41,0 | 40,9 | 41,2 | 41,9 | 42,3 | 41,0 | 40,9 | 41,2 | 41,9 | 42,3 |
| | $t_{1/2}^\circ\text{C}$ | 17,5 | 17,3 | 17,8 | 18,9 | 19,4 | 22,9 | 22,7 | 23,2 | 24,3 | 24,8 | 26,5 | 26,3 | 26,8 | 27,9 | 28,4 | 26,5 | 26,3 | 26,8 | 27,9 | 28,4 |
| 0,20 | $t_m^\circ\text{C}$ | 38,9 | 38,7 | 39,1 | 39,7 | 40,0 | 42,1 | 41,9 | 42,3 | 42,9 | 43,2 | 44,2 | 44,1 | 44,4 | 45,1 | 45,3 | 44,2 | 44,1 | 44,4 | 45,1 | 45,3 |
| | $t_{1/2}^\circ\text{C}$ | 23,3 | 23,1 | 23,6 | 24,6 | 25,0 | 28,1 | 27,9 | 28,4 | 29,4 | 29,8 | 31,3 | 31,1 | 31,6 | 32,6 | 33,0 | 31,3 | 31,1 | 31,6 | 32,6 | 33,0 |
| 0,30 | $t_m^\circ\text{C}$ | 42,7 | 42,7 | 42,9 | 43,5 | 43,8 | 45,5 | 45,5 | 45,7 | 46,3 | 46,6 | 47,4 | 47,3 | 47,6 | 48,2 | 48,5 | 47,4 | 47,3 | 47,6 | 48,2 | 48,5 |
| | $t_{1/2}^\circ\text{C}$ | 29,1 | 29,0 | 29,4 | 30,3 | 30,7 | 33,3 | 33,2 | 33,6 | 34,5 | 34,9 | 36,1 | 36,0 | 36,4 | 37,3 | 37,7 | 36,1 | 36,0 | 36,4 | 37,3 | 37,7 |
| 0,40 | $t_m^\circ\text{C}$ | 46,7 | 46,6 | 46,8 | 47,3 | 47,5 | 49,1 | 49,0 | 49,2 | 49,7 | 49,9 | 50,7 | 50,6 | 50,8 | 51,3 | 51,5 | 50,7 | 50,6 | 50,8 | 51,3 | 51,5 |
| | $t_{1/2}^\circ\text{C}$ | 35,0 | 34,9 | 35,2 | 36,0 | 36,3 | 38,6 | 38,5 | 38,8 | 39,6 | 39,9 | 41,0 | 40,9 | 41,2 | 42,0 | 42,3 | 41,0 | 40,9 | 41,2 | 42,0 | 42,3 |
| 0,50 | $t_m^\circ\text{C}$ | 50,5 | 50,5 | 50,7 | 51,1 | 51,3 | 52,5 | 52,5 | 52,7 | 53,1 | 53,3 | 53,9 | 53,8 | 54,0 | 54,4 | 54,6 | 53,9 | 53,8 | 54,0 | 54,4 | 54,6 |
| | $t_{1/2}^\circ\text{C}$ | 40,8 | 40,7 | 41,0 | 41,6 | 41,9 | 43,8 | 43,7 | 44,0 | 44,6 | 44,9 | 45,8 | 45,7 | 46,0 | 46,6 | 46,9 | 45,8 | 45,7 | 46,0 | 46,6 | 46,9 |
| 0,60 | $t_m^\circ\text{C}$ | 54,4 | 54,3 | 54,5 | 54,9 | 55,0 | 56,0 | 55,9 | 56,1 | 56,5 | 56,6 | 57,1 | 57,0 | 57,2 | 57,5 | 57,6 | 57,1 | 57,0 | 57,2 | 57,5 | 57,6 |
| | $t_{1/2}^\circ\text{C}$ | 46,6 | 46,5 | 46,8 | 47,3 | 47,5 | 49,0 | 48,9 | 49,2 | 49,7 | 49,9 | 50,6 | 50,5 | 50,8 | 51,3 | 51,5 | 50,6 | 50,5 | 50,8 | 51,3 | 51,5 |
| 0,70 | $t_m^\circ\text{C}$ | 58,3 | 58,3 | 58,4 | 58,7 | 58,7 | 59,5 | 59,5 | 59,6 | 59,9 | 59,9 | 60,3 | 60,2 | 60,4 | 60,7 | 60,7 | 60,3 | 60,2 | 60,4 | 60,7 | 60,7 |
| | $t_{1/2}^\circ\text{C}$ | 52,5 | 52,4 | 52,6 | 53,0 | 53,1 | 54,3 | 54,2 | 54,4 | 54,8 | 54,9 | 55,4 | 55,3 | 55,6 | 56,0 | 56,1 | 55,4 | 55,3 | 55,6 | 56,0 | 56,1 |
| 0,80 | $t_m^\circ\text{C}$ | 62,2 | 62,2 | 62,3 | 62,5 | 62,5 | 63,0 | 63,0 | 63,1 | 63,3 | 63,3 | 63,5 | 63,5 | 63,6 | 63,8 | 63,9 | 63,5 | 63,5 | 63,6 | 63,8 | 63,9 |
| | $t_{1/2}^\circ\text{C}$ | 58,3 | 58,3 | 58,4 | 58,7 | 58,8 | 59,5 | 59,5 | 59,6 | 59,9 | 60,0 | 60,3 | 60,3 | 60,4 | 60,7 | 60,8 | 60,3 | 60,3 | 60,4 | 60,7 | 60,8 |
| 0,90 | $t_m^\circ\text{C}$ | 66,1 | 66,1 | 66,1 | 66,2 | 66,3 | 66,5 | 66,5 | 66,5 | 66,6 | 66,7 | 66,7 | 66,7 | 66,8 | 66,9 | 66,9 | 66,7 | 66,7 | 66,8 | 66,9 | 66,9 |
| | $t_{1/2}^\circ\text{C}$ | 64,1 | 64,1 | 64,2 | 64,3 | 64,4 | 64,7 | 64,7 | 64,8 | 64,9 | 65,0 | 65,1 | 65,1 | 65,2 | 65,3 | 65,4 | 65,1 | 65,1 | 65,2 | 65,3 | 65,4 |

Zahlentafel 28.

Ermittlung von t_m und $t_{1/2}$ für $t_{10} = 60^\circ\text{C}$.

| $\frac{t_m}{t_{1/2}}$ | $\frac{a_1}{a_2}$ | $+ 12$ | | | | | $+ 18$ | | | | | $+ 22$ | | | | | |
|-----------------------|-----------------------|----------|---------|-------|-------|---------|----------|-------|---------|-------|-------|----------|-------|-------|---------|-------|--|
| | | t_a °C | | | | | t_b °C | | | | | t_a °C | | | | | |
| | | -15 | ± 0 | $+18$ | -15 | ± 0 | $+18$ | -15 | ± 0 | $+18$ | -15 | ± 0 | $+18$ | -15 | ± 0 | $+18$ | |
| | $\frac{x_b}{a_1+x_b}$ | 0,025 | 0,04 | — | 0,07 | 0,10 | 0,025 | 0,04 | — | 0,07 | 0,10 | 0,025 | 0,04 | — | 0,07 | 0,10 | |
| 0,05 | t_m °C | 29,3 | 29,2 | 29,6 | 30,4 | 30,7 | 33,1 | 33,0 | 33,4 | 34,2 | 34,5 | 35,7 | 35,5 | 35,9 | 36,7 | 37,1 | |
| | $t_{1/2}$ °C | 14,0 | 13,8 | 14,4 | 15,6 | 16,1 | 19,7 | 19,5 | 20,1 | 21,3 | 21,8 | 23,5 | 23,3 | 23,9 | 25,1 | 25,6 | |
| 0,10 | t_m °C | 31,0 | 30,9 | 31,2 | 31,6 | 32,3 | 34,6 | 34,5 | 34,8 | 35,5 | 35,9 | 37,0 | 36,9 | 37,2 | 37,9 | 38,3 | |
| | $t_{1/2}$ °C | 16,5 | 16,3 | 16,8 | 17,9 | 18,4 | 21,9 | 21,7 | 22,2 | 23,3 | 23,8 | 25,5 | 25,3 | 25,8 | 26,9 | 27,4 | |
| 0,20 | t_m °C | 34,2 | 34,1 | 34,4 | 35,1 | 35,3 | 37,4 | 37,3 | 37,6 | 38,3 | 38,5 | 39,5 | 39,4 | 39,7 | 40,4 | 40,7 | |
| | $t_{1/2}$ °C | 21,3 | 21,1 | 21,6 | 22,6 | 23,0 | 26,1 | 25,9 | 26,4 | 27,4 | 27,8 | 29,3 | 29,1 | 29,6 | 30,6 | 31,0 | |
| 0,30 | t_m °C | 37,4 | 37,3 | 37,6 | 38,2 | 38,5 | 40,2 | 40,1 | 40,4 | 41,0 | 41,3 | 42,1 | 42,0 | 42,3 | 42,9 | 43,1 | |
| | $t_{1/2}$ °C | 26,1 | 26,0 | 26,4 | 27,3 | 27,7 | 30,3 | 30,2 | 30,6 | 31,5 | 31,9 | 33,1 | 33,0 | 33,4 | 34,3 | 34,7 | |
| 0,40 | t_m °C | 40,7 | 40,6 | 40,8 | 41,3 | 41,5 | 43,1 | 43,0 | 43,2 | 43,7 | 43,9 | 44,7 | 44,6 | 44,8 | 45,3 | 45,5 | |
| | $t_{1/2}$ °C | 31,0 | 30,9 | 31,2 | 32,0 | 32,3 | 34,6 | 34,5 | 34,8 | 35,6 | 35,9 | 37,0 | 36,9 | 37,2 | 38,0 | 38,3 | |
| 0,50 | t_m °C | 43,9 | 43,8 | 44,0 | 44,4 | 44,6 | 45,9 | 45,8 | 46,0 | 46,4 | 46,6 | 47,2 | 47,1 | 47,3 | 47,7 | 47,9 | |
| | $t_{1/2}$ °C | 35,8 | 35,7 | 36,0 | 36,6 | 36,9 | 38,8 | 38,7 | 39,0 | 39,6 | 39,9 | 40,8 | 40,7 | 41,0 | 41,6 | 41,9 | |
| 0,60 | t_m °C | 47,1 | 47,0 | 47,2 | 47,5 | 47,7 | 48,7 | 48,6 | 48,8 | 49,1 | 49,3 | 49,7 | 49,7 | 49,9 | 50,2 | 50,3 | |
| | $t_{1/2}$ °C | 40,6 | 40,5 | 40,8 | 41,3 | 41,5 | 43,0 | 42,9 | 43,2 | 43,7 | 43,9 | 44,6 | 44,5 | 44,8 | 45,3 | 45,5 | |
| 0,70 | t_m °C | 50,3 | 50,3 | 50,4 | 50,7 | 50,7 | 51,5 | 51,5 | 51,6 | 51,9 | 51,9 | 52,3 | 52,3 | 52,4 | 52,6 | 52,7 | |
| | $t_{1/2}$ °C | 45,5 | 45,4 | 45,6 | 46,0 | 46,1 | 47,3 | 47,2 | 47,4 | 47,8 | 47,9 | 48,5 | 48,4 | 48,6 | 49,0 | 49,1 | |
| 0,80 | t_m °C | 53,5 | 53,5 | 53,6 | 53,8 | 53,9 | 54,3 | 54,3 | 54,4 | 54,6 | 54,7 | 54,8 | 54,8 | 54,9 | 55,1 | 55,2 | |
| | $t_{1/2}$ °C | 50,3 | 50,3 | 50,4 | 50,7 | 50,8 | 51,5 | 51,5 | 51,6 | 51,9 | 52,0 | 52,3 | 52,3 | 52,4 | 52,7 | 52,8 | |
| 0,90 | t_m °C | 56,7 | 56,7 | 56,8 | 56,9 | 56,9 | 57,1 | 57,1 | 57,2 | 57,3 | 57,3 | 57,4 | 57,4 | 57,5 | 57,5 | 57,6 | |
| | $t_{1/2}$ °C | 55,1 | 55,1 | 55,2 | 55,3 | 55,4 | 55,7 | 55,7 | 55,8 | 55,9 | 56,0 | 56,1 | 56,1 | 56,2 | 56,3 | 56,4 | |

Zahlentafel 29.

Ermittlung von t_m und $t_{1,2}$ für $t_0 = 50^\circ\text{C}$.

| I | $(\frac{\sigma_0}{m l_2})$ | t_a °C | + 12 | | | | | + 18 | | | | | + 22 | | | | |
|------|----------------------------|----------------------|-------|------|---------|------|------|-------|------|---------|------|------|-------|------|---------|------|------|
| | | t_b °C | - 15 | | ± 0 | + 18 | | - 15 | | ± 0 | + 18 | | - 15 | | ± 0 | + 18 | |
| | | $\frac{x_0}{ab+x_0}$ | 0,025 | 0,04 | — | 0,07 | 0,10 | 0,025 | 0,04 | — | 0,07 | 0,10 | 0,025 | 0,04 | — | 0,07 | 0,10 |
| 0,05 | t_m °C | 25,7 | 25,5 | 25,9 | 26,7 | 27,1 | 29,5 | 29,3 | 29,7 | 30,5 | 30,8 | 32,0 | 31,9 | 32,3 | 33,1 | 33,4 | |
| | $t_{1,2}$ °C | 13,5 | 13,3 | 13,9 | 15,1 | 15,6 | 19,2 | 19,0 | 19,6 | 20,8 | 21,3 | 23,0 | 22,8 | 23,4 | 24,6 | 25,1 | |
| 0,10 | t_m °C | 27,0 | 26,9 | 27,2 | 27,9 | 28,3 | 30,6 | 30,5 | 30,8 | 31,5 | 31,9 | 33,3 | 33,2 | 33,5 | 34,3 | 34,6 | |
| | $t_{1,2}$ °C | 15,5 | 15,3 | 15,8 | 16,9 | 17,4 | 20,9 | 20,7 | 21,2 | 22,3 | 22,8 | 25,0 | 24,8 | 25,3 | 26,4 | 26,9 | |
| 0,20 | t_m °C | 29,5 | 29,4 | 29,7 | 30,4 | 30,6 | 32,7 | 32,6 | 32,9 | 33,6 | 33,9 | 34,9 | 34,7 | 35,1 | 35,7 | 36,0 | |
| | $t_{1,2}$ °C | 19,3 | 19,1 | 19,6 | 20,6 | 21,0 | 24,1 | 23,9 | 24,4 | 25,4 | 25,8 | 27,3 | 27,1 | 27,6 | 28,6 | 29,0 | |
| 0,30 | t_m °C | 32,1 | 32,0 | 32,3 | 32,9 | 33,1 | 34,9 | 34,8 | 35,1 | 35,7 | 35,9 | 36,7 | 36,7 | 36,9 | 37,5 | 37,8 | |
| | $t_{1,2}$ °C | 23,1 | 23,0 | 23,4 | 24,3 | 24,7 | 27,3 | 27,2 | 27,6 | 28,5 | 28,9 | 30,1 | 30,0 | 30,4 | 31,3 | 31,7 | |
| 0,40 | t_m °C | 34,7 | 34,6 | 34,8 | 35,3 | 35,5 | 37,1 | 37,0 | 37,2 | 37,7 | 37,9 | 38,7 | 38,6 | 38,8 | 39,3 | 39,5 | |
| | $t_{1,2}$ °C | 27,0 | 26,9 | 27,2 | 28,0 | 28,3 | 30,6 | 30,5 | 30,8 | 31,6 | 31,9 | 33,0 | 32,9 | 33,2 | 34,0 | 34,3 | |
| 0,50 | t_m °C | 37,2 | 37,1 | 37,3 | 37,7 | 37,9 | 39,2 | 39,1 | 39,3 | 39,7 | 39,9 | 40,5 | 40,5 | 40,7 | 41,1 | 41,3 | |
| | $t_{1,2}$ °C | 30,8 | 30,7 | 31,0 | 31,6 | 31,9 | 33,8 | 33,7 | 34,0 | 34,6 | 34,9 | 35,8 | 35,7 | 36,0 | 36,6 | 36,9 | |
| 0,60 | t_m °C | 39,7 | 39,7 | 39,9 | 40,2 | 40,4 | 41,3 | 41,3 | 41,5 | 41,8 | 41,9 | 42,4 | 42,3 | 42,5 | 42,9 | 43,0 | |
| | $t_{1,2}$ °C | 34,6 | 34,5 | 34,8 | 35,3 | 35,5 | 37,0 | 36,9 | 37,2 | 37,7 | 37,9 | 38,6 | 38,5 | 38,8 | 39,3 | 39,5 | |
| 0,70 | t_m °C | 42,3 | 42,3 | 42,4 | 42,7 | 42,7 | 43,5 | 43,5 | 43,6 | 43,9 | 43,9 | 44,3 | 44,3 | 44,4 | 44,7 | 44,7 | |
| | $t_{1,2}$ °C | 38,5 | 38,4 | 38,6 | 39,0 | 39,1 | 40,3 | 40,2 | 40,4 | 40,8 | 40,9 | 41,5 | 41,4 | 41,6 | 42,0 | 42,1 | |
| 0,80 | t_m °C | 44,8 | 44,8 | 44,9 | 45,1 | 45,2 | 45,7 | 45,7 | 45,7 | 45,9 | 46,0 | 46,2 | 46,2 | 46,3 | 46,5 | 46,6 | |
| | $t_{1,2}$ °C | 42,3 | 42,3 | 42,4 | 42,7 | 42,8 | 43,5 | 43,5 | 43,6 | 43,9 | 44,0 | 44,3 | 44,3 | 44,4 | 44,7 | 44,8 | |
| 0,90 | t_m °C | 47,4 | 47,4 | 47,5 | 47,5 | 47,6 | 47,8 | 47,8 | 47,9 | 47,9 | 48,0 | 48,1 | 48,1 | 48,1 | 48,2 | 48,3 | |
| | $t_{1,2}$ °C | 46,1 | 46,1 | 46,2 | 46,3 | 46,4 | 46,7 | 46,7 | 46,8 | 46,8 | 47,0 | 47,1 | 47,1 | 47,2 | 47,3 | 47,4 | |

Zahrentafel 30.

Ermittlung von t_m und $t_{l,2}$ für $t_{l_0} = 40^\circ\text{C}$.

| I | t_a °C | + 12 | | | | | + 18 | | | | | + 22 | | | | |
|----------------------------------|------------------------|----------|------|------|------|------|----------|------|------|------|------|----------|------|------|------|------|
| | | t_b °C | | — | + 18 | | t_b °C | | — | + 18 | | t_b °C | | — | + 18 | |
| | | — 15 | + 0 | | — 15 | + 0 | + 18 | — 15 | | + 0 | + 18 | — 15 | + 0 | | + 18 | |
| $\frac{G \text{ of } (m/l)}{\%}$ | $\frac{\%b}{ab + \%b}$ | 0,025 | 0,04 | — | 0,07 | 0,10 | 0,025 | 0,04 | — | 0,07 | 0,10 | 0,025 | 0,04 | — | 0,07 | 0,10 |
| 0,05 | t_m °C | 22,0 | 21,9 | 22,3 | 23,1 | 23,4 | 25,8 | 25,7 | 26,1 | 26,9 | 27,2 | 28,3 | 28,2 | 28,6 | 29,4 | 29,7 |
| | $t_{l,2}$ °C | 13,0 | 12,8 | 13,4 | 14,6 | 15,1 | 18,7 | 18,5 | 19,1 | 20,3 | 20,8 | 22,5 | 22,3 | 22,9 | 24,1 | 24,6 |
| 0,10 | t_m °C | 23,0 | 22,9 | 23,2 | 23,9 | 24,3 | 26,6 | 26,5 | 26,8 | 27,5 | 27,9 | 29,0 | 28,9 | 29,2 | 29,9 | 30,3 |
| | $t_{l,2}$ °C | 14,5 | 14,3 | 14,8 | 15,9 | 16,4 | 19,9 | 19,7 | 20,2 | 21,3 | 21,8 | 23,5 | 23,3 | 23,8 | 24,9 | 25,4 |
| 0,20 | t_m °C | 24,9 | 24,7 | 25,1 | 25,7 | 26,0 | 28,1 | 27,9 | 28,3 | 28,9 | 29,2 | 30,2 | 30,1 | 30,4 | 31,1 | 31,3 |
| | $t_{l,2}$ °C | 17,3 | 17,1 | 17,6 | 18,6 | 19,0 | 22,1 | 21,9 | 22,4 | 23,4 | 23,8 | 25,3 | 25,1 | 25,6 | 26,6 | 27,0 |
| 0,30 | t_m °C | 26,7 | 26,7 | 26,9 | 27,5 | 27,8 | 29,5 | 29,5 | 29,7 | 30,3 | 30,6 | 31,4 | 31,3 | 31,6 | 32,2 | 32,5 |
| | $t_{l,2}$ °C | 20,1 | 20,0 | 20,4 | 21,3 | 21,7 | 24,3 | 24,2 | 24,6 | 25,5 | 25,9 | 27,1 | 27,0 | 27,4 | 28,3 | 28,7 |
| 0,40 | t_m °C | 28,7 | 28,6 | 28,8 | 29,3 | 29,5 | 31,1 | 31,0 | 31,2 | 31,7 | 31,9 | 32,7 | 32,6 | 32,8 | 33,3 | 33,6 |
| | $t_{l,2}$ °C | 23,0 | 22,9 | 23,2 | 24,0 | 24,3 | 26,6 | 26,5 | 26,8 | 27,6 | 27,9 | 29,0 | 28,9 | 29,2 | 30,0 | 30,3 |
| 0,50 | t_m °C | 30,5 | 30,5 | 30,7 | 31,1 | 31,2 | 32,5 | 32,5 | 32,7 | 33,1 | 33,2 | 33,9 | 33,8 | 34,0 | 34,4 | 34,6 |
| | $t_{l,2}$ °C | 25,8 | 25,7 | 26,0 | 26,6 | 26,9 | 28,8 | 28,7 | 29,0 | 29,6 | 29,9 | 30,8 | 30,7 | 31,0 | 31,6 | 31,9 |
| 0,60 | t_m °C | 32,4 | 32,3 | 32,6 | 32,9 | 33,0 | 34,0 | 33,9 | 34,1 | 34,5 | 34,6 | 35,1 | 35,0 | 35,2 | 35,5 | 35,7 |
| | $t_{l,2}$ °C | 28,6 | 28,5 | 28,8 | 29,3 | 29,5 | 31,0 | 30,9 | 31,2 | 31,7 | 31,9 | 32,6 | 32,5 | 32,8 | 33,3 | 33,5 |
| 0,70 | t_m °C | 34,3 | 34,2 | 34,4 | 34,7 | 34,7 | 35,5 | 35,5 | 35,6 | 35,9 | 35,9 | 36,3 | 36,2 | 36,4 | 36,7 | 36,7 |
| | $t_{l,2}$ °C | 31,5 | 31,4 | 31,6 | 32,0 | 32,1 | 33,3 | 33,2 | 33,4 | 33,8 | 33,9 | 34,5 | 34,4 | 34,6 | 35,0 | 35,1 |
| 0,80 | t_m °C | 36,2 | 36,2 | 36,3 | 36,5 | 36,5 | 37,0 | 37,0 | 37,1 | 37,3 | 37,3 | 37,5 | 37,5 | 37,6 | 37,8 | 37,9 |
| | $t_{l,2}$ °C | 34,3 | 34,3 | 34,4 | 34,7 | 34,8 | 35,5 | 35,5 | 35,6 | 35,9 | 36,0 | 36,3 | 36,3 | 36,4 | 36,7 | 36,8 |
| 0,90 | t_m °C | 38,1 | 38,1 | 38,1 | 38,2 | 38,3 | 38,5 | 38,5 | 38,5 | 38,6 | 38,7 | 38,7 | 38,7 | 38,8 | 38,9 | 38,9 |
| | $t_{l,2}$ °C | 37,1 | 37,1 | 37,2 | 37,3 | 37,4 | 37,7 | 37,7 | 37,8 | 37,9 | 38,0 | 38,1 | 38,1 | 38,2 | 38,3 | 38,4 |

Zahlentafel 31.

Ermittlung von t_m und $t_{1/2}$ für $t_{10} = 30^\circ\text{C}$.

| I | $\frac{a+b}{ab}$ | $+ 12$ | | | | | $+ 18$ | | | | | $+ 22$ | | | | | | | | | | | | |
|------|------------------|----------|------|----------|------|------|--------|------|---------|------|------|--------|------|------|--------|------|---------|------|---|--------|------|--|--|--|
| | | t_a °C | | t_b °C | | | $- 15$ | | ± 0 | | | $+ 18$ | | | $- 15$ | | ± 0 | | | $+ 18$ | | | | |
| | | 0,025 | 0,04 | — | 0,07 | 0,10 | 0,025 | 0,04 | — | 0,07 | 0,10 | 0,025 | 0,04 | — | 0,07 | 0,10 | 0,025 | 0,04 | — | 0,07 | 0,10 | | | |
| 0,05 | t_m °C | 18,3 | 18,2 | 18,9 | 19,4 | 19,7 | 22,1 | 22,0 | 22,4 | 23,2 | 23,5 | 24,7 | 24,5 | 24,9 | 25,7 | 26,1 | | | | | | | | |
| | $t_{1/2}$ °C | 12,5 | 12,3 | 12,9 | 14,1 | 14,6 | 18,2 | 18,0 | 18,6 | 19,8 | 20,3 | 22,0 | 21,8 | 22,4 | 23,6 | 24,1 | | | | | | | | |
| 0,10 | t_m °C | 19,0 | 18,9 | 19,2 | 19,9 | 20,3 | 22,6 | 22,5 | 22,8 | 23,5 | 23,9 | 25,0 | 24,9 | 25,2 | 25,9 | 26,3 | | | | | | | | |
| | $t_{1/2}$ °C | 13,5 | 13,3 | 13,8 | 14,9 | 15,4 | 18,9 | 18,7 | 19,2 | 20,3 | 20,8 | 22,5 | 22,3 | 22,8 | 23,9 | 24,4 | | | | | | | | |
| 0,20 | t_m °C | 20,2 | 20,1 | 20,4 | 21,1 | 21,3 | 23,4 | 23,3 | 23,6 | 24,3 | 24,5 | 25,5 | 25,4 | 25,7 | 26,4 | 26,7 | | | | | | | | |
| | $t_{1/2}$ °C | 15,3 | 15,1 | 15,6 | 16,6 | 17,0 | 20,1 | 19,9 | 20,4 | 21,4 | 21,8 | 23,3 | 23,1 | 23,6 | 24,6 | 25,0 | | | | | | | | |
| 0,30 | t_m °C | 21,4 | 21,3 | 21,6 | 22,2 | 22,5 | 24,2 | 24,1 | 24,4 | 25,0 | 25,3 | 26,1 | 26,0 | 26,3 | 26,9 | 27,1 | | | | | | | | |
| | $t_{1/2}$ °C | 17,1 | 17,0 | 17,4 | 18,3 | 18,7 | 21,3 | 21,2 | 21,6 | 22,5 | 22,9 | 24,1 | 24,0 | 24,4 | 25,3 | 25,7 | | | | | | | | |
| 0,40 | t_m °C | 22,7 | 22,6 | 22,8 | 23,3 | 23,6 | 25,1 | 25,0 | 25,2 | 25,7 | 25,9 | 26,7 | 26,6 | 26,8 | 27,3 | 27,5 | | | | | | | | |
| | $t_{1/2}$ °C | 19,0 | 18,9 | 19,2 | 20,0 | 20,3 | 22,6 | 22,5 | 22,8 | 23,6 | 23,9 | 25,0 | 24,9 | 25,2 | 26,0 | 26,3 | | | | | | | | |
| 0,50 | t_m °C | 23,9 | 23,8 | 24,0 | 24,4 | 24,6 | 25,9 | 25,8 | 26,0 | 26,4 | 26,6 | 27,2 | 27,1 | 27,3 | 27,7 | 27,9 | | | | | | | | |
| | $t_{1/2}$ °C | 20,8 | 20,7 | 21,0 | 21,6 | 21,9 | 23,8 | 23,7 | 24,0 | 24,6 | 24,9 | 25,8 | 25,7 | 26,0 | 26,6 | 26,9 | | | | | | | | |
| 0,60 | t_m °C | 25,1 | 25,0 | 25,2 | 25,5 | 25,7 | 26,7 | 26,6 | 26,8 | 27,1 | 27,3 | 27,7 | 27,7 | 27,9 | 28,2 | 28,3 | | | | | | | | |
| | $t_{1/2}$ °C | 22,6 | 22,5 | 22,8 | 23,3 | 23,5 | 25,0 | 24,9 | 25,2 | 25,7 | 25,9 | 26,6 | 26,5 | 26,8 | 27,3 | 27,5 | | | | | | | | |
| 0,70 | t_m °C | 26,3 | 26,3 | 26,4 | 26,7 | 26,7 | 27,5 | 27,5 | 27,6 | 27,9 | 27,9 | 28,3 | 28,3 | 28,4 | 28,7 | 28,7 | | | | | | | | |
| | $t_{1/2}$ °C | 24,5 | 24,4 | 24,6 | 25,0 | 25,1 | 26,3 | 26,2 | 26,4 | 26,8 | 26,9 | 27,5 | 27,4 | 27,6 | 28,0 | 28,1 | | | | | | | | |
| 0,80 | t_m °C | 27,5 | 27,5 | 27,6 | 27,8 | 27,9 | 28,3 | 28,3 | 28,4 | 28,6 | 28,7 | 28,9 | 28,9 | 28,9 | 29,1 | 29,1 | | | | | | | | |
| | $t_{1/2}$ °C | 26,3 | 26,3 | 26,4 | 26,7 | 26,8 | 27,5 | 27,5 | 27,6 | 27,9 | 28,0 | 28,3 | 28,3 | 28,4 | 28,7 | 28,8 | | | | | | | | |
| 0,90 | t_m °C | 28,7 | 28,7 | 28,8 | 28,9 | 28,9 | 29,1 | 29,1 | 29,2 | 29,3 | 29,3 | 29,4 | 29,4 | 29,4 | 29,5 | 29,6 | | | | | | | | |
| | $t_{1/2}$ °C | 28,1 | 28,1 | 28,2 | 28,3 | 28,4 | 28,7 | 28,7 | 28,8 | 28,9 | 29,0 | 29,1 | 29,1 | 29,2 | 29,3 | 29,4 | | | | | | | | |

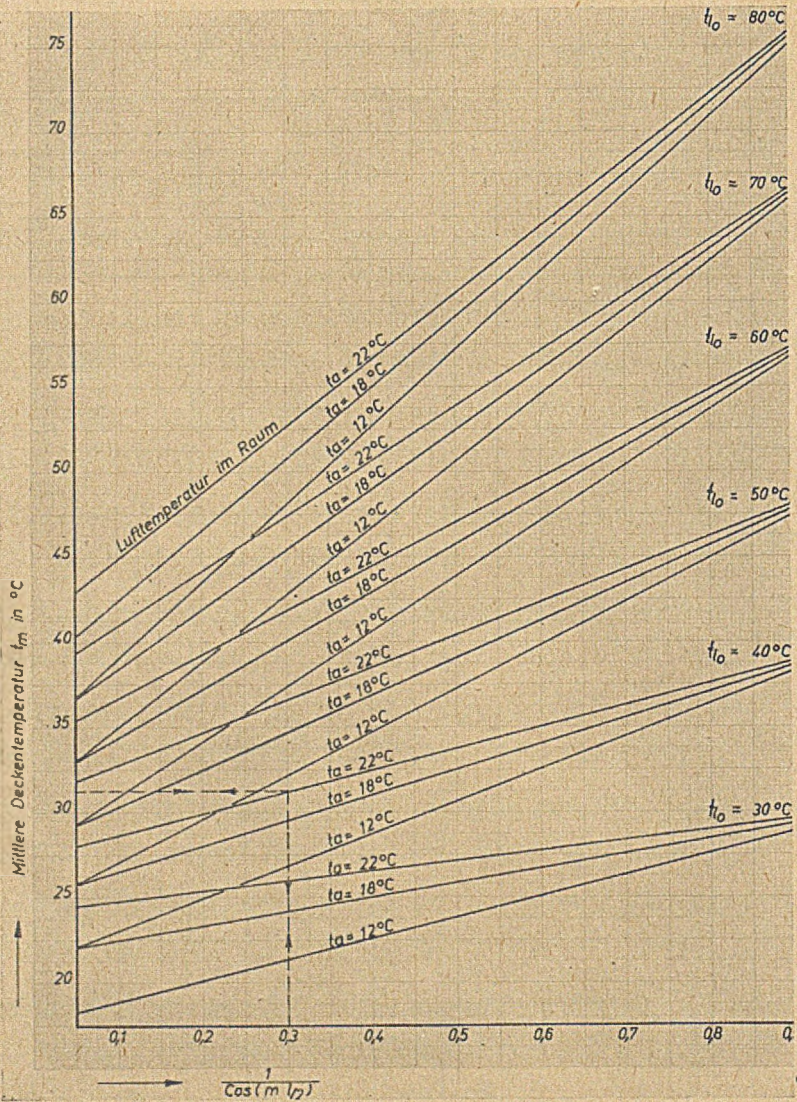


Bild 58.

Mittlere Deckentemperatur t_m bei einer Außentemperatur t_b von -15°C .

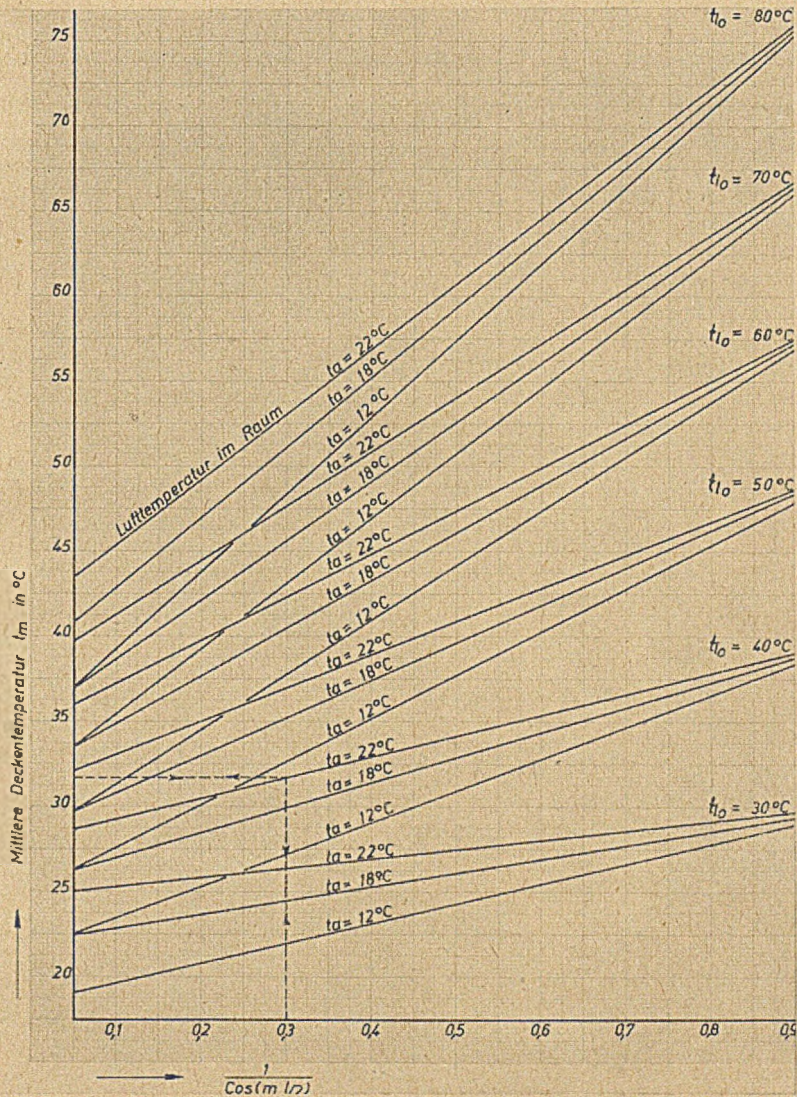


Bild 59.

Mittlere Deckentemperatur f_m bei einer darüberliegenden Raumtemperatur t_b von 0°C .

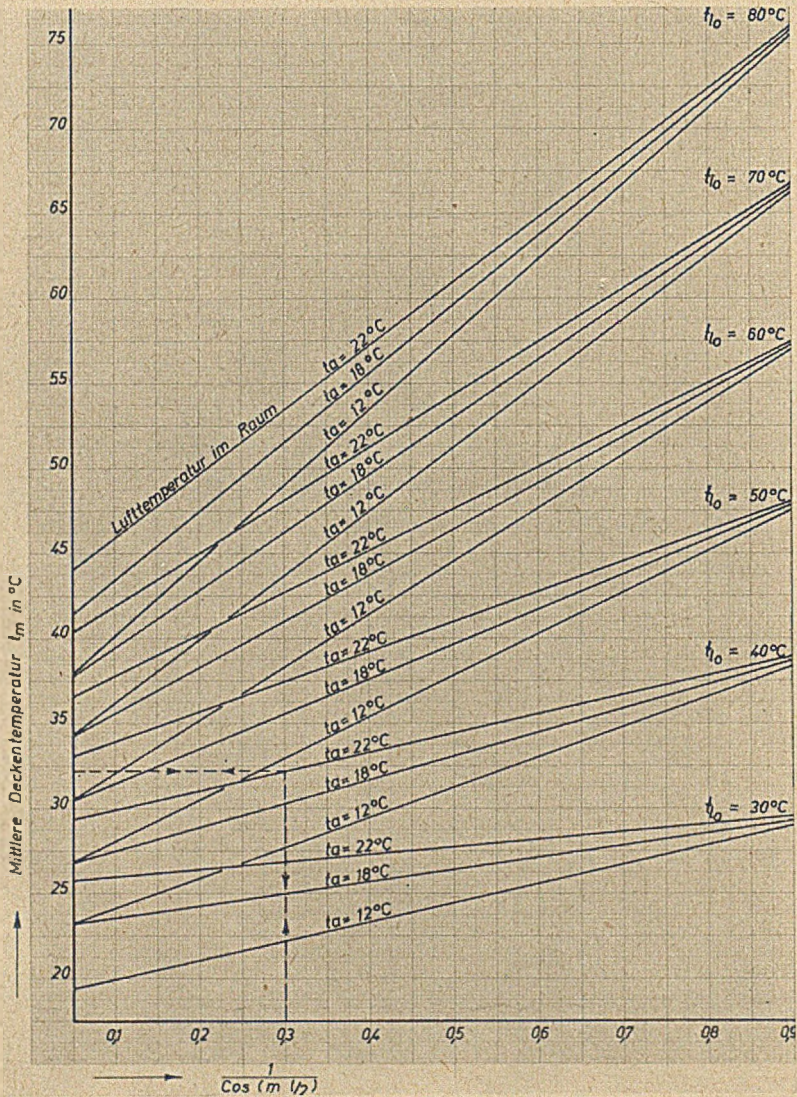


Bild 60.

Mittlere Decktemperatur t_m bei einer darüberliegenden Raumtemperatur von $+18^{\circ}\text{C}$.

5. Der günstigste Rohrabstand und Rohrdurchmesser.

Die Zahlentafeln 26 bis 31 enthalten die mittleren und niedrigsten Oberflächentemperaturen einer beheizten Decke für Rohrabstände l von 10 bis 50 cm. Es steht also ein großer Spielraum für die Wahl des Rohrabstandes zur Verfügung, und es ist leicht zu erkennen, daß für eine Decke bestimmter Bauart unter den in Frage kommenden Rohrabständen einer sein muß, der die größte Leistung ergibt. Als Maßstab für die Leistung kann der Temperaturverlust der Decke von der Mitte eines Heizrohres bis zur Linie $l/2$ betrachtet werden. Dieser Temperaturverlust ist abhängig von den Deckenbaustoffen, der Temperatur des Heizmittels t_{II} und den Lufttemperaturen über und unter der Decke. Aus den vorstehend erwähnten Zahlentafeln geht hervor, daß die Lufttemperaturen über und unter der Decke nur einen sehr geringen Einfluß auf die Deckentemperatur haben, so daß sie außer Betracht bleiben können. Die Untersuchung kann also auf den Einfluß der Deckenbaustoffe und der mittleren Heizmitteltemperatur beschränkt werden.

Die wärmetechnischen Eigenschaften der Deckenbaustoffe werden zusammengefaßt durch den Wert

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_a + \kappa_b}{a \lambda_a}}$$

Die Werte α_a , κ_b , a und λ_a sind vorstehend eingehend erläutert und in ihren Zahlenwerten umrissen. Die Wärmeübergangszahl α_a kann für alle vorkommenden Baustoffe als konstant angenommen werden. Die Wärmeüberleitzahl κ_b der Decke nach oben berücksichtigt den Wärmeverlust in dem darüberliegenden Raum. Dieser Verlust wird bei wachsendem Zahlenwert von κ_b größer, d. h. es wird unter sonst gleichen Verhältnissen eine größere Heizfläche bzw. ein geringerer Rohrabstand notwendig.

Die Stärke a der beheizten Deckenschicht leitet die von den Heizrohren abgegebene Wärme in waagerechter Richtung ab. Eine dicke Schicht a wird der Wärme einen geringeren Widerstand entgegensetzen, als eine dünne, d. h. bei Verkleinerung der beheizten Schicht a wird der Temperaturabfall bis zum Punkt $l/2$ größer werden. Zur Erzielung der gleichen Wirkung muß also bei kleinerem a die Heizfläche vergrößert werden. Die Wärmeleitzahl λ_a der beheizten Deckenschicht ist abhängig von der Art des Deckenbaustoffes und kann sich in verhältnismäßig weiten Grenzen ändern, wie vorstehend erläutert. Eine Verminderung von λ_a hat aber dieselbe Wirkung wie eine Verkleinerung von a , nämlich einen größeren Temperaturabfall bis zum Punkt $l/2$ und damit eine notwendige Vergrößerung der Heizflächen. Es ergibt sich also eine Ver-

Vergrößerung der Heizflächen bzw. eine Verminderung des Rohrabstandes, wenn sich die einzelnen Zahlenwerte wie folgt verändern:

1. bei wachsendem Zahlenwert von α_b
2. bei sinkendem „ „ „ a
3. bei „ „ „ „ λ_a .

Bei Veränderung der drei Zahlenwerte in diesem Sinne wird aber der Wert $m = \sqrt{\frac{\alpha_a + \alpha_b}{a \lambda_a}}$ vergrößert bzw. bei Verminderung von α_b und

Vergrößerung von a und λ_a wird m kleiner, d. h. für die Bestimmung des günstigsten Rohrabstandes ist es nicht notwendig, auf die drei Werte α_b , a und λ_a zurückzugreifen, sondern es genügt, wenn der Wert m als Ausgangspunkt für die Beurteilung des Rohrabstandes l gewählt wird.

In den nachstehenden Zahlentafeln 32 und 33 wird für die Werte $m = 10$ und $m = 20$ der mittlere Temperaturabfall pro cm Deckenbreite zwischen den Punkten $l = 0$ und $l/2$ für die Rohrabstände von 10 bis 50 cm bestimmt. Derjenige Rohrabstand, bei dem sich der größte Temperaturabfall ergibt, kann als der günstigste betrachtet werden. Um den Einfluß der Heiztemperatur zu erfassen, wird die Rechnung für eine höchste Oberflächentemperatur von 80, 60 und 40 °C durchgeführt. Die Lufttemperaturen über und unter der Decke werden zu 18 °C, der Wert $\frac{\alpha_b}{\alpha_b + \alpha_u}$ zu 0,10 angenommen. Damit ergibt sich:

Zahlentafel 32.

Mittlerer Temperaturabfall

zwischen den Punkten $l = 0$ und $l/2$ in °C/cm für $m = 10$.

| Rohrabstand l cm | $\frac{1}{\alpha_b} \left(\frac{m l}{2} \right)$ | $t_{l_0} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$ | | | $t_{l_0} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ | | | $t_{l_0} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$ | | |
|--------------------------|---|--|---------------------|-------|--|---------------------|-------|--|---------------------|-------|
| | | $t_{l/2}$ | $t_{l_0} - t_{l/2}$ | °C/cm | $t_{l/2}$ | $t_{l_0} - t_{l/2}$ | °C/cm | $t_{l/2}$ | $t_{l_0} - t_{l/2}$ | °C/cm |
| 10 | 0,888 | 73,3 | 6,7 | 0,67 | 55,5 | 4,5 | 0,45 | 37,8 | 2,2 | 0,22 |
| 15 | 0,775 | 66,5 | 13,5 | 0,90 | 51,0 | 9,0 | 0,60 | 35,5 | 4,5 | 0,30 |
| 20 | 0,648 | 58,8 | 21,2 | 1,06 | 46,8 | 13,2 | 0,66 | 32,9 | 7,1 | 0,35 |
| 25 | 0,553 | 53,1 | 26,9 | 1,08 | 42,0 | 18,0 | 0,72 | 30,9 | 9,1 | 0,36 |
| 30 | 0,425 | 45,4 | 34,6 | 1,15 | 36,9 | 23,1 | 0,77 | 28,4 | 11,6 | 0,39 |
| 35 | 0,337 | 39,9 | 40,1 | 1,14 | 33,4 | 26,6 | 0,76 | 26,6 | 13,4 | 0,38 |
| 40 | 0,266 | 35,6 | 44,4 | 1,11 | 30,5 | 29,5 | 0,74 | 25,2 | 14,8 | 0,37 |
| 45 | 0,208 | 32,3 | 47,7 | 1,06 | 28,1 | 31,9 | 0,71 | 24,0 | 16,0 | 0,35 |
| 50 | 0,164 | 29,6 | 50,4 | 1,01 | 26,4 | 33,6 | 0,67 | 23,1 | 16,9 | 0,34 |

Zahlentafel 33.

Mittlerer Temperaturabfall

zwischen den Punkten $l = 0$ und $l/2$ in $^{\circ}\text{C}/\text{cm}$ für $m = 20$.

| Rohr- abstand l cm | l $\left(\frac{m}{20}\right)$ | $t_{l_0} = 80^{\circ}\text{C}$ | | | $t_{l_0} = 60^{\circ}\text{C}$ | | | $t_{l_0} = 40^{\circ}\text{C}$ | | |
|-------------------------------|------------------------------------|--------------------------------|-------------------------|------------------------------|--------------------------------|-------------------------|------------------------------|--------------------------------|-------------------------|------------------------------|
| | | $l_{1/2}$ | $t_{l_0} - t_{l_{1/2}}$ | $^{\circ}\text{C}/\text{cm}$ | $l_{1/2}$ | $t_{l_0} - t_{l_{1/2}}$ | $^{\circ}\text{C}/\text{cm}$ | $l_{1/2}$ | $t_{l_0} - t_{l_{1/2}}$ | $^{\circ}\text{C}/\text{cm}$ |
| 10 | 0,648 | 59,8 | 20,2 | 2,02 | 45,8 | 14,2 | 1,42 | 32,9 | 7,1 | 0,71 |
| 15 | 0,426 | 45,5 | 34,5 | 2,30 | 36,9 | 23,1 | 1,54 | 28,4 | 11,6 | 0,78 |
| 20 | 0,226 | 35,6 | 44,4 | 2,22 | 30,5 | 29,5 | 1,48 | 25,1 | 14,9 | 0,75 |
| 25 | 0,163 | 29,6 | 50,4 | 2,02 | 26,3 | 33,7 | 1,35 | 23,0 | 17,0 | 0,68 |
| 30 | 0,095 | 25,5 | 54,5 | 1,81 | 23,6 | 36,4 | 1,21 | 21,7 | 18,3 | 0,61 |
| 35 | 0,060 | 23,4 | 56,6 | 1,61 | 22,2 | 37,8 | 1,08 | 21,0 | 19,0 | 0,54 |
| 40 | 0,036 | 22,0 | 58,0 | 1,45 | 21,2 | 38,8 | 0,97 | 20,5 | 19,5 | 0,49 |

Aus diesen beiden Zahlentafeln ist zunächst zu ersehen, daß, wie nach dem vorstehend Gesagten zu erwarten war, der günstigste Rohrabstand mit wachsendem Zahlenwert von m kleiner wird. Außerdem ergibt sich, daß die Temperatur des Heizmittels keinen Einfluß auf den günstigsten Rohrabstand ausübt. Es wird deshalb bei der Ermittlung weiterer Zahlenwerte nur noch mit einer Temperatur t_{l_0} von 80°C gerechnet. Außerdem werden nur so viele Zahlenwerte bestimmt, als zur Ermittlung des günstigsten Rohrabstandes notwendig sind.

Die Zahlentafel 34 zeigt, daß der günstigste Rohrabstand in einem gesetzmäßigen Verhältnis zum Zahlenwert m steht, der die Wärmeleit-zahlen der Deckenbauart berücksichtigt. Es gehört also zu jeder Deckenbauart, je nach den verwendeten Baustoffen, ein ganz bestimmter Rohr-abstand l , der für den betreffenden Fall der günstigste ist. In Bild 61 sind die berechneten Werte durch eine Kurve verbunden, so daß auch für Zwischenwerte von m die zugehörigen günstigsten Rohrabstände l_g leicht bestimmt werden können.

Im Anschluß an die Bestimmung des günstigsten Rohrabstandes ist noch die Frage zu klären, welchen Einfluß der Rohrdurchmesser besitzt. Die für die Ermittlung der Oberflächentemperatur maßgebende Gleichung setzt voraus, daß die Erwärmung der Deckenschicht auf einer Linie erfolgt, die senkrecht durch die Rohrachse verläuft, und daß von dieser Linie aus die Temperatur nach rechts und links entsprechend dem Wärmeleitwiderstand der Decke bis zum Abstand $l/2$ abnimmt. Streng genommen gilt diese Voraussetzung nur für ein senkrecht stehendes, dünnes Heizelement von der Höhe der Deckenschicht a . Ein dünnes, elektrisch beheiztes Metallband würde dieser Annahme wohl

Zahlentafel 34.

Zahlenwerte über den mittleren Temperaturabfall
zwischen den Punkten $l = 0$ und $l/2$ in $^{\circ}\text{C}/\text{cm}$, für $t_{10} = 80^{\circ}\text{C}$.

| $m = 6$ | | | | | $m = 7$ | | | | |
|-------------------------------|-----------------------|-----------|--------------------|------------------------------|-------------------------------|-----------------------|-----------|--------------------|------------------------------|
| Rohr- abstand l cm | $\frac{1}{\cos(m/2)}$ | $t_{l/2}$ | $t_{10} - t_{l/2}$ | $^{\circ}\text{C}/\text{cm}$ | Rohr- abstand l cm | $\frac{1}{\cos(m/2)}$ | $t_{l/2}$ | $t_{10} - t_{l/2}$ | $^{\circ}\text{C}/\text{cm}$ |
| 35 | 0,625 | 57,4 | 22,6 | 0,65 | 35 | 0,542 | 52,4 | 27,6 | 0,79 |
| 40 | 0,553 | 53,2 | 26,8 | 0,67 | 40 | 0,466 | 47,9 | 32,1 | 0,80 |
| 45 | 0,468 | 48,0 | 32,0 | 0,71 | 45 | 0,398 | 43,9 | 36,1 | 0,80 |
| 50 | 0,426 | 45,4 | 34,6 | 0,69 | 50 | 0,338 | 40,1 | 39,9 | 0,79 |
| $m = 8$ | | | | | $m = 9$ | | | | |
| 30 | 0,553 | 53,1 | 26,9 | 0,90 | 25 | 0,588 | 55,2 | 24,8 | 0,99 |
| 35 | 0,465 | 47,8 | 32,2 | 0,92 | 30 | 0,486 | 49,0 | 31,0 | 1,03 |
| 40 | 0,388 | 43,1 | 36,9 | 0,92 | 35 | 0,397 | 43,9 | 36,1 | 1,03 |
| 45 | 0,323 | 39,2 | 40,8 | 0,91 | 40 | 0,323 | 39,2 | 40,8 | 1,02 |
| $m = 11$ | | | | | $m = 12$ | | | | |
| 25 | 0,477 | 48,5 | 31,5 | 1,26 | 20 | 0,553 | 53,1 | 26,9 | 1,35 |
| 30 | 0,370 | 42,0 | 38,0 | 1,27 | 25 | 0,425 | 45,4 | 34,6 | 1,38 |
| 35 | 0,278 | 36,5 | 43,5 | 1,24 | 30 | 0,322 | 39,1 | 40,9 | 1,36 |
| $m = 13$ | | | | | $m = 14$ | | | | |
| 20 | 0,509 | 50,4 | 29,6 | 1,48 | 15 | 0,622 | 57,2 | 22,8 | 1,53 |
| 25 | 0,380 | 42,6 | 37,4 | 1,49 | 20 | 0,466 | 47,9 | 32,1 | 1,61 |
| 30 | 0,279 | 36,5 | 43,5 | 1,45 | 25 | 0,338 | 40,1 | 39,9 | 1,59 |
| $m = 15$ | | | | | $m = 16$ | | | | |
| 15 | 0,588 | 55,2 | 24,5 | 1,65 | 15 | 0,553 | 53,1 | 26,9 | 1,80 |
| 20 | 0,425 | 45,4 | 34,6 | 1,73 | 20 | 0,388 | 43,1 | 36,9 | 1,84 |
| 25 | 0,300 | 37,8 | 42,2 | 1,69 | 25 | 0,266 | 35,8 | 44,2 | 1,77 |
| $m = 17$ | | | | | $m = 18$ | | | | |
| 15 | 0,519 | 51,0 | 29,0 | 1,93 | 10 | 0,698 | 61,9 | 18,1 | 1,81 |
| 20 | 0,354 | 41,0 | 39,0 | 1,95 | 15 | 0,486 | 49,0 | 31,0 | 2,06 |
| 25 | 0,236 | 34,0 | 46,0 | 1,84 | 20 | 0,322 | 39,1 | 40,9 | 1,95 |
| $m = 19$ | | | | | $m = 20$ | | | | |
| 10 | 0,673 | 60,3 | 19,7 | 1,97 | 10 | 0,648 | 59,8 | 20,2 | 2,02 |
| 15 | 0,455 | 47,2 | 32,8 | 2,18 | 15 | 0,426 | 45,5 | 34,5 | 2,30 |
| 20 | 0,293 | 37,4 | 42,6 | 2,13 | 20 | 0,226 | 35,6 | 44,4 | 2,22 |

am nächsten kommen. Bei der Verwendung von Rohren würde ein wesentlicher Fehler bei der Berechnung der Deckentemperatur nur bei großen Rohrdurchmessern und geringem Rohrabstand l auftreten, also bei einer Ausführungsart, die kaum angewendet werden wird, weil dieselbe Wirkung viel einfacher und billiger mit einer etwas höheren

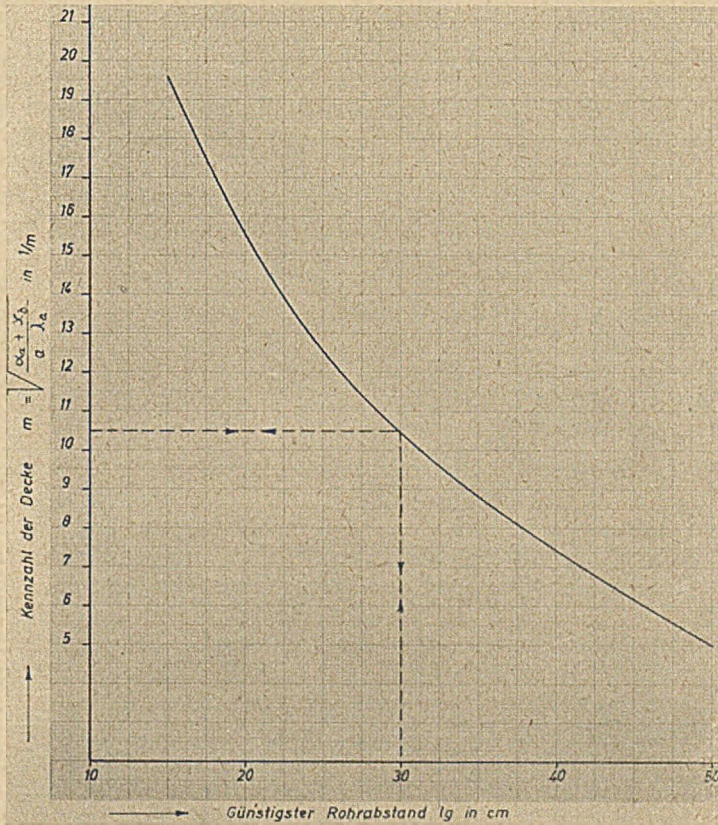


Bild 61.

Der günstigste Rohrabstand l_g in Abhängigkeit von der Kennzahl m der Decke.

Heizmitteltemperatur und kleinem Rohrdurchmesser bei größeren Abständen erreicht werden kann. Es wurde deshalb auch darauf verzichtet, den Einfluß der kreisförmigen Heizflächen auf die Berechnung der Deckentemperatur durch Einführung einer weiteren Berichtigungszahl zu berücksichtigen, besonders deshalb, weil die Größe dieser Berichtigung innerhalb der Fehlergrenze liegen würde, die durch die Annahme der Wärmeleitahlen der Deckenbaustoffe gegeben ist.

Viel wichtiger ist dagegen die Überlegung, daß es nicht möglich ist, durch eine beliebige Steigerung der Heizmitteltemperatur unter gleichzeitiger Verminderung der Rohrdurchmesser und Vergrößerung der Rohrabstände die erforderliche Rohrheizfläche zu vermindern, weil dieser Entwicklung durch die Wärmeleitfähigkeit der Stoffe eine Grenze gesetzt ist. Dabei ist zunächst festzustellen, daß der Wärmeübergang vom Wasser an die Rohrwand für diese Begrenzung ohne Einfluß ist. Die hier in Frage kommenden Wärmemengen von 30 bis 160 kcal pro Meter Heizrohr und Stunde ergeben bei einer Wärmeübergangszahl $\alpha = 800 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ vom Wasser an die Rohrwand nur einen Temperaturunterschied von 0,038 bis 0,200 $^\circ\text{C}$ zwischen der mittleren Wassertemperatur und der inneren Rohroberfläche. Es ist aus diesem Grunde auch falsch, wenn man durch Anwendung einer höheren Wassergeschwindigkeit eine Verbesserung der Wärmeübertragung und eine Verminderung der Rohrdurchmesser bzw. eine Vergrößerung der Abstände zu erreichen sucht. Eine solche Maßnahme hat nur dort einen Wert, wo die von der Rohroberfläche aufgenommene Wärme auch abgeleitet werden kann, wie z. B. bei Gegenstromapparaten u. dgl., nicht aber bei einer Deckenheizung. Hier ist ausschließlich der an die Heizrohre anliegende Deckenbaustoff für die Größe der übertragenen Wärmemenge maßgebend.

Der Einfluß der Deckenbaustoffe wurde schon durch Einführung des Wertes m berücksichtigt, jedoch unter der schon vorstehend erwähnten Voraussetzung, daß die Wärmeübertragung innerhalb der Schicht a auf einer durch die Rohrachse führenden senkrechten Linie erfolgt. In Wirklichkeit erfolgt die Wärmeübertragung auf einer kreisförmigen Linie, nämlich auf dem Außendurchmesser des Heizrohres. Wenn man davon ausgeht, daß der theoretische Temperaturverlauf innerhalb der Decke nicht beeinflußt werden soll, dann muß die Deckentemperatur, die sich durch die vom Heizrohr radial nach allen Seiten übertragene Wärme ergibt, mit dem theoretischen Temperaturverlauf übereinstimmen. Es ist also nicht gleichgültig, mit welchem Durchmesser das Heizrohr ausgeführt wird. Bei kleinem Rohrdurchmesser ist auch der an das Rohr anliegende Betonquerschnitt klein. Dies hat zur Folge, daß die Ableitung der durch den Rohrabstand gegebenen Wärmemenge einen großen Temperaturunterschied erfordert, so daß die Temperatur der Schicht a in einem bestimmten Abstand vom Rohre niedriger ist, als die nach der Gleichung errechnete Temperatur. In diesem Falle könnte aber auch die berechnete Oberflächentemperatur bzw. die mittlere Deckentemperatur nicht mehr erreicht werden. Umgekehrt würde ein zu großer Rohrdurchmesser einen unnötigen Materialaufwand bedeuten.

Es ist also zu untersuchen, wie die Temperatur innerhalb der Schicht a in der Nähe des Heizrohres verläuft, und zwar sowohl bei der

der Gleichung zugrunde gelegten Annahme, als auch bei der wirklichen Wärmeübertragung durch die Heizrohre.

Die Gleichung 154 auf Seite 127 ist in einer Form angegeben, wie sie sich für einen Abstand von $l/2$ von der Rohrachse ergibt. Diese Form stellt also schon eine gewisse Vereinfachung dar. Für die Ermittlung der Temperatur der Schicht a in der Nähe des Heizrohres muß die allgemeine Lösung für die Temperatur im Abstand x von der Rohrachse angewendet werden. Diese lautet

$$t_x = t_0 \frac{\text{Cosf} [m (l/2 - x)]}{\text{Cosf} (m l/2)} + t_a \left(1 - \frac{\text{Cosf} [m (l/2 - x)]}{\text{Cosf} (m l/2)} \right) + t_b \frac{\alpha_b}{\alpha_b + \alpha_b} \left(1 - \frac{\text{Cosf} [m (l/2 - x)]}{\text{Cosf} (m l/2)} \right) \text{°C.} \quad (157)$$

In dieser Gleichung wird für $x = 0, t_x = t_0$ (154a)

und für $x = l/2$

$$t_{l/2} = t_0 \frac{1}{\text{Cosf} (m l/2)} + t_a \left(1 - \frac{1}{\text{Cosf} (m l/2)} \right) + t_b \frac{\alpha_b}{\alpha_b + \alpha_b} \left(1 - \frac{1}{\text{Cosf} (m l/2)} \right) \text{°C.} \quad (154)$$

Die letztere Gleichung entspricht genau der Gleichung 154 auf S. 127, die damit als Vereinfachung der allgemeinen Form nach der obigen Gl. 157 anzusprechen ist.

Die Einführung des Wertes t_0 ist hier jedoch nicht erforderlich, weil es sich nicht um die Erfassung der Oberflächentemperatur handelt, sondern um die Temperaturen in Höhe der Rohrmitte. Für die Berechnung wird angenommen, daß die Lufttemperatur unter und über der Decke + 18 °C betrage. Für die übrigen Beiwerte werden Mittelwerte angenommen, und zwar $m = 10$ und $\frac{\alpha_b}{\alpha_b + \alpha_b} = 0,1$.

Die mittlere Wassertemperatur sei $t_H = 60 \text{ °C}$, mit diesen Werten vereinfacht sich die Gleichung 157 zu

$$t_x = 60 \frac{\text{Cosf} [10 (l/2 - x)]}{\text{Cosf} (10 l/2)} + 18 \left[1,1 - \frac{1,1 [\text{Cosf} 10 (l/2 - x)]}{\text{Cosf} (10 l/2)} \right] \text{°C.} \quad (157a)$$

Mit dieser Gleichung ergibt sich bei einem Rohrabstand von $l = 20 \text{ cm}$ die Temperaturkurve a des Bildes 62.

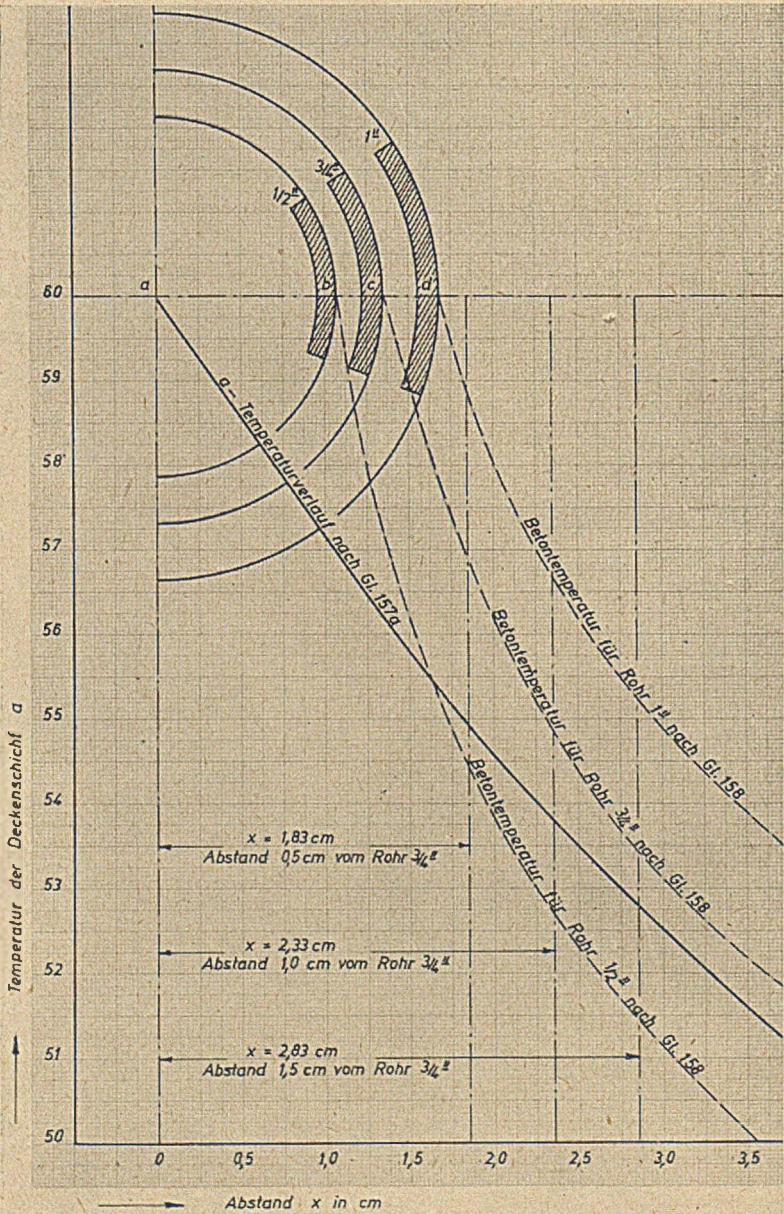


Bild 62. Temperaturverlauf in der Deckenschicht a bei 60°C Heizwassertemperatur und 20 cm Rohrabstand.

Der wirkliche Temperaturverlauf des Betons entspricht in der Nähe des Heizrohres demjenigen eines ringförmig auf dem Rohr aufgetragenen Isoliermittels, d. h. der für die Fortleitung der Wärme zur Verfügung stehende Querschnitt wächst mit zunehmendem Abstand vom Rohr. Damit wird die Temperaturdifferenz pro Zentimeter Rohrabstand um so kleiner, je größer der Abstand ist.

Die allgemeine Gleichung für den Wärmeverlust eines isolierten Rohres lautet

$$Q = L \pi z \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_i d_i} + \frac{1}{\alpha_{J_s} d_{J_s}} + \frac{1}{2 \lambda_R} \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{2 \lambda} \ln \frac{d_{J_s}}{d_a}} \text{ kcal.} \quad (105)$$

Darin bedeutet: Q = abgegebene Wärmemenge in kcal

l = Rohrlänge in m

z = Zeitdauer des Wärmeüberganges

t_1 = Temperatur des Wärmeträgers

t_2 = Temperatur der umgebenden Luft

α_i = Wärmeübergangszahl im Innern des Rohres

α_{J_s} = Wärmeübergangszahl an der Isolierungsoberfläche

λ_R = Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials

λ = Wärmeleitfähigkeit der Isolierung

d_i = innerer Rohrdurchmesser in m

d_a = äußerer Rohrdurchmesser in m

d_{J_s} = Durchmesser der Isolierung in m.

Die sinngemäße Anwendung dieser Gleichung lautet, auf den Temperaturverlauf des an das Heizrohr anliegenden Betons angewendet, für einen Meter Rohrlänge und eine Stunde:

$$q = \frac{\pi (t_H - t_B)}{\frac{1}{\alpha_{W_s} d_1} + \frac{1}{2 \lambda_R} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \lambda_B} \ln \frac{d_3}{d_2}} \text{ kcal/mh,} \quad (105a)$$

hierin bedeutet α_{W_s} = Wärmeübergangszahl von Wasser an Rohrwand

t_H = mittlere Wassertemperatur

t_B = Temperatur des am Rohr anliegenden Deckenbaustoffes, bezogen auf den Durchmesser d_3

λ_R, λ_B = Wärmeleitfähigkeiten von Rohr u. Deckenbaustoff

d_1 = innerer Rohrdurchmesser

d_2 = äußerer Rohrdurchmesser

d_3 = Durchmesser des anliegenden Deckenbaustoffes.

Aus obiger Gl. 105a ergibt sich

$$t_B = t_H - \frac{q}{\pi} \left(\frac{1}{\alpha_{W_s} d_1} + \frac{1}{2 \lambda_R} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \lambda_B} \ln \frac{d_3}{d_2} \right) \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (158)$$

Für die Bestimmung der Temperatur t_B für den Durchmesser d_3 ist die Kenntnis der zu übertragenden Wärmemenge erforderlich. Diese beträgt je nach Raumtemperatur und Heiztemperatur 200 bis 280 kcal/m² h nach unten und 20 bis 30 kcal/m² h nach oben, zusammen also 220 bis 310 kcal/m² h. Zunächst wird mit einem Mittelwert von 250 kcal/m² h nach unten bzw. mit einer Gesamtwärmeabgabe von 280 kcal/m² h weitergerechnet. Die von einem Heizrohr abzugebende Wärmemenge ist abhängig vom Rohrabstand, also von der Anzahl, der auf einen Meter Deckenbreite verlegten Röhre. Für die Rohrabstände von 10 bis 50 cm ergeben sich folgende Wärmemengen, die von einem Meter Heizrohr zu übertragen sind für eine Wärmeabgabe von

| | 280/310 | 250/280 | 200/220 kcal/m ² h |
|---------------------------------|---------|--------------|-------------------------------|
| bei 50 cm Rohrabstand $q = 155$ | 140 | 110 kcal/m h | |
| „ 45 „ „ $q = 140$ | 126 | 99 „ | |
| „ 40 „ „ $q = 124$ | 112 | 88 „ | |
| „ 35 „ „ $q = 109$ | 98 | 77 „ | |
| „ 30 „ „ $q = 93$ | 84 | 66 „ | |
| „ 25 „ „ $q = 78$ | 70 | 55 „ | |
| „ 20 „ „ $q = 62$ | 56 | 44 „ | |
| „ 15 „ „ $q = 47$ | 42 | 33 „ | |
| „ 10 „ „ $q = 31$ | 28 | 22 „ | |

Für $t_H = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$, $l = 20 \text{ cm}$, $q = 56 \text{ kcal/h m}$, $\lambda_R = 60 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$, $\lambda_B = 1,2 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$, $\alpha_{W_s} = 800 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ ergibt sich

für einen Rohrdurchmesser von $\frac{1}{2}''$ die Temperaturkurve b
 „ „ „ „ $\frac{3}{4}''$ „ „ c
 „ „ „ „ $1''$ „ „ d

des Bildes 62. Diese Abbildung läßt sofort erkennen, daß für den angenommenen Rohrabstand von 20 cm ein Heizrohrdurchmesser von $\frac{3}{4}''$ diejenige Temperaturkurve besitzt, die am besten mit dem Temperaturverlauf nach der Gleichung übereinstimmt. während die Kurven b und d für das Rohr von $1''$ Durchmesser eine kleinere und für das Rohr von $\frac{1}{2}''$ Durchmesser eine größere Temperaturdifferenz ergeben würden, als nach der Gleichung als Grundlage für die Bestimmung der Deckentemperaturen in Rechnung gestellt wurde. Der Rohrdurchmesser von $\frac{3}{4}''$ ist damit der günstigste Rohrdurchmesser für einen Rohrabstand von 20 cm und einer Wärmeabgabe der Decke nach unten von 250 bzw. 280 kcal/m² h Gesamtwärmeabgabe.

Zur Bestimmung der zu den übrigen Rohrabständen gehörigen Rohrdurchmesser wird zunächst nach Gl. 158 die Temperatur des Betons in 1 cm Abstand vom Rohr berechnet. Bei 60 °C mittlerer Wassertemperatur ergibt sich

Zahlentafel 35.
Betontemperaturen nach Gl. 158.

| Rohr Ø | Betontemperaturen (°C) in 1 cm Rohrabstand für $l = . . \text{ cm}$ | | | | | | | | |
|-----------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 |
| 1/2 " | 56,81 | 55,20 | 53,63 | 52,02 | 50,44 | 48,76 | 47,22 | 45,61 | 44,03 |
| 3/4 " | 57,35 | 55,98 | 54,66 | 53,35 | 52,00 | 50,60 | 49,30 | 47,90 | 46,60 |
| 1 " | 57,84 | 56,74 | 55,68 | 54,58 | 53,51 | 52,37 | 51,33 | 50,23 | 49,16 |
| 5/4 " | 58,26 | 57,37 | 56,51 | 55,64 | 54,77 | 53,85 | 53,00 | 52,12 | 51,26 |
| 1 1/2 " | 58,44 | 57,65 | 56,88 | 56,10 | 55,33 | 54,50 | 53,75 | 52,97 | 52,20 |
| 2 " | 58,72 | 58,07 | 57,44 | 56,79 | 56,16 | 55,48 | 54,86 | 54,21 | 53,58 |

Nach Gleichung 157a ergeben sich ebenfalls für 60 °C mittl. Wassertemperatur die Temperaturen des Betons im Abstand x von der Rohrmitte zu:

Zahlentafel 36.
Betontemperaturen nach Gl. 157a.

| Abstand $x \text{ cm}$ | Betontemperaturen (°C) im Abstand x für $l = . . \text{ cm}$ | | | | | | | | |
|---------------------------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 |
| 1,5 | 57,67 | 56,62 | 55,78 | 55,34 | 54,97 | 54,80 | 54,66 | 54,55 | 54,50 |
| 2,0 | 57,04 | 55,76 | 54,60 | 53,91 | 53,55 | 53,20 | 52,97 | 52,90 | 52,80 |
| 2,5 | 56,50 | 54,77 | 53,54 | 52,60 | 52,10 | 51,68 | 51,50 | 51,35 | 51,25 |
| 3,0 | 56,13 | 53,98 | 52,55 | 51,37 | 50,80 | 50,30 | 50,05 | 49,85 | 49,70 |
| 4,0 | 55,66 | 52,85 | 50,60 | 49,30 | 48,25 | 47,75 | 47,32 | 47,05 | 46,90 |
| 4,5 | 55,43 | 52,28 | 49,85 | 48,25 | 47,20 | 46,52 | 46,10 | 45,80 | 45,65 |

Zeichnet man die Temperaturwerte dieser beiden Tabellen auf, so erhält man die beiden Kurvenscharen des Bildes 63. Die Schnittpunkte der Kurven gleicher Rohrabstände ergeben je nach ihrer Lage zu den durch senkrechte Linien eingetragenen Rohrdurchmessern die günstigsten Durchmesser der Heizrohre für die einzelnen Rohrabstände. Die Verbindung der Schnittpunkte ergibt die Kurve A gleicher Betontemperaturen nach den Gleichungen 157a und 158.

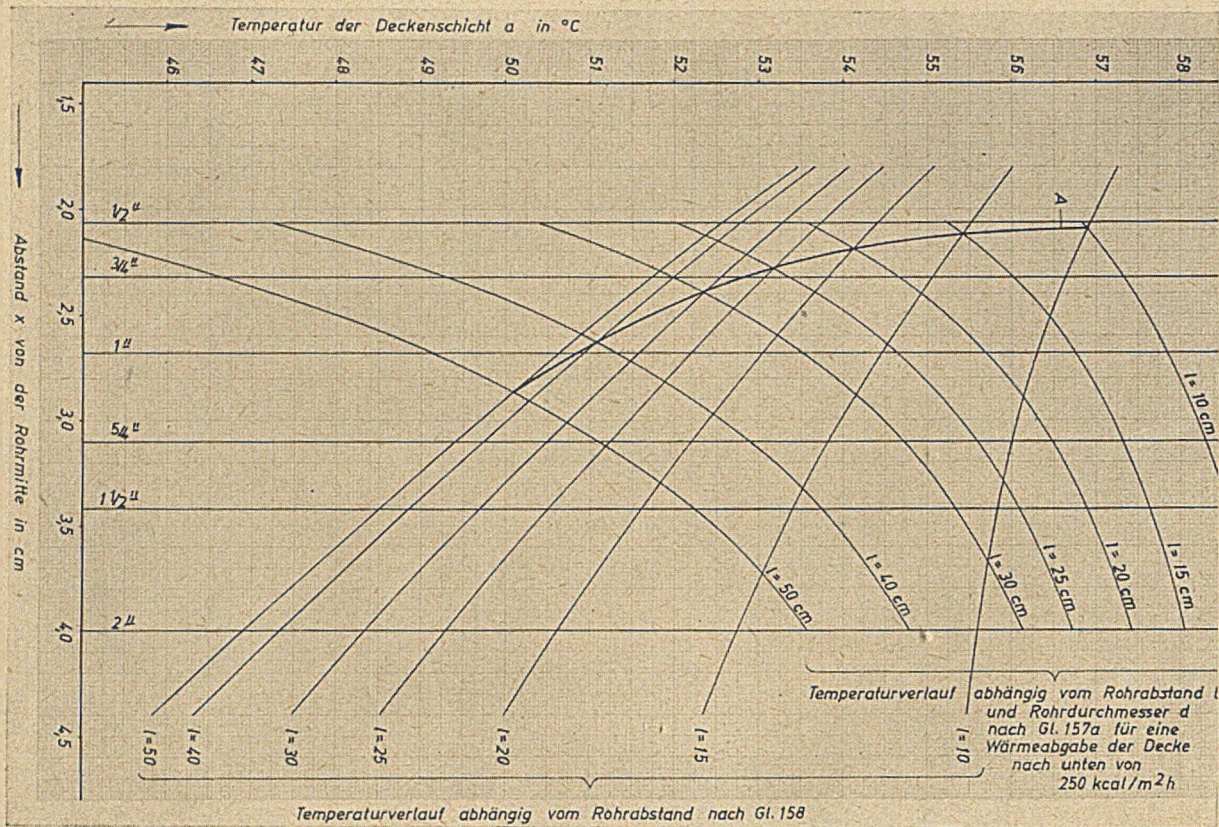


Bild 63. Betontemperatur in der Deckenschicht a.

In Bild 64 sind die Kurven der günstigsten Rohrdurchmesser für eine Wärmeabgabe der Decke nach unten von 200, 250 und 280 kcal/m² h eingetragen. Danach können für alle praktisch vorkommenden Fälle die günstigsten Rohrdurchmesser bestimmt werden. Es ist selbstverständlich ohne weiteres möglich, einen größeren als den günstigsten

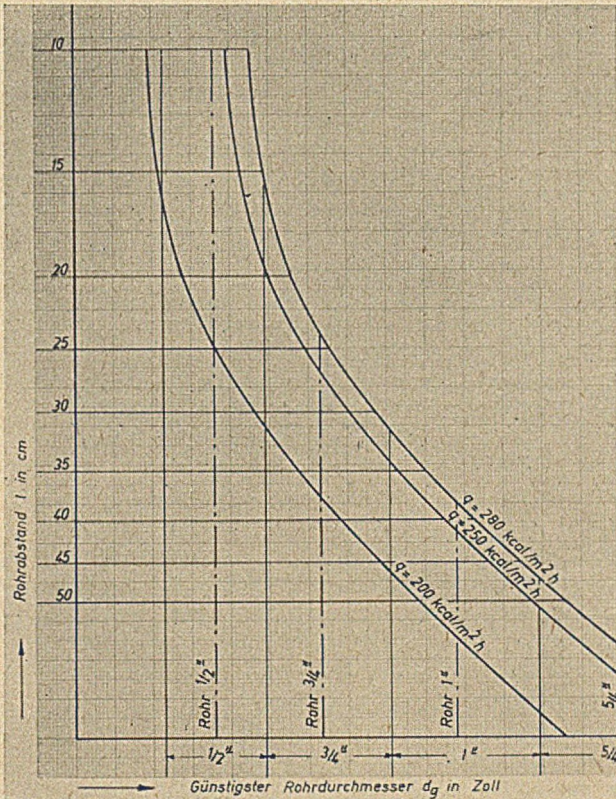


Bild 64. Zugehöriger Rohrdurchmesser d_g zum Rohrabstand l .

Rohrdurchmesser auszuführen. Dagegen ist davon abzuraten, einen kleineren Rohrdurchmesser als den günstigsten zu dem vorgegebenen (angenommenen oder errechneten) Rohrabstand zu wählen, weil in diesem Falle die in den Zahlentafeln 26 bis 31 zusammengestellten Werte von $t_{1/2}$ und t_m nicht mehr erreicht werden. Der Verlauf der Kurven läßt zunächst erkennen, daß der günstigste Rohrdurchmesser um so kleiner ausfällt, je geringer die Wärmeabgabe der Decke ist. Ferner ist zu erkennen, daß bei den normalerweise verwendeten Rohrabständen Röhre

von $\frac{1}{2}$ " bis 1" am günstigsten sind. Erst von 50 cm Rohrabstand aufwärts sind Rohre von $\frac{5}{4}$ " erforderlich. Die Verwendung von noch größeren Rohrdurchmessern kommt nur in Betracht, wenn die Rohre in einem Baustoff eingebettet sind, der eine wesentlich geringere Wärmeleitfähigkeit als Beton besitzt oder wenn auf Schwerkraftzirkulation Wert gelegt wird.

Zusammenfassend kann zu diesem Abschnitt gesagt werden, daß der günstigste Rohrabstand von dem Wert m der Gl. 154, also von den Wärmewerten der Deckenbauart abhängig ist, und daß er um so kleiner wird, je größer die Wärmeleitfähigkeit der Decke nach unten und je besser die Isolierung nach oben ist. Geht man wie in vorstehender Rechnung von der Voraussetzung aus, daß der Temperaturabfall innerhalb des ersten Zentimeters des an die Rohre anliegenden Deckenbaustoffes nicht größer sein soll, als der sich bis zu diesem Abstand von der Rohrmitte nach Gl. 157a ergebende Temperaturunterschied, so erhält man die in Bild 64 zusammengestellten Werte, die für normale Rohrabstände in Betondecken Durchmesser von $\frac{1}{2}$ " und 1" ergeben. Verzichtet man auf diesen Zusammenhang zwischen dem tatsächlichen Temperaturverlauf und den nach Gl. 157a berechneten Werten, so kann man selbstverständlich dieselben Wärmemengen auch mit geringeren Heizflächenabmessungen und höheren Temperaturen übertragen (z. B. elektrische Heizdrähte). Die Tabellen und Kurven der mittleren Deckentemperatur t_m sind in diesem Falle jedoch nicht mehr anwendbar.

Es sei noch erwähnt, daß die Wärmeleitung in dem Deckenbaustoff dadurch erhöht werden kann, daß man in diesen gut wärmeleitende Metallstreifen oder -rippen in metallischer Verbindung mit der äußeren Rohrwand einlegt¹⁾. Eine solche Ausführung erfordert aber, wenn sie ihren Zweck erfüllen soll, beträchtliche zusätzliche Metallmengen, und es bleibt zu prüfen, ob dafür nicht besser die Heizrohre vermehrt werden, um durch Verminderung des Rohrabstandes das gewünschte Ziel zu erreichen.

Bei der Deckenheizung ist bereits schon das Verfahren der Vergrößerung des mittleren Wärmeaustausches (Rippenheizfläche, siehe I C 4 d S. 66) angewandt, indem die wärmeabgebende Oberfläche mit der kleineren Wärmeübergangszahl ein Mehrfaches der eigentlichen Rohroberfläche beträgt.

Eine Verbesserung der Wärmeübertragungsverhältnisse ist ferner noch möglich, indem man nicht nur den Wärmeleitwiderstand durch Metalleinlagen, sondern auch den Wärmedurchlässigkeitswiderstand durch Verringerung der Wandstärke verkleinert. Dies bei der Deckenfläche berücksichtigt, würde zur Gestaltung der Decke in flacher

¹⁾ Anton Pelda, Vorschläge zur Herabsetzung der Trägheit bei Deckenheizungen, Ges. Ing., Bd. 61 (1938), S. 564 hat diesen Gedanken vor der Drucklegung der ersten Auflage dieses Buches veröffentlicht.

Wellenform mit verschieden langer Berg- und Talwelle oder auch aus architektonischer Wirkung in Hohlbogenform mit abgestumpften Spitzkehren gegebenenfalls auch in Stufenform führen.

Bei Verwendung von Heizrohren mit vergrößerter Außenfläche können die Zahlentafeln 26 bis 31 bzw. die Bilder 58 bis 60 nicht mehr verwendet werden, weil sie zu niedrige Werte für $t_{1/2}$ und t_m ergeben würden. Die Deckentemperatur muß in diesem Falle nach Gleichung 154 ermittelt werden. Der Zahlenwert m ist dabei mit einer Wärmeleitzahl λ_a der Deckenschicht a zu berechnen, die den Einfluß der erhöhten Wärmeleitung durch die auf den Rohren angebrachten Rippen berücksichtigt.

6. Die Bestimmung der Deckenheizfläche.

Die Deckenheizfläche hat im strahlungsbeheizten Raum zwei Bedingungen zu erfüllen:

1. Sie muß so viel Wärme durch Strahlung und Konvektion abgeben, daß die Wärmeverluste des Raumes bei der gewünschten Lufttemperatur gedeckt werden.
2. Sie muß die mittlere Oberflächentemperatur des Raumes so weit erhöhen, daß bei der im Raum vorhandenen Lufttemperatur die Wärmeabgabe des Menschen innerhalb der durch die Behaglichkeitswerte gegebenen Grenzen liegt.

Beide Bedingungen lassen sich für die im Raum gewünschten Temperatur- und Behaglichkeitswerte sowohl mit einer kleinen Deckenheizfläche von hoher Temperatur, als auch umgekehrt erfüllen. Es ist deshalb zweckmäßig, wenn man sich bei der Berechnung der Deckenheizfläche nur an eine der beiden Bedingungen hält und die zweite zur Kontrolle der durch die erste ermittelten Deckenheizfläche benutzt.

Beide Bedingungen sind gleich wichtig für die richtige Bemessung der Heizfläche. Die Entscheidung, welche als Grundlage für die Rechnung benutzt werden soll, wird deshalb zugunsten der ersten Bedingung entschieden, weil sie in einfacher Weise eine Berechnung der Deckenheizfläche unter Benutzung der Regeln für die Wärmeverlustberechnung DIN 4701 gestattet.

Man geht also bei der Berechnung der Deckenheizfläche so vor, daß man aus den Wärmeverlusten des Raumes und der Wärmeabgabe eines Quadratmeters der beheizten Decke die erforderliche Deckenheizfläche ermittelt. Nachdem auf diese Weise die beheizte Deckenfläche nach Größe und Temperatur bestimmt ist, läßt sich die mittlere Oberflächen- bzw. Strahlungstemperatur des Raumes ermitteln, die in Verbindung mit der Lufttemperatur im Raum den Maßstab für die Behaglichkeit bildet. Also Berechnung der Heizfläche nach der ersten Bedingung und Kontrolle nach der zweiten Bedingung. Um Mißverständnisse

zu vermeiden, wird nochmals darauf hingewiesen, daß unter Deckenheizfläche nicht die Oberfläche der eingebauten Rohre, sondern die beheizte Deckenoberfläche zu verstehen ist.

Als Grundlage für die Bemessung der Deckenheizfläche dient also genau wie bei anderen Heizungsarten die Wärmeverlustberechnung nach den Regeln DIN 4701.

Bei der Berechnung der Wärmeverluste nach den Regeln wird auch die Decke des Raumes als Verlustquelle berücksichtigt. Bei der Strahlungsheizung liegen die Verhältnisse aber so, daß die beheizte Decke wohl Wärmeverluste hat, und zwar größere als bei örtlicher Heizung, daß sie aber als Verlustquelle für den Raum nicht in Frage kommt. Man berücksichtigt diesen Umstand am besten dadurch, daß man die Decke nicht in die Wärmeverlustberechnung aufnimmt und die Verluste der beheizten Decke erst bei der Berechnung der erforderlichen Heizfläche einführt, und zwar in Form eines Zuschlages auf die nach den Regeln ermittelten Wärmeverluste.

Bei einer gut isolierten Decke beträgt der Wärmefluß nach oben etwa:

- 5 % bei darüberliegendem beheizten Raum,
- 7,5 % bei darüberliegendem unbeheizten Raum,
- 10 % bei einem als Deckenheizung ausgebildeten Flachdach.

Demnach sind folgende Zuschläge auf die nach den Regeln ohne die Deckenfläche aufgestellte Wärmeverlustberechnung zu machen:

- 5 % bei darüberliegenden beheizten Räumen (z. B. Erdgeschoß),
- 7,5 % bei darüberliegenden unbeheizten Räumen (z. B. Obergeschoß unter Dachraum),
- 10 % bei Räumen mit Flachdach (Dachgeschoß).

Räume, deren Fußboden über einer beheizten Decke liegt, erhalten keinen Zuschlag, wenn sie nicht unmittelbar unter dem Dachraum bzw. der Dachfläche liegen. In diesem Falle sind die Zuschläge entsprechend zu ermäßigen.

In besonderen Fällen ist der Verlust der Deckenfläche genau zu berechnen und der Wärmeverlustberechnung hinzuzufügen.

In Zahlentafel 21 ist der Mehrverbrauch bzw. der Minderverbrauch an Wärme für die Beheizung eines strahlungsbeheizten Raumes gegenüber einem durch örtliche Heizflächen beheizten Raum zusammengestellt. Dabei ist zu beachten, daß sich die berechneten Werte auf gleiche Behaglichkeit beziehen, also auf eine Lufttemperatur von 18 °C im strahlungsbeheizten Raum und auf 20 °C für den durch örtliche Heizflächen beheizten Raum. Die Berechnung der Wärmeverluste nach DIN 4701 erfolgt jedoch auf der Grundlage der tatsächlich vorhandenen Lufttemperatur. Für einen strahlungsbeheizten Raum muß also die Lufttemperatur mit 18 °C in die Wärmeverlustberechnung eingesetzt werden.

Um die Regeln DIN 4701 für den strahlungsbeheizten Raum anwenden zu können, ist es notwendig, den Mehr- bzw. Minderverbrauch gegenüber dem durch Radiator beheizten Raumes auf gleiche Lufttemperatur umzurechnen, und in Form eines Zuschlages bzw. Abzuges festzulegen. Die Berechnung wird dann mit Ausnahme des Deckenverlustes in der bekannten Weise durchgeführt, also einschließlich aller Zuschläge für Himmelsrichtung, Fenster, Betriebsunterbrechung usw. Die Eigenart der Strahlungsheizung wird dann durch prozentuale Zuschläge bzw. Abzüge berücksichtigt.

Zahlentafel 37.

Prozentualer Mehr- bzw. Minderverbrauch eines strahlungsbeheizten Raumes gegenüber einem durch Radiator beheizten Raum, bezogen auf gleiche Lufttemperatur.

| Aufstellung des Radiators und Art der Fenster | Zuschlag + Abzug — nach Zahlentafel 21 | Wärmebedarf des strahlungsbeheizten Raumes mit 18°C gegen Radiatorheizung mit 20°C | Wärmebedarf des strahlungsbeheizten Raumes mit 18°C gegen Radiatorheizung mit 18°C | Zuschlag + Abzug — auf DIN 4701 |
|--|--|--|--|---------------------------------|
| Radiator an Innenwand. Einfachfenster | + 9,8% | 109,8% | 116,6% | + 16,6% |
| Radiator an Innenwand. Doppelfenster | + 2,6% | 102,6% | 109,1% | + 9,1% |
| Radiator in Fenster-nische von 25cm Stärke. Einfachfenster | — 4,2% | 95,8% | 102,0% | + 2,0% |
| Radiator in Fenster-nische von 25cm Stärke. Doppelfenster | — 12,6% | 87,4% | 93,0% | — 7,0% |
| Radiator in Fenster-nische von 38cm Stärke. Einfachfenster | — 1,8% | 98,2% | 104,5% | + 4,5% |
| Radiator in Fenster-nische von 38cm Stärke. Doppelfenster | — 10,3% | 89,7% | 95,5% | — 4,5% |

Die in vorstehender Zahlentafel 37 ermittelten Zuschläge für Radiatoren an Innenwand haben jedoch nur einen bedingten praktischen Wert, weil es nicht üblich ist, einen Unterschied im Wärmebedarf eines Raumes zu machen, je nachdem die Heizfläche an der Innenwand oder in der Fensternische bzw. an der Außenwand angeordnet ist, obwohl die

Gegenüberstellung zeigt, daß der Wärmeverlust des Raumes bei Anordnung des Heizkörpers an die Innenwand beträchtlich geringer ist. Der Grund liegt darin, daß es erfahrungsgemäß nicht möglich ist, eine gleichmäßige Temperaturverteilung im Raume zu erreichen, wenn der Heizkörper an der Innenwand aufgestellt wird, weil schon bei mäßig tiefen Räumen in Fensternähe eine starke abwärts gerichtete Luftbewegung entsteht, deren Temperatur wesentlich unter der Lufttemperatur in Kopfhöhe liegt. Aus demselben Grunde können auch diese beiden ersten Spalten beim Vergleich mit der Strahlungsheizung unberücksichtigt bleiben. Es stehen also noch die Werte für Radiatorstellung in Fensternische bzw. an Außenwand von 25 und 38 cm Wandstärke für Einfach- und Doppelfenster zum Vergleiche. In der Praxis werden wohl beide Ausführungen gleich häufig anzutreffen sein. Aus Gründen der Sicherheit erscheint es zweckmäßig, die Werte der 38 cm starken Nische bzw. Außenwand zum Vergleich heranzuziehen, um so mehr als dieselbe als Mittelwerte aller in Zahlentafel 37 enthaltenen Ausführungen anzusprechen sind. Für die praktische Anwendung werden die Werte außerdem auf volle Prozente aufgerundet.

Damit ergibt sich für den strahlungsbeheizten Raum folgende Änderung des nach DIN 4701 berechneten Wärmebedarfs

| | |
|--------------------|--------------|
| bei Einfachfenster | 5 % Zuschlag |
| bei Doppelfenster | 5 % Abzug. |

Bei der Anwendung dieser Zuschläge sowie des vorstehend erwähnten Zuschlages für den zusätzlichen Wärmeverlust der beheizten Decke ist zu beachten, daß der letztere nicht zu dem Wert geschlagen werden darf, aus dem die erforderliche Deckenheizfläche berechnet wird, weil der Verlust der Decke nach oben bereits durch den Wert m berücksichtigt ist, so daß sich z. B. bei einer schlecht isolierten Decke eine entsprechend geringe Deckentemperatur und damit eine geringere Wärmeabgabe ergibt. Der Verlust der Decke muß aber bei der Berechnung des Rohrnetzes und der Kesselanlage beachtet werden.

Es sind demnach folgende Regeln für die Strahlungsheizung zu beachten:

- a) Der Wärmeverlust des Raumes ist nach DIN 4701 zu berechnen einschließlich aller Zuschläge, aber ohne die Decke. Als Lufttemperatur ist die für Strahlungsheizung ermäßigte Temperatur einzusetzen (normal 18 °C);
- b) Berichtigung des nach a) ermittelten Wertes für Strahlungsheizung
bei Einfachfenster mit 5 % Zuschlag,
bei Doppelfenster mit 5 % Abzug.
- c) Wenn der Raum über einer beheizten Decke liegt, ist der Wärmegewinn durch den Fußboden durch einen Abzug von 5 % zu berücksichtigen.

Aus dem unter b) bzw. c) ermittelten Wärmebedarf ist die Deckenheizfläche zu berechnen.

- d) Für das Strangschema und die Kesselanlage sind die unter b) ermittelten Werte zu verwenden mit folgenden Zuschlägen für die zusätzlichen Verluste der Decke nach oben

| | |
|---|-------|
| bei darüberliegendem beheizten Raum mit | 5 % |
| bei darüberliegendem unbeheizten Raum mit | 7,5 % |
| bei einem als Decke ausgebildeten Flachdach | 10 % |

In besonderen Fällen und bei außergewöhnlich großen Räumen ist der zusätzliche Wärmeverlust der Decke genau zu berechnen.

Zur Vereinfachung der Berechnung wird empfohlen, zunächst die Wärmeverlustberechnung einschließlich der nach DIN 4701 erforderlichen Zuschläge in bekannter Weise durchzuführen. Alle übrigen Zuschläge, die für die Strahlungsheizung nötig sind, werden in einer Zusammenstellung gemacht, die außerdem alle wichtigen Werte enthält, wie Größe der Heizfläche und des Registers, Belastung des Rohrnetzes usw. Für diese Zusammenstellung hat sich nachstehende Form (siehe S. 176) bewährt, die in einer Gesamtblattgröße von 295 mm Höhe und 580 mm Breite zu einem Teil von 210 mm Breite und zwei Teilen von 185 mm Breite zusammengelegt (DIN A 4 Format) und damit ordnungsgemäß abgeheftet werden kann.

Um die Deckenheizfläche aus dieser für die Strahlungsheizung berechtigten Wärmeverlustberechnung ermitteln zu können, muß festgestellt werden, wieviel Wärme pro Quadratmeter beheizter Deckenfläche abgegeben wird. Die Wärmeabgabe der Decke erfolgt teils durch Strahlung, teils durch Konvektion. Sie ist abhängig von der Temperatur der beheizten Decke, von der Lufttemperatur und von der mittleren Strahlungs- bzw. Oberflächentemperatur der übrigen Begrenzungsflächen des Raumes. Zunächst wird die Wärmeabgabe durch Strahlung behandelt.

a) Wärmeabgabe der Decke durch Strahlung.

Für die Berechnung der Wärmeabgabe durch Strahlung Q_{Str} ist die allgemeine Strahlungsgleichung maßgebend, die auf dem Stefan-Boltzmannschen Gesetz (Gl. 3) beruht, demnach

$$Q_{Str} = C F \left[\left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{Wm}}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/h} \quad . \quad . \quad (21)$$

Für einen Quadratmeter Deckenheizfläche, also für $F = 1$ wird

$$q_{Str} = C \left[\left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{Wm}}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/h m}^2.$$

Darin bedeutet C = Strahlungszahl in kcal/m² h (°K)⁴,
 T_m = die mittlere Oberflächentemperatur der beheizten Deckenfläche in °K,
 T_{Wm} = die mittlere Oberflächentemperatur¹⁾ (ohne Decke) der übrigen Begrenzungsflächen des Raumes in °K.

Für die Bestimmung der Strahlungszahl C kann die beheizte Deckenfläche als von den übrigen Flächen vollständig umschlossen betrachtet werden. Damit wird die Strahlungszahl nach Gleichung 20, Seite 27

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s} \right)} \text{ kcal/m}^2 \text{ h (}^\circ\text{K)}^4 \quad . \quad . \quad (20)$$

Darin bedeutet

C_1 = Strahlungszahl der Decke = 4,5 kcal/m² h (°K)⁴
 C_2 = Strahlungszahl der Wände = 4,5 „ „
 F_1 = die beheizte Deckenfläche in m²
 F_2 = die Summe der Wand- und Bodenfläche in m²
 C_s = Strahlungszahl des absolut schwarzen Körpers
 = 4,96 kcal/m² h (°K)⁴,

mit diesen Werten wird

$$q_{Str} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s} \right)} \left[\left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{Wm}}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/m}^2 \text{ h (21)}$$

Für die Berechnung von C muß noch das Verhältnis $\frac{F_1}{F_2}$ bestimmt bzw. angenommen werden. Dasselbe ist von der Form und Höhe des Raumes, sowie von seinen Wärmeverlusten abhängig und liegt für Räume mit normalen Abmessungen zwischen 0,10 und 0,15. Nimmt man als Mittelwert 0,13 an, was infolge des geringen Einflusses dieser Größe auf den Wert C zulässig ist, dann erhält man:

$$C = \frac{1}{\frac{1}{4,5} + 0,13 \left(\frac{1}{4,5} - \frac{1}{4,96} \right)} \approx 4,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h (}^\circ\text{K)}^4.$$

Setzt man außerdem nach Gleichung 28, S. 29

$$\left[\left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{Wm}}{100} \right)^4 \right] = b (t_m - t_{Wm}), \quad . \quad . \quad (28)$$

¹⁾ Die mittlere Oberflächentemperatur t_{Wm} ist um 1 bis 3 °C niedriger als die Lufttemperatur. Bei einfachen Fenstern und geringer Ausstattung des Raumes mit Möbeln ist der Unterschied mit 3 °C, bei Doppelfenstern und normaler Möblierung mit 2 °C einzusetzen. Bei besonders reicher Ausstattung besonders mit Teppichen kann 1 °C angenommen werden.

so erhält man die einfache Gleichung

$$q_{Str} = 4,5 \, b \, (t_m - t_{Wm}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Der Zahlenwert $b = \frac{\left(\frac{T_m}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{Wm}}{100}\right)^4}{t_m - t_{Wm}}$ ist aus Bild 65 (auch ZT 11) zu entnehmen.

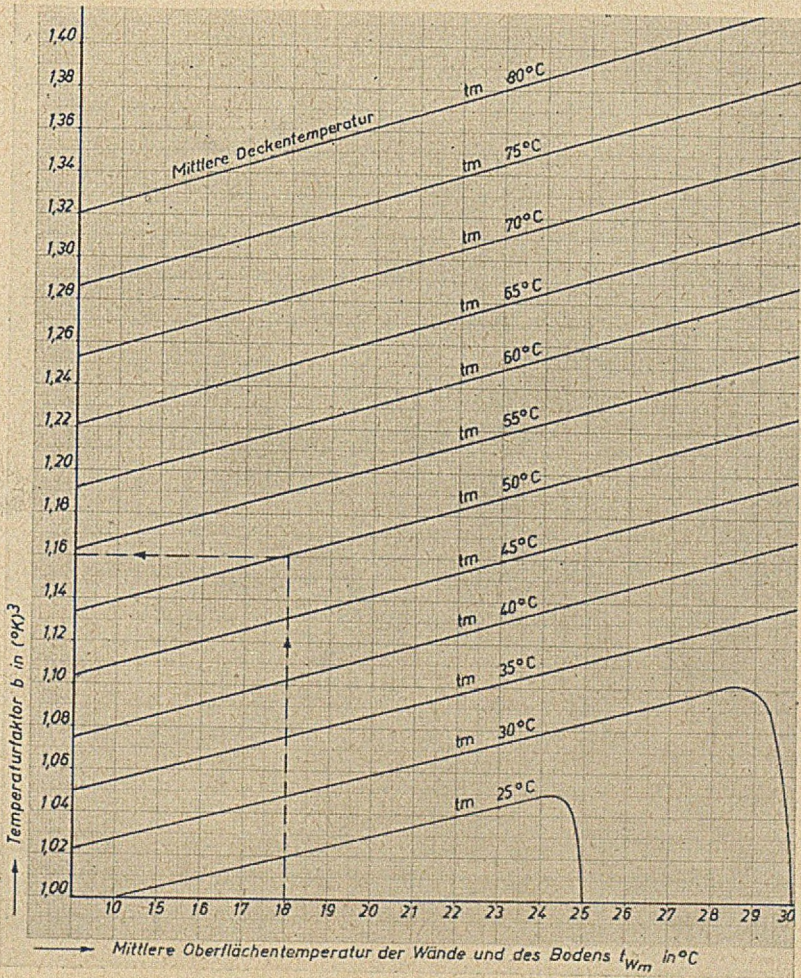


Bild 65. Temperaturfaktor $b = \frac{\left(\frac{T_m}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{Wm}}{100}\right)^4}{t_m - t_{Wm}}$ in $(^{\circ}\text{K})^3$.

Setzt man zur weiteren Vereinfachung

$$b C = \alpha_{Str} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}, \dots \dots \dots (14)$$

so erhält man mit α_{Str} die Wärmeübergangszahl durch Strahlung. In Bild 66 sind die Werte von α_{Str} in Abhängigkeit von der mittleren Temperatur der beheizten Deckenfläche und der mittleren Oberflächen- bzw. Strahlungstemperatur der Wände und des Bodens enthalten.

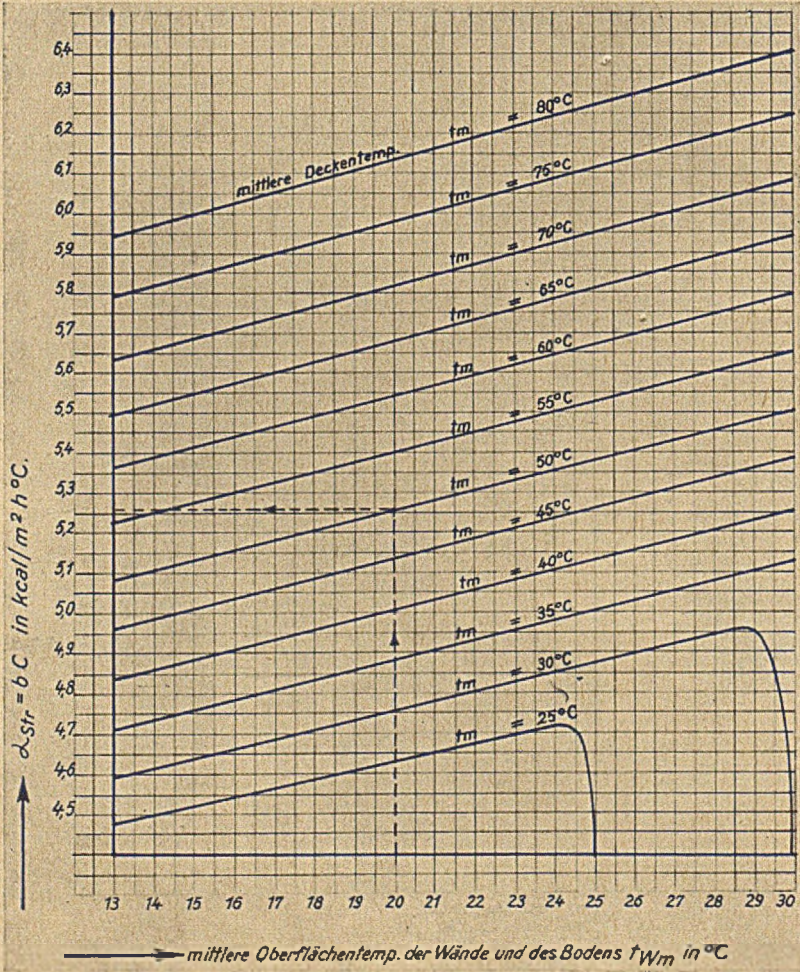


Bild 66.

Wärmeübergangszahl durch Strahlung $\alpha_{Str} = b \cdot C$ in $\text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ (mit $C = 4,5$).

Die Gleichung für die Wärmeübertragung durch Strahlung nimmt damit die Form an

$$q_{Str} = \alpha_{Str} (t_m - t_{Wm}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h.} \quad (21)$$

Aus dem Bild 67 ist die Wärmeabgabe durch Strahlung für Deckentemperaturen von 25 bis 80 °C und für mittlere Oberflächentemperaturen bzw. Strahlungstemperaturen der übrigen Begrenzungsflächen von 13 bis 30 °C, bezogen auf einen Quadratmeter Deckenfläche, zu entnehmen.

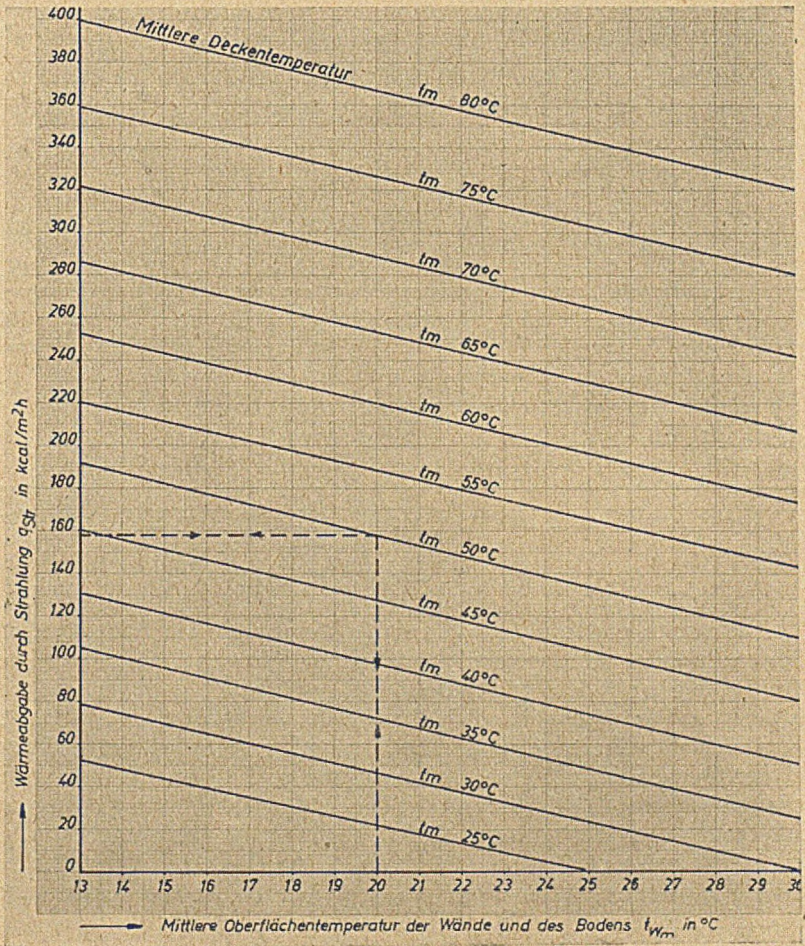


Bild 67.

Wärmeabgabe $q_{Str} = \alpha_{Str} (t_m - t_{Wm})$ in kcal/m² h einer beheizten Decke durch Strahlung.

b) Wärmeabgabe der Decke durch Konvektion.

Die Wärmeabgabe der Decke durch Konvektion ist abhängig von der mittleren Temperatur der beheizten Deckenfläche t_m , von der Lufttemperatur t_L und von der Wärmeübergangszahl durch Konvektion α_{Konv} . Für den Wert α_{Konv} von Decken gibt es bis jetzt keine genaue Berechnungsgrundlage. Nach Nusselt und Hencky kann die Wärmeübergangszahl durch Konvektion gesetzt werden (nur von der Temperaturdifferenz abhängig, siehe dazu auch I. Teil, C 3 b, S. 56, Gl. 84 u. 85 und Aufgabe 4 I. Teil, D, S. 86)

für senkrechte Flächen (Wandheizung) $\alpha_{Konv} = 2,2 \sqrt[4]{t_m - t_L}$ kcal/m² h
für waagerechte Flächen mit aufsteigender

Luftbewegung (Fußbodenheizung) $\alpha_{Konv} = 2,8 \sqrt[4]{t_m - t_L}$ kcal/m² h.

Nach diesen beiden Formeln ergeben sich folgende Werte:

Zahlentafel 38 a.

Wärmeübergangszahlen durch Konvektion für Wand- und Fußbodenheizung.

| $(t_m - t_L)$ °C | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 |
|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| α_{Konv} für Wandheizung | 3,91 | 4,33 | 4,65 | 4,92 | 5,15 | 5,35 | 5,53 | 5,70 | 5,85 | 5,99 | 6,12 |
| α_{Konv} für Fuß- bodenheizung | 4,98 | 5,51 | 5,92 | 6,26 | 6,55 | 6,81 | 7,04 | 7,25 | 7,44 | 7,62 | 7,79 |

Mit diesen Werten bestimmt sich der Wärmeübergang durch Konvektion zu

$$q_{Konv} = \alpha_{Konv} (t_m - t_L) \text{ kcal/m}^2 \text{ h. (54a)}$$

Die vorstehenden Werte von α_{Konv} können für die Deckenheizung nicht verwendet werden, weil die Luftbewegung bei einer beheizten Decke eine ganz andere und auf alle Fälle wesentlich geringer sein wird als bei einer Wand oder einem Fußboden. Es wurde zwar im Abschnitt 1 über die Wärmeübertragung und Luftbewegung nachgewiesen, daß auch bei der Deckenheizung eine Luftbewegung vorhanden ist. Dabei ist aber zu beachten, daß der sich an der beheizten Decke entlang bewegende Luftstrom wegen des geringen Auftriebes nicht so stark sein kann, als bei einer Wand- oder Fußbodenheizung. Diese Eigenschaft der Deckenheizung wird einerseits als Vorzug bewertet, muß aber andererseits auch bei der Bestimmung der Wärmeübertragung Beachtung finden.

Eine einwandfreie theoretische Behandlung der Wärmeübergangszahl α_{Konv} für die Deckenheizung ist viel schwieriger als für die Wand oder den Fußboden, weil die für die Größe von α_{Konv} maßgebenden Werte sehr stark von der Form und Größe, sowie von der Lage der

beheizten Deckenfläche im Raum abhängig sein werden. Es ist also notwendig, den Wert α_{Konv} für die Deckenheizung zu schätzen. Kalous¹⁾ schlägt vor $\alpha_{Konv} = 3,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ zu setzen. Dieser Wert kann als Durchschnittswert bei einer Übertemperatur ($t_m - t_L$) von 30°C angenommen werden. Hottinger²⁾ griff diesen Wert auf und gab dessen Abhängigkeit vom Temperaturunterschied an.

Damit wird der Wärmeübergang durch Konvektion für die Strahlungsheizung (beheizte Decke)

$$q_{Konv} = \alpha_{Konv} (t_m - t_L) \text{ kcal/m}^2 \text{ h}, \dots \dots \dots (54a)$$

Zahrentafel 38 b.

Wärmeübergangszahlen durch Konvektion für Deckenheizung.

| Übertemperatur ($t_m - t_L$) in $^\circ\text{C}$ | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 |
|---|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| α_{Konv} für Deckenheizung | 2,2 | 2,4 | 2,6 | 2,8 | 3,0 | 3,1 | 3,2 |

worin t_m die mittlere Temperatur der beheizten Decke und t_L die Lufttemperatur bedeutet. (Für $t_m = 50^\circ\text{C}$ und $t_L = 18^\circ\text{C}$ ist demnach $\alpha_{Konv} \approx 3,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$.)

Die Gesamtwärmeabgabe der beheizten Decke beträgt

$$q = q_{Str} + q_{Konv} \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \dots \dots \dots (88)$$

q_{Str} wird dem Bild 67 entnommen und q_{Konv} aus Gleichung 54a bestimmt.

Beispiel.

Für einen Arbeitsraum mit einem für Strahlungsheizung umgerechneten Wärmebedarf von 4200 kcal/h und einer Lufttemperatur von 18°C ist die Deckenheizfläche zu bestimmen.

Die mittlere Temperatur der beheizten Decke t_m sei mit 50°C begrenzt. Die mittlere Oberflächentemperatur der Begrenzungsflächen des Raumes (ohne Decke) t_{Wm} wird mit 16°C angenommen.

Mit $t_m = 50^\circ\text{C}$ und $t_{Wm} = 16^\circ\text{C}$, demnach $T_{Wm} = 289^\circ\text{K}$ ergibt sich die Wärmeabgabe durch Strahlung aus Bild 67 zu

$$q_{Str} = 176 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}.$$

Die Wärmeabgabe durch Konvektion wird nach Gl. 54a

$$q_{Konv} = 3,0 (50 - 18) = 96 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}.$$

Die Gesamtwärmeabgabe der Decke ist also nach Gl. 88

$$q = q_{Str} + q_{Konv} = 176 + 96 = 272 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}.$$

Damit errechnet sich die erforderliche Deckenheizfläche nach Gl. 159 zu

$$F = \frac{Q_{Ver}}{q} = \frac{4200}{272} = 15,4 \text{ m}^2. \quad (159)$$

¹⁾ K. Kalous. Allgemeine Theorie der Strahlungsheizung. Forschung 1937, Bd. 8, Nr. 4.
²⁾ Siehe Fußnote 1, S. 86.

c) Berechnungsvorgang.

Bei der Durchrechnung einer Strahlungsheizung für ein ganzes Gebäude wird man so vorgehen, daß man für gleichwertige Räume, wie Wohn- und Büroräume einerseits und Flure und Treppenhäuser andererseits, gleiche Temperaturen der beheizten Deckenflächen und gleiche Lufttemperaturen annimmt. Dadurch ergibt sich für jede Raumgruppe dieselbe Wärmeabgabe pro Quadratmeter beheizter Deckenfläche. Auf diese Weise läßt sich die Berechnung der erforderlichen Deckenheizfläche so weit vereinfachen, daß sie nicht mehr Zeit erfordert, als die Bestimmung von örtlichen Heizflächen. Man wird also gewöhnlich mit zwei, höchstens drei verschiedenen Werten von q für ein ganzes Gebäude auskommen. Nur für außergewöhnliche Verhältnisse, bei Räumen mit sehr hohen Temperaturen oder bei besonderen baulichen Verhältnissen sind weitere Annahmen bzw. Berechnungen notwendig.

Auf Grund der angenommenen mittleren Deckentemperaturen sind dann für jede Raumgruppe die Durchmesser und Abstände der Heizrohre zu bestimmen. Man kann dabei je nach der angewendeten Deckenbauart entweder von der mittleren Heizwassertemperatur ausgehen, wenn mit Rücksicht auf die Deckenbauart eine bestimmte Wassertemperatur nicht überschritten werden soll, oder man bestimmt nach Berechnung des zur Decke gehörigen Zahlenwertes m den günstigsten Rohrabstand und den zugehörigen Rohrdurchmesser.

Wenn die Heizwassertemperatur t_H nicht begrenzt ist, wird zweckmäßig die mittlere Temperatur der beheizten Decke t_m angenommen. Dann ergibt sich folgender Gang der Rechnung:

1. Der Zahlenwert m der Deckenbauart ist unter Benutzung der Erklärungen auf S. 127 bzw. von ZT 24 zu bestimmen. (Man beachte aber, daß ZT 24 mit $\alpha_a = 8,3 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ für $t_m = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$ aufgestellt ist.)
2. Mit m ergibt sich aus Bild 61 der günstigste Rohrabstand l_g .
3. Mit dem so ermittelten günstigsten Rohrabstand l_g läßt sich aus Bild 64 der zugehörige Rohrdurchmesser d_g bestimmen.
4. Mit den beiden Werten m und l_g ergibt sich nach ZT 25 der Wert

$$\frac{1}{\cos(m l/2)}$$

der Decke.

5. Aus $\frac{1}{\cos(m l/2)}$ und der angenommenen mittleren Temperatur der beheizten Decke läßt sich die Deckentemperatur unterhalb eines Heizrohres t_0 bestimmen, und zwar je nach der Temperatur des Raumes über der beheizten Decke aus Bild 60, wenn der Raum über der Decke eine Temperatur von $+ 18 \text{ } ^\circ\text{C}$ besitzt (beheizter Raum), Bild 59, wenn der Raum über der Decke eine Temperatur von $- 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ besitzt (unbeheizter Raum),

Bild 58, wenn über der Decke eine Temperatur von -15°C vorhanden ist (Außentemperatur).

6. Aus der Deckentemperatur unterhalb eines Heizrohres t_{l_0} ist die mittlere Heizwassertemperatur t_H zu bestimmen, und zwar nach der Formel (155) $t_H = \frac{t_{l_0}}{\zeta}$. Der Wert ζ ist zwischen 0,85 und 0,95 anzunehmen. Er liegt bei kleinem Abstand der Rohre von der Deckenunterseite, starker Bewehrung und hoher Wassergeschwindigkeit bei 0,95 und sinkt bei großem Abstand der Rohre von der Deckenunterseite, fehlender Bewehrung und geringer Wassergeschwindigkeit auf 0,85.
7. Aus t_m wird die Heizflächenbelastung aus Bild 67 und den Gleichungen 54a und 88 bestimmt.

Anmerkung. Ist t_m wesentlich unter oder über 50°C angenommen worden, dann ist m erneut zu bestimmen mit dem α_a -Wert für die mittlere Deckentemperatur t_m , der sich aus der Heizflächenbelastung errechnen läßt. Der Rechnungsgang ist hierauf berichtigend zu wiederholen.

Wenn die Heizwassertemperatur t_H mit Rücksicht auf die Deckenausführung begrenzt ist, wird dieselbe zunächst festgelegt. Dann ergibt sich folgender Gang der Rechnung:

1. Der Zahlenwert m der Decke ist zu bestimmen (siehe S. 127 bzw. ZT 24).
2. Aus der angenommenen Heizwassertemperatur t_H ist die Temperatur der Decke unterhalb eines Heizrohres t_{l_0} nach der Formel 155 $t_{l_0} = t_H \cdot \zeta$ zu bestimmen. Für ζ sind dabei die vorstehend angegebenen Werte zwischen 0,85 und 0,95 einzusetzen. Man nimmt zweckmäßig die Wassertemperatur t_H so an, daß sich ein runder Wert von t_{l_0} , etwa 40, 50 oder 60°C ergibt.
3. Je nach der Temperatur des über der beheizten Decke liegenden Raumes werden nun aus den Bildern 58 bis 62 die zu dem Wert von t_{l_0} passenden Werte von t_m und $\frac{1}{\cos(m l/2)}$ gewählt. Man legt den Schnittpunkt von t_m und $\frac{1}{\cos(m l/2)}$ zweckmäßig so, daß der Wert $\frac{1}{\cos(m l/2)}$ zwischen 0,4 und 0,7 liegt, z. B. bei $t_b = +18^{\circ}\text{C}$, $t_a = +18^{\circ}\text{C}$ und $t_{l_0} = 50^{\circ}\text{C}$ entweder $t_m = 37,5^{\circ}\text{C}$, $\frac{1}{\cos(m l/2)} = 0,4$ oder $t_m = 44^{\circ}\text{C}$, $\frac{1}{\cos(m l/2)} = 0,7$ bzw. ein Schnittpunkt zwischen diesen Werten.
4. Aus dem Zahlenwert m der Decke und dem ermittelten Wert $\frac{1}{\cos(m l/2)}$ ergibt sich aus Bild 57 der erforderliche Rohrabstand l .

5. Mit dem Rohrabstand l ist aus Bild 64 der günstigste Rohrdurchmesser d_g zu bestimmen.
6. Aus dem nach Punkt 3 gewählten Wert von t_m ist die Heizflächenbelastung aus Bild 67 und den Gleichungen 54a und 88 zu bestimmen. (Man beachte auch hier die Anmerkung unter 7. zuvorstehend.)

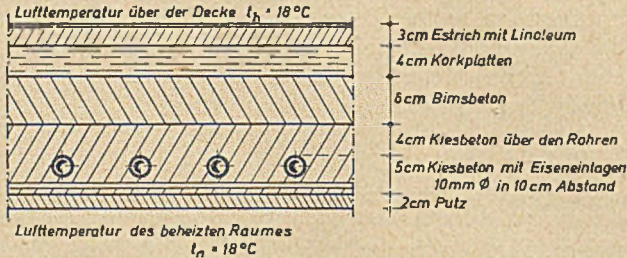


Bild 68. Deckenbauart zum Zahlenbeispiel.

Der Gang der Rechnung wird nachstehend an einem Zahlenbeispiel erläutert.

Die Decke sei nach Bild 68 ausgeführt.

Die Wärmeleitahlen betragen für:

| | |
|----------------------------|---|
| Estrich mit Linoleum . . . | $\lambda = 0,4$ kcal/m h $^\circ\text{C}$ |
| Korkplatten | $\lambda = 0,04$ „ |
| Bimsbeton | $\lambda = 0,4$ „ |
| Kiesbeton | $\lambda = 1,2$ „ |
| Stahleinlagen | $\lambda = 60$ „ |
| Putz | $\lambda = 0,7$ „ |

Zunächst wird angenommen, daß die Heizwassertemperatur nicht begrenzt werden soll. Die mittlere Temperatur der beheizten Decke soll 50°C betragen.

Zu 1. Bestimmung des Zahlenwertes m der Decke.

Der Zahlenwert m ist abhängig von der Wärmeüberleitzahl κ_b , der Deckenschicht b über den Heizrohren, der Wärmeleitahl λ_a der Deckenschicht a gemessen von der Oberkante der Rohre nach unten und von der Stärke der Deckenschicht a .

Die Wärmeüberleitzahl κ_b errechnet sich für die angenommene Bauart zu

$$\kappa_b = \frac{1}{\frac{0,04}{1,2} + \frac{0,06}{0,40} + \frac{0,04}{0,04} + \frac{0,03}{0,40} + \frac{1}{8,5}} = 0,725 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

| Raum | | | Wärmebedarf des Raumes | | | | | | | Wärmeabgabe der Decke | | | | | Heizfläche | | | | | Belastung von Rohrnetz u. Kessel | | Anlage: <i>Fabrikneubau X, Westflügel,</i> | | | | | | | | | | Nr. |
|---|----------------|------------|--------------------------------------|-------------|--|--------------------------|---------------------|---|----------------------|---|------------------------------------|-------------------------------------|------------|-------------|------------------|------------|-----------------------|-----------------------|--|--|--|--|-------|--------------------|-----------------|-------|-------------------------------|-----------------|--------------------|-----------------|---------------|---------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | | | | | | | | | | | 4 |
| Nr. | Art des Raumes | Rauminhalt | Wärmeverlust bei -15° C (ohne Decke) | Luftwechsel | Wärmeverlust bei ...° C einschl. Lüftung | Berichtigung EF+5% DF-5% | beheizter Fußboden | erforderliche Leistung der Deckenheizfläche | Leistung pro m³ Raum | Lufttemperatur des Raumes | mittl. Oberflächentemp. des Raumes | Wärmeabgabe pro m² Deckenheizfläche | | | Deckenheizfläche | | Länge der berechneten | Länge der eingebauten | eingebaute Leistung der Deckenheizfläche | Zuschlag für Deckenverlust darüber beheizt 5% unbeheizt 7,5% Flachdach 10% | einzusetzende Leistung für Rohrnetz und Kesselanlage | Rohrregister | | | | | | | | | | Bemerkung |
| | | | | | | | | | | | | Strahlung | Konvektion | Gesamt | be-rechnet | ein-gebaut | | | | | | Heizrohre mit Anschlüssen | | Stück | Ø | Lagen | Re-gister-ab-stand | Re-gister-länge | Stück | Ø | Lagen | |
| | | | nach DIN 4701 | | | auf Spalte 4 oder 6 | auf Spalte 4 oder 6 | Spalte 4 oder 6 zuzügl. 7 u. 8 | Spalte 9/3 | ohne Decke | | Spalte 13+14 | | Spalte 9/15 | | | Spalte 15x17 | | Spalte 20+21 | | Stück | Ø | Lagen | Re-gister-ab-stand | Re-gister-länge | Stück | Ø | Lagen | Re-gister-ab-stand | Re-gister-länge | Unterstützung | Bemerkung |
| | | m³ | kcal/h | m² | kcal/h | % | % | kcal/h | kcal/m³ | ° C | ° C | kcal/h | kcal/h | kcal/h | m² | m² | m | m | kcal/h | % | kcal/h | Zoll | cm | m | cm | m | Zoll | cm | m | | | |
| 1 | Montagesaal | 490 | 18 480 | | | — 5 | — 5 | 16 630 | 34 | 18 | 16 | 128 | 67 | 195 | 85,5 | 87,5 | 475 | 485 | 17 100 | 7,5 | 18 500 | 9 | ½ | 10 | 18 | 5,0 | | | | | | <i>Anschlußlgt. 35 m</i> |
| 2 | Büro | 154 | 3 840 | | | — 5 | — 5 | 3 460 | 22 | 18 | 16 | 128 | 67 | 195 | 17,8 | 20,2 | 99 | 112 | 3 900 | 7,5 | 4 240 | 2 | ½ | 10 | 18 | 5,0 | <i>[26 kcal/m³ eingebaut]</i> | | | | | <i>„ „ 12 m</i> |
| 3 | Montagesaal | 266 | 9 420 | | | — 5 | — 5 | 8 480 | 32 | 18 | 16 | 128 | 67 | 195 | 43,4 | 45,0 | 240 | 250 | 8 800 | 7,5 | 9 550 | 5 | ½ | 10 | 18 | 4,5 | | | | | | <i>„ „ 25 m</i> |
| 4 | W.C.Männer | 40 | 1 510 | | | + 5 | — 5 | 1 510 | 38 | 13 | 10 | 149 | 81 | 230 | 6,5 | 6,3 | 35 | 35 | 1 450 | 7,5 | 1 570 | 1 | ½ | 10 | 18 | 3,0 | | | | | | <i>„ „ 5 m</i> |
| 5 | Treppenhaus | 132 | 3 200 | | | + 5 | — 5 | 3 200 | 25 | 13 | 10 | 149 | 81 | 230 | 13,9 | 13,7 | 77 | 73 | 3 150 | 7,5 | 3 420 | 1 | ½ | 8 | 18 | 3,5 | | | | | | <i>„ „ 8 m</i> |
| 6 | W.C.Frauen | 40 | 1 510 | | | + 5 | — 5 | 1 510 | 38 | 13 | 10 | 149 | 81 | 230 | 6,5 | 6,3 | 35 | 35 | 1 450 | 7,5 | 1 570 | 1 | ½ | 10 | 18 | 4,0 | | | | | | <i>„ „ 5 m</i> |
| 7 | Betriebsleiter | 56 | 2 710 | | | — 5 | — 5 | 2 440 | 44 | 18 | 16 | 128 | 67 | 195 | 12,5 | 13,2 | 70 | 73 | 2 580 | 7,5 | 2 800 | 2 | ½ | 8 | 18 | 4,0 | | | | | | <i>„ „ 9 m</i> |
| 8 | Techn. Büro | 127 | 5 850 | | | — 5 | — 5 | 5 265 | 42 | 18 | 16 | 128 | 67 | 195 | 27,0 | 28,0 | 150 | 156 | 5 450 | 7,5 | 5 900 | 3 | ½ | 10 | 18 | 4,8 | | | | | | <i>„ „ 12 m</i> |
| | | 1305 | 46 520 | | | | | 42 495 | | | | | | | 213,1 | 220,2 | | 1 219 | 43 880 | | 47 350 | 25 | | | | | | | | | | <i>Anschlußlgt. 111 m</i> |
| Das Gebäude erhält eine Lüftungsanlage mit Luftvorwärmung. Die Spalten 5 und 6 sind deshalb nicht auszufüllen. Die Werte der Spalte 22 sind im Strangschema einzutragen und für die Berechnung der Kesselanlage zu benutzen. | | | | | | | | | | 1 m Rohr ½" von Register und Anschlußleitungen entspricht einer Deckenheizfläche von 0,18 m² einer Wärmeabgabe von 35 kcal/h bei 18° C „ „ „ 41,5 kcal/h bei 13° C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Für die Wärmeleitzahl λ_a sind zunächst die Querschnitte der einzelnen Baustoffe auf einen Meter Deckenbreite zu bestimmen.

$$\text{Gesamtquerschnitt } F_{ges} = 100 \cdot 7 = 700 \text{ cm}^2$$

$$\text{Stahlquerschnitt } F_s = 10 \frac{1^2 \cdot \pi}{4} = 7,85 \text{ cm}^2$$

$$\text{Betonquerschnitt } F_B = 100 \cdot 5 - 8 = 492 \text{ cm}^2$$

$$\text{Putzquerschnitt } F_P = 100 \cdot 2 = 200 \text{ cm}^2$$

$$\lambda_a = \frac{F_B \cdot \lambda_B + F_P \cdot \lambda_P + F_s \cdot \lambda_s}{F_{ges}} = \frac{492 \cdot 1,2 + 200 \cdot 0,7 + 7,85 \cdot 60}{700} = 1,72 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}.$$

Aus ZT 24 ergibt sich mit $\kappa_b = 0,725$ und $\lambda_a = 1,72$ der Wert
 $m = 8,7$.

a 2. Der günstigste Rohrabstand l_g ergibt sich aus Bild 61 für $m = 8,7$ zu $l = 35$ cm.

a 3. Mit $l_g = 35$ cm wird aus Bild 64 der zugehörige Rohrdurchmesser $d_g = 1''$.

a 4. Mit $l_g = 35$ cm und $m = 8,7$ wird nach ZT 25 der Wert
 $\frac{1}{\cos(m l/2)} = 0,42$.

a 5. Mit $\frac{1}{\cos(m l/2)} = 0,42$ bestimmt sich die Temperatur der Decke unterhalb eines Heizrohres t_{l_0} bei der angenommenen mittleren Temperatur der beheizten Decke von $t_m = 50$ °C und bei einer Lufttemperatur über und unter der Decke von $+18$ °C
 aus Bild 60 zu $t_{l_0} \sim 70$ °C.

a 6. Bei einer Temperatur der beheizten Decke unterhalb eines Heizrohres von $t_{l_0} = 70$ °C und einer Wärmeüberleitzahl von $\zeta = 0,92$ zwischen Heizwasser und Deckenunterseite wird die erforderliche mittlere Heizwassertemperatur $t_H = \frac{t_{l_0}}{\zeta} = \frac{70}{0,92} \approx 76$ °C. Bei 10 °C Temperaturunterschied zwischen Vor- und Rücklauf beträgt damit die Vorlauftemperatur $t_{Vorl} = 81$ °C und die Rücklauftemperatur $t_{Rückl} = 71$ °C.

a 7. Die Heizflächenbelastung für eine mittlere Deckentemperatur von $t_m = 50$ °C wurde bereits in vorstehendem Zahlenbeispiel zu $q = 272$ kcal/m² h bestimmt.

Damit liegen sämtliche Werte, die für die Ausführung wichtig sind, fest.

Es wird nun angenommen, daß die mittlere Heizwassertemperatur höchstens 55 °C betragen soll.

Zu 1. Der Zahlenwert m der Decke beträgt in erster Annahme 8,7.

Zu 2. Mit der mittleren Heizwassertemperatur $t_H = 55$ °C, der Wärmeüberleitzzahl der Deckenschicht c und damit der Berichtigungszahl $\zeta = 0,92$ ergibt sich die Deckentemperatur unterhalb eines Heizrohres zu $t_0 \sim 50$ °C.

Zu 3. Mit einem angenommenen Wert von $\frac{1}{\zeta \text{of} (m l/2)} = 0,7$ ergibt sich für eine Lufttemperatur über und unter der Decke von 18° C eine mittlere Deckentemperatur von $t_m \sim 44$ °C (aus Bild 60).

Zu 4. Mit dem Wert $\frac{1}{\zeta \text{of} (m l/2)} = 0,7$ und dem Zahlenwert $m = 8,7$ ergibt sich aus Bild 57 bzw. ZT 25 der erforderliche Rohrabstand l zu 20 cm.

Zu 5. Mit $l = 20$ cm wird der zugehörige Rohrdurchmesser d_g aus Bild 64 zu $\frac{1}{2}$ '' bestimmt.

Zu 6. Für die mittlere Deckentemperatur von 44 °C ergibt sich die Heizflächenbelastung wie folgt: Wärmeübertragung durch Strahlung bei einer mittleren Oberflächentemperatur der Wände und des Bodens von 16 °C aus Bild 67, $q_{Str} = 140$ kcal/m² h, Wärmeübertragung durch Konvektion bei einer Lufttemperatur von 18 °C nach Gl. 54a $q_{Konv} = 2,8 (44 - 18) = 73$ kcal/m² h. Heizflächenbelastung $q = q_{Str} + q_{Konv} = 140 + 73 = 213$ kcal/m² h.

Für $t_m = 44$ °C wird $\alpha_a = 7,8$ kcal/m² h °C und damit $m = 8,4$. Die ermittelten Ausführungswerte liegen hierbei immer noch in ihrem Gültigkeitsbereich und können daher bleiben.

Damit sind auch für diesen Fall alle für die Ausführung maßgebenden Werte bestimmt.

Man erkennt aus diesen Zahlenbeispielen, daß eine Vergrößerung des Rohrabstandes eine starke Erhöhung der Wassertemperatur notwendig macht. Andererseits lassen sich dieselben mittleren Deckentemperaturen und Heizflächenbelastungen sowohl mit hohen Wassertemperaturen und großen Rohrabständen als auch umgekehrt erreichen. Bei einer Anlage mit geringen Rohrabständen ergeben sich wesentlich geringere Temperaturunterschiede zwischen den einzelnen Punkten der beheizten Deckenfläche, als bei der Anwendung hoher Temperaturen und großer Abstände. Eine solche Anlage ist deshalb auch betriebssicherer, erfordert aber einen größeren Aufwand an Material und Arbeit und ist somit teurer.

Es ist selbstverständlich auch möglich, andere Annahmen zu treffen und an Stelle der Deckentemperatur bzw. der Heizwassertemperatur z. B. den Rohrabstand und den Rohrdurchmesser¹⁾ anzunehmen und daraus die übrigen

¹⁾ Siehe S. 180 (Berechnung einer Hohlsteindecke).

Werte zu bestimmen. Nach der Berechnung der Wärmeabgabe der Decke für die nach Lufttemperatur und mittlerer Oberflächentemperatur zusammengehörenden Raumgruppen kann die Zusammenstellung (siehe S. 176) ausgefüllt werden. Im Einzelnen ist hierzu folgendes zu bemerken.

Die Spalte 1 bis 6, 10 und 11 entsprechen den gleichen Spalten einer Zusammenstellung für örtliche Heizflächen.

Die Spalte 7, 8, 9 und 21 sind nach den Regeln für die Strahlungsheizung (Seite 166) auszufüllen.

In Spalte 12 ist die auf Seite 168 erläuterte mittlere Oberflächentemperatur t_{W_m} einzusetzen.

Die Werte der Spalten 13, 14 und 15 wird man durch Zusammenfassung von Räumen mit gleicher Lufttemperatur und gleicher mittlerer Oberflächentemperatur t_{W_m} auf eine möglichst geringe Zahl beschränken.

Nach Bestimmung der erforderlichen Deckenheizfläche in Spalte 16 wird zweckmäßig zunächst die Deckenheizfläche pro Meter Heizrohr festgestellt. Dieser Wert ist vom Rohrabstand abhängig, der aus Herstellungsgründen möglichst einheitlich für die ganze Anlage ausgeführt wird.

Daraus wird Spalte 18 berechnet und nach dieser werden die Register einschließlich Anschlußleitungen in die Grundrisse eingezeichnet und die tatsächlich verlegte Rohrlänge in Spalte 19 eingetragen. Als Anschlußleitungen sind nur die innerhalb der Decke liegenden waagerechten Leitungen einzusetzen.

Aus Spalte 19 wird Spalte 17 bestimmt und hieraus die eingebaute Leistung der Deckenheizfläche in Spalte 20 berechnet.

Aus Spalte 20 und 21 ergeben sich die für die Bemessung von Rohrnetz und Kesselanlage maßgebenden Werte von Spalte 22. Diese Werte sind in das Strangschema einzutragen.

Die Rohrregister sind so zu wählen, daß der zur Verfügung stehende Pumpendruck nicht überschritten wird. Man nimmt den zulässigen Widerstand des Registers je nach der Größe der Anlage und der Lage der Register zwischen 400 und 1000 mm WS an und zieht diesen Wert wie bei der Berechnung des Rohrnetzes einer Radiatorenheizung vom Pumpendruck ab.

Die erforderliche Anzahl der Unterstützungen ist verschieden je nachdem die Register auf einzelne Betonklötzchen oder auf Profilstähle montiert werden, die über die ganze Registerbreite reichen und ihrerseits auf Betonklötzchen liegen. In letztem Falle kommt man mit einer wesentlich geringeren Zahl von Unterstützungen aus.

In der vorstehenden Zusammenstellung sind einige Räume einer ausgeführten Strahlungsheizung durchgerechnet.

Als weitere Berechnungsbeispiele werden nachstehend zwei Deckenkonstruktionen durchgerechnet und zwar die zu vorstehender Zusammenstellung gehörende Hohlsteindecke und als zweites Beispiel eine Massivdecke.

Berechnung einer Hohlsteindecke.

Die Tragdecke ist als Hohlsteindecke ausgeführt mit Isolierung nach oben in Heraklithplatten, und angehängter Heizdecke. Ausführung und Maße sind aus nachstehender Skizze zu entnehmen.

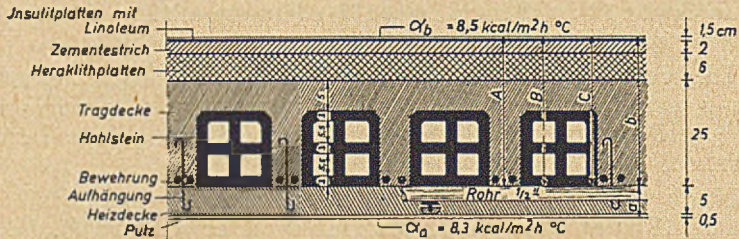


Bild 69. Hohlsteindecke zum Berechnungsbeispiel.

Wärmeleitahlen

- Insulit mit Linoleum . . . $\lambda = 0,15 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$
- Zementestrich $\lambda = 0,80 \text{ ,,}$
- Heraklith $\lambda = 0,12 \text{ ,,}$
- Stahlbeton $\lambda = 1,20 \text{ ,,}$
- Hohlstein $\frac{1}{A} = 0,53 \text{ kcal/h } ^\circ\text{C.}$

Wärmeüberleitahl für den Querschnitt A

$$\alpha_{bA} = \frac{1}{\frac{1}{8,5} + \frac{0,25}{1,2} + \frac{0,06}{0,12} + \frac{0,02}{0,80} + \frac{0,015}{0,15}} = 1,05 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C.}$$

Wärmeüberleitahl für den Querschnitt B

$$\alpha_{bB} = \frac{1}{\frac{1}{8,5} + 0,53 + \frac{0,05}{1,2} + \frac{0,06}{0,12} + \frac{0,02}{0,80} + \frac{0,015}{0,15}} = 0,76 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Wärmeüberleitahl für den Querschnitt C

$$\alpha_{bC} = \frac{1}{\frac{1}{8,5} + \frac{0,20}{0,60} + \frac{0,05}{1,2} + \frac{0,06}{0,12} + \frac{0,02}{0,80} + \frac{0,015}{0,15}} = 0,92 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Anteile der Querschnitte: $A = 33\%$, $B = 37\%$, $C = 30\%$.

Damit wird die mittlere Wärmeüberleitzahl

$$\alpha_m = 0,33 \cdot 1,05 + 0,37 \cdot 0,76 + 0,30 \cdot 0,92 = 0,91 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C},$$

ferner ist $\alpha_a = 8,3 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}^1$, $a = 0,055 \text{ m}$, $\lambda_a = 1,2 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$.

Daraus bestimmt sich die Kennzahl der Decke zu

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_a + \alpha_m}{a \cdot \lambda_a}} = \sqrt{\frac{8,3 + 0,91}{0,055 \cdot 1,2}} = 11,8$$

Aus Herstellungsgründen wird der Rohrdurchmesser mit $1/2''$ und der Rohrabstand mit 18 cm ausgeführt.

Damit wird

$$\frac{1}{\text{Cos} (m \cdot l/2)} = \frac{1}{\text{Cos} (11,8 \cdot 0,09)} = 0,62.$$

Die maximale Vorlauftemperatur wird mit 60°C , die Rücklauftemperatur mit 50°C festgelegt. Die mittlere Heizwassertemperatur $t_H = 55^\circ\text{C}$ und die Deckentemperatur unterhalb eines Heizrohres $t_{i_0} = 55 \cdot 0,91 = 50^\circ\text{C}$.

Mit $t_{i_0} = 50^\circ\text{C}$ und $\frac{1}{\text{Cos} (m \cdot l/2)} = 0,62$ bestimmt sich aus

Bild 60 bzw. aus Zahlentafel 29 die mittlere Deckentemperatur (t_m^1) zu 42°C bei 18°C Lufttemperatur und zu 41°C bei 13°C Lufttemperatur. Die mittlere Oberflächentemperatur t_{W_m} von Wände und Boden wird mit 16°C bzw. 10°C angenommen.

| | |
|--|--|
| Wärmeabgabe der Decke bei $t_m = 42^\circ\text{C}$, $t_{W_m} = 16^\circ\text{C}$, $t_L = 18^\circ\text{C}$ | |
| durch Strahlung | = 4,92 (42 — 16) = 128 kcal/m ² h |
| durch Konvektion | = 2,8 (42 — 18) = 67 „ |
| | gesamt = 195 kcal/m ² h |

| | |
|--|---|
| Wärmeabgabe der Decke bei $t_m = 41^\circ\text{C}$, $t_{W_m} = 10^\circ\text{C}$, $t_L = 13^\circ\text{C}$ | |
| durch Strahlung | = 4,8 (41 — 10) = 149 kcal/m ² h |
| durch Konvektion | = 2,9 (41 — 13) = 81 „ |
| | gesamt = 230 kcal/m ² h. |

¹⁾ Nach Ermittlung von t_m wäre genau genommen α_a mit diesem Zahlenwert festzustellen (für $t_m = 42^\circ\text{C}$, $\alpha_a = 4,92 + 2,8 = 7,72 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ und für $t_m = 41^\circ\text{C}$, $\alpha_a = 4,8 + 2,9 = 7,7 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$), damit m erneut zu bestimmen und die ganze Rechnung berichtigend zu wiederholen.

Für die praktische Rechnung genügt jedoch zumeist bei nicht zu ausgefallenem t_m die einmalige Durchrechnung.

Berechnung einer Massivdecke.

Die Betondecke wird mit 12 cm Stärke ausgeführt und kreuzweise bewehrt. Als Isolierung dient eine Schicht Bimsbeton sowie eine Lage Isolierplatten. Die Querschnittsmaße sind aus nachstehender Skizze ersichtlich.

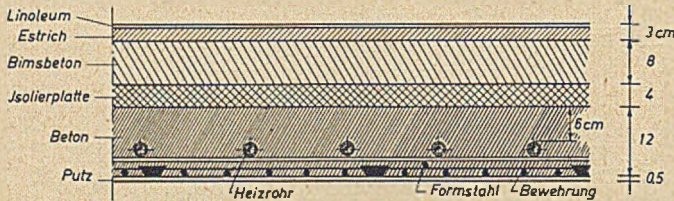


Bild 70. Vollbetondecke zum Berechnungsbeispiel.

Wärmeleitzahlen

- Estrich mit Linoleum . . . $\lambda = 0,50$ kcal/m h °C
- Bimsbeton $\lambda = 0,30$ „
- Isolierplatte $\lambda = 0,12$ „
- Beton $\lambda = 1,20$ „
- Putz $\lambda = 0,60$ „

Wärmeüberleitzahl von Rohroberkante an die Luft des darüberliegenden Raumes

$$\alpha_b = \frac{1}{\frac{1}{8,5} + \frac{0,06}{1,2} + \frac{0,04}{0,12} + \frac{0,08}{0,30} + \frac{0,03}{0,5}} = \frac{1}{0,828} = 1,21 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

ferner ist

$$\alpha_a = 8,3 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}, \quad a = 0,065 \text{ m},$$

$$\lambda_a = 1,8 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C} \text{ (einschl. Stahlquerschnitt).}$$

Die Kennzahl der Decke wird damit

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_a + \alpha_b}{a \cdot \lambda_a}} = \sqrt{\frac{8,3 + 1,21}{0,065 \cdot 1,8}} = 9,04$$

Der günstigste Rohrabstand ist für $m = 9$ nach Bild 61 ca. 35 cm. Der zugehörige Rohrdurchmesser ergibt sich nach Bild 64 zu $\frac{3}{4}$ ''.

Damit wird

$$\frac{1}{\text{Uof} (m \cdot l/2)} = \frac{1}{\text{Uof} (9,04 \cdot 0,175)} = \frac{1}{2,53} \sim 0,40$$

Die mittlere Temperatur der beheizten Decke t_m wird mit maximal 45 °C festgesetzt. Aus Bild 60 ergibt sich aus $\frac{1}{\zeta \sigma_f (m \cdot l/2)} = 0,4$ und $t_m = 45$ °C, die Deckentemperatur unterhalb eines Heizrohres t_{l_0} zu 62 °C. Mit $\zeta = 0,95$ wird die erforderliche mittlere Heizwassertemperatur $t_H = 65$ °C. Die Vorlauftemperatur wird damit 70 °C und die Rücklauftemperatur 60 °C.

Bei einer mittleren Deckentemperatur von 45 °C und einer mittleren Oberflächentemperatur der übrigen Begrenzungsflächen des Raumes von 16 °C sowie einer Lufttemperatur von 18 °C berechnet sich die Wärmeabgabe der Decke zu

$$\begin{aligned} \text{durch Strahlung} &= 5,04 (45 - 16) = 146 \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \\ \text{durch Konvektion} &= 3,0 (45 - 18) = 81 \text{ „} \\ \hline &225 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.} \end{aligned}$$

Wenn aus besonderen Gründen auf die Einhaltung des günstigsten Rohrabstandes verzichtet und die Rohre mit 25 cm Abstand verlegt werden, ergeben sich folgende Werte

$$\frac{1}{\zeta \sigma_f (m \cdot l/2)} = \frac{1}{\zeta \sigma_f (9,04 \cdot 0,125)} = \frac{1}{1,71} = 0,585$$

Bei Beibehaltung der mittleren Temperatur der beheizten Decke von $t_m = 45$ °C ergibt sich die Deckentemperatur unterhalb eines Heizrohres zu $t_{l_0} = 55$ °C. Mit $\zeta = 0,95$ wird die erforderliche mittlere Wassertemperatur $t_H = 58$ °C. Damit wird bei 10 °C Temperaturunterschied im Rohrnetz die Vorlauftemperatur 63 °C und die Rücklauftemperatur 53 °C.

Die Wärmeabgabe der Decke bleibt unverändert wie vorstehend bestimmt mit 225 kcal/m² h bestehen.

Wenn auch für diese Decke Register aus 1/2" Rohr mit 18 cm Abstand verlegt werden, so ergeben sich folgende Werte

$$\frac{1}{\zeta \sigma_f (m \cdot l/2)} = \frac{1}{\zeta \sigma_f (9,04 \cdot 0,09)} = \frac{1}{1,35} = 0,74$$

Damit wird für

$$\begin{aligned} t_m &= 45 \text{ °C}, & t_{l_0} &\approx 50 \text{ °C}, & t_H &= 53 \text{ °C}, \\ t_v &= 58 \text{ °C}, & t_R &= 48 \text{ °C}, & q &= 225 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.} \end{aligned}$$

An diesem Zahlenbeispiel ist zu erkennen, daß dieselbe Wirkung mit verschiedenen Rohrdurchmessern und Abständen erreicht werden kann, wobei die Heiztemperatur um so höher sein muß, je größer der Rohrabstand gewählt wird.

7. Die mittlere Strahlungstemperatur des Raumes.

Für die Berechnung der Wärmeübertragung durch Strahlung wurde in vorstehendem Abschnitt¹⁾ die mittlere Oberflächentemperatur t_{W_m} der Wände und des Fußbodens angenommen. Damit ist bei gegebener bzw. berechneter Deckentemperatur aber auch die mittlere Oberflächentemperatur aller Begrenzungsflächen des Raumes, also einschließlich der Deckenfläche festgelegt. Diese Temperatur wird nachstehend als mittlere Strahlungstemperatur t_{Str} bezeichnet und umfaßt im Gegensatz zur Temperatur t_{W_m} also auch die beheizte Decke.

Die mittlere Strahlungstemperatur des Raumes bildet den Maßstab für die Wärmeabgabe durch Strahlung eines sich im Raum aufhaltenden Menschen und ist daher von ähnlichem Einfluß auf die Behaglichkeit, wie die für die Wärmeabgabe durch Konvektion maßgebende Lufttemperatur t_L . Für normale Verhältnisse, also bei Räumen mit einer Lufttemperatur von 18 °C und üblicher Bauweise ist die Annahme zulässig, daß die mittlere Strahlungstemperatur erfahrungsgemäß innerhalb der zulässigen Grenzen liegt. Bei Räumen mit besonders ungünstiger Lage bzw. besonders großen Fensterflächen, die außergewöhnliche Wärmeverluste haben, und bei Räumen mit besonders hoher Lufttemperatur kann jedoch nicht ohne weiteres angenommen werden, daß die vorstehend genannte Bedingung²⁾ erfüllt ist, wonach die Deckenheizfläche die mittlere Strahlungstemperatur des Raumes so beeinflussen muß, daß bei der im Raum vorhandenen Lufttemperatur die Wärmeabgabe des Menschen innerhalb der durch die Behaglichkeitswerte gegebenen Grenzen liegt. In solchen Fällen ist die mittlere Strahlungstemperatur des Raumes nachzuprüfen. Man geht dabei zweckmäßig so vor, daß die Deckentemperatur zunächst angenommen bzw. ausgerechnet wird. Die Wärmeabgabe der Decke und damit die Größe des beheizten Deckenfeldes wird aus dem ebenfalls geschätzten Wert t_{W_m} berechnet. Mit der Deckentemperatur und Deckenheizfläche lassen sich die Oberflächentemperaturen der Fenster, Wände und des Bodens berechnen. Falls der berechnete Wert von t_{W_m} um mehr als 2 °C von dem geschätzten Wert abweicht, empfiehlt sich eine Nachrechnung der Deckenheizfläche und eine Neubestimmung von t_{W_m} . Aus den Oberflächentemperaturen der Begrenzungsflächen bzw. dem Wärmeaustausch durch Strahlung zwischen dem Menschen und den einzelnen Oberflächen ergibt sich die mittlere Wärmeabgabe des Menschen durch Strahlung und daraus die zulässige mittlere Strahlungstemperatur des Raumes. Falls dieser Wert außerhalb der in Bild 72 dargestellten Grenzen liegt, sind die Lufttemperatur bzw. die Deckentemperatur des Raumes entsprechend zu ändern und die mittlere Strahlungstemperatur erneut nach-

¹⁾ Siehe Seite 168.

²⁾ Siehe Seite 163.

zuprüfen. Gegebenenfalls lassen sich aus der Nachprüfung der mittleren Strahlungstemperatur wichtige Erkenntnisse bezüglich einer notwendigen Änderung der geplanten Bauweise eines Raumes gewinnen.

Die mittlere Strahlungstemperatur des Raumes t_{str} ergibt sich jedoch nicht aus dem arithmetischen Mittel der Oberflächentemperatur von Decke, Wände, Fenster und Fußboden, weil sich die Wärmestrahlung mit der vierten Potenz der absoluten Temperaturen ändert. Man hat sich vielmehr darunter eine ideelle Oberflächentemperatur vorzustellen, bei der dem im Raum befindlichen Menschen dieselbe Wärmemenge durch Strahlung entzogen wird, wie dies bei den tatsächlich vorhandenen Oberflächentemperaturen der Begrenzungsflächen der Fall ist. Zur Bestimmung von t_{str} ist es deshalb erforderlich, zunächst den Wärmeaustausch durch Strahlung zwischen dem Menschen und den einzelnen Oberflächen zu bestimmen.

Bezeichnet man mit

F = Oberfläche einer Wand, der Decke oder des Fußbodens,

q = Wärmestrahlung der Fläche, bezogen auf einen Menschen,

dann wird die mittlere Wärmestrahlung des Raumes

$$q_m = \frac{\Sigma (q F)}{\Sigma F} \text{ kcal/m}^2 \text{ h. (160)}$$

Die Wärmestrahlung q einer Wandfläche, bezogen auf einen bekleideten Menschen, berechnet sich zu:

$$q = b C \varphi (t_F - t_M) \text{ kcal/m}^2 \text{ h. (21)}$$

Darin bedeutet:

b = Temperaturfaktor (aus ZT 11 bzw. Bild 65 zu entnehmen),

C = Strahlungszahl,

φ = Einstrahlzahl,

t_F = Temperatur der Fläche in °C.

t_M = mittlere Oberflächentemperatur eines bekleideten Menschen.

Die Strahlungszahl C ist nach der für zwei sich völlig umschließende Flächen geltenden Gl. 20, S. 27 zu bestimmen.

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s} \right)} \text{ kcal/m}^2 \text{ h (}^\circ\text{K)}^4 \text{ . . . (20)}$$

F_1 = innere Fläche in m^2 , also Oberfläche des Menschen,

F_2 = äußere Fläche in m^2 , also Oberfläche des Raumes,

C_1 = Strahlungszahl eines bekleideten Menschen = $4,2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h (}^\circ\text{K)}^4$,

C_2 = Mittelwert der Strahlungszahl für Holz, Glas und Tapeten
= $4,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h (}^\circ\text{K)}^4$.

Das Verhältnis $\frac{F_1}{F_2}$ wird schon für einen normalen Wohnraum sehr klein, weil einer in Rechnung zu setzenden Oberfläche des Menschen von 1,6 m² eine Oberfläche des Raumes von 100 und mehr m² gegenübersteht. Bei großen Räumen wird das Verhältnis noch kleiner. Es kann hierfür der Sonderfall der Gl. 22 angewendet werden ($\varphi = 1$) mit

$$C = C_1 = 4,2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^\circ\text{K})^4.$$

Damit wird nach Gl. 14 und 23

$$q = b \cdot 4,2 (t_F - t_M) \text{ kcal/m}^2 \text{ h. (161)}$$

Für die Berechnung der Wärmestrahlung einer Fläche muß also die Oberflächentemperatur ermittelt werden, aus der sich dann aus Bild 65 auch der Temperaturfaktor b bestimmen läßt.

a) Oberflächentemperatur und Wärmestrahlung der beheizten Decke, bezogen auf einen Menschen.

Die Berechnung der Wärmestrahlung der Decke wird nur auf den beheizten Teil der Decke bezogen. Es ist also die mittlere Temperatur der beheizten Deckenfläche t_m einzusetzen. Die unbeheizte Deckenfläche wird als Innenwand behandelt.

Damit wird

$$q_D = b \cdot 4,2 (t_m - t_M) \text{ kcal/m}^2 \text{ h. (161a)}$$

b) Oberflächentemperatur und Wärmestrahlung der Außenwand, bezogen auf einen Menschen.

Die Oberflächentemperatur der Außenwand wird nach Gl. 145, S. 113 für eine 38 cm starke Backsteinwand

$$t_{AW} = 0,098 t_D + 0,392 t_{IW} + 0,325 t_L + 0,185 t_a \text{ } ^\circ\text{C} \text{ . . . (145)}$$

t_D = Deckentemperatur in $^\circ\text{C}$,

t_{IW} = Temperatur der Innenwände (zu 18 bis 22 $^\circ\text{C}$ annehmen),

t_L = Lufttemperatur im Raum in $^\circ\text{C}$,

t_a = Außentemperatur in $^\circ\text{C}$.

Diese Gleichung ist jedoch für eine vollständig beheizte Decke aufgestellt, was nicht immer zutrifft.

Bezeichnet man das Verhältnis der beheizten Deckenfläche F_H zur gesamten Deckenfläche F_{ges} mit a , so wird

$$a = \frac{F_H}{F_{ges}}, \text{ (162)}$$

und die Gleichung 145 nimmt für die nur teilweise beheizte Decke die Form an

$$t_{AW} = a \cdot 0,098 t_m + 0,392 t_{IW} + 0,325 t_L + 0,185 t_a \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (145b)$$

worin t_m die mittlere Temperatur der beheizten Deckenfläche ist. Diese Gleichung gilt nur für eine Außenwand mit einer Wärmedurchgangszahl von $k = 1,34 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$. Für andere Bauarten sind die Werte entsprechend zu ändern.

Die Wärmestrahlung der Außenwand auf einen Menschen, die normalerweise einen negativen Wert besitzt, wird dann

$$q_{AW} = b \cdot 4,2 (t_{AW} - t_M) \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \quad \dots \quad (161b)$$

c) Die Oberflächentemperatur und Wärmestrahlung der Fenster, bezogen auf einen Menschen.

Für die Fensterflächen ergibt sich unter Berücksichtigung der tatsächlich beheizten Deckenfläche nach den Gleichungen 146 und 149 bei Einfachfenstern

$$t_{EF} = a \cdot 0,032 t_m + 0,13 t_{IW} + 0,12 t_L + 0,72 t_a \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \dots \quad (146b)$$

Doppelfenstern

$$t_{DF} = a \cdot 0,075 t_m + 0,30 t_{IW} + 0,274 t_L + 0,35 t_a \text{ } ^\circ\text{C}. \quad \dots \quad (149b)$$

Die Strahlung einer Fensterfläche auf einen Menschen, die immer einen negativen Wert besitzt, wird dann

$$q_{Fe} = b \cdot 4,2 (t_{Fe} - t_M) \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \quad \dots \quad (161c)$$

d) Oberflächentemperatur und Wärmestrahlung der Innenwände, bezogen auf einen Menschen.

Die mittlere Oberflächentemperatur von Innenwand und Fußboden berechnet sich wie folgt:

Wärmeaustausch zwischen Innenflächen und beheizter Decke

$$q_1 = a b_1 C \varphi (t_m - t_{IW}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

Wärmeaustausch zwischen Innenflächen und Außenfläche bei einer Fensterfläche von $1/3$ der Gesamtaußenfläche

$$q_2 = b_2 C \varphi (t_{IW} - \frac{2 t_{AW} + t_F}{3}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h},$$

bei einer Fensterfläche von $1/2$ der Gesamtaußenfläche

$$q_2 = b_3 C \varphi (t_{IW} - \frac{t_{AW} - t_F}{2}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

Wärmeaustausch zwischen Innenfläche und Raumluft

$$q_3 = \alpha_{Konv} (t_{IW} - t_L) \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

Wärmeaustausch zwischen Innenflächen und anliegenden Räumen

$$q_4 = \kappa (t_{IW} - t_R) \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

t_R = mittlere Raumtemperatur der anliegenden Räume,

$\kappa = 2,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ für 12 cm Backsteinwand.

Es ist nun

$$q_1 = q_2 + q_3 + q_4,$$

setzt man

$$b_1 = 1,1, \quad b_2 = 1,0, \quad C = 4,1, \quad \varphi = 0,2$$

$\alpha_{Konv} = 3,0$, $\kappa = 2,6$ für 12 cm Backstein einschl. $2 \times 2,5$ cm Putz, so erhält man für einen Raum mit einer Fensterfläche von $\frac{1}{3}$ der Gesamtaußenfläche

$$t_{IW} = \frac{a \cdot 0,92 \cdot t_m + 0,56 t_{AW} + 0,28 t_F + 3,0 t_L + 2,6 t_R}{0,92 \cdot a + 6,44} \quad (163)$$

für einen Raum mit $\frac{1}{2}$ Fensterfläche

$$t_{IW} = \frac{a \cdot 0,92 t_m + 0,42 (t_{AW} + t_F) + 3,0 t_L + 2,6 t_R}{0,92 a + 6,44} \quad (163a)$$

und

$$q_{IW} = bC (t_{IW} - t_M) \text{ kcal/m}^2 \text{ h.} \quad (161d)$$

Für Bauarten, die nicht den vorstehenden Zahlenwerten entsprechen, sind die zugehörigen Werte einzusetzen. Wenn der Fußboden des Raumes durch darunterliegende Strahlungsheizflächen erwärmt wird, ist die Übertemperatur der erwärmten Bodenfläche zu beachten. Unter der Annahme eines Verlustes der darunterliegenden Deckenheizfläche nach oben von 5% ihrer Wärmeabgabe und einer Wärmeübergangszahl α für den Fußboden von 8,5 beträgt die Übertemperatur

$$t_{\overset{\cdot}{v}}_{FB} = \frac{\text{Wärmeabgabe der Decke/m}^2 \cdot 0,05}{8,5}$$

und

$$q_{FB} = bC (t_{FB} - t_M) \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \quad (161e)$$

Die mittlere Temperatur eines bekleideten Menschen t_M ist aus dem Bild 51 zu entnehmen.

Nachdem die Wärmestrahlungen sämtlicher Flächen bestimmt sind, kann die mittlere Wärmestrahlung des Raumes auf einen Menschen nach Gl. 160 ermittelt werden.

$$q_m = \frac{q_D F_H + q_{AW} F_{AW} + q_{Fe} F_{Fe} + q_{IW} F_{IW}}{F_H + F_{AW} + F_{Fe} + F_{IW}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h.} \quad (160)$$

Es ist F_H = beheizte Deckenfläche,
 F_{AW} = Außenwand ohne Fensterfläche,
 F_{Fe} = Fensterfläche,
 F_{IW} = Innenwände, Fußboden u. unbeheizte Deckenfläche.

Bezieht man die mittlere Wärmestrahlung q_m eines Raumes mit der mittleren Strahlungstemperatur t_{Str} auf einen bekleideten Menschen von 1,6 m² Oberfläche und einer Oberflächentemperatur von t_M , so erhält man folgenden Zusammenhang zwischen der aus den einzelnen Oberflächentemperaturen errechneten mittleren Wärmestrahlung q_m und der mittleren Strahlungstemperatur t_{Str} des Raumes

$$q_m = b C (t_{Str} - t_M) \text{ kcal/m}^2 \text{ h.} \quad (21)$$

Die mittlere Strahlungstemperatur t_{Str} des Raumes auf den Menschen bezogen wird damit

$$t_{Str} = t_M + \frac{\Sigma(qF)}{bC \Sigma F} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dots \dots \dots (164)$$

Der Temperaturfaktor b ist abhängig von den Werten t_{Str} und t_M . Man kann also setzen

$$b = \frac{\left(\frac{T_{Str}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_M}{100}\right)^4}{t_{Str} - t_M} = \frac{\left(2,73 + \frac{t_{Str}}{100}\right)^4 - \left(2,73 + \frac{t_M}{100}\right)^4}{t_{Str} - t_M} \text{ (} ^\circ\text{C)}^3.$$

Die Oberfläche eines erwachsenen Menschen beträgt im Mittel 1,9 m². Für den Strahlungsaustausch können nur etwa 1,6 m² eingesetzt werden, weil die Innenflächen der Glieder daran nicht beteiligt sind.

Setzt man ferner

$$C = 4,2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h (} ^\circ\text{K)}^4 \text{ und } t_M = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ein, so erhält man

$$\begin{aligned} Q_m &= 1,6 \cdot 4,2 (t_{Str} - 25) \cdot \frac{\left(2,73 + \frac{t_{Str}}{100}\right)^4 - 2,98^4}{(t_{Str} - 25)} \\ &= 6,72 \left[\left(2,73 + \frac{t_{Str}}{100}\right)^4 - 2,98^4 \right] \text{ kcal/h.} \quad \dots \dots (165) \end{aligned}$$

Diese Gleichung wird graphisch nach t_{Str} aufgelöst. Die Lösung ist in Bild 71 enthalten. Dasselbe Bild enthält auch die Lösungen der Gleichung für eine mittlere Oberflächentemperatur des bekleideten Menschen von 20, 22,5, 27,5 und 30 °C. Damit ist der Wärmeaustausch

zwischen dem Menschen und den Begrenzungsflächen des Raumes bzw. die dem Raum zugehörige mittlere Strahlungstemperatur für alle vorkommenden Fälle bestimmt.

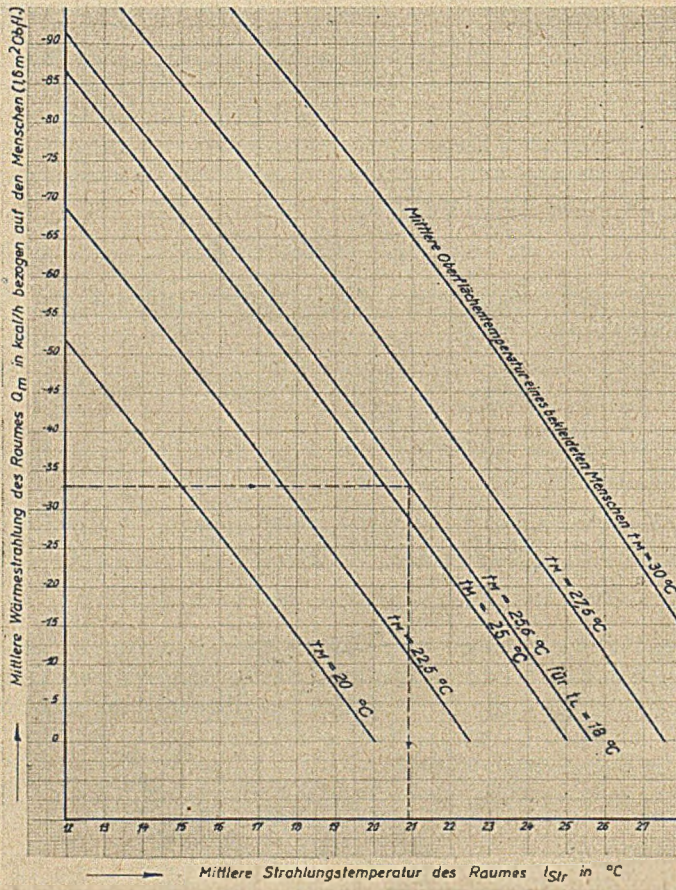


Bild 71.

Wärmeabgabe eines Menschen im strahlungsbeheizten Raum durch Strahlung in Abhängigkeit von der mittleren Strahlungstemperatur t_{Sr} des Raumes.

Beispiel.

Der in der tabellarischen Zusammenstellung auf S. 176 durchgerechnete Montagesaal 3 besitzt 266 m^3 Inhalt und enthält eine Deckenheizfläche mit einer Leistung von 8800 kcal/h . Die weiteren Zahlenwerte sind

$$t_M = 25,6 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_L = 18 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_m = 42 \text{ }^\circ\text{C},$$

Gesamtdeckenfläche 83 m²,

beheizte Deckenfläche 45 m²,

Doppelfenster 40 m²,

Außenwände ohne Fenster 43 m²,

Fläche von Innenwand, unbeheizter Boden und unbeheizter

Decke 118 m²,

beheizter Fußboden 45 m².

Wärmeaustausch zwischen den Oberflächen des Raumes und dem Menschen

a) für die beheizte Decke (Gl. 161a)

$$q_D = bC (t_D - t_M) = 1,16 \cdot 4,2 (42 - 25,6) \\ = 80 \text{ kcal/m}^2 \text{ h};$$

b) für die Außenwand (Gl. 145)

$$a = \frac{F_H}{F_{ges}} = \frac{45}{83} = 0,54,$$

$$t_{AIW} = a \cdot 0,10 t_m + 0,40 t_{IW} + 0,31 t_L + 0,19 t_a, \\ = 0,54 \cdot 0,10 \cdot 42 + 0,40 \cdot 20 + 0,31 \cdot 18 - 0,19 \cdot 15 = \\ 13,0 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$q_{AIW} = bC (t_{AIW} - t_M) = 1,02 \cdot 4,2 (13,0 - 25,6) = - 54 \text{ kcal/m}^2 \text{ h};$$

c) für das Doppelfenster (Gl. 149)

$$t_{DF} = a \cdot 0,075 t_m + 0,30 \cdot t_{IW} + 0,274 \cdot t_L + 0,35 \cdot t_a, \\ = 0,54 \cdot 0,075 \cdot 42 + 0,30 \cdot 20 + 0,274 \cdot 18 - 0,35 \cdot 15 = 8,4 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$q_{DF} = bC (t_{DF} - t_M) = 1,0 \cdot 4,2 (8,4 - 26,5) = - 72,2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h};$$

d) für Innenwände und den unbeheizten Fußboden.

Die mittlere Oberflächentemperatur berechnet sich wie folgt:
Wärmeaustausch zwischen Innenflächen und beheizter Decke

$$q_1 = a b C \varphi (t_m - t_{IW}) \\ = 0,54 \cdot 1,12 \cdot 4,2 \cdot 0,2 (42 - t_{IW}) = 21,4 - 0,508 t_{IW}.$$

Wärmeaustausch zwischen Innenflächen und Außenflächen, wobei für vorliegenden Fall die Fensterfläche gleich der Außenwandfläche gesetzt wird

$$q_2 = bC \varphi \left(t_{IW} - \frac{t_{AIW} + t_{DF}}{2} \right) \\ = 0,96 \cdot 4,2 \cdot 0,2 \left(t_{IW} - \frac{13,1 + 8,4}{2} \right) = 0,805 t_{IW} - 8,65$$

Wärmeaustausch zwischen Innenflächen und Raumluft

$$q_3 = \alpha_{Konv} (t_{IW} - t_L) =$$

$$= 2,8 (t_{IW} - 18) = 2,8 t_{IW} - 50,5.$$

Wärmeaustausch zwischen Innenflächen und anliegenden Räumen, deren mittlere Temperatur mit 18 °C eingesetzt wird.

$$q_4 = \kappa (t_{IW} - t_R)$$

$$= 1,55 (t_{IW} - 18) = 1,55 t_{IW} - 27,8.$$

Es ist $q_1 = q_2 + q_3 + q_4$,

$$21,4 - 0,508 t_{IW} = 0,805 t_{IW} - 8,65 + 2,8 t_{IW} - 50,5 + 1,55 t_{IW} - 27,8$$

$$t_{IW} = 19 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$q_{IW} = b \cdot C (t_{IW} - t_M) = 1,03 \cdot 4,2 (19 - 25,6)$$

$$= -28,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h};$$

e) für den beheizten Fußboden.

Der Wärmeübergang von dem durch die darunterliegende Heizfläche erwärmten Fußboden an den Raum beträgt 5% von 195 kcal/m² h, wenn man den Wärmebedarf des darunterliegenden Raumes gleich dem untersuchten Raum setzt. Mit einer Wärmeübergangszahl von $\alpha_b = 8,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ für den Fußboden berechnet sich die Übertemperatur des beheizten Fußbodens gegen den unbeheizten Teil zu

$$t_{\dot{v}_{FB}} = \frac{195 \cdot 0,05}{8,5} \approx 1,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Die Temperatur des beheizten Bodens wird damit 20,2 °C

$$q_{FB} = bC (t_{FB} - t_M) = 1,03 \cdot 4,2 (20,2 - 25,6) = -23,4 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

Mit vorstehenden Werten der mittleren Wärmestrahlung der einzelnen Oberflächen ergibt sich die mittlere Wärmestrahlung des Raumes auf den Menschen zu

$$q_m = \frac{q_D \cdot F_H + q_{AW} \cdot F_{AW} + q_{DF} \cdot F_{DF} + q_{IW} \cdot F_{IW} + q_{FB} \cdot F_{FB}}{F_H + F_{AW} + F_{DF} + F_{IW} + F_{FB}}$$

$$= \frac{80 \cdot 45 - 54 \cdot 43 - 72,2 \cdot 40 - 28,5 \cdot 118 - 23,4 \cdot 45}{45 + 43 + 40 + 118 + 45}$$

$$= -20,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

und zu $Q_m = -20,6 \cdot 1,6 = -33 \text{ kcal/h}$ bezogen auf den Menschen (Q_{StrM}).

Die mittlere Strahlungstemperatur des Raumes t_{Str} kann entweder aus Bild 71 entnommen werden und wird für $Q_m = -33 \text{ kcal/h}$, $t_{Str} = 20,9 \text{ }^\circ\text{C}$

oder aus Gleichung (164) berechnet werden

$$t_{Str} = t_M + \frac{\Sigma (q \cdot F)}{b \cdot C \cdot \Sigma F} = 25,6 + \frac{-5978}{1,04 \cdot 4,2 \cdot 291} = 20,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

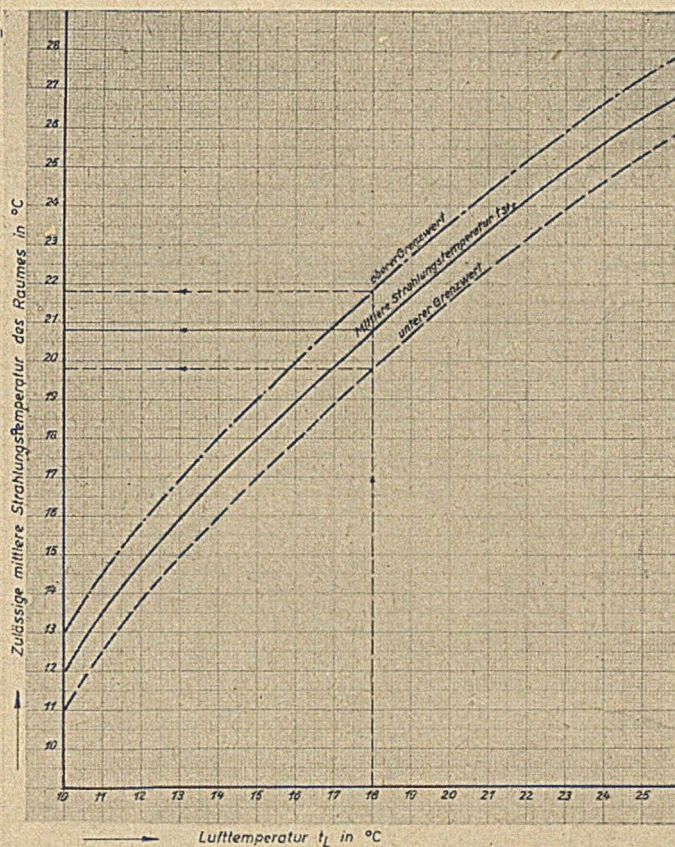


Bild 72. Zulässige mittlere Strahlungstemperatur t_{Str} eines strahlungsbeheizten Raumes, abhängig von der Gesamtwärmeabgabe des Menschen Q_M und der Lufttemperatur t_L .

Nach Bild 72 beträgt die zulässige mittlere Strahlungstemperatur t_{Str} für 18 °C Lufttemperatur 20,8 °C. Der obere Grenzwert liegt bei 21,8, der untere Grenzwert bei 19,8 °C. Daraus geht hervor, daß die Behaglichkeit im untersuchten Raum gesichert ist.

Nun ist noch die mittlere Oberflächentemperatur von Wänden, Fenster und Boden t_{Wm} nachzuprüfen

$$t_{IVm} = \frac{t_{AW} \cdot F_{AW} + t_{DF} \cdot F_{DF} + t_{IIV} \cdot F_{IIV} + t_{FB} \cdot F_{FB}}{F_{AW} + F_{DF} + F_{IIV} + F_{FB}}$$

$$= \frac{13,0 \cdot 43 + 8,4 \cdot 40 + 19 \cdot 118 + 20,2 \cdot 45}{43 + 40 + 118 + 45} = 16,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Der geschätzte Wert von 16 °C ist also genügend genau.

8. Der Druckabfall im Rohrregister.

Der Druckabfall eines Rohrregisters ist abhängig von der Gesamtlänge und der Form des Registers sowie von der im Rohr vorhandenen Wassergeschwindigkeit. Er setzt sich in bekannter Weise aus dem Druckverlust im geraden Rohr durch Rohrreibung und aus dem Druckabfall durch Einzelwiderstände (Bogen, Knie, Absperrorgan) zusammen. In Bild 73 bis 76 sind einige Ausführungen von Rohrregistern¹⁾ angegeben, wie sie bei Deckenheizungen verwendet werden.

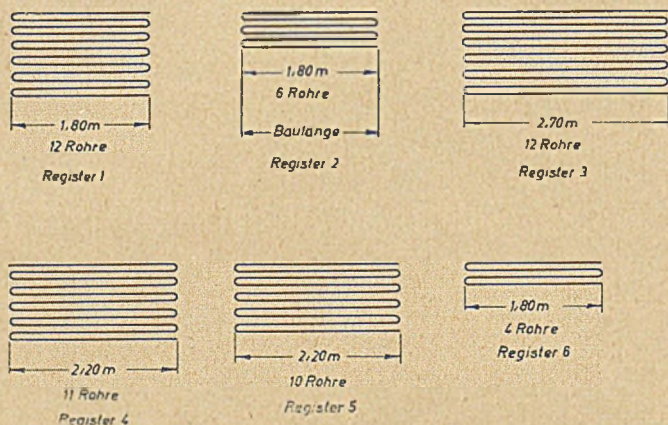


Bild 73a—f. Rohrregister zu den Bildern 74 und 75.

Hierzu ist zu bemerken, daß als Registerlänge der ganze Rohrzug (einschließlich der Bogen) zu nehmen ist, der innerhalb der Decken verlegt ist, also einschließlich den Anschlußleitungen, nicht aber diejenigen Leitungen, die innerhalb von Mauerschlitzen oder frei vor der Wand verlegt sind, und zwar unabhängig davon, wo die Absperr- und Regulier-

¹⁾ Gebäudegrundrisse mit eingetragenen Strahlungsheizflächen siehe: H. Kämper, M. Hottinger u. W. v. Gonzenbach. Die Heiz- und Lüftungsanlagen in den verschiedenen Gebäudearten. Berlin, J. Springer, 1940. Abb. 6, 7 u. 8, S. 64/6 und Abb. 47/48, S. 202/3.

M. Hottinger. Strahlungsheizung, Lüftung und Kühlung eines großen Warenhauses. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 119/20.

organe angeordnet sind. Der Druckabfall in den senkrechten Anschlußleitungen innerhalb von Mauerschlitzen oder vor der Wand wird gemeinsam mit demjenigen des übrigen Rohrnetzes ermittelt und ist in den folgenden Betrachtungen nicht berücksichtigt.

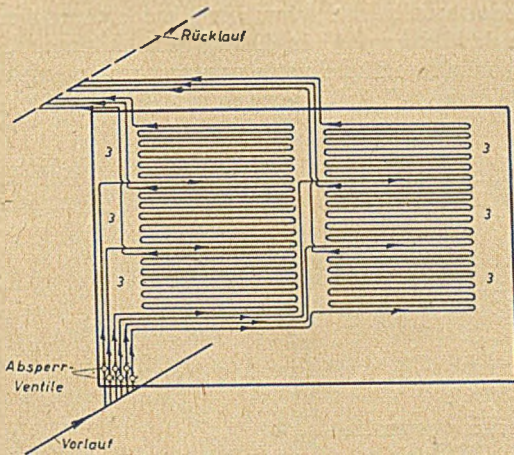


Bild 74. Wand mit angeordneten Rohrregistern.

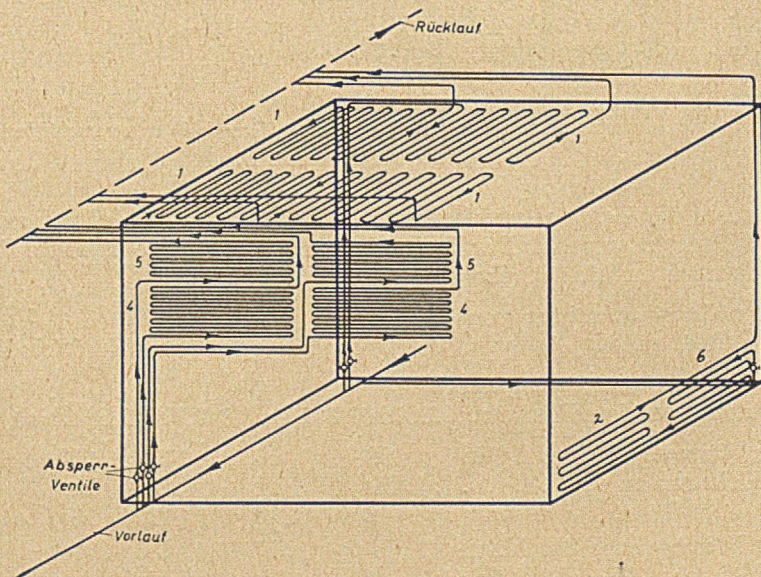


Bild 75. Eckraum mit Decken- und Wandregistern.

Von den drei Werten, die den Druckabfall beeinflussen, sind Länge und Form des Registers bekannt. Die Wassergeschwindigkeit muß erst bestimmt werden. Sie ist davon abhängig, welche Wärmemenge von einem Quadratmeter beheizter Deckenfläche abgegeben wird, in welchem Abstand die Registerrohre verlegt sind und welcher Rohrdurchmesser verwendet wird, sowie von der Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklaufleitung. Für diese Werte können unter normalen Verhältnissen bestimmte Mittelwerte angenommen werden. Die Wärmeabgabe der beheizten Deckenfläche kann zu 280 kcal/m² h Gesamtwärme-

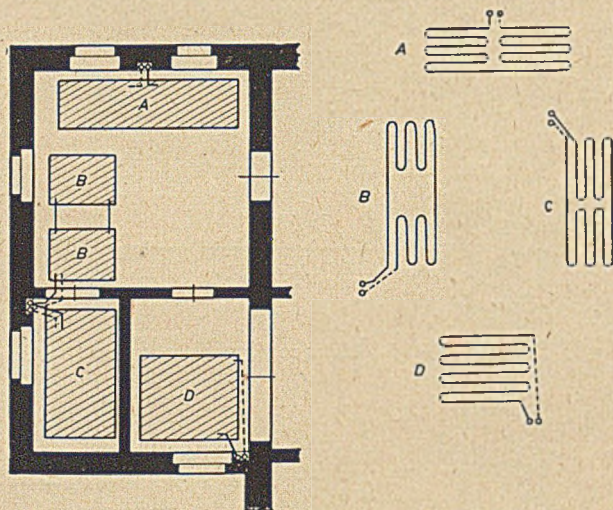


Bild 76. Entwurfschema einer Deckenheizung (Grundriß) mit verschiedenen Registern A, B, C und D.

abgabe, die Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf zu 10 °C gesetzt werden. Der Rohrabstand l (von Mitte zu Mitte Rohr) ergibt sich aus Bild 52 für

einen Rohrdurchmesser von . 1/2'' 3/4'' 1'' 5/4''
im Mittel zu 10 bis 15 20 bis 25 35 bis 40 50 bis 60 cm

damit ergibt sich die Rohrlänge

pro m² beheizte Fläche zu . 10 bis 6,7 5 bis 4,0 2,9 bis 2,5 2 bis 1,7 m

| | | | | |
|---|-----|-----|-----|--------------|
| die Wärmeabgabe pro lfd m | 28 | 56 | 96 | 140 |
| Heizrohr zu \approx | bis | bis | bis | bis |
| | 42 | 70 | 112 | 165 kcal/m h |
| die Wassermenge pro lfd m | 3 | 5,5 | 9,5 | 14 |
| Heizrohr ($\Delta t = 10$ °C) zu \approx . | bis | bis | bis | bis |
| | 4 | 7 | 11 | 16,5 lt/m h |

Ein Rohrzug von 50 m $\frac{3}{4}$ " beansprucht demnach eine stündliche Wassermenge bis zu 350 lt. Aus dieser Wassermenge wird die Geschwindigkeit bestimmt, die für die Ermittlung des Druckabfalles maßgebend ist. Zur Vereinfachung der Rechnung dient Bild 77, aus der die Wassergeschwindigkeiten für Rohrdurchmesser von $\frac{1}{2}$ " bis 2" für Wassermengen bis 1600 lt/h in einfacher Weise zu entnehmen sind. Es wird darauf hingewiesen, daß die lichten Rohrdurchmesser nach den im Handel erhältlichen, normalwandigen Gasröhren (feuergeschweißt oder nahtlos) bestimmt und der Maßtabelle der Fachgruppe Röhren entnommen sind.

Es wurden folgende lichte Durchmesser verwendet:

| | | | | | | |
|-----------------------|---------------|---------------|-------|---------------|----------------|-------|
| Nennweite in Zoll | $\frac{1}{2}$ | $\frac{3}{4}$ | 1 | $\frac{5}{4}$ | $1\frac{1}{2}$ | 2 |
| lichter Durchm. in mm | 15,75 | 21,25 | 27,00 | 35,75 | 41,25 | 52,50 |

Um den Druckabfall richtig berechnen zu können, muß zunächst untersucht werden, um welche Art von Strömung es sich bei den zu erwartenden Geschwindigkeiten handelt. Die Strömung kann entweder laminar (schlicht) oder turbulent (wirbelig) sein. Im ersten Falle verlaufen die Stromlinien parallel zur Rohrwand. Im zweiten Falle sind Querströmungen bzw. Wirbel vorhanden. Beide Strömungen ergeben bei gleichen Durchmessern und gleichen Wassermengen verschieden große Druckverluste, und zwar sind diese bei laminarer Strömung niedriger als bei turbulenter Strömung. Die Art der Strömung ist abhängig von dem Rohrdurchmesser, der Wassergeschwindigkeit sowie von der kinematischen Zähigkeit des Wassers. Letztere stellt das Verhältnis von Zähigkeit zur Dichte einer Flüssigkeit dar und ist abhängig von der Temperatur.

Für Wasser gelten folgende Werte (siehe ZT 6, S. 326).

Dichte, Zähigkeit und kinematische Zähigkeit von Wasser.

| | 0° | 20° | 40° | 60° | 80° | 100° C |
|---|----------------------|---------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| Dichte ρ (kg sec ² /m ³) . . | 101,9 | 101,7 | 101,1 | 100,2 | 99,1 | 97,8 |
| Zähigkeit η (kg sec/m ²) . . | $183 \cdot 10^{-6}$ | $101 \cdot 10^{-6}$ | $67 \cdot 10^{-6}$ | $48,1 \cdot 10^{-6}$ | $35,9 \cdot 10^{-6}$ | $28,3 \cdot 10^{-6}$ |
| kinemat. Zähigkeit ν (m ² /sec.) | $1,79 \cdot 10^{-6}$ | $1,0 \cdot 10^{-6}$ | $0,66 \cdot 10^{-6}$ | $0,48 \cdot 10^{-6}$ | $0,36 \cdot 10^{-6}$ | $0,29 \cdot 10^{-6}$ |

Zur Beurteilung der Strömungsverhältnisse dient die Reynoldssche Kennzahl. Diese Zahl stellt eine dimensionslose Verbindung der drei Werte: Durchmesser d , Wassergeschwindigkeit w und kinematische Zähigkeit ν dar (siehe Gl. 61, S. 50).

$$\text{Reynoldssche Kennzahl } Re = \frac{w d}{\nu} \dots \dots \dots (61)$$

In einem geraden Rohr ist die Strömung laminar bis zu dem Wert $Re = 2320$ (Gl. 63). Unterhalb dieses Wertes geht die Strömung nach vorübergehender Turbulenz durch äußere Störungen wieder in eine laminare über. Bei Reynoldsschen Kennzahlen über 2320 kann die Strömung zwar immer noch laminar sein, es findet aber keine Rückbildung mehr statt, wenn einmal Turbulenz eingetreten ist. Je höher die Reynoldssche Kennzahl über dem kritischen Wert 2320 liegt, um so geringere Störungen genügen, um die Strömung turbulent werden zu lassen. Die Geschwindigkeit, bei der für einen gegebenen Durchmesser der Wert $Re = 2320$ erreicht wird, heißt kritische Geschwindigkeit und bezeichnet den Punkt, an dem die laminare Strömung in eine turbulente übergeht.

Das Druckgefälle für laminare Strömung berechnet sich nach der Poiseuilleschen Gleichung zu

$$R = \frac{\Delta p}{l} = \frac{32 \eta w}{d^3} \frac{\text{mm WS}}{\text{m}}, \quad \dots \dots (166)$$

hierin ist w in m/sec, d in mm und η in kg s/m² einzusetzen.

Diese Gleichung entsteht aus

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \text{ mm WS} \dots \dots \dots (167)$$

worin $\lambda = \frac{64}{Re}$ (unabhängig vom Rauigkeitsgrad des Rohres)

$$\text{und } Re = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g} < 2320$$

ist.

Die Widerstandszahl λ ist demnach eine Funktion der Reynoldsschen Kennzahl.

Bei turbulenter Strömung wird in der Gleichung 167 für den Druckabfall die Widerstandszahl nach Bradtke¹⁾ bei den im Heizungsfach üblichen stählernen Rohren (unter Berücksichtigung der Wandrauigkeit)

$$\lambda = 0,0072 + \frac{0,61}{Re^{0,35}} + \frac{2,9 \cdot 10^{-5}}{d} \cdot Re^{0,108} \dots \dots (168)$$

Diese Widerstandszahl gilt für Wasser, Dampf und Luft bis zu $Re \leq 10^5$.

¹⁾ F. Bradtke. Das Druckgefälle in geraden Rohrstrecken. Ges.-Ing., Bd. 53 (1930), S. H. S. 1/7.

In F. Schwedler u. H. v. Jürgensonn. Handbuch der Rohrleitungen. Berlin, J. Springer 1939, sind S. 67 u. folg. Seiten die Widerstandszahlen nach den Ergebnissen anderer Forscher zusammengestellt.

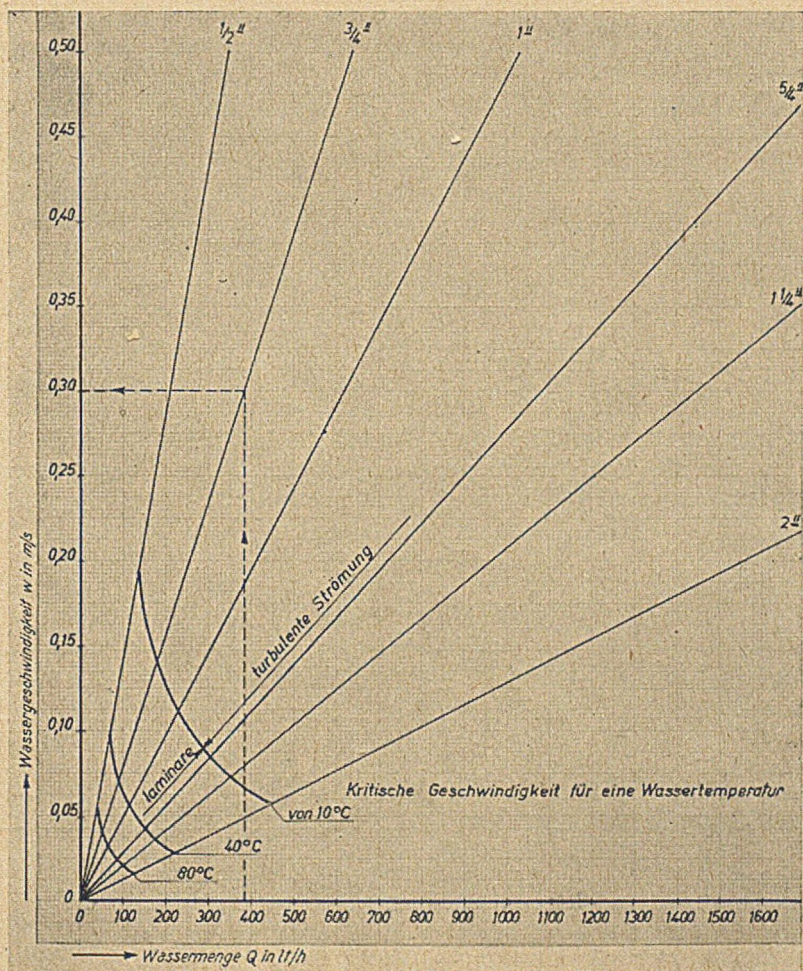


Bild 77. Leistungen und kritische Geschwindigkeiten für Rohre von $1/2$ bis $2''$.

Die ersten beiden Glieder der zuvorstehenden Gleichung (168) sind aus der von Lees¹⁾ ermittelten Gleichung für die Widerstandszahl glatter Rohre nach den Versuchsergebnissen von Stanton u. Pannell²⁾, die Jacob u. Erk³⁾ bestätigt fanden. Blasius⁴⁾ gab bereits früher die Gleichung

1) Ch. H. Lees. Proc. Roy. Soc. London, Bd. 91 (1915), S. 46.

2) T. E. Stanton u. J. R. Pannell. Phil. Trans., Bd. 214 (1914), S. 199.

3) M. Jakob u. S. Erk. VDI.-Forschungsheft Nr. 267 (1924).

4) H. Blasius. VDI.-Forschungsheft Nr. 131 (1913).

$$\lambda_{\text{glatt}} = 0,3164 \text{ Re}^{0,25} \dots \dots \dots (168a)$$

bekannt, welche annähernd die gleichen Zahlenwerte liefert.

Bei Reynoldsschen Zahlen $\text{Re} \geq 10^5$ gibt die Gleichung von Nikuradse¹⁾

$$\lambda_{\text{glatt}} = 0,0032 + 0,222 \text{ Re}^{0,237} \dots \dots \dots (168b)$$

genauere Werte.

Die kritische Geschwindigkeit berechnet sich aus

$$w_{kr} = \frac{2320000 \nu}{d} \text{ m/s.} \dots \dots \dots (64a)$$

d = Rohrdurchmesser in mm,

ν = kinematische Zähigkeit in m^2/sec .

In nachstehender Zahlentafel 39 sind die kritischen Geschwindigkeiten für die Rohrdurchmesser von $1/2''$ bis $2''$ und für Wassertemperaturen von 10°C bis 80°C zusammengestellt.

Zahlentafel 39.

Kritische Wassergeschwindigkeit in Heizrohren.

| Lichter Rohr- durch- messer d | Kritische Geschwindigkeit w in m/s für eine Wassertemperatur von | | | | |
|---|---|---------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
| | 10°C | 20°C | 40°C | 60°C | 80°C |
| | $\nu = 1,3 \cdot 10^{-6}$ | $\nu = 1,0 \cdot 10^{-6}$ | $\nu = 0,66 \cdot 10^{-6}$ | $\nu = 0,48 \cdot 10^{-6}$ | $\nu = 0,36 \cdot 10^{-6}$ |
| $1/2''$ 15,75mm | 0,192 | 0,1466 | 0,0968 | 0,0700 | 0,0538 |
| $3/4''$ 21,25mm | 0,142 | 0,1088 | 0,0717 | 0,0519 | 0,0400 |
| $1''$ 27,0 mm | 0,112 | 0,0855 | 0,0565 | 0,0408 | 0,0314 |
| $5/4''$ 35,75mm | 0,084 | 0,0646 | 0,0426 | 0,0308 | 0,0237 |
| $1 1/2''$ 41,25mm | 0,073 | 0,0560 | 0,0370 | 0,0267 | 0,0206 |
| $2''$ 52,5 mm | 0,057 | 0,0440 | 0,0290 | 0,0210 | 0,0162 |

¹⁾ J. Nikuradse. VDI.-Forschungsheft Nr. 356 (1932).

Zur besseren Übersicht sind die Werte dieser Zahlentafel in die Leistungskurven des Bildes 77 übertragen. Man erkennt, daß die kritische Geschwindigkeit bei 40 °C Wassertemperatur für alle in Frage kommenden Rohrdurchmesser so gering ist, daß mit Sicherheit eine turbulente Strömung angenommen werden kann. Für die Ermittlung des Druckgefälles durch Rohrreibung in Rohrregistern sind demnach die Gleichungen 167 u. 168 für Wasser von $t_H = 55\text{ °C}$ und turbulenter Strömung maßgebend. Nach diesen Gleichungen ist die folgende Zahlentafel 40 des Druckgefälles durch Rohrreibung für Rohrdurchmesser von $1/2''$ bis $2''$ und für Wassergeschwindigkeiten von 0,1 bis 1,0 m/sec aufgestellt.

Zahlentafel 40.

Druckgefälle des Heizregisters durch Rohrreibung.

| Geschwindigkeit w m/s | Widerstandszahl λ und Druckgefälle R in mm WS/m für einen lichten Rohrdurchmesser von | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|---|-----------------|-------------------|-----------------|----------------|-----------------|-------------------|-----------------|---------------------|-----------------|----------------|-----------------|
| | 1/2'' 15,75 mm | | 3/4'' 21,25 mm | | 1'' 27,0 mm | | 5/4'' 35,75 mm | | 1 1/2'' 41,25 mm | | 2'' 52,5 mm | |
| | λ | R mm WS/m | λ | R mm WS/m | λ | R mm WS/m | λ | R mm WS/m | λ | R mm WS/m | λ | R mm WS/m |
| 0,1 | 0,047 | 1,50 | 0,043 | 1,02 | 0,039 | 0,74 | 0,037 | 0,52 | 0,036 | 0,43 | 0,033 | 0,32 |
| 0,2 | 0,041 | 5,20 | 0,037 | 3,50 | 0,034 | 2,56 | 0,032 | 1,78 | 0,030 | 1,50 | 0,028 | 1,10 |
| 0,3 | 0,036 | 10,8 | 0,034 | 7,2 | 0,031 | 5,3 | 0,029 | 3,7 | 0,028 | 3,0 | 0,026 | 2,2 |
| 0,4 | 0,035 | 18,0 | 0,032 | 10,35 | 0,029 | 8,8 | 0,027 | 6,1 | 0,026 | 5,0 | 0,024 | 3,7 |
| 0,5 | 0,034 | 27,0 | 0,030 | 16,1 | 0,028 | 13,1 | 0,026 | 9,1 | 0,025 | 7,5 | 0,023 | 5,5 |
| 0,6 | 0,033 | 37,5 | 0,029 | 22,4 | 0,027 | 18,2 | 0,025 | 12,6 | 0,024 | 10,45 | 0,022 | 7,6 |
| 0,7 | 0,032 | 49,5 | 0,028 | 29,6 | 0,026 | 23,9 | 0,024 | 16,6 | 0,023 | 13,6 | 0,021 | 10,0 |
| 0,8 | 0,031 | 63,0 | 0,0278 | 37,7 | 0,0256 | 30,4 | 0,023 | 21,1 | 0,022 | 17,4 | 0,0207 | 12,7 |
| 0,9 | 0,030 | 77,0 | 0,027 | 46,7 | 0,025 | 37,8 | 0,0227 | 26,0 | 0,0217 | 21,5 | 0,020 | 15,7 |
| 1,0 | 0,029 | 94,5 | 0,026 | 62,7 | 0,024 | 45,5 | 0,022 | 31,4 | 0,021 | 26,0 | 0,019 | 19,0 |

Um auch Zwischenwerte schnell und sicher bestimmen zu können, wurden die Werte dieser Zahlentafel 40 in den Kurven des Bildes 78 zusammengestellt. Damit ist die Frage der Rohrreibung für eingebaute Rohrregister gelöst. Es ist nun noch der Einfluß der Einzelwiderstände zu bestimmen. Aus den Bildern 74 u. 75 ist zu erkennen, daß als Einzelwiderstände für die Register selbst fast nur 180°-Bogen, für die Anschlußleitungen 90°-Bogen als Einzelwiderstände in Frage kommen. Andere Einzelwiderstände sind normalerweise nicht vorhanden, weil die Absperr- und Regelorgane außerhalb der Decke angeordnet werden und deren Einzelwiderstände, wie vorstehend erwähnt, gemeinsam mit dem übrigen Rohrnetz zu berechnen sind. Der ζ -Wert des Einzelwider-

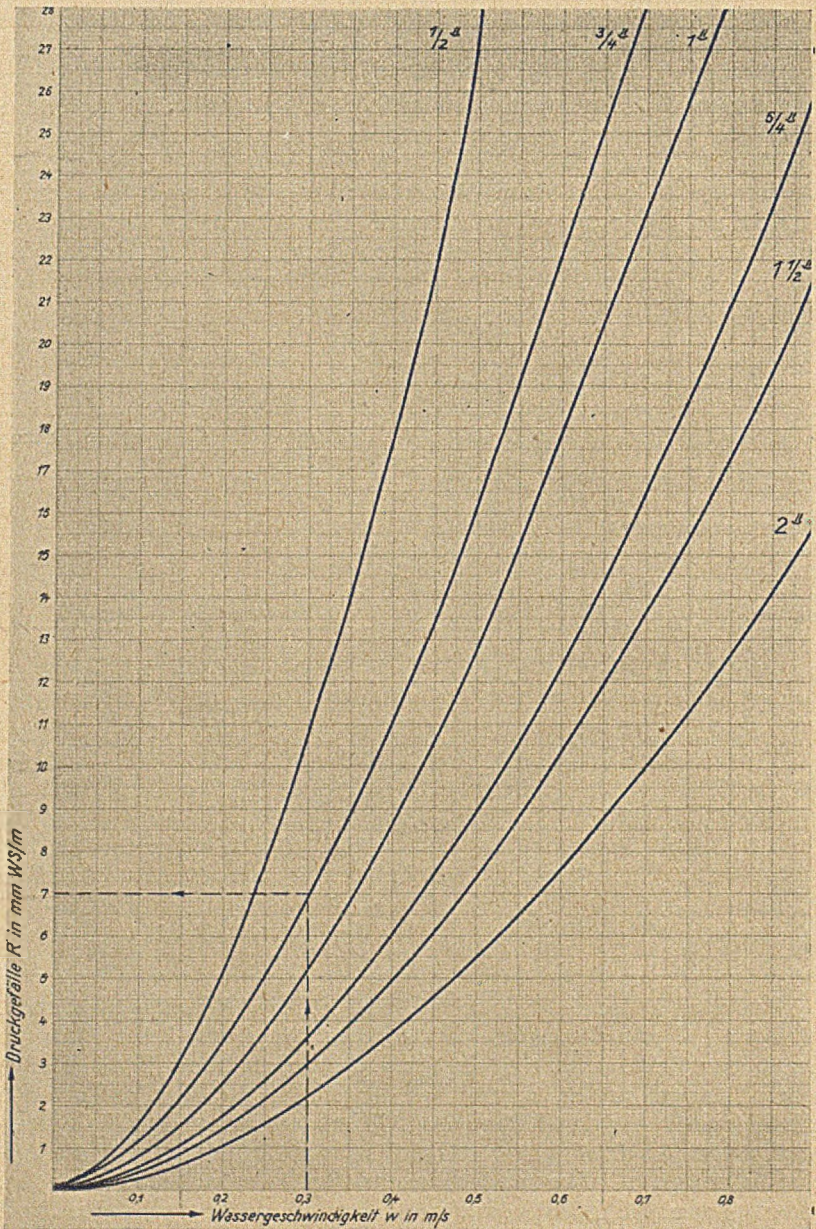


Bild 78. Druckgefälle von Rohrregistern für Rohre von $1/2''$ bis $2''$ bei turbulenter Strömung.

standes eines weiten 180⁰-Bogens beträgt nach den Angaben der Versuchsanstalt für Heizungs- und Lüftungswesen für

| | | | | |
|-----------------|-------|------|-------|------|
| Rohrdurchmesser | 3/4'' | 1'' | 5/4'' | 2'' |
| Beiwert ζ | 0,89 | 0,86 | 0,86 | 0,66 |

und für einen weiten 90⁰-Bogen

| | | | | | | |
|-----------------|-------|-------|------|-------|---------|------|
| Rohrdurchmesser | 1/2'' | 3/4'' | 1'' | 5/4'' | 1 1/2'' | 2'' |
| Beiwert ζ | 1,2 | 1,1 | 0,86 | 0,53 | 0,51 | 0,42 |

Für die Berechnung des Druckabfalles durch Einzelwiderstände in einem Rohrnetz wird allgemein für einen 180⁰-Bogen ein ζ-Wert von 1,0 und für einen 90⁰-Bogen ein solcher von 0,5 bis 1,5 eingesetzt. Die 180⁰-Bogen eines Registers haben aber normalerweise einen größeren Biegungsradius als diejenigen der Versuchsreihe.

A. P. Weber¹⁾ ermittelt auf theoretischem Wege für Doppelbogen mit größerem Krümmungshalbmesser einen ζ-Wert nach der Gleichung

$$\zeta = \left(\frac{d}{R} + \pi \lambda \frac{R}{d} \right) \dots \dots \dots (169),$$

worin

R = Krümmungsradius (l/2),

d = Rohrdurchmesser,

λ = Widerstandszahl nach der Gl. 168 mit λ_{glatt} nach Gl. 168a

ist. Damit ergibt sich der Druckabfall nach der bekannten Gleichung

$$\Delta p = \zeta \frac{w^2}{2g} \gamma \text{ mm WS} \dots \dots \dots (170)$$

Die Auswertung der Gleichungen 169 und 170 ist in der Zahlentafel 41 für Wassergeschwindigkeiten von 0,1 bis 1,0 m/s für Krümmungshalbmesser von 10, 15, 20, 25 und 30 cm bei einer mittleren Heizwassertemperatur t_H von 55 °C enthalten.

Die Berechnung des Gesamtdruckabfalles in einem Register wird so durchgeführt, daß zunächst die stündliche Wassermenge bestimmt wird, indem man den zu dem Rohrdurchmesser gehörenden Wert der Wassermenge mit der Gesamtlänge des Registers und der innerhalb der Decke liegenden Ausschlußleitungen vervielfacht. Mit dieser Wassermenge in l/h ergibt sich aus Bild 77 die Wassergeschwindigkeit in m/sec. Mit dieser Geschwindigkeit wird nach Bild 78 der Reibungsdruckabfall pro Meter Rohrlänge und aus Zahlentafel 41 der Einzelwiderstand bzw. Druckabfall eines 180⁰-Bogens gefunden. Durch Vervielfachung mit der Länge des ganzen Rohrzeuges bzw. mit der Anzahl der Bogen erhält man dann den Gesamtdruckabfall in mm WS.

¹⁾ A. P. Weber. Theoretische Betrachtungen über den Druckverlust in Deckenspiralen. Ges.-Ing., Bd. 65 (1942), S. 293/6.

Zahlentafel 41. Druckabfall in Doppelbogen.

| Geschwindigkeit w m/s | Rohr- durch- messer d | Rohrabstand $J = 2R$ (R Biegungsradius) | | | | | | | | | |
|-----------------------------|--------------------------------|--|---------------------|---------|---------------------|---------|---------------------|---------|---------------------|---------|---------------------|
| | | 10 cm | | 15 cm | | 20 cm | | 25 cm | | 30 cm | |
| | | ζ | Δp mm WS | ζ | Δp mm WS | ζ | Δp mm WS | ζ | Δp mm WS | ζ | Δp mm WS |
| 0,1 | 1/2'' | 0,78 | 0,40 | 0,91 | 0,46 | 1,1 | 0,55 | 1,24 | 0,62 | 1,52 | 0,76 |
| | 3/4'' | 0,73 | 0,37 | 0,76 | 0,38 | 0,85 | 0,43 | 0,97 | 0,49 | 1,12 | 0,56 |
| | 1'' | 0,77 | 0,38 | 0,70 | 0,35 | 0,72 | 0,36 | 0,82 | 0,41 | 0,86 | 0,43 |
| | 5/4'' | 0,88 | 0,44 | 0,72 | 0,36 | 0,68 | 0,34 | 0,68 | 0,34 | 0,72 | 0,36 |
| | 1 1/2'' | 0,96 | 0,48 | 0,75 | 0,38 | 0,68 | 0,34 | 0,68 | 0,34 | 0,68 | 0,34 |
| | 2'' | 1,15 | 0,58 | 0,85 | 0,43 | 0,72 | 0,36 | 0,67 | 0,34 | 0,65 | 0,33 |
| 0,2 | 1/2'' | 0,72 | 1,44 | 0,82 | 1,65 | 0,97 | 1,96 | 1,16 | 2,34 | 1,34 | 2,70 |
| | 3/4'' | 0,69 | 1,38 | 0,70 | 1,40 | 0,76 | 1,54 | 0,86 | 1,73 | 0,96 | 1,94 |
| | 1'' | 0,74 | 1,49 | 0,66 | 1,33 | 0,67 | 1,35 | 0,72 | 1,45 | 0,78 | 1,58 |
| | 5/4'' | 0,85 | 1,73 | 0,68 | 1,38 | 0,64 | 1,28 | 0,62 | 1,26 | 0,66 | 1,32 |
| | 1 1/2'' | 0,94 | 1,90 | 0,72 | 1,64 | 0,64 | 1,30 | 0,62 | 1,25 | 0,62 | 1,25 |
| | 2'' | 1,14 | 2,30 | 0,83 | 1,68 | 0,69 | 1,40 | 0,63 | 1,28 | 0,60 | 1,22 |
| 0,3 | 1/2'' | 0,70 | 3,14 | 0,77 | 3,50 | 0,91 | 4,10 | 1,08 | 5,00 | 1,25 | 5,64 |
| | 3/4'' | 0,66 | 3,00 | 0,66 | 2,96 | 0,72 | 3,23 | 0,80 | 3,60 | 0,89 | 4,02 |
| | 1'' | 0,72 | 3,26 | 0,63 | 2,87 | 0,64 | 2,97 | 0,67 | 3,02 | 0,73 | 3,30 |
| | 5/4'' | 0,84 | 3,80 | 0,67 | 3,01 | 0,61 | 2,76 | 0,60 | 2,68 | 0,62 | 2,80 |
| | 1 1/2'' | 0,93 | 4,20 | 0,71 | 3,20 | 0,62 | 2,82 | 0,59 | 2,68 | 0,59 | 2,66 |
| | 2'' | 1,13 | 5,10 | 0,82 | 3,70 | 0,68 | 3,06 | 0,61 | 2,80 | 0,58 | 2,63 |
| 0,4 | 1/2'' | 0,66 | 5,30 | 0,74 | 5,90 | 0,87 | 6,95 | 1,00 | 8,00 | 1,16 | 9,30 |
| | 3/4'' | 0,65 | 5,20 | 0,64 | 4,60 | 0,69 | 5,50 | 0,76 | 6,10 | 0,85 | 6,80 |
| | 1'' | 0,71 | 5,70 | 0,62 | 4,95 | 0,61 | 4,91 | 0,64 | 5,15 | 0,695 | 5,57 |
| | 5/4'' | 0,83 | 6,70 | 0,65 | 5,26 | 0,60 | 4,78 | 0,57 | 4,60 | 0,60 | 4,78 |
| | 1 1/2'' | 0,92 | 7,40 | 0,70 | 5,60 | 0,61 | 4,86 | 0,58 | 4,64 | 0,57 | 4,55 |
| | 2'' | 1,12 | 9,00 | 0,81 | 6,55 | 0,67 | 5,35 | 0,60 | 4,81 | 0,57 | 4,55 |
| 0,5 | 1/2'' | 0,65 | 8,20 | 0,72 | 9,00 | 0,84 | 10,50 | 0,98 | 12,25 | 1,13 | 14,20 |
| | 3/4'' | 0,64 | 8,05 | 0,62 | 6,70 | 0,67 | 8,35 | 0,74 | 9,23 | 0,82 | 10,2 |
| | 1'' | 0,70 | 8,85 | 0,61 | 7,60 | 0,60 | 7,50 | 0,63 | 7,85 | 0,67 | 8,45 |
| | 5/4'' | 0,83 | 10,40 | 0,65 | 8,10 | 0,586 | 7,36 | 0,56 | 7,05 | 0,58 | 7,30 |
| | 1 1/2'' | 0,92 | 11,50 | 0,69 | 8,70 | 0,60 | 7,55 | 0,56 | 7,10 | 0,55 | 6,95 |
| | 2'' | 1,12 | 14,00 | 0,80 | 10,10 | 0,66 | 8,30 | 0,59 | 7,45 | 0,56 | 7,00 |

Noch Zahlentafel 41.

| Geschwindigkeit w m/s | Rohr- durch- messer d | Rohrabstand $l = 2 \mathcal{R}$ (\mathcal{R} Biegungsradius) | | | | | | | | | |
|-----------------------------|--------------------------------|---|---------------------|---------|---------------------|---------|---------------------|---------|---------------------|---------|---------------------|
| | | 10 cm | | 15 cm | | 20 cm | | 25 cm | | 30 cm | |
| | | ζ | Δp mm WS | ζ | Δp mm WS | ζ | Δp mm WS | ζ | Δp mm WS | ζ | Δp mm WS |
| 0,6 | 1/2'' | 0,64 | 11,70 | 0,70 | 12,6 | 0,81 | 14,70 | 0,94 | 17,0 | 1,09 | 19,80 |
| | 3/4'' | 0,63 | 11,50 | 0,61 | 9,85 | 0,65 | 11,70 | 0,74 | 13,30 | 0,80 | 14,4 |
| | 1'' | 0,70 | 12,60 | 0,60 | 10,80 | 0,59 | 10,6 | 0,61 | 11,0 | 0,66 | 11,90 |
| | 5/4'' | 0,82 | 14,90 | 0,64 | 11,70 | 0,58 | 10,4 | 0,55 | 10,0 | 0,57 | 10,30 |
| | 1 1/2'' | 0,916 | 16,60 | 0,685 | 12,40 | 0,60 | 10,7 | 0,558 | 10,1 | 0,55 | 9,90 |
| | 2'' | 1,116 | 20,20 | 0,80 | 14,50 | 0,66 | 11,9 | 0,585 | 10,60 | 0,55 | 9,95 |
| 0,7 | 1/2'' | 0,63 | 15,50 | 0,68 | 16,8 | 0,80 | 19,50 | 0,93 | 22,8 | 1,06 | 26,2 |
| | 3/4'' | 0,626 | 15,40 | 0,60 | 13,2 | 0,64 | 15,60 | 0,72 | 17,6 | 0,77 | 19,0 |
| | 1'' | 0,69 | 17,10 | 0,59 | 14,50 | 0,58 | 14,1 | 0,60 | 14,7 | 0,64 | 15,7 |
| | 5/4'' | 0,82 | 20,20 | 0,63 | 15,60 | 0,57 | 14,0 | 0,54 | 13,3 | 0,56 | 13,6 |
| | 1 1/2'' | 0,912 | 22,40 | 0,68 | 16,80 | 0,59 | 14,4 | 0,55 | 13,5 | 0,54 | 13,20 |
| | 2'' | 1,114 | 27,40 | 0,796 | 19,60 | 0,65 | 16,0 | 0,58 | 14,3 | 0,54 | 13,30 |
| 0,8 | 1/2'' | 0,62 | 19,50 | 0,67 | 21,5 | 0,78 | 24,20 | 0,90 | 28,1 | 1,03 | 32,4 |
| | 3/4'' | 0,62 | 19,40 | 0,59 | 17,1 | 0,63 | 19,50 | 0,70 | 21,8 | 0,76 | 23,6 |
| | 1'' | 0,688 | 21,50 | 0,58 | 18,70 | 0,57 | 17,70 | 0,59 | 18,3 | 0,63 | 19,6 |
| | 5/4'' | 0,818 | 25,60 | 0,63 | 20,30 | 0,564 | 17,6 | 0,53 | 16,6 | 0,55 | 17,10 |
| | 1 1/2'' | 0,910 | 28,40 | 0,678 | 21,8 | 0,580 | 18,2 | 0,54 | 17,0 | 0,53 | 16,50 |
| | 2'' | 1,112 | 34,80 | 0,793 | 25,60 | 0,65 | 20,2 | 0,575 | 18,0 | 0,54 | 16,70 |
| 0,9 | 1/2'' | 0,62 | 25,40 | 0,66 | 26,6 | 0,75 | 30,60 | 0,90 | 36,6 | 1,03 | 42,2 |
| | 3/4'' | 0,617 | 25,10 | 0,585 | 21,4 | 0,62 | 25,20 | 0,68 | 27,9 | 0,75 | 30,4 |
| | 1'' | 0,685 | 27,90 | 0,58 | 23,6 | 0,56 | 22,80 | 0,58 | 23,5 | 0,62 | 25,0 |
| | 5/4'' | 0,815 | 33,20 | 0,626 | 25,5 | 0,56 | 22,80 | 0,526 | 21,4 | 0,54 | 22,0 |
| | 1 1/2'' | 0,908 | 37,00 | 0,674 | 27,5 | 0,58 | 23,6 | 0,54 | 21,90 | 0,52 | 21,30 |
| | 2'' | 1,10 | 45,30 | 0,791 | 32,40 | 0,64 | 26,6 | 0,57 | 23,2 | 0,53 | 21,70 |
| 1,0 | 1/2'' | 0,61 | 30,80 | 0,65 | 32,8 | 0,75 | 37,7 | 0,88 | 44,0 | 1,00 | 50,2 |
| | 3/4'' | 0,61 | 30,80 | 0,58 | 29,0 | 0,61 | 30,60 | 0,67 | 33,8 | 0,73 | 36,6 |
| | 1'' | 0,68 | 34,20 | 0,57 | 28,7 | 0,55 | 27,80 | 0,57 | 28,7 | 0,61 | 30,6 |
| | 5/4'' | 0,81 | 41,00 | 0,623 | 31,4 | 0,55 | 27,80 | 0,52 | 26,2 | 0,53 | 26,8 |
| | 1 1/2'' | 0,906 | 45,50 | 0,67 | 34,8 | 0,575 | 28,90 | 0,53 | 26,8 | 0,52 | 25,9 |
| | 2'' | 1,10 | 55,5 | 0,79 | 39,8 | 0,64 | 32,30 | 0,57 | 28,6 | 0,53 | 26,4 |

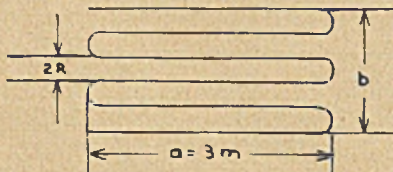
Zum Schluß ist noch zu untersuchen, wie lange die einzelnen kontrollierten Stromkreise bei einem durch die Wahl des Pumpendruckes gegebenen zulässigen Druckabfall ausgeführt werden können. Die Beantwortung dieser Frage ist deshalb wichtig, weil beim Entwurf einer Strahlungsheizung die genaue Bestimmung des Druckabfalles zu zeitraubend wäre. Es genügt hier zu wissen, ob die Stromkreislänge für einen bestimmten Rohrdurchmesser 40, 50, 60 oder 100 m betragen kann, damit man die Verteilung der Rohrregister auf die zu beheizende Deckenfläche so vornimmt, daß sich bei der Nachrechnung kein unerwünscht hoher Druckabfall ergibt.

Maßgebend für die zulässige Länge des Stromkreises ist der zur Verfügung stehende Umtriebsdruck. Wenn man einen genügend hohen Pumpendruck anwendet, lassen sich beliebig große Rohrregister verwenden. Eine solche Ausführung würde aber keine Vorteile bieten, weil die bei Erhöhung der Wassergeschwindigkeit mögliche Steigerung des Wärmeüberganges zwischen Wasser und Rohrwand wegen der geringen Wärmeleitfähigkeit des an die Rohre anliegenden Deckenbaustoffes nicht zur Geltung käme. Außerdem würde der hohe Pumpendruck auch entsprechend hohe Stromkosten erfordern. Ein weiterer Grund, der gegen die Verwendung übermäßig großer Rohrregister spricht, ist das Bestreben, die Deckenheizfläche eines Raumes zu unterteilen, um die Regelfähigkeit zu erhöhen und die Kontrolle der Rohrheizflächen zu erleichtern. Aus diesen Gründen wird als obere Grenze für den zulässigen Druckabfall eines Registerstromkreises 1000 mm WS angenommen. Die nachstehende Zahlentafel 42 gibt Aufschluß über die zulässigen Längen der Registerstromkreise bei verschiedenen Druckabfallgrößen und Wassergeschwindigkeiten.

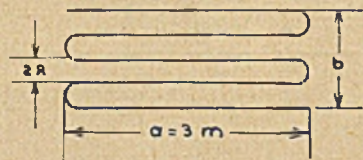
Zahlentafel 42.

Zulässige Längen der Registerstromkreise bei einem Druckabfall von 1000, 800, 600, 400, 300 und 200 mm WS bei einer Registerbaulänge (a) von 3 m.

Ausführung bei
gerader Zahl ungerader Zahl
der Gesamtregisterlänge L



Gesamtregisterlänge $L = 18\text{ m}$
6 Lagen (n) je 3 m mit 5 Bogen
($n - 1$)



Gesamtregisterlänge $L = 15\text{ m}$
5 Lagen (n) je 3 m mit 4 Bogen
($n - 1$)

| Angenommener Druckabfall mm WS | Geschwindigkeit w m/s | | Rohrdurchmesser | | | | Registerbreite b | | | | |
|---|-------------------------------|---|-----------------|-----------------|--------|-----------------|-----------------------|-----------------|-------|-----------------|-------|
| | | | $\frac{1}{2}''$ | $\frac{3}{4}''$ | 1'' | $\frac{5}{4}''$ | | | | | |
| | | | 15,75mm | 21,25mm | 27,0mm | 35,75mm | m | | | | |
| 1000 | 0,2 | Gesamtregisterlänge L in m | 171 | 249 | 330 | 450 | | | | | |
| | | Lagenzahl n | 57 | 83 | 110 | 150 | $\frac{1}{2}''$ | $\frac{3}{4}''$ | 1'' | $\frac{5}{4}''$ | |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 56 | 82 | 109 | 149 | | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in mm WS für $2 \mathcal{R} =$ | 15 cm | 985 | 985 | 990 | 1010 | 8,40 | 12,30 | 16,40 | 22,35 |
| | | | 20 cm | 1000 | 995 | 995 | 995 | 11,20 | 16,40 | 21,80 | 29,80 |
| | | | 25 cm | 1020 | 1010 | 1005 | 995 | 14,00 | 20,50 | 27,25 | 37,25 |
| | 0,3 | Gesamtregisterlänge L in m | 84 | 120 | 159 | 216 | | | | | |
| | | Lagenzahl n | 28 | 40 | 53 | 72 | $\frac{1}{2}''$ | $\frac{3}{4}''$ | 1'' | $\frac{5}{4}''$ | |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 27 | 39 | 52 | 71 | | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in mm WS für $2 \mathcal{R} =$ | 15 cm | 1005 | 980 | 990 | 1010 | 4,05 | 5,85 | 7,80 | 10,65 |
| | | | 20 cm | 1020 | 990 | 1000 | 995 | 5,40 | 7,80 | 10,40 | 14,20 |
| | | | 25 cm | 1045 | 1005 | 1000 | 990 | 6,75 | 9,75 | 13,00 | 17,75 |
| | 0,4 | Gesamtregisterlänge L in m | 51 | 78 | 96 | 129 | | | | | |
| | | Lagenzahl n | 17 | 26 | 32 | 43 | $\frac{1}{2}''$ | $\frac{3}{4}''$ | 1'' | $\frac{5}{4}''$ | |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 16 | 25 | 31 | 42 | | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in mm WS für $2 \mathcal{R} =$ | 15 cm | 1010 | 965 | 1000 | 1010 | 2,40 | 3,35 | 4,65 | 6,15 |
| | | | 20 cm | 1030 | 990 | 1000 | 990 | 3,20 | 5,00 | 6,20 | 8,40 |
| | | | 25 cm | 1040 | 1005 | 1005 | 980 | 4,00 | 6,25 | 7,75 | 10,45 |
| | 0,5 | Gesamtregisterlänge L in m | 33 | 54 | 66 | 84 | | | | | |
| | | Lagenzahl n | 11 | 18 | 22 | 28 | $\frac{1}{2}''$ | $\frac{3}{4}''$ | 1'' | $\frac{5}{4}''$ | |
| Anzahl der Bogen $n - 1$ | | 10 | 17 | 21 | 27 | | | | | | |
| Wirklicher Gesamt- druckabfall in mm WS für $2 \mathcal{R} =$ | | 15 cm | 980 | 985 | 1020 | 985 | 1,50 | 2,55 | 3,15 | 4,05 | |
| | | 20 cm | 995 | 1015 | 1020 | 965 | 2,00 | 3,40 | 4,20 | 5,40 | |
| | | 25 cm | 1015 | 1030 | 1020 | 955 | 2,50 | 4,25 | 5,25 | 6,75 | |

| Angenommener Druckabfall mm WS | Geschwindigkeit w m/s | | Rohrdurchmesser | | | | Registerbreite b | | | | |
|---|---|---|-----------------|---------|--------|---------|-----------------------|---------|---------|---------|------|
| | | | $1/2''$ | $3/4''$ | $1''$ | $5/4''$ | m | | | | |
| | | | 15,75mm | 21,25mm | 27,0mm | 35,75mm | | | | | |
| 1000 | 0,6 | Gesamtregisterlänge L in m | 24 | 39 | 45 | 63 | | | | | |
| | | Lagenzahl n | 8 | 13 | 15 | 21 | $1/2''$ | $3/4''$ | $1''$ | $5/4''$ | |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 7 | 12 | 14 | 20 | | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in mm WS für $2 \mathcal{R} =$ | 15 cm | 990 | 995 | 970 | 1030 | 1,05 | 1,80 | 2,10 | 3,00 |
| | | | 20 cm | 1000 | 985 | 970 | 1005 | 1,40 | 2,40 | 2,80 | 4,00 |
| | 25 cm | 1020 | 995 | 975 | 995 | 1,75 | 3,00 | 3,50 | 5,00 | | |
| | 0,7 | Gesamtregisterlänge L in m | 18 | 30 | 36 | 48 | | | | | |
| | | Lagenzahl n | 6 | 10 | 12 | 16 | $1/2''$ | $3/4''$ | $1''$ | $5/4''$ | |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 5 | 9 | 11 | 15 | | | | | |
| Wirklicher Gesamt- druckabfall in mm WS für $2 \mathcal{R} =$ | | 15 cm | 975 | 1005 | 1020 | 1030 | 0,75 | 1,35 | 1,65 | 2,25 | |
| | | 20 cm | 985 | 1030 | 1015 | 1005 | 1,00 | 1,80 | 2,20 | 3,00 | |
| 25 cm | 1000 | 1045 | 1020 | 990 | 1,25 | 2,25 | 2,75 | 3,75 | | | |
| 0,8 | Gesamtregisterlänge L in m | 15 | 24 | 27 | 36 | | | | | | |
| | Lagenzahl n | 5 | 8 | 9 | 12 | $1/2''$ | $3/4''$ | $1''$ | $5/4''$ | | |
| | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 4 | 7 | 8 | 11 | | | | | | |
| | Wirklicher Gesamt- druckabfall in mm WS für $2 \mathcal{R} =$ | 15 cm | 1060 | 1020 | 980 | 980 | 0,60 | 1,05 | 1,20 | 1,65 | |
| | | 20 cm | 1040 | 1030 | 965 | 950 | 0,80 | 1,40 | 1,60 | 2,20 | |
| 25 cm | 1055 | 1050 | 970 | 945 | 1,00 | 1,75 | 2,00 | 2,75 | | | |
| 0,2 | Gesamtregisterlänge L in m | 141 | 201 | 270 | 360 | | | | | | |
| | Lagenzahl n | 37 | 67 | 90 | 120 | $1/2''$ | $3/4''$ | $1''$ | $5/4''$ | | |
| | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 36 | 66 | 89 | 119 | | | | | | |
| | Wirklicher Gesamt- druckabfall in mm WS für $2 \mathcal{R} =$ | 15 cm | 790 | 800 | 810 | 805 | 5,40 | 9,85 | 13,35 | 17,85 | |
| | | 20 cm | 800 | 805 | 810 | 795 | 7,20 | 13,20 | 17,80 | 23,80 | |
| 25 cm | 815 | 820 | 820 | 795 | 9,00 | 16,50 | 22,25 | 29,75 | | | |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|-------|-----|------|---------|---------|---------|---------|---------|-------|
| 800 | 0,3 | Gesamtregisterlänge L in m | 66 | 96 | 129 | 171 | | | | | |
| | | Lagenzahl n | 22 | 32 | 43 | 57 | $1/2''$ | $3/4''$ | $1''$ | $5/4''$ | |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 21 | 31 | 42 | 56 | | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in mm WS für $2 \mathcal{R} =$ | 15 cm | 790 | 780 | 805 | 800 | 3,15 | 4,65 | 6,45 | 9,30 |
| | | | 20 cm | 800 | 790 | 810 | 790 | 4,20 | 6,20 | 8,60 | 11,20 |
| | 25 cm | 820 | 800 | 810 | 780 | 5,25 | 7,75 | 10,50 | 14,00 | | |
| | 0,4 | Gesamtregisterlänge L in m | 39 | 63 | 78 | 105 | | | | | |
| | | Lagenzahl n | 13 | 21 | 26 | 35 | $1/2''$ | $3/4''$ | $1''$ | $5/4''$ | |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 12 | 20 | 25 | 34 | | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in mm WS für $2 \mathcal{R} =$ | 15 cm | 775 | 775 | 810 | 820 | 1,80 | 3,00 | 3,75 | 5,10 |
| | | | 20 cm | 790 | 795 | 810 | 800 | 2,40 | 4,00 | 5,00 | 6,80 |
| | 25 cm | 800 | 805 | 810 | 790 | 3,00 | 5,00 | 6,25 | 8,50 | | |
| | 0,5 | Gesamtregisterlänge L in m | 27 | 42 | 51 | 69 | | | | | |
| | | Lagenzahl n | 9 | 14 | 17 | 23 | $1/2''$ | $3/4''$ | $1''$ | $5/4''$ | |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 8 | 13 | 16 | 22 | | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in mm WS für $2 \mathcal{R} =$ | 15 cm | 795 | 765 | 790 | 800 | 1,20 | 1,95 | 2,40 | 3,30 |
| | | | 20 cm | 810 | 780 | 790 | 790 | 1,60 | 2,60 | 3,20 | 4,40 |
| | 25 cm | 820 | 795 | 790 | 780 | 2,00 | 3,25 | 4,00 | 5,50 | | |
| | 0,6 | Gesamtregisterlänge L in m | 18 | 30 | 36 | 51 | | | | | |
| | | Lagenzahl n | 6 | 10 | 12 | 17 | $1/2''$ | $3/4''$ | $1''$ | $5/4''$ | |
| Anzahl der Bogen $n - 1$ | | 5 | 9 | 11 | 16 | | | | | | |
| Wirklicher Gesamt- druckabfall in mm WS für $2 \mathcal{R} =$ | | 15 cm | 740 | 765 | 775 | 830 | 0,75 | 1,35 | 1,65 | 2,40 | |
| | | 20 cm | 750 | 780 | 780 | 820 | 1,00 | 1,80 | 2,20 | 3,20 | |
| 25 cm | 765 | 795 | 775 | 800 | 1,25 | 2,25 | 2,75 | 4,00 | | | |
| 0,7 | Gesamtregisterlänge L in m | 15 | 24 | 27 | 36 | | | | | | |
| | Lagenzahl n | 5 | 8 | 9 | 12 | $1/2''$ | $3/4''$ | $1''$ | $5/4''$ | | |
| | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 4 | 7 | 8 | 11 | | | | | | |
| | Wirklicher Gesamt- druckabfall in mm WS für $2 \mathcal{R} =$ | 15 cm | 810 | 800 | 760 | 770 | 0,60 | 1,05 | 1,20 | 1,65 | |
| | | 20 cm | 820 | 820 | 760 | 750 | 0,80 | 1,40 | 1,60 | 2,20 | |
| 25 cm | 830 | 835 | 765 | 740 | 1,00 | 1,75 | 2,00 | 2,75 | | | |

| Angenommener Druckabfall mm WS | Geschwindigkeit w m/s | | Rohrdurchmesser | | | | Registerbreite b | | | |
|-----------------------------------|--|--|-------------------|-------------------|-------------------|----------------------|----------------------|-----------------------|------------------------|-------------------------|
| | | | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" | m | | | |
| | | | 15,75mm | 21,25mm | 27,0mm | 35,75mm | | | | |
| 600 | 0,2 | Gesamtregisterlänge <i>L</i> in m | 102 | 150 | 201 | 273 | | | | |
| | | Lagenzahl <i>n</i> | 34 | 50 | 67 | 91 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen <i>n</i> - 1 | 33 | 49 | 66 | 90 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm 20 cm mm WS für 2 \mathcal{R} = } 25 cm | 585 595 605 | 595 600 610 | 600 605 610 | 610 600 600 | 4,95 6,60 8,25 | 7,35 9,80 12,25 | 9,85 13,20 16,50 | 13,50 18,00 22,50 |
| | 0,3 | Gesamtregisterlänge <i>L</i> in m | 48 | 72 | 96 | 129 | | | | |
| | | Lagenzahl <i>n</i> | 16 | 24 | 32 | 43 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen <i>n</i> - 1 | 15 | 23 | 31 | 42 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm 20 cm mm WS für 2 \mathcal{R} = } 25 cm | 570 580 595 | 590 595 600 | 600 600 605 | 605 595 590 | 2,25 3,00 3,75 | 3,45 4,60 5,75 | 4,65 6,20 7,75 | 6,30 8,40 10,50 |
| | 0,4 | Gesamtregisterlänge <i>L</i> in m | 30 | 48 | 57 | 78 | | | | |
| | | Lagenzahl <i>n</i> | 10 | 16 | 19 | 26 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen <i>n</i> - 1 | 9 | 15 | 18 | 25 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm 20 cm mm WS für 2 \mathcal{R} = } 25 cm | 595 600 610 | 590 600 610 | 590 590 595 | 605 595 590 | 1,35 1,80 2,25 | 2,25 3,00 3,75 | 2,70 3,60 4,50 | 3,75 5,0 6,25 |
| 0,5 | Gesamtregisterlänge <i>L</i> in m | 21 | 33 | 39 | 54 | | | | | |
| | Lagenzahl <i>n</i> | 7 | 11 | 13 | 18 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" | |
| | Anzahl der Bogen <i>n</i> - 1 | 6 | 10 | 12 | 17 | | | | | |
| | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm 20 cm mm WS für 2 \mathcal{R} = } 25 cm | 620 630 635 | 600 610 625 | 600 600 600 | 625 610 605 | 0,90 1,20 1,50 | 1,50 2,00 2,50 | 1,80 2,40 3,00 | 2,55 3,40 4,25 | |

| | | | | | | | | | | |
|-----|-----|--|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|----------------------|----------------------|-----------------------|------------------------|
| 600 | 0,6 | Gesamtregisterlänge <i>L</i> in m | 15 | 24 | 27 | 39 | | | | |
| | | Lagenzahl <i>n</i> | 5 | 8 | 9 | 13 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen <i>n</i> - 1 | 4 | 7 | 8 | 12 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm 20 cm mm WS für 2 \mathcal{R} = } 25 cm | 610 620 630 | 605 615 625 | 580 575 580 | 630 615 610 | 0,60 0,80 1,00 | 1,05 1,40 1,75 | 1,20 1,60 2,00 | 1,80 2,40 3,00 |
| | 0,7 | Gesamtregisterlänge <i>L</i> in m | 12 | 18 | 21 | 27 | | | | |
| | | Lagenzahl <i>n</i> | 4 | 6 | 7 | 9 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen <i>n</i> - 1 | 3 | 5 | 6 | 8 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm 20 cm mm WS für 2 \mathcal{R} = } 25 cm | 640 650 660 | 595 615 615 | 585 585 585 | 575 560 555 | 0,45 0,60 0,75 | 0,75 1,00 1,25 | 0,90 1,20 1,50 | 1,20 1,60 2,00 |
| 400 | 0,2 | Gesamtregisterlänge <i>L</i> in m | 69 | 102 | 135 | 180 | | | | |
| | | Lagenzahl <i>n</i> | 23 | 34 | 45 | 60 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen <i>n</i> - 1 | 22 | 33 | 44 | 59 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm 20 cm mm WS für 2 \mathcal{R} = } 25 cm | 395 400 410 | 400 405 410 | 405 405 410 | 400 395 395 | 3,30 4,40 5,50 | 4,95 6,60 8,25 | 6,60 8,80 11,00 | 8,85 11,80 14,75 |
| | 0,3 | Gesamtregisterlänge <i>L</i> in m | 33 | 48 | 63 | 87 | | | | |
| | | Lagenzahl <i>n</i> | 11 | 16 | 21 | 29 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen <i>n</i> - 1 | 10 | 15 | 20 | 28 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm 20 cm mm WS für 2 \mathcal{R} = } 25 cm | 390 395 405 | 390 400 400 | 390 390 395 | 405 400 395 | 1,50 2,00 2,50 | 2,25 3,00 3,75 | 3,00 4,00 5,00 | 4,20 5,6 7,00 |
| | 0,4 | Gesamtregisterlänge <i>L</i> in m | 21 | 33 | 39 | 51 | | | | |
| | | Lagenzahl <i>n</i> | 7 | 10 | 13 | 17 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen <i>n</i> - 1 | 6 | 10 | 12 | 16 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm 20 cm mm WS für 2 \mathcal{R} = } 25 cm | 415 420 425 | 400 410 415 | 400 400 405 | 395 385 385 | 0,90 1,20 1,50 | 1,50 2,00 2,50 | 1,80 2,40 3,00 | 2,40 3,20 4,00 |

| Angenommener Druckabfall mm WS | Geschwindigkeit w m/s | | Rohrdurchmesser | | | | Registerbreite b | | | |
|-----------------------------------|-----------------------------|--|-----------------|---------|--------|---------|---------------------|------|------|-------|
| | | | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" | m | | | |
| | | | 15,75mm | 21,25mm | 27,0mm | 35,75mm | | | | |
| 400 | 0,5 | Gesamtregisterlänge L in m | 12 | 21 | 27 | 36 | | | | |
| | | Lagenzahl n | 4 | 7 | 9 | 12 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 3 | 6 | 8 | 11 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm | 350 | 380 | 415 | 405 | 0,45 | 0,90 | 1,20 | 1,65 |
| | | } 20 cm | 355 | 390 | 415 | 410 | 0,60 | 1,20 | 1,60 | 2,20 |
| | | mm WS für $2 \mathcal{R} =$ } 25 cm | 365 | 400 | 415 | 405 | 0,75 | 1,50 | 2,00 | 2,75 |
| | 0,6 | Gesamtregisterlänge L in m | 9 | 15 | 18 | 24 | | | | |
| | | Lagenzahl n | 3 | 5 | 6 | 8 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 2 | 4 | 5 | 7 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm | 365 | 375 | 385 | 385 | 0,30 | 0,60 | 0,75 | 1,05 |
| | | } 20 cm | 365 | 380 | 385 | 375 | 0,40 | 0,80 | 1,00 | 1,40 |
| | | mm WS für $2 \mathcal{R} =$ } 25 cm | 370 | 390 | 385 | 375 | 0,50 | 1,00 | 1,25 | 1,75 |
| 300 | 0,2 | Gesamtregisterlänge L in m | 51 | 75 | 102 | 138 | | | | |
| | | Lagenzahl n | 17 | 25 | 34 | 46 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 16 | 24 | 33 | 45 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm | 290 | 295 | 305 | 305 | 2,40 | 3,60 | 4,95 | 6,75 |
| | | } 20 cm | 295 | 300 | 305 | 305 | 3,20 | 4,80 | 6,60 | 9,00 |
| | | mm WS für $2 \mathcal{R} =$ } 25 cm | 300 | 305 | 300 | 300 | 4,00 | 6,00 | 8,25 | 11,25 |
| | 0,3 | Gesamtregisterlänge L in m | 24 | 36 | 48 | 66 | | | | |
| | | Lagenzahl n | 8 | 12 | 16 | 22 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 7 | 11 | 15 | 21 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm | 285 | 290 | 295 | 305 | 1,05 | 1,65 | 2,25 | 3,15 |
| | | } 20 cm | 290 | 295 | 295 | 300 | 1,40 | 2,20 | 3,00 | 4,20 |
| | | mm WS für $2 \mathcal{R} =$ } 25 cm | 305 | 300 | 300 | 300 | 1,75 | 2,75 | 3,75 | 5,25 |

| | | | | | | | | | | |
|-----|-----|--|-----|-----|-----|-----|------|-------|-------|-------|
| 300 | 0,4 | Gesamtregisterlänge L in m | 15 | 24 | 30 | 39 | | | | |
| | | Lagenzahl n | 5 | 6 | 10 | 13 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 4 | 5 | 9 | 12 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm | 295 | 285 | 310 | 300 | 0,60 | 0,75 | 1,35 | 1,80 |
| | | } 20 cm | 300 | 290 | 310 | 295 | 0,80 | 1,00 | 1,80 | 2,40 |
| | | mm WS für $2 \mathcal{R} =$ } 25 cm | 300 | 290 | 310 | 295 | 1,00 | 1,25 | 2,25 | 3,00 |
| | 0,5 | Gesamtregisterlänge L in m | 9 | 12 | 18 | 27 | | | | |
| | | Lagenzahl n | 3 | 4 | 6 | 9 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 2 | 3 | 5 | 8 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm | 265 | 275 | 275 | 315 | 0,30 | 0,45 | 0,75 | 1,20 |
| | | } 20 cm | 270 | 280 | 275 | 305 | 0,40 | 0,60 | 1,00 | 1,60 |
| | | mm WS für $2 \mathcal{R} =$ } 25 cm | 270 | 285 | 275 | 305 | 0,50 | 0,75 | 1,25 | 6,00 |
| | 0,6 | Gesamtregisterlänge L in m | 6 | 12 | 15 | 18 | | | | |
| | | Lagenzahl n | 2 | 4 | 5 | 6 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 1 | 3 | 4 | 5 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm | 240 | 300 | 320 | 285 | 0,15 | 0,45 | 0,60 | 0,75 |
| | | } 20 cm | 240 | 300 | 315 | 280 | 0,20 | 0,60 | 0,80 | 1,00 |
| | | mm WS für $2 \mathcal{R} =$ } 25 cm | 245 | 310 | 320 | 280 | 0,25 | 0,75 | 1,00 | 1,25 |
| 200 | 0,1 | Gesamtregisterlänge L in m | 120 | 174 | 231 | 318 | | | | |
| | | Lagenzahl n | 40 | 58 | 77 | 106 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 39 | 57 | 76 | 105 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm | 200 | 195 | 200 | 205 | 5,85 | 8,55 | 11,35 | 15,75 |
| | | } 20 cm | 200 | 200 | 200 | 200 | 7,80 | 11,40 | 15,20 | 21,00 |
| | | mm WS für $2 \mathcal{R} =$ } 25 cm | 205 | 205 | 205 | 200 | 9,75 | 14,25 | 18,95 | 26,25 |
| | 0,2 | Gesamtregisterlänge L in m | 33 | 51 | 66 | 90 | | | | |
| | | Lagenzahl n | 11 | 17 | 22 | 30 | 1/2" | 3/4" | 1" | 5/4" |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 10 | 16 | 21 | 29 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm | 185 | 200 | 195 | 200 | 1,50 | 2,40 | 3,15 | 4,35 |
| | | } 20 cm | 190 | 200 | 195 | 195 | 2,00 | 3,20 | 4,20 | 5,80 |
| | | mm WS für $2 \mathcal{R} =$ } 25 cm | 195 | 205 | 200 | 195 | 2,50 | 4,00 | 5,25 | 7,25 |

| Angenommener Druckabfall mm WS | Geschwindigkeit w m/s | | Rohrdurchmesser | | | | Registerbreite b m | | | |
|-----------------------------------|-------------------------------|--|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|----------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| | | | $\frac{1}{2}''$ | $\frac{3}{4}''$ | 1'' | $\frac{5}{4}''$ | | | | |
| | | | 15,75mm | 21,25mm | 27,0mm | 35,75mm | | | | |
| 200 | 0,3 | Gesamtregisterlänge L in m | 18 | 24 | 33 | 45 | | | | |
| | | Lagenzahl n | 6 | 8 | 11 | 15 | $\frac{1}{2}''$ | $\frac{3}{4}''$ | 1'' | $\frac{5}{4}''$ |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 5 | 7 | 10 | 14 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm 20 cm mm WS für $2 \mathcal{R} =$ } 25 cm | 210 215 220 | 190 195 205 | 200 205 205 | 200 205 205 | 0,75 1,00 1,25 | 1,05 1,40 1,75 | 1,50 2,00 2,50 | 2,10 2,80 3,50 |
| | 0,4 | Gesamtregisterlänge L in m | 9 | 15 | 21 | 27 | | | | |
| | | Lagenzahl n | 3 | 5 | 7 | 9 | $\frac{1}{2}''$ | $\frac{3}{4}''$ | 1'' | $\frac{5}{4}''$ |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 2 | 4 | 6 | 8 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm 20 cm mm WS für $2 \mathcal{R} =$ } 25 cm | 175 180 180 | 180 185 190 | 200 205 215 | 210 205 200 | 0,30 0,40 0,50 | 0,60 0,80 1,00 | 0,90 1,20 1,50 | 1,20 1,60 1,00 |
| | 0,5 | Gesamtregisterlänge L in m | 6 | 12 | 15 | 18 | | | | |
| | | Lagenzahl in n | 2 | 4 | 5 | 6 | $\frac{1}{2}''$ | $\frac{3}{4}''$ | 1'' | $\frac{5}{4}''$ |
| | | Anzahl der Bogen $n - 1$ | 1 | 3 | 4 | 5 | | | | |
| | | Wirklicher Gesamt- druckabfall in } 15 cm 20 cm mm WS für $2 \mathcal{R} =$ } 25 cm | 170 175 175 | 215 215 220 | 225 225 225 | 200 200 200 | 0,15 0,20 0,25 | 0,45 0,60 0,75 | 0,60 0,80 1,0 | 0,75 1,00 1,25 |

Bei Benutzung der Werte der Zahlentafel 42 ist zu beachten, daß sie für eine Registerbaulänge von 3 m gelten. Bei stark abweichenden Baulängen empfiehlt sich eine Nachprüfung der Einzelwiderstände. Im allgemeinen kann die Zahlentafel 42 für den Entwurf der Heizflächen unbedenklich für Registerbaulängen von 2 bis 4 m verwendet werden.

9. Meßergebnisse an einer ausgeführten Strahlungsheizung und Gegenüberstellung mit den theoretischen Erkenntnissen.

Die als gekuppelte Radiatoren- und Deckenheizung ausgeführte Anlage, an der die nachstehend beschriebenen Messungen¹⁾ vorgenommen wurden, ist wohl eine der wenigen Deckenheizungen, die ohne Umwälzpumpe nur mit Schwerkraftwirkung arbeiten. Das Gebäude besitzt Decken-Strahlungsheizung für die wichtigsten Wohnräume und Radiatorenheizung für die untergeordneten Räume. Die Radiatorenheizung ist mit unterer Rohrverteilung ausgeführt und arbeitet mit einer höchsten Vorlauftemperatur von 80 °C und einer zugehörigen Rücklauftemperatur von 60 °C. Der Rücklauf der Radiatorgruppe wird an der Kellerdecke gesammelt, wird aber nicht zum Kessel zurückgeführt, sondern als Vorlauf der Deckenheizung verwendet. Erst das Rücklaufwasser der Deckenheizung gelangt zum Kessel zurück und wird dort auf die Vorlauftemperatur der Radiatorgruppe gebracht. Beide Gruppen sind in ihrer Leistung so aufeinander abgestimmt, daß die Radiatorgruppe mit 20 °C, die Strahlungsgruppe mit 10 °C arbeitet. Es ist außerdem vorgesehen, daß beide Gruppen direkt auf den Kessel geschaltet und unabhängig voneinander betrieben werden können.

Der Grundriß des Versuchsaumes ist in Bild 79 wiedergegeben. Es ist ein Erdgeschoßraum von elliptischer Form, der über einem unbeheizten Kellerraum liegt. Über dem Versuchsaum befinden sich Räume, die an die Radiatorgruppe angeschlossen sind. Der Wärmebedarf des Versuchsaumes wurde nach DIN 4701 bestimmt und beträgt für eine Außentemperatur von —15 °C 5350 kcal/h. Die Deckenheizfläche wurde mit einer Belastung von 300 kcal/m² h beheizter Fläche errechnet und mit insgesamt 18 m² ausgeführt. Als Heizrohre wurden nahtlose, starkwandige Gewinderohre von 33,5 mm äußerem Durchmesser verwendet. Die Rohre sind mit Rücksicht auf den Schwerkraftbetrieb der Anlage so groß gewählt worden. Der Abstand von Mitte zu Mitte Rohr beträgt 12 cm.

¹⁾ Die Meßergebnisse wurden von der Firma Bechem u. Post, Karlsruhe a. Rh., zur Verfügung gestellt.

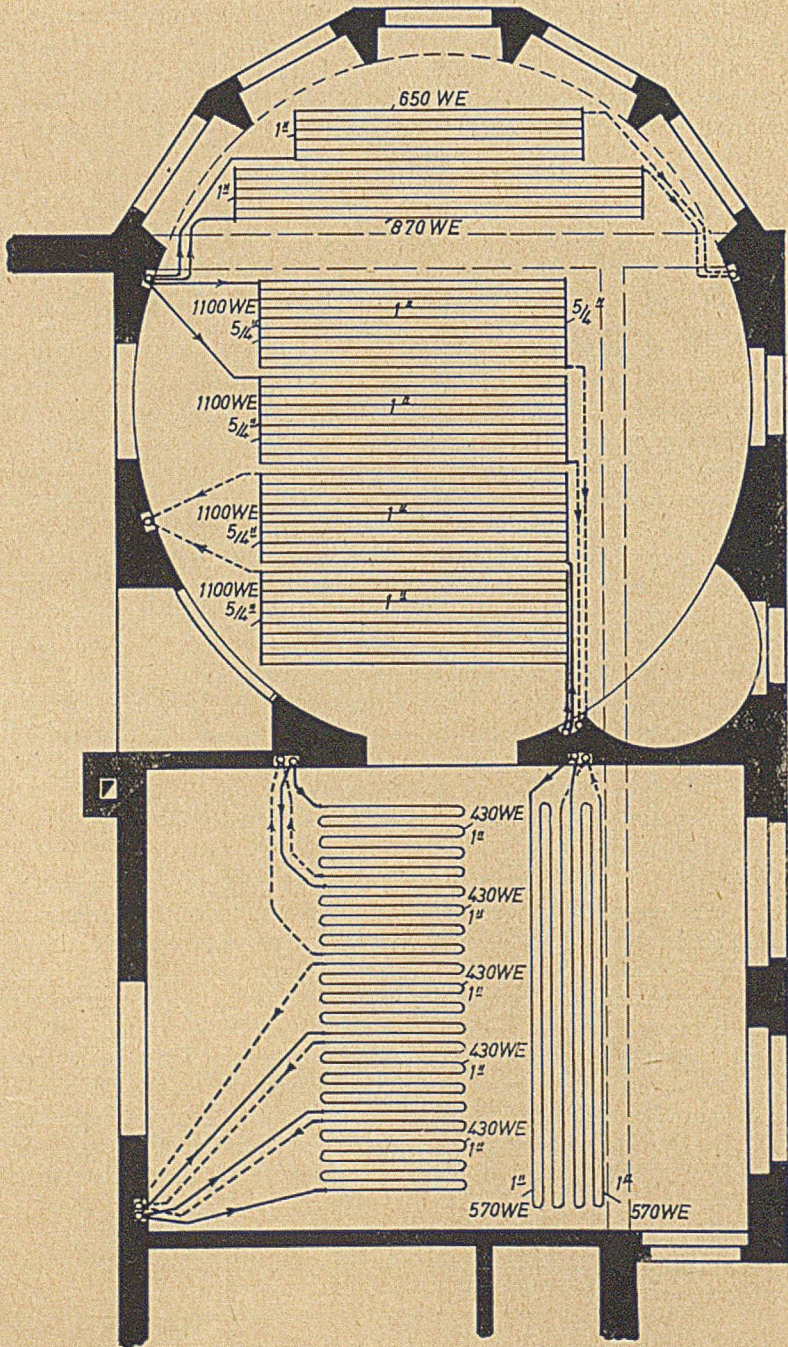


Bild 79. Grundriß des Versuchsraumes.

Die Versuche erstreckten sich sowohl auf das Verhalten der Betondecke unter dem Einfluß der Heizrohre, als auch auf die Messung der Temperaturen der Decke, des Bodens und der Raumluft. Die Bauart der Versuchsdecke ist aus Bild 80 zu ersehen. Der tragende Teil besteht aus einer 8 cm starken Kiesbetondecke mit kreuzweiser Rundstahlbewehrung von 10 mm \varnothing und 10 cm Abstand. Darüber liegt eine 8 cm starke Bimsbetonschicht, zu deren Herstellung Quarzsand verwendet wurde. Zur Abdämmung nach oben dient eine Lage Korkplatten von 4 cm Stärke. Dann folgt ein normaler Dielenbelag auf Latten mit Füllung. Die Deckenunterseite wurde mit einem sehr dünnen, nur wenigen Millimeter starken Zementputz versehen.

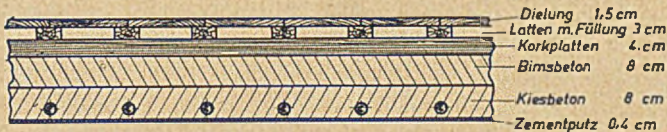


Bild 80. Schnitt durch die Versuchsdecke.

Der Abstand von Rohrmitte bis Unterkante Decke beträgt im Mittel 3,8 cm.

Die Temperaturmessungen wurden mit Thermoelementen ausgeführt, die an verschiedenen Stellen der Decke, des Bodens und des Luft-raumes angeordnet waren. Die nachstehend angeführten Ergebnisse stellen also Mittelwerte aus mehreren Messungen dar. Es ist zu beachten, daß die Messungen bei einer verhältnismäßig hohen Außentemperatur von $+15^{\circ}\text{C}$ durchgeführt wurden. Deshalb ergaben sich bei höheren Deckentemperaturen sehr hohe Raumtemperaturen. In Bild 81 auf S. 218 ist das Ergebnis der Temperaturmessungen zusammengestellt.

Die Kurve I mit einer mittleren Deckentemperatur von 28°C , einer Lufttemperatur in Kopfhöhe von 17°C und einer Temperatur des Fußbodens von 17°C entspricht den normalen Verhältnissen eines strahlungsbeheizten Wohnraumes. Schon diese Kurve läßt erkennen, daß die Lufttemperatur unter der beheizten Decke sehr rasch abnimmt und bereits 16 cm unter der Decke nur noch um $1,8^{\circ}\text{C}$ über der Lufttemperatur in Kopfhöhe liegt. Damit hat der Versuch den Beweis erbracht für das Vorhandensein der auf Grund theoretischer Betrachtungen angenommenen Luftbewegung, ohne die eine derart rasche Abnahme der Lufttemperatur nicht möglich wäre. Von dem Meßpunkt 3 m über Boden verläuft die Temperaturkurve als leicht nach rückwärts gekrümmte Linie bis etwa 20 cm über Fußboden. Von da an steigt die Lufttemperatur wieder etwas an und ist unmittelbar über Boden ebenso groß wie in Kopfhöhe. Die gesamte Temperaturzunahme vom Fußboden bis zum Meßpunkt 20 cm unter Decke beträgt nur $2,4^{\circ}\text{C}$, ist also nicht größer als der Unterschied der Lufttemperatur zwischen Decke und Fuß-

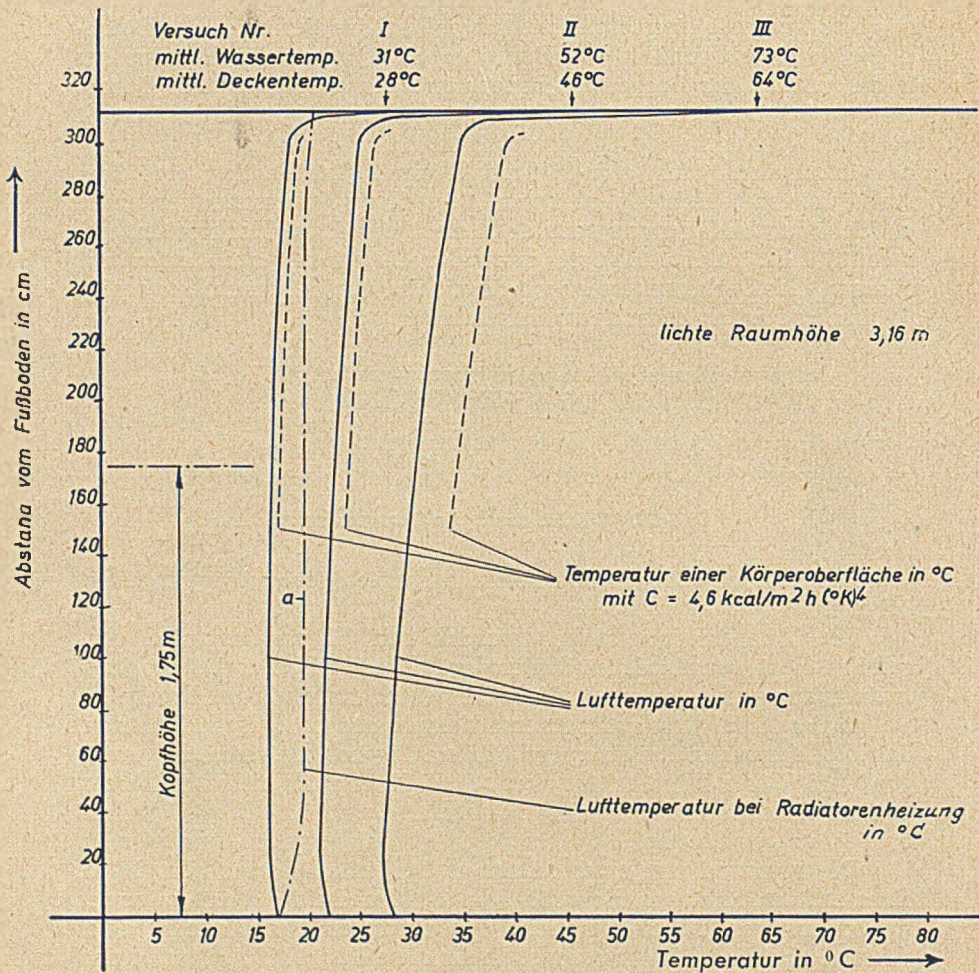


Bild 81. Lufttemperaturen, Fußboden- und Körpertemperaturen in dem durch die Decke beheizten Versuchsraum.

boden in einem durch Radiatoren beheizten Raum, wobei jedoch zu beachten ist, daß bei der Strahlungsheizung die Lufttemperatur von Kopfhöhe nach dem Boden zu gleichbleibt, während sie bei der Radiatorenheizung abnimmt. Die Oberflächentemperatur des Fußbodens ist mit 17 °C gleich der Lufttemperatur in halber Raumhöhe, wobei zu berücksichtigen ist, daß der darunterliegende Kellerraum unbeheizt war. Zum Vergleich ist außerdem die Kurve a eingetragen, die den

Verlauf der Lufttemperatur in einem durch örtliche Heizflächen beheizten Raum zeigt. Diese Linie verläuft in ihrem oberen Teil mit Ausnahme des kleinen Temperaturanstieges in der Nähe der Decke fast senkrecht. In ihrem unteren Teil verläuft sie von etwa 60 cm über Fußboden ziemlich stark nach rückwärts gekrümmt und erreicht unmittelbar über Fußboden diejenige Temperatur, die durch die Größe des Wärmeverlustes des Fußbodens und durch die Wärmeübergangszahl der Bodenoberfläche gegeben ist und die bei mit örtlichen Heizflächen beheizten Räumen immer unter der Lufttemperatur in Kopfhöhe liegt, wenn der darunterliegende Raum nicht beheizt ist.

Die Kurve II mit einer mittleren Deckentemperatur von 46°C liegt in dem Temperaturbereich eines durch Strahlung beheizten Behandlungsraumes oder Operationssaales. Der Verlauf der Temperaturen ist hier ganz ähnlich wie bei I, nur ist die Neigung der Linie etwas größer, wodurch der Temperaturunterschied zwischen einem Meßpunkt 16 cm unter der Decke und Kopfhöhe auf 2°C ansteigt. Der Temperaturabfall zwischen der mittleren Deckentemperatur und der Temperatur 16 cm unterhalb der Decke beträgt hier bereits 21°C und ist ein weiterer Beweis für eine Luftbewegung. Die Kurve III mit einer mittleren Deckentemperatur von 64°C liegt außerhalb des Temperaturbereiches eines normalen Raumes. Sie wurde aufgenommen, um zu zeigen, daß auch bei höheren Temperaturen der Verlauf der Temperaturlinie ähnlich ist, und daß insbesondere der Temperaturabfall unter der Decke auch in diesem Falle sehr groß ist. Die Fußbodentemperaturen der Fälle II und III erreichen nicht dieselbe Größe wie die Lufttemperatur in Kopfhöhe. Dies ist zum Teil darauf zurückzuführen, daß sich die Versuche II und III nur auf je zwölf Stunden erstreckten, so daß der Fußboden noch nicht den Beharrungszustand erreicht hatte.

Nach dem Ergebnis des Versuches kann über die Lufttemperatur in einem durch Strahlung von der Decke beheizten Raume gesagt werden, daß dieselbe bei allen vorkommenden Deckentemperaturen im obersten Teil des Raumes sehr rasch abfällt und im anderen Teil, der etwa 90 % der gesamten Raumhöhe beträgt, sich nur um 1,5 bis $2,5^{\circ}\text{C}$ verändert. Dabei ist zu beachten, daß die Versuche in einem Gebäude durchgeführt wurden, das vorher nicht beheizt war und dessen Temperaturen den Beharrungszustand noch nicht erreicht hatten. Man kann deshalb annehmen, daß im Dauerbetrieb die Temperaturlinien noch steiler verlaufen werden, so daß die Unterschiede der Lufttemperaturen noch kleiner werden, als der Versuch ergab. Dasselbe gilt auch für die Temperaturen des Fußbodens, die in einem dauernd geheizten Raum ebenfalls höher liegen werden, als den Versuchswerten entspricht. Außer diesen Messungen wurden noch die Temperaturen von Körpern gemessen, die an verschiedenen Stellen des Raumes untergebracht waren. Als Versuchskörper dienten kleine Metallplättchen, die mit einem Material von hoher Strahlungszahl ($4,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } (^{\circ}\text{K})^4$) überklebt waren. Diese

Strahlungszahl entspricht den meisten Baustoffen, die im Inneren von Wohnräumen verwendet werden und kann auch für die menschliche Kleidung, in Annäherung auch für die menschliche Haut verwendet werden. Die Kurven Ia, IIa und IIIa zeigen, daß die Temperatur dieser Körper an allen Stellen, die der direkten Deckenstrahlung ausgesetzt sind, immer höher ist als die Temperatur der umgebenden Luft. Der Unterschied beträgt je nach der Deckentemperatur 0,8 bis 4,0 °C. D. h. alle der Strahlung ausgesetzten Körper, also auch die Personen, die sich im Raum aufhalten, werden stärker erwärmt als die umgebende Luft, die im Bereich der bei der Strahlungsheizung vorkommenden Temperaturen vollständig strahlungsdurchlässig ist und ihre Temperaturerhöhung nur durch Konvektionswärme erhält. Die Tatsache, daß alle der unmittelbaren Deckenstrahlung ausgesetzten Körper wärmer sind als die umgebende Raumluft, ist eines der wichtigsten Kennzeichen der Strahlungsheizung und verdient besonders hervorgehoben zu werden. Erst dadurch wird es erklärlich, daß man sich in einem strahlungsbeheizten Raum bei Lufttemperaturen wohlfühlt, die um einige Grad Celsius unter denen liegen, die in einem durch örtliche Heizflächen beheizten Raum zur Erhaltung der Behaglichkeit erforderlich sind.

Außer den vorstehend beschriebenen Temperaturmessungen wurde während des Heizversuches auch ein Belastungsversuch der Decke durchgeführt. Die Decke wurde in ihrer ganzen Ausdehnung mit einer 6 cm starken Sandschicht und außerdem mit einer doppelten Lage von Bimsbetonplatten belastet. Die Belastung durch den Sand entspricht bei einem spezifischen Gewicht des Sandes von 1,7 kg/dm³ einem Wert von 100 kg/m², diejenige der Bimsbetonplatten beträgt 80 kg/m². Insgesamt wurde die Decke also in ihrer ganzen Fläche mit 180 kg/m² belastet. Dieser Wert ist etwas kleiner als die rechnerische Nutzlast der Decke von 200 kg/m², ist aber trotzdem ungünstiger, weil bei Probelastungen normalerweise nur ein Streifen von 1 m Breite mit der einfachen bis anderthalbfachen Nutzlast belastet wird. Bild 82 zeigt den Grundriß des Raumes mit den Meßpunkten 1 und 2, an denen die Biegemesser angebracht waren. Bei 1 wurde ein Meßgerät Bauart Michaelis, bei 2 ein solches Bauart Griot verwendet.

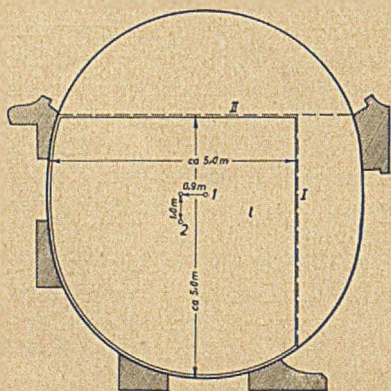


Bild 82. Grundriß der Decke mit Meßpunkten.

Die Decke wurde während der ganzen Zeit, in der das Belastungsmaterial aufgetragen wurde, mit einer gleichmäßigen Vorlauftemperatur

von 70 °C beheizt, und zwar direkt vom Kessel aus, unter Ausschaltung der Radiatorenheizung. Nach einer vorübergehenden Temperatursenkung über Nacht auf ca. 45 °C Vorlauftemperatur, bei der eine geringe Hebung der Deckenmitte beobachtet werden konnte, wurde die Vorlauftemperatur wieder auf 70 °C erhöht, um denselben Zustand der Decke wie während der Belastung zu erreichen. Nach vier Stunden, nachdem angenommen werden konnte, daß die Decke den Beharrungszustand erreicht hatte, wurde die Decke langsam entlastet und dabei die Hebung mit den Biegunsmessern beobachtet.

Das Ergebnis war folgendes:

Erste Messung nach Verminderung der Belastung von 180 kg/m² auf 140 kg/m². An beiden Meßgeräten konnte eine Aufwärtsbewegung nicht festgestellt werden.

Zweite Messung nach Verminderung der Belastung von 140 auf 100 kg/m². Die Hebung am Meßpunkt 1 war noch nicht meßbar. Am Punkt 2 betrug sie 0,20 mm.

Dritte Messung nach vollständiger Entlastung der Decke. Die Hebung betrug beim Punkt 1 0,13 mm, beim Punkt 2 0,25 mm.

Als Ergebnis des Belastungsversuches kann festgestellt werden, daß die elastische Verformung der Decke unter dem Einfluß der Heizrohre sehr gering ist. Außerdem ergab eine gründliche Untersuchung der Decke vor und nach dem Versuch, daß keine Risse, nicht einmal die feinsten Haarrisse entstanden waren. Es kann deshalb mit Sicherheit angenommen werden, daß man bei sorgfältiger Auswahl der Deckenbaustoffe auf die Verwendung eines besonders hochwertigen und festen Spezialputzes verzichten kann und daß ein dünner Zementputz vollständig genügt. Die Erfahrung hat die Richtigkeit dieser Annahme bestätigt. Die Anlage ist seit zwölf Jahren in Betrieb, ohne daß der nur wenige Millimeter starke Zementputz gerissen ist.

Es soll nun nachgeprüft werden, wie weit die in den vorstehenden Abschnitten entwickelten theoretischen Erkenntnisse mit den Versuchsergebnissen übereinstimmen. Deshalb wird die mittlere Oberflächentemperatur der Versuchsdecke nach Abschnitt 4 errechnet und mit den gemessenen Werten verglichen.

Zunächst wird der Wert m nach Zahlentafel 24 bestimmt. Hierzu ist die Kenntnis der Wärmeüberleitzahl α_b der Decke nach oben und der Wärmeleitzahl λ_d der beheizten Deckenschicht parallel zur Deckenoberfläche erforderlich. Nach Bild 80 beträgt die Stärke der Kiesbetonschicht 8 cm. Rechnet man davon den mittleren Abstand bis Oberkante Heizrohr von 5 cm ab, so bleiben noch 3 cm Kiesbeton über den Rohren. Die Materialstärken und Wärmeleitzahlen des oberen Deckenabschnittes ergeben sich damit zu:

| | | | |
|-----------------------|------------|----------------------|-------------|
| Kiesbeton | 3 cm stark | $\lambda_1 = 1,2$ | kcal/m h °C |
| Bimsbeton | 8 cm | „ $\lambda_2 = 0,4$ | „ |
| Korkplatten | 4 cm | „ $\lambda_3 = 0,04$ | „ |
| Latten mit Füllung . | 3 cm | „ $\lambda_4 = 0,23$ | „ |
| Dielung | 1,5 cm | „ $\lambda_5 = 0,15$ | „ |

Die Wärmeübergangszahl für den Fußboden wurde zu $8,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ bestimmt, damit wird

$$\alpha_b = \frac{1}{\frac{0,03}{1,2} + \frac{0,08}{0,4} + \frac{0,04}{0,04} + \frac{0,03}{0,23} + \frac{0,015}{0,15} + \frac{1}{8,5}} = 0,64 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Die Stärke des Putzes beträgt 0,4 cm, diejenige der Betonschicht bis Oberkante Rohr 5 cm. Die Bewehrung bestand aus kreuzweise verlegten Rundstäben von 10 mm \varnothing mit einem Abstand von 10 cm. Von diesen Stählen werden bei der Bestimmung von λ_a nur diejenigen berücksichtigt, die senkrecht zur Rohrachse liegen. Die Wärmeleit Zahlen betragen für Beton 1,2, für Putz 0,7 und für Stahl 60 kcal/m h °C.

Für 1 m Breite der Deckenschicht a betragen die Querschnitte:

| | | | | |
|-------------------|------------------------------|-----------|-----------|--------------------|
| Putzquerschnitt | $100 \cdot 0,4$ | | = | 40 cm^2 |
| Stahlquerschnitt | $10 \cdot \frac{1^2 \pi}{4}$ | | \approx | 8 cm^2 |
| Betonquerschnitt | $100 \cdot 5 - 8$ | | = | 492 cm^2 |
| Gesamtquerschnitt | | | | 540 cm^2 |

Damit wird

$$\lambda_a = \frac{492 \cdot 1,2 + 40 \cdot 0,7 + 8 \cdot 60}{540} = 1,96 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}.$$

Mit $\alpha_b = 0,64$, $a = 5,4 \text{ cm}$ und $\lambda_a = 1,96$ ergibt sich aus ZT 24 bzw. Bild 56

$$m = 9,20.$$

Mit $m = 9,20$ und 12 cm Rohrabstand wird nach ZT 25 bzw. Bild 57

$$\frac{1}{\text{Cof}(m l/2)} = 0,875.$$

Die Berichtigungszahl ζ für die Versuchsdecke wurde bereits in dem durchgerechneten Beispiel zu 0,92 ermittelt. Die Temperatur des über der Decke liegenden Raumes betrug während des Versuches $20 \text{ } ^\circ\text{C}$. Mit diesen Werten errechnet sich die Temperatur $t_{l/2}$ für:

Versuch I mit $35 \text{ } ^\circ\text{C}$ Vorlauftemperatur, $27 \text{ } ^\circ\text{C}$ Rücklauftemperatur und einer mittleren Wassertemperatur von $31 \text{ } ^\circ\text{C}$ sowie einer Lufttemperatur in Kopfhöhe von $17 \text{ } ^\circ\text{C}$ ergibt rechnerisch:

$$t_{1/2} = 31,0 \cdot 0,92 \cdot 0,875 + 17 (1 - 0,875) \\ + 20 \frac{0,64}{0,64 + 9,2} (1 - 0,875) = 27,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

und die mittlere Deckentemperatur

$$t_m = t_{1/2} + \frac{t_0 - t_{1/2}}{3} = 27,2 + \frac{31,0 \cdot 0,92 - 27,2}{3} = 27,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Der beim Versuch I gemessene Wert der mittleren Deckentemperatur beträgt 28 °C.

Versuch II mit 57 °C Vorlauftemperatur, 47 °C Rücklauftemperatur und einer mittleren Wassertemperatur von 52 °C sowie einer Lufttemperatur in Kopfhöhe von 23 °C ergibt rechnerisch:

$$t_{1/2} = 52,0 \cdot 0,92 \cdot 0,875 + 23 (1 - 0,875) \\ + 20 \frac{0,64}{0,64 + 9,2} (1 - 0,875) = 44,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

und die mittlere Deckentemperatur

$$t_m = t_{1/2} + \frac{t_0 - t_{1/2}}{3} = 44,6 + \frac{52 \cdot 0,92 - 44,6}{3} = 45,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Der beim Versuch II gemessene Wert der mittleren Deckentemperatur beträgt 46 °C.

Versuch III mit einer Vorlauftemperatur von 81 °C, einer Rücklauftemperatur von 65 °C, also einer mittleren Wassertemperatur von 73 °C und einer Lufttemperatur in Kopfhöhe von 30,5 °C zu

$$t_{1/2} = 73,0 \cdot 0,92 \cdot 0,875 + 30,5 (1 - 0,875) \\ + 20 \frac{0,64}{0,64 + 9,2} (1 - 0,875) = 62,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

und die mittlere Deckentemperatur

$$t_m = t_{1/2} + \frac{t_0 - t_{1/2}}{3} = 62,3 + \frac{73 \cdot 0,92 - 62,3}{3} = 63,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Der beim Versuch III gemessene Wert der mittleren Deckentemperatur beträgt 64 °C.

Die gemessenen Deckentemperaturen stimmen also gut mit den auf theoretischer Grundlage berechneten Werten überein. Es ist noch zu bemerken, daß bei den vorstehenden Rechnungen der Wert m mit einer Wärmeübergangszahl der Deckenunterseite von $a_a = 8,3$ ermittelt wurde. Dieser Wert gilt streng genommen nur für eine Deckentemperatur von 50 °C und eine mittlere Wandtemperatur von 20 °C. Diese Voraus-

setzung trifft für den Versuch II zu, nicht aber für die Versuche I und III. Der Wert α_a wäre beim Versuch I etwas niedriger, bei III etwas höher wie bei II, und zwar deshalb, weil infolge der veränderten Temperaturdifferenz zwischen Decke und Raumlufte die Wärmeübergangszahl der Konvektion α_{Konv} und der veränderten Temperaturdifferenz zwischen Decke und mittlerer Wandtemperatur die Wärmeübergangszahl der Strahlung α_{Str} bei I kleiner, bei III größer würden. Es wurde darauf verzichtet, diese Berichtigung einzuführen, weil die mittleren Wandtemperaturen bei den Versuchen nicht festgestellt werden konnten und weil die berichtigten mittleren Deckentemperaturen sich nur unwesentlich von den berechneten Werten unterschieden hätten, wie sich durch eine überschlägige Rechnung leicht feststellen läßt.

C. Die Ausführung der Strahlungsheizung.

1. Wärmeerzeugung und Verteilung bei der Strahlungsheizung.

Als Wärmequelle sind für eine Strahlungsheizung alle jene Kessel- und Feuerungsarten geeignet, die bei den gewöhnlichen Niederdruck-Warmwasser- und Dampfheizungen gebräuchlich sind.

Als Wärmeträger kommt fast ausschließlich Wasser in Frage, weil die Beheizung der Rohrregister durch Wasser wesentliche Vorteile bietet. Es ist hier zunächst der Vorzug zu nennen, daß bei einer Wasserheizung das Aufheizen der Decken infolge der Trägheit des Heizungssystems nur langsam erfolgt, so daß Wärmespannungen in den Decken infolge ungleichmäßiger Erwärmung nicht so leicht auftreten, wie dies bei einer Dampfheizung der Fall wäre. Ferner machen die von der Wasserheizung mit örtlichen Heizflächen bekannten Vorzüge, wie ihre generelle Regelbarkeit der Leistung, die einfache Beherrschung der Temperaturen und ihre Widerstandsfähigkeit gegen Korrosion, das Wasser als Wärmeträger für die Beheizung der Rohrregister einer Strahlungsheizung besonders geeignet. Es besteht also gar kein Bedürfnis, dampfbeheizte Strahlungsheizungen zu bauen, denn selbst wenn es bei dampfbeheizten Registern möglich wäre, durch eine entsprechende Deckenbauart und Anordnung der Register eine Spannungsbildung durch ungleichmäßige Erwärmung innerhalb der Decke zu verhindern und Schwierigkeiten in der Entlüftung der langen Register und die damit verbundenen Wasserschläge auszuschalten, so hätte doch eine solche Dampfheizung ihre wichtigste Eigenschaft, nämlich die Möglichkeit rasch und stoßweise aufheizen zu können, eingebüßt, weil gerade bei einer Deckenstrahlungsheizung ganz besonders Wert darauf zu legen ist,

daß das Aufheizen nicht zu rasch erfolgt. Außerdem besteht die Gefahr, daß die Endstrecken der dampfheizten Register, die als Kondensleitungen zu betrachten sind, durch Korrosion zerstört werden. Hierzu sei noch bemerkt, daß bei von der Firma Bechem u. Post, Karlsruhe durchgeführten Versuchen an einer 3 m^2 großen und 15 cm starken, nicht bewehrten Betonplatte, in die ein Rohrregister aus $\frac{3}{4}$ zölligen Rohren mit 20 cm Abstand einbetoniert war, nach mehrmaligem Aufheizen mit Dampf von $0,05 \text{ atü}$ eine größere Anzahl von Haarrissen festgestellt wurden, die auf die ungleichmäßige Erwärmung zurückzuführen waren.

Heiße Luft als Wärmeträger erfordert große Kanäle und eine besondere Deckenbauart. Ihre Anwendung beschränkt sich auf Sonderfälle. Es wird hierzu auf den Abschnitt II C 4 über die Warmluftstrahlungsheizung S. 277 und die Aufgabe 6 S. 92 verwiesen.

Elektrische Strahlungsheizung läßt sich zwar sehr einfach ausführen, ist aber trotzdem nur selten möglich, weil der Strompreis nur in Ausnahmefällen einen Wettbewerb mit Koks oder Gas gestattet. Bezüglich der Ausführung der elektrischen Strahlungsheizung wird auf den Abschnitt II C 6 und den Literaturnachweis hierüber im III. Teil B 3c, S. 349 verwiesen.

Die Wahl der Kesselanlage, ob Wasser- oder Dampfkessel hat nach den für normale Anlagen gültigen Gesichtspunkten zu erfolgen, d. h. es ist zunächst zu untersuchen, ob ausschließlich Wasser als Wärmeträger verwendet werden kann, oder ob auch Wärmeverbraucher vorhanden sind, die durch Dampf beheizt werden müssen. In diesem Falle ist entweder eine gemischte Kesselanlage zu verwenden oder es werden nur Dampfkessel aufgestellt und das Heizwasser in Gegenstromapparaten erzeugt. Die Verwendung von Dampfkesseln und Gegenstromapparaten ist nur dann zweckmäßig, wenn eine gemischte Kesselanlage infolge stark schwankenden Bedarfs der direkten Dampfverbraucher unwirtschaftlich arbeiten würde, weil die in Betrieb befindliche Dampfkesselheizfläche nach dem Spitzenbedarf bemessen werden muß, der meistens nur kurze Zeit auftritt. Beim Betrieb von Kochküchen und Wäschereien, die wohl in der Hauptsache als unmittelbare Dampfverbraucher in Frage kommen, muß mit besonders großen Belastungsschwankungen gerechnet werden, die einen wirtschaftlichen Betrieb der Kesselanlage erschweren. Hier bietet sich bei Verwendung einer Dampfkesselanlage und Gegenstromapparaten die Möglichkeit, während einer vorübergehenden Belastungsspitze der Küche und Wäscherei die Dampflieferung für die Heizung zugunsten dieser bevorzugten direkten Dampfverbraucher zu drosseln. Der Umstand, daß der Wärmebedarf der Heizung gewöhnlich wesentlich größer ist als der Bedarf von Küche und Wäscherei, gestattet eine gleichmäßige Belastung der Kesselanlage, weil starke Belastungsschwankungen, wie sie bei den Dampfkesseln einer gemischten Kesselanlage vorkommen, infolge der hohen Dauerbelastung durch die Heizung nicht mehr auftreten können.

Für normale Fälle ist zu beachten, daß eine Strahlungsheizung möglichst mit Wasserkesseln ausgerüstet werden soll, weil die mittlere Wassertemperatur während des größten Teiles der Heizperiode 50 °C nicht übersteigt. Man wird also nicht ohne zwingenden Grund zuerst Dampf von 100 bis 110 °C erzeugen, um damit Wasser auf 50 °C zu erwärmen, sondern in der Regel Wasserkessel verwenden, die mit geringeren Abgastemperaturen arbeiten können und deshalb wirtschaftlicher sind.

Wenn es sich um eine Heizungsanlage handelt, die zum Teil Radiatoren und zum Teil Strahlungsheizflächen besitzt, dann ist zunächst zu untersuchen, in welchem Verhältnis der Wärmebedarf der Radiatorenheizfläche zu dem der Strahlungsheizfläche steht, weil die Radiatorengruppe mit Rücksicht auf die Herstellungskosten für eine höchste Vorlauftemperatur von 90 °C bemessen wird, während die Strahlungsheizflächen normalerweise mit niedrigeren Temperaturen betrieben werden. Dabei ist zu beachten, daß die Radiatorengruppe mit einem Temperaturunterschied von 20 °C zwischen Vor- und Rücklauf arbeitet, die Strahlungsheizung aber zweckmäßig mit einer geringeren Temperaturdifferenz, meistens 10 °C, betrieben wird, um Wärmespannungen innerhalb der Decke zu vermeiden. Die Strahlungsheizflächen benötigen also für dieselbe Wärmeleistung etwa die doppelte Umlaufwassermenge als die Radiatorenheizflächen. Wenn der Anteil der Radiatorenheizflächen etwa $\frac{2}{3}$ der gesamten Wärmeleistung oder mehr beträgt, dann läßt sich eine sehr einfache Schaltung der beiden Gruppen dadurch ausführen, daß man den Rücklauf der Radiatorengruppe als Vorlauf der Strahlungsheizung verwendet. Diese Schaltung eignet sich besonders für Anlagen kleineren Umfanges, bei denen die Radiatoren- und Strahlungsheizflächen nicht in mehrere Gruppen unterteilt sind; sie läßt sich aber auch bei größeren Anlagen mit mehreren Gruppen ausführen. Bei dieser Schaltung werden die Strahlungsheizflächen für eine Vorlauftemperatur von 70 °C entsprechend dem Rücklauf der Radiatorengruppe und eine Rücklauftemperatur von 60 °C bemessen. Es genügt aber nicht, wenn die Heizflächen für diese höchsten Wassertemperaturen richtig bemessen sind, sondern es kommt auch darauf an, auf welchen Behaglichkeitswert die Räume der beiden Gruppen beheizt werden. Wenn die Radiatorengruppe in der Hauptsache Räume umfaßt, die auf denselben Behaglichkeitswert geheizt werden wie die Räume der Strahlungsgruppe, dann eignet sich das Rücklaufwasser der Radiatoren bei allen Außentemperaturen zur direkten Verwendung als Vorlauf der Strahlungsheizung. Wenn die Radiatorengruppe aber hauptsächlich untergeordnete Räume umfaßt, wie Treppenhäuser, Flure, Aborte usw., dann würden die Temperaturen nur bei tiefster Außentemperatur zueinander passen, bei höheren Außentemperaturen, also geringeren Heiztemperaturen, würde die Rücklauftemperatur der Radiatorengruppe aber nicht mehr ausreichen, um die Strahlungsgruppe genügend zu be-

heizen. In diesem Falle empfiehlt es sich, eine Schaltung zu wählen, bei der dem Vorlauf der Strahlungsheizung wärmeres Wasser direkt aus dem Kesselvorlauf beigemischt werden kann.

Die beiden Gruppen in Bild 83 sind hintereinander geschaltet. Es ist keine besondere Mischeinrichtung notwendig, wenn der Anteil der Radiatorengruppe an der Gesamtwärmeleistung $\frac{2}{3}$ oder mehr beträgt. Als Absperrungen für die Strahlungsregister werden, um die umlaufende Wassermenge gleichmäßig zu halten, zweckmäßig Dreiwegventile mit Kurzschlußstrecken verwendet.

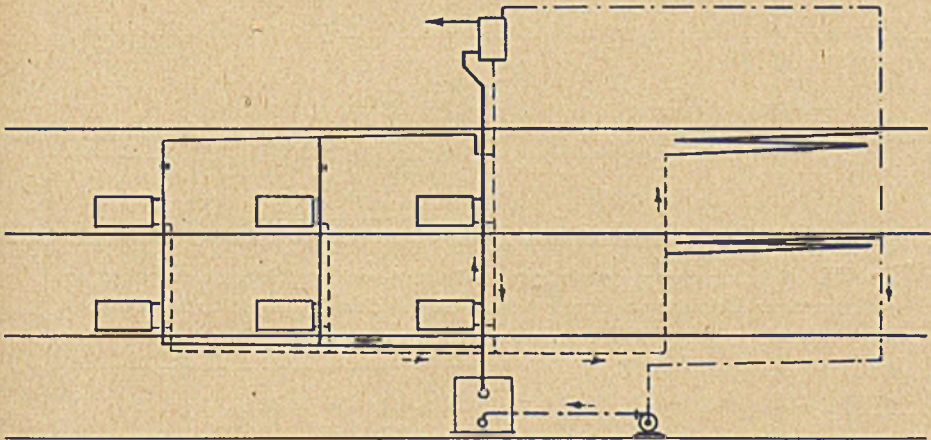


Bild 83. Schaltung einer gemischten Radiatoren- und Strahlungsheizung kleineren Umfanges mit gleichwertigen Räumen in beiden, in der Leistung aufeinander abgestimmten Gruppen.

Die beiden Gruppen in Bild 84 sind hintereinander geschaltet. Die Pumpe wird im Rücklauf der Strahlungsheizung eingebaut. Der Vorlauf der Strahlungsgruppe erhält zwei Anschlußleitungen zur Beimischung von Vorlaufwasser vom Kessel, sowie von Rücklaufwasser der Strahlungsheizflächen. Mit diesen beiden Mischleitungen kann die Vorlauftemperatur der Strahlungsgruppe in praktisch ausreichenden Grenzen verändert werden. Es muß bei der Bemessung der Mischleitungen beachtet werden, daß die beigemischte Wassermenge dem Umlauf der Radiatorengruppe entzogen wird. Zur Vermeidung von Störungen im Kreislauf, infolge von Bedienungsfehlern, sind die Mischleitungen deshalb nicht zu reichlich zu bemessen.

Es ist natürlich nicht immer möglich, die beiden Gruppen so zu bemessen, daß die Wassermenge des Rücklaufes der Radiatoren für die Strahlungsheizung ausreicht. Dies gilt besonders dann, wenn alle

wichtigen Räume eines Gebäudes Strahlungsheizung erhalten und nur die untergeordneten Räume, wie Aborte, Flure usw., durch Radiatoren beheizt werden. In diesem Falle wäre die Rücklaufwassermenge der

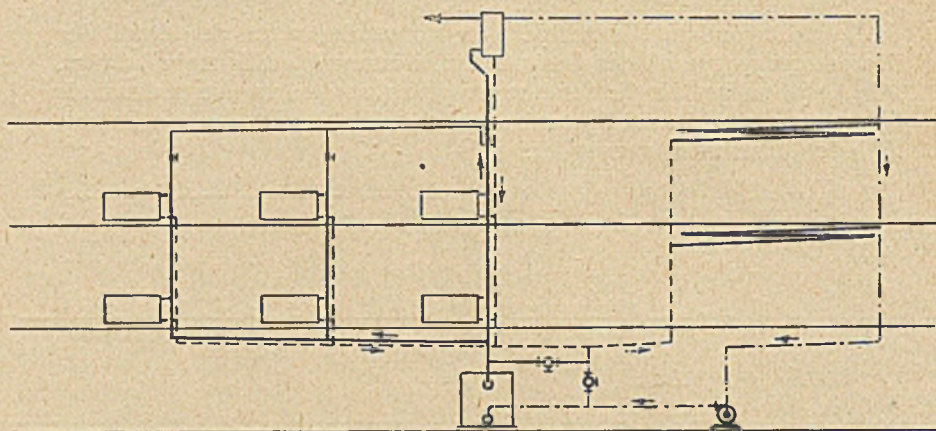


Bild 84. Schaltung einer gemischten Radiatoren- und Strahlungsheizung mit ungleichwertigen Räumen in beiden, in der Leistung aufeinander abgestimmten Gruppen.

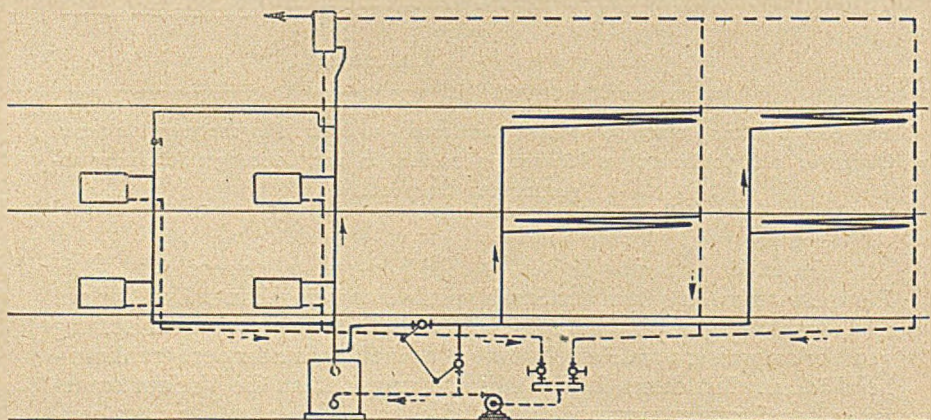


Bild 85. Schaltung einer gemischten Radiatoren- und Strahlungsheizung mit überwiegendem Anteil der Strahlungsheizung.

Radiatorengruppe viel zu gering, um für die Strahlungsheizung auszureichen oder durch Mischung mit dem Kesselvorlauf die Temperatur genügend herunterzusetzen. Es muß deshalb eine Schaltung (Bild 85) gewählt werden, bei der beide Gruppen im Vor- und Rücklauf getrennt sind und deren Strahlungsheizung mit dem Rücklaufwasser beider

Gruppen betrieben wird. Die Regelung der Vorlauftemperatur der Radiatorengruppe erfolgt durch die Kesseltemperatur, diejenige der Strahlungsgruppe durch Zumischung einer entsprechenden Menge des Kesselvorlaufes. Diese Mischung erfolgt am besten durch zwei Drosselklappen, die miteinander verbunden und so eingestellt sind, daß die eine Klappe ganz offen ist, wenn die andere geschlossen ist (Bild 85).

Im umgekehrten Falle, wenn bei einer größeren Anlage die Radiatorenheizung überwiegt und die Strahlungsgruppe nur einen kleinen Anteil an der Gesamtleistung besitzt, kann im allgemeinen angenommen werden, daß beide Gruppen gleichwertige Räume umfassen, weil auch

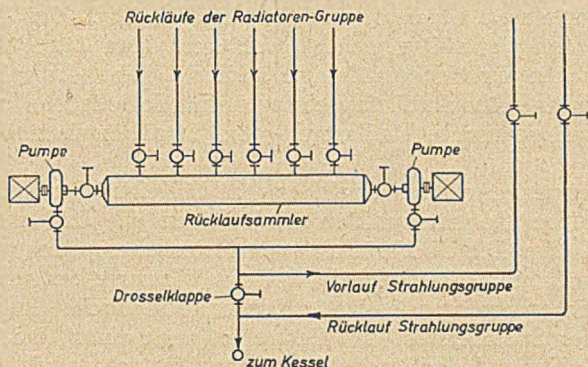


Bild 86. Schaltung einer gemischten Radiatoren- und Strahlungsheizung mit überwiegendem Anteil der Radiatorengruppe.

bei der Radiatorengruppe die auf 20 °C beheizten Räume in der Mehrzahl sein werden. Es ist dann nicht unbedingt notwendig, eine Mischung vorzusehen, sondern es kann eine sehr einfache und übersichtliche Schaltung ausgeführt werden (Bild 86).

Hier arbeitet der Kessel nur auf die Radiatorenheizung. Zwischen der Umwälzpumpe und dem Anschluß des Kessels wird in die Hauptrücklaufleitung ein Drosselorgan eingebaut. Der Vorlauf der Strahlungsheizung wird vor, der Rücklauf hinter dieser Drosselstelle angeschlossen. Beim Einregeln der Anlage wird das Drosselorgan so weit geschlossen, daß sein Widerstand für den Betrieb der Strahlungsheizung ausreicht. Es ist dafür zu sorgen, daß dieses Drosselorgan nicht von unberufener Seite verstellt werden kann.

Bei allen Schaltungen ist darauf Rücksicht zu nehmen, daß der von der Umwälzpumpe erzeugte Druckunterschied sich je nach dem Anschluß des Ausdehnungsgefäßes bzw. der Sicherheitsausdehnungs- und Rücklaufleitungen in positivem oder negativem Sinne auf das Rohrnetz auswirkt. Bei Beachtung der behördlichen Sicherheitsvorschriften

werden besonders bei größeren Anlagen die Kessel durch mehrere unabsperzbare Leitungen mit dem Ausdehnungsgefäß verbunden sein, so daß in der Kesselanlage nur der statische Druck der Anlage vorhanden sein kann. Beim Einbau der Umwälzpumpe in die Rücklaufleitung befindet sich also die Verbindung mit der Atmosphäre auf der Druckseite der Pumpe, so daß sich beinahe der gesamte Druckunterschied der Pumpe in negativem Sinne auf das Rohrnetz auswirkt. Es muß deshalb darauf geachtet werden, daß das Ausdehnungsgefäß hoch genug über den höchsten Heizflächen bzw. der Verteilungsleitung steht, damit ein Leersaugen dieser hochliegenden Teile der Anlage vermieden wird.

Bekanntlich läßt sich diese Schwierigkeit durch den Einbau der Pumpe in den Vorlauf umgehen, weil sich dann der Pumpendruck zum statischen Druck der Anlage addiert. Eine derartige Lösung würde aber eine Rücklaufbeimischung unmöglich machen und ist deshalb für eine gemischte Radiatoren- und Strahlungsheizung nicht zu empfehlen.

Die Verwendung eines Speichers hat bei einer Strahlungsheizung nach denselben Gesichtspunkten zu erfolgen wie bei einer anderen Pumpenheizung. Die Überbrückung von Belastungsspitzen während des Betriebes ist dabei weniger wichtig, weil eine Wasserheizung ein genügend großes Speichervermögen besitzt. Der hauptsächliche Grund für den Einbau eines Speichers ist das Bestreben nach einer Verkürzung der Anheizzeit. Es ist jedoch unbedingt darauf zu achten, daß die Strahlungsgruppe nicht mit der vollen Speichertemperatur angeheizt werden kann, weil sonst Schäden an den Decken unvermeidlich sind. Der Speicher wird entweder unter Umgehung des Pumpenstromkreises mit Schwerkraftwirkung aufgeheizt oder durch eine besondere kleine Ladepumpe betrieben. Die Entladung erfolgt durch Einschaltung in den Stromkreis der Umwälzpumpe. Die Schaltung des Speichers ist so einfach als möglich auszuführen, weil sonst damit gerechnet werden muß, daß das Personal die Bedienung aus Bequemlichkeit unterläßt.

2. Baustoffe und Bauarten der beheizten Decken.

Bei der Strahlungsheizung sind grundsätzlich zwei Deckenausführungen zu unterscheiden, und zwar:

- a) Decken, bei deren Herstellung die Rohrregister mit eingebaut werden, also einen Bestandteil der Decke bilden.
- b) Decken, deren tragender Teil fertiggestellt wird, bevor die Rohrregister angebracht werden.

Die unter a genannte Ausführung ist die verbreitetste. Sie wird bei Neubauten fast immer angewendet und kommt auch bei Umbauten vor. Die unter b genannte Ausführung eignet sich besonders für den

Einbau einer Strahlungsheizung in einem Altbau, weil die vorhandenen Decken verwendet werden können. Selbstverständlich läßt sich die Bauart b auch bei Neubauten anwenden, wenn die Decken entsprechend ausgeführt werden.

Für beide Bauarten gemeinsam sind zwei grundsätzliche Forderungen, die an die Decken einer Strahlungsheizung gestellt werden müssen, und zwar:

- a) Die Decke muß nach oben eine Abdämmung erhalten, um den Wärmefluß nach dem darüberliegenden Fußboden klein zu halten.
- b) Die Rohrregister müssen in einen Werkstoff eingebettet werden, mit dem sie sich fest verbinden, das eine möglichst hohe Wärmeleitfähigkeit besitzt und dessen Wärmeausdehnungszahl demjenigen der Rohre nahe kommt.

Die Abdämmung nach oben läßt sich bei allen Deckenbauarten durch den Einbau einer Lage Kork, Heraklith, Zellotex, Telamatten oder anderen Dämmstoffen in genügendem Maße erreichen. Bei neuen Betondecken wird meistens noch eine Schicht Bimsbeton verwendet, die über der die Rohrregister enthaltenden Kiesbetonschicht angeordnet wird. Es ist dabei möglich, sowohl die Kiesbetonschicht als auch die Bimsbetonschicht mit einer entsprechenden Trägerkonstruktion als den tragenden Teil der Decke auszubilden.

Die zweite Forderung nach einem Baustoff für die Aufnahme der Rohre, der eine hohe Wärmeleitfähigkeit haben soll und dessen Wärmeausdehnungszahl derjenigen der Rohre möglichst nahe kommen soll, wird am besten durch Beton erfüllt. Die Wärmeleitfähigkeit von Beton beträgt je nach Zusammensetzung und Gewicht pro Kubikmeter $\lambda = 0,8$ bis $1,4$ kcal/m h °C, ist also wesentlich höher als bei allen anderen in Frage kommenden Baustoffen. So beträgt z. B. der λ -Wert für Gips nur $0,27$ bis $0,46$ und für Mörtel $0,8$ bis $1,0$ kcal/m h °C. Nur die dichten Gesteine, wie Marmor, Granit und Kalkstein, haben noch höhere Wärmeleitfähigkeiten, lassen sich aber für den direkten Einbau von Rohrregistern nicht verwenden. Die Möglichkeit der Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit einer Deckenschicht durch den Einbau von Metallflechten oder Streifen besteht natürlich ebenso für Beton wie für andere Stoffe.

Die lineare Wärmeausdehnungszahl (Längenausdehnungszahl), nachfolgend kurz Wärmedehnung bzw. Wärmedehnzahl genannt, ist bei Beton ebenfalls günstig. Diese Eigenschaft ist für die einwandfreie Ausführung und für den Betrieb einer Strahlungsdecke so wichtig, daß es geboten erscheint, darauf näher einzugehen.

Die Wärmedehnung von Stahl wird allgemein zu $\alpha = 0,000011/^\circ\text{C}$ gesetzt. Dieser Wert stellt das Mittel dar zwischen den Ausdehnungszahlen von weichem Stahl und hartem Stahl mit hohem Kohlenstoff-

gehalt. Die genauen Werte zeigen eine Abhängigkeit der Ausdehnungszahl von der Art des Herstellungsverfahrens und von der Härte des Materials. Es gelten folgende Zahlenwerte

| | |
|---|--|
| für weichen Stahl | $\alpha = 0,0000110/^{\circ}\text{C}$, |
| „ Flußeisen bis 0,1 % Kohlenstoffgehalt | $\alpha = 0,00000915/^{\circ}\text{C}$, |
| „ Bessemerstahl | $\alpha = 0,0000101/^{\circ}\text{C}$, |
| „ Stahl (ohne nähere Bezeichnung) | $\alpha = 0,0000110/^{\circ}\text{C}$, |
| „ vergüteten Stahl | $\alpha = 0,000025/^{\circ}\text{C}$. |

Aus diesen Angaben geht hervor, daß die Wärmedehnung um so größer wird, je härter der Stahl ist. Für die Herstellung von Rohren wird hauptsächlich Stahl von mittlerem Kohlenstoffgehalt verwendet, so daß die hier in Frage kommende Wärmedehnzahl im Mittel zu $\alpha = 0,000010/^{\circ}\text{C}$ angenommen werden kann. Zur Vereinfachung der Zahlenausdrücke werden nachstehend die Wärmedehnzahlen zu $10^6 \cdot \alpha$ angegeben, für die Stahlrohren also $10^6 \cdot \alpha = 10/^{\circ}\text{C}$.

Die Wärmedehnung von Beton ist im Gegensatz zu der von Stahl kein fest umrissener Wert, sondern ändert sich je nach der Zusammensetzung und dem Alter des Betons. Die älteste Angabe der Wärmedehnung von Beton stammt von Bonniceau¹⁾ aus dem Jahre 1863 mit $10^6 \cdot \alpha = 13,7/^{\circ}\text{C}$. Nach den Bestimmungen des Deutschen Ausschusses für Stahlbeton (DAS) Din 1045 ist für Beton mit einer Wärmedehnung von $10^6 \cdot \alpha = 10/^{\circ}\text{C}$ zu rechnen. Dieser Wert wurde im Jahre 1912 von Rudeloff²⁾ gefunden, und zwar als Mittelwert der Längenänderung von an der Luft erhärteten Betonprismen mit einem Mischungsverhältnis von 1 : 3 bei Erwärmung auf 50 °C und Abkühlung bis — 10 °C. Spätere Versuche haben gezeigt, daß der Beton eine Verzögerung des Längenrückganges beim Abkühlen erfährt, und zwar infolge der Störung des Gleichgewichtszustandes bei der Erwärmung. Es ergab sich dabei, daß die Probekörper erst längere Zeit nach der Abkühlung (bis zu drei Monate) ihre ursprüngliche Länge wieder einnehmen. Daraus geht hervor, daß für die Beurteilung der Wärmedehnung von Beton nur die Längenänderung bei der Erwärmung maßgebend ist und daß sich bei der Abkühlung zunächst eine kleinere Zusammenziehung ergibt, weil der Betonkörper sich nur ganz langsam wieder auf seine ursprüngliche Länge zusammenzieht. Aus diesem Grunde sind die von Rudeloff gefundenen Mittelwerte zu niedrig. Wenn seine Zahlenwerte auch nicht genau sind und für unsere

1) Annalen du ponts et chaussees 1863, S. 181.

2) Längenänderung von Betonprismen beim Erhärten und infolge von Temperaturänderung. Deutscher Ausschuß für Eisenbeton, 1913, Heft 23.

Die Bestimmung der Wärmeausdehnung von Zementbeton und anderen Baustoffen. Armierter Beton 1911, S. 172.

Betrachtung nicht direkt verwendet werden können, so zeigt doch der Verlauf der von ihm gefundenen Dehnungslinie, daß die Wärmedehnung von Beton für das untersuchte Temperaturgebiet einen konstanten Wert besitzt und unabhängig von der Temperatur ist. Der gleichmäßige Verlauf der Dehnungslinie läßt den Schluß zu, daß diese auch über das untersuchte Gebiet hinaus verlängert und geradlinig angenommen werden kann. Man kann also ganz allgemein annehmen, daß die Wärmedehnzahl von Beton für die bei der Deckenheizung vorkommenden Temperaturen einen gleichbleibenden Wert für den ganzen Temperaturbereich besitzt.

Von neueren Untersuchungen seien noch die von Wolters¹⁾ und Haegermann²⁾ genannt, die aber ebenfalls nur Mittelwerte für Erwärmung und Abkühlung enthalten, deren Zahlenwerte zum Teil unter $10^6 \cdot a = 10/^\circ\text{C}$ liegen.

Eine sehr aufschlußreiche Untersuchung über die Wärmedehnung von Beton ist in der Zeitschrift Beton und Eisen³⁾ veröffentlicht. Diese Arbeit ist zwar vom Standpunkt des Betonstraßenbaues geschrieben, enthält aber wichtige Hinweise über den Einfluß der Zuschläge und des Alters auf die Wärmedehnung von Beton. Die Versuche erstreckten sich ebenfalls nur bis zu Temperaturen von 50°C . Die gewonnenen Erkenntnisse lassen sich aber ohne weiteres bis zu Temperaturen von 80°C anwenden. Der untersuchte Beton hatte einen Zementgehalt von 300 bis 350 kg/m^3 Beton und entspricht der Zusammensetzung, die für Betondecken Verwendung findet.

Die Versuche ergaben zunächst, daß die Wärmedehnung nach mehrmaliger Erwärmung infolge der damit verbundenen Abnahme der Betonfeuchtigkeit geringer wurde. Für die Deckenheizung bedeutet dies, daß die Decke beim ersten Anheizen die größte Wärmedehnung erfährt und daß die Dehnung im Verlauf des weiteren Heizbetriebes geringer wird. Um bei den Versuchen auch diejenigen Werte zu erfassen, die dem Endzustand des trockenen Betons entsprechen, wurden die Proben für die weiteren Versuche bei 100°C getrocknet.

Dabei ergaben sich bei einem zwei Monate alten Beton aus Eisen-Portlandzement mit einem Zementgehalt von durchschnittlich 350 kg pro Kubikmeter Beton, je nach der Art der Zuschläge, folgende Werte:

¹⁾ F. Wolters. Die Wärmeausdehnungskoeffizienten von Baustoffen, insbesondere von Mörteln. Bauforschungen, Bd. 1 (1933), Beton und Mörtel. Verlagsgesellschaft R. Müller m. b. H., Eberswalde-Berlin.

²⁾ G. Haegermann. Raumänderungen von Beton, Protokoll der Tagung des Vereins deutscher Portlandzementfabrikanten 1935. S. 128/151, Berlin, 1936, Zementverlag G. m. b. H.

³⁾ A. Guttman und K. Seidel. Versuche über die Wärmedehnung von Beton. Beton und Eisen, 1936, Heft 24, S. 401/7.

Zahlentafel 43.

Wärmeausdehnungszahlen in Abhängigkeit von den Zuschlägen.

| Art des Zuschlages | | | Wärmedehnung $10^6 \cdot \alpha$ | |
|-------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|
| Korngröße 0 bis 1 mm | Korngröße 1 bis 7 mm | Korngröße 7 bis 25 mm | nach der ersten Erwärmung | nach der Trocknung bei 100 °C |
| Rheinsand natürlich | Rheinsand natürlich | Rheinkies natürlich | 15,6 | 12,0 |
| Rheinsand natürlich | Rheinsand natürlich | Kiessplitt | 14,8 | 12,1 |
| Rheinsand gebrochen | Rheinsand gebrochen | Rheinkies natürlich | 14,4 | 11,8 |
| Rheinsand gebrochen | Rheinsand gebrochen | Kiessplitt | 15,6 | 13,0 |
| Rheinsand natürlich | Rheinsand natürlich | Hochofen- schlacke D | 13,1 | 10,7 |
| Rheinsand natürlich | Rheinsand natürlich | Hochofen- schlacke J | 12,3 | 10,1 |
| Rheinsand natürlich | Quarzsand | Kiessplitt | 15,6 | 12,2 |
| Rheinsand natürlich | Siliziumkarbid | Kiessplitt | 10,9 | 9,3 |
| Rheinsand natürlich | Korund | Kiessplitt | 13,1 | 10,7 |

Zunächst fällt auf, daß bei der ersten Erwärmung Zahlenwerte gefunden wurden, die zum Teil ganz erheblich über dem bisher verwendeten Wert von $10^6 \alpha = 10/^\circ\text{C}$ liegen. Eine Ausnahme bildet der Beton, der unter Verwendung von Siliziumkarbid hergestellt wurde. Auch bei Korund und Hochofenstückschlacke wurden etwas geringere Werte gemessen. Diese Zuschlagstoffe haben niedrigere Dehnungszahlen als Rheinsand bzw. Quarzsand. Daraus ergibt sich, daß die Wärmedehnzahl der Zuschläge einen wesentlichen Einfluß auf die Wärmedehnung des Betons ausübt.

Nach der Trocknung bei 100 °C wurden in allen Fällen geringere Wärmedehnungen gemessen, und zwar liegen die Werte um 14 bis 27% unter denjenigen der ersten Erwärmung. Die größte Wärmedehnung der untersuchten Proben, sowohl bei der ersten Erwärmung als auch nach der Trocknung bei 100 °C, besitzt ein Beton, der unter Verwendung

von Rheinsand und Rheinkies bzw. Quarzsand und Kiessplitt hergestellt wurde. Betrachtet man die Zahlenwerte, die an den getrockneten Proben gemessen wurden, so sieht man, daß auch für lufttrockenen Beton, wie er bei einer beheizten Decke nach längerem Heizbetrieb vorhanden sein wird, noch eine größere Wärmedehnung zu erwarten ist, als nach dem bisher verwendeten Mittelwert angenommen wurde.

Eine zweite Versuchsreihe wurde unter Verwendung verschiedener Zementsorten aber gleichen Zuschlägen durchgeführt, um den Einfluß des verwendeten Zementes zu erfassen. Als Zuschlag wurde für alle Proben natürlicher Rheinsand und Rheinkies mit einem Wasserzusatz von 9 Gewichtsprozenten verwendet. Die Proben hatten ein Alter von zwei Jahren, und es wurden infolgedessen geringere Wärmedehnungen nach dem ersten Erwärmen gemessen als bei dem ersten Versuch.

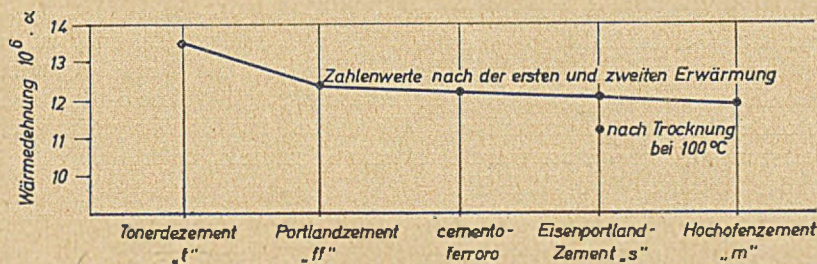


Bild 87. Wärmausdehnungszahlen in Abhängigkeit von der Zementsorte.

Der Unterschied ist bei den einzelnen Zementsorten nur gering. Eine größere Abweichung zeigt nur der Tonerdezement. Hierüber werden z. Zt. noch weitere Versuche durchgeführt. Wichtig ist, daß eine zweite Erwärmung auf 50 °C dieselben Wärmedehnungen ergab. Für den bei den ersten Versuchen verwendeten Beton mit Eisenportlandzement und Rheinkies 0 bis 25 mm ergibt sich also eine Verminderung der Wärmedehnung durch die zweijährige Lagerung an der Luft von 15,6 auf 12/°C. Bei einer zweiten Erwärmung blieb dieser Wert unverändert. Da die Proben während der Lagerung unbeheizt waren, besaßen sie immer noch eine gewisse Feuchtigkeit, so daß noch höhere Werte gemessen wurden als nach der Trocknung beim ersten Versuch. Es wurde deshalb auch beim zweiten Versuch eine Trocknung bei 100 °C durchgeführt. Diese ergab für einen Beton aus Eisenportlandzement mit Rheinkies 0 bis 25 mm, also für den gleichen Beton wie bei den ersten Versuchen, eine Wärmedehnung von $10^6 \cdot \alpha = 11,2/^\circ\text{C}$ gegenüber 12 beim ersten Versuch. Es muß demnach angenommen werden, daß die Wärmedehnung bei älterem Beton geringer wird.

Zusammenfassend ergibt sich also, daß alle Betonsorten nach dem Abbinden die größte Wärmedehnung besitzen, so daß beheizte Decken beim ersten Anheizen die größte Dehnung erfahren. Mit sinkender Betonfeuchtigkeit und zunehmendem Alter wird auch die Wärmedehnung geringer. Als Mittelwert für die Dehnung in feuchtem Zustand und beim erstmaligen Heizen kann $10^6 \cdot \alpha$ zu $15/^\circ\text{C}$ angenommen werden. Für den Endzustand nach längerem Heizbetrieb kann man für den ausgetrockneten Beton mit einem Mittelwert der Wärmedehnung von $10^6 \cdot \alpha = 11,5/^\circ\text{C}$ rechnen. Diese Werte gelten nicht bei Verwendung von Tonerdezement oder Siliziumkarbid, Hochofenschlacke und Korund als Zuschläge. Für die Decken einer Strahlungsheizung kommen diese Baustoffe aber kaum in Frage. Als Zuschlag ist ein scharfkantiger Sand eventuell Splitt zu verwenden. Der Beton soll nicht zu naß gebraucht werden.

Nachdem nun die für eine beheizte Betondecke in Frage kommenden Wärmedehnzahlen für Stahl zu $\alpha = 0,000010/^\circ\text{C}$ und für Beton normaler Beschaffenheit zu $\alpha = 0,0000115/^\circ\text{C}$ festgestellt sind, ist zu untersuchen, welchen Einfluß diese Zahlen auf die Decke besitzen. Dazu ist es notwendig, zunächst die Belastungsverhältnisse einer Eisenbetondecke näher zu betrachten. Wenn man hierfür den einfachsten Belastungsfall einer massiven Betondecke heranzieht, so ergibt sich folgendes Spannungsbild (Bild 88).

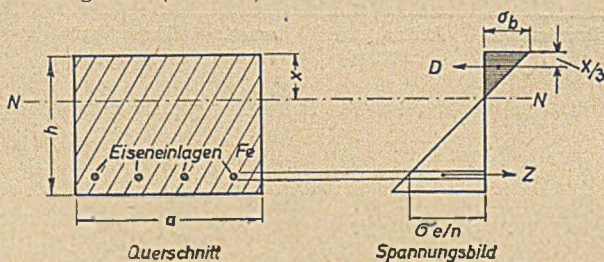


Bild 88. Spannungsbild einer belasteten Decke.

Der Deckenstreifen (Bild 88) von der Breite a wird durch Nutzlast und Eigengewicht auf Biegung beansprucht. Diese Biegungsbeanspruchung erzeugt im oberen Teil des Querschnittes eine Druckspannung und im unteren Teil eine Zugspannung. Zwischen dem gedrückten und dem gezogenen Teil liegt eine Schicht, die weder Zug noch Druckspannungen erhält. Diese Schicht heißt Nulllinie oder neutrale Linie. Wenn der Querschnitt aus einem einheitlichen Werkstoff besteht und keine zusätzlichen Belastungen erfährt, dann liegt die neutrale Linie in der Mitte des Querschnittes.

Beton besitzt eine sehr hohe Druckfestigkeit, aber eine Zugfestigkeit, die nur etwa den achten bis zwanzigsten Teil der Druckfestigkeit

beträgt, also sehr gering ist. Bei Betonquerschnitten, die auf Biegung bzw. Zug beansprucht werden, verstärkt man deshalb die gezogene Schicht durch Einlagen und erhält damit den Verbundbaustoff Stahlbeton. In Bild 88 ist der gedrückte Teil des Querschnittes schraffiert. Der Abstand x vom oberen Rand ist abhängig von den Einlagen und ist bei einem Stahlbetonquerschnitt in der Regel kleiner als die halbe Höhe h . Ein weiteres Eingehen auf die Belastungsverhältnisse einer Betondecke würde hier zu weit führen. Es muß diesbezüglich auf die einschlägige Literatur¹⁾ verwiesen werden.

Wenn in eine Beton- bzw. Stahlbetondecke Heizregister eingegossen oder eingestampft werden, dann haften die Rohre genau so fest am Beton wie die Bewehrungsstähle. Eine Ausnahme besteht nur beim Magerbeton mit einem Mischungsverhältnis über 1:6, der aber für Decken kaum Verwendung findet. Es muß also damit gerechnet werden, daß die durch die Beheizung der Rohre hervorgerufene Längenänderung in der Decke zusätzliche Spannungen erzeugt, weil die Wärmedehnzahl der Rohre im Mittel $10^6 \cdot \alpha = 10/^\circ\text{C}$, für Beton in feuchtem Zustand $10^6 \cdot \alpha = 15/^\circ\text{C}$ und bei trockenem Beton nach längerem Heizen immer noch $10^6 \cdot \alpha = 11,5/^\circ\text{C}$ beträgt. Wenn man zunächst davon absieht, daß die Temperatur der Rohre je nach den gewählten Rohrabständen um einige Grad Celsius höher ist als die mittlere Temperatur des Betons, dann ergibt sich aus den verschiedenen Wärmedehnzahlen eine größere Dehnung des Betons als beim Rohr. Die Rohre würden gegenüber dem sie umgebenden Beton eine Verkürzung erfahren. Die Rohrquerschnitte wären also auf Zug beansprucht, d. h. sie würden in dem unteren Teil der Decke eine Druckbeanspruchung erzeugen. Der untere Teil des Deckenquerschnittes wird, wie vorstehend erläutert, durch Nutzlast und Eigengewicht auf Zug beansprucht und zur Aufnahme dieser Zugbeanspruchung in der Regel durch Einlagen verstärkt. Die durch die Beheizung entstehende zusätzliche Druckbeanspruchung dieses Querschnittes würde also der Normalbeanspruchung entgegenwirken und eine Entlastung der Decke zur Folge haben. Die Wirkung der Beheizung auf die Decke wäre also in diesem äußersten Falle, unter der Annahme, daß die Temperaturen von Beton und Heizrohren gleich sind, durchaus günstig.

In Wirklichkeit ist die Temperatur der Heizrohre auch im Beharrungszustand wesentlich höher als die mittlere Temperatur der Betondecke. Der Temperaturunterschied ist von dem Wert $\frac{1}{\cos(m l/2)}$ abhängig und wird um so größer, je mehr die Rohre voneinander entfernt sind. Für mittlere Verhältnisse kann damit gerechnet werden, daß die Betontemperatur um 10 bis 20 °C niedriger ist als die Rohrtemperatur. Bei bekannter Deckenbauart und gegebenem Rohrabstand

¹⁾ Siehe Hütte, III. Bd. (1936), S. 166 ff Abschnitt Eisenbetonbau.

lassen sich die genauen Werte aus den Zahlen- und Bildtafeln des Abschnittes II, Teil B 4 und 5 bestimmen.

Infolge dieses Temperaturunterschiedes wird die Längenänderung des Betons geringer, als den Wärmedehnzahlen entspricht, und gleicht sich derjenigen der Rohre an. Es kann sogar leicht vorkommen, daß bei größeren Temperaturunterschieden die Dehnung der Rohre größer ist als diejenige vom Beton, so daß sich eine zusätzliche Zugbeanspruchung im unteren Teil des Deckenquerschnittes ergibt. Dabei kann es infolge Überschreitung der zulässigen Belastung des Eisenbetonquerschnittes zur Bildung von Rissen und zum Abplatzen des Deckenputzes kommen. Diese Gefahr besteht ganz besonders beim Anheizen, weil dann der Temperaturunterschied noch größer ist als im Beharrungszustand.

Um also gefährliche Wärmespannungen in einer beheizten Betondecke zu vermeiden, darf der Abstand der Heizrohre nicht zu groß gewählt werden, wenn nicht gleichzeitig dafür gesorgt wird, daß der Wärmeübergang von Rohr an Beton verbessert wird, was z. B. durch die Anordnung von Rippen auf der Außenseite der Rohre erreicht werden kann. Außerdem ist darauf zu achten, daß das Aufheizen der Decke nicht zu rasch erfolgt, daß also der Temperaturunterschied zwischen Rohr und Beton nicht zu groß wird. Es kommt dabei weniger darauf an, daß eine bestimmte Vorlauftemperatur nicht überschritten wird, sondern es ist darauf zu achten, daß der Temperaturunterschied zwischen Vorlauf und Rücklauf keinen zu hohen Wert annimmt. Die Vorlauftemperatur kann dabei unbedenklich auf 80 °C und mehr gesteigert werden.

Die Gefahr einer unzulässig hohen Wärmespannung ist um so größer, je höher die normale Vorlauftemperatur einer Anlage ist. D. h. bei einer Decke, die für 55 °C höchste Vorlauftemperatur bemessen ist, wird auch bei ungeschicktester Bedienung, z. B. beim plötzlichen Öffnen einer Gruppenabsperrung, der Unterschied zwischen Vorlauf- und Rücklauftemperatur kaum größer werden als 25 bis 30 °C, wobei keine nachteiligen Folgen auftreten. Dagegen kann bei einer Vorlauftemperatur von 80 °C der Temperaturunterschied leicht auf 50 bis 60 °C ansteigen. Ein solch großer Unterschied zwischen Vor- und Rücklauf, der einen entsprechend großen Unterschied zwischen Heizrohr und Beton ergibt, kann eine Decke bzw. den Putz stark gefährden.

Es ist deshalb bei größeren Anlagen mit Vorlauftemperaturen über 60 °C und mehreren Gruppen zu empfehlen, Vorkehrungen zu treffen, die ein zu schnelles Anheizen und ein Ansteigen der Vorlauftemperatur über einen einstellbaren Höchstwert verhindern. Dieser Forderung wird in Zukunft mehr Beachtung zu schenken sein, weil bei der weiteren Entwicklung der Strahlungsheizung durch die Anwendung höherer Temperaturen eine Verminderung der Anlagekosten erreicht werden kann.

In diesem Zusammenhang sei noch auf die besonders im Ausland erhobene und auch in Deutschland aufgegriffene Forderung hingewiesen, daß die Heizrohre als Bewehrung¹⁾ der Decke berücksichtigt werden sollen. Aus vorstehenden Ausführungen geht hervor, daß ein solches Verfahren nur bei niedrigen Wassertemperaturen bis etwa 50 °C mit Sicherheit anwendbar ist, wobei noch Voraussetzung wäre, daß die Heizrohre bis zu den Auflagen der Decke durchgehen, was bei den bisherigen Registerformen nicht der Fall ist. Bei höheren Wassertemperaturen und schnellem Anheizen würden die Rohre nicht nur keine Zugkräfte aufnehmen können, sondern infolge der großen Dehnung noch eine zusätzliche Belastung des Deckenquerschnittes hervorrufen. Es ist also bei der Anwendung eines derartigen Verfahrens, besonders hinsichtlich der anzuwendenden Wassertemperaturen, Vorsicht geboten²⁾.

Die Richtigkeit vorstehender Anschauungen konnte durch die inzwischen neuerdings vorgenommenen praktischen Erprobungen (siehe Fußnoten 1 u. 2) und daraus zu folgernden Schlüsse nicht bestritten werden. Daß die baulichen Erfahrungen an ausgeführten Betondecken mit Strahlungsheizung als durchweg gut geschildert werden, war zu erwarten.

Schreier gibt an, daß die Dehnungen und Durchbiegungen bei vielfach beheizten, selbst unter sehr ungünstigen Bedingungen beanspruchten Decken wohl größer sind als bei unbeheizten Decken, in ihren Ausmaßen aber in durchaus erträglichen Grenzen bleiben.

Die Ribbildungen sind bei den beheizten Decken etwa doppelt so stark aufgetreten als bei unbeheizten Decken. Die Risse waren durchweg nur Haarrisse. Die Ribstärken unter der Normallast sind unter 0,15 mm geblieben. Wesentlich ist auch der einwandfreie Nachweis durch die Düsseldorfer Versuche, daß ein über die Güte eines Normalbetons hinausgehender besserer Beton für die Verwendung bei Stahlbetondecken mit Heizrohren als Bewehrung nicht zweckmäßig ist. Die Bruchversuche zeigten auch, daß die Güte und Haftfestigkeit des Betons der beheizten Decken durch die Beheizung nicht leiden.

Zusammengefaßt kann zur Frage der Bewehrung durch Heizrohre nach dem heutigen Stand etwa folgendermaßen geurteilt werden.

1) O. Graf. Über die Verwendung der Rohre von Deckenheizungen als Bewehrung von Eisenbetondecken. Beton u. Eisen Bd. 38 (1939), S. 333/9 siehe auch Ges.-Ing., Bd. 63 (1940), S. 145/7.

P. Schreier. Versuche mit Rohren von Deckenheizungen als Bewehrung von Eisenbetondecken. Beton u. Eisen, Bd. 38 (1939), S. 345/52.

H. v. Sartorius. Die erstmalig baupraktische Ausführung und konstruktive Durchbildung der Deckenheizung als Bewehrung in Großdeutschland. Beton u. Eisen, Bd. 38 (1939), S. 352/6.

2) M. Ros. Bewehrte Betondecken mit Strahlungsheizung System Gebrüder Sulzer, Winterthur. Schweiz. Bauztg., Bd. 118 (1941), S. 161/5 u. 169/72, siehe auch Z. VDI., Bd. 86 (1942), S. 252/4.

Die Anwendung der Heizrohre als Bewehrung¹⁾ ist gegeben unter Beachtung der notwendigen technischen Forderungen wie Verwendung von einwandfreiem Beton, nicht zu frühes Heizen, um die richtige Erhärtung durch zu raschen Wasserentzug nicht zu stören, Verwendung von gut entrosteter Sonderstähle für die Heizrohre zumindest nicht unter der Güte der sonst üblichen Bewehrungsstähle, Vermeidung der inneren Rostung der Heizrohre, sachgemäße und sorgfältige Berechnung sowie Ausführung der Bewehrung nach den anerkannten Regeln des Stahlbetonbaues und vor allem langsames Aufheizen (vorgeschlagen wird etwa 2 °C je Stunde) bis zu einer zu sichernden Höchsttemperatur von 55 °C sowie geringe Temperaturschwankungen in den Heizrohren.

Verschiedene Gründe sprechen jedoch dafür, außer den Heizrohren noch eine Zusatzbewehrung vorzusehen. Die Eidgen. Material-Prüfungsanstalt gibt die Gründe hierzu wie folgt an:

1. die größere Freiheit der konstruktiven Deckengestaltung,
2. die Verminderung der Durchbiegungen und der Ribbildung der Strahlungsdecken,
3. die heiz- und bautechnische gleichmäßigere und deshalb günstigere Ausbildung des Temperaturfeldes und der Wärmespeicherung,
4. die Notwendigkeit der Schubsicherung, insbesondere bei schwer belasteten und weitgespannten Decken,
5. die Möglichkeit korrodierender Angriffe im Heizrohrinneren, vornehmlich bei späterer Anwendung von Reinigungsmitteln für das Heizwasser,
6. die mögliche zu rasche (rd. 2° je Stunde übersteigende) Aufheizgeschwindigkeit,
7. die Unmöglichkeit, den Einfluß eines nicht homogenen Temperaturfeldes in einem Verbundkörper, wie es die bewehrte Betondecke ist, insbesondere auf die Dauerfestigkeit und Ermüdung rechnerisch einwandfrei zu erfassen.

Die von der Düsseldorfer Baupolizei erhobene Forderung, daß bei völliger Ausschaltung der Heizrohre die Zusatzbewehrung allein in der Lage sein muß, die auftretenden Momente und Kräfte aufzunehmen, ohne daß die Fließgrenze des Stahles erreicht wird, mit der weiteren Forderung, der auf jeden Fall auszuschließenden Korrosion durch das Leitungswasser oder durch Luftzutritt in das Heiznetz, ist nach dem heutigen technischen Stand sowohl der Bau- wie auch Heizungstechnik durchaus gerechtfertigt, trotz günstigerer Beurteilung namentlich von

¹⁾ v. Sartorius gibt die Ersparnis bei einem Verwaltungsgebäude mit 8 Stockwerken von je 850 m² Grundfläche zu 5,5 % der Gesamtbewehrung bei Verwendung von Heizrohren an. Insgesamt waren 110 to Bewehrungsstahl erforderlich. Die Heizrohre erforderten 9 to Stahl, davon konnten 6,5 to als Bewehrung ausgenutzt werden.

ausländischer Seite. Zu Beginn der Entwicklung der Bewehrung von Stahlbetondecken durch Heizrohre würde eine zu weitgehende Anerkennung dieser in bautechnischer Hinsicht nur nachteilig sein, das die ausländischen Anlagen nicht entkräftigen können, da gerade in den letzten Jahren größere Bauunglücke durch ungenügende Beaufsichtigung und Nichteinhaltung der anerkannten Regeln des Stahlbetonbaues von dort gemeldet wurden.

Nachstehend werden verschiedene Ausführungen beheizter Decken beschrieben, und zwar zunächst solche, bei denen die Rohrregister schon bei der Herstellung der Decke mit eingebaut werden.

In Bild 89 ist eine Deckenbauart dargestellt, die sehr häufig verwendet wird. Die Rohrregister werden dabei auf der Schalung montiert, und zwar so, daß zwischen der Unterkante der Rohre und der Schalung noch genügend Platz für die Bewehrungsstähle bleibt. Hierfür werden

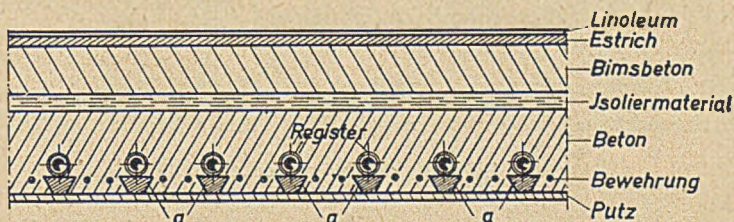


Bild 89. Vollbetondecke.

Betonklötze von 2 bis 4 cm Höhe verwendet, die in besonderen Formen mit schrägen Seitenflächen hergestellt werden, um ein sicheres Haften in der Decke zu erreichen. Diese Betonklötze sind nur wenige Zentimeter lang, so daß sie kein Hindernis für die Stähle bilden. Bei kreuzweiser Bewehrung ist darauf zu achten, daß die Stähle beim Guß der Decke etwas angehoben werden müssen, damit sie vollständig von Beton umgeben sind. Die Höhe der Betonklötze ist also genügend groß zu wählen. Die Bewehrungsstäbe können entweder vor oder nach der Verlegung der Register eingebracht werden. Die Einlagen sind auf alle Fälle unterhalb der Rohre anzuordnen, und zwar sowohl mit Rücksicht auf die Festigkeit der Decke als auch auf die Wärmeübertragung nach unten.

Für den tragenden Teil der Decke ist ein plastischer Beton, also kein Gußbeton, zu verwenden. Der Beton ist nach dem Aufbringen leicht einzustampfen. Die Zusammensetzung des Betons hat nach den Erfordernissen der Festigkeitsrechnung zu erfolgen. Als Zement wird zweckmäßig ein Portland- oder Eisenportlandzement verwendet. Als Zuschlag ist ein scharfkantiger Sand gegebenenfalls Splitt zu verwenden. Die Abbindezeit beträgt mindestens 14 Tage.

Über dieser Stahlbetondecke, die die Heizregister enthält, ist eine genügend wirkungsvolle Abdämmung anzubringen. Hierfür kann entweder Kork oder ein anderer Isolierstoff, wie Heraklith, Telamatten oder dgl., verwendet werden. Durch die Anordnung einer Schicht Bimsbeton von 8 bis 12 cm Stärke wird die Wärmedämmung der Decke nach oben wesentlich verbessert. Auf diese Bimsbetonschicht kommt dann ein Estrich mit Linoleum oder ein Holzfußboden normaler Ausführung. Bei einer derart ausgebildeten Decke wird eine übermäßige Erwärmung des darüberliegenden Fußbodens sicher vermieden. Wenn es sich um eine beheizte Decke handelt, die als flaches Dach verwendet wird, dann ist eine weitere Verstärkung der Wärmeabdämmung nach oben angebracht.

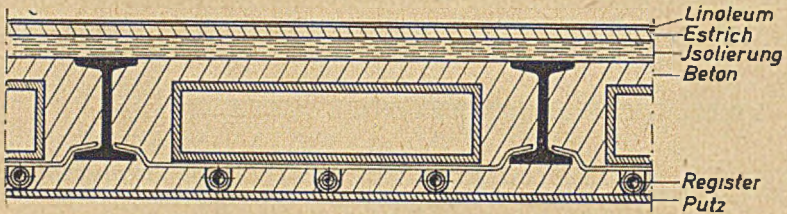


Bild 90. Stahlträgerdecke.

Die Decke muß gut ausgetrocknet sein, bevor der Estrich aufgebracht wird, weil sonst die Gefahr besteht, daß sich der Linoleumbelag wirft. Steinholzestrich mit Magnesiumchlorid ist unbedingt zu vermeiden weil hierdurch auch einbetonierte Rohre zerstört werden können.

Als Putz wird ein Zementputz verwendet, der nur so stark aufgetragen wird, daß die Unebenheiten der Deckenschalung ausgeglichen werden. Bei einer gut gearbeiteten Schalung genügt eine Putzstärke von wenigen Millimetern. Hierbei ist besonders darauf zu achten, daß die Decke vor dem Aufbringen des Putzes gut angefeuchtet wird. Diese Forderung gilt zwar auch für eine unbeheizte Decke, ist aber gerade bei einer beheizten Decke besonders wichtig. Bei Ausführung eines Weißkalkmörtel-Putzes wird auf die naß abgebürstete Decke zunächst eine dünne Zementschlempe aufgetragen. Nach drei Tagen wird auf diesen Zementauftrag eine Schicht Weißkalkmörtel von etwa 3 mm Stärke aufgetragen. Nach gründlichem Austrocknen wird die Decke gestrichen.

Es können selbstverständlich auch andere Putzarten verwendet werden. Man hat aber in allen Fällen darauf zu achten, daß der Putz nicht stärker aufgetragen wird, als unbedingt nötig, einmal weil durch eine starke Putzschicht die Wärmeübertragung nach unten vermindert wird und weil andererseits ein dicker Putz gegenüber Temperaturänderungen empfindlicher ist als ein dünner Putzaufstrich.

Bei der in Bild 90 dargestellten Stahlträgerdecke werden die Rohre ebenfalls auf der Schalung montiert. Um den Abstand von Unterkante des Trägers bis Unterkante der Decke so gering wie möglich zu halten, können hier die Betonklötzchen als Unterstützung weggelassen werden. Die Rohre werden dann an einem geeigneten Traggerüst an den Trägern aufgehängt.

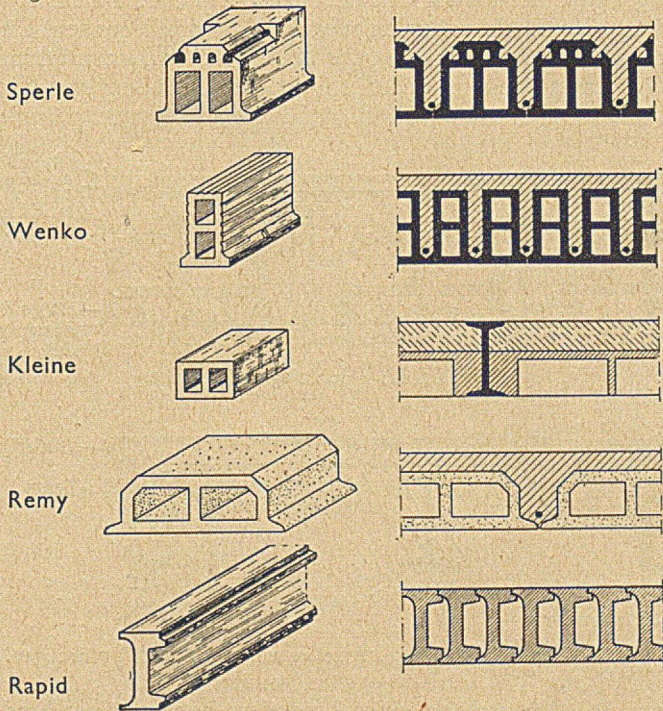


Bild 91. Rohrbaudecken nach verschiedenen Systemen¹⁾.

Die Zwischenräume zwischen den Trägern werden als Hohlräume ausgebildet, um den Wärmefluß nach oben klein zu halten und um das Gewicht der Decke zu vermindern. Über den Trägern wird außerdem eine durchgehende Schicht eines Isolierstoffes angebracht. Zur Erhöhung der Isolierwirkung kann der obere Teil der Betonschicht in Bimsbeton ausgeführt werden.

Die bekannten Hohlziegelsteindecken z. B. nach Sperle, Wenko, Kleine, Remy, Rapid (Bild 91) u. a. sind zur Ausführung der Strahlungsheizung gleich gut geeignet, wenn wie im Bild unter den Hohlziegelsteinen eine zur Aufnahme der Rohrregister hinreichend starke Betonschicht vorgesehen wird.

¹⁾ R. Stegemann. Vom wirtschaftlichen Bauen. Dresden, Oscar Laube 1930.

Bei der Hohlziegelsteindecke des Bildes 92 werden die Rohre wie bei Bild 89 und 90 auf der Schalung montiert. Auch hier kann durch Verwendung einer Schicht Bimsbeton eine Erhöhung der Isolierwirkung erzielt werden.

Die Stahlträgerdecke des Bildes 93 mit sichtbaren Unterzügen stellt eine weniger gute Lösung für eine beheizte Decke dar. Zunächst wird die Abstrahlung der Deckenoberfläche durch die freiliegenden Unterzüge behindert, so daß die Wärmeabgabe einer solchen Decke geringer sein wird als bei einer Decke mit ebener Oberfläche. Außerdem ist zwischen den Heizrohren und dem darüberliegenden Fußboden sehr wenig Platz,

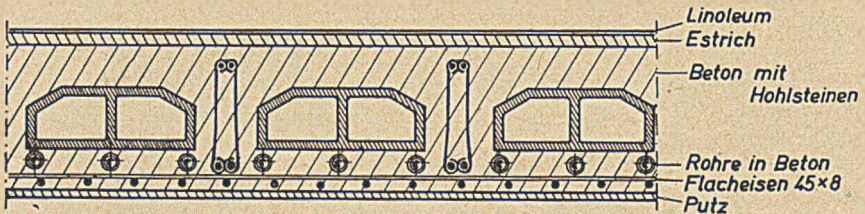


Bild 92. Hohlziegelsteindecke.

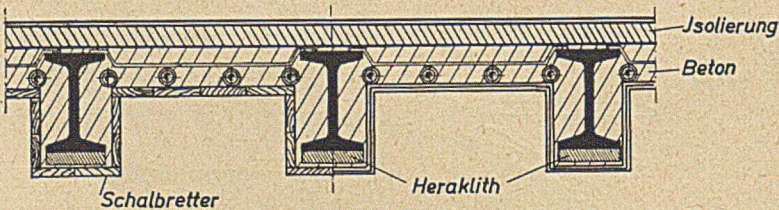


Bild 93. Decke in Stahlkonstruktion mit sichtbaren Unterzügen.

so daß nur bei Anwendung einer besonders hochwertiger und damit entsprechend teureren Isolierung eine zu hohe Erwärmung des Fußbodens verhindert werden kann. Ferner würde bei der dargestellten Decke der Anschluß der Register auf Schwierigkeiten stoßen, weil die Anschlußleitungen teilweise durch die eisernen Träger hindurch geführt werden müßten.

Anschließend werden einige Deckenausführungen beschrieben, bei denen die Rohre erst nachträglich eingebaut werden. Diese Bauarten werden sowohl bei Altbauten angewendet, wenn eine Strahlungsheizung in ein bereits bestehendes Gebäude eingebaut werden soll, als auch bei Neubauten, wenn große Spannweiten vorhanden sind, zu deren Überbrückung eine Massivdecke zu schwer werden würde.

Bei der in Bild 94 dargestellten Rippendecke werden die Register und Anschlußleitungen erst nach dem Ausschalen der Rippendecke aufgebracht, weil sonst die Schalung nicht mehr entfernt werden kann. Die

Rohre müssen also an der Decke aufgehängt werden. Als Befestigungen können entweder eiserne Haken mit einbetoniert werden oder man verwendet Ankerschienen, die vor dem Betonieren auf die Deckenschalung gelegt werden und die zur Aufnahme von Befestigungsschrauben dienen. Vor dem Einbau der Rohre wird eine Dämmschicht, am besten Korkplatten, in den Hohlräumen zwischen den Rippen befestigt. Dann

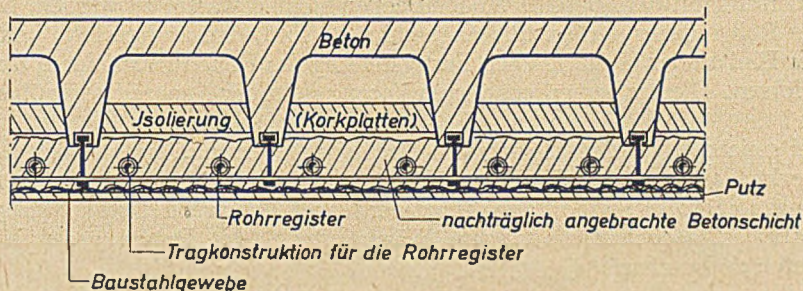


Bild 94. Betonrippendecke (Koenendecke).

werden die Register samt den Anschlüssen angebracht, ausgerichtet und abgepreßt. Anschließend wird ein weitmaschiges Baustahlgewebe unterhalb der Rohre befestigt, und durch dieses Gewebe hindurch wird ein mäßig weicher Beton zwischen die Röhren gebracht, so daß diese vollständig im Beton liegen. Bei größeren Bauten kann hier das Torkret-Spritzverfahren angewendet werden. Es empfiehlt sich, diese Betonschicht auf der ganzen Fläche der Decke anzubringen, also auch an solchen Stellen, wo keine Rohre liegen. Die Schicht kann dort etwas dünner aufgetragen werden.

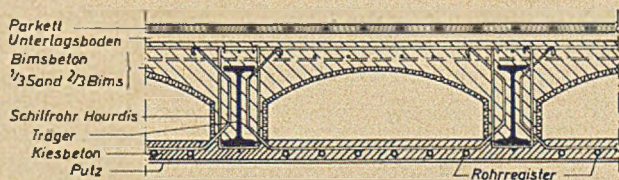


Bild 95. Stahlträgerdecke mit Betonunterdecke.

Bei der in Bild 95 gezeigten Stahlträgerdecke¹⁾ werden die Heizschlangen in einer an den Trägern frei hängenden 6 cm starken Betonplatte einbetoniert. Zur Wärmedämmung nach oben ist eine Abdämmung zwischen den Trägern und der Betonplatte zweckmäßig. Durch die Ausbildung des tragenden Gerippes in Bimsbeton wird die Wärmeübertragung nach oben eingeschränkt.

¹⁾ M. Hottinger. Strahlungsheizung, Lüftung und Kühlung eines großen Warenhauses. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 117/21 u. 129/34.

Das Bild 96 zeigt die Ausführung einer Decke, die gleichzeitig die Dachhaut trägt. Auch hier sind die Rohrregister in der aufgehängten Betonplatte untergebracht.

Der nachträgliche Einbau der Register hat gegenüber der Ausführung nach Bild 92 den Vorzug, daß der Einbau der Heizflächen unabhängig von der Durchführung der Betonarbeiten wird. Es braucht also einerseits mit dem Betonieren der Decken nicht gewartet zu werden, bis die Rohrregister verlegt und angeschlossen sind, und andererseits kann der Einbau der Heizung nach Fertigstellung des Rohbaues in einem Zug erfolgen. Diesem bemerkenswerten Vorzug steht der Nachteil gegenüber, daß die ganze Decke wesentlich umständlicher in ihrem Aufbau wird als bei gleichzeitiger Ausführung von Decke und Heizung. Es sei noch bemerkt, daß an Stelle der Betonschicht auch eine Putzschicht, die allerdings mit großer Sorgfalt ausgeführt werden muß, verwendet werden kann. Dabei ist jedoch die geringere Wärmeleitzahl des Putzes gegenüber Beton zu beachten.

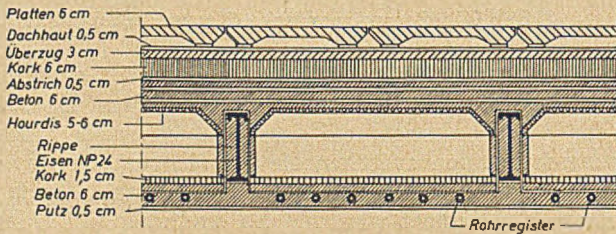
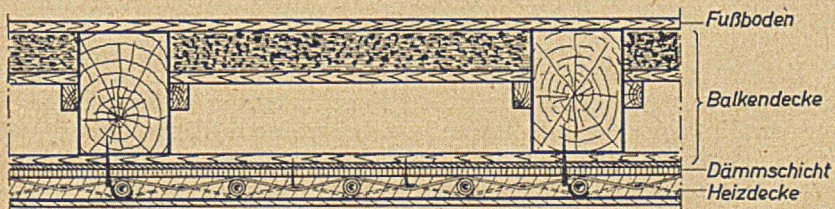
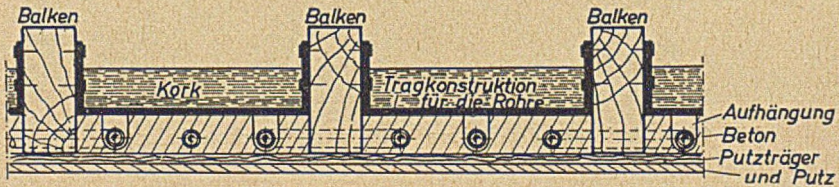
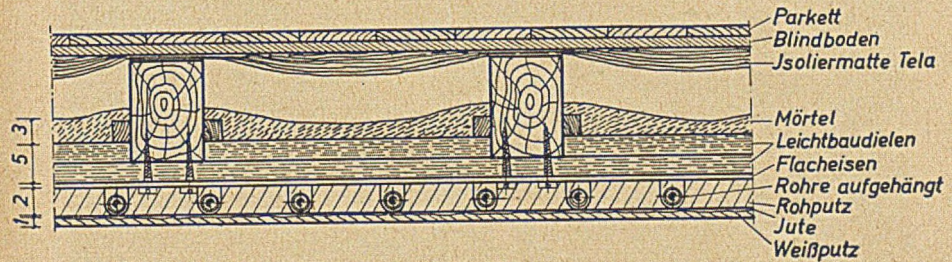
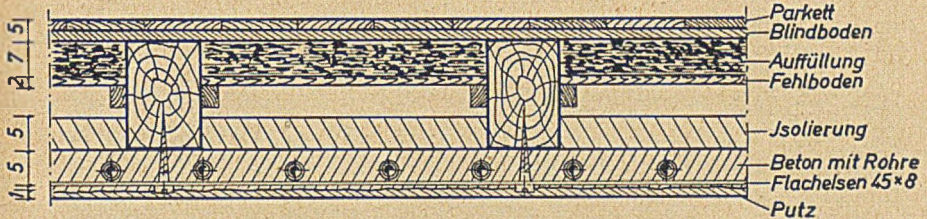
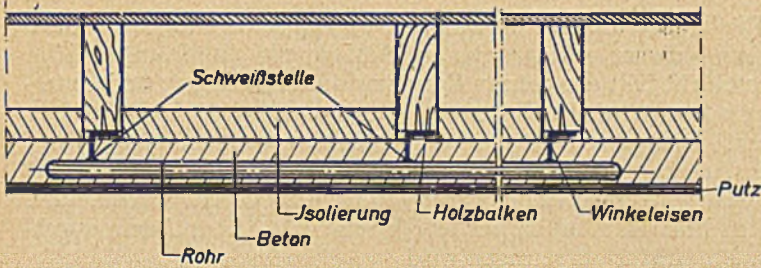


Bild 96. Stahlträgerdecke mit Dachhaut.

Die Holzbalkendecken nach den Bildern 97 bis 101 gehören ebenfalls zu den Deckenbauarten, bei denen die Einbringung der Heizregister erst nach Fertigstellung des Tragwerkes ausgeführt wird. Die Rohre (Bilder 97, 98 u. 99) werden an Formstählen aufgehängt, die auf der Unterseite der Deckenbalken befestigt werden. Wie bei der Betonrippendecke ist die Wärmedämmung zwischen den Balken angebracht. Auch hier wird zweckmäßig eine Betonschicht, die gleichzeitig als Putzträger dient, für die Aufnahme der Rohre verwendet. Hierfür wird eine besondere Schalung erforderlich.

Bei den in Bildern 97, 98 u. 99 dargestellten Ausführungen werden die Rohre frei unterhalb der Balken aufgehängt, so daß Kreuzungen mit den Tragbalken nicht vorkommen. Dies bedingt aber, daß die Betonschicht auch an solchen Stellen in voller Höhe ausgeführt werden muß, an denen keine Rohre verlegt sind. Dadurch wird die Decke schwer und teuer.

Bei der Holzbalkendecke des Bildes 100 sind die Balken so zu bemessen, daß sie auf ihrer Unterseite auf Rohrdicke angeschnitten werden können, um die Querverbindungen und Anschlüsse der Rohre durchzu-



Bilder 97, 98, 99, 100 u. 101. Holzbalkendecken.

lassen. Die Trägerüste für die Register werden seitlich an den Balken befestigt und dienen gleichzeitig als Auflage für die Dämmschicht. Die Betonschicht füllt den ganzen Raum zwischen Isolierung und Unterkannte Rohr aus. Auf der Unterseite der Balken wird ein Putzträger angebracht, wozu vorteilhaft ein Metallgewebe verwendet wird.

Diese Ausführung hat den Vorzug, daß die Betonschicht nur in den Deckenfeldern angebracht werden muß, die beheizt werden. Die unbeheizten Flächen erhalten nur eine Putzschicht, die auf dem durchlaufenden Putzträger aufgetragen wird.

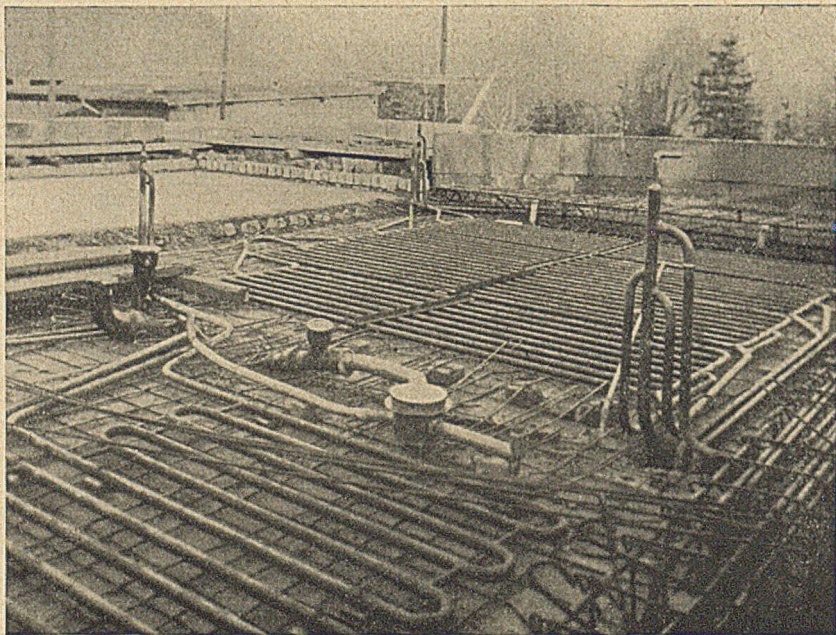


Bild 102. Verlegung der Rohrregister auf der Deckenschalung.

Das Bild 101 ist eine Holzbalkendecke mit nachträglich eingebauter Gitterrohrheizdecke¹⁾, die natürlich in gleicher Weise auch für übliche Rohrregister verwendet werden kann (siehe Bild 98).

Bei den Holzbalkendecken der Bilder 97 bis 101 kann die Betonschicht, die zur Aufnahme der Rohre dient, entweder von unten her durch das Metallgewebe aufgetragen bzw. bei größeren Flächen gespritzt werden, oder man bringt an der Unterseite der Balken eine Schalung an und bringt den Beton in gewohnter Weise von oben ein. In beiden

¹⁾ Siehe die Bilder 118 und 119 mit Erläuterungen.

Fällen wird die Dämmschicht erst nach dem Betonieren angebracht, um die Ausführung der Arbeiten gut überwachen zu können und um sicher zu gehen, daß die Rohre vollständig im Beton eingebettet sind.

Bei Holzbalkendecken, die zur Aufnahme von Strahlungsheizflächen bestimmt sind, ist darauf zu achten, daß gut luftgetrockenes Holz verwendet wird, um das Schwinden der Hölzer, das infolge der Beheizung unvermeidlich ist, auf ein Mindestmaß zu beschränken. Wenn genügend Zeit zur Verfügung steht, wird man zur Beschleunigung der Austrocknung, die freiliegenden Register einige Zeit in Betrieb nehmen und die Betonschicht erst nachher anbringen.

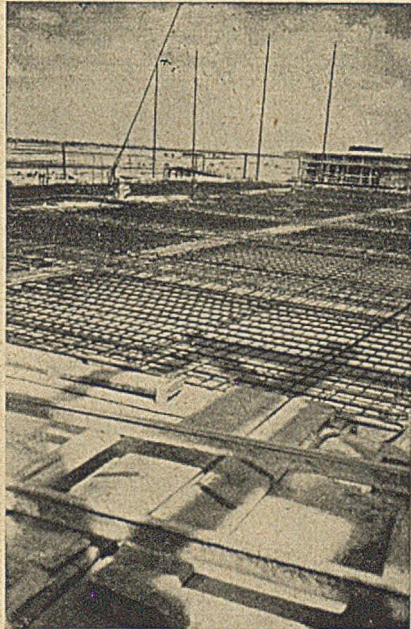


Bild 103. Verlegte Heizrohrregister eines größeren Verwaltungsgebäudes.

In den Bildern 102 bis 111 sind einige Strahlungsheizungen während der Verlegung der Rohrregister¹⁾ und -anschlüsse dargestellt.

Die Bilder 102 und 105 zeigen die im II. Teil, Abschnitt B 9 beschriebene Anlage, an der die Temperaturmessungen durchgeführt wurden. Wie schon erwähnt, handelt es sich hier um eine Schwerkraftheizung, bei der verhältnismäßig große Rohrquerschnitte notwendig

¹⁾ In dem angegebenen Literaturnachweis, III. Teil B 3a, enthalten die Aufsätze Nr. 9, 17, 18, 54, 64, 67 u. 76 ebenfalls derartige Montagebilder.

waren. Um den Druckabfall der großen Register so gering wie möglich zu machen, wurden diese Register nicht, wie sonst üblich, als ein mehrfach gewundener Rohrzug ausgeführt, sondern es wurden für jedes Register eine Anzahl gerader Rohre zwischen zwei Sammelstücken verlegt. Damit wurde der Stromkreis des Wasserumlaufes wesentlich verkürzt.

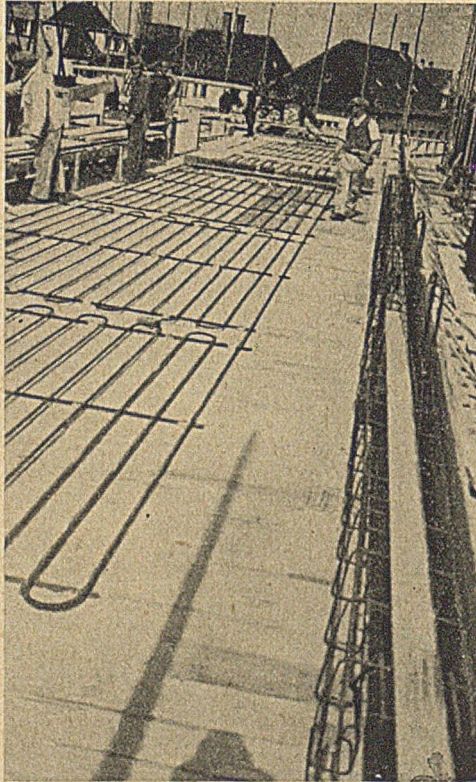


Bild 104. Verlegte Heizrohrregister eines Wohnhausblockes.

In Bild 102 sind im Hintergrund die aus geraden Rohren bestehenden Register zu erkennen. Im Vordergrund sind kleinere Register üblicher Form zu sehen. Man kann außerdem deutlich die Lagerung der Register auf der Schalung mittels Betonklötzen erkennen. Die Lagerung und Ausrichtung zwar bei dieser Schwerkraftheizung besonders wichtig, weil keine Umwälzpumpe für die Entfernung von Luftblasen zur Verfügung stand und weil schon geringe Mengen Luft zu Umlaufstörungen geführt hätten. Bei Registern mit Schwerkraftumlauf ist der Vorlaufanschluß der höchste Punkt von Register und Anschluß-

leitung. Von hier ab sind die Rohre mit stetigem Gefälle bis zum Rücklaufstrang zu verlegen. Die Luft muß also entgegen der Wasserbewegung entfernt werden, und dies bedingt eine besonders sorgfältige Verlegung.

Bild 105 zeigt dieselbe Decke von einer anderen Seite gesehen.

In den Bildern 106 und 107 ist der Einbau der Heizregister einer Pumpenheizung dargestellt. Die Register und Anschlußleitungen sind aus nahtlosen Rohren von $\frac{3}{4}$ " l.W. ausgeführt und wurden auf der

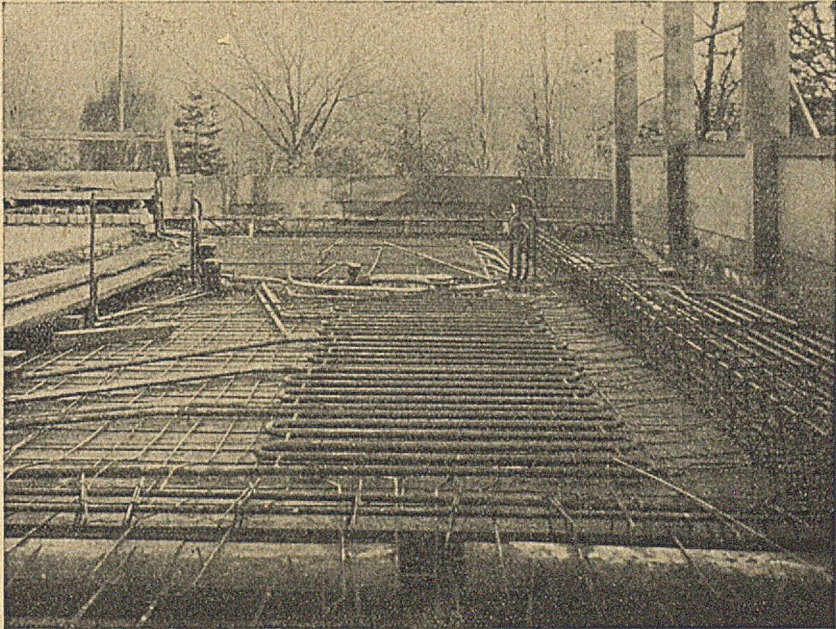


Bild 105. Deckenschalung mit aufgebrachtten Rohrregistern.
(Rohrschlangen für Schwerkraftwarmwasserheizung.)

Deckenschalung montiert. Die Decke ist als stark bewehrte Massivdecke von 14 und 20 cm Stärke ausgeführt. Über der Betondecke wurde als Isolierung eine Lage Telamatten verlegt und darüber zur Erhöhung der Dämmwirkung eine Bimsbetonschicht von 10 und 14 cm Stärke aufgetragen. Als Fußbodenbelag ist Linoleum auf Estrich verlegt.

Die Wirkung der angewendeten Wärmedämmung war so gut, daß beim Probetrieb mit einer Vorlauftemperatur von 80 °C auch nach mehrtägigem Heizen eine nennenswerte Temperaturerhöhung des über den Heizflächen liegenden Fußbodens nicht festzustellen war.

In demselben Gebäude befindet sich eine offene Vorhalle von 3 m Tiefe und 22 m Länge, die zum Aushang von Zeitungen und Zeitschriften dient. Für diese Vorhalle wurde, um dem Publikum auch im Winter einen angenehmen Aufenthalt zu bieten, trotz der zu erwartenden höheren Betriebskosten eine Strahlungsheizung ausgeführt. Die Register

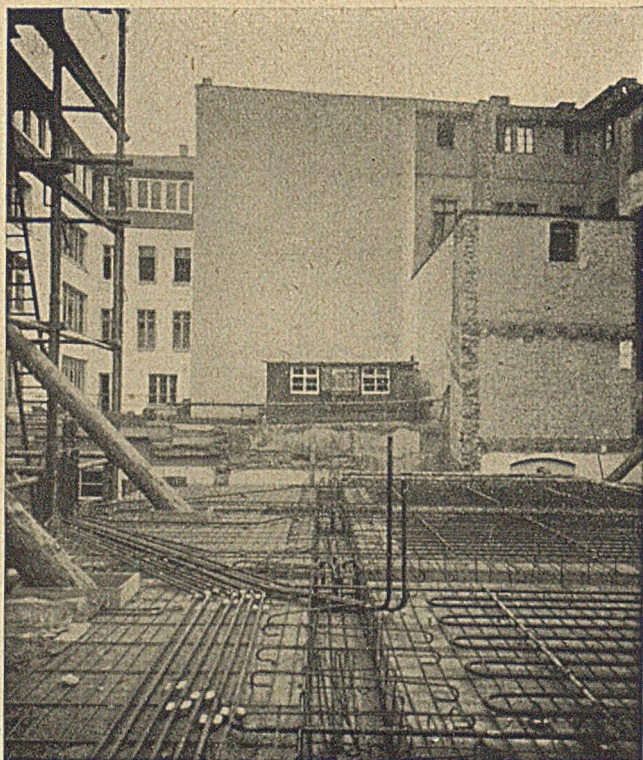


Bild 106. Verlegung der Rohrregister auf der Schalung.

für diesen Teil der Decke sind mit geringem Rohrabstand verlegt, um eine hohe Oberflächentemperatur zu erreichen. Außerdem wurden die Anschlußleitungen zu dieser Gruppe getrennt zum Heizraum geführt und so geschaltet, daß sie mit höherer Temperatur betrieben werden können, als die übrige Strahlungsheizung, die mit dem Rücklaufwasser der Radiatorengruppe betrieben wird. Die Decke dieses Teiles ist genau so ausgeführt wie die der Strahlungsheizung der inneren Räume, sie erhielt aber wegen der höheren Temperaturen eine doppelte Isolierung.

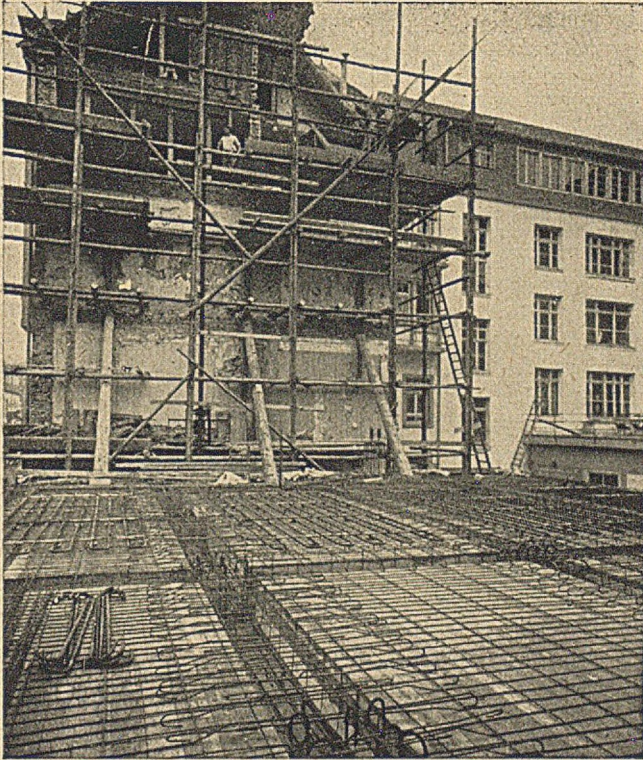


Bild 107. Verlegung der Rohrregister auf der Schalung.

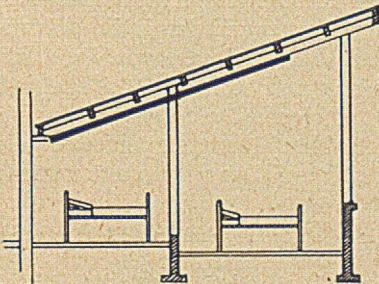


Bild 108.

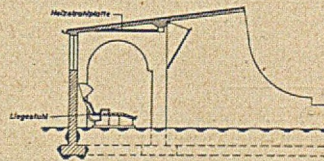


Bild 109.

Strahlungsheizungen offener Liegehallen.

Zur Heizung offener Hallen ist gerade die Strahlungsheizung besonders geeignet. Die Anwendung erfolgte mehrfach in Sanatorien¹⁾. Bis jetzt wurden darüber nur gute Erfahrungen bekannt. (Bild 108 und 109.) Die Anordnung der Strahlfläche nach Bild 108 ist nicht besonders günstig, da die Abstrahlverluste nach dem Freien zu, hier nicht unerheblich sind. Besser ist es bei dieser Form der offenen Halle, die Strahlfläche waagrecht (Bild 109) anzuordnen.

In den Bildern 110 und 111 sind zwei andere Decken²⁾ beim Einbetonieren gezeigt. Bei Bild 110 ist deutlich zu erkennen, daß es sich um eine Hohlsteindecke handelt, deren Steine im Hintergrund bereits verlegt sind.

Bis jetzt wurden ausschließlich Deckenbauarten behandelt, bei denen die Heizrohre in einer Betonschicht eingebettet werden, die entweder als tragender Teil der Decke ausgebildet sein kann oder die an der Decke aufgehängt wird. Diese Ausführung ist hinsichtlich der Wärmeübertragung und Verteilung am günstigsten, weil die Wärmeleitfähigkeit λ von Beton von keinem anderen Baustoff erreicht wird, der sich zur Aufnahme der Heizrohre eignen würde. Es ist selbstverständlich möglich, die Rohre anstatt in Beton z. B. in Putz zu verlegen. Diese Anordnung kommt für Rabitzdecken in Frage und wurde im Auslande, hauptsächlich in England, mehrfach angewendet. So beschreibt z. B. E. Schneckenburg (Ges.-Ing. Bd. 54 (1931), S. 65) die Deckenheizung in der Britischen Botschaft in Washington und erwähnt darin auch die Verlegung der Heizregister in Rabitzdecken.

Die Rohre für die Rabitzdecken wurden erst angebracht, nachdem die Betondecken gegossen und ausgeschalt waren. Auf den nach unten durchstehenden Rundstählen der Betondecke wurde das Traggerüst für die Register festgemacht und mit Dämmstoff abgedeckt, um die Wärme nach oben hin abzublenden. Zwischen die fertig ausgerichteten Rohre brachte man dann von unten her kräftig Rohputz, bis dieselben darin eingebettet waren. Der Weißputz wurde aus einem besonderen Mörtel mit einer Gazeeinlage hergestellt.

Bei der Ausführung von beheizten Rabitzdecken muß man sich darüber klar sein, daß die Oberflächentemperatur und damit die Wärmeabgabe der Decke infolge der geringeren Wärmeleitfähigkeit von Putz mit $\lambda_P = 0,7 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$ gegenüber derjenigen von Beton $\lambda_B = 1,2 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$ bei gleichen Rohrabständen und Durchmessern geringer wird. Die Zahlentafeln und Abbildungen über die Oberflächentemperaturen der Decke in Abhängigkeit von Heiztemperatur und Deckenausführung sind

¹⁾ L. J. J. Boer. Elektrische Heizung in offenen Liegehallen. Elektrotechn. Tijdschr. Nr. 2, Februar 1941, S. 114/20.

P. Beck. Was bei der Strahlungsheizung zu prüfen ist. Haustechn. Rdsch., Bd. 44 (1939), S. 63.

²⁾ Die Bilder 110 und 111 sind dem Aufsatz von H. Kämper, Die Deckenstrahlungsheizung, Z. VDI., Bd. 81 (1937), S. 1032/3, entnommen.

hierfür nicht mehr gültig. Die mittlere Deckentemperatur muß in diesem Falle unter Beachtung der für die Rabitzdecke gültigen Werte mittels der Gl. 154, S. 127 ausgerechnet werden. Dabei ist zu beachten, daß die durchgehenden Rundstähle, an denen die Decke aufgehängt ist, die Wärme gut nach oben leiten.

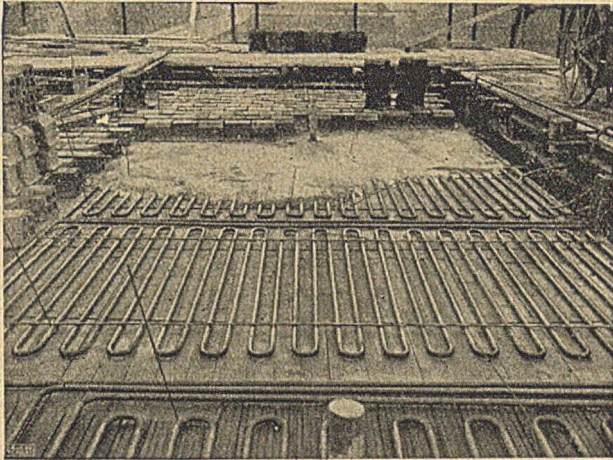


Bild 110. Fertiger Rohreinbau für die Deckenstrahlungsheizung vor dem Einbetonieren.

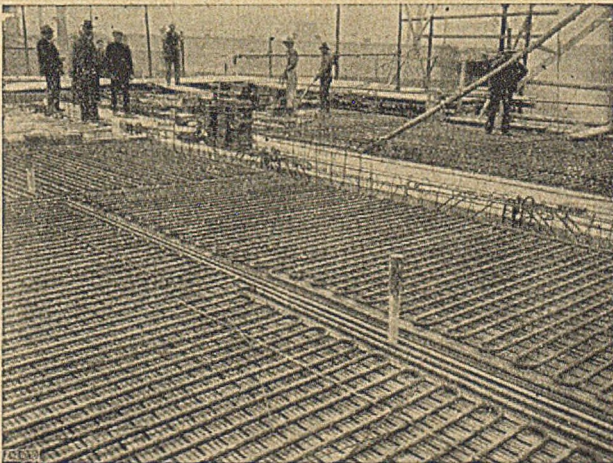


Bild 111. Zustand während des Einbetonierens. Die Hohlsteine sind bereits teilweise aufgebracht.

Außerdem erfordert eine solche Ausführung einen Sonderputz mit einem hochwertigen Mörtel nebst Zusätzen, die die Festigkeit des Putzes erhöhen, sowie die Verwendung eines Gewebes, das von unten in den Weißputz hineingearbeitet werden muß und das die Aufgabe hat, ein Abblättern zu verhindern. Trotzdem wird eine solche Decke weniger Sicherheit gegen ein Abplatzen des Putzes bieten als eine der vorstehend beschriebenen Betondecken, um so mehr, als bis jetzt keine Versuchswerte über die Wärmedehnung einer Putzschicht vorhanden sind, so daß man über den Einfluß der verschiedenen Mörtel und über

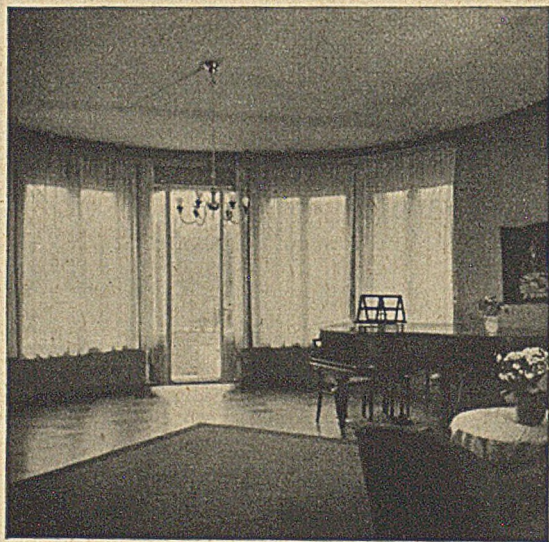


Bild 112. Wohnraum mit Strahlungsheizung.

die zu erwartende Dehnung gegenüber den stählernen Röhren keine Unterlagen besitzt. Man wird deshalb Rabitzdecken bei Deckenheizungen möglichst vermeiden, weil selbst bei Anwendung eines haltbaren Putzes die Wärmeabgabe der Decke geringer ist als bei einer Betondecke, bzw. einer Decke, bei der die Rohre in einer Betonschicht eingebettet sind.

Bild 112 zeigt einen mit Strahlungsheizung ausgerüsteten Raum. Es handelt sich dabei um denselben Raum, in dem die im Abschnitt II, Teil B 9 beschriebenen Versuche durchgeführt wurden. Der im Bild sichtbare Flügel (einer Konzertsängerin) mußte in Räumen, die mit Radiatoren beheizt waren, jährlich einmal gestimmt werden. Er befindet sich nun seit mehreren Jahren in diesem strahlungsbeheizten Raum, ohne daß ein Stimmen notwendig war. Man kann diese Erscheinung damit erklären, daß die Luft in einem Raum mit Strahlungsheizung

weniger hoch erwärmt und damit auch weniger ausgetrocknet wird als bei örtlicher Heizung, so daß die relative Luftfeuchtigkeit während der Heizzeit nicht so sehr von der Feuchtigkeit verschieden ist, wie sie im Sommer vorhanden ist. Der Unterschied der Luftfeuchtigkeit ist aber für Möbel und Gemälde weit schädlicher als ein Temperaturunterschied¹⁾. Diese Erfahrung wurde hauptsächlich in Museen und Gemäldegalerien gesammelt, wo wertvolle alte Möbel und Bilder jahrzehntelang in unbeheizten Räumen starken Temperaturunterschieden im Sommer und Winter ausgesetzt waren, ohne Schaden zu leiden, während nach der Inbetriebnahme einer Sammelheizung, durch welche die Raumluft im Winter stark ausgetrocknet wurde, sich sehr rasch Schäden durch Rissebildung und Verspannung zeigten.

Die Zahl der Abbildungen über ausgeführte oder im Bau befindliche Deckenheizungen ließe sich beliebig vermehren, ohne daß dabei wesentlich Neues gezeigt werden könnte. Es werden deshalb anschließend nur noch einige Deckenausführungen beschrieben, die durch Patente geschützt bzw. besonders bemerkenswert sind.

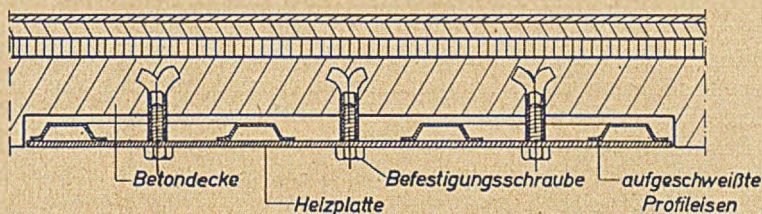


Bild 113. Ausführung einer Deckenheizung nach dem DRP. 519096.

Das DRP. 519096, Klasse 36c, Gruppe 9, von W. Cramer bezieht sich auf den Einbau einer Heizplatte in eine Aussparung der Decke, wobei die Platte gleichzeitig eine Wand des Heizkörpers bildet. Die Kanäle für das Heizmittel werden dabei durch Profile gebildet, die auf der Platte aufgeschweißt werden.

In Bild 113 ist eine Betondecke dargestellt, die mit Aussparungen versehen ist. In dieser Aussparung wird ein Plattenheizkörper untergebracht, dessen Platte bündig mit der Unterkante der Decke liegt. Auf der Oberseite der Platte sind Formstähle aufgeschweißt, die zur Führung des Heizmittels dienen und an die Vorlauf- und Rücklaufleitungen angeschlossen sind. Die Platte mit den aufgeschweißten Profilstählen wird durch Schrauben an der Decke befestigt. Die Unterseite der Platte kann in der Farbe der Decke gestrichen oder emailliert werden. Wenn man die zwischen der Platte und der anschließenden Betondecke auftretende Fuge vermeiden will, wird die Unterkante der

¹⁾ P. Beck. Heizung, Lüftung und Befeuchtung in Kunstsammlungen. Heizg. u. Lüftg., Bd. 8 (1934), S. 108/17 mit weiteren Literaturangaben.

Platte bündig mit Unterkante Rohdecke gelegt und der Putz auch unter der Platte angebracht. Dazu ist ein geeigneter Putzträger an der Platte anzubringen und ein genügend elastischer Putz zu wählen. Der Erfinder empfiehlt die Ausfüllung des Hohlraumes zwischen Heizkörper und Decke mittels Beton, der die Wärmeleitung erhöhen soll und der vor Anbringung des Heizkörpers in der Decke auf der Platte aufgegossen werden soll.

Diese Ausführung erreicht infolge der hohen Wärmeleitzahl der stählernen Platte eine hohe Oberflächentemperatur und eine gute Wärmeübertragung nach unten. Sie hat außerdem den Vorzug, daß sich die Heizkörper nachträglich in die entsprechend vorbereiteten Decken einbauen lassen. Es wäre zu empfehlen, den Hohlraum zwischen Platte und Betondecke mit einem Dämmstoff, gegebenenfalls Bimsbeton, auszufüllen, weil die Wärmeleitung innerhalb der stählernen Platte vollständig genügt. Eine gewisse Schwierigkeit dürfte in der Herstellung größerer Platten liegen, die genügend fest sind und bei Erwärmung gerade bleiben. Diese Schwierigkeit kann durch die Anordnung einer Anzahl kleinerer Platten behoben werden. Der Spalt zwischen der Platte und der Betondecke kann durch die Anbringung eines zur Platte passenden Rahmens auf ein Mindestmaß gebracht werden. Das Verputzen der Heizplatte würde dieser Ausführung ihren hauptsächlichen Vorteil, nämlich die unbehinderte Wärmeübertragung nach unten, nehmen.

Das DRP. 579464, Klasse 36c, Gruppe 9, von W. Cramer betrifft einen Plattenheizkörper nach Bild 114.

Es handelt sich hier um einen Plattenheizkörper mit einer darin eingebetteten Rohrschleife. Derartige Plattenheizkörper können aus keramischem Material zur Verkleidung von Wänden oder Decken dienen. Bei Beheizung von keramischen Platten durch eingebaute Rohre ist Rücksicht auf eine ungehinderte Dehnung der Rohre zu nehmen, weil das keramische Material weit empfindlicher gegen

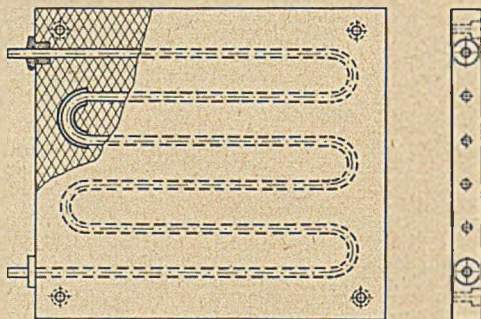


Bild 114.

Plattenheizkörper nach dem DRP. 597464.

zusätzliche Spannungen ist als Beton. Weil ferner im Gegensatz zu Beton auch kein Haften des stählernen Rohres an dem umgebenden Material eintritt, genügt es, die Rohre an den Bogenstücken gegen Anliegen zu sichern. Diese Sicherung erfolgt nach dieser Erfindung durch den Einbau von Metallschläuchen, die über die Bogenstücke geschoben

und mit eingeformt werden. Außerdem werden die Anschlußstücke mit Hülsen versehen, um ein Abbröckeln des Materials zu verhindern. Die keramische Platte erhält außerdem nach der wärmeabgebenden Seite zu in ihrer ganzen Ausdehnung ein Drahtnetz eingeformt, um die Wärmeübertragung zu verbessern und die Festigkeit zu erhöhen.

Diese Platten wird man hauptsächlich in solchen Räumen einbauen, bei denen die Deckenfläche nicht zur Beheizung ausreicht, so daß noch Heizflächen in die Wände eingebaut werden müssen, also für Räume mit hohem Wärmebedarf, wie Operationsräume, Untersuchungsräume und Bäder. Beim Einbau derartiger Plattenheizkörper in einer Außenwand ist eine genügend starke Dämmschicht hinter der Platte anzubringen.

Das DRP. 639 640, Klasse 36c, Gruppe 9, von der Anonima Riscaldamenti Sanitari Affini umgeht die Schwierigkeit, die beim Einbetten von Rohrregistern in den Baustoff der Decke durch Wärmespannungen entstehen dadurch, daß die Heizrohre in Hohlräumen der Decke frei aufgehängt werden, so daß sie mit dem Deckenbaustoff nicht in Verbindung stehen.

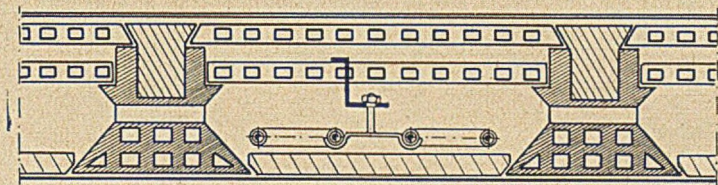


Bild 115. Ausführung einer Deckenheizung nach dem DRP. 639640.

In Bild 115 ist eine solche Ausführung mit einer Hohlsteindecke dargestellt. Die Rohre werden in den Hohlräumen so tief wie möglich aufgehängt. Die Abschlußsteine der Hohlräume nach unten sind massiv, die oberen Steine als Hohlsteine ausgebildet. Außerdem ist eine Luftschicht zur Isolierung nach oben vorhanden.

Durch eine solche Anordnung der Heizflächen wird zwar die angestrebte gleichmäßige Wärmeverteilung innerhalb der Decke erreicht, aber unter Preisgabe einer guten Wärmeleitung nach unten. Die Übertragung der Wärme an die Unterseite der Decke erfolgt nicht wie bei den früher beschriebenen Bauarten durch Leitung von den Rohren durch den anliegenden Beton, sondern die Wärme muß zunächst durch Strahlung und Mitführung auf die Innenseite der Abschlußsteine übertragen werden und kann erst dann nach der Deckenoberfläche geleitet werden. Der Wärmeübergang innerhalb des Hohlraumes wirkt sich sicher ungünstig im Sinne der Deckenheizung aus, weil die Strahlungswärme der Rohre fast gleichmäßig auf die oberen und unteren Platten übertragen wird und weil durch Konvektion mehr Wärme an die obere als an die

untere Seite des Hohlraumes gelangt. Trotzdem bei den freihängenden Registern beliebig hohe Temperaturen angewendet werden können, ohne daß Wärmespannungen innerhalb der Decke zu befürchten sind, wird diese Deckenausführung wesentlich größere Heizflächen erfordern als eine Deckenheizung mit einbetonierten Rohren.

Eine derartige Ausbildung der Deckenkonstruktion und Rohrregisteranordnung ist bei der Anwendung von Heißwasser oder Dampf als Heizmittel in Erwägung zu ziehen.

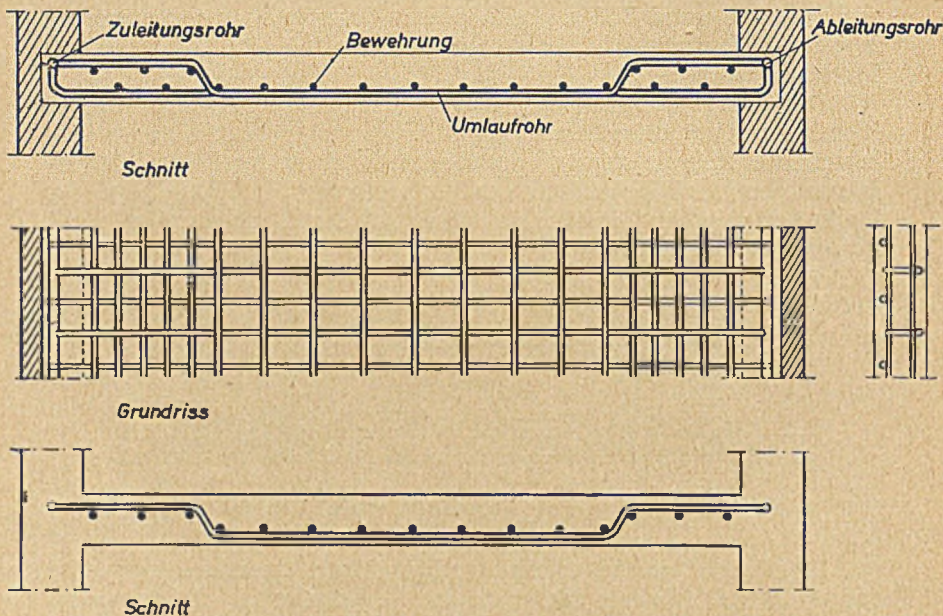


Bild 116. Decken- und Wandheizungsanlage nach dem DRP. 655846
(Stahlbetondecke mit Heizrohren als Bewehrung).

Das DRP. 655 846, Klasse 36c, Gruppe 9, von J. Th. C. van Dooren bezieht sich auf die Verwendung der als Bewehrung vorhandenen metallenen Bauglieder als Heizkörper (Bild 116). Der Anspruch dieses Patentes erstreckt sich sowohl auf Heizregister aus Röhren als auch auf elektrisch beheizte Putzträger und Bewehrungen, die ohne elektrische Dämmstoffe in Decken oder Wände eingebaut werden.

Das DRP. 708 507, Klasse 36c, Gruppe 9, von der N. V. Stralingswarmte als Zusatz zum DRP. 655846 erteilt, verbessert die Anwendung der Heizrohre als Bewehrung durch die Anschweißung an Bewehrungsstäben in der Richtung der Heizrohre an deren Windungen mit entsprechenden Aufbiegungen. Die Heizrohrschlangen brauchen

dadurch nicht größer ausgeführt zu werden, als dies für die Heizzwecke erforderlich ist und können ferner in einer Ebene liegen. Das Bild 117 veranschaulicht dies.

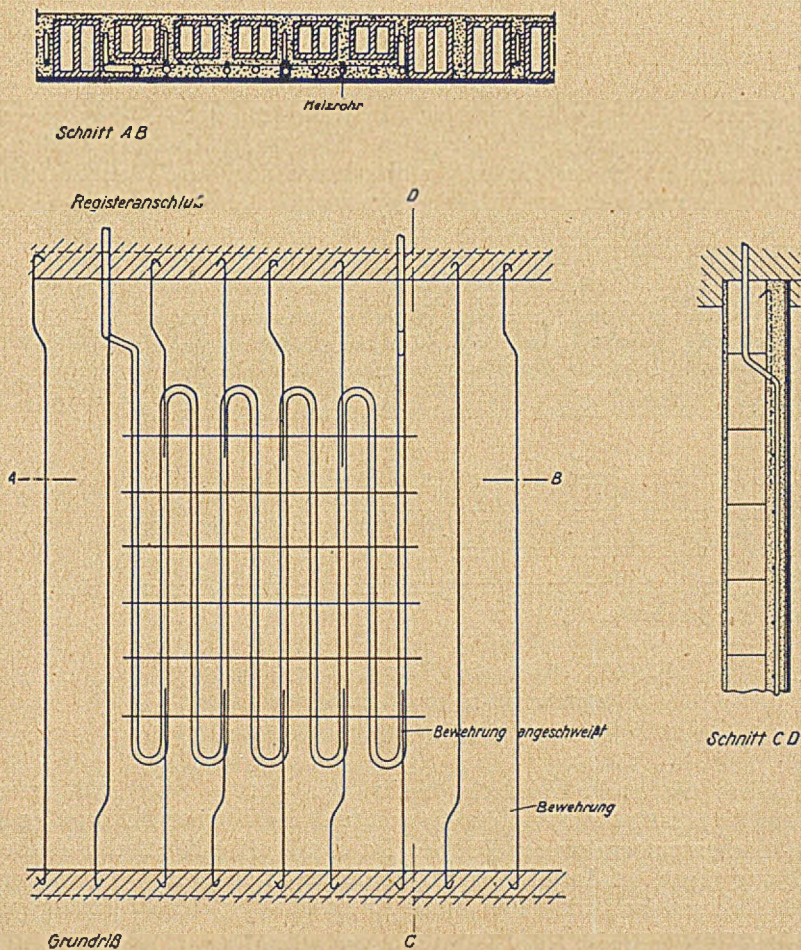


Bild 117. Decken- und Wandheizungsanlage nach dem DRP. 708507
(Heizrohre als Bewehrung ausgebildet).

Die Verwendung von Rohrheizkörpern als Deckenbewehrung ist in Deutschland nicht ohne weiteres gestattet und bedarf jedenfalls in jedem einzelnen Falle der baupolizeilichen Genehmigung. Bei dieser Ausführung muß darauf geachtet werden, daß das Aufheizen der Decke nicht zu rasch erfolgen kann bzw. daß kein zu großer Temperaturunter-

schied zwischen Heizrohr und Beton auftritt, weil sonst das Rohr infolge der ungleichen Wärmedehnung von Beton und Stahl seinen Wert als Bewehrung der Decke verliert. Es wird hierzu auf die S. 238 gebrachten Angaben verwiesen.

Bei der Gitterrohr-Heizdecke¹⁾ nach Bild 118 werden die wärmeleitenden Metalleinlagen als Bewehrung verwendet. Die Heizrohre werden dabei als gerade Stücke von der erforderlichen Länge mit Bandstahl verflochten und an den Berührungsstellen durch elektrische Punktschweißungen verbunden. Das fertige Geflecht wird zusammengerollt nach der Baustelle gebracht und dort durch Anschweißen der Bogenstücke und Anschlußleitungen vervollständigt.

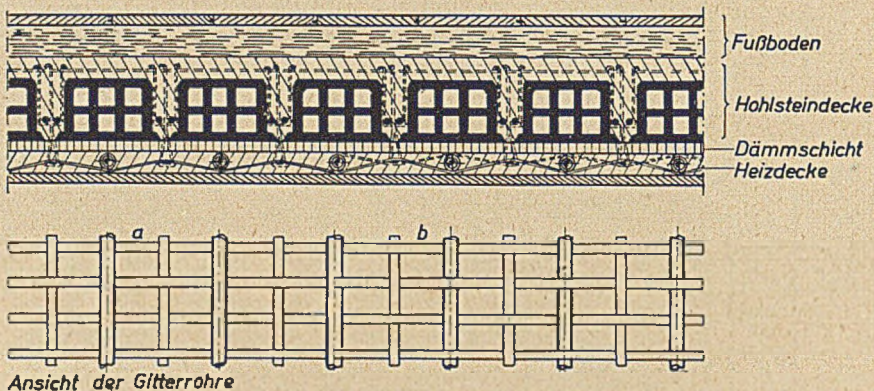


Bild 118. Hohlsteindecke mit Gitterrohrbeheizung.

- a Heizrohr mit tangential anliegendem Gitter,
- b Gitter mit eingeflochtenem Heizrohr.

Diese Gitterrohr-Heizdecke besitzt den Vorzug einer sehr guten Wärmeverteilung innerhalb des Betons und damit einer gleichmäßigen Oberflächentemperatur der Decke. Da das Bandstahlgeflecht als Bewehrung dient, ist das hierfür aufgewendete Stahlgewicht ohnehin erforderlich und braucht daher nicht zu Lasten der Deckenheizung geschrieben zu werden.

Der Nachteil dieser Ausführung besteht darin, daß alle Bogenstücke an der Baustelle durch Schweißung mit den geraden Rohrstücken verbunden werden müssen. Dies ergibt eine sehr große Zahl von Schweißstellen, deren Herstellung viel Zeit erfordert, den Fortschritt der Bauarbeiten beeinflußt und deren einwandfreie Prüfung auf den der Witterung ausgesetzten Deckenschalungen schwer durchzuführen ist. Außerdem

¹⁾ A. Pelda. Vorschläge zur Herabsetzung der Trägheit bei Deckenheizungen. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 564.

ist das Ausrichten der mit den Bewehrungsstäben fest verbundenen Rohrregister schwierig, weil damit gerechnet werden muß, daß die Register während des Einbetonierens begangen werden.

Bei den vorstehenden Deckenbauarten erfolgt die Übertragung der Wärme an den Beton durch glatte stählerne Rohre, die mit dem Beton fest abbinden, so daß kein Wärmeübergangswiderstand auftritt und die Übertragung der Wärme von Stahl an Beton durch reine Leitung erfolgt. Es wurde schon bei der Berechnung des günstigsten Rohrdurchmessers darauf hingewiesen, daß die Wärmeübergangszahl zwischen Heizwasser und Rohrwand sehr hoch ist und daß die übertragbare Wärmemenge

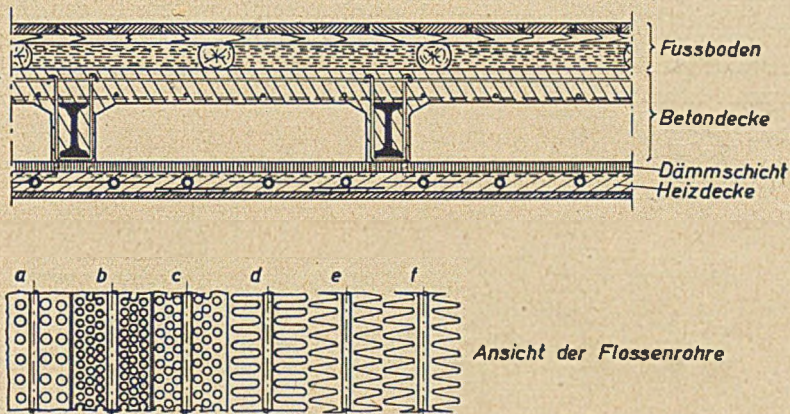


Bild 119. Stahlbetondecke mit Flossenrohrbeheizung.

- a und b gelochte Flossenrohre mit radial anliegenden Flossen,
- c gelochtes Flossenrohr mit tangential anliegender Flosse,
- d und f gezahnte Flossenrohre mit radial anliegenden Flossen,
- e gezahntes Flossenrohr mit tangential anliegender Doppelflosse.

hauptsächlich von dem Querschnitt des an das Rohr anliegenden Betons abhängt, dessen Wärmeleitfähigkeit nur einen Bruchteil derjenigen von Stahl beträgt. Um die Wärmeübertragung zu erhöhen, liegt nun der Gedanke nahe, den Querschnitt des anliegenden Betons zu vergrößern. Dies geschieht bei den Flossenrohren (Bild 119) dadurch, daß gezahnte oder gelochte Blechstreifen auf beiden Seiten der Heizrohre angeschweißt werden.

Diese Ausführung benötigt im Gegensatz zur Gitterrohr-Decke eine zusätzliche Bewehrung, so daß das Mehrgewicht der Flossen vollständig auf das Konto der Deckenheizung geschrieben werden muß. Außerdem ist zu beachten, daß die Wärmeleitfähigkeit von Beton zwar nur den 50. bis 60. Teil derjenigen von Stahl beträgt, daß aber der zur Verfügung stehende Betonquerschnitt leicht 30 bis 50 mal so groß sein

kann als der Querschnitt der Flossen. Eine nennenswerte Verbesserung der Wärmeleitung kann also nur erwartet werden, wenn die Flossen nicht zu dünn ausgeführt sind. Dadurch wird aber das Register schwer und teuer, und es entsteht die Frage, ob es nicht zweckmäßiger ist, an Stelle der Flossen weitere Heizrohre zu verwenden, d. h. die Rohrabstände zu verkleinern.

Das nachstehend beschriebene italienische Patent¹⁾ mit Bild 120 stellt eine Verbesserung der zuerst beschriebenen Plattenheizkörper dar. Die Decke braucht zur Aufnahme der Heizflächen keine besonderen Nischen, die Heizkörper werden vielmehr an der Rohdecke aufgehängt. Die Bauart der Decke kann eine beliebige sein. Unterhalb der Decke werden zunächst Dämmstoffplatten aus Heraklith, Kork, Zellotex, Telamatten usw. aufgehängt, und zwar so, daß in bestimmten Abständen schmale Streifen freibleiben. In diesen Streifen werden die Heizrohre,

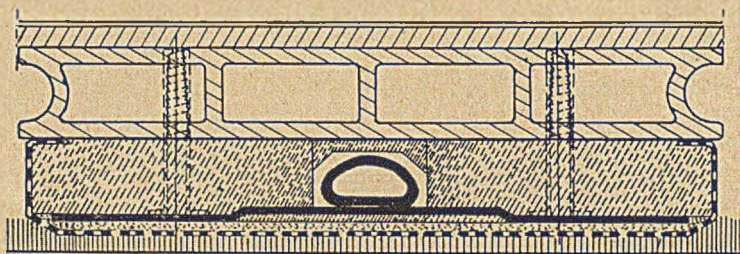


Bild 120. Deckenheizung nach F. Squassi.

die halbkreisförmigen Querschnitt besitzen und auf ihrer Oberseite mit einem Dämmstreifen abgedeckt sind, verlegt. Die Heizrohre sind auf der flachen Unterseite mit stählernen Platten verschweißt, die zur Vermeidung von Wärmespannungen auf die Rohrlänge mehrfach unterteilt sind. Diese Platten sind so breit, daß sie fast die Hälfte der Rohrabstände ausfüllen. Unter den Platten wird eine dünne Schicht elastischen Werkstoffes aufgetragen, die durch ein Metallgeflecht gehalten wird. Dieses Metallnetz dient gleichzeitig als Putzträger.

Der Vorzug dieser Ausführung besteht zunächst darin, daß Rohre, Platten, Dämmstoff, elastische Schicht und Metallgeflecht in der Werkstätte zu einem fertigen Stück zusammengebaut werden können. Am Bau werden diese Stücke in der erforderlichen Zahl an der Decke befestigt. Die Anschlußleitungen können unterhalb der Decke unter Benutzung der nicht mit Heizflächen ausgerüsteten Deckenfläche zusammengezogen werden. Diese Stellen erhalten nach dem Ausrichten und Abpressen der Rohre einen Putzträger, der in Höhe des Metall-

¹⁾ F. Squassi. Il pannello radiante italiano brevete Squassi. Rom 1935.

geflechtes der Heizkörper aufgehängt und mit diesem verbunden wird. Hierzu wird zweckmäßig ebenfalls ein Metallgeflecht verwendet. Darauf wird die gesamte Decke verputzt.

Diese Ausführung kann sowohl bei neuen als auch bei alten Decken angewendet werden. Sie ist außerdem mit beliebigen Temperaturen zu betreiben, d. h. es ist möglich, eine derart beheizte Decke mit denselben Temperaturen zu betreiben wie eine Radiatorenheizung, was besonders bei Gebäuden mit gemischter Radiatoren- und Strahlungsheizung wichtig ist.

Das DRP. 664 567, Klasse 36c, Gruppe 9, von G. C. Squassi nach Bild 121 entspricht dem zuvorstehenden italienischen Patent. Das Heizrohr mit geringem Durchmesser, auf dem mittels Lötung oder Schweißung ein Blechstreifen als Strahlungskörper befestigt ist, liegt in einer Aussparung des Unterputzes. Das Strahlungsblech liegt gegen den Unterputz an, unterhalb des Rohres selbst wird zur gleichmäßigeren Verteilung der Wärme ein Wärmedämmstoff angebracht. Außerdem

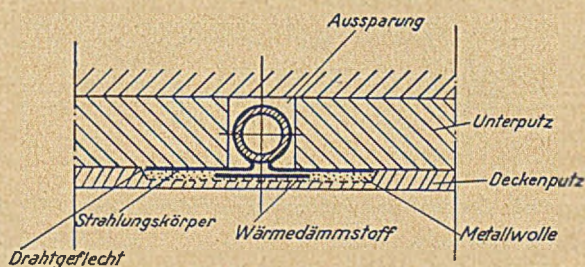


Bild 121. Rohranordnung nach dem DRP. 664 567.

sind die Strahlungskörper in ihrer ganzen Breite mit einer Lage Metallwolle überdeckt, die mittels eines Drahtgeflechtes und Drahtstiften an den Unterputz befestigt ist. Darunter und in die Metallwolle hineindringend liegt der Deckenputz. Durch diese Gestaltung soll erreicht werden, daß zwar die Wärme, nicht aber die Bewegungen der Strahlungskörper an den Deckenputz übertragen werden.

Ein in seinem Gedanken interessantes Patent ist das DRP. 724399, Klasse 36c, Gruppe 9, von G. Aichele nach dem Bild 122. Der Patentanspruch lautet: „In Hohlräumen einer Decke frei aufgehängter Strahlungsheizkörper mit im Abstand davon liegenden unteren, abnehmbaren Deckenplatten und oberen Zwischenplatten, dadurch gekennzeichnet, daß die etwa in halber Höhe des Deckenquerschnittes liegenden als Wärmedämmplatten ausgebildeten Deckenplatten ein um seine Mittelachse abklappbares Teilstück aufweisen.

Durch Öffnen der abklappbaren mittleren Deckenplatte soll eine verstärkte Fußbodenheizung erreicht werden. Wie aus dem Bild 122

zu erkennen ist, wird als unmittelbare Heizfläche der bekannte Plattenheizkörper (Fußleiste) angewandt. Die Anordnung ist so, daß auch höhere Wassertemperaturen zugelassen werden können.“

Bei der Auswahl der Deckenbauart ist außer den baulichen Gesichtspunkten noch zu berücksichtigen, daß die Wärmespeicherung einer Deckenheizung viel größer ist als bei einer Anlage mit örtlichen Heizflächen. Dies ist besonders bei Gebäuden mit unterbrochenem Betrieb, Büros und Warenhäusern wichtig, weil dort Verluste beim An- und Abheizen unvermeidlich sind. Man kann diese Verluste zwar durch den Einbau eines Heizungsspeichers vermindern, der die Anheizzeit verkürzt und beim Abheizen die Kesselleistung aufnimmt; derartige Speicher aber werden bei größeren Gebäuden groß und teuer. Man ist daher bestrebt, die Wärmespeicherung

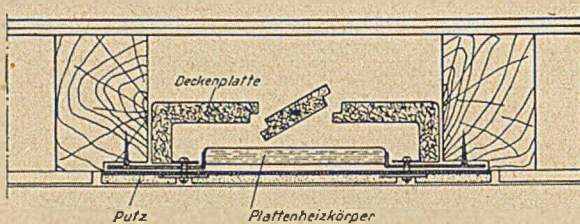


Bild 122.

Ausführung einer Decken- und Fußbodenheizung nach dem DRP. 724 399.

der beheizten Decken zu vermindern. Dies gelingt am besten durch die Anordnung einer Dämmschicht zwischen dem Teil der Decke, der die Heizregister aufnimmt, und dem tragenden Teil der Decke. Für ein solches Gebäude wird man zu prüfen haben, ob an Stelle der Volldecke nach Bild 89, die das größte Speichervermögen besitzt, eine Decke nach Bild 94, 118 oder 119 (gegebenenfalls ohne Gitterrohre) verwendet werden soll.

Zur Vervollständigung dieses Abschnittes sei noch auf die Anordnung von Strahlungsheizflächen in den Wänden eingegangen. Man wird diese Anordnung normalerweise nur als Ergänzung einer Deckenheizung für solche Räume wählen, bei denen die Wärmeabgabe der Decke nicht zur Deckung der Wärmeverluste ausreicht, also z. B. bei Eckräumen oder bei Räumen mit besonders hoher Temperatur. Dabei ist die Lage der beheizten Wandfläche so zu wählen, daß diese später nicht durch Möbelstücke verstellt wird. Es ist auch darauf zu achten, daß die beheizte Fläche nicht einer größeren Fensterfläche gegenüberliegt, weil die auf das Fensterglas auftreffenden Wärmestrahlen fast vollständig verschluckt und infolge der hohen Leitfähigkeit des Glases rasch nach außen geleitet werden. Dies gilt besonders für

einfache Fenster¹⁾. Wenn möglich, sollte die beheizte Wandfläche gegenüber einer Innenwand angeordnet werden. Soweit dies nicht ausführbar ist, muß die angestrahlte Außenwandfläche eine Dämmschicht erhalten, damit die auftreffenden Wärmestrahlen eine Erhöhung der Oberflächentemperatur der Wand erzielen können, ohne daß dadurch die Wärmeverluste zu groß werden. Für den Fall, daß die Heizfläche nur in der Außenwand untergebracht werden kann, muß diese ganz besonders gut abgedämmt werden.

Um zu zeigen, wie die Temperaturlinie innerhalb einer beheizten und isolierten Wand verläuft, wird angenommen, daß die auf der Innenseite der Wand befindliche Betonschicht durch eingebaute Rohre auf eine Durchschnittstemperatur von 55 °C beheizt wird, was etwa einer mittleren Oberflächentemperatur von 50 °C entspricht.

Die Wand soll keine höheren Wärmeverluste haben, als eine 38 cm starke Backsteinwand bei +20 °C Raumtemperatur und -20 °C Außentemperatur haben würde. Mit einer Wärmedurchgangszahl von $k = 1,34$ für eine beiderseitig verputzte Backstein-Außenwand berechnet sich damit die zulässige Wärmeüberleitzahl α zu

$$\alpha = \frac{1,34 (20 + 20)}{55 + 20} = 0,76 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Es wird folgende Ausführung gewählt (Bild 123)

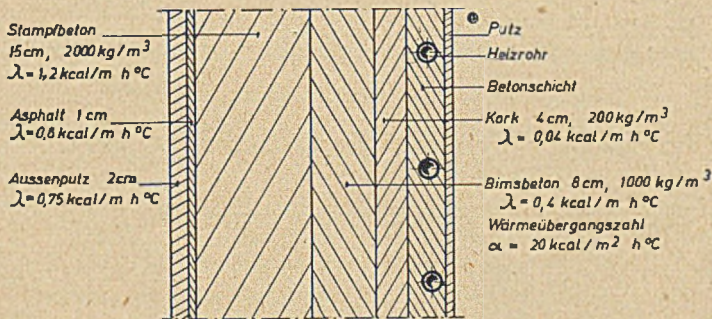


Bild 123. Außenwand mit Heizrohren.

Mit diesen Werten errechnet sich die Wärmeüberleitzahl von der an den Kork anliegenden beheizten Betonschicht nach außen zu:

$$\alpha = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0,02}{0,75} + \frac{0,01}{0,6} + \frac{0,15}{1,20} + \frac{0,08}{0,40} + \frac{0,04}{0,04}} = 0,7 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

¹⁾ Siehe II. Teil, Abschn. B 2, über die Wärmeverluste der Strahlungsheizung.

Ungefähr dieselbe Wärmeüberleitzahl wird von einer 25 cm starken Backsteinwand erreicht, die hinter der beheizten Betonschicht eine 4 cm starke Korkisolierung besitzt.

Der Wärmedurchgang dieser Wand beträgt bei einer Temperatur der beheizten Betonschicht von 55 °C und einer Außentemperatur von -20 °C

$$q = 0,7 (55 + 20) = 52,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Damit ergeben sich folgende Temperaturen der Wand von außen nach innen gerechnet:

$$\text{Oberflächentemp. des Putzes} = -20,00 + \frac{52,5}{20} = -17,4 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$\text{Temp. der äußeren Asphalttschicht . . .} = -17,40 + \frac{52,5}{\frac{0,75}{0,02}} = -15,3 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$\text{Temp. der äußeren Stampfbetonschicht} = -15,33 + \frac{52,5}{\frac{0,60}{0,01}} = -14,5 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$\text{Temp. der äußeren Bimsbetonschicht .} = -14,50 + \frac{52,5}{\frac{1,20}{0,15}} = -8,0 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$\text{Temp. der äußeren Korkschicht} = -8,00 + \frac{52,5}{\frac{0,40}{0,08}} = +2,5 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$\text{Temp. der inneren Korkschicht} = +2,50 + \frac{52,5}{\frac{0,04}{0,04}} = +55,0 \text{ }^\circ\text{C.}$$

In Bild 124 ist diese Temperaturlinie dargestellt.

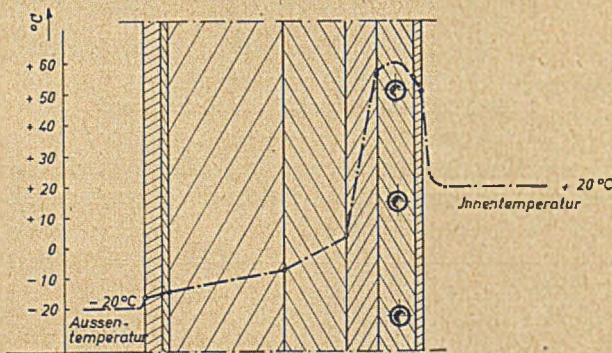


Bild 124. Temperaturverlauf in der Außenwand.

Man erkennt den großen Einfluß der Korkdämmung, die den größten Teil des gesamten Temperaturgefälles aufnimmt.

Beim Einbau der Heizflächen in einer Wand wird der Wärmeübergang etwas größer als bei der Deckenheizung, und zwar deshalb, weil der Anteil der Konvektion durch die an der beheizten Wand hochsteigende Luft größer ist als bei der flachliegenden Deckenheizfläche. Während man für die Decke mit einer Übergangszahl durch Strahlung von $\alpha_{Str} = 5,3 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ und einer Übergangszahl durch Mitführung von $\alpha_{Konv} = 3,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ rechnet, betragen die entsprechenden Zahlen einer beheizten Wand $\alpha_{Str} = 5,3$ und $\alpha_{Konv} = 5,2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$. Die Gesamt-Wärmeübergangszahl beträgt also für die beheizte Wand $\alpha = 10,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ gegenüber 8,3 für die beheizte Decke. Dies ist bei

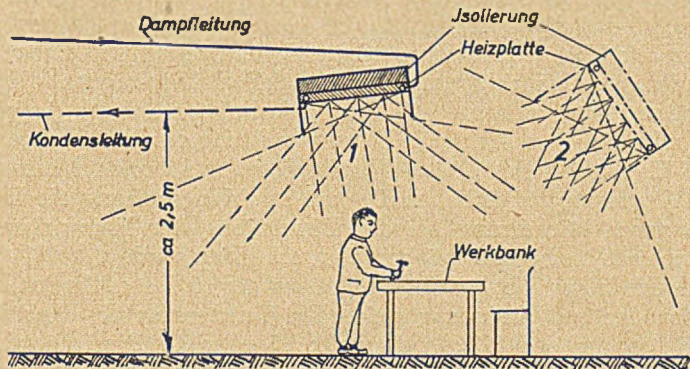


Bild 125. Dampfheizter Strahlungsheizkörper.

1. Strahlung von oben (nicht zu hohe Temperatur oder größere Höhe).
2. Strahlung von hinten (andere Seite des Tisches ist Arbeitsseite).

der Berechnung der Heizflächen zu beachten. Es sei noch erwähnt, daß mit der erhöhten Wärmeabgabe auch eine stärkere Luftbewegung im Raum in Kauf genommen werden muß, wodurch die Vorteile der Strahlungsheizung zum Teil wieder aufgehoben werden.

Eine weitere Form der Strahlungsheizung, die mit der Deckenheizung wenig gemeinsam hat, verdient ebenfalls erwähnt zu werden. Es handelt sich um die Beheizung begrenzter Flächen in großen unbeheizten Räumen, z. B. von Arbeitsplätzen an Maschinen, die in unbeheizten oder gar offenen Hallen stehen. Wenn dabei noch die Forderung gestellt wird, daß in der nächsten Umgebung des zu beheizenden Arbeitsplatzes der Fußboden freibleiben muß, also keine örtlichen Heizkörper aufgestellt werden dürfen, so bleibt als Heizungseinrichtung nur eine Luftheizung mit Zuführung der Warmluft bis in unmittelbare Nähe des Arbeitsplatzes übrig oder die Anwendung einer Fußbodenheizung bzw. die Verwendung eines hochhängenden Strahlungsheizkörpers. Eine

Fußbodenheizung verlangt eine entsprechende Vorbereitung des Fußbodens, Einbau einer Vertiefung mit Wärmedämmung nach unten. Bei Dampfheizung, die in derart großen Hallen meistens vorhanden ist, wird außerdem, wenn kein Keller vorhanden ist, die Rückführung des Niederschlagwassers nicht einfach. Man kann diese Schwierigkeiten umgehen und eine befriedigende Heizwirkung durch Anwendung des in Bild 125 dargestellten Strahlungsheizkörpers erzielen.

Eine Heizplatte wird so aufgehängt, daß darunter noch genügend Höhe für Beförderung usw. freibleibt. Die Rückseite der Platte wird mit einer Dämmschicht versehen, um die Wärmeabgabe nach dem oberen Teil der Halle, die unter den gegebenen Verhältnissen als Verlust zu betrachten ist, so klein wie möglich zu machen. An den Enden der Platte wird über die ganze Breite ein Blech, möglichst Weißblech, angebracht, das die Aufgabe hat, die von der Platte nach den Seiten ausgestrahlte Wärme zurückzuwerfen und gleichzeitig die Luftbewegung zu mindern, weil auch die durch Konvektion übertragene Wärme in der großen Halle verlorengeht. Die Heizwirkung auf die dargestellte Person wird also nur durch die Wärmestrahlung der Platte nach unten erzielt. Es handelt sich demnach um eine reine Strahlungsheizung, bei der im Gegensatz zur üblichen Decken-Strahlungsheizung die Wärmeabgabe durch Mitführung bei der Beurteilung der Heizwirkung unberücksichtigt bleibt und möglichst unterbunden wird.

Die Größe der Platte richtet sich nach der zu bestrahlenden Fläche und nach der zur Verfügung stehenden Temperatur des Heizmittels. Es wird hier auf den I. Teil Abschnitt A5 über die Einstrahlzahl verwiesen, in dem die Verteilung der Wärmestrahlen behandelt ist. Das günstigste Heizmittel ist Dampf von geringer Spannung, weil die flachen Wände der Platte keine hohen Drücke aushalten. Es kann aber auch Wasser verwendet werden, wenn eine entsprechende Verstärkung der Platte durch Querverbindungen ausgeführt wird.

3. Die Rohrregister.

Die Rohrregister sind nach Fertigstellung der Heizung vollständig im Baustoff der Decke eingebettet und ohne Beschädigung der Decke nicht mehr zugänglich. Die Register müssen deshalb besonders sorgfältig hergestellt und vor dem Einbau geprüft werden. Als Material wurde bisher meistens nahtloses, normalwandiges Rohr verwendet, das in der Werkstatt zu Registern gebogen und autogen verschweißt wird. Dabei wird sowohl die Stumpfschweißung als auch die Muffenschweißung mit aufgeweitetem Rohr und innenliegender Muffe oder die Muffenschweißung mit außenliegender Muffe angewendet. Eine Verbilligung der Register läßt sich erreichen, wenn man an Stelle der nahtlosen Rohre geschweißte Rohre verwendet, die im Werk anschließend an den Walzvorgang zu Registern beliebiger Form gebogen werden, und zwar so, daß das ganze

Register aus einem einzigen Rohrzug besteht, so daß keine Rundnaht erforderlich ist. Für diese Verwendung eignen sich die nach dem Fretz-Moon-Verfahren¹⁾ hergestellten geschweißten Rohre nach Angabe des Herstellers²⁾ besonders gut, und zwar wegen ihrer gleichmäßigen Wandstärke und der besonders festen Längsschweißnaht. Die Fretz-Moon-Rohre werden von $\frac{1}{4}$ " bis 2" l. W. hergestellt. Folgende deutsche Großbauten:

Das Verwaltungsgebäude der I. G. Farbenindustrie, der Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G., Dortmund, der Deutschen Band-eisenwerke, Dinslaken, der Vereinigten Stahlwerke A.-G., Düsseldorf, das Gebäude für Technische Konstruktions-Abteilungen der Friedr. Krupp A.-G., Essen, das KDF-Seebad Rügen, die Ernst-Pönsngen-Kampfbahn der Vereinigten Stahlwerke A.-G., Düsseldorf, das Reichswirtschaftsmuseum, Düsseldorf u. a.

erhielten Strahlungsheizungen mit Registern aus feuerpreßgeschweißten Fretz-Moon-Rohren.

Auch im Ausland werden diese feuerpreßgeschweißten Fretz-Moon-Rohre in großem Umfange für Strahlungsheizung verwendet. Mit Rücksicht darauf, daß nach dem Ausland die Fretz-Moon-Rohre nicht in Form von Rohrschlangen als fertige Rohrregister geliefert werden können, weil dafür bedeutend höhere Zölle in Betracht kommen, als dies für glatte und gerade Rohre der Fall ist, werden letztere bezogen und in den Werkstätten der Kunden zusammengeschnitten sowie zu Rohrregistern gebogen. Es bleibt abzuwarten, wie weit sich diese Register gegenüber den aus nahtlosen Rohren hergestellten Registern weiterhin durchsetzen und auch im Verlauf einer größeren Zahl von Betriebsjahren bewähren.

Die Prüfung der fertigen Register wird noch in der Werkstatt mit 30 at Kaltwasserdruck unter Abhämmern vorgenommen. Will man ganz sicher gehen, so kann man außerdem noch eine zweite Prüfung mit Preßluft beliebiger Druckhöhe (bis 30 atü üblich) durchführen, wobei die Register in einen flachen, mit Wasser gefüllten Behälter gelegt werden, so daß auch die geringste Undichtheit sofort erkennbar wird. Es hat jedoch keinen großen Wert, die Prüfung der unter günstigen Verhältnissen in der Werkstatt hergestellten Register zu übertreiben, wenn es nicht möglich ist, die am Bau hergestellten Anschlüsse, die ja auch mit

¹⁾ P. Inden. Herstellung feuergeschweißter Gas-, Wasser- und Dampfrohre nach dem Fretz-Moon-Verfahren. Z. VDI, Ed. 82 (1938), S. 1489/91.

Die auf amerikanische Patente fußende Fretz-Moonstraße erzeugt im Fließgang aus Bandenisen versandfertige Rohre. (Z. Zt. bestehen in Deutschland drei Anlagen mit je 120 km 1" Rohr in 24 Stundenleistung. Es ist die Herstellung von dick- und dünnwandigem Rohr von 10 bis 76 mm Durchmesser möglich.)

²⁾ Deutsche Röhrenwerke A.-G., Düsseldorf.

einbetoniert werden, denselben Prüfungsbedingungen zu unterwerfen. Bei der am Bau notwendigen Prüfung der fertig angeschlossenen Register werden diese ja noch einmal geprüft.

Wichtiger ist es für die Herstellung und den Anschluß der Rohrregister, nur besonders geschulte und zuverlässige Schweißer zu verwenden und die Prüfung am Bau so sorgfältig wie möglich durchzuführen. Man kann dann mit Sicherheit erwarten, daß die eingebauten Rohre so lange halten wie der Bau selbst, um so mehr, als bei den dauernd mit dem gleichen Wasser gefüllten und von Beton umgebenen Rohren mit keinerlei Korrosion gerechnet werden muß.

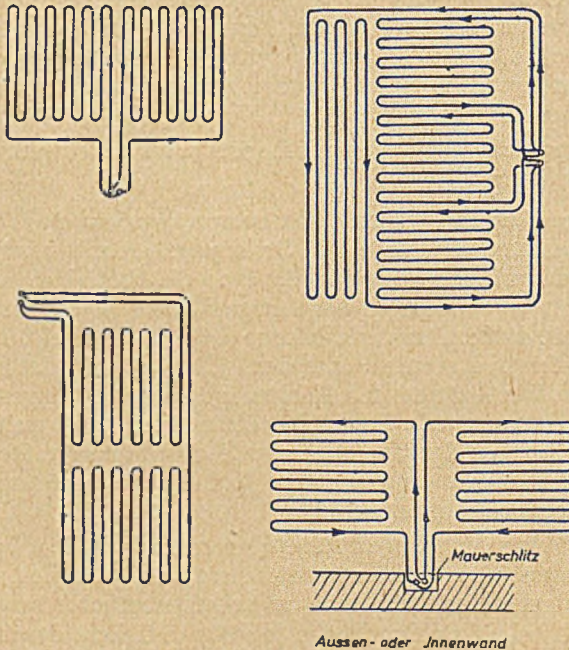


Bild 126a bis d. Verschiedene Rohrregisterausführungen.

Eine Undichtheit, die sich trotz aller Vorsicht an einem eingebauten Register herausstellen würde, hätte übrigens keineswegs besonders schlimme Folgen. Die undichte Stelle wäre durch den sich unmittelbar darunter bildenden nassen Fleck schnell und sicher zu finden, ganz im Gegensatz zu Undichtheiten an Leitungen in Mauerschlitzen, bei denen das austretende Wasser oft mehrere Meter am Rohr herunterläuft, bis es an der Wandoberfläche sichtbar wird.

Die normale Bauform der Register sind Rohrzüge von 15 bis 50 mm l.W. in Längen bis zu 100 m. Man ordnet die Register so an, daß die

Anschlußleitungen möglichst ohne Kreuzung verlegt werden können, damit auch diese Rohre so tief liegen, daß sie als Heizflächen wirken. In den Bildern 126 bis 130 sind einige Registeranordnungen dargestellt.

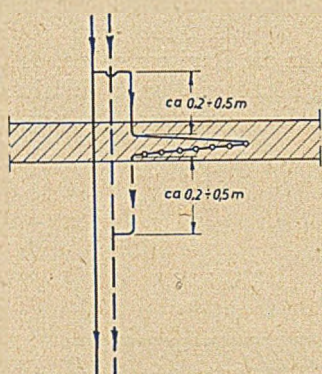


Bild 127. Senkrechter Anschluß eines Rohrregisters für Schwerkraftwarmwasserheizungen mit oberer Verteilung.

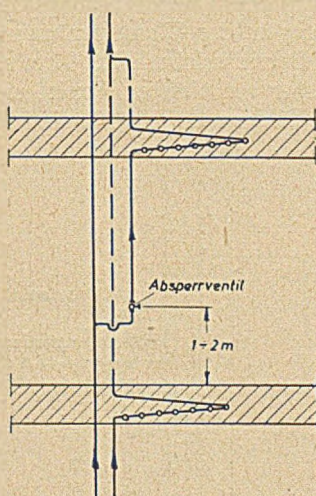


Bild 128. Anschluß eines Rohrregisters mit Absperrventil für Pumpenwarmwasserheizungen mit unterer Verteilung des Vorlaufes und oberer Sammelleitung des Rücklaufes.

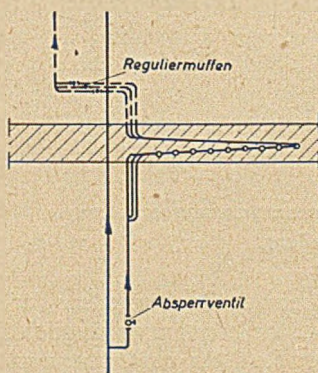


Bild 129. Anschluß mehrerer hintereinanderliegender Rohrregister mit Gruppenabsperrung.

Man erkennt ferner, daß es leicht möglich ist, innerhalb der Decke jede Rohrkreuzung zu vermeiden. Nur beim Anschluß an die senkrechten Stränge sind zu meist Kreuzungen unvermeidlich. Da diese Anschlußstellen aber nicht in der Registerebene liegen, sondern höher oder tiefer, so wird dadurch die Lage der Anschlüsse nicht beeinflusst.

Es lassen sich beliebig viele Registeranordnungen ausführen. Man wird aber mit Rücksicht auf die Pumpendruckhöhe eine bestimmte Anzahl Rohrregister mit gleichen Bau- und Gesamtlängen für ein Gebäude festlegen und diese so neben- oder hintereinander schalten, daß sich die erforderliche Heizfläche für einen Raum ergibt.

Beim Anschluß der Register ist zu beachten, daß für die langen Rohrstrecken der Register nur wenig Gefälle zur Verfügung steht, so

daß diese fast waagrecht verlegt werden müssen. Es besteht daher immer die Gefahr, daß Luftblasen in den Rohren zurückbleiben, um so mehr, als beim Betonieren der Decke geringe Verbiegungen der Rohre kaum verhindert werden können. Eine Entlüftung der Register entgegen der Wasserströmung bietet in diesem Falle keine Gewähr für Betriebssicherheit. Man schließt daher die Register so an, daß das Wasser am tiefsten Punkt ein- und am höchsten Punkt austritt. In den Bildern 127 bis 130 sind Registeranschlüsse schematisch dargestellt.

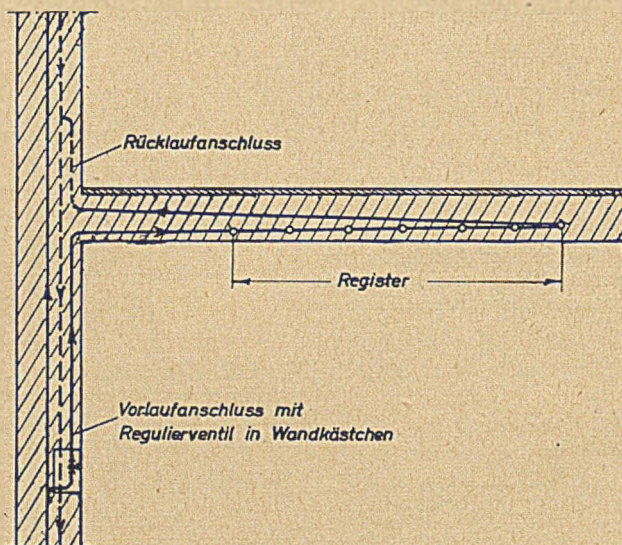


Bild 130. Rohrregisteranschluß für Pumpenwarmwasserheizungen mit unterer Verteilung.

Die erforderlichen Regulier- und Absperrventile werden im Vorlaufanschluß eingebaut und so angeordnet, daß sie bequem zugänglich sind. Es ist vorteilhaft, die Anschlüsse mehrerer Register zusammenzuziehen und in einer Wandnische unterzubringen, die zweckmäßig an einer Innenwand angeordnet wird, so daß sie auch vom Flur aus zugänglich ist. Diese Art des Registeranschlusses ist natürlich nur bei Pumpenheizungen ausführbar. Strahlungsheizungen werden aber fast immer als Pumpenheizungen ausgeführt.

Bei Schwerkraft-Strahlungsheizungen, die ähnlich wie die beschriebene Versuchsanlage nur für Anlagen kleineren Umfanges in Frage kommen, stehen meistens nur ganz geringe Umtriebskräfte zur Verfügung. Man ist also gezwungen, den Druckabfall der Register so klein als möglich zu halten. Dies kann zunächst durch die Wahl größerer Rohrdurchmesser geschehen. Wenn man die Zahl der Register und Anschlüsse

nicht unnötig vergrößern will, dann würden sich bei der für die Pumpenheizung üblichen Registerform immer noch ziemlich lange Register ergeben, die einen entsprechend großen Druckabfall haben. Man kann sich dadurch helfen, daß man die einzelnen Rohrzüge der Register nicht hintereinander, sondern nebeneinander schaltet und erhält damit das in Bild 131 dargestellte Register.

Bei dieser Registerform muß man durch eine geeignete Ausbildung der Abzweigstellen a und b dafür sorgen, daß alle Rohrstrecken gleichmäßig am Umlauf teilnehmen. Hiervon überzeugt man sich zweckmäßigerweise durch Heizen der Anlage vor dem endgültigen Einbetonieren der Rohre. Das Register kann auch bei Pumpenheizungen verwendet werden, obwohl dort der geringere Druckabfall nicht so wichtig ist wie bei einer Schwerkraftheizung und das übliche Register den Vorzug eines sicheren Wasserumlaufes besitzt.

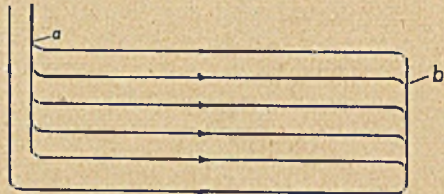


Bild 131.

Rohrregister für Schwerkraftheizung.

Bei Schwerkraftheizungen muß der Vorlauf oben, der Rücklauf unten am Register angeschlossen werden. Die Entlüftung erfolgt also entgegen dem Wasserumlauf. Zur Vermeidung von Störungen sind große Rohrdurchmesser zu verwenden und die Register besonders sorgfältig auszurichten und zu unterbauen.

Abschließend zu dem Abschnitt über die Rohrregister werden noch zwei erwähnenswerte Patente über besondere Anordnungen von Heizrohrregistern in Heizdecken gebracht.

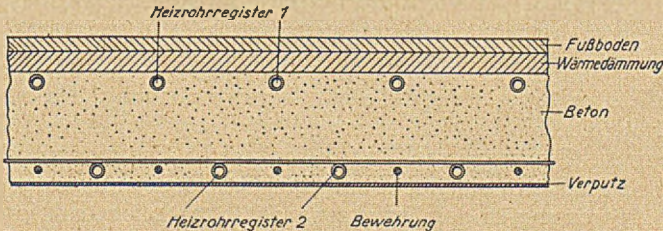


Bild 132. Deckenheizungsanlage nach dem DRP. 712000 mit jeweils einem Heizrohrregister in der Druck- und Zugzone der Decke.

Das DRP. 712 000, Klasse 36c, Gruppe 9, der Firma Gebr. Sulzer A.-G. (Bild 132) nennt als Patentansprüche

1. Deckenheizungsanlage mit vorwiegender Wärmeabgabe in den zu beheizenden Raum durch die Strahlung mittels in einer bewehrten

Vollbetondecke angeordneten Heizrohre, dadurch gekennzeichnet, daß sowohl in der Zugzone der Decke als auch zum Aufspeichern von Wärme in der Deckendruckzone unabhängig voneinander zu beheizende Heizrohrsysteme (1 und 2) angeordnet sind und zur Verhinderung des Abflusses der gespeicherten Wärme nach oben eine Wärmedämmschicht vorgesehen ist.

2. Deckenheizungsanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Rohre der beiden übereinanderliegenden Heizrohrsysteme gegeneinander versetzt werden.

Als Vorteil wird angeführt, daß die Betonmasse der Decke durch das obere Heizregister während der Nacht aufgeheizt und hierzu besonders der billigere Nachtstrom verwendet werden kann. Am Tage wird

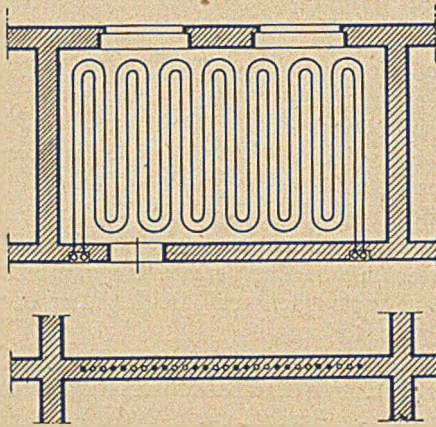


Bild 133. Heizdecke einer Warmwasser-Strahlungsheizung nach dem DRP. 721 059 mit mehrgängigen Heizrohrschlangen.

dann die eigentliche Heizfläche zur Raumerwärmung (Register 2) eingeschaltet. Die Sicherheitsforderungen wie nicht zu rasches Hochheizen und geringes Temperaturgefälle im Register bleiben namentlich für das Register 2 nach wie vor bestehen. Für das Register 1 erscheint durch dessen Anordnung in der Druckzone der Deckenkonstruktion die Anwendung einer höheren Wassertemperatur zulässig.

Das DRP. 721 059, Klasse 36c, Gruppe 9, von der Firma Rudolf Otto Meyer hat zum Patentanspruch die Verlegung von zwei oder mehrgängig, horizontal und gleichlaufend angeordnete Heizrohrschlangen (Bild 133), die einzeln regel- und absperbar sind.

Als Vorteil wird angegeben, daß beim Abschalten eines Registers eine gleichmäßige Wärmeverteilung in der Decke gewahrt bleibt, im Gegensatz zur üblichen Anordnung der örtlich getrennten Register-

gruppen. Hier fällt beim Abstellen einer Heizgruppe die Erwärmung eines Teiles der Deckenfläche aus, das nachteilig für die gleichmäßige Raumerwärmung und für die auftretenden Deckenspannungen ist.

In gedanklicher Ergänzung dieses Patentes könnte man sich ferner die Beheizung der zwei gleichlaufenden Heizrohre nach Bild 133 in gegenläufiger Wasserströmung vorstellen. Dadurch wird ein gleichmäßigeres Wärmefeld über der Decke erzielt und hierdurch auch in gewissen betontechnischen Grenzen die Zulassung einer größeren Temperaturdifferenz möglich.

4. Die Warmluftdeckenheizung¹⁾.

Mit den im Heizungsfach gebräuchlichen Wärmeträgern Wasser, Dampf und Luft ist die Ausführung von Strahlungsheizungen möglich. Je nach dem gewählten Heizmedium ist jedoch auf die bauliche Gestaltung der Heizflächen wie Decken, Wände oder Fußböden zu achten. In den vorangehenden Abschnitten wurde dies für die Anwendung von Warmwasser eingehend geschildert und auch für die Anwendung von Dampf einige Hinweise gegeben (DRP. 638774, 639640 und 664567 S. 349). Zu beachten hat man demnach die Auswirkungen der physikalischen Eigenschaften des Wärmeträgers (spezifische Wärme, Wärmeübergang und Wärmeabgabe) auf die Baukonstruktionen, ferner dürfen die sich aus wirtschaftlichen und auch hygienischen Erwägungen ergebenden technischen Bedingungen wie Temperaturhöhe und -gefälle, Geschwindigkeitsgröße und Druckabfall nicht unberücksichtigt bleiben.

Die bei der Strahlungsheizung bedingte ebenflächige Anordnung der Heizfläche und aus gesundheitlichen Gründen begrenzte Oberflächentemperatur schließen dadurch größere Bauteile in die vorstehenden Auswirkungen ein. Um Erkenntnisse über die Temperature Auswirkungen auf die Baukonstruktionen zu gewinnen, wurde in dem unter Fußnote 1 angezogenen Aufsatz ein Vergleich zwischen der sich durch Sonneneinstrahlung in unseren Breitengraden ergebenden Temperaturhöhen der Außen- und Innenwandflächen nach den Messungen von Cammerer²⁾ und der durch den Einbau der Heizrohre innerhalb des Deckenbaustoffes bedingten Temperaturhöhen gezogen. Das Ergebnis ist, daß bei der Anwendung von Warmwasser als Wärmeträger keinerlei Befürchtungen für unsere gebräuchlichen Baustoffe, Beton, Ziegel, Mörtel, Gips, Natursteine und Stahl aufzukommen brauchen, sofern die von Ros³⁾ und Graf⁴⁾ nach Versuchen ermittelten technischen Voraussetzungen (siehe Abschnitt II C 2, S. 230) beachtet werden.

Bevor nun Äußerungen über die Auswirkungen von Heißluft auf die Baukonstruktion gebracht werden, wird in die Schilderung von bisher bekannten Warmluftstrahlungsheizungen eingetreten. Zuvor sei noch ein kurzer Hinweis auf die bekannte römische Hypokaustenheizung gestattet, die vielfach als Vorbild für die gute Heizungstechnik der Römer gepriesen wird. Man hat es nach den Angaben

¹⁾ A. Kollmar. Die Warmluftstrahlungsheizung. Heizg. u. Lüftung, Bd. 16 (1942), S. 105/8 u. 125/8.

²⁾ L. S. Cammerer u. W. Christian. Die Wärmewirkung der Sonnenstrahlung auf Bauten. Wärmewirtsch. Nachr., Bd. 7 (1934), S. 116/8 u. 138/42.

³⁾ M. Ros. Bewehrte Betondecken mit Strahlungsheizung, System Gebr. Sulzer, Winterthur. Schweiz. Bauztg., Bd. 118 (1911), S. 161/5 u. 169/72.

⁴⁾ O. Graf. Über die Verwendung der Rohre von Deckenheizungen als Bewehrung von Eisenbetondecken. Beton und Eisen, Bd. 38 (1939), S. 333/9.

P. Schreier. Versuche mit Rohren von Deckenheizungen als Bewehrung von Eisenbetondecken. Beton und Eisen, Bd. 38 (1938), S. 345/52.

H. v. Sartorius. Die erstmalig baupraktische Ausführung und konstruktive Durchbildung der Deckenheizung als Bewehrung in Großdeutschland. Beton und Eisen, Bd. 38 (1939), S. 352/6.

von Dietz¹⁾, die sich auf Untersuchungen von Krell²⁾ und Jacobi³⁾ stützen, nicht mit einer ausgesprochenen Wandheizung wie dies die Strahlungsheizung ist, zu tun. Die Hypokaustenheizung war vielmehr eine Feuerluftheizung, die auf intermittierendem Betrieb ähnlich wie bei Regeneratoren beruhte, d. h. das Hypokaustum (Unterkellerung) wurde durch Feuerluftgase (Holzkohlenfeuerung) aufgewärmt und danach auf teilweise unmittelbare Luftheizung umgeschaltet. Wandheizung und vor allem Warmluftzuführung in den Wohnraum brachten den Heiz-erfolg. Man muß sich aber nach der technischen Ausführung derartiger Anlagen doch im klaren darüber sein, daß allein hiermit eine Raumerwärmung nach unseren derzeitigen Anforderungen hinsichtlich gleichmäßiger Raumtemperatur auch bei tieferen Außentemperaturen (generelle Regelung) allem Anschein nicht möglich war.

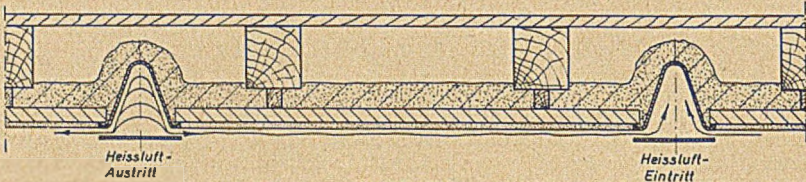


Bild 134. Deckenheizung mittels Heizluft nach dem DRP. 709734.

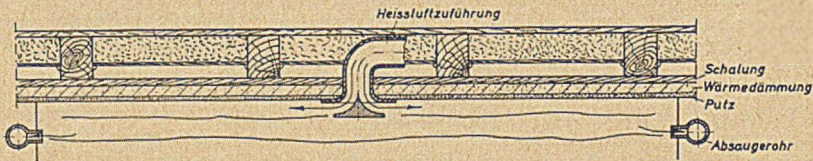


Bild 135. Deckenheizung mittels Heizluft nach dem DRP. 710931.
Luftkanäle in der Decke eingebaut.

Eine offene Warmluftstrahlungsheizung wurde durch die DRP. 709734 und 710931 (siehe unter Patente S. 350) bekannt. Das Schema der Anlage geht aus dem Bild 134 hervor. Durch ein Rohrleitungsnetz bläst ein Flichkraftlüfter über einen Lufterhitzer oder Feuerluftofen Heizluft unterhalb der Heizdecke aus. Eine besondere Düse läßt die Heizluft in waagerechter Richtung austreten. Die Heizluft breitet sich unter der Decke aus und überträgt durch Konvektion die Wärme auf diese. Die erwärmte Deckenoberfläche gibt die aufgenommene Wärme in bekannter Weise durch Strahlung ab. Die Absaugung der Heizluft geschieht an den Raumwänden. Das Bild 135 zeigt eine gleiche Anlage, nur mit anderer Ausführung der Luftzu- und -abführung. Das Bild 136 zeigt hierzu den Grundriß. Mit der im Bild 137 gezeigten Spezialdüse geschieht die Heizluftzu- und -abführung in einem Ausführungstück. Auch das Bild 138 stellt eine Sonderausführung dar. Hiermit soll die Heizluft unmittelbar durch ein Dampf- oder Heißwasseregister im Raum erzeugt werden.

Der Erfinder sieht in einer billigeren Anlageerstellung und Vermeidung der Wärmeträgheit der Deckenheizung die Vorteile seiner Ausführung gegenüber der bekannten Warmwasserdeckenheizung. Beide Vorteile treten wohl in gewissen Grenzen auf, jedoch zieht eine derartige Anlagegestaltung dafür andere Nachteile mit sich. Als Nachteile kann man anführen.

¹⁾ L. Dietz. Ventilations- und Heizungsanlagen. München, R. Oldenbourg, 1909.
²⁾ O. Krell. Altrömische Heizungen. München, R. Oldenbourg, 1901.
³⁾ L. Jacobi. Das Römerkastell Saalburg. Homburg, 1897.

Die Geräusch- und Geruchsübertragung von Raum zu Raum ist gegeben, auch die Geräuscherzeugung durch die erforderlichen hohen Luftgeschwindigkeiten ist nicht ausgeschlossen.

Es besteht schlechte Reinigungsmöglichkeit für die Luftkanäle und Rohrleitungen.

Ein Schmutzigenwerden der Decke und Staubaufwirbelung tritt ein. In Wohnräumen wirken die Luftein- und -austrittsdüsen an der Decke nicht schön. Deckenverstärkungen durch die Einbringung der Luftrohrleitungen werden nicht zu umgehen sein. Der ständig erforderliche Fliehkraftlüfterbetrieb bedingt größere Betriebskosten.

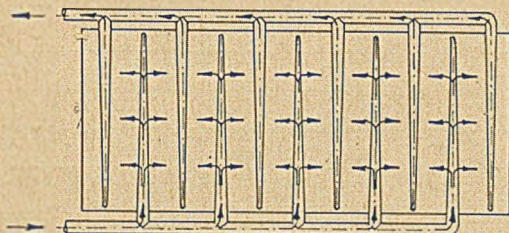


Bild 136. Grundriß über die Führung der Heizluftkanäle innerhalb der Decke nach Bild 134.

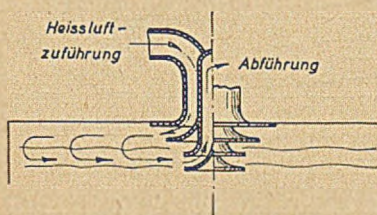


Bild 137. Gemeinsame Düse für Zu- und Abführung der Heizluft.

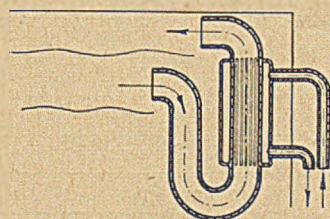


Bild 138. Örtliche Erwärmung der Heizluft durch einen Lufterhitzer.

Nach all dem Geschilderten kann man sich eine Anwendung dieser Heizungsanlage nur für besondere Gebäude vorstellen, wie z. B. Ausstellungsräume, Verkaufshallen, Industriehallen oder dgl. Erfahrungen wären jedoch erst noch zu sammeln. Die heizungstechnische Berechnung einer derartigen Anlage ist unter Anwendung der Gleichung 75 S. 54 möglich. Die Wärmeübergangszahl für die Heizluft an die Decke durch Konvektion ergibt sich demnach zu (Luftgeschwindigkeit $w > 5$ m/s)

$$\alpha_{Konv} = 0,075 \frac{\lambda}{l} Pe^{0,75} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad \dots \dots \dots (75)$$

Als Heizflächenlänge l in m ist gemäß den Bildern 134 u. 135 der Abstand von der Luftaustrittsdüse bis zur Absaugstelle einzusetzen. Die Stoffwerte von λ und α sind bei dem Mittelwert von Deckentemperatur und mittlerer Heizlufttemperatur aus der Zahlentafel 4 S. 323 zu entnehmen.

Die zulässige Heizdeckenoberflächentemperatur ist nach den Erfahrungen bei der Warmwasserdeckenheizung mit 50 bis 60 °C nach oben begrenzt. Darüber hinaus wirkt sich die Strahlung für Rauminsassen bekanntlich unangenehm aus. Die

für eine mittlere Deckentemperatur von 50 °C und einer mittleren Heizlufttemperatur von 60 °C nach obiger Gleichung errechneten Zahlenwerte sind für verschiedene Luftgeschwindigkeiten und Heizflächenlängen im Bild 139 enthalten.

Eine mittlere Heizlufttemperatur über oder unter dem angenommenen Wert von 60 °C ändert die Zahlenwerte nur unwesentlich nach unten oder oben ab, soweit die Temperaturänderung nicht etwa 30°C übersteigt.

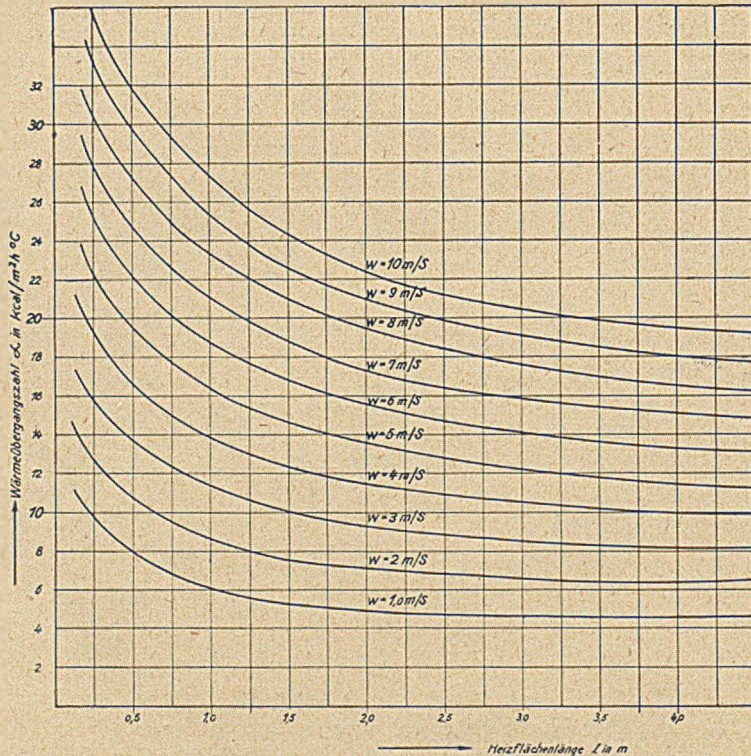


Bild 139. Wärmeübergangszahlen α bei verschiedenen Luftgeschwindigkeiten w und Heizflächenlängen L bei einer Heizlufttemperatur ϑ_L von 60 °C und einer Deckentemperatur ϑ_D von 50 °C.

Die Wärmeaufnahme der Decke errechnet sich nach Ermittlung der Wärmeübergangszahl aus der Gleichung 54 S. 48 zu

$$q = \alpha (\vartheta_L - \vartheta_D) \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \quad \dots \quad (54)$$

Aus dem Bild 140 können die Zahlenwerte der Wärmeaufnahme in kcal/m² h bei verschiedenen mittleren Heizlufttemperaturen und einer mittleren Deckentemperatur von 50 °C entnommen werden. Zu beachten ist jedoch, daß bei der Wärmeaufnahme der Decke ein Teil der aufgenommenen Wärme als Wärmeverlust der Decke nach oben verloren geht. Dieser Anteil an der Wärmeaufnahme ergibt sich je nach der Wärmedämmung und der über der Decke herrschenden Lufttemperatur mittels der Wärmeüberleitzahl zu

$$q_{\text{Verl}} = \kappa (\vartheta_D - \vartheta_L) \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

Die dann durch Strahlung an den Raum zur Deckung der Wärmeverluste des Raumes abgegebene Wärme ist nach der Gleichung 21 S. 28

$$q_{Str} = a_{Str} (\vartheta_D - \vartheta_{W_m}) \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \dots \dots \dots (21)$$

Eine weitere Wärmeabgabe durch Konvektion an die Raumluft erfolgt nun nicht, da ja an der Deckenoberfläche keine Raumluft, sondern die Heizluft strömt. Es ist aber damit zu rechnen, daß ein Teil der Heizluft durch Wirbelbildungen und Diffusion in den Raum abströmt und auch Raumluft abgesaugt wird. Demnach

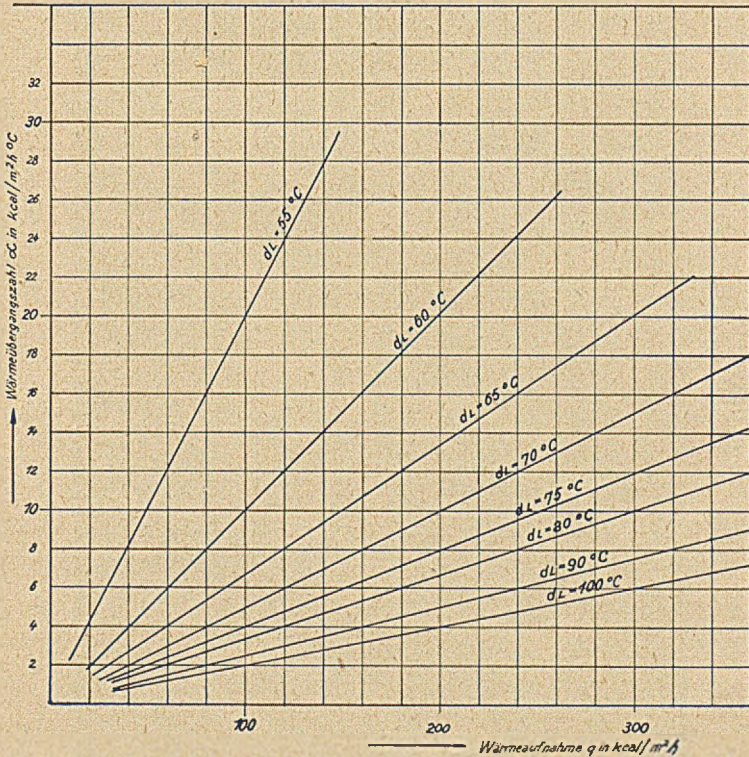


Bild 140. Wärmeaufnahme der Decke bei verschiedenen Heizlufttemperaturen ϑ_L und einer Deckentemperatur ϑ_D von 50 °C.

ist noch eine zusätzliche Heizwirkung in gleicher Weise wie bei der gebräuchlichen Warmluftheizung gegeben. Zahlenwerte kann man hierfür nicht angeben, da diese gänzlich von der Anordnung und Ausführung der Luftdüsen abhängen. Sicherlich kann dieser Betrag ein Mehrfaches des Rauminhaltes ausmachen, ja gegebenenfalls bewußt zu erreichen versucht werden, um die Heizwirkung dieses Heizungssystems zu verbessern.

Auf S. 287 ist die Berechnung einer offenen Warmluftstrahlungsheizung durchgeführt. Abschließend ist zur Ausführung einer derartigen Heizungsanlage zu sagen, daß die erforderlichen Luftgeschwindigkeiten der Heizluft an der Decke

nicht klein sein können, wenn man eine günstige Wärmeübergangszahl bei nicht übermäßig hohen Heizlufttemperaturen erreichen will. Eine Verbesserung der Wärmeübergangszahl wäre durch ein senkrechtcs Auftreffen der Heizluft an der Deckenoberfläche zu erzielen, da nach den Untersuchungen von Reiher hierbei

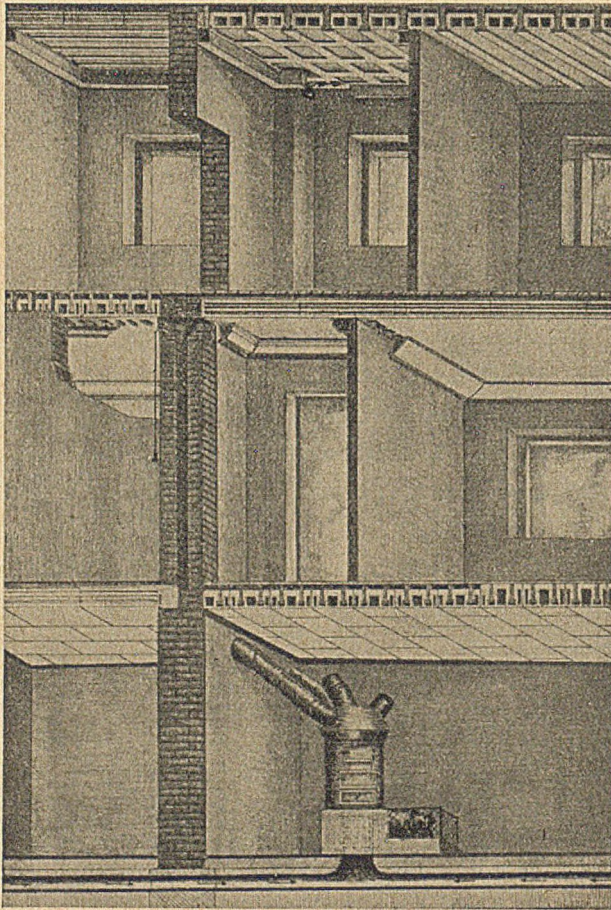


Bild 141.

Müllpo-Warmluftstrahlungsheizung mit verschiedenen Deckenarten.

eine Steigerung bis zum siebenfachen Betrag möglich ist. Dies bedingt jedoch eine andere konstruktive Lösung der Heizluftführung und Ausströmung an der Deckenfläche.

Eine Warmluftstrahlungsheizung mit geschlossenen Heizkanälen besonderer Ausführung innerhalb der Decke, in denen die Heizluft strömt, ist die Müllpo-Warmluftstrahlungsheizung der Fa. Müllpo-Verwertung Pomutz

& Co. K.-G. Eine Anzahl eingetragener Schutzrechte¹⁾ und DRP²⁾ liegen über die besonderen Deckenbaukörper, Heizgesimskörper und Deckenheizplatten z. Zt. vor. Die Ausführung einer Warmluftstrahlungsheizung unter Anwendung dieser Bauelemente zeigt das Bild 141. Aus den Bildern 142, 143 u. 144 sind die Deckenheizflächen, die sich mit diesen Deckenbaukörpern, Heizgesimsen und Heizplatten bilden lassen, zu ersehen. Die Bilder 145, 146 u. 147 zeigen ferner einige Deckenausführungen, bei denen die besondere Aufhängungsart und die Riffeln bzw. Rillen an der Innenseite des Deckensteines zum Zwecke der erhöhten Wärmeaufnahme durch die angegebenen Schutzrechte geschützt sind.

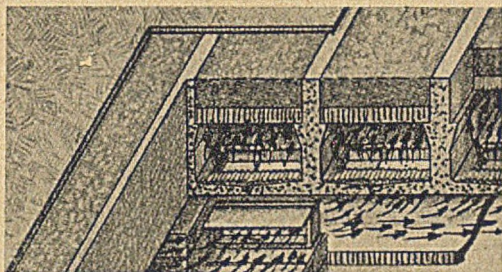


Bild 142. Müllpo-Deckenheizung.

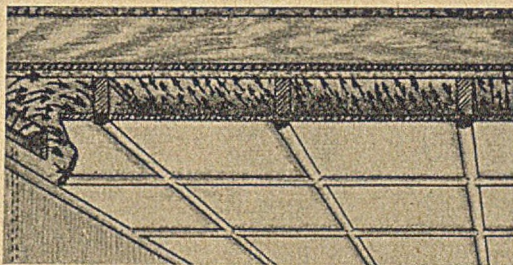


Bild 143. Müllpo-Plattenheizung.

¹⁾ Gebrauchsmuster Nr. 1470515, eingetragen am 11. 6. 1939. Deckenkörper.

Gebrauchsmuster Nr. 1456159, eingetragen am 16. 1. 1939. Baukörper, die zum Zusammenstellen von Gebäudedecken nutzbar sind.

Gebrauchsmuster Nr. 1481378, eingetragen am 1. 2. 1940. Deckenkörper mit geriffelten oder gerillten Wärmeaufnahmeflächen für Warmluftdecken- und -fußbodenheizungen und Kühlungen.

Gebrauchsmuster Nr. 147890, eingetragen am 10. 6. 1940. Heizgesimskörper mit gerillter oder geriffelter Wärme- bzw. Kälteaufnahmefläche für Warmluftgesimsheizungen und Kühlungen.

Gebrauchsmuster Nr. 1487891, eingetragen am 10. 6. 1940. Deckenheizplatte mit geriffelter oder gerillter innerer Wärme- bzw. Kälteaufnahmefläche für Warmluftdeckenheizungen und Kühlungen.

²⁾ DRP. 727 040 Kl. 36 c Gr. 9. Patentiert im Deutschen Reich vom 11. 10. 1938 an Julietta Müllers geb. Pomutz, Saalfeld (Saale). Als Heizelement dienender, einen Kanal für das Heizmittel bildender Hohlstein.

Patentanmeldung P 77 213 vom 30. 4. 1938. Ausgegeben am 25. 2. 1943. Anlage für Strahlungsheizung oder Kühlung, bei der Schalkörper die Luftkanäle enthalten.

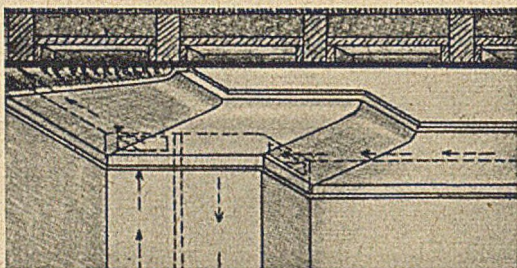


Bild 144.

Müllpo-Gesimsheizung nach dem Gebrauchsmuster 1487890.

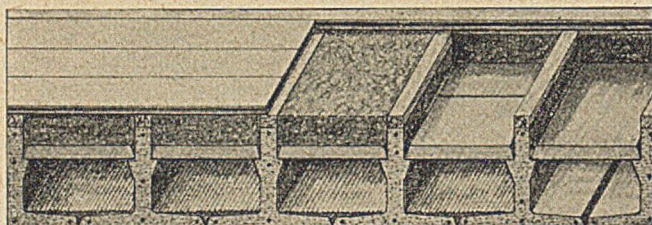


Bild 145. Stahlstrebenbeton-T-Trägerdecke nach Müllpo.

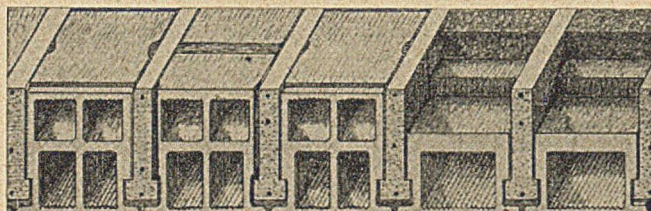


Bild 146. Stahlstrebenbetondecke nach Müllpo.

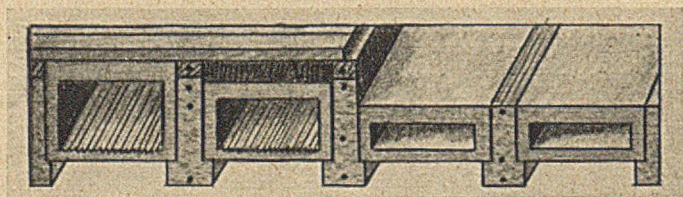


Bild 147. Müllpo-Balkendecke.

Eine weitere Warmluftstrahlungsheizung mit einer Deckenausführung besonderer Art ist durch das DRP. 712700 Kl. 36c Gr. 6 von R. Schwanda bekannt geworden. Diese Deckenheizungsanlage mittels Warmluft ist gekennzeichnet durch die Verwendung von Strahlplatten mit einem quer zur Luftzu- und -abführungsrichtung zickzackartigen oder gewellten Mittelsteg. Die nach oben wärmedämmend und nach unten wärmespiegelnd ausgebildeten Mittelstege bilden die Hohlräume für den Warmluftumlauf. Die Luftkanäle erhalten nach oben eine abschließende Deckplatte. (Bild 148.)

Als allgemeine Vorteile der Warmluftstrahlungsheizung außer der bereits angegebenen geringeren Wärmeträgheit gegenüber der Warmwasser-Deckenheizung können noch die Vermeidung der Einfriergefahr und der geringe Stahlbedarf gelten.



Bild 148. Deckenausführung nach dem DRP. 712700.

- | | |
|---------------------------|-----------------|
| a Mittelsteg | d Platte |
| b Strahlfläche | e Metallfolium |
| c Hohlraum (wärmedämmend) | f Warmluftkanal |

Die ordnungsgemäße Erstellung einer Warmluftstrahlungsheizung, d. h. also die Erreichung einer Deckenoberflächentemperatur, die für eine ausreichende Raumerwärmung notwendig ist, bedingt entweder bei angemessenen Warmlufttemperaturen große Luftgeschwindigkeiten und damit Luftmengen oder bei mäßigen Luftgeschwindigkeiten hohe Lufttemperaturen. Hohe Luftgeschwindigkeiten, also damit auch große Luftmengen, ziehen größere Betriebskosten nach sich. Im Vergleich zu den Betriebskosten einer Umwälzpumpe bei einer Warmwasser-Deckenheizung sind die des erforderlichen Fliehkraftlüfters ein Mehrfaches. Inwieweit die Anwendung der notwendigen hohen Lufttemperaturen, um mit geringeren Luftgeschwindigkeiten auszukommen, Nachteile für die Bauausführung mit sich bringt, bedarf erst mehrjähriger Erfahrungen¹⁾, die noch nicht vorliegen. Zu erwähnen wäre hierzu noch, daß hohe Lufttemperaturen noch nicht nachteilig sind, ausschlaggebend ist stets die hierdurch sich einstellende Wandtemperatur. Dabei ist es von bautechnischem Vorteil, dagegen wärmetechnischem Nachteil, daß die Anwendung von Luft bei der Wärmeübertragung verhältnismäßig geringe Wärmeübergangszahlen ergibt. Auch den Temperaturabfall hat man in der Heizdecke zu beachten. Zu große Temperaturunterschiede, die sich mit geringen Luftgeschwindigkeiten ergeben werden, sind stets für die Deckenkonstruktion nachteilig.

Die Berechnung einer Warmluft-Strahlungsheizung kann mit der Gleichung 67 S. 52 erfolgen. Die Anlaufstrecke L^* nach der Gleichung 70 ist zu beachten, gegebenenfalls auch der Wert für den gleichwertigen Durchmesser nach Gleichung 81 S. 55 einzusetzen.

¹⁾ Eine Warmluftstrahlungsheizung (Müllpo-Plattenheizung für ein Wohn- und Geschäftshaus in Leobschütz) war im Winter 1941/42 in Betrieb. Eine weitere Anlage ist inzwischen erstellt worden.

Die innere Rippenfläche bei den Müllpo-Deckensteinen kann nach der von E. Schmidt¹⁾ angegebenen Formel

$$\alpha_{Ri} = \zeta \cdot \alpha_{Gl. 67} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

worin

$$\zeta = (0,4 \text{ bis } 0,6) \frac{F_{Ri}}{F}$$

ist, berücksichtigt werden.

Wesentlich ist für den Wärmedurchgang vom Innern des Heizdeckenkanals nach der Deckenoberfläche des Raumes die Wärmeleitzahl des Deckenbaustoffes. Da beiderseits der Heizdecke der Wärmeübergang von Luft an Wand mit den dadurch bedingten geringen Zahlenwerten erfolgt, ist der Wärmedurchlässigkeitswiderstand (δ/λ) nicht ohne Einfluß, so vermindert sich die Wärmeleitzahl von Beton $\lambda_B = 1,2 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$ bei Gips auf $\lambda_G = 0,60 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$. Müllpo schlägt deshalb die Beimengung von Metallsplittern hier vor.

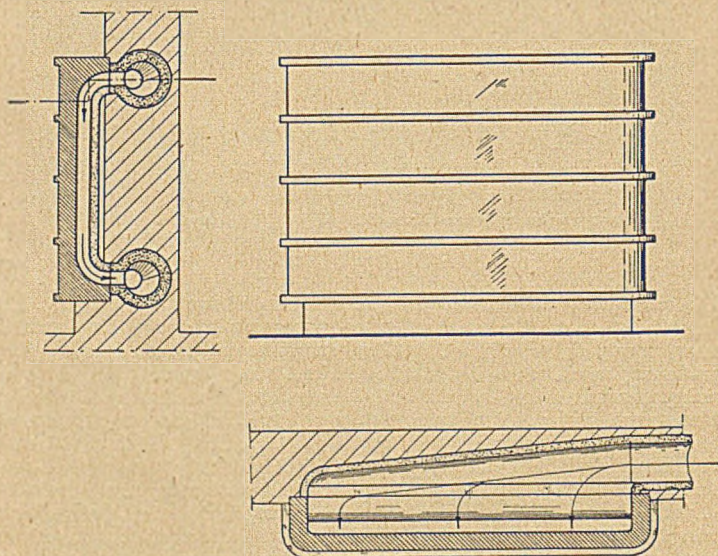


Bild 149. Keramischer Heizkörper
mit Heizluftbeheizung nach dem DRP. 667862.

Die nachstehenden zwei Unterabschnitte a) und b) zeigen in Form von Aufgaben die Durchführung der Berechnung von Warmluft-Strahlungsheizungen, wobei der letztere eine Ausführungsart der Müllpo-Deckenheizung behandelt. Hierbei wurden am Schluß dieser Berechnung noch einige allgemeine Anhaltspunkte zu dieser Anlagegestaltung gegeben.

Der Besonderheit halber wird noch das DRP. 667 862, Klasse 36c Gruppe 6 kurz erwähnt (Bild 149). Hier wurde ein Patent für einen gemäß der Patentbeschreibungs- und -ansprüche keramischen Heizkörper, der namentlich seine

¹⁾ E. Schmidt. Die Wärmeübertragung durch Rippen. Z. VDI., Bd. 70 (1926), S. 885, siehe auch Hütte, 27. Aufl., 1941, S. 597.

Wärmeabgabe durch Strahlung tätigen soll, erteilt. Als Heizmittel soll Heizluft dienen. Der Erfinder faßt diese Heizkörper als örtliche Kachelöfen in Verbindung mit einem zentralen Feuerluftofen auf.

Zur Verhinderung der Wärmeabgabe durch Konvektion sind Längsrippen angeordnet, die den natürlichen Auftrieb der sich an diesen Heizkörpern erwärmenden Raumluft hemmen soll.

Es ist hierzu zu bemerken, daß eine Strahlungsheizung nur aus diesen Heizkörpern bestehend, schon für einen Raum mit normalem Wärmebedarf auf Unterbringungsschwierigkeiten stoßen wird. Steigert man aber aus diesem Grund die Oberflächentemperatur, dann ist die Unterdrückung der Wärmeabgabe durch Konvektion mittels der nicht sehr tiefen Längsrippen hinfällig. Es ist aber auch nicht verständlich, warum der Patentinhaber dies beabsichtigt, denn die Konvektionswärmeabgabe ist aus dem zuvor angegebenen Grund nur von Vorteil.

a) Berechnung der zu übertragenden Wärmemenge einer offenen Warmluftstrahlungsheizung.

Für einen Eckraum von 6 m Länge, 4 m Breite und 3,2 m lichte Höhe (Rauminhalt 77 m³) soll die zur Erwärmung der Deckenoberfläche auf 50° C mittels einer offenen Warmluftstrahlungsheizung nach den DRP. 709734 und 710931 (Bild 134 u. 135) erforderliche Luftmenge bestimmt werden.

Lösung.

Die Wärmeübergangszahl von der Heizluft an die Deckenoberfläche ergibt sich nach der Gl. 75 S. 54 zu

$$\alpha = 0,075 \frac{\lambda}{l} Pe^{0,75} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad \dots \quad (75)$$

Als Heizflächenlänge wird $l = 2$ m angenommen. Es ist dies der Abstand von der Luftaustrittsdüse bis zur Absaugstelle gemäß den Bildern 134 u. 135. Als mittlere Heizlufttemperatur wird 65° C angenommen und die Luftgeschwindigkeit zu $w = 5$ m/s eingesetzt. Die Wärmeleitzahl wird bei dem Mittelwert von Heizluft und Deckentemperatur $\frac{65 + 50}{2} = 57,5$ °C nach der Zahlentafel 4 S. 323 $\lambda = 0,0238$ kcal/m h °C. Die Temperaturleitzahl a bei dem gleichen Temperaturmittelwert ist $a = 0,096$ m²/h. Hiermit ergibt sich

$$\alpha = 0,075 \frac{0,0238}{2} \left(\frac{5 \cdot 3600 \cdot 2}{0,096} \right)^{0,75} = 13,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Aus dem Bild 139 kann der Wert auch sofort entnommen werden. Die Wärmeaufnahme der Decke ist nach Gl. 54 (siehe auch Bild 140)

$$q = \alpha (\vartheta_L - \vartheta_D) = 13,5 (65 - 50) = 202 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}.$$

Ein Teil dieser von der Decke aufgenommenen Wärmemenge geht durch den Wärmeverlust nach oben verloren.

Nach Gleichung 98 S. 62 erhält man bei einer Wärmeüberleitzahl von $\kappa = 0,7$ kcal/m² h °C (2 cm Putz, 10 cm Beton, 8 cm Bimsbeton, 4 cm Korkplatten, 3 cm Estrich mit Linoleum) den Wärmeverlust zu

$$q = 0,7 (50 - 20) = 21 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Durch Strahlung werden dem Wohnraum nach Gleichung 21 S. 28

$$q = 5,0 (50 - 16) = 170 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

zugeführt.

Die Aufgabe wird nun erweitert durch die Forderung, daß der Wärmeverlust des Raumes 60 kcal/m^3 betragen soll, demnach $Q = 77 \cdot 60 = 4620 \text{ kcal/h}$. Es ist hiernach eine Wärmeabgabe der Decke von

$$q = \frac{4620}{24} = 193 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

erforderlich.

Die Decke muß also einschließlich ihrer Wärmeverluste nach oben eine Wärmezufuhr von $193 + 21 = 214 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ erhalten. Die Wärmeübergangszahl wird hiermit (siehe Bild 140)

$$\alpha = \frac{214}{65 - 50} = 14,3 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Aus Bild 139 ergibt sich die Luftgeschwindigkeit zu rd. $5,5 \text{ m/s}$. Da durch Strahlung nur $170 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ von der Decke abgegeben werden, müssen noch $193 - 170 = 23 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ durch unmittelbare Luftheizung dem Raum zugeführt werden. Man erhält hiermit die Heizluftmenge, welche der Raumluft beigemischt werden muß, zu

$$V_R = \frac{23 \cdot 24}{0,241 \cdot 1,205 \cdot 45} = 42 \text{ m}^3/\text{h}$$

(auf die Raumlufttemperatur bezogen), das ist etwa $\frac{1}{2}$ facher Luftwechsel. Die insgesamt umzuwälzende Luftmenge beträgt (auf die mittlere Heizlufttemperatur bezogen) bei einem Temperaturunterschied von 10°C

$$V = \frac{4620 + 24 \cdot 21}{0,242 \cdot 1,04 \cdot 10} = \text{rd. } 2000 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (rd. } 26 \text{ facher Rauminhalt).}$$

2% dieser Luftmenge müßten demnach als Heizluft in den Raum abströmen und die gleiche Luftmenge von der Raumluft mit deren Temperatur wieder abgesaugt werden.

b) Berechnung einer Warmluftstrahlungsheizung bei einer Deckenausbildung nach Müllpo.

Ein Wohnraum von $5,5 \text{ m}$ Länge, $4,5 \text{ m}$ Breite und $3,2 \text{ m}$ lichte Höhe (Rauminhalt 79 m^3) soll durch eine Warmluftstrahlungsheizung, bei der die Decke (Bild 145) nach einer Bauart von Müllpo ausgeführt wird, beheizt werden. Der Wärmebedarf des Raumes sei bei -15°C Außentemperatur 50 kcal/m^3 , demnach $79 \cdot 50 = \text{rd. } 4000 \text{ kcal/h}$. Die Raumtemperatur sei 18°C .

Lösung.

Um die Wärmeverluste des Raumes decken zu können, ist eine Wärmeabgabe je m^2 Deckenfläche von

$$q = \frac{4000}{5,5 \cdot 4,5} = 160 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

erforderlich. Es errechnet sich hiermit eine erforderliche Deckenoberflächentemperatur von

$$\vartheta_D = \frac{160}{7,7} + 18 = 39^\circ\text{C}.$$

Die innere Wandtemperatur der Kanalsohle ergibt sich unter der Annahme einer Kanaldeckenstärke von 3 cm und der Ausführung in Beton ($\lambda_B = 1,20 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$) aus

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (\vartheta_{Wdi} - \vartheta_n) = \frac{1,20}{0,03} (\vartheta_{Wdi} - 39) = 160$$

zu $\vartheta_{Wdi} = 43 \text{ °C}$.

Es ist nun die Wärmeübergangszahl im Innern des Deckenkanals, die zur Erreichung vorstehender Wandtemperatur notwendig ist, zu bestimmen. Die Wärmeübergangszahl errechnet sich aus der Gleichung 54 zu

$$a = \frac{q}{\vartheta_L - \vartheta_{Wdi}} = \frac{160}{\vartheta_L - 43} \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \cdot \text{°C}$$

Die mittlere Heizlufttemperatur in der Decke wird zu 70 °C festgesetzt, damit erhält man a zu $5,93 \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \cdot \text{°C}$.

Aus der Gleichung 67 für die Wärmeübergangszahl bei aufgezwingener, turbulenter Strömung im geraden Rohr

$$a = 0,040 \frac{\lambda}{\delta} \text{Pe}^{0,75} \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \cdot \text{°C} \quad \dots \quad (67)$$

läßt sich die erforderliche Luftgeschwindigkeit der Heizluft in der Decke bestimmen.

Die Stoffwerte der Wärmeleitzahl und der Temperaturleitzahl a in zuvorstehender Gleichung ergeben sich bei dem Mittelwert von Heizluft und Wandtemperatur aus Zahlentafel 4 wie folgt

$$\vartheta_L = 70 \text{ °C}, \vartheta_{Wdi} = 43 \text{ °C}, \text{Mittelwert } \frac{70 + 43}{2} = \text{rd. } 57 \text{ °C,}$$

$$\lambda_{57^\circ} = 0,0238 \text{ kcal/m h} \cdot \text{°C}, a_{57^\circ} = 0,095 \text{ m}^2/\text{h}.$$

Für den Rohrdurchmesser ist nach den Angaben S. 55 der gleichwertige Durchmesser d_{gl} einzusetzen. Bei Wärmeaustausch nach oben und unten ergibt sich bei dem Stahlstrebenbeton-T-Träger nach Müllpo gemäß dem Bild 145 der gleichwertige Durchmesser zu $d_{gl} = 2b = 2 \cdot 0,10 = 0,20 \text{ m}$. Hierbei ist Voraussetzung, daß an allen Stellen des wärmeaustauschenden Umfangs eine einheitliche Temperatur herrscht. Durch die Wärmedämmung nach oben wird dies jedoch nicht zutreffen. Der gleichwertige Durchmesser für den Fall, daß nach oben kein Wärmeaustausch stattfindet, als der andere Grenzwert, ergibt sich zu $d_{gl} = 4b$. Zwischen dem Wert $d_{gl} = 2b$ und $d_{gl} = 4b$ wird also der richtige Zahlenwert liegen. In der Gleichung 67 für die Wärmeübergangszahl werden daher beide Werte eingesetzt und entsprechend dem durch die Wärmedämmung nach oben eintretenden Wärmeverlust die Berechnung durchgeführt.

Setzt man nun die bekannten Zahlenwerte in die Gleichung 67 ein, so erhält man

$$5,93 = 0,040 \frac{0,0238}{0,20} \left(\frac{w \cdot 3600 \cdot 0,20}{0,095} \right)^{0,75}$$

Löst man diese Zahlengleichung nach der Luftgeschwindigkeit w auf, so ergibt sich w in erster Lösung zu $1,77 \text{ m/s}$.

Man hat nun noch nachzuprüfen, ob der Einfluß der Anlaufstrecke L^* zu berücksichtigen ist. Es ist nach Gleichung

$$L^* = 0,015 \cdot \text{Pe} \cdot d_{gl} \text{ m} \quad \dots \quad (70)$$

Mit den Zahlenwerten ergibt sich L^* zu rd. 40 m und damit

$$\frac{L}{L^*} = \frac{5,5}{40} = 0,137, \text{ also } \zeta = \text{rd. } 1,1.$$

Mit diesem Ergebnis in die Gleichung 67 für die Wärmeübergangszahl hineingegangen, ergibt nach Durchführung der Rechengänge für

$$d_{gl} = 0,2, \quad w = 1,57 \text{ m/s,}$$

und für

$$d_{gl} = 0,4 \quad w = 1,78 \text{ m/s.}$$

Wird der Wärmeverlust nach oben unter Annahme einer Wärmedurchgangszahl von $k = 0,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$, demnach $0,6 (70 - 20) = 30 \text{ kcal/m}^3 \text{ h}$ bei dem gleichwertigen Durchmesser berücksichtigt (Grenzwert für $d_{gl} = 0,2$ ist $q = 2 \cdot 160 = 320 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ und für $d_{gl} = 0,4$, $q = 160 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$, demnach für $q = 160 + 30 = 190 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$), so erhält man eine Luftgeschwindigkeit von 1,7 m/s. (Der obige ζ -Wert von 1,1 bleibt bei diesem w -Wert praktisch der gleiche.)

Die Luftmenge, welche innerhalb der Decke strömt, ergibt sich bei 4,5 m Kanalbreite bei einem Querschnitt von $0,080 \text{ m}^2$ je 1 m Kanalbreite (nach Müllpo für die angenommene Deckenkonstruktion) zu

$$V = 0,080 \cdot 4,5 \cdot 3600 \cdot 1,7 = 2200 \text{ m}^3/\text{h}$$

und hiermit der Temperaturunterschied zwischen der in die Decke eintretenden und abströmenden Heizluft zu

$$\Theta = \frac{Q_R + Q_V}{V \cdot c_p \cdot \gamma} = \frac{4000 + 25 \cdot 30}{2200 \cdot 0,243 \cdot 1,03} = \text{rd. } 8,5 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Die gleiche Berechnung für andere mittlere Heizlufttemperaturen, demnach also gleichwertige Ausführung der Wärmedämmung nach oben mit der Wärmedurchgangszahl $k = 0,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$, Berücksichtigung der Anlaufstrecke und des verminderten Wärmeaustausches nach oben (d_{gl}) durchgeführt, ergibt die Zahlenwerte der Zahlentafel 44.

Zahlentafel 44.

Luftgeschwindigkeit, Luftmenge und Temperaturunterschied der Heizluft bei einer Warmluft-Strahlungsheizung mit einer Stahlstrebenbeton-T-Trägerdecke nach Müllpo.

Wärmeverluste des Raumes $Q = 4000 \text{ kcal/h}$.

Innere Wandtemperatur des Deckenkanals $\theta_{Wd_i} = 43 \text{ } ^\circ\text{C}$.

| | Mittlere Heizlufttemperatur im Deckenkanal in $^\circ\text{C}$ | | | | | | |
|---|---|------|------|------|------|------|------|
| | 55 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 |
| Temperaturunterschied zwischen Zu- u. Abluft in der Decke Θ in $^\circ\text{C}$. . . | 3 | 4,5 | 8,5 | 13 | 19 | 26 | 34 |
| Luftgeschwindigkeit w in m/s | 4,7 | 3,1 | 1,7 | 1,2 | 0,9 | 0,68 | 0,56 |
| Wärmeübergangszahl α in $\text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ | 13,3 | 9,4 | 5,9 | 4,3 | 3,4 | 2,8 | 2,4 |
| Luftmenge V in m^3/h | 6100 | 4000 | 2200 | 1550 | 1150 | 880 | 720 |
| Vielfache des Rauminhalts | 77 | 59 | 28 | 20 | 14,5 | 11 | 9 |
| Wärmeverluste der Decke nach oben Q_V in kcal/h | 525 | 600 | 750 | 900 | 1050 | 1200 | 1350 |

Aus dem Bild 145 ist zu erkennen, daß die Müllpo-Decke mit Hohlkörpern, welche Rippen bzw. Rillen im Innern zur Verbesserung des Wärmeübergangs aufweisen, ausgeführt wird. Die Berücksichtigung dieser Rippenfläche kann nach den Angaben S. 286 oben erfolgen.

Zu beachten hat man aber auch, daß die unmittelbar beheizte Deckenfläche kleiner ist als die Gesamtdeckenfläche. Die Deckenbauarten (Bilder 145 bis 147) weisen nur unmittelbare Heizflächen von 0,45 bis 0,80 m² je 1 m² Deckenfläche nach den Angaben von Müllpo auf. Aus diesem Grunde wurde in der zuvorgehenden Berechnung die Rippenfläche nicht berücksichtigt. Günstiger ist hier die Müllpo-Plattendecke (Bild 143), da bei dieser Deckenausführung die unmittelbare Deckenfläche 0,93 bis 0,95 m² beträgt. Sofern Gipsplatten genommen werden, so beachte man den Hinweis auf S. 286.

Allgemein ist noch zu bemerken, daß es im Bereich der Anlaufstrecke $\left(\frac{L}{L^*} > 1\right)$

günstiger ist, die Heizluftkanäle kurz zu halten (Führung nach der kürzesten Raumabmessung hin). Dies erkennt man aus der Gl. 70 mit der hierzu gehörenden Tabelle. Auch eine kleinere Kanalhöhe gibt nach den Gl. 67 und 70 bessere Wärmeübergangszahlen. A. Schack¹⁾ und M. ten Bosch²⁾ geben für die Gleichung 67 die nachstehenden Gleichungen an

A. Schack

$$\alpha = 20,9 \cdot c_p^{0,77} \lambda^{0,23} \frac{w_0^{0,75}}{d^{0,25}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C},$$

M. ten Bosch

$$\alpha = 19,5 \cdot c_p^{0,75} \lambda^{0,25} \frac{(w \cdot \gamma)^{0,75}}{d^{0,25}} \text{ d. i. Nu} = 0,042 \xi \text{ Pe}^{0,75} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

(Der Faktor ξ berücksichtigt in Abhängigkeit von dem mittleren Temperaturunterschied (Θ) zwischen Wand und Luft entweder die Erwärmung der Luft ξ von 1 bis 0,87 für Θ größer 0° bis 80°C oder die Abkühlung (ξ von 1 bis 1,15 für Θ bis 80°C).

Hiermit ergeben sich etwa 10 % höhere Wärmeübergangszahlen. Zu beachten hat man ferner, daß je nach der Deckenkonstruktion (Bilder 145 bis 147), deren Baustoffe, Deckenstärken, Kanalabmessungen, unmittelbare Deckenheizfläche und Kanalführung eine besondere Berechnung erforderlich ist.

Die geschlossene Ausführung einer solchen Warmluftstrahlungsheizung nach dem Bild 141 bringt die Vermutung nahe, daß die Berechnung der Anlage mit konstantem Volumen (Isochore, damit die spezifische Wärme c_p) durchzuführen sei. Obwohl man hierdurch bessere Zahlenwerte³⁾ für die Luftgeschwindigkeit und damit Luftmenge⁴⁾ erhält, ist dies nicht zulässig.

Durch ein gleichbleibendes Luftvolumen in der Anlage würde der Druck bei dem Anheizen einen für die Deckenausführung unzulässigen Wert erhalten, so z. B. bei 55 °C bereits 0,2 atü, dies entspräche einem inneren Deckenkanaldruck von 2000 kg/m², den eine normale Wohnhausdecke nicht aufnehmen kann. Die vielen Undichtigkeitsstellen in der Anlage, sei es am Fliehkraftlüfter, der meist gefalteten Blechrohrleitung oder an den gemauerten Steigkanälen und gestoßenen Deckensteinen führen in kurzer Zeit einen Druckausgleich herbei.

¹⁾ A. Schack. Der industrielle Wärmeübergang. 2. Aufl. Düsseldorf, Verlag Stahl-eisen m. b. H. 1940.

²⁾ M. ten Bosch. Die Wärmeübertragung. 3. Aufl. Berlin, Julius Springer. 1936.

³⁾ In der Gleichung 67 für Wärmeübergangszahl ändert sich hierbei der Wert für die Temperaturleitzahl a durch die Änderung des Druckes nach der Zustandsgleichung der Isochore $p_0/p_L = T_0/T_L$ in

$$a(p_L)_{\vartheta_L} = a(1 \text{ at})_{\vartheta_L} / p_L$$

(siehe Gl. 79 und 80 und Bemerkungen S. 55).

⁴⁾ A. Kollmar. Die Warmluftstrahlungsheizung. Heizg. u. Lüftg., Bd. 16 (1942), S. 105/8 u. 125/8.

5. Die Fußbodenheizung mittels Warmwasser, Dampf und Warmluft.

Die Fußbodenheizung ist der Deckenheizung insofern ähnlich, als auch hier eine Begrenzungsfläche des Raumes als Heizfläche ausgebildet wird. Es erscheint zunächst überhaupt vorteilhafter, den Fußboden zu beheizen als die Decke, weil man dabei dem zu beheizenden Raum die Wärme an der Stelle zuführen kann, an der sie am nötigsten gebraucht wird. Es ist bei einer Fußbodenheizung für einen Wohnraum, ebenso wie bei der Deckenheizung nicht notwendig, die Lufttemperatur im Raum auf 20 °C zu halten, um dieselbe Behaglichkeit zu erzielen wie in einem durch örtliche Heizflächen beheizten Raum, sondern es genügt auch hier eine Lufttemperatur von 16 bis 18 °C, weil der warme Fußboden eine der wichtigsten Voraussetzungen für das Wohlempfinden sichert, nämlich warme Füße.

Diesem unbestreitbaren Vorzug stehen jedoch Nachteile gegenüber, die man sehr sorgfältig berücksichtigen muß, wenn man Mißerfolge vermeiden will. Zunächst ist zu beachten, daß man die Temperatur des Fußbodens nicht beliebig wählen kann, wie dies bei der Deckentemperatur der Fall ist. Die Erfahrung mit Fußbodenheizungen hat ergeben, daß die Bodentemperatur in Räumen, in denen sich Personen dauernd aufhalten, nicht höher als 25 °C sein darf, weil sich sonst Fußbeschwerden einstellen. Es ist dabei gleichgültig, ob es sich um Wohn- und Büroräume handelt, in denen die Insassen sitzen, oder um Verkaufs- oder ähnliche Räume, in denen die Belegschaft steht oder geht. Diese Tatsache ist zwar an sich noch kein Nachteil, wirkt sich aber deshalb nachteilig aus, weil es in Räumen mit normalem Wärmebedarf meistens nicht möglich sein wird, die gesamte Heizleistung in den Fußboden zu verlegen, ohne die Höchsttemperatur von 25 °C zu überschreiten.

Bei Wohn- und Geschäftsräumen muß außerdem damit gerechnet werden, daß nachträglich der Boden mit Teppichen, Läufern und Matten abgedeckt wird, welche die Wärmeabgabe stark vermindern. Außerdem wirken sich die Möbel in demselben Sinne ungünstig aus. Noch nachteiliger als diese Erscheinungen ist die Eigenschaft der Fußbodenheizung, daß sich infolge der hauptsächlich in der Mitte des Bodens angeordneten Heizfläche und der bei der Fußbodenheizung erhöhten Wärmeabgabe durch Mitführung eine starke Luftbewegung im Raum ergibt, die in der Mitte des Raumes nach oben und an den Wänden, hauptsächlich aber an Außenwänden nach unten gerichtet ist. Dadurch entstehen Zugerscheinungen, weil die an den Außenwänden herabsinkende Luft wesentlich kälter ist als die mittlere Raumtemperatur und weil sich dieser kalte Luftstrom über dem Boden nach der Mitte des Raumes zu bewegt. Eine ähnliche Erscheinung tritt in Räumen auf, die durch örtliche Heizkörper an der Innenwand beheizt werden. Auch dort ist bei tiefer Außentemperatur ein behaglicher Aufenthalt in der Nähe der Außenwand meist nicht möglich. In Bild 150 ist die Luftbewegung in einem vom Fußboden beheizten Raum schematisch dargestellt.

Der aufsteigende Luftstrom ist wesentlich stärker als bei einer Deckenheizung, bei der, wie an anderer Stelle erläutert, ebenfalls mit einer Luftbewegung gerechnet werden muß, weil der Boden wärmer ist als der Fußboden einer Deckenheizung und weil außerdem die Wände, insbesondere die Außenwand, infolge der niedrigen Temperatur der Bodenheizfläche weniger Wärmestrahlung erhalten und daher kälter bleiben als bei Beheizung des Raumes von der Decke aus. Die verhältnismäßig starke Luftbewegung, die bei der Fußbodenheizung auftritt, hat natürlich auch eine größere Staubbewegung zur Folge.

Man kann also die Fußbodenheizung nicht als einen Ersatz der Deckenheizung betrachten und wird sie ohne zwingenden Grund nicht für Wohn- oder Büroräume anwenden, jedenfalls zur Vermeidung von Zugerscheinungen nicht ohne zusätzliche örtliche Heizflächen an den Außenwänden. Das Anwendungsgebiet der Fußbodenheizung sind Räume, die aus architektonischen Gründen oder mit Rücksicht auf die Insassen keine örtlichen Heizflächen erhalten sollen, die sich aber nicht für eine

Deckenheizung eignen, weil entweder keine genügend starke Decke vorhanden ist oder weil die Raumhöhe zu groß ist. Zu der ersten Gruppe von Räumen zählen Kapellen, Kirchen, Hallen, die meistens noch zusätzliche Heizkörper an den Abkühlungsflächen erhalten, hierzu gehört auch die Beheizung kleiner Bodenflächen in großen Räumen, wie z. B. der Platz vor dem Taufbecken in einer Kirche oder Arbeitsplätze in großen, sonst unbeheizten Hallen. In Irren- und Tobzellen wird die Fußbodenheizung mit Erfolg angewendet, weil in solchen Räumen mit Rücksicht auf die Insassen keine Heizkörper aufgestellt werden können, ohne daß diese durch schwere eiserne Verkleidungen geschützt werden, was sowohl vom heiztechnischen als auch vom hygienischen Standpunkt aus nachteilig ist. Auch für Heißluft- und Dampfbäder eignet sich die Fußbodenheizung, wobei aber im allgemeinen nur auf eine genügende Erwärmung des Bodens Wert gelegt wird, wäh-

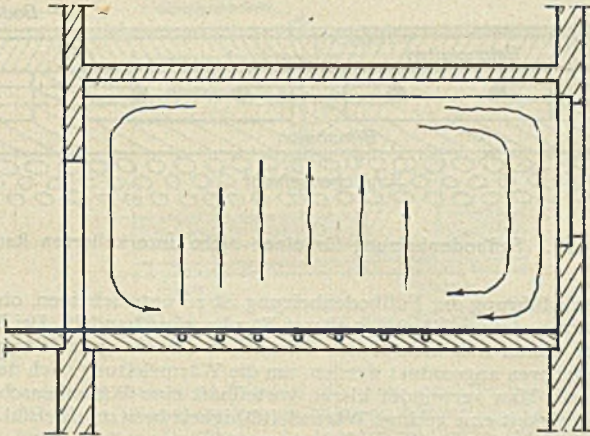


Bild 150. Luftströmung bei einer Fußbodenheizung.

rend für die Erzeugung der erforderlichen hohen Lufttemperaturen besondere Heizflächen bzw. Geräte verwendet werden. Die Anwendung der Fußbodenheizung beschränkt sich auf Räume, die dauernd beheizt werden, weil die hohe Wärme-speicherung des Bodens einen stoßweisen Betrieb nicht zuläßt.

Bei der Berechnung der Fußbodenheizung ist zu beachten, daß die Wärmeübergangszahl infolge der Lage der Heizfläche im Raum und der geringen Heiz-flächentemperatur verschieden von derjenigen der Deckenheizung ist.

Nimmt man die Strahlungszahl des Bodens, der Decke und der Wände im Mittel zu 4,5 an, eine Temperatur der beheizten Bodenfläche von 25 °C und eine mittlere Temperatur der angestrahlten Flächen von 14 °C, so ergibt sich der

$$\text{Temperaturwert } b = \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{t_1 - t_2} \text{ zu rund } 1,0.$$

Damit wird die Wärmeübergangszahl durch Strahlung

$$\alpha_{Str} = C b = 4,5 \cdot 1,0 = 4,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}.$$

Die Wärmeübergangszahl durch Wärmemitführung ist ebenfalls abhängig von dem Temperaturunterschied zwischen Heizfläche und Luft und kann für eine waagerechte Wand nach Hencky gesetzt werden zu:

$$\alpha_{Konv} = 2,8 \sqrt[4]{\Delta t}.$$

Für 25 °C Bodentemperatur und 16 °C Lufttemperatur ergibt sich

$$\alpha_{Konv} = 2,8 \sqrt{25 - 16} = 4,9 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Die Gesamt-Wärmeübergangszahl beträgt demnach für eine Fußbodenheizung mit 25 °C Bodentemperatur, 14 °C mittlerer Temperatur der Wände und Decke rund 16 °C Lufttemperatur

$$\alpha_{ges} = \alpha_{Str} + \alpha_{Konv} = 4,50 + 4,9 = 9,4 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

Zur Vereinfachung kann man für Räume mit geringer Temperatur, wie Kirchen usw., mit $\alpha_{ges} = 10 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ und für Räume mit höherer Temperatur, wie Büro- und Wohnräume, mit $\alpha_{ges} = 9 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ rechnen.

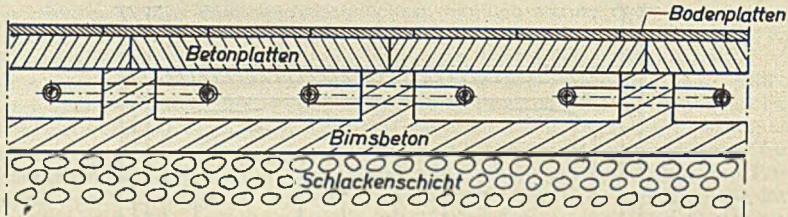


Bild 151. Fußbodenheizung für einen nicht unterkellerten Raum.

Bei der Ausführung der Fußbodenheizung ist zu unterscheiden, ob es sich um Erdgeschoßräume oder um Räume in oberen Stockwerken handelt. Bei Erdgeschoßräumen, unter denen sich kein Keller befindet, muß eine gute Wärmedämmung unter den Heizrohren angeordnet werden, um die Wärmeleitung nach dem Erdreich klein zu halten. Man verwendet hierzu vorteilhaft eine Schlackenschüttung, die infolge ihrer Porigkeit eine geringe Wärmeleitfähigkeit besitzt. In Bild 151 ist eine derartige Fußbodenheizung schematisch dargestellt.

Die Heizrohre werden in Hohlräumen verlegt, die etwa 80 cm breit sind und die durch Betonplatten abgedeckt werden. Die Betonplatten werden je nach der Belastung des Bodens durch Stahleinlagen verstärkt. Darüber wird der eigentliche Bodenbelag verlegt, der entweder aus Stein- bzw. Marmorplatten besteht oder auch in Parkett oder Linoleum ausgeführt wird. Das tragende Bodenwerk wird am besten in Bimsbeton ausgeführt, unter dem sich eine Schlackenschicht als Dämmschicht befindet. An Stelle der Betonplatten kann als Abdeckung auch ein anderer Baustoff, dessen Wärmeleitzahl nicht zu gering ist, verwendet werden.

Für Fußböden, die gleichzeitig Decken für darunterliegende Räume sind, muß mit Rücksicht auf die zur Verfügung stehende Bauhöhe ein anderer Dämmstoff verwendet werden, wenn man nicht aus besonderen Gründen auf eine Abdämmung ganz verzichten und eine Erwärmung der Decke des darunterliegenden Raumes in Kauf nehmen will. Bild 152 zeigt eine Fußbodenheizung mit darunterliegendem Raum.

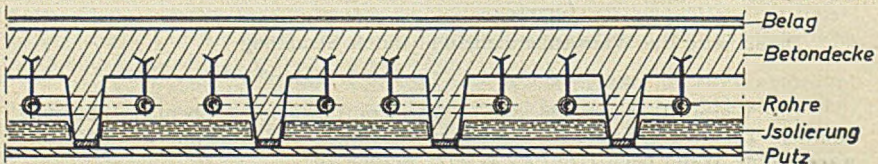


Bild 152. Fußbodenheizung mit darunterliegendem Raum.

Die Heizrohre werden nachträglich in die Hohlräume der Rippendecke eingebaut. Unter den Rohren wird eine Dämmschicht aus Kork oder Leichtbauplatten angebracht, darunter kommt ein normaler Putz. Zur Erhöhung der Wärmeübertragung nach oben empfiehlt es sich, die Rohrbefestigungen bis auf die Oberseite der Decke durchgehen zu lassen und ihnen einen möglichst großen Querschnitt zu geben. Man verwendet hierzu zweckmäßig breite Rohrschellen, deren Schäfte einen kreuzförmigen Querschnitt haben. Die Decke erhält eine entsprechende Anzahl Aussparungen von ca. 8 cm Durchmesser, die schon beim Einschalen zur Vermeidung von Stemmarbeiten durch Aufsetzen von Hölzern auf der Schalung berücksichtigt werden. Durch diese Aussparungen werden die Schäfte der Rohrschellen gesteckt und nach dem Ausrichten der Rohre vergossen. Bild 153 zeigt eine solche Befestigung, durch die die Wärmeübertragung von den Heizrohren nach dem Fußboden etwas verbessert werden kann.

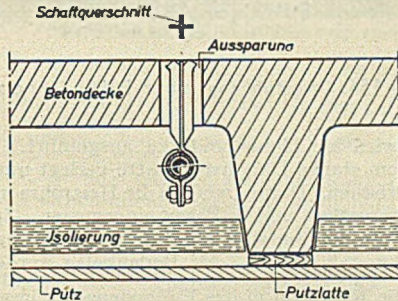


Bild 153. Aufhängen der Heizrohre.

Beispiel.

Der Umkleideraum eines Werkes mit Tag- und Nachtschichtbetrieb ist zu beheizen. Der Raum mit einem Rauminhalt von 460 m³ bei 22 m Länge, 8 m Breite und 2,6 m Höhe liegt im Dachgeschoß. Fenster sind nicht vorhanden. Die Belichtung erfolgt durch doppelte Oberlichter. Der Wärmebedarf beträgt 16800 kcal/h bei 18 °C Raumtemperatur und -15 °C Außentemperatur. Die Belüftung des Raumes wird von der Heizung unabhängig ausgeführt.

Die gesamte Außenwandfront wird durch Kleiderspinde verstellt, so daß eine Unterbringung von örtlichen Heizflächen nur unter den Spinden oder zwischen Spind und Außenwand möglich wäre. Diese Lösung wird wegen ihrer hygienischen Nachteile abgelehnt. Eine Deckenheizung ist nicht ausführbar, weil die vorhandene Deckenbauart hierfür nicht geeignet ist. Es wird deshalb eine Fußbodenheizung vorgesehen, und zwar aus folgenden Gründen:

1. Die Notwendigkeit, Fußbodentemperaturen über 25 °C anzuwenden, wirkt sich nicht nachteilig aus, weil die Belegschaft sich nur kurze Zeit im Raum aufhält.
2. Die Fußbodenheizung eignet sich gut für den im vorliegenden Falle erforderlichen Dauerbetrieb.

Als Fußbodenheizfläche kann nicht die gesamte Bodenfläche eingesetzt werden, weil auf allen vier Seiten des Raumes ein 1 m breiter Streifen von Heizrohren frei bleiben muß, um eine unerwünschte Ableitung der Wärme nach den Außenflächen zu vermeiden. Demnach stehen 20 · 6 = 120 m² als Fußbodenheizfläche zur Verfügung und die erforderliche Wärmeabgabe bestimmt sich zu

$$q = \frac{16800}{120} = 140 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}$$

Hieraus berechnet sich die erforderliche mittlere Fußbodentemperatur bei einer Wärmeübergangszahl des Bodens $\alpha_a = 10 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ und einer Raumtemperatur von 18°C zu

$$t_m = 18 + \frac{140}{10} = 32^\circ\text{C}.$$

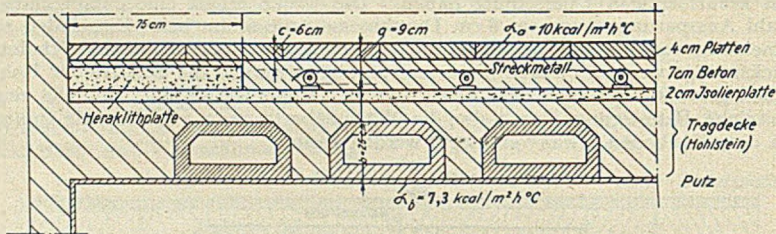


Bild 154. Ausführung einer Fußbodenheizung.

Der Fußboden wird als Hohlsteindecke ausgeführt. Auf der Trägerdecke wird zunächst eine 2 cm starke Dämmstoffplatte verlegt um den Wärmeleitwiderstand nach unten zu erhöhen. Darauf werden die Heizrohre in der bei einer Deckenheizung üblichen Weise verlegt und in Beton eingegossen. Zur besseren Verteilung der Wärme zwischen den Rohren wird über diese ein weitmäsiges Drahtgeflecht oder eine Lage Streckmetall verlegt. Als Bodenbelag werden Platten verwendet.

Zunächst wird die Kennzahl m des Fußbodens bestimmt. Es ist

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_a + \kappa_b}{a \cdot \lambda_a}}$$

worin

α_a = Wärmeübergangszahl des Fußbodens = $10 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$,

κ_b = Wärmeüberleitzahl nach der Unterseite des Fußbodens,

a = Abstand von Unterkante Heizrohr bis Oberkante Fußboden = $0,09 \text{ m}$,

λ_a = Wärmeleitzahl der Schicht a von Rohr zu Rohr bedeutet.

Die Wärmeüberleitzahl κ_b setzt sich zusammen aus den Wärmeleitwiderständen der Betonschicht unter den Rohren, der Wärmedämmplatte, der Hohlsteindecke, des Putzes und aus dem Wärmeübergangswiderstand an der Deckenunterseite. Sie bestimmt sich zu

$$\begin{aligned} \kappa_b &= \frac{1}{\frac{0,02}{1,2} + \frac{0,02}{0,10} + \frac{0,25}{1,2} + \frac{0,06}{1,2} + \frac{0,08}{0,6} + \frac{0,20}{2} + \frac{0,01}{0,7} + \frac{1}{7,3}} \\ &= 1,51 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Die Wärmeleitzahl λ_a der Schicht a von Rohr zu Rohr ergibt sich aus den Querschnitten und Wärmeleitzahlen von Beton, Platten und Streckmetall.

Für 1 m Breite der Schicht a betragen die Querschnitte

| | |
|-------------------------|---|
| Gesamtquerschnitt | $F_{ges} = 100 \cdot 9 = 900 \text{ cm}^2$ |
| Plattenquerschnitt | $F_{Pl} = 100 \cdot 4 = 400 \text{ cm}^2$ |
| Streckmetallquerschnitt | $F_{Str} = 100 \cdot 0,02 = 2 \text{ cm}^2$ |
| Betonquerschnitt | $F_B = 100 \cdot 4,98 = 498 \text{ cm}^2$ |

Damit wird

$$\lambda_a = \frac{F_{Pl} \cdot \lambda_{Pl} + F_{Str} \cdot \lambda_{Str} + F_B \cdot \lambda_B}{F_{ges}} = \frac{400 \cdot 0,9 + 2 \cdot 60 + 418 \cdot 1,2}{900}$$

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

und die Kennzahl des Fußbodens

$$m = \sqrt{\frac{a_a + \kappa_b}{a \cdot \lambda_a}} = \sqrt{\frac{10 + 1,51}{0,09 \cdot 1,2}}$$

$$= 10,35$$

Mit $m = 10,35$ ergibt sich aus Bild 61 der günstigste Rohrabstand zu 30 cm und hiermit aus Bild 64 der zugehörige Rohrdurchmesser d_g zu $3\frac{3}{4}$ ". Aus Bild 57 wird mit $m = 10,35$ und $l = 30$ cm der Wert $\frac{1}{\text{Co}[(m \cdot l)^2]}$ zu 0,4 bestimmt. Mit diesem Wert wird nun aus Bild 60 (für $t_b = 18^\circ\text{C}$) oder aus den Zahlentafeln 26 bis 31 (mit $t_a = 18^\circ\text{C}$, $t_b = 18^\circ\text{C}$ und $\frac{\kappa_b}{a_b + \kappa_b} \approx 0,10$) die Fußbodentemperatur über dem Heizrohr t_{l_0} festgestellt, die eine mittlere Fußbodentemperatur t_m von etwa 32°C ergibt. Man findet in Zahlentafel 30 für $t_{l_0} = 40^\circ\text{C}$ einen Wert von $t_m = 31,9^\circ\text{C}$ und erkennt aus Bild 60, daß der gesuchte Wert von $t_m = 32^\circ\text{C}$ mit $t_{l_0} = 40^\circ\text{C}$ erreicht wird.

Nun ist noch die mittlere Wassertemperatur zu bestimmen. Diese errechnet sich aus der vorstehend ermittelten Fußbodentemperatur über dem Heizrohr t_{l_0} von 40°C und der inneren Wärmeübergangszahl κ_c der Fußbodenschicht c .

Es ist

$$\kappa_c = \frac{1}{\frac{1}{a_R} + \frac{\delta}{\lambda_R} + \frac{\delta_B}{\lambda_B} + \frac{\delta_{Pl}}{\lambda_{Pl}}} = \frac{1}{\frac{1}{800} + \frac{0,0035}{60} + \frac{0,02}{1,2} + \frac{0,04}{0,9}}$$

$$= 16 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C},$$

worin

a_R = Wärmeübergangszahl von Wasser an Rohrwand = $800 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$,

δ_R = Stärke der Rohrwand = $0,0035 \text{ m}$,

λ_R = Wärmeleitfähigkeit des Rohres = $60 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$,

δ_B = Stärke des Betons = $0,02 \text{ m}$

λ_B = Wärmeleitfähigkeit des Betons = $1,2 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$,

δ_{Pl} = Stärke der Platten = $0,04 \text{ m}$,

λ_{Pl} = Wärmeleitfähigkeit der Platten = $0,9 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$

bedeutet.

Bei dem berechneten Wärmedurchgang $q = 140 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ der Fußbodenfläche wird der Temperaturabfall zwischen Heizmittel und Fußbodenoberkante $\Delta t = \frac{q}{\kappa_c} = \frac{140}{16} = 8,75^\circ\text{C}$. Die Wassertemperatur muß also etwa 9°C höher sein als die Fußbodentemperatur über dem Heizrohr t_{l_0} und wird mit 49°C festgelegt. Das Temperaturgefälle der Fußbodenheizung richtet sich nach dem Druckabfall des Rohrnetzes und nach der listenmäßig zur Verfügung stehenden Umwälzpumpe. Man wird das Temperaturgefälle so gering als möglich wählen, soweit diese Forderung wirtschaftlich vertretbar ist. Nimmt man die kleinste Achspumpe mit

einer Leistung von 2000 lt/h gegen einen Druck von 850 mm WS. bei einer Stromaufnahme von nur 30 Watt, so ergibt sich ein Temperaturgefälle von $16800/2000 \approx 8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Damit wird die höchste Wassertemperatur bei $-15 \text{ }^\circ\text{C}$ Außentemperatur $t_V = 53 \text{ }^\circ\text{C}$ und $t_R = 45 \text{ }^\circ\text{C}$.

Die Anlage ist mit folgenden Temperaturen zu betreiben.

| Außentemperatur $^\circ\text{C}$ | Vorlauftemperatur $^\circ\text{C}$ | Rücklauftemperatur $^\circ\text{C}$ | Δt $^\circ\text{C}$ |
|-------------------------------------|---------------------------------------|--|--------------------------------|
| - 15 | 53 | 45 | 8 |
| - 10 | 49 | 42 | 7 |
| - 5 | 45 | 39 | 6 |
| ± 0 | 41 | 36 | 5 |
| + 5 | 36 | 32 | 4 |
| + 10 | 32 | 29 | 3 |

Der Anschluß an die Kesselanlage erfolgt entweder über einem besonderen Umformer, so daß die Fußbodenheizung unabhängig von der übrigen Anlage betrieben wird oder durch Entnahme von Rücklaufwasser der Hauptheizung und Zumischung von Rücklaufwasser der Fußbodenheizung nach Bild 155.

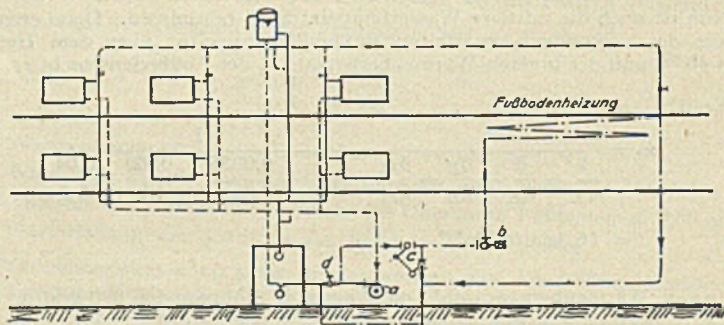


Bild 155.

Anschluß einer Fußbodenheizung an eine Radiatorenheizungsanlage.

Die in Bild 155 dargestellte Anlage besitzt eine im Rücklauf eingebaute Umwälzpumpe *a*. Zwischen dieser Pumpe und dem Kessel wird der Vorlauf der Fußbodenheizung abgenommen und unabhängig von der übrigen Anlage durch die vorstehend bestimmte Achspumpe *b* das Heizwasser der Fußbodenheizung umgewälzt. Die Einstellung der Vorlauftemperatur für die Fußbodenheizung erfolgt durch die beiden gekuppelten Drosselklappen *c*, mit denen der Zustrom von warmem Wasser aus der Hauptheizung beliebig gedrosselt und durch kälteres Rücklaufwasser der Fußbodenheizung in seiner Temperatur erniedrigt werden kann. Mit dem in der Hauptrücklaufleitung eingebauten Drosselorgan *d* kann die Fußbodenheizung bei Ausfall der Pumpe *b* betrieben werden. In diesem Falle muß allerdings auf die im Normalbetrieb mögliche Rücklaufwasserbeimischung verzichtet werden.

Eine bemerkenswerte Sonderausführung der Fußbodenheizung ist die Bauart nach dem DRP. 594632, Klasse 17f, Gruppe 5 von W. Dériaz¹⁾. Hierbei werden die Heizrohre von $\frac{3}{4}$ " oder 1" l. W. in 40 cm Abstand verlegt. Der Zwischenraum wird mit Hohlsteinen so ausgelegt, daß die Hohlräume der Steine von einer Rohrreihe nach der anderen führen. Auf den Rohren werden Metallbügel, sogenannte Zerstreuer, befestigt, die bis in die Mitte der Hohlsteine hineinragen und zur Ableitung der Wärme dienen. In Bild 156 ist eine derartige Fußbodenheizung dargestellt.

Die Heizrohre ruhen auf Betonklötzchen und tragen auf ihrer Oberseite die Bügel der Metallstreifen. Diese Zerstreuer können, um die Temperatur des Fußbodens zu beeinflussen, in verschiedener Breite ausgeführt werden. Es werden z. B. in der Nähe der Außenwand breitere Zerstreuer verwendet als in der Mitte des Raumes, um die Fußbodentemperatur dort etwas höher zu halten und um den Einfluß der kalten Außenwand und des Fensters abzuschwächen. Als Fußbodenbelag wird ein Baustoff mit hoher Wärmeleitfähigkeit verwendet, z. B. Beton, Marmor oder Steinplatten. Für Irren- und Tobzellen, bei denen damit gerechnet werden muß, daß die Patienten auf dem Boden sitzen bzw. liegen, muß ein Bodenbelag mit einer weniger guten Wärmeleitfähigkeit verwendet werden, um zu vermeiden, daß außerhalb der Heizperiode der die Körperwärme rasch ableitende, also kalte Fußboden Erkältungen hervorruft. Am besten eignet sich hierfür eine dem Holzzement ähnliche Ausführung, die keine Säure enthalten darf, damit die Heizrohre nicht angegriffen werden.

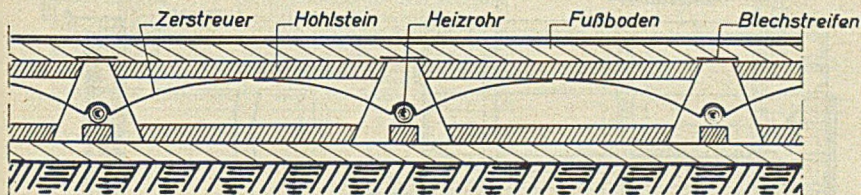


Bild 156. Fußbodenheizung nach dem DRP. 594632.

Die Bauart Dériaz hat den Vorzug, daß die Heizleistung infolge der geringeren Masse der zu erwärmenden Baustoffe leichter der Außentemperatur angepaßt werden kann, als dies bei einer Fußbodenheizung mit vollem Fußboden der Fall ist. Man wird aber auch diese Bauart nur für Räume mit Dauerbetrieb verwenden. Als Wärmeabgabe kann bei Beheizung durch Wasser von 80 °C mittlerer Temperatur eine Belastung von ca. 300 kcal/h, bezogen auf den Quadratmeter glatter Rohrheizfläche, angenommen werden, wenn die Rohre in 40 cm Abstand verlegt werden und wenn jeder Hohlstein einen Metallbügel erhält. Zur Vermeidung von Zugscheinungen ist auch bei dieser Bauart der Einbau von Heizflächen in den Außenwänden, der ähnlich wie beim Fußboden mit waagerechten Heizrohren und senkrecht gestellten Hohlsteinen ausgeführt werden kann, zu empfehlen.

Mit dem DRP. 638774, Klasse 36c, Gruppe 6 von L. P. Evans wurden einer Fußbodenheizungsanlage mit unter dem Boden angeordneten Heizluftkanälen Schutzrechte erteilt. Die Erwärmung der Luft geschieht durch Dampf oder Warmwasser mittels Plattenheizkörper (sog. Fußleisten). Die Ausführung zeigen die Bilder 157 und 158. Das Bemerkenswerte an dieser Anlagegestaltung ist die quer zu den Heizkanälen geführten Heizelemente. Die Luft der Fußbodenkanäle erwärmt sich an den Heizplatten, strömt an der Kanaloberseite (Fußbodenunterseite) ab und kehrt durch die hierdurch bedingte Abkühlung an der Kanalunterseite wieder zur Heizplatte zurück. Nach dem Bild 157 werden die Heizluftkanäle durch

¹⁾ D. W. Dériaz. Fußbodenheizung System Dériaz. Schweiz. Bauztg., Bd. 101 (1933), S. 233/6.

in der Kanalrichtung spitzwinklig eingelegte Zwischenglieder (schrägliegender Kanalboden) mit aufgebrachtener Wärmedämmung versehen, um einen mit zunehmenden Abstand von der Heizfläche abnehmenden Querschnitt zu erhalten. Die Ausführung nach Bild 158 zeigt die Anordnung von mit Zwischenabstand verlegten Hohlziegel- oder Betonkörper zwischen den Heizplatten. Diese Hohlkörper liegen auf tragenden Querbalken, auf denen auch gleichzeitig die Unterstützungen für die Dampf- oder Warmwasserheizflächen sitzen. Die Patentansprüche enthalten ferner die zusätzliche Luftbeheizung der Raumwände durch an die Fußbodenkanäle anschließende senkrecht nach oben führende Wandkanäle mit am oberen Ende offenen Zwischenwänden zur Ermöglichung des Warmluftumlaufes.

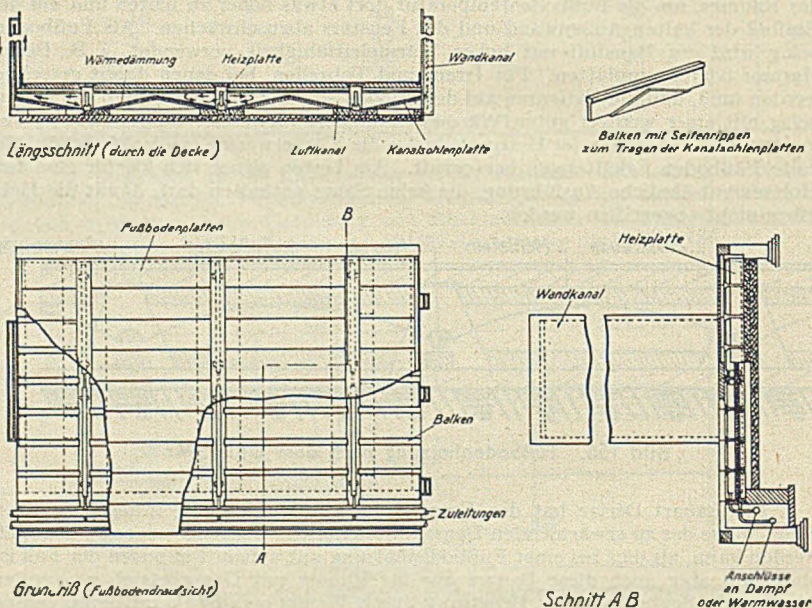


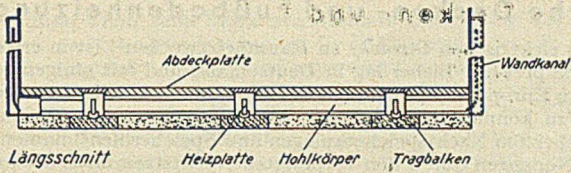
Bild 157.

Fußbodenheizung nach dem DRP. 638774 mit schrägliegenden Kanalsohlen.

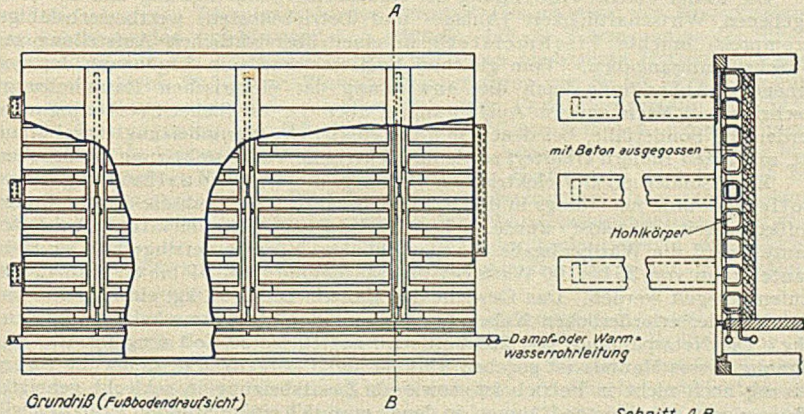
Eine geschlossene Warmluft-Fußbodenheizung wurde nach Adlam¹⁾ für die Kathedrale in Liverpool ausgeführt. Als Fußbodentemperatur, mit der eine ausreichende Erwärmung gesichert sei, wird 19 bis 20 °C angegeben. Die Warmluft strömt gemäß dem Bild 159 in 30 × 25 cm großen Fußbodenkanälen aus Beton mit 3 cm starken Zwischenstegen. Auf diesen Stegen liegen die 2 cm starken Fußbodenplatten aus Marmor.

Die Fußbodenheizung mit Warmluftumwälzung in Fußbodenkanälen für Kirchen ist wegen der Wärmeverluste nach dem Boden zu, der nur allmählichen Heizwirkung, des Erwärmens des Fußbodenstaubes und der nicht unerheblichen Baukosten nicht zu empfehlen.

¹⁾ T. N. Adlam, Applications of Radiant Heating. Heat. a. Vent., Vol. 28 (1931), Nr. 8, S. 65 u. Nr. 9, S. 64.



Längsschnitt Heizplatte Hohlkörper Tragbalken



Grundriß (Fußbodendraufsicht)

B

Schnitt AB

Bild 158.

Fußbodenheizung nach dem DRP. 638774 mit Hohlkörpern.

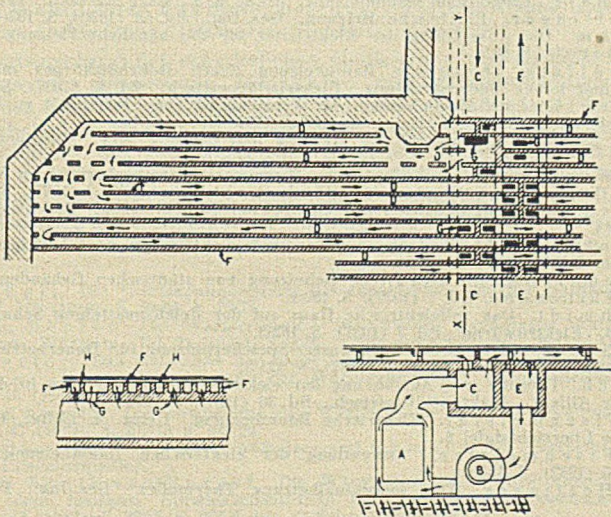


Bild 159. Warmluftkanäle bei einer Fußbodenheizung.

6. Die elektrische Decken- und Fußbodenheizung.

Die Anwendung des elektrischen Stromes zu Raumheizzwecken¹⁾ ist in erster Linie eine Frage des Strompreises. Bisher lag in Deutschland und mit einigen geringen Ausnahmen auch in Europa nicht die Möglichkeit vor, wirtschaftliche Strompreise hierfür gewähren zu können. Eine gewisse Bedeutung gewannen die mit elektrischem Strom aufgeheizten Nachtspeicheranlagen und Speicheröfen²⁾ namentlich in der Schweiz und Norwegen durch den verbilligten Nachtstromtarif, der auf Grund der zur Verfügung stehenden Wasserkräfte (weiße Kohle) dort möglich ist.

Die bisher übliche Anwendung der elektrischen Raumheizung und der dabei gegebenen Wirtschaftlichkeit (Anlage- und Betriebskosten, wettbewerbsfähiger Strompreis) brachte Fischmeister³⁾ in einer übersichtlichen Aufstellung mit 16 Schrifttumsangaben. Vom gleichen Verfasser wurde in Ergänzung der vorstehenden Abhandlung auch die Anwendung der elektrischen Raumheizung⁴⁾ beschrieben. Nach einigen Ausführungen über die tariflichen Vorbedingungen werden die Sonderfälle, bei denen sich die elektrische Raumheizung eingebürgert hat, mit guten Bildern erläutert sowie die elektrische Vollraumheizung beschrieben.

Eine Sonderheit der elektrischen Heizung, die Individualheizung Thermoflex⁵⁾, wurde neuerdings in der Schweiz bekannt, die durch die dortige Brennstoffknappheit ausgelöst wurde. Durch Anlegung eines elektrisch beheizten Mantels wird die Wärmeabgabe des menschlichen Körpers verringert. Der Heizmantel kann von 36 bis 100 Watt Leistungsaufnahme (d. s. 31 bis 86 kcal) in vier Stufen geregelt werden. Das Gewicht des Mantels beträgt 1 kg, einschl. des Umspanners, der erforderlichen Kabel, Stecker und des Stufenumschalters insgesamt 4 kg. Die Netzspannung von 220 Volt wird auf 10 bis 20 Volt umgeformt. Eine Eignung dieses Mantels ist gegeben während der Übergangszeit, in der die Raumheizung noch nicht in Betrieb ist, sowie als Zusatzheizung in schlecht geheizten Räumen oder unbeheizten Räumen, in denen man sich einige Stunden aufhalten will.

¹⁾ M. Hottinger u. A. Imhof. Elektrische Raumheizung. Zürich, Fachschriftenverlag u. Buchdruckerei AG.

W. Heepke. Handbuch der elektrischen Raumheizung. Halle a. S., Carl Marhold. 1923.

W. Schulz. Elektrische Raumheizung. Halle a. S., Carl Marhold. 1941.

M. Hottinger. Elektrische Heizung. Ges.-Ing., Bd. 53 (1930), S. 193/4.

L. Rahm. Die Anwendung der Elektrizität für die häusliche Heizung. Chauff. et Vent., Bd. 10 (1933), S. 92/4.

H. Leuffgen. Elektrische Raumheizung durch Rohrheizkörper mit niedriger Temperatur und hoher Bodenstrahlung. Elektrizitätswirtsch., Bd. 37 (1937), S. 525/8.

W. Lier. Über die Möglichkeiten der Verwendung von Elektrizität zu Heizzwecken in der Schweiz. Schweiz. Bl. f. Heizg. u. Lüftg. 1936, Nr. 2, S. 19.

Bericht über den XI. Kongress für Heizung und Lüftung 1924. München, R. Oldenbourg. 1925.

²⁾ Ph. Hagenmiller. Elektrische Warmwasserspeicherheizung im Verwaltungsgebäude der Großkraftwerk Franken AG. Nürnberg. Elektrow., Bd. 7 (1937), S. 168/70.

E. Bockwald. Erfahrungen mit elektrischer Raumheizung. Elektrowärme, Bd. 7 (1937), S. 170/3.

A. Linka. Bericht über Erfahrungen mit elektrischen Speicherheizungsanlagen. Elektrowärme, Bd. 7 (1937), S. 174/80.

T. D. Jemtland. Die elektrische Beheizung von städtischen Gebäuden in Narvik, Norwegen. Elektrowärme, Bd. 7 (1937), S. 180/1.

E. Schmidt. Das vollelektrische Haus auf der Reichsausstellung Schaffendes Volk in Düsseldorf. Elektrowärme, Bd. 7 (1937), S. 182/3.

W. v. Sauer. Elektrische Warmwasser-Speicherheizung für Dauerbetrieb in Wohnhäusern. Elektrizitätswirtsch., Bd. 36 (1937), S. 521/5.

A. Buch. Planung und Ausführung der elektrischen Raumheizung in der Materialprüfstelle der Allianz. Elektrizitätswirtsch., Bd. 36 (1937), S. 727.

³⁾ V. Fischmeister. Elektrische Raumheizung. Heizg. u. Lüftg., Bd. 14 (1940), S. 49/58, siehe Übersichtstafel 6.

⁴⁾ V. Fischmeister. Anwendung der elektrischen Raumheizung. Heizg. u. Lüftg., Bd. 16 (1942), S. 15/20.

⁵⁾ M. Hottinger. Die Individualheizung Thermoflex. Ges.-Ing., Bd. 64 (1941), S. 118/21.

M. Hottinger. Die Imhofsche Kleinspannungsheizung Thermoflex. Ges.-Ing., Bd. 65 (1942), S. 292/5.

A. Imhof u. M. Hottinger. Die Kleinspannungs-Individualheizung Thermoflex. Schweiz. Techn. Z., Bd. 17 (1942), S. 141/8.

Eine wenn auch nicht unmittelbare Umsetzung des elektrischen Stromes in Wärme zu Raumheizwecken ist die Wärmepumpe, die in letzter Zeit mehrfach hierfür ausgeführt wurde¹⁾ und neuerdings im Fachschrifttum²⁾ einen breiten Raum einnimmt. Interessant ist, daß der Gedanke hierzu bereits 1858 von Lord Kelvin³⁾ geäußert wurde. Der Vorteil bei der Anwendung der Wärmepumpe ist, daß das elektrische Wärmeäquivalent ($1 \text{ kWh} \equiv 860 \text{ kcal}$) durch Anwendung eines thermodynamischen Kreisprozesses mehrfach zur Verfügung steht. Dies wird durch die Leistungsziffer ϵ , d. i. das Verhältnis zwischen der Wärmeausbeute und der aufgenommenen Arbeit, zum Ausdruck gebracht. Die Leistungsziffer ϵ kann nun auch durch die absoluten Temperaturen des Arbeitsstoffes während des Kreisprozesses ausgedrückt werden und hieraus ist zu erklären, daß die Wärmepumpe der Strahlungsheizung und der Raumbewitterung mit ihren niedrigeren Heizwassertemperaturen von 40 bis 50 °C bzw. Warmlufttemperaturen von 30 bis 35 °C eine günstige Anwendungsmöglichkeit schafft. Bei einer Vorlauftemperatur von 50 °C wird die Leistungsziffer $\epsilon = 6,7$, dagegen bei 90 °C nur 4,15 d. h. die Strahlungsheizung liegt bedeutend günstiger. Mit $\epsilon = 6,7$ können je kWh rd. 5800 kcal theoretisch nutzbare Wärme d. h. bei verlustlosem Kreisprozeß nach Carnot abgegeben werden gegen 860 kcal bei der einfachen elektrischen Widerstandsheizung. Bei einer praktischen Ausführung einer solchen Wärmepumpenheizung (Zürcher Rathaus, siehe die Fußnote 1) wurden Jahresdurchschnittswerte der Wärmeausbeute von 1840 kcal/kWh ermittelt. Im übrigen wird hierzu auf das erwähnte Fachschrifttum verwiesen.

Bei der Anwendung der Strahlungswärme mittels des elektrischen Stromes sind grundsätzlich zwei Unterschiede zu beachten, und zwar die Strahlung bei hohen und niedrigen Oberflächentemperaturen. Die Strahlung mit Oberflächentemperaturen bis zu 800 °C der elektrisch beheizten Oberfläche geschieht in unmittelbarer Form durch Widerstandsheizung mit offenen Heizwendeln auf keramischen Tragkörpern. Diese Strahlung wird meist in gerichteter Form angewandt (elektr. Strahlungsheizkörper mit Reflektoren) und findet in den Übergangszeiten Verwendung oder als Zusatzheizung. Die elektrische Strahlungsheizung mit mäßigen Oberflächentemperaturen von 40 bis 50 °C wird als Decken-, Wand- oder Fußbodenheizung⁴⁾ (Flächenheizung) durch mittelbare Widerstandsheizung (Heizkabel, Heizfolie) ausgeführt.

Die entsprechend der erforderlichen Heizleistung und zu erzielenden Oberflächentemperatur bemessenen Heizkabel mit wärmebeständiger Isolierung werden in den Baustoff der Decke, der Wand oder des Fußbodens (Verputz, Beton u. a.) eingebettet und an die Netzspannung angeschlossen. Die Heizkabel, d. s. Widerstandsdrähte mit Bleimantel oder gefalztem Blechmantel und der wärmebeständigen Isolierung aus Asbest mit geeigneter Tränkmasse, werden mäanderförmig verlegt. Die Kabel sind für Leistungen von 30 bis 80 Watt/m (Hochleistungskabel mit Isolation aus Glasperlen) zu erhalten, wobei die letzteren die geeigneteren sind. Die Kabel sind vor mechanischer Beanspruchung zu schützen. Außer den

¹⁾ M. Egli. Die Wärmepumpenheizung des renovierten Züricher Rathauses. Schweiz. Bauztg., Bd. 116 (1940), S. 59/64 u. 73/75.

²⁾ Th. Böhler. Die Wärmepumpe. Theoretische Grundlagen und Anwendungsgebiete. Arch. Warmew., Bd. 22 (1911), S. 95/8. Siehe auch Ges.-Ing., Bd. 64 (1940), S. 360/1.

³⁾ H. Hertler. Das Hallenbad der Stadt Zürich. Ges.-Ing., Bd. 65 (1942), S. 129/38.

⁴⁾ A. Ghini. Neuere Anwendungen der Wärmepumpe für Gebäudeheizung. Heizg. u. Lüftg., Bd. 15 (1941), S. 74/8.

⁵⁾ H. Kämpfer. Die Anwendung der Wärmepumpe im Heizungswesen. Haustechn. Rdsch., Bd. 47 (1942), S. 207/13 u. 221/24.

Am Schlusse des vorstehenden Aufsatzes gibt Kämpfer eine Übersicht über 18 diesbezügliche Literaturquellen.

A. P. C. Smits van Burgst. Die Wärmepumpe und ihre Anwendungsmöglichkeiten bei dem heutigen Entwicklungsstande der Luftbehandlungstechnik. Haustechn. Rdsch., Bd. 47 (1942), S. 282/5 u. 295/8 mit 12 Schrifttumsangaben.

⁶⁾ W. Thomson (später Lord Kelvin). On the economy of heating or cooling buildings by means of currents of air. Proc. phil. Soc., Glasgow, Dez. 1858.

⁷⁾ Siehe Schrifttumsverzeichnis hierüber auf S. 349.

Heizkabeln sind noch elektrische Plattenheizkörper bekannt, wie z. B. Sperrholzplatten mit eingepreßten Heizkörpern (Stuwapplatten) mit einer Leistung von 200 bis 400 Watt/m². Eine andere Heizplatte ist in der Martinitplatte¹⁾ bekannt geworden, d. i. eine 8 bis 10 mm starke Asbestzementplatte, in der ein Satz von dünnen Chromnickeldrähten eingebettet ist. Die Platte findet namentlich da Anwendung, wo die Unterbringung der Heizkabel in den Stuck Schwierigkeiten bereitet, z. B. bei bestehenden Gebäuden. Die Martinitplatte wird für Leistungen bis zu 1000 Watt/m² geliefert. Die Wärmeabdämmung zwischen der Martinitplatte und der Wand kann mit Korkplatten oder durch Bekleben der Rückseite mit Alfol erfolgen. Die Befestigung ist durch einfache Holzrahmen möglich.

Bei niedergespanntem Strom können zur Ausführung der Flächenheizung ohne weiteres blanke Leiter angewandt werden. Nachteilig ist bei der Niederspannung der erforderliche große Querschnitt für die Zu- und Verteilungsleitungen sowie der erforderliche Umspanner. Diese Ausführungsart war vor der Anwendung der ausgesprochenen Heizkabel für Fußbodenheizungen (Beton- oder Steinfußböden) gebräuchlich. Das Bild 160 zeigt die Ausführung einer elektrischen Deckenheizung mit Heizkabel.

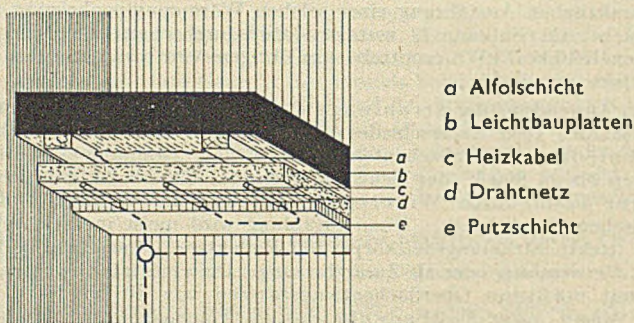


Bild 160. Mit Heizkabel ausgerüstete Decke.

In den Bildern 161 bis 163 werden drei elektrisch beheizte Fußböden²⁾, und zwar für Hoch- und Niederspannungsausführung, gezeigt.

Zu beachten ist hierbei, daß durch die Einbettung in den Baustoff des Fußbodens eine erhebliche Speicherwirkung auftritt. Eine Anpassung des Wärmebedarfs des Raumes an die Außentemperatur bei gleichbleibender Raumtemperatur ist daher nur schwer möglich. Die dem elektrischen Strom eigene gute Regelfähigkeit geht dadurch verloren. Die Anwendung soll man daher nur auf mäßig zu erwärmende Räume (keine Wohnräume), die in der Nacht aufgeheizt werden können, beschränken. Die Oberflächentemperatur des Fußbodens muß aus gesundheitlichen Gründen auf 25 °C begrenzt werden.

Eine zweckmäßigere Lösung der elektrischen Fußbodenheizung (geringe Speicherwirkung) gibt Jaspers³⁾ an. Hier besteht der Wärmekörper aus dünnen Metallgeweben, welche den ganzen Boden bedecken und an den Enden von Sammelschienen gefaßt werden. Zwischen dem Versorgungsnetz (220/380 V) und

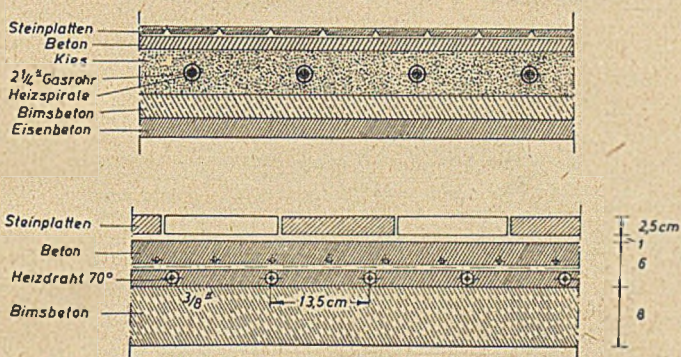
¹⁾ J. W. Bartelds. Elektrische Raumheizung in der Provinz Utrecht. Elektrow. Bd. 7 (1937), S. 31/1.

²⁾ A. Linka. Bericht über Erfahrungen mit elektrischen Speicherheizungsanlagen. Elektrow., Bd. 7 (1937), S. 174/80.

³⁾ B. Jaspers. Ein neues elektrisches Raumheizverfahren. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 157/60.

den Wärmekörpern wird ein Umspanner eingeschaltet und die Kleinspannung auf 42 V herabgesetzt. Über das Gewebe wird dann zweckmäßigerweise Linoleum gelegt, um das Heiznetz vor mechanischen Schäden zu schützen. Die Ausführung zeigen die Bilder 164 und 165.

Als Vorzüge der elektrischen Raumheizung und namentlich der mit geringer Speicherwirkung können die sofortige Betriebsbereitschaft, genaue Regelung der Raumtemperatur, Sauberkeit des Betriebes, geringe Unterhaltungskosten, einfache Verlegungsart und Wegfall der Bedienungskosten angesehen werden.



Bilder 161 u. 162. Heizspiralen im Fußboden für Normalspannung (220/380 Volt).

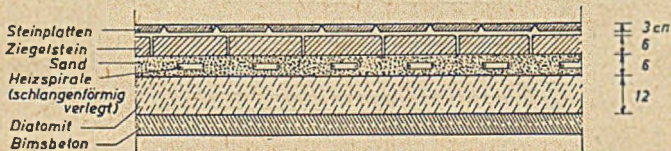


Bild 163. Heizspiralen im Fußboden für Niederspannung (10 bis 25 Volt).

Wesentlich ist bei der elektrischen Beheizung mit Rücksicht auf den Strompreis ein geringer spezifischer Wärmeverlust¹⁾ der Räume, was zu meist nur durch eine zusätzliche Wärmeabdämmung der Außenwände und der auf jeden Fall erforderlichen Anbringung von Doppelfenstern erreicht werden kann.

Abschließend wird nun noch das DRP. 727 640 Klasse 21 h Gruppe 9 von H. Krammer und G. Dundalek über eine elektrische Deckenheizung gemäß dem Bild 166 erwähnt. In Gestalt einer Stukkaturleiste beliebiger Form und Anordnung werden an der Decke Strahlungsheizkörper hinter einer Verkleidung mit hohem Emissionskoeffizienten (z. B. Schwarzblech) angeordnet. Gegen die Decke zu erfolgt die Wärmeabdämmung durch eine Wärmeschutzschicht, die von einem Strahlungsblech (z. B. Aluminiumblech oder aluminiumplattiertem Stahlblech) abgedeckt ist. Als Vorteil wird angeführt, daß die Heizleiter mit weit höheren

¹⁾ J. S. Cammerer u. H. Krause. Die Wirtschaftlichkeit elektrischer Raumheizung — eine Frage der Wandkonstruktion. ETZ., Bd. 54 (1933), S. 652/3.

Temperaturen als bei den zuvor beschriebenen Heizkabeln betrieben werden können, ferner die Anbringung keine wesentliche Änderung der Deckenkonstruktion nach sich zieht und zudem große Wirtschaftlichkeit und geringer Anschaffungspreis gegeben seien.

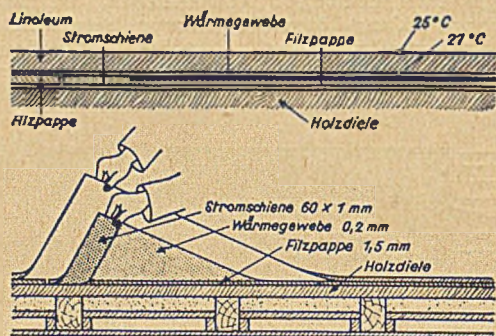


Bild 164. Elektrische Fußbodenheizung nach Jaspers mit geringer Speicherwirkung.



Bild 165. Grundriß einer elektrischen Fußbodenheizung nach Bild 164.

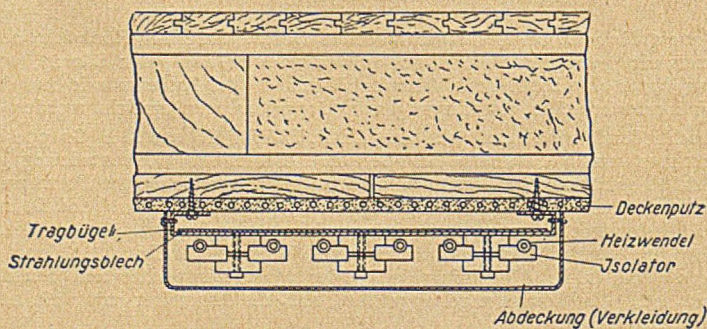


Bild 166. Elektrische Deckenheizung mit Strahlungsheizkörpern in Form einer Stukkaturleiste.

III. Teil.

Tabellen und Literatur.

A. Zahlentafeln.

Es sind nachstehend die Zahlentafeln 1 bis 13 enthalten. Die Zahlentafeln 14 bis 44 sind im Text des I. u. II. Teils aufgenommen. Zum raschen Nachschlagen sind diese im Inhaltsverzeichnis unter III. Teil A. Zahlentafeln namentlich aufgeführt.

Zahlentafel 1.
Stoffwerte ¹⁾ fester Körper.

| Stoff | Raum- einheits- gewicht ²⁾ bzw. spe- zifisches Gewicht (Wichte) | Spezifische Wärme ³⁾ (Artwärme) | | Wärmeleitzahl ⁴⁾ | | Strahlungszahl | | | |
|---|--|---|-------------|-----------------------------|-------------|-----------------------------|------|--------------------------------|-------------------------------------|
| | | γ | c_p | Tempera- tur- bereich | λ | Tempera- tur- bereich | C | Tempera- tur der Messung | Oberflächen- beschaffen- heit |
| | | | | | | | | | |
| Metalle | | | | | | | | | |
| Aluminium (Al) | 2700 | 0,224 | 100° | 174 bis 245 | 20 bis 600° | 0,35 | 26° | roh | |
| 99,7 % Al, 0,2 % Fe | | 0,235 | 200° | 194,5 | 0° | 0,26 | 23° | poliert | |
| 0,14 % Si | | | | 185 | 50° | 0,19 | 230° | „ | |
| | | | | 191 | 150° | 0,28 | 580° | „ | |
| 99 % Al | | | | 176,5 | 100° | | | | |
| Blei (Pb) | 11290 | 0,0320 | 15 bis 200° | 30 | 0 bis 100° | 0,28 | 130° | poliert | |
| techn. Blei | | | | 28,4 | 0° | 0,37 | 230° | „ | |
| | | | | 29,2 | 15° | 1,39 | 28° | oxydiert | |
| | | | | 27,5 | 100° | | | (grau) | |
| Bronze | 8790 | | | 63 | 100° | | | | |
| Geschützbronze | | | | 65 | 200° | | | | |
| (Kupfer-Zink-Zinn) | | | | | | | | | |
| 81,1 % Cu, 5 % Sn, 8,7 % Sn, 1 % Pb, 0,2 % Fe | | | | | | | | | |

308

| | | | | | | | | | |
|------------------------------------|-------|---------|------------|-------------|-------------|--------------|------|------------------------|--|
| Phosphorbronze | | | | 48,5 | 100° | | | | |
| 87,8 % Cu, 11,3 % Sn | | | | 52,2 | 200° | | | | |
| 0,4 % Pb, 0,2 % Fe | | | | | | | | | |
| Cadmium (Cd) | 8640 | 0,0549 | 18° | 72 | 40° | | | | |
| Duraluminium | 2750 | | | 138 | 0° | | | | |
| 95 % Al, 4,5 % Cu, 0,5 % Mg | | | | 155,5 | 100° | | | | |
| Elektron (Aluminium- Magnesium) | | 1800 | | | | | | | |
| 12,2 % Al | | | | | 33 | 23,1° | | | |
| 8,2 % Al | | | | 44 | 18,3° | | | | |
| 4,2 % Al | | | | 59,5 | 22,3° | | | | |
| Gold (Au) | 19350 | 0,0319 | 0 bis 381° | 267 | | 0,1 bis 0,15 | 20° | poliert | |
| | | | | | | 2,35 | | nicht poliert | |
| Gußeisen (Fe) | 7280 | 0,1273 | | 53,5 | 30° | 4,0 | 100° | | |
| | | | | | | 4,48 | | | |
| Kupfer (Cu) rein | 8930 | 0,09244 | 38,1° | 320 bis 335 | 20 bis 200° | 0,15 | 200° | Gußhaut | |
| | | 0,09472 | 101,75° | 336 | | 3,60 | 130° | poliert | |
| | | 0,0968 | 200° | | | 1,80 | | oxydiert Kupferrohr | |

309

¹⁾ Aus dem Physik.-Chem. Tabellenwerk Landolt-Börnstein, Berlin, Verlag J. Springer und Hütte, des Ingenieurs Taschenbuch, Berlin, Verlag W. Ernst u. Sohn.

²⁾ Das Raumeinheitsgewicht eines festen Körpers ist nicht stets mit dem spezifischen Gewicht (Wichte) übereinstimmend (mit Ausnahme bei Metallen und Flüssigkeiten), da ersteres die Luftporen einschließt. (Siehe DIN-Blatt 1305 Gewicht, Masse, Menge, Begriffe und DIN-Blatt 1306 Dichte und Wichte.)

³⁾ Bei einfacher Temperaturangabe in der Spalte des Temperaturbereiches ist dies die Meßtemperatur bei der Bestimmung der wahren spezifischen Wärme des betreffenden Stoffes. Bei Angabe von Temperaturgrenzen ist die mittlere spezifische Wärme in der Tabelle enthalten.

⁴⁾ Über den Einfluß der Luftfeuchtigkeit bei Baustoffen wird auf das Buch: J. S. Cammerer. Konstruktiven Grundlagen des Wärme- und Kälteschutzes im Wohn- und Industriebau, Berlin, J. Springer, 1936, verwiesen.

Die angegebenen Zahlenwerte verstehen sich für den völlig trockenen Zustand, soweit nichts näheres angegeben ist. Steigender Feuchtigkeitsgehalt vergrößert die Wärmeleitzahl.

Noch Zahlentafel 1: Stoffwerte fester Körper.

| Stoff | Raumeinheitsgewicht bzw. spezifisches Gewicht (Wichte) | | Spezifische Wärme (Artwärme) | | Wärmeleitzahl | | Strahlungszahl | | |
|------------------|--|---------------------|------------------------------|--------------------------|-------------------------|--|------------------------------|---------------------------|--------------|
| | γ kg/m ³ | c_p kcal/kg °C | Temperaturbereich °C | λ kcal/m h °C | Temperaturbereich °C | C kcal/m ² h ⁰ K ^{1/4} | Temperatur der Messung °C | Oberflächenbeschaffenheit | |
| | | | | | | | | | |
| Kupfer-Zinn | 7400 bis 8900 | 0,0910 | | 50 bis 61 | 20° | | | | |
| 3,9 % Sn | | 0,0879 | 24,7° | | | | | | |
| 7,9 % Sn | | 0,0867 | 24,7° | | | | | | |
| 1,3 % Sn | | 0,0857 | 24,7° | | | | | | |
| Magnesium (Mg) | 1740 | 0,242 | 18° | 148 | 0° | | | | |
| | | 0,255 | 100° | 143 | 100° | | | | |
| Magnesium-Kupfer | | | | 102,5 | 24,2° | | | | |
| 6,3 % Cu | | | | 119,3 | 20,3° | | | | |
| 2,4 % Cu | | | | 91,0 | 21° | | | | |
| Magnesium-Zinn | | | | 63,5 | 21,5° | | | | |
| 2,2 % Sn | | | | 94 | 20° | | | | |
| 6,4 % Sn | | | | | | 0,25 | 19° | | poliert |
| Messing | 8400 bis 8700 | 0,092 | 0 bis 100° | 50 bis 100 | 0 bis 100° | 0,34 | | | roh, gewalzt |
| | | | | | | 1,00 | | | blank |
| | | | | | | 2,1 | | | brüniert |
| | | | | | | 1,03 | | | Messingrohr |

| | | | | | | | | | |
|--------------------------------|--------|---------|-------------|-------------|------------|--|--|--|---------|
| Monelmetall | 0,0997 | 20° | 252 | 100° | | | | | |
| 67,1 % Ni, 29,1 % Cu, | | | 277 | 200° | | | | | |
| 2,7 % Fe, 0,8 % Mn, | | | | | | | | | |
| 0,3 % Si | | | | | | | | | |
| Nickel (Ni) | 8800 | 0,1034 | 0 bis 20° | 72,5 | 0° | | | | |
| 99,94 % | | 0,107 | 25,4° | 71,2 | 100° | | | | 100° |
| | | 0,1095 | 60° | | | | | | poliert |
| | | 0,1135 | 100° | | | | | | |
| handelsüblich | | | | 55,7 | 100° | | | | |
| Platin (Pt) | 21400 | 0,03203 | 18° | 60 | 19,5° | | | | |
| Quecksilber ¹⁾ (Hg) | 13590 | 0,033 | 0 bis 100° | 6,5 bis 8,8 | 0 bis 100° | | | | |
| Silber (Ag) | 10500 | 0,05540 | 0° | 354 | | | | | |
| | | 0,05682 | 100° | 360 | | | | | |
| | | 0,05762 | 16 | | | | | | |
| | | | bis 344,7° | | | | | | |
| | | | 15 bis 300° | | | | | | |
| Stahl (Fe) | 7850 | 0,1315 | | | | | | | |
| Chromstahl | | | | 21,2 | 100° | | | | |
| Manganstahl | | | | 34,6 | 100° | | | | |
| Nickelstahl | | | | 37,1 | 100° | | | | |
| Werkzeugstahl | | | | 58 | 100° | | | | |
| (Kohlenstoffstahl) | | | | 44 bis 46 | 20° | | | | |
| Wolfranstahl | | | | 33,4 | 100° | | | | |
| Weißmetall | 7500 | | | 29,2 | 100° | | | | |
| 87,8 % Sn, 7,7 % Sb, 4 % | | | | 33,5 | 150° | | | | |
| Cu, 0,1 % Fe, 0,1 % Pb | | | | | | | | | |

¹⁾ Dynamische Zähigkeit $\eta = 167 \cdot 10^{-5}$ kgs/m² bei 0 °C
122 · 10⁻⁵ „ bei 100 °C

Noch Zahlentafel 1: Stoffwerte fester Körper.

| Stoff | Raumeinheitsgewicht bzw. spezifisches Gewicht (Wichte) | Spezifische Wärme (Artwärme) | | Wärmeleitzahl | | Strahlungszahl | | | |
|----------------------------|--|------------------------------|------------|----------------------------------|---------------------------|----------------------|-------------|------------------------|---------------------------|
| | | γ | c_p | Temperaturbereich | λ | Temperaturbereich | C | Temperatur der Messung | Oberflächenbeschaffenheit |
| | | | | | | | | | |
| Zink (Zn) rein 99,8% | 7100 | 0,098 | 0 bis 100° | 98,5 96,5 91,8 | 50° 100° 100° | 1,15 bis 1,4 0,22 | 20° 230° | oxydiert poliert | |
| Zinn (Sn) | 7280 | 0,0552 | 0 bis 100° | 52,5 50,3 52,2 54,0 | 40° 125 40° 160° | 0,25 | | | |
| Zinn-Zink 92% Sn, 8% Zn | | | | | | | | | |
| Anorganische Stoffe | | | | | | | | | |
| Asbest | 57 | 0,20 | 15° | 0,054 | 15° | | | | |
| Asbestwolle | 35 234 702 1240 | | | 0,047 0,066 0,200 0,220 | 32° 32° 0° 15° | | | | |

| | | | | | | | | |
|------------------------------------|-------------------------------------|-------|------------|--|--|------------|----------|-----------------------------|
| Beton völlig trocken | 500 1000 1500 2000 2250 | 0,211 | 16° | 0,115 0,220 0,349 0,575 0,704 | 10° 10° 10° 10° 10° | | | |
| lufttrocken | 500 | 0,27 | 0 bis 100° | 0,162 0,309 0,515 0,778 0,950 | 10° 10° 10° 10° 10° | | | |
| feucht | 1000 1500 2000 2250 | | | 0,223 0,420 0,682 0,985 1,154 | 10° 10° 10° 10° 10° | | | |
| Bimsbeton 10,3% Feuchtigkeit | 850 | | | 0,29 | 0° | | | |
| Dachpappe | 1000 bis 1200 | | | 0,12 bis 0,20 | 0 bis 20° | 4,6 | 20° | |
| Diatomit | 466 605 790 | | | 0,108 0,147 0,159 | 200° 200° 200° | | | |
| Eis | 790 880 bis 920 | 0,51 | -20 bis 0° | 1,92 2,39 | 0° -50° | | | |
| Schnee frisch, je nach Struktur | 100 200 300 500 900 | 0,431 | -40 bis 0° | 1,92 bis 2,39 0,04 0,09 0,20 0,55 1,9 | 0 bis 50° 0° 0° 0° 0° -0° | 4,7 4,8 | 0° 0° | glatt ¹⁾ rauh |

¹⁾ Auch für Wasser geltend.

Noch Zahlentafel 1: Stoffwerte fester Körper.

| Stoff | Raum- einheits- gewicht bzw. spe- zifisches Gewicht (Wichte) | Spezifische Wärme (Artwärme) | | Wärmeleitzahl | | Strahlungszahl | | |
|--|--|---------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------|---|---|--------------------------------------|-------------------------------------|
| | | c_p kcal/kg °C | Tempera- tur- bereich °C | λ kcal/m h °C | Tempera- tur- bereich °C | C kcal/m ² h(°K) ⁴ | Tempera- tur der Messung °C | Oberflächen- beschaffen- heit |
| | | | | | | | | |
| Erdboden | 2385 2040 | 0,44 | | 0,694 0,45 1,15 1,44 | 20 bis 25° 20° 20 bis 25° 20 bis 25° | 1,8 | | |
| 20 % Vol.-Feuchtigk. 30 % Vol.-Feuchtigk. | | | | | | | | |
| Glas | 2400 bis 3200 | 0,18 bis 0,23 | 0 bis 100° | 0,61 bis 1,0 | 0 bis 100° | 4,45 | 20° | geschliffen |
| Glaswolle | | 0,157 | | | | | | |
| Fasern } zum Wärme- Fasern } strom | 160 219 | | | 0,0687 0,0324 0,0300 | 32° 32° 0° | | | |
| Granit | 2700 | 0,21 | 0 bis 100° | 2,82 | 34° | 2,12 | | |
| Kesselstein gipsreich | 2000 bis 2500 300 | 0,20 | | 0,5 bis 2,0 0,07 bis 0,15 | 300° 300° | | | |
| silikatreich | | | | | | | | |

| | | | | | | | | |
|----------------------------|------------------|---------------|-------------|-------------------------|------------------|------|-------------|--|
| Kies | 1850 | | | 0,29 | 0 bis 20° | | | |
| Kieselgur | 245 | 0,212 | 38° | 0,046 | 0° | 1,85 | | |
| Lehm | 1495 | | | 1,44 | 23° | | | |
| 44,7 % Vol.-Feuchtigk. | | | | 0,033 | 0° | | | |
| Magnesia | 131 | | | 0,0397 | 50° | 4,62 | 22° | hellgrau glatt ge- schliffen |
| Marmor | 2700 | 0,21 | 0 bis 30° | 2,9 | 0° | 2,70 | | |
| Muschelkalk | 2760 | | | | | | | |
| 10 % Vol.-Feuchtigk. | 2680 | | | 0,827 | 20 bis 25° | | | |
| 20 % Vol.-Feuchtigk. | | | | 1,080 | 20 bis 25° | | | |
| 30 % Vol.-Feuchtigk. | | | | 1,260 | 20 bis 25° | | | |
| Porzellan | 2200 bis 2500 | 0,17 bis 0,22 | 20° | 0,68 | 20° | 4,6 | 20° | glasiert |
| Sand | 1500 1740 | 0,191 | 20 bis 100° | 0,7 bis 0,9 | 0 bis 100° | | | |
| Sandstein | 2700 | 0,174 | | 0,26 | 0 bis 20° | | | |
| trocken | 2250 | | | 0,28 | 0 bis 20° | | | |
| feucht | | | | | | | | |
| Schamottestein | 2710 | 0,24 bis 0,33 | 0 bis 1200° | 0,46 bis 1,16 | 200 bis 500° | 3,7 | 1000° | glasiert durch prak- tischen Betrieb geschliffen |
| 21 % Porosität | 1650 | | | 0,865 | 125° | | | |
| 31,5 % Porosität | bis 1860 | | | 0,608 | 127° | | | |
| Schiefer | 2780 | 0,18 | | 1,86 | 0° | 3,3 | 60 bis 200° | |
| Schlackenstein | | | | 1,94 | 95° | | | |
| Schlackenwolle | 200 400 | 0,18 | 0 bis 100° | 0,361 0,034 0,044 | 50° 30° 0° | | | |

Noch Zahlentafel 1: Stoffwerte fester Körper.

| Stoff | Raumeinheitsgewicht bzw. spezifisches Gewicht (Wichte) | Spezifische Wärme (Artwärme) | | Wärmeleitzahl | | Strahlungszahl | | |
|---------------------------|--|------------------------------|-------------------------|-----------------------------|-----------------------|--|------------------------|---------------------------|
| | | c_p | Temperaturbereich | λ | Temperaturbereich | C | Temperatur der Messung | Oberflächenbeschaffenheit |
| | | | | | | | | |
| | γ | kcal/kg $^{\circ}\text{C}$ | $^{\circ}\text{C}$ | kcal/m h $^{\circ}\text{C}$ | $^{\circ}\text{C}$ | kcal/m ² h($^{\circ}\text{K}$) ⁴ | | |
| Silikatstein | 2350 | 0,19 | 0 bis 25 | 0,486 | 99 ^o | 4,0 | 1000 ^o | rauh |
| 27,6 % Porosität | 1700 | | | | | | | |
| Steinzeug | 2200 bis 2470 | | | 0,90 bis 1,35 | 0 bis 20 ^o | | | |
| Ton | | | | 1,080 | 23 ^o | | | |
| 48,7 % Vol.-Feuchtigk. | 1445 | 0,331 | 19 bis 100 ^o | 0,54 bis 1,44 | 50 ^o | 4,4 bis 4,6 | 20 ^o | |
| Tuffstein | 1550 bis 2270 | | | 0,5 bis 0,8 | | | | |
| Verputz | 1690 | | | 1,162 | 50 ^o | | | |
| (Kalkmörtel, Gipsverputz) | 2245 | | | 0,46 | 90 ^o | | | |
| Zement | 1890 | 0,27 | 30 ^o | 0,145 | 0 bis 20 ^o | 4,6 | 22 ^o | rot, rauh |
| Ziegel (Ziegelstein) | 710 | 0,22 | 0 bis 100 ^o | 0,34 | 0 bis 25 ^o | | | |
| trocken | 1570 | | | 0,36 | 0 bis 40 ^o | | | |
| " | 1850 | | | 0,82 | 20 ^o | | | |
| " | 1670 | | | 0,21 | | | | |
| 1,8 % Vol.-Feuchtigk. | 800 | | | | | | | |
| 5,8 % Vol.-Feuchtigk. | | | | | | | | |

| | | | | | | | | |
|--------------------------|------|-----------------|-----------------------|--------|------------------------|------|------------------------|----------|
| Organische Stoffe | | | | | | | | |
| Baumwolle | 32 | 0,280 bis 0,288 | 0 bis 34 ^o | 0,0310 | 32 ^o | 3,86 | | |
| | 53 | | | 0,0295 | 32 ^o | | | |
| | 81 | | | 0,0480 | 0 ^o | | | |
| Flachs, trocken | 79 | | | 0,0662 | 32 ^o | | | |
| Fasern zum Wärmestrom | 154 | | | 0,1082 | 32 ^o | | | |
| Fasern ⊥ zum Wärmestrom | 79 | 0,32 | | 0,0294 | 32 ^o | | | |
| | 154 | | | 0,0324 | 32 ^o | | | |
| Gummi, weich | 1100 | 0,34 | | 0,151 | 30 ^o | 4,26 | 18 bis 30 ^o | grau |
| hart | 1190 | | | 0,137 | 25 bis 50 ^o | 4,69 | 18 bis 30 ^o | schwarz |
| Haar | | | | | | | | |
| trocken | 58 | | | 0,0464 | 32 ^o | | | |
| Roßhaar, gepreßt | 172 | | | 0,45 | 20 bis 60 ^o | | | |
| Hanf | | | | | | | | |
| trocken | 43 | | | 0,0650 | 32 ^o | | | |
| Holz | | | | | | | | |
| trocken | 48 | | | 0,0385 | 32 ^o | 4,6 | 70 ^o | |
| | 80 | | | 0,0352 | 32 ^o | | | |
| Ahorn ⊥ zur Faser | 710 | | | 0,136 | 30 ^o | | | |
| Buchsbaum | 900 | | | 0,128 | 17 ^o | | | |
| Eiche | 650 | | | 0,209 | 17 ^o | | | |
| ⊥ zur Faser | 610 | 0,57 | | 0,130 | 30 ^o | | | gehobelt |
| | 825 | | | 0,180 | 15 ^o | | | |
| zur Faser | 819 | | | 0,310 | 20 ^o | | | |

Noch Zahlentafel 1: Stoffwerte fester Körper.

| Stoff | Raum- einheits- gewicht bzw. spe- zifisches Gewicht (Wichte) | Spezifische Wärme (Artwärme) | | Wärmeleitzahl | | Strahlungszahl | | |
|--------------------------|--|---------------------------------|-----------------------------------|--------------------------|-----------------------------------|---|--------------------------------------|-------------------------------------|
| | | ρ_p kcal/kg °C | Tempera- tur- bereich °C | λ kcal/m h °C | Tempera- tur- bereich °C | C kcal/m ² h(°K) ⁴ | Tempera- tur der Messung °C | Oberflächen- beschaffen- heit |
| | | | | | | | | |
| Noch Holz | | | | | | | | |
| Fichte \perp zur Faser | 500 | 0,288 | 0 bis 34° | 0,0971 | 30° | | | |
| Kiefer \perp zur Faser | 546 | 0,65 | | 0,140 | 15° | | | |
| zur Faser | 551 | | | 0,300 | 20° | | | |
| Mahagoni | 550 | | | 0,183 | 17° | | | |
| Nußbaum | 700 | | | 0,23 | 70° | | | |
| Tanne \perp zur Faser | 550 | 0,65 | | 0,12 | 70° | | | |
| Holzspäne | 140 | | | 0,050 | 30° | | | |
| Sägemehl | 200 | | | 0,060 | 0 bis 30° | | | |
| Jute, trocken | 14 | | | 0,0457 | 32° | | | |
| | 197 | | | 0,0356 | 32° | | | |
| Kapok | 16 | | | 0,030 | 30° | | | |
| trocken | 14 | | | 0,0421 | 32° | | | |
| | 96 | | | 0,0574 | 32° | | | |
| | 150 | 0,324 | | | | | | |

| | | | | | | | | |
|-------------------------|------------------|--------------|------------|---------------|-------------|------|------|-------------|
| Kohle | | | | | | | | |
| Gaskohle | 420 | | | 3,06 | 20° | | | |
| | | | | 3,42 | 100° | | | |
| Holzkohle | 200 | 0,2 bis 0,24 | 0 bis 100° | 0,05 bis 0,06 | 0 bis 100° | | | |
| Koks | 1400 | 0,20 | 0 bis 100° | 2,5 bis 3,0 | | | | |
| Steinkohle | 1200 bis 1500 | 0,312 | 0 bis 12° | 0,12 bis 0,15 | 20 bis 100° | 3,9 | 630° | geschliffen |
| Korkschrot | 45 | 0,33 | 0° | 0,038 | 0° | | | |
| Korkplatte | 135 240 | 0,33 | 0° | 0,030 | 0° | | | |
| | | | | 0,038 | 0° | | | |
| Leder | 1000 | 0,36 | | 0,14 | 30° | | | |
| Linoleum | 1180 | | | 0,16 | 20° | 4,4 | 20° | Stoff |
| Seide | 58 | | | 0,035 | 50° | 3,86 | | |
| Seidenzopf, lose | 147 | 0,32 | 0° | 0,039 | 10° | | | |
| Stroh 60% Feuchtigk. | 130 | | | 0,0470 | 12° | | | |
| Torfoleumplatte | 165 | 0,45 | 0° | 0,034 | 0° | | | |
| Wolle, rein | 58 136 | 0,40 | 0 bis 100° | 0,0324 | 30° | 3,86 | | Stoff |
| | | | | 0,0330 | 0° | | | |
| Deckanstriche | | | | | | | | |
| Aluminiumbronze | | | | | | | 100° | 1,0 bis 2,0 |
| Emaile, Lack | | | | | | | 20° | 4,2 bis 4,6 |
| Heizkörperfarbe | | | | | | | 70° | 4,5 bis 4,6 |
| grün, braun, grau, weiß | | | | | | | | |
| Mennige | | | | | | 4,6 | 100° | |

Zahlen
Stoffwerte von

| Stoff | Spezifisches Gewicht (Wichte) | Spezifische Wärme | | Wärme |
|--|----------------------------------|-------------------|---------------------------|------------------------|
| | γ | c_p | Temperaturbereich | λ |
| | kg/m ³ | kcal/kg °C | ° C | kcal/m h °C |
| Alkohol | | 0,58 | 0 bis 100° | |
| Äthylalkohol (C ₂ H ₅ OH) | 710 (15° C) | 0,61 | 16 bis 40° | 0,156 0,150 |
| Methylalkohol (CH ₃ OH) | 800 (15° C) | 0,60 | 15 bis 20° | 0,181 0,177 |
| Ammoniak (NH ₃) | 638 (0 °C) | 0,93 | 0 bis +20° | 0,431 |
| | 597 (+30 °C) | 0,86 | 0 bis -20° | |
| | 672 (-30 °C) | | | |
| Benzin | 680 bis 740 | 0,42 | 0° | 0,112 |
| Benzol (C ₆ H ₆) | 900 | 0,44 | 0 bis 100° | 0,120 0,102 |
| Kohlensäure (CO ₂) | 1075 (-30°C) | 0,48 | 0 bis -20° | 0,18 |
| | 920 (0°C) | 0,64 | 0 bis +20° | |
| Methylchlorid (CH ₃ Cl) | 960 (0 °C) | 0,38 | 0° | 0,154 (1— |
| | 900 30 °C | 0,40 | 40° | 0,00475·t) |
| Öle | | | | |
| Maschinenöl | 900 bis 930 | 0,40 | 0 bis 100° | 0,10 bis 0,15 |
| Olivenöl | 915 | 0,40 | 0 bis 100° | 0,15 0,138 |
| Terpentinöl | 860 bis 880 | 0,42 | 0 bis 100° | |
| Zylinder-Schmieröl | 920 (20 °C) | 0,40 | 0 bis 100° | 0,105 |
| Schwefeldioxyd, schweflige Säure (SO ₂) | 1435 (0 °C) | 0,32 | 0 bis 40° | 0,1818(1— |
| | 1490 (20 °C) | 0,35 | 50° | 0,00296·t) |
| | 1356 (30 °C) | | | |
| Toluol, Methylbenzol (CH ₃ C ₆ H ₅) | 845 (20° C) | 0,488 | 147 bis 277° (1,4 atü) | 0,1240 0,1215 |
| Wasser (siehe ZT 6) | 1000 (4 °C) | 1,009 | 0° | 0,490 (1+ 0,0020·t) |

tafel 2.
Flüssigkeiten.

| Leitzahl | Dynamische ¹⁾ Zähigkeit | | Kinematische ¹⁾ Zähigkeit | | Verdampfungswärme | |
|----------|---------------------------------------|---------------------|---|-------------------|----------------------|---------|
| | Temperaturbereich | $\eta \cdot 10^6$ | bei einer Temperatur | $\nu \cdot 10^6$ | bei einer Temperatur | r |
| | ° C | kg s/m ² | ° C | m ² /s | ° C | kcal/kg |
| | | | | | | |
| | 30° | 188,0 | 0° | 2,283 | 0° | 210 |
| | 75° | 123,8 | 19° | 1,549 | 19° | 78,5° |
| | 30° | | | | | |
| | 75° | | | | | |
| | -10 bis +20° | 24,8 | 0° | 0,396 | 0° | 309,6 |
| | | 23,6 | 10° | 0,373 | 10° | 300 |
| | | 22,5 | 20° | 0,362 | 20° | 0° |
| | 30° | 57,3 | 15° | 0,76 | 15° | |
| | 5° | 80,4 | 0° | 0,875 | 0° | 94 |
| | 36° | 65,5 | 20° | 0,731 | 20° | 80° |
| | | 39,6 | 60° | 0,466 | 60° | |
| | 20° | 10,3 | 0° | 0,108 | 0° | 62,5 |
| | | 8,66 | 10° | 0,099 | 10° | 56 |
| | | 7,25 | 20° | 0,093 | 20° | 0° |
| | -10 bis +30° | 29,85 | 0° | 0,306 | 0° | 99,3 |
| | | 28,7 | 10° | 0,300 | 10° | 97 |
| | | 27,5 | 20° | 0,294 | 20° | 0° |
| | | 7680 | 10° | | | |
| | | 7240 | 44° | | | |
| | 10° | 10100 | 15° | 107,5 | 15° | |
| | 71° | | | | | |
| | 81° | 151 | 20° | 1,61 | 20° | 70 |
| | | | | | | 160° |
| | -10 bis +25° | 39,3 | 0° | 0,268 | 0° | 97,8 |
| | | 33,8 | 10° | 0,236 | 10° | 90,8 |
| | | 27,8 | 20° | 0,183 | 20° | 0° |
| | 24,4° | 79,5 | 0° | 0,88 | 0° | 85 |
| | 75° | | | | | 110° |
| | 5 bis 82° | 182,9 | 0° | 1,794 | 0° | 539,1 |
| | | 101,3 | 20° | 0,996 | 20° | 100° |

¹⁾ Definition der Zähigkeit siehe DIN-Blatt 1342.
Heid-Kollmar, Strahlungsheizung.

Zahlentafel 3.

Stoffwerte von Gasen bei 0 °C und 760 mm QS (1 Atm)¹⁾.

| Stoff | Spezifisches Gewicht (Wichte) | Spezifische Wärme | | Wärmeleitzahl | Dynamische Zähigkeit | Kinetische Zähigkeit |
|---|-------------------------------|----------------------|-------------------------|----------------------|----------------------------------|----------------------|
| | | obere Ziff. bei 0 °C | untere Ziff. bei 100 °C | obere Ziff. bei 0 °C | | |
| | γ ₀ | c _p | | λ | η ₀ · 10 ⁶ | ν · 10 ⁶ |
| | kg/m ³ | kcal/kg °C | kcal/m ³ °C | kcal/m h °C | kg s/m ² | m ² /s |
| Acetylen (C ₂ H ₂) ... | 1,171 | 0,361 | 0,423 | 0,014 | 1,04 | 8,70 |
| Ammoniak (NH ₃) | 0,771 | 0,491 | 0,378 | 0,0185 | 0,976 | 12,4 |
| Äthan (C ₂ H ₆) | 1,356 | 0,413 | 0,50 | 0,0157 | | |
| Äthylen (C ₂ H ₄) ... | 1,261 | 0,336 | 0,420 | 0,014 | | |
| Chlormethyl (CH ₃ Cl) ... | 2,308 | 0,180 | 0,416 | 0,010 | 1,16 | 4,93 |
| Helium (He) | 0,179 | 1,251 | 0,224 | 0,121 | 1,92 | 105,2 |
| Kohlenoxyd (CO) | 1,250 | 0,249 | 0,312 | 0,0193 | 1,66 | 13,0 |
| Kohlensäure (CO ₂) | 1,977 | 0,202 | 0,397 | 0,0124 | 1,45 | 7,22 |
| Methan (CH ₄) | 0,717 | 0,209 | 0,410 | 0,0178 | | |
| Sauerstoff (O ₂) | 1,429 | 0,480 | 0,343 | 0,0260 | 1,10 | 14,5 |
| Schwefeldioxyd (SO ₂) | 2,928 | 0,530 | 0,379 | 0,0206 | 1,97 | 1,40 |
| Stickstoff (N ₂) | 1,251 | 0,218 | 0,312 | 0,0268 | 1,17 | 3,94 |
| Wasserstoff (H ₂) | 0,090 | 0,248 | 0,312 | 0,0204 | 1,70 | 13,7 |
| | | 0,251 | 0,314 | 0,0258 | | |
| | | 3,443 | 0,310 | 0,149 | 0,865 | 94,5 |
| | | 3,467 | 0,312 | 0,180 | | |

¹⁾ Bei einem anderen Barometerstand *h* in mm QS (Quecksilbersäule) und einer Temperatur *t* errechnet sich das spezifische Gewicht eines Gases zu

$$\gamma = \gamma_0 \cdot \frac{h}{760} \cdot \frac{273}{273 + t} \quad \text{kg/m}^3$$

Die spezifische Wärme *c_p*, die Wärmeleitzahl *λ* und die Zähigkeit *η* sind bei idealen Gasen vom Druck unabhängig. Für wirkliche Gase trifft dies nur annähernd zu, für praktische Berechnungen aber vernachlässigbar. Von der Temperatur sind die drei Stoffwerte je nach dem Gase mehr oder minder stark abhängig.

(Normtemperatur, Normdruck, Normzustand siehe DIN-Blatt 1343.)

Zahlentafel 4.

Stoffwerte für trockene¹⁾ Luft bei Atmosphärendruck.

(bei 1 at = 735,5 mm QS)²⁾.

| Lufttemperatur | Spezifisches Gewicht (Wichte) | Spezifische Wärme | Wärmeleitzahl | Temperaturleitzahl | Teilzahl der Grashof'schen Kennzahl | Dynamische Zähigkeit | Kinetische Zähigkeit |
|----------------|-------------------------------|-------------------|---------------|----------------------------------|--------------------------------------|----------------------|----------------------|
| ϑ | γ | c_p | λ | $a = \frac{\lambda}{c_p \gamma}$ | $\tau = \frac{\gamma^2}{\eta^2 g T}$ | $\eta \cdot 10^6$ | $\nu \cdot 10^6$ |
| °C | kg/m ³ | kcal/kg °C | kcal/mh °C | m ² /h | 1/m ³ °C | kg s/m ² | m ² /s |
| —50 | 1,534 | — | 0,0170 | — | 522 · 10 ⁶ | 1,51 | 9,65 |
| —20 | 1,365 | — | 0,0194 | — | 288 · 10 ⁶ | 1,66 | 11,93 |
| 0 | 1,251 | 0,240 | 0,0203 | 0,068 | 203 · 10 ⁶ | 1,78 | 13,96 |
| +10 | 1,207 | 0,241 | 0,0210 | 0,072 | 175 · 10 ⁶ | 1,82 | 14,82 |
| 20 | 1,166 | 0,241 | 0,0216 | 0,077 | 150 · 10 ⁶ | 1,86 | 15,68 |
| 30 | 1,127 | 0,242 | 0,0222 | 0,082 | 128 · 10 ⁶ | 1,91 | 16,60 |
| 40 | 1,091 | 0,242 | 0,0228 | 0,087 | 108 · 10 ⁶ | 1,95 | 17,52 |
| 50 | 1,058 | 0,242 | 0,0234 | 0,092 | 92 · 10 ⁶ | 1,99 | 18,47 |
| 60 | 1,025 | 0,243 | 0,0240 | 0,097 | 80 · 10 ⁶ | 2,03 | 19,43 |
| 70 | 0,996 | 0,243 | 0,0246 | 0,102 | 71 · 10 ⁶ | 2,08 | 20,45 |
| 80 | 0,968 | 0,243 | 0,0252 | 0,108 | 63 · 10 ⁶ | 2,12 | 21,5 |
| 90 | 0,941 | 0,244 | 0,0258 | 0,113 | 56 · 10 ⁶ | 2,17 | 22,6 |
| 100 | 0,916 | 0,244 | 0,0263 | 0,119 | 50 · 10 ⁶ | 2,21 | 23,7 |
| 110 | 0,893 | 0,244 | 0,0268 | 0,124 | 44,9 · 10 ⁶ | 2,25 | 24,8 |
| 120 | 0,870 | 0,245 | 0,0274 | 0,129 | 39,7 · 10 ⁶ | 2,30 | 25,9 |
| 130 | 0,849 | 0,245 | 0,0280 | 0,135 | 35,6 · 10 ⁶ | 2,34 | 27,0 |
| 140 | 0,827 | 0,245 | 0,0286 | 0,142 | 31,5 · 10 ⁶ | 2,38 | 28,2 |
| 150 | 0,808 | 0,245 | 0,0291 | 0,147 | 28,3 · 10 ⁶ | 2,42 | 29,4 |
| 160 | 0,790 | 0,246 | 0,0296 | 0,152 | 25,2 · 10 ⁶ | 2,46 | 30,6 |
| 170 | 0,772 | 0,246 | 0,0301 | 0,158 | 23,0 · 10 ⁶ | 2,50 | 31,8 |
| 180 | 0,755 | 0,246 | 0,0307 | 0,165 | 20,8 · 10 ⁶ | 2,54 | 33,0 |
| 190 | 0,738 | 0,247 | 0,0313 | 0,172 | 19,0 · 10 ⁶ | 2,58 | 34,3 |
| 200 | 0,722 | 0,247 | 0,0318 | 0,180 | 17,4 · 10 ⁶ | 2,62 | 35,6 |
| 250 | 0,653 | 0,249 | 0,0344 | 0,212 | 11,0 · 10 ⁶ | 2,81 | 42,2 |
| 300 | 0,596 | 0,250 | 0,0369 | 0,251 | 7,5 · 10 ⁶ | 2,99 | 49,2 |
| 400 | 0,508 | 0,253 | 0,0417 | 0,332 | 3,8 · 10 ⁶ | 3,34 | 64,5 |
| 500 | 0,442 | 0,257 | 0,0464 | 0,420 | 2,1 · 10 ⁶ | 3,65 | 81,0 |

¹⁾ In der Technik wird trockene Luft in ganz seltenen Fällen auftreten. Die Zahlenwerte können aber trotzdem ohne weiteres benutzt werden, da sich

der Wasserdampf in der Luft als überhitzter Dampf befindet und damit gemäß den Angaben S. 53, Gl. 72 bei der Wärmeübertragung wie Luft behandelt werden kann.

Das spezifische Gewicht feuchter Luft ist

$$\gamma_{\text{feucht}} = \gamma_{\text{trocken}} - 0,176 \frac{h_W}{273 + t} \text{ kg/m}^3,$$

worin $h_W = \varphi \cdot h_{W_s}$ den Teildruck des Wasserdampfes in mm QS (Quecksilbersäule)

h_{W_s} = Sättigungsdruck des Wasserdampfes in mm QS

φ = relative Feuchtigkeit zwischen 0 und 1 liegend

t = die Lufttemperatur in °C

bedeutet.

Das spezif. Gewicht von Luft ist um so kleiner, je höher ihr Feuchtigkeitsgehalt ist. Es ist am größten für ganz trockene Luft und am kleinsten für gesättigte Luft.

²⁾ Bei 0 °C und 760 mm QS ist für trockene Luft $\gamma = 1,293 \text{ kg/m}^3$. Bei einem anderen Barometerstand in h mm Hg und einer Temperatur t errechnet sich das spezif. Gewicht der Luft zu

$$\gamma = 1,293 \cdot \frac{h}{760} \cdot \frac{273}{273 + t} \text{ kg/m}^3.$$

Zahlentafel 5.

Zahlenwerte von $Pe^{0,75}$ (Péclet'sche Kenngröße $Pe = \frac{c_p \cdot \gamma \cdot w \cdot d}{\lambda}$)

| Pe | $Pe^{0,75}$ |
|------|-------------|
| 1 | 1,00 |
| 2 | 1,68 |
| 3 | 2,28 |
| 4 | 2,83 |
| 5 | 3,34 |
| 6 | 3,84 |
| 7 | 4,30 |
| 8 | 4,76 |
| 9 | 5,20 |
| 10 | 5,62 |
| 100 | 31,62 |
| 1000 | 177,9 |

| Pe | $Pe^{0,75}$ |
|----|-------------|
| 11 | 6,05 |
| 12 | 6,46 |
| 13 | 6,84 |
| 14 | 7,24 |
| 15 | 7,63 |
| 16 | 8,00 |
| 17 | 8,37 |
| 18 | 8,73 |
| 19 | 9,08 |
| 20 | 9,47 |
| 21 | 9,82 |
| 22 | 10,30 |

| Pe | $Pe^{0,75}$ |
|----|-------------|
| 23 | 10,48 |
| 24 | 10,85 |
| 25 | 11,20 |
| 26 | 11,51 |
| 27 | 11,84 |
| 28 | 12,18 |
| 29 | 12,50 |
| 30 | 12,81 |
| 31 | 13,15 |
| 37 | 15,00 |
| 40 | 15,85 |
| 41 | 16,20 |

| Pe | $Pe^{0,75}$ |
|----|-------------|
| 43 | 16,80 |
| 47 | 17,95 |
| 49 | 18,58 |
| 50 | 18,80 |
| 53 | 19,60 |
| 59 | 21,30 |
| 60 | 21,55 |
| 61 | 21,80 |
| 67 | 23,45 |
| 70 | 24,20 |
| 71 | 24,40 |
| 73 | 25,00 |

| Pe | $Pe^{0,75}$ |
|-----|-------------|
| 79 | 26,55 |
| 80 | 26,70 |
| 83 | 27,50 |
| 89 | 28,90 |
| 90 | 29,20 |
| 91 | 29,60 |
| 97 | 30,85 |
| 101 | 31,85 |
| 103 | 32,40 |
| 107 | 33,35 |
| 111 | 34,30 |
| 113 | 34,70 |

Erläuterungen zum Gebrauch der ZT 5.

Zwischenwerte und größere Zahlenwerte ergeben sich nach dem Potenzgesetz $(a \cdot b)^n = a^n \cdot b^n$;

z. B. $Pe = 28$. $28^{0,75} = (4 \cdot 7)^{0,75} = 4^{0,75} \cdot 7^{0,75} = 2,83 \cdot 4,30 = 12,18$.

$Pe = 52000$. $52000^{0,75} = 4^{0,75} \cdot 13^{0,75} \cdot 1000^{0,75}$
 $= 2,83 \cdot 6,84 \cdot 177,9 = 3440$

oder auch mittels einer Tabelle der Quadratwurzeln (bzw. Quadratzahlen)

$$Pe^{0,75} = \sqrt[4]{Pe^3} = \frac{Pe}{\sqrt[4]{Pe}} = \frac{Pe}{\sqrt{\sqrt{Pe}}}$$

z. B. $Pe = 9$. $9^{0,75} = \frac{9}{\sqrt{\sqrt{9}}} = \frac{9}{\sqrt{3}} = \frac{9}{1,732} = 5,20$

oder mittels der Logarithmentafel

$$\lg Pe^{0,75} = 0,75 \lg Pe.$$

Die ZT. 5 kann zur Bestimmung von $d^{1,75}$ ebenfalls benutzt werden, da $d^{1,75} = d \cdot d^{0,75}$ ist,

z. B. $d = 0,25$ m. $0,25^{1,75} = 0,25 \cdot 0,25^{0,75} = 0,25 \left(\frac{25}{100}\right)^{0,75}$
 $= 0,25 \cdot \frac{25^{0,75}}{100^{0,75}} = \frac{0,25 \cdot 11,20}{31,62} = 0,0882$

Es ist auch $d^{1,75} = \frac{d^2}{\sqrt{\sqrt{d}}}$.

Zahlentafel 6. Stoffwerte für Wasser.

| Wasser- temperatur | Druck | Spezi- fisches Gewicht (Wichte) | Spezifische Wärme | Wärmeleitzahl | | Temperaturleitzahl | | Thermische Raumaus- dehnungs- zahl | Dyna- mische Zähigkeit | Kine- matische Zähigkeit | | | |
|-----------------------|------------------|--|----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|-----------------------|---|------------------------------|--------------------------------|--------------------|-------------------|-----------------------|
| | | | | $\lambda \cdot 10^3$ | λ | $a \cdot 10^6$ | $a \cdot 10^3$ | | | | $\beta \cdot 10^3$ | $\eta \cdot 10^6$ | $\nu \cdot 10^6$ |
| | | | | $\text{kcal/m s } ^\circ\text{C}$ | $\text{kcal/m h } ^\circ\text{C}$ | m^2/s | m^2/h | | | | $1/^\circ\text{C}$ | kg s/m^2 | m^2/s |
| ϑ | p_{ata} | γ | c_p | $\lambda \cdot 10^3$ | λ | $a \cdot 10^6$ | $a \cdot 10^3$ | $\beta \cdot 10^3$ | $\eta \cdot 10^6$ | $\nu \cdot 10^6$ | | | |
| $^\circ\text{C}$ | kg/cm^2 | kg/m^3 | $\text{kcal/kg } ^\circ\text{C}$ | $\text{kcal/m s } ^\circ\text{C}$ | $\text{kcal/m h } ^\circ\text{C}$ | m^2/s | m^2/h | $1/^\circ\text{C}$ | kg s/m^2 | m^2/s | | | |
| 0 | 0,006 | 1000 | 1,009 | 0,133 | 0,480 | 0,1322 | 0,476 | — | 182,9 | 1,794 | | | |
| 10 | 0,013 | 1000 | 1,002 | 0,138 | 0,496 | 0,1377 | 0,487 | 0,090 | 132,2 | 1,297 | | | |
| 20 | 0,024 | 998 | 0,999 | 0,142 | 0,510 | 0,1430 | 0,515 | 0,208 | 101,3 | 0,996 | | | |
| 30 | 0,043 | 996 | 0,998 | 0,147 | 0,529 | 0,1480 | 0,532 | 0,302 | 80,8 | 0,796 | | | |
| 40 | 0,075 | 992 | 0,997 | 0,151 | 0,544 | 0,1529 | 0,550 | 0,386 | 67,1 | 0,663 | | | |
| 50 | 0,126 | 988 | 0,998 | 0,154 | 0,556 | 0,1568 | 0,564 | 0,457 | 56,6 | 0,562 | | | |
| 60 | 0,203 | 983 | 0,998 | 0,157 | 0,565 | 0,1604 | 0,577 | 0,522 | 48,1 | 0,480 | | | |
| 70 | 0,318 | 978 | 1,000 | 0,159 | 0,574 | 0,1633 | 0,589 | 0,584 | 41,2 | 0,413 | | | |
| 80 | 0,483 | 972 | 1,002 | 0,161 | 0,581 | 0,1655 | 0,595 | 0,642 | 35,9 | 0,362 | | | |
| 90 | 0,715 | 965 | 1,004 | 0,162 | 0,583 | 0,1675 | 0,603 | 0,697 | 31,5 | 0,320 | | | |
| 100 | 1,03 | 958 | 1,006 | 0,163 | 0,587 | 0,1690 | 0,608 | 0,749 | 28,3 | 0,290 | | | |
| 110 | 1,46 | 951 | 1,009 | 0,163 | 0,588 | 0,1700 | 0,612 | 0,800 | 26,5 | 0,274 | | | |
| 120 | 2,02 | 943 | 1,011 | 0,164 | 0,590 | 0,1707 | 0,614 | 0,850 | 24,0 | 0,250 | | | |
| 130 | 2,76 | 935 | 1,014 | 0,164 | 0,589 | 0,1720 | 0,617 | 0,908 | 22,3 | 0,234 | | | |
| 140 | 3,68 | 926 | 1,017 | 0,163 | 0,588 | 0,1719 | 0,619 | 0,966 | 20,5 | 0,217 | | | |
| 150 | 4,86 | 917 | 1,020 | 0,163 | 0,587 | 0,1725 | 0,621 | 1,032 | 19,0 | 0,203 | | | |
| 160 | 6,30 | 908 | 1,023 | 0,162 | 0,585 | 0,1720 | 0,620 | 1,098 | 17,5 | 0,189 | | | |
| 170 | 8,08 | 897 | 1,036 | 0,161 | 0,582 | 0,1720 | 0,620 | 1,177 | 16,5 | 0,183 | | | |
| 180 | 10,20 | 887 | 1,050 | 0,161 | 0,579 | 0,1720 | 0,620 | 1,256 | 15,5 | 0,172 | | | |
| 190 | 12,80 | 875 | 1,062 | 0,159 | 0,575 | 0,1720 | 0,620 | 1,344 | 14,8 | 0,164 | | | |
| 200 | 15,85 | 865 | 1,075 | 0,159 | 0,572 | 0,1719 | 0,619 | 1,451 | 14,2 | 0,161 | | | |

Zahlentafel 7. Stoffwerte für Satttdampf.

| Dampfdruck | Dampf- temperatur | Spezifisches Gewicht (Wichte) | Spezifische Wärme | Verdamp- fungs- wärme | Wärme- inhalt | Wärme- leitzahl | Temperatur- leitzahl | Dynamische Zähigkeit |
|--------------------|----------------------|-------------------------------------|----------------------|-----------------------------|------------------|--------------------|-------------------------|-------------------------|
| p_{ata} | ϑ | γ | c_p | r | i | λ | a | $\eta \cdot 10^6$ |
| kg/cm ² | °C | kg/m ³ | kcal/kg °C | kcal/kg | kcal/kg | kcal/m h °C | m ² /h | kg s/m ² |
| 0,5 | 80,9 | 0,3036 | 0,492 | 550,5 | 631,7 | 0,0175 | 0,117 | 1,204 |
| 0,6 | 85,5 | 0,3601 | 0,494 | 547,8 | 633,7 | 0,0182 | 0,104 | 1,229 |
| 0,7 | 89,5 | 0,4160 | 0,496 | 545,5 | 635,3 | 0,0188 | 0,093 | 1,248 |
| 0,8 | 93,0 | 0,4713 | 0,498 | 543,3 | 636,8 | 0,0193 | 0,083 | 1,258 |
| 0,9 | 96,2 | 0,5262 | 0,499 | 541,4 | 638,1 | 0,0199 | 0,076 | 1,267 |
| 1,0 | 99,1 | 0,5807 | 0,501 | 539,7 | 639,3 | 0,0203 | 0,070 | 1,279 |
| 1,033 | 100 | 0,5987 | 0,501 | 539,1 | 639,7 | 0,0204 | 0,068 | 1,282 |
| 1,10 | 101,8 | 0,6349 | 0,503 | 538,4 | 640,7 | 0,0205 | 0,064 | 1,288 |
| 1,20 | 104,2 | 0,6887 | 0,504 | 536,5 | 641,3 | 0,0208 | 0,060 | 1,298 |
| 1,30 | 106,5 | 0,7423 | 0,505 | 535,1 | 642,2 | 0,0211 | 0,056 | 1,303 |
| 1,40 | 108,7 | 0,7955 | 0,507 | 533,7 | 643,1 | 0,0214 | 0,053 | 1,317 |
| 1,46 | 110 | 0,8283 | 0,509 | 532,9 | 643,6 | 0,0217 | 0,052 | 1,323 |
| 1,50 | 110,8 | 0,8487 | 0,510 | 532,4 | 643,9 | 0,0218 | 0,051 | 1,327 |
| 2,0 | 119,6 | 1,1104 | 0,516 | 526,8 | 647,2 | 0,0226 | 0,040 | 1,376 |
| 3,0 | 132,8 | 1,6224 | 0,526 | 518,1 | 652 | 0,0239 | 0,028 | 1,434 |
| 4,0 | 142,9 | 2,1239 | 0,536 | 511,2 | 655,4 | 0,0250 | 0,022 | 1,496 |
| 6,0 | 158,1 | 3,1058 | 0,554 | 500,4 | 660,2 | 0,0280 | 0,016 | 1,590 |
| 8,0 | 169,6 | 4,0683 | 0,568 | 491,8 | 663,5 | 0,0315 | 0,014 | 1,682 |
| 10,0 | 179,0 | 5,018 | 0,581 | 484,6 | 666,1 | 0,0350 | 0,012 | 1,794 |
| 15,9 | 200 | 7,763 | 0,614 | 467,5 | 671,7 | 0,0430 | 0,009 | 2,100 |

Zahlentafel 8. Stoffwerte für überhitzten Dampf.

| | ↓ ϑ_{ii} ° C | → p_{ain} | | | | | |
|--|------------------------------|----------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | 1 | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 |
| Spezifisches Gewicht (Wichte) γ kg/m ³ | 100 | 0,577 | — | — | — | — | — |
| | 120 | 0,546 | 1,108 | — | — | — | — |
| | 140 | 0,520 | 1,048 | — | — | — | — |
| | 160 | 0,494 | 0,995 | 2,03 | 3,10 | — | — |
| | 180 | 0,473 | 0,950 | 1,92 | 2,93 | 3,96 | 5,05 |
| | 200 | 0,452 | 0,908 | 1,84 | 2,78 | 3,74 | 4,76 |
| Spezifische Wärme c_p kcal/kg | 100 | 0,486 | — | — | — | — | — |
| | 120 | 0,476 | 0,498 | — | — | — | — |
| | 140 | 0,472 | 0,488 | — | — | — | — |
| | 160 | 0,470 | 0,482 | 0,512 | 0,549 | — | — |
| | 180 | 0,469 | 0,479 | 0,501 | 0,529 | 0,562 | 0,606 |
| | 200 | 0,469 | 0,477 | 0,494 | 0,513 | 0,540 | 0,563 |
| Wärme- leitzahl λ kcal/m h ° C | 100 | 2,04 | — | — | — | — | — |
| | 120 | 2,16 | 2,28 | — | — | — | — |
| | 140 | 2,28 | 2,38 | — | — | — | — |
| | 160 | 2,41 | 2,49 | 2,65 | 2,83 | — | — |
| | 180 | 2,53 | 2,60 | 2,73 | 2,89 | 3,08 | 3,50 |
| | 200 | 2,66 | 2,72 | 2,84 | 2,96 | 3,14 | 3,43 |
| Temperatur- leitzahl a m ² /h | 100 | 0,0725 | — | — | — | — | — |
| | 120 | 0,0815 | 0,0383 | — | — | — | — |
| | 140 | 0,0912 | 0,0436 | — | — | — | — |
| | 160 | 0,1014 | 0,0487 | 0,0226 | 0,0138 | — | — |
| | 180 | 0,1118 | 0,0545 | 0,0255 | 0,0159 | 0,0110 | 0,0081 |
| | 200 | 0,1220 | 0,0595 | 0,0284 | 0,0180 | 0,0127 | 0,0095 |
| Wärme- inhalt (Enthalpie) i_{ii} kcal/kg | 100 | — | — | — | — | — | — |
| | 120 | 649,2 | — | — | — | — | — |
| | 140 | 659 | 657,1 | — | — | — | — |
| | 160 | 668,3 | 667,7 | 664,5 | — | — | — |
| | 180 | 679,3 | 678,0 | 675,2 | 672,4 | 669,7 | — |
| | 200 | 688,9 | 687,7 | 685,3 | 681,9 | 680,5 | 678,1 |
| Dynamische Zähigkeit $\eta \cdot 10^6$ kg s/m ² | 100 | 1,28 | — | — | — | — | — |
| | 120 | 1,36 | 1,38 | — | — | — | — |
| | 140 | 1,43 | 1,45 | — | — | — | — |
| | 160 | 1,51 | 1,52 | 1,56 | 1,60 | — | — |
| | 180 | 1,58 | 1,60 | 1,63 | 1,67 | 1,72 | 1,80 |
| | 200 | 1,66 | 1,68 | 1,71 | 1,74 | 1,79 | 1,87 |

Zahlentafel 9.

Längenausdehnungszahlen¹⁾ fester Stoffe bei 20° C.

| Stoff | Längen- ausdehnungs- zahl $\alpha \cdot 10^6$ 1/° C | Stoff | Längen- ausdehnungs- zahl $\alpha \cdot 10^6$ 1/° C |
|---------------------|---|-------------------|---|
| Aluminium (Al) . | 23,8 | Platin (Pt)..... | 9,0 |
| Antimon (Sb) ... | 10,8 | Platin-Iridium .. | 8,3 |
| Blei (Pb) | 29,0 | Silber (Ag) | 19,5 |
| Bronce | 17,5 | Widia | 5,3 |
| Cadmium (Cd) .. | 29,7 | Wismut (Bi) | 13,4 |
| Chrom (Cr) | 8,4 | Wolfram (W) ... | 4,4 |
| Chromstahl | 10,0 | Zink (Zn) | 29,0 |
| Duraluminium... | 23,5 | Zinn (Sn) | 27,0 |
| Eisen, rein (Fe) .. | 12,3 | | |
| Stahl | 12,2 | | |
| Elektron | 24,0 | Gips | 25,0 |
| Gold (Au)..... | 14,2 | Glas je nach | |
| Invarstahl | | Sorte | 3,5 bis 8,1 |
| 36 v. H. Ni .. | 1,5 | Jenaer Glas | |
| Iridium (Ir) | 6,5 | (16 III) | 8,1 |
| Kadmium (Cd) . | 29,3 | Granit, Kalkstein | |
| Kobalt (Co) | 18,1 | Sandstein | 8,0 bis 11,8 |
| Konstantan | 15,2 | Hartgummi | 77 |
| Kupfer (Cu) | 17,0 | Portlandzement . | 14,2 |
| Magnesium (Mg) . | 26,1 | Porzellan | 3,5 |
| Mangan (Mn) ... | 22,8 | Quarzglas..... | 0,5 |
| Messing..... | 18,4 | Schüttbeton..... | 7,7 bis 9,4 |
| Neusilber | 18,0 | Steinholz | 17,0 |
| Nickel (Ni) | 13 | Verputz | 4,6 bis 9,0 |
| Nickelstahl | | Ziegelstein | 3,6 bis 5,8 |
| 58 v. H. Ni ... | 12,0 | | |

¹⁾ D. h. Zunahme der Längeneinheit des Körpers bei 1° Temperaturerhöhung

$$\text{Längenausdehnungszahl } \alpha = \frac{1}{l} \cdot \frac{dl}{dt} \text{ } 1/^\circ \text{ C.}$$

l = Anfangslänge

dl = Verlängerung

dt = Temperaturzunahme.

Raumausdehnungszahlen¹⁾ von Flüssigkeiten.

| Stoff | Raum- ausdehnungszahl $\beta \cdot 10^3$ |
|-----------------------|--|
| | 1/° C |
| Äthylalkohol | 1,10 |
| Methylalkohol | 1,19 |
| Äthyläther | 1,62 |
| Benzol | 1,06 |
| Glyzerin | 5,0 |
| Olivenöl | 0,72 |
| Petroleum | 0,92 bis 1,0 |
| Quecksilber..... | 0,181 |
| Rüböl..... | 0,90 |
| Schwefelsäure | 0,57 |
| Terpentinöl | 0,10 |
| Toluol | 1,08 |
| Trichloräthylen | 1,19 |
| Wasser | 0,18 |

1) d. h. Vergrößerung der Raumeinheit bei 1° Temperaturerhöhung.

$$\text{Raumausdehnungszahl } \beta = \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt} \text{ } 1/^\circ \text{ C.}$$

V = Anfangsvolumen des Körpers

dV = Volumenzunahme

dt = Temperaturzunahme.

Für feste Körper gilt $\beta = 3 \alpha$

Für Gase $\beta = \frac{1}{273,16}$

Zahlentafel 10.

Zahlenwerte für Wärmeübergang und Wärmedurchgang¹⁾.

| Wärmeübergangszahlen α | Normalwerte kcal/m ² h °C | Höchstwerte kcal/m ² h °C |
|--|---|---|
| bei ruhiger oder wenig bewegter Luft (1 ata) | 3 bis 6 | 6 bis 8 bis 12 |
| bei bewegter oder stark strömender Luft | 15 bis 40 | 60 bis 150 bis 300 |
| bei Wasser | 200 bis 600 | 800 bis 2 500 bis 10 000 |
| bei siedendem Wasser | 1 000 bis 2 000 | 2 500 bis 7 000 bis 12 000 |
| bei kondensierendem Dampf | 5 000 bis 6 000 | 8 000 bis 16 000 bis 25 000 |

| Wärmedurchgangszahlen k | Normalwerte kcal/m ² h °C | Höchstwerte kcal/m ² h °C |
|---|---|---|
| Luft durch Stahl an Luft | 4 bis 8 | 10 bis 20 bis 40 |
| Luft durch Stahl an Wasser (oder umgekehrt) | 8 bis 12 | 15 bis 35 bis 70 |
| Luft durch Stahl an kondensierend. Dampf (oder umgekehrt) | 8 bis 12 | 15 bis 35 bis 70 |
| Wasser durch Stahl an Wasser | 100 bis 300 | 400 bis 1 000 bis 2 500 |
| Wasser durch Stahl an kondensier. Dampf (oder umgekehrt) | 500 bis 900 | 1 000 bis 2 000 bis 4 000 |
| Kondens. Dampf durch Stahl an siedendes Wasser | 800 bis 1 200 | 1 500 bis 3 000 bis 5 000 |

¹⁾ Diese Zahlenwerte können nur als Überschlagswerte gelten, wobei die Normalwerte im Rahmen des Heizungsfaches liegen. Die Höchstwerte sind nur bei besonders günstigen Umständen (hohen Geschwindigkeiten, kleinen Rohrdurchmessern, blanken Heizflächen und turbulenter Strömung) zu erreichen und liegen mehr im Apparatebau- und Hochdruckdampfgebiet.

Die genaue Berechnung ist stets vorzuziehen.

Zahlentafel 11a.

Werte der 4. Potenzen der absoluten Temperatur.

| $t^{\circ}\text{C}$ | $T^{\circ}\text{K}$ | $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ | $t^{\circ}\text{C}$ | $T^{\circ}\text{K}$ | $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ |
|---------------------|---------------------|--------------------------------|---------------------|---------------------|--------------------------------|
| 0,0 | 273,1 | 55,627 | 3,7 | 8 | 58,704 |
| 0,1 | 2 | 55,709 | 8 | 9 | 58,789 |
| 2 | 3 | 55,790 | 9 | 277,0 | 58,874 |
| 3 | 4 | 55,872 | 4,0 | 1 | 58,959 |
| 4 | 5 | 55,954 | 1 | 2 | 59,044 |
| 5 | 6 | 56,036 | 2 | 3 | 59,129 |
| 6 | 7 | 56,118 | 3 | 4 | 59,214 |
| 7 | 8 | 56,200 | 4 | 5 | 59,300 |
| 8 | 9 | 56,282 | 5 | 6 | 59,385 |
| 9 | 274,0 | 56,364 | 6 | 7 | 59,471 |
| 1,0 | 1 | 56,446 | 7 | 8 | 59,556 |
| 1 | 2 | 56,529 | 8 | 9 | 59,642 |
| 2 | 3 | 56,611 | 9 | 278,0 | 59,728 |
| 3 | 4 | 56,694 | 5,0 | 1 | 59,814 |
| 4 | 5 | 56,777 | 1 | 2 | 59,900 |
| 5 | 6 | 56,860 | 2 | 3 | 59,986 |
| 6 | 7 | 56,942 | 3 | 4 | 60,072 |
| 7 | 8 | 57,025 | 4 | 5 | 60,159 |
| 8 | 9 | 57,108 | 5 | 6 | 60,245 |
| 9 | 275,0 | 57,192 | 6 | 7 | 60,332 |
| 2,0 | 1 | 57,275 | 7 | 8 | 60,419 |
| 1 | 2 | 57,358 | 8 | 9 | 60,505 |
| 2 | 3 | 57,441 | 9 | 279,0 | 60,592 |
| 3 | 4 | 57,525 | 6,0 | 1 | 60,679 |
| 4 | 5 | 57,609 | 1 | 2 | 60,766 |
| 5 | 6 | 57,692 | 2 | 3 | 60,853 |
| 6 | 7 | 57,776 | 3 | 4 | 60,940 |
| 7 | 8 | 57,860 | 4 | 5 | 61,028 |
| 8 | 9 | 57,944 | 5 | 6 | 61,115 |
| 9 | 276,0 | 58,028 | 6 | 7 | 61,202 |
| 3,0 | 1 | 58,112 | 7 | 8 | 61,290 |
| 1 | 2 | 58,196 | 8 | 9 | 61,378 |
| 2 | 3 | 58,280 | 9 | 280,0 | 61,466 |
| 3 | 4 | 58,365 | 7,0 | 1 | 61,553 |
| 4 | 5 | 58,449 | 1 | 2 | 61,641 |
| 5 | 6 | 58,534 | 2 | 3 | 61,729 |
| 6 | 7 | 58,619 | 3 | 4 | 61,818 |

Noch Zahlentafel 11a:

Werte der 4. Potenzen der absoluten Temperatur.

| $t^{\circ}\text{C}$ | $T^{\circ}\text{K}$ | $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ | $t^{\circ}\text{C}$ | $T^{\circ}\text{K}$ | $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ |
|---------------------|---------------------|--------------------------------|---------------------|---------------------|--------------------------------|
| 7,4 | 5 | 61,906 | 11,0 | 1 | 65,145 |
| 5 | 6 | 61,994 | 1 | 2 | 65,237 |
| 6 | 7 | 62,082 | 2 | 3 | 65,329 |
| 7 | 8 | 62,171 | 3 | 4 | 65,421 |
| 8 | 9 | 62,260 | 4 | 5 | 65,513 |
| 9 | 281,0 | 62,348 | 5 | 6 | 65,606 |
| 8,0 | 1 | 62,437 | 6 | 7 | 65,689 |
| 1 | 2 | 62,526 | 7 | 8 | 65,790 |
| 2 | 3 | 62,615 | 8 | 9 | 65,882 |
| 3 | 4 | 62,704 | 9 | 285,0 | 65,975 |
| 4 | 5 | 62,793 | 12,0 | 1 | 66,067 |
| 5 | 6 | 62,883 | 1 | 2 | 66,160 |
| 6 | 7 | 62,972 | 2 | 3 | 66,253 |
| 7 | 8 | 63,061 | 3 | 4 | 66,346 |
| 8 | 9 | 63,151 | 4 | 5 | 66,439 |
| 9 | 282,0 | 63,241 | 5 | 6 | 66,532 |
| 9,0 | 1 | 63,330 | 6 | 7 | 66,625 |
| 1 | 2 | 63,420 | 7 | 8 | 66,719 |
| 2 | 3 | 63,510 | 8 | 9 | 66,812 |
| 3 | 4 | 63,600 | 9 | 286,0 | 66,906 |
| 4 | 5 | 63,691 | 13,0 | 1 | 67,000 |
| 5 | 6 | 63,781 | 1 | 2 | 67,094 |
| 6 | 7 | 63,871 | 2 | 3 | 67,187 |
| 7 | 8 | 63,961 | 3 | 4 | 67,281 |
| 8 | 9 | 64,052 | 4 | 5 | 67,375 |
| 9 | 283,0 | 64,142 | 5 | 6 | 67,469 |
| 10,0 | 1 | 64,233 | 6 | 7 | 67,563 |
| 1 | 2 | 64,324 | 7 | 8 | 67,658 |
| 2 | 3 | 64,415 | 8 | 9 | 67,753 |
| 3 | 4 | 64,506 | 9 | 287,0 | 67,847 |
| 4 | 5 | 64,597 | 14,0 | 1 | 67,941 |
| 5 | 6 | 64,688 | 1 | 2 | 68,036 |
| 6 | 7 | 64,779 | 2 | 3 | 68,131 |
| 7 | 8 | 64,871 | 3 | 4 | 68,226 |
| 8 | 9 | 64,962 | 4 | 5 | 68,321 |
| 9 | 284,0 | 65,054 | 5 | 6 | 68,416 |

Noch Zahlentafel 11a:

Werte der 4. Potenzen der absoluten Temperatur.

| $t^{\circ}\text{C}$ | $T^{\circ}\text{K}$ | $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ | $t^{\circ}\text{C}$ | $T^{\circ}\text{K}$ | $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ |
|---------------------|---------------------|--------------------------------|---------------------|---------------------|--------------------------------|
| 14,6 | 7 | 68,511 | 18,2 | 3 | 72,005 |
| 7 | 8 | 68,607 | 3 | 4 | 72,104 |
| 8 | 9 | 68,702 | 4 | 5 | 72,203 |
| 9 | 288,0 | 68,798 | 5 | 6 | 72,302 |
| 15,0 | 1 | 68,893 | 6 | 7 | 72,401 |
| 1 | 2 | 68,989 | 7 | 8 | 72,501 |
| 2 | 3 | 69,084 | 8 | 9 | 72,600 |
| 3 | 4 | 69,180 | 9 | 292,0 | 72,700 |
| 4 | 5 | 69,276 | 19,0 | 1 | 72,799 |
| 5 | 6 | 69,373 | 1 | 2 | 72,899 |
| 6 | 7 | 69,469 | 2 | 3 | 72,999 |
| 7 | 8 | 69,565 | 3 | 4 | 73,099 |
| 8 | 9 | 69,661 | 4 | 5 | 73,199 |
| 9 | 289,0 | 69,758 | 5 | 6 | 73,299 |
| 16,0 | 1 | 69,854 | 6 | 7 | 73,399 |
| 1 | 2 | 69,950 | 7 | 8 | 73,500 |
| 2 | 3 | 70,047 | 8 | 9 | 73,600 |
| 3 | 4 | 70,145 | 9 | 293,0 | 73,701 |
| 4 | 5 | 70,242 | 20,0 | 1 | 73,801 |
| 5 | 6 | 70,339 | 1 | 2 | 73,902 |
| 6 | 7 | 70,436 | 2 | 3 | 74,003 |
| 7 | 8 | 70,533 | 3 | 4 | 74,104 |
| 8 | 9 | 70,630 | 4 | 5 | 74,205 |
| 9 | 290,0 | 70,728 | 5 | 6 | 74,306 |
| 17,0 | 1 | 70,826 | 6 | 7 | 74,407 |
| 1 | 2 | 70,924 | 7 | 8 | 74,509 |
| 2 | 3 | 71,021 | 8 | 9 | 74,611 |
| 3 | 4 | 71,119 | 9 | 294,0 | 74,713 |
| 4 | 5 | 71,217 | 21,0 | 1 | 74,814 |
| 5 | 6 | 71,315 | 1 | 2 | 74,916 |
| 6 | 7 | 71,413 | 2 | 3 | 75,017 |
| 7 | 8 | 71,512 | 3 | 4 | 75,119 |
| 8 | 9 | 71,610 | 4 | 5 | 75,221 |
| 9 | 291,0 | 71,709 | 5 | 6 | 75,324 |
| 18,0 | 1 | 71,807 | 6 | 7 | 75,426 |
| 1 | 2 | 71,906 | 7 | 8 | 75,529 |

Noch Zahlentafel 11a:

Werte der 4. Potenzen der absoluten Temperatur.

| $t^{\circ}\text{C}$ | $T^{\circ}\text{K}$ | $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ | $t^{\circ}\text{C}$ | $T^{\circ}\text{K}$ | $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ |
|---------------------|---------------------|--------------------------------|---------------------|---------------------|--------------------------------|
| 21,8 | 9 | 75,631 | 25,4 | 5 | 79,392 |
| 9 | 295,0 | 75,734 | 5 | 6 | 79,499 |
| 22,0 | 1 | 75,836 | 6 | 7 | 79,605 |
| 1 | 2 | 75,939 | 7 | 8 | 79,712 |
| 2 | 3 | 76,042 | 8 | 9 | 79,819 |
| 3 | 4 | 76,146 | 9 | 299,0 | 79,926 |
| 4 | 5 | 76,249 | 26,0 | 1 | 80,033 |
| 5 | 6 | 76,352 | 1 | 2 | 80,140 |
| 6 | 7 | 76,455 | 2 | 3 | 80,247 |
| 7 | 8 | 76,559 | 3 | 4 | 80,354 |
| 8 | 9 | 76,662 | 4 | 5 | 80,462 |
| 9 | 296,0 | 76,766 | 5 | 6 | 80,569 |
| 23,0 | 1 | 76,870 | 6 | 7 | 80,677 |
| 1 | 2 | 76,974 | 7 | 8 | 80,784 |
| 2 | 3 | 77,078 | 8 | 9 | 80,892 |
| 3 | 4 | 77,182 | 9 | 300,0 | 81,000 |
| 4 | 5 | 77,286 | 27,0 | 1 | 81,108 |
| 5 | 6 | 77,391 | 1 | 2 | 81,216 |
| 6 | 7 | 77,495 | 2 | 3 | 81,324 |
| 7 | 8 | 77,599 | 3 | 4 | 81,433 |
| 8 | 9 | 77,703 | 4 | 5 | 81,541 |
| 9 | 297,0 | 77,808 | 5 | 6 | 81,650 |
| 24,0 | 1 | 77,913 | 6 | 7 | 81,758 |
| 1 | 2 | 78,018 | 7 | 8 | 81,867 |
| 2 | 3 | 78,123 | 8 | 9 | 81,976 |
| 3 | 4 | 78,229 | 9 | 301,0 | 82,085 |
| 4 | 5 | 78,334 | 28,0 | 1 | 82,195 |
| 5 | 6 | 78,440 | 1 | 2 | 82,304 |
| 6 | 7 | 78,545 | 2 | 3 | 82,413 |
| 7 | 8 | 78,650 | 3 | 4 | 82,522 |
| 8 | 9 | 78,755 | 4 | 5 | 82,632 |
| 9 | 298,0 | 78,861 | 5 | 6 | 82,742 |
| 25,0 | 1 | 78,967 | 6 | 7 | 82,851 |
| 1 | 2 | 79,073 | 7 | 8 | 82,961 |
| 2 | 3 | 79,179 | 8 | 9 | 83,072 |
| 3 | 4 | 79,286 | 9 | 302,0 | 83,182 |

Noch Zahlentafel 11a:

Werte der 4. Potenzen der absoluten Temperatur.

| $t^{\circ}\text{C}$ | $T^{\circ}\text{K}$ | $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ | $t^{\circ}\text{C}$ | $T^{\circ}\text{K}$ | $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ |
|---------------------|---------------------|--------------------------------|---------------------|---------------------|--------------------------------|
| 29,0 | 1 | 83,292 | 31,0 | 1 | 85,520 |
| 1 | 2 | 83,402 | 32,0 | 305,1 | 86,65 |
| 2 | 3 | 83,513 | 33,0 | 306,1 | 87,79 |
| 3 | 4 | 83,623 | 34,0 | 307,1 | 88,94 |
| 4 | 5 | 83,734 | 35,0 | 308,1 | 90,11 |
| 5 | 6 | 83,845 | 36,0 | 309,1 | 91,28 |
| 6 | 7 | 83,956 | 37,0 | 310,1 | 92,47 |
| 7 | 8 | 84,067 | 38,0 | 311,1 | 93,67 |
| 8 | 9 | 84,178 | 39,0 | 312,1 | 94,88 |
| 9 | 303,0 | 84,289 | 40,0 | 313,1 | 96,10 |
| 30,0 | 1 | 84,401 | 41,0 | 314,1 | 97,33 |
| 1 | 2 | 84,512 | 42,0 | 315,1 | 98,57 |
| 2 | 3 | 84,623 | 43,0 | 316,1 | 99,82 |
| 3 | 4 | 84,735 | 44,0 | 317,1 | 101,10 |
| 4 | 5 | 84,847 | 45,0 | 318,1 | 102,39 |
| 5 | 6 | 84,959 | 46,0 | 319,1 | 103,68 |
| 6 | 7 | 85,071 | 47,0 | 320,1 | 104,99 |
| 7 | 8 | 85,183 | 48,0 | 321,1 | 106,31 |
| 8 | 9 | 85,295 | 49,0 | 322,1 | 107,64 |
| 9 | 304,0 | 85,407 | 50,0 | 323,1 | 108,98 |


Zahlentafel 11 b.

$$\text{Temperaturfaktor } b = \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{t_1 - t_2} \quad (^\circ\text{K})^3.$$

| $\frac{^\circ\text{C}}{\downarrow}$ t_1, t_2 | -20 | -15 | -10 | -5 | 0 | +5 | +10 | +15 | +20 | +30 | +40 | +60 | +80 | +100 | +120 | +140 | +160 | +180 | +200 |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| -20 | 0,647 | 0,667 | 0,688 | 0,708 | 0,729 | 0,750 | 0,772 | 0,796 | 0,818 | 0,866 | 0,917 | 1,025 | 1,143 | 1,272 | 1,411 | 1,562 | 1,725 | 1,901 | 2,089 |
| -15 | 0,667 | 0,688 | 0,708 | 0,728 | 0,749 | 0,771 | 0,794 | 0,816 | 0,840 | 0,888 | 0,939 | 1,049 | 1,159 | 1,299 | 1,438 | 1,591 | 1,756 | 1,933 | 2,122 |
| -10 | 0,688 | 0,708 | 0,727 | 0,748 | 0,770 | 0,792 | 0,813 | 0,838 | 0,862 | 0,911 | 0,963 | 1,073 | 1,193 | 1,325 | 1,466 | 1,621 | 1,786 | 1,965 | 2,156 |
| -5 | 0,708 | 0,728 | 0,748 | 0,769 | 0,791 | 0,814 | 0,837 | 0,861 | 0,885 | 0,934 | 0,986 | 1,098 | 1,220 | 1,352 | 1,496 | 1,651 | 1,818 | 1,997 | 2,190 |
| 0 | 0,729 | 0,749 | 0,770 | 0,791 | 0,813 | 0,836 | 0,860 | 0,884 | 0,908 | 0,958 | 1,011 | 1,124 | 1,246 | 1,380 | 1,525 | 1,681 | 1,850 | 2,031 | 2,225 |
| +5 | 0,750 | 0,771 | 0,792 | 0,814 | 0,836 | 0,860 | 0,883 | 0,907 | 0,932 | 0,983 | 1,036 | 1,150 | 1,275 | 1,409 | 1,555 | 1,712 | 1,882 | 2,065 | 2,261 |
| +10 | 0,772 | 0,794 | 0,813 | 0,837 | 0,860 | 0,883 | 0,905 | 0,930 | 0,956 | 1,008 | 1,061 | 1,176 | 1,302 | 1,438 | 1,585 | 1,744 | 1,929 | 2,099 | 2,297 |
| +15 | 0,796 | 0,816 | 0,838 | 0,861 | 0,884 | 0,907 | 0,930 | 0,955 | 0,981 | 1,033 | 1,087 | 1,204 | 1,331 | 1,468 | 1,616 | 1,778 | 1,950 | 2,136 | 2,333 |
| +20 | 0,818 | 0,840 | 0,862 | 0,885 | 0,908 | 0,932 | 0,956 | 0,981 | 1,006 | 1,058 | 1,114 | 1,231 | 1,359 | 1,498 | 1,645 | 1,806 | 1,984 | 2,172 | 2,371 |
| +30 | 0,866 | 0,888 | 0,911 | 0,934 | 0,958 | 0,983 | 1,008 | 1,033 | 1,058 | 1,109 | 1,169 | 1,289 | 1,419 | 1,561 | 1,714 | 1,878 | 2,056 | 2,247 | 2,449 |
| +40 | 0,917 | 0,939 | 0,963 | 0,986 | 1,011 | 1,036 | 1,061 | 1,087 | 1,114 | 1,169 | 1,218 | 1,349 | 1,482 | 1,627 | 1,782 | 1,950 | 2,129 | 2,322 | 2,528 |
| +60 | 1,025 | 1,049 | 1,073 | 1,098 | 1,124 | 1,150 | 1,176 | 1,204 | 1,231 | 1,289 | 1,349 | 1,476 | 1,615 | 1,765 | 1,926 | 2,100 | 2,286 | 2,485 | 2,698 |
| +80 | 1,143 | 1,159 | 1,193 | 1,220 | 1,246 | 1,275 | 1,302 | 1,331 | 1,359 | 1,419 | 1,482 | 1,615 | 1,759 | 1,915 | 2,082 | 2,261 | 2,453 | 2,659 | 2,883 |
| +100 | 1,272 | 1,299 | 1,325 | 1,352 | 1,380 | 1,409 | 1,438 | 1,468 | 1,498 | 1,561 | 1,627 | 1,765 | 1,915 | 2,078 | 2,249 | 2,434 | 2,633 | 2,844 | 3,070 |
| +120 | 1,411 | 1,438 | 1,466 | 1,496 | 1,525 | 1,555 | 1,585 | 1,616 | 1,645 | 1,714 | 1,782 | 1,926 | 2,082 | 2,249 | 2,427 | 2,620 | 2,825 | 3,043 | 3,275 |
| +140 | 1,562 | 1,591 | 1,621 | 1,651 | 1,681 | 1,712 | 1,744 | 1,778 | 1,806 | 1,878 | 1,950 | 2,200 | 2,261 | 2,434 | 2,620 | 2,816 | 3,029 | 3,254 | 3,493 |
| +160 | 1,725 | 1,756 | 1,786 | 1,818 | 1,850 | 1,882 | 1,929 | 1,950 | 1,984 | 2,056 | 2,129 | 2,286 | 2,453 | 2,633 | 2,825 | 3,029 | 3,248 | 3,479 | 3,725 |
| +180 | 1,901 | 1,933 | 1,965 | 1,997 | 2,031 | 2,065 | 2,099 | 2,136 | 2,172 | 2,247 | 2,322 | 2,485 | 2,659 | 2,844 | 3,043 | 3,254 | 3,479 | 3,714 | 3,971 |
| +200 | 2,089 | 2,122 | 2,156 | 2,190 | 2,225 | 2,261 | 2,297 | 2,333 | 2,371 | 2,449 | 2,528 | 2,698 | 2,883 | 3,070 | 3,275 | 3,493 | 3,725 | 3,971 | 4,230 |

Zahlentafel 12.

Beiwert $\xi = f(\psi, z)$ für die Berechnung der Wärmeübertragung bei Kreuzstrom.

|  | | z | | | | | | | | | | |
|---|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----|
| | | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| ψ | 0 | 1,000 | 0,947 | 0,893 | 0,838 | 0,781 | 0,721 | 0,657 | 0,586 | 0,502 | 0,388 | 0 |
| | 0,1 | 0,947 | 0,893 | 0,840 | 0,786 | 0,729 | 0,670 | 0,605 | 0,533 | 0,448 | 0,338 | 0 |
| | 0,2 | 0,893 | 0,840 | 0,785 | 0,734 | 0,677 | 0,617 | 0,552 | 0,480 | 0,398 | 0,292 | 0 |
| | 0,3 | 0,838 | 0,786 | 0,743 | 0,682 | 0,625 | 0,565 | 0,502 | 0,430 | 0,348 | 0,247 | 0 |
| | 0,4 | 0,781 | 0,729 | 0,677 | 0,625 | 0,569 | 0,513 | 0,449 | 0,378 | 0,300 | 0,206 | 0 |
| | 0,5 | 0,721 | 0,670 | 0,617 | 0,565 | 0,513 | 0,456 | 0,394 | 0,326 | 0,251 | 0,167 | 0 |
| | 0,6 | 0,657 | 0,605 | 0,552 | 0,502 | 0,449 | 0,394 | 0,334 | 0,271 | 0,201 | 0,128 | 0 |
| | 0,7 | 0,586 | 0,533 | 0,480 | 0,430 | 0,378 | 0,326 | 0,271 | 0,213 | 0,151 | 0,098 | 0 |
| | 0,8 | 0,502 | 0,448 | 0,398 | 0,348 | 0,300 | 0,251 | 0,201 | 0,151 | 0,100 | 0,052 | 0 |
| | 0,9 | 0,388 | 0,338 | 0,292 | 0,247 | 0,206 | 0,167 | 0,128 | 0,089 | 0,052 | 0,022 | 0 |
| 1,0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | |

Zahlentafel 13.

Zahlenwerte der Funktionen $1^)$ e^x , e^{-x} und $\text{Coj } x$.

| x | e^+x | e^-x | $\text{Coj } x$ | x | e^+x | e^-x | $\text{Coj } x$ |
|------|--------|--------|-----------------|------|---------|--------|-----------------|
| 0,00 | 1,0000 | 1,0000 | 1,0000 | 1,50 | 4,4817 | 0,2231 | 2,3524 |
| 0,01 | 1,0101 | 0,9900 | 1,00005 | 1,55 | 4,7115 | 0,2122 | 2,4618 |
| 0,05 | 1,0513 | 0,9512 | 1,00125 | 1,60 | 4,9530 | 0,2019 | 2,5775 |
| 0,10 | 1,1052 | 0,9048 | 1,0050 | 1,65 | 5,2070 | 0,1920 | 2,6995 |
| 0,15 | 1,1618 | 0,8607 | 1,01127 | 1,70 | 5,4739 | 0,1827 | 2,8283 |
| 0,20 | 1,2214 | 0,8187 | 1,02007 | 1,75 | 5,7546 | 0,1738 | 2,9642 |
| 0,25 | 1,2840 | 0,7788 | 1,0314 | 1,80 | 6,0493 | 0,1653 | 3,1075 |
| 0,30 | 1,3499 | 0,7408 | 1,0453 | 1,85 | 6,3598 | 0,1572 | 3,2585 |
| 0,35 | 1,4191 | 0,7047 | 1,0619 | 1,90 | 6,6859 | 0,1496 | 3,4177 |
| 0,40 | 1,4918 | 0,6703 | 1,0811 | 1,95 | 7,0287 | 0,1423 | 3,5855 |
| 0,45 | 1,5683 | 0,6376 | 1,1030 | 2,00 | 7,3891 | 0,1353 | 3,7622 |
| 0,50 | 1,6487 | 0,6065 | 1,1276 | 2,05 | 7,7679 | 0,1287 | 3,9483 |
| 0,55 | 1,7333 | 0,5769 | 1,1551 | 2,10 | 8,1662 | 0,1225 | 4,1443 |
| 0,60 | 1,8221 | 0,5488 | 1,8545 | 2,15 | 8,5849 | 0,1165 | 4,3507 |
| 0,65 | 1,9155 | 0,5220 | 1,2188 | 2,20 | 9,0250 | 0,1108 | 4,5679 |
| 0,70 | 2,0138 | 0,4966 | 1,2552 | 2,25 | 9,4877 | 0,1054 | 4,7966 |
| 0,75 | 2,1170 | 0,4724 | 1,2947 | 2,30 | 9,9742 | 0,1003 | 5,0372 |
| 0,80 | 2,2255 | 0,4493 | 1,3374 | 2,35 | 10,4856 | 0,0954 | 5,2905 |
| 0,85 | 2,3396 | 0,4274 | 1,3835 | 2,40 | 11,0232 | 0,0907 | 5,5569 |
| 0,90 | 2,4596 | 0,4066 | 1,4331 | 2,45 | 11,5883 | 0,0863 | 5,8373 |
| 0,95 | 2,5857 | 0,3867 | 1,4862 | 2,50 | 12,1825 | 0,0821 | 6,1323 |
| 1,00 | 2,7183 | 0,3679 | 1,5431 | 2,55 | 12,8071 | 0,0781 | 6,4426 |
| 1,05 | 2,8577 | 0,3499 | 1,6038 | 2,60 | 13,4637 | 0,0743 | 6,7690 |
| 1,10 | 3,0042 | 0,3329 | 1,6685 | 2,65 | 14,1540 | 0,0706 | 7,1123 |
| 1,15 | 3,1582 | 0,3166 | 1,7374 | 2,70 | 14,8797 | 0,0672 | 7,4735 |
| 1,20 | 3,3201 | 0,3012 | 1,8107 | 2,75 | 15,6426 | 0,0639 | 7,8533 |
| 1,25 | 3,4903 | 0,2865 | 1,8884 | 2,80 | 16,4446 | 0,0608 | 8,2527 |
| 1,30 | 3,6693 | 0,2725 | 1,9709 | 2,85 | 17,2878 | 0,0578 | 8,6728 |
| 1,35 | 3,8574 | 0,2592 | 2,0583 | 2,90 | 18,1741 | 0,0550 | 9,1146 |
| 1,40 | 4,0552 | 0,2466 | 2,1509 | 2,95 | 19,1059 | 0,0523 | 9,5791 |
| 1,45 | 4,2631 | 0,2346 | 2,2488 | 3,00 | 20,0855 | 0,0498 | 10,0677 |

$1^)$ Die Hyperbelfunktionen $\text{Sin } x$ und $\text{Coj } x$ bestimmen sich aus

$$\text{Sin } x = \frac{1}{2} (e^x - e^{-x}) \qquad \text{Coj } x = \frac{1}{2} (e^x + e^{-x}).$$

Noch Zahlentafel 13:

Zahlenwerte ¹⁾ der Funktionen e^x , e^{-x} und $\text{Co}f x$.

| x | e^{+x} | e^{-x} | $\text{Co}f x$ | x | e^{+x} | e^{-x} | $\text{Co}f x$ |
|------|----------|----------|----------------|------|----------|----------|----------------|
| 3,00 | 20,0855 | 0,0498 | 10,0677 | 4,15 | 63,434 | 0,0157 | 32,725 |
| 3,05 | 21,1153 | 0,0473 | 10,5813 | 4,20 | 66,686 | 0,0150 | 33,351 |
| 3,10 | 22,1980 | 0,0450 | 11,1215 | 4,25 | 70,105 | 0,0142 | 35,060 |
| 3,15 | 23,3361 | 0,0428 | 11,6895 | 4,30 | 73,700 | 0,0136 | 36,857 |
| 3,20 | 24,5325 | 0,0407 | 12,2867 | 4,35 | 77,478 | 0,0129 | 38,746 |
| 3,25 | 25,7903 | 0,0388 | 12,9146 | 4,40 | 81,451 | 0,0123 | 40,732 |
| 3,30 | 27,1127 | 0,0369 | 13,5748 | 4,45 | 85,627 | 0,0117 | 42,819 |
| 3,35 | 28,5027 | 0,0351 | 14,2689 | 4,50 | 90,017 | 0,0111 | 45,014 |
| 3,40 | 29,9641 | 0,0334 | 14,9987 | 4,60 | 99,484 | 0,0100 | 49,747 |
| 3,45 | 31,5004 | 0,0327 | 15,7661 | 4,70 | 109,947 | 0,0091 | 54,978 |
| 3,50 | 33,1155 | 0,0302 | 16,5728 | 4,80 | 121,510 | 0,0082 | 60,759 |
| 3,55 | 34,8133 | 0,0287 | 17,4210 | 4,90 | 134,289 | 0,0074 | 67,148 |
| 3,60 | 36,5982 | 0,0273 | 18,3128 | 5,00 | 148,413 | 0,0067 | 74,210 |
| 3,65 | 38,4747 | 0,0260 | 19,2503 | 5,10 | 164,022 | 0,0061 | 82,014 |
| 3,70 | 40,4473 | 0,0247 | 20,2360 | 5,20 | 181,272 | 0,0055 | 90,639 |
| 3,75 | 42,5211 | 0,0235 | 21,2723 | 5,30 | 200,337 | 0,0050 | 100,171 |
| 3,80 | 44,7012 | 0,0234 | 22,3618 | 5,40 | 221,406 | 0,0045 | 110,705 |
| 3,85 | 46,9931 | 0,0213 | 23,5072 | 5,50 | 244,692 | 0,0041 | 122,348 |
| 3,90 | 48,4024 | 0,0202 | 24,7114 | 5,60 | 270,426 | 0,0037 | 135,215 |
| 3,95 | 51,9354 | 0,0193 | 25,9723 | 5,70 | 298,867 | 0,0033 | 149,435 |
| 4,00 | 54,5981 | 0,0183 | 27,3082 | 5,80 | 330,299 | 0,0030 | 165,151 |
| 4,05 | 57,3974 | 0,0174 | 28,7074 | 5,90 | 365,037 | 0,0027 | 182,520 |
| 4,10 | 60,3403 | 0,0166 | 30,1784 | 6,00 | 403,429 | 0,0025 | 201,716 |

f) Zahlenwerte von $x = 0$ bis 10 siehe auch:

Keiichi Hayashi. Fünfstellige Tafeln der Kreis- und Hyperbelfunktionen sowie der Funktionen e^x und e^{-x} . Berlin, W. de Gruyter, 1941.

B. Schrifttum.

1. Lehrbücher der Wärmeübertragung.

- a) M. ten Bosch. Die Wärmeübertragung. 3. Auflage. Berlin, Julius Springer, 1936.
- b) H. Gröber. Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. Berlin, Julius Springer, 1926.
- c) H. Gröber und S. Erk. Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. Berlin, Julius Springer, 1933.
- d) F. Merkel. Die Grundlagen der Wärmeübertragung. Dresden und Leipzig, Theodor Steinkopf, 1927.
- e) A. Schack. Der industrielle Wärmeübergang. Düsseldorf, Stahl Eisen, 1940.
- f) W. Heiligenstaedt. Wärmetechnische Rechnungen. Düsseldorf, Stahl Eisen, 1941.
- g) A. Eucken und M. Jakob. Der Chemieingenieur. Bd. I, 1. Teil, Leipzig Akad. Verlagsges., 1933.
- h) Veröffentlichungen.

Es wird auf das ausführliche Schrifttumverzeichnis im Buche M. ten Boschs und A. Schacks hingewiesen. Ferner erschien in der Zeitschrift Archiv für Wärme-wirtschaft und Dampfkesselwesen, Bd. 16 (1935), Heft 5, S. 193, III. Teil, eine Literaturliste über die Wärmeübertragung.

Einen Überblick über die neueren Forschungen zur Ermittlung der Wärme-übergangszahlen bei laminarer und turbulenter Strömung gibt der Aufsatz von J. Böhm. Der Wärmeübergang bei zähen Flüssigkeiten. Die Wärme, Bd. 65 (1942), S. 219/28 mit ausführlichem Schrifttum.

2. Veröffentlichungen¹⁾ über die Wärmestrahlung.

Es werden einige neuere Veröffentlichungen über die Strahlung gebracht, soweit diese in dem unter 1h angeführten Literaturnachweis nicht enthalten sind, und ferner solche, die für die Strahlungsheizung im weiteren Sinne in Frage kommen.

- a) L. B. Aldrich. A study of body radiation. Smithsonian Miscellaneous Collections Vol. 81 (1928), No. 6, Dezember.
- b) A. H. Barker. The effect of shape and surroundings of a hot surface on the radiation from it. Bull. No. 1. Res. Co. Inst. Heat. a. Vent. Engrs. 1923.
- c) J. S. Cammerer und W. Christian. Die in Wohnräume eindringende Sonnenwärme. Wärmew. Nachrichten, Bd. 7 (1934), S. 71 und 116, Bd. 8 (1935), S. 121.
- d) A. F. Dufton. Radiant Heat. Proc. Inst. Heat. a. Vent. Engrs., Lond. Vol. 31 (1932/33), S. 230/48.
- e) A. F. Dufton. Note on penetration of direct sunlight into buildings. I. sci. Instrum., Vol. 10 (1933), No. 4, S. 115/16.
- f) E. Eckert. Technische Strahlungsaustauschrechnungen und ihre Anwendung in der Beleuchtungstechnik und beim Wärmeaustausch. Berlin, VDI, 1937.
- g) E. Eckert. Die Richtungsverteilung von Ausstrahlung und Rückwurf von Wärmestrahlen an technisch wichtigen Oberflächen. Arch. Wärmew., Bd. 18 (1937), S. 107.

1) Abkürzungen der Zeitschriften gemäß dem Kurztitelverzeichnis technisch-wissenschaftlicher Zeitschriften 1937 (Reichsgemeinschaft der technisch-wissenschaftlichen Arbeit).

- h) S. Erk. Die Licht- und Wärmestahlungsdurchlässigkeit von Fensterglas. Ges.-Ing., Bd. 57 (1934), S. 237.
- i) E. Foa. Sulla trasmissione di calore per irradiazione. Il Politecnico (1930), S. 601/4.
- j) E. Griffiths and A. H. Davis. The transmission of heat by radiation and convection. Spec. Rep. No. 9 of Food Invest. Board (1922).
- k) R. N. Heilmann. Surface heat transmission. Trans. Amer. Soc. mech. Engrs., Fuels a. Steam Pwr. Sect. Vol. 51 (1929), No. 22, Sept.-Dez.
- l) W. Heinze und S. Wagener. Der Wärmeübergang durch Strahlung. Zeitschr. f. techn. Physik, Bd. 18 (1937), S. 75.
- m) E. F. M. van der Held. Wärmeübertragung durch Strahlung. Ges.-Ing., Bd. 60 (1937), S. 201.
- n) G. Hofbauer. Das Strahlungsklima unserer Wohnräume. Ges.-Ing., Bd. 65 (1942), S. 147/54.
- o) M. Hottinger. Vom Wärmedurchgang durch Glasscheiben. Ges.-Ing., Bd. 52 (1929), S. 705.
- p) F. C. Houghton and C. Gutberlet. Absorption of solar radiation in its relation to the temperatur, color angle and other characteristics of the absorbing surface. Heat. Pip. Air Condit. 1929, S. 677.
- q) F. C. Houghton, W. W. Teague, W. E. Miller and W. P. Yant. Heat and moisture losses from the human body and their relation to air conditioning problems. Amer. Soc. Heat. a. Vent. Engrs. Trans. Vol. 35 (1929).
- r) A. Joh. ter Linden. Abdämmende Anstriche. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 241.
- s) K. Schropp. Die Temperaturen technischer Oberflächen unter dem Einfluß der Sonnenbestrahlung und der nächtlichen Auskühlung. Ges.-Ing., Bd. 54 (1931), S. 729.
- t) W. Sieber. Zusammensetzung der von Werk- und Baustoffen zurückgeworfenen Wärmestrahlung. Z. techn. Phys., Bd. 22 (1941), S. 130/37.
- u) E. Sprenger. Der Einfluß der Sonnenstrahlung auf die Innentemperatur von Räumen. Ges.-Ing. Bd. 57 (1934), S. 13.

3. Veröffentlichungen über die Strahlungsheizung.

a) Warmwasser-Deckenheizung. 1924 - 1930.

1. The rise of panel heating. Heat. a. Vent. Mag. Vol. 21 (1924) No. 11, S. 63/64.
2. A. H. Barker. Radiant heating. Proc. Inst. Heat. a. Vent. Engrs., Lond. Vol. 25 (1926).
3. A. H. Barker. Method of radiant heating. I. Roy. Soc. Arts. Vol. 76 (1928), No. 3927, S. 356/70. Siehe auch Engineering, Vol. 125 (1928), S. 139.
4. H. M. Vernon and M. D. Vernon. Radiant heating in buildings. Engineering, Vol. 125 (1928), S. 791.
5. H. M. Vernon and M. D. Vernon. A physiological investigation of the radiant heating in various buildings. Ind. Fatigue Res. Board Rep. No. 46 (1928).
6. H. M. Vernon. Some new methods of heating buildings. II. of Indus. Hygiene. Vol. 12 (1930) S. 281/89.
7. C. G. H. Hallett. Notes on the theory of radiant heating. Proc. Inst. Heat. a. Vent. Engrs., Lond. Vol. 29 (1930).
8. L. J. Fowler. Panel warming. Amer. Soc. Heat. a. Vent. Engrs. Trans. Vol. 36 (1930).
9. A. L. Jaros and R. A. Wolff. Panel heating in the british embassy. Heat. a. Vent. Vol. 27 (1930) No. 5 und 6.

1931.

10. A. H. Barker. Principles of calculation of low temperature radiant heating. Proc. Inst. Heat. a. Vent. Engrs., Lond. Vol. 30 (1931), S. 212/61.
Siehe auch Domestic Eng., Lond. Vol. 51 (1931) No. 12, S. 248/55; Vol. 52 (1932) No. 1, 2 u. 3, S. 3/8, 31/3 und 207/14; Heat. a. Vent. Vol. 29 (1932) No. 2 und 3, S. 48/53 und 48/52.
11. C. M. Oates. Panel heating. Proc. Inst. Heat. a. Vent. Engrs, Lond. Vol. 30 (1931).
12. C. G. H. Hallet. Some notes on the theory of radiant heating. Heat. a. Vent. Eng., Lond. Vol. 4 (1931), S. 211.
Siehe auch Domestic Eng., Lond. Vol. 51 (1931), No. 2 und 3, S. 27/36 und 50/54.
13. A. Gini. Il riscaldamento dei locali mediante pannelli radianti. L'Ingegnere Vol. 5 (1931), S. 671/6.
14. A. Gini. Il riscaldamento per radiazione. L'Ingegnere Vol. 6 (1932), H. 3.
15. T. N. Adlam. The theory of radiant heating. Heat. a. Vent. Vol. 28 (1931), No. 5, S. 56/62.
16. T. N. Adlam. Some temperature studies in radiant heated rooms. Heat. a. Vent. Vol. 28 (1931), No. 6, S. 69/72.
17. T. N. Adlam. Present methods of heating by thermal radiations. Heat. a. Vent. Vol. 28 (1931), No. 7, S. 75/80.
18. T. N. Adlam. Applications of radiant heating. Heat. a. Vent. Vol. 28 (1931), No. 8, S. 65/70.
19. T. N. Adlam. Calculations for radiant heating. Heat. a. Vent. Vol. 28 (1931), No. 10, S. 62/66.
20. T. N. Adlam. Results of tests on radiant heating. Heat. a. Vent. Vol. 28 (1931), No. 11, S. 58/62.
21. A. F. Dufton. A contribution to the study of the heating of school buildings. Heat. a. Vent. Vol. 28 (1931), No. 10, S. 77.
22. W. Gropius, H. Flasdieck. Das Glas als Baustoff und die Paneel- oder Deckenheizung. Haustechn. Rdsch., Bd. 36 (1931), S. 17 und 177.
23. E. Schneckenberg. Die Deckenheizung in der Britischen Botschaft in Washington. Ges.-Ing., Bd. 54 (1931), S. 65.
(Deutsche Übersetzung von Aufsatz No. 9.)

1932.

24. A. H. Barker. Room warming by radiation. Amer. Soc. Heat. a. Vent. Engrs. Trans. Vol. 38 (1932).
25. H. M. Vernon. Measurement in relation to human comfort of radiation produced by various heating systems. Proc. Inst. Heat. a. Vent. Engrs. Vol. 31 (1932), S. 160/203.
26. H. Ebert. Das Paneelheizsystem. Haustechn. Rdsch., Bd. 37 (1932), S. 125.

1933.

27. W. H. Carrier. What will be the future development of heating and air conditioning. Heat., Pip. a. Air Condit. January 1933.
28. Amer. Soc. Heat. a. Vent. Engrs. The Guide 1933 und folgende Jahrgänge.
29. A. F. Dufton. Heat requirements of house. I. Inst. Heat. a. Vent. Engrs. Vol. 1 (1933), No. 2, 3 und 4, S. 99/104, 156/63 und 209/16.
Aprilheft.
Determination of heat requirements by tests of experimental house especially erected for purpose standardization of room conditions.

Maiheft.

Convection heating effect of weather conditions upon heat requirements, effect of exposure, radiant heating, effective of ventilation.

Juniheft.

Intermittant heating, warming of room heat requirements of insulated house.

30. H. M. Vernon. Temperature gradients induced by various heating systems. I. Inst. Heat. a. Vent. Engrs. Vol. I (1933), No. 6, S. 312/20.
31. Le chauffage des locaux par rayonnement au moyen de panneaux chauffants Génie civ. Vol. 103 (1933), No. 4, S. 85/7.
32. A. C. Willard, A. P. Kratz and M. K. Fahnenstock. Application of the empatheoscope for measuring the performance of direct radiators and convectors in terms of equivalent temperatures. Amer. Soc. Heat. a. Vent. Engrs. I. Sect., Heat. Pip. a. Air Condit. July 1933.
33. A. Kollmar. Die Berechnung und Konstruktion der Deckenheizung. Haustechn. Rdsch., Bd. 38 (1933), S. 375/9.
34. A. Roth. Die Panel- oder Deckenheizung. Schweiz. Bauztg., Bd. 103 (1933), S. 153/7.
35. A. Beurienne. La radiation et la diffusion de la chaleur. 5. Congrès du Chauffage et de la Ventilation, 1933, S. 95.
36. E. Bigeault. Le chauffage par panneaux rayonnants. 5. Congrès du chauffage et de la Ventilation 1933, S. 113.

1934.

37. E. Settele. Über die Auswirkung verschiedener Heizungsanordnungen auf die Temperaturverteilung im Raum. Ges.-Ing., Bd. 56 (1933), S. 505/9. Siehe auch M. Willner. Ges.-Ing., Bd. 54 (1934), S. 213/4.
38. M. Hottinger. Decken- und Fußbodenheizung. Ges.-Ing., Bd. 57 (1934), S. 293/7.
39. K. R. Rybka. Die Strahlheizung. Ges.-Ing., Bd. 57 (1934), S. 315/9.
40. Method installing the panel heating system in the british embassy building. Heat. Pip. a. Air Condit. July 1934.
41. M. Dupuy. Note relative au calcul des chauffages par rayonnement. Chal. et Ind., Vol. 15 (1934), S. 1218.
42. E. Bigeault. Le chauffage par rayonnement. Chal. et Ind., Vol. 15 (1934), S. 1219.
43. A. Missenard. Consideration sur l'efficacité des differents modes de chauffage. Chal. et Ind., 1934, H. 174.
44. A. Gini. Caratteristiche di funzionamento degli impianti di riscaldamento a irradiazione. L'Ingegnere, Vol. 8 (1934), H. 6.
45. M. Lo Presti. Moderni Indirizza della Tecnica Sanitaria: Il riscaldamento per radiazione (Pannelli Radianti). Energia Termica, Vol 2 (1934), Nr. 4, 5 u. 9, S. 89/9, 134, 233/42.

1935.

46. F. Squassi. Il pannello radiante italiano. Roma 1935.
47. Ph. Ritter. Heizungsanlagen in Decken und Wänden. Ges.-Ing., Bd. 58 (1935), S. 346.
48. A. van Hamme. Considérations sur le chauffage par rayonnement. Ann. des Travaux Publics de Belgique, Vol. 36 (1935), S. 887/918.

1936.

49. F. Squassi. I consumi di combustibile dei sestemi di riscaldamento a radiazione rispetto a quelli a convezione negli ambiente di digenza sanatoriali. Roma 1936. Tipografia del Consorzio nazionale.

50. M. Setz. Die Decken- und Fußbodenheizung im Krankenhaus. Ges.-Ing., Bd. 59 (1936), S. 501/4.
51. M. Brandt. Grundlagen und technische Einzelheiten der Strahlungsheizung. Sondermitt.-Heft der Vereinigten Stahlwerke, Düsseldorf 1936. Hauptwärmestelle.
52. Bruce. Panel warming calculations. I. Inst. Heat. a. Vent. Engrs. 1936, No. 46.
53. A. Gini. Degli impianti di riscaldamento a radiazione a mezzo di tubi immersi nelle strutture murarie. Milano Perego 1936.

1937.

54. Gebr. Sulzer A. G. Strahlungsheizung. Schweiz. Blätter f. Heizg. u. Lüftg., Bd. 4 (1937), No. 1, S. 1/10.
55. P. Mensing. Strahlungsheizung nach Crittall. Ges.-Ing., Bd. 60 (1937), S. 176.
56. Ph. Ritter. Strahlungs- und Deckenheizung. Ges.-Ing., Bd. 60, (1937), S. 413.
57. L. Worp. Raumheizung, Ges.-Ing., Bd. 60 (1937), S. 465.
58. E. Wirth. Strahlungsheizung. Ges.-Ing., Bd. 60 (1937), S. 481.
59. J. Ritter. Fragen um die Strahlungsheizung. Haustechn. Rdsch., Bd. 42 (1937), S. 348.
60. K. Kalous. Allgemeine Theorie der Strahlungsheizung. Forsch. Arb. Ing. Wesen, Bd. 8 (1937), S. 170/83, Heft 4.
61. K. Kalous. Grundsätzliches zur Berechnung der Deckenheizung. Heizg. u. Lüftg., Bd. 11 (1937), S. 97/8.
62. K. Kalous. Wärme und Temperaturverteilung in strahlungsbeheizten Räumen. Heizg. u. Lüftg., Bd. 11 (1937), S. 119. (Auszug aus Nr. 60.)
63. K. Kalous. Wesen und Ausführung der Strahlungsheizung. Ges.-Ing., Bd. 60 (1937), S. 769. (z. T. Auszug aus Nr. 12.)
64. H. Kämper. Die Decken-Strahlungsheizung. Z. VDI., Bd. 81 (1937), S. 1032/8.
65. S. Erk. Untersuchung und Berechnung von Flächenheizungen. Ges.-Ing., Bd. 60 (1937), S. 593.
66. M. Brandt. Die Strahlungs-Deckenheizung nach dem System Crittall. Zeitschr. d. österr. Ing.- und Arch.-Vereins, 1937, S. 241.
67. M. Brandt. Der heutige Stand der Strahlungsheizung. Ges.-Ing., Bd. 60 (1937), S. 649/54.
Siehe dazu Zuschriften Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 229/31.
68. M. Brandt. Die Strahlungsdeckenheizung. Zbl. Bauverw., Bd. 57 (1937), S. 950/3.
69. A. Gini. Alcune considerazioni sul sistema di riscaldamento Crittall. Maggio 1937.
70. A. Gini. Alcune considerazioni sulla trasmissione del calore nei solai radianti. Milano, Industrie grafiche N. Moneta 1937.
71. A. Gini. Sulla misura della temperatura effettiva negli ambienti con speciale riguardo ai sistemi di riscaldamento a radiazione. 1937.

1938.

72. H. Gröber. Gesichtspunkte für die Bewertung der Deckenheizung. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 57/61.
73. M. Hottinger. Strahlungsheizung, Lüftung und Kühlung eines großen Warenhauses. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 117/21 und 129/34.
74. W. Marcard u. H. Huppert. Versuche über den Anheizvorgang bei einer Deckenheizung. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 199/207.

75. K. Kalous. Strahlungsheizung. Aufgaben und Klarstellung. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 357.
 76. P. Beck. Decken-Strahlungsheizung. Ein Beitrag zur Klärung. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 437/42, siehe auch Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 128.
 77. M. Hottinger. Beitrag zur Berechnung und Beurteilung der Strahlungsheizung. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 449/54 und 465/72, siehe auch Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 364/5 u. Bd. 63 (1940), S. 75/7.
 78. A. Pelda. Vorschläge zur Herabsetzung der Trägheit bei Deckenheizungen. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 564.
 79. F. Bradtke. Raumklimatische Fragen bei der Deckenheizung. XV. Kongreß für Heizg. u. Lüftg., Berlin 1938.
 80. W. Marcard. Technische Fragen bei der Strahlungsheizung. XV. Kongreß für Heizg. u. Lüftg., Berlin 1938, siehe auch Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 367 u. Bd. 63 (1940), S. 77.
 81. A. Missenard. Physiologische Einflüsse bei verschiedenen Wärme- einwirkungen unter besonderer Berücksichtigung der Strahlungsheizung. XV. Kongreß für Heizung und Lüftung, Berlin 1938.
 82. H. Behrens. Neue Fragen im Heizungs- und -betriebe. Wärme- wirtschaft, Bd. 11 (1938), S. 109/26.
 83. L. B. Huygen. Der Wärmeverbrauch bei Deckenheizungen. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 580.
 84. M. H. Nyssen. Deckenstrahlungsheizung im Verwaltungsgebäude eines niederländischen Stromversorgungsunternehmens. Elektrizitätswirtsch., Bd. 37 (1938), S. 444, siehe auch Braun-Angott. Betriebsergebnisse einer elektrischen Deckenwarmwasserheizung. Heizg. u. Lüftg., Bd. 12 (1938), S. 146.
 85. W. v. Gonzenbach. Physiologische und hygienische Betrachtungen zur Strahlungsheizung. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 557/60.
 86. A. Gini. Die Strahlungsheizung in Italien. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 735/8.
 87. M. Hottinger. Der Wärmeverbrauch bei Deckenheizungen. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 738.
 88. T. N. Adlam. Radiant heating today. Heat. a. Vent. Vol. 35 (1938), No. 7, S. 22/25.
 89. R. Hertwerk. Die Beheizung des Völkerbundpalastes in Genf. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 722.
 90. E. Wirth. Umkehrung der Deckenheizung zur Raumkühlung. Schweiz. Bztg., Bd. 112 (1938), S. 237/9, siehe auch: Z. DVI., Bd. 83 (1939), S. 1009/10.
 91. M. Willner. Die heiz- und lüftungstechnischen Anlagen im Führerbau der NSDAP. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 539.
 92. W. G. Waley. Versuche mit ausgedehnten Heizflächen im Heizlabora- torium. I. Inst. Heat. a. Vent. Engrs., siehe auch Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 743.
- 1939.
93. E. Wirth. Die wahren Eigenschaften der Strahlungsheizung. Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 30/5, siehe auch Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 235/8 u. Z. VDI., Bd. 83 (1939), S. 1009/10.
 94. E. Wirth. Aus der Physik der Raumheizung. Sonderdruck der Veska-Z. (1938), H. 6, siehe auch Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 357/8.
 95. E. Wirth. Die Deckenstrahlungsheizung im Krankenhaus. Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 458, 63.

96. E. F. M. v. d. Held. Wärmeübertragung durch Strahlung bei Deckenheizung. Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 73/6, siehe auch Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 365/6 u. Bd. 63 (1940), S. 75/7.
97. E. F. M. v. d. Held. Wärmeübertragung durch Strahlung. Temperaturverteilung und Wärmeabgabe von Fußböden und Decken. Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 581/5 u. 594/8.
98. K. Kalous. Praktische Berechnung der Strahlungsheizung. Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 553/8.
99. P. Beck. Der Brennstoffbedarf bei Deckenstrahlungsheizungen. Ges.-Ing. Bd. 62 (1939), S. 140/2.
100. P. Beck. Dänische Feststellungen über den Wärmeverbrauch bei Strahlungsheizungen. Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 177/81, siehe auch Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 434/7 u. S. 585.
101. P. Beck. Was bei der Strahlungsheizung zu prüfen ist. Haustechn. Rdsch., Bd. 44 (1939), S. 47/51 u. 61/5, siehe auch Haustechn. Rdsch., Bd. 44 (1939), S. 389.
102. St. Kolodziejczyk. Der Wärmeverbrauch bei Deckenheizungen. Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 170.
103. E. Eckert. Beitrag zur Berechnung der Strahlungsheizung. Heizg. u. Lüftg., Bd. 13 (1939), S. 97/101.
104. Ph. Ritter. Strahlungsheizung. Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 513/4.
105. J. S. Cammerer. Die Temperatur der inneren Wandoberfläche und ihre Bedeutung für den zulässigen Mindestwärmeschutz von Mauern und Deckenheizanlagen. Heizg. u. Lüftg., Bd. 13 (1939), S. 39/43.
106. M. Hottinger. Vergleichsversuch zwischen Decken- und Heizkörperheizung. Schweiz. Bl. f. Heizg. u. Lüftg., Bd. 6 (1939), S. 34/44 u. 56/7, siehe auch Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 585.
107. W. v. Gonzenbach. Physiologisches und Hygienisches zur Strahlungsheizung. Schweiz. Bauztg., Bd. 113 (1939), S. 71/3.
108. O. Graf. Über die Verwendung der Rohre von Deckenheizungen als Bewehrung von Eisenbetondecken. Beton u. Eisen, Bd. 38 (1939), S. 333/9, siehe auch Ges.-Ing., Bd. 63 (1939), S. 145/7.
109. P. Schreier. Versuche mit Rohren von Deckenheizungen als Bewehrung von Eisenbetondecken. Beton u. Eisen, Bd. 38 (1939), S. 345/52.
110. H. v. Sartorius. Die erstmalig baupraktische Ausführung und konstruktive Durchbildung der Deckenheizung als Bewehrung in Großdeutschland. Beton u. Eisen, Bd. 38 (1939), S. 352/6.
111. V. Skokan. Entwicklung und gegenwärtiger Stand der Strahlungsheizung in der ehemaligen Tschecho-Slowakei. Ges.-Ing., Bd. 62 (1939), S. 392/4.

1940—1942.

112. F. Squassi. Der Wärmeaustausch zwischen Raumwänden. Ges.-Ing., Bd. 63 (1940), S. 37/42.
113. E. L. Weber. Heizung und Kühlung durch Strahlungsheizung. Heat. Pip. a. Air Condit. May 1940, S. 282/4.
114. A. Gini. Die Berechnung der Wärmeverluste bei den Strahlungsheizanlagen. Ges.-Ing., Bd. 63 (1940), S. 649/52.
115. K. Kalous. Die Kühlleistung einer Deckenheizfläche. Heizg. u. Lüftg., Bd. 15 (1941), S. 61/4.
116. M. Ros. Bewehrte Betondecken mit Strahlungsheizung, System Gebrüder Sulzer, Winterthur. Schweiz. Bauztg., Bd. 118 (1941), S. 161/5 u. 169/72, siehe auch Z. VDI., Bd. 86 (1942), S. 252/4.
117. H. Herter. Das Hallenbad der Stadt Zürich. Ges.-Ing., Bd. 65 (1942), S. 129/38, Abschnitt Heizanlage, S. 132/3.
118. L. Ranzi. Die Heiztemperaturen der Warmwasserheizungen. Ges.-Ing., Bd. 64 (1941), S. 423/30.

119. A. P. Weber. Theoretische Betrachtungen über den Druckverlust in Deckenheizspiralen. Ges.-Ing., Bd. 65 (1942), S. 293/6.
120. A. Kollmar. Die Warmluftstrahlungsheizung. Heizg. u. Lüftg., Bd. 16 (1942), S. 105/8 u. 125/8.

b) Warmwasser-Fußbodenheizung.

1. R. Stegmann. Die Lösung der Heizfrage bei Gemäldegalerien und ähnlichen Sammlungsgebäuden. Ges.-Ing., Bd. 37 (1914), S. 829.
2. D. W. Dériaz. Fußbodenheizung System Dériaz. Schweiz. Bauztg., Bd. 101 (1933), S. 233/6, siehe auch Ges.-Ing., Bd. 56 (1933), S. 105, Bd. 57 (1934), S. 293.
3. O. Fröhlich. Eine neue Fußbodenheizung. Schweiz. Blätter für Heizg. u. Lüftg. Juli 1935.
4. O. Fröhlich. Praktische Erfahrungen mit der Fußbodenheizung, System Dériaz. Haustechn. Rdsch. 1935, S. 366.
5. D. W. Dériaz. Ergebnisse der Fußbodenheizung. Schweiz. Bl. f. Heizg. u. Lüftg., Bd. 2 (1935), S. 27/43.
6. H. Ohaus. Fußbodenheizung in einer Heilanstalt. Heizg. u. Lüftg. 1936, S. 111/3.
7. K. Luban. Die wärmetechnischen Anlagen im Reichsluftfahrtministerium Berlin. Heizg. u. Lüftg., 1936, S. 175/80.
8. Anwendung der Wärmeleitfähigkeit von Aluminium bei der Fußbodenheizung System Dériaz. Aluminium, Bd. 18 (1936), S. 19.
9. A. Gini. Il riscaldamento dei locali dal pavimento dal punto di vista igienico. Case d'oggi 1938.

c) Elektrische Decken- und Fußbodenheizung.

1. R. M. Bussy. Electric panel heating. The Electrical Review. Vol. 98 (1926), Jan/Febr.
2. R. Grierson. Notes on electric warming with special reference to low temperature panel systems. Proc. Inst. Heat. a. Vent. Engrs. Lond. Vol. 28 (1929).
3. C. W. Speirs. Electrical heating by radiation. Electr. Rev. Lond. Vol. 105 (1929), No. 2696, S. 139/42.
4. Ph. Ritter. Elektrische Heizungsanlagen in Wänden und Decken. (Nur kurze Notiz.) Ges.-Ing., Bd. 58 (1935), S. 754.
5. J. W. Bartelds. Elektrische Raumheizung in der Provinz Utrecht. Elektrowärme, Bd. 7 (1937), S. 31.
6. F. Schraeder. Elektrische Raumheizung mit besonders günstigem Wirkungsgrad. Elektrowärme, Bd. 7 (1937), S. 161/5.
7. G. v. Liebenstein. Erfahrungen mit der Bodenheizung System Jaspers in einem Wohnhause. Elektrowärme, Bd. 7 (1937), S. 165/8.
8. A. Linka. Bericht über Erfahrungen mit elektrischen Speicherheizungsanlagen. Elektrowärme, Bd. 7 (1937), S. 174/80.
9. W. Kind. Elektrische Strahlungsheizung. ETZ, Bd. 58 (1937), S. 785/9.
10. W. Kind. Die elektrische Deckenheizung. Elektrizitätswirtsch., Bd. 36 (1937), S. 528/32.
11. B. Jaspers. Elektrische Raumheizung durch milde Wärmestrahlen, insbesondere Fußbodenheizung. Elektrizitätswirtsch., Bd. 36 (1937), S. 532/6.
12. F. Castner. Elektrische Deckenheizung. Haustechn. Rdsch., Bd. 43 (1938), S. 540.
13. B. Jaspers. Elektrische Raumheizung durch milde Wärmestrahlen. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 73/77.

14. B. Jaspers. Ein neues elektrisches Raumheizverfahren. Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 157/60.
15. R. Doczekal. Die Wirtschaftlichkeit der Folienflächenheizung. Elektrizitätswirtsch., Bd. 39 (1940), H. 14.
16. H. Grewer. Erfahrungen mit elektrischer Fußbodenheizung. Ges.-Ing., Bd. 64 (1941), S. 459/60.
17. L. J. J. Boer. Erfahrungen mit elektrisch beheizten offenen Liegehallen. Electrotechn. Tijdschr. (1941), S. 114/120, siehe auch Elektrowärme, Bd. 12 (1942), S. 73/4.

4. Patente¹⁾.

1. Engl. Patentschrift 28477 von A. H. Barker (1907).
2. DRP. 519096, Klasse 36c, Gruppe 9, vom 5. II. 1931.
Walter Cramer, Hagen i. W., Deckenheizung.
3. DRP. 597461, Klasse 36c, Gruppe 9, vom 3. V. 1934.
Walter Cramer, Hagen i. W., Plattenheizkörper.
4. DRP. 639640, Klasse 36c, Gruppe 9, vom 26. XI. 1936. Patentierte im Deutschen Reich vom 6. Juli 1933 an.
Anonima Riscaldamenti Sanitari Affini, Bologna (Italien), Heiz- oder Kühlanlage mit in Kammern von Bauteilen angeordneten Wärmeaustauschkörpern.
5. DRP. 665846, Klasse 36c, Gruppe 9, vom 6. I. 1938. Patentierte im Deutschen Reich vom 3. Januar 1934 an.
Josephus Theodorus Cornelis van Dooren, Harlem (Niederlande), Decken- und Wandheizungsanlage.
6. DRP. 664567, Klasse 36c, Gruppe 9, vom 18. VIII. 38.
Gaetano Camillo Squassi, Rom, Wand- und Deckenheizungsanlage.
7. DRP. 708507, Klasse 36c, Gruppe 9 vom 12. VI. 1942. Zusatz zum Patent 655846. Patentierte im Deutschen Reich vom 22. September 1938 an.
N. V. Stralingswarmte, Amsterdam. Decken- und Wandheizungsanlage.
8. DRP. 712000, Klasse 36c, Gruppe 9 vom 11. IX. 1941. Patentierte im Deutschen Reich vom 18. Januar 1938 an.
Gebrüder Sulzer Akt.-Ges., Winterthur (Schweiz). Deckenheizungsanlage.
9. DRP. 721059, Klasse 36c, Gruppe 9 vom 23. IV. 1942. Patentierte im Deutschen Reich vom 1. Oktober 1937 an.
Firma Rud. Otto Meyer, Hamburg. Strahlungsheizungsanlage mit in den Decken oder Fußböden eingebetteten Heizrohrwicklungen.
10. DRP. 724399, Klasse 36c, Gruppe 9 vom 16. VII. 1942. Patentierte im Deutschen Reich vom 7. Juli 1938 an.
Gustav Aichele, Stuttgart. In Hohlräumen einer Decke frei aufgehängter Strahlungsheizkörper.

¹⁾ Die Patente unter den Nr. 2 bis 19 sind im Buchtext (mit Abbildungen) näher besprochen.

Hinweise auf angemeldete Patente:

K. Kalous, Grundsätzliches zur Berechnung der Deckenheizung, Heizg. u. Lüftg., Bd. 11 (1937), S. 98.

Stellungnahme hierzu: A. Kollmar, Heizg. u. Lüftg., Bd. 11 (1937), S. 144.

Anton Pelda, Vorschläge zur Herabsetzung der Trägheit bei Deckenheizungen, Ges.-Ing., Bd. 61 (1938), S. 564. — Siehe dazu auch die Fußnote S. 162.

11. DRP. 667862, Klasse 36c, Gruppe 6 vom 27. X. 1938. Patentierte im Deutschen Reich vom 8. Mai 1934 an.
Hans Summa, Schwarzenbach (Saale). Sammelluftheizungsanlage.
12. DRP. 709734, Klasse 36c, Gruppe 6 vom 17. VII. 1941. Patentierte im Deutschen Reich vom 4. Mai 1937 an.
Günter Fuchs, Schwarzenbach (Saale). Deckenheizungsanlage mit Wärmeabgabe durch Strahlung.
13. DRP. 710931, Klasse 36c, Gruppe 6 vom 14. VIII. 1941. Zusatz zum Patent 709734. Patentierte im Deutschen Reich vom 1. Dezember 1938 an.
Günter Fuchs, Schwarzenbach (Saale). Deckenheizungsanlage.
14. Französ. Patent (Brevet d'invention) No. 837473 vom 10. II. 1939. Patentierte vom 3. Mai 1938 an.
Günter Fuchs, Schwarzenbach (Saale), Installation pour le chauffage des plafonds.
(Übereinstimmend mit dem DRP. 709734 und 710931).
15. DRP. 712700, Klasse 36c, Gruppe 6 vom 25. IX. 1941. Patentierte im Deutschen Reich vom 20. Mai 1938 an.
Robert Schwanda, Wien. Heizungsanlage mit an einer Sammelstelle erzeugter und in der Decke umlaufender Warmluft.
16. DRP. 594632, Klasse 17f, Gruppe 5 vom 19. III. 1934. Patentierte im Deutschen Reich vom 4. Mai 1932 an.
William Dériaz, Genf. Heiz- bzw. Kühlvorrichtung, insbesondere für Boden-, Wand- oder Deckenheizung bzw. -kühlung.
17. DRP. 638774, Klasse 36c, Gruppe 6 vom 23. XI. 1936. Patentierte im Deutschen Reich vom 2. März 1935 an.
Luke Percy Evans, Swanwick b. Alfreton (England). Heizanlage für Fußböden aus unter dem Boden angeordneten Heizluftkanälen.
18. DRP. 727040, Klasse 36c, Gruppe 9 vom 17. IX. 1942. Patentierte im Deutschen Reich vom 11. Oktober 1938 an.
Julietta Müllers geb. Pomutz, Saalfeld (Saale). Als Heizelement dienender, einen Kanal für das Heizmittel bildender Hohlstein.
19. DRP. 727640, Klasse 21h, Gruppe 9 vom 8. X. 1942. Patentierte im Deutschen Reich vom 14. April 1939 an.
Hans Krammer und Gustav Dundalek, Wien. Anmelder: Siemens-Schuckert-Werke A.-G., Berlin-Siemensstadt. Elektrische Deckenheizung.
20. DRP. 735627, Klasse 36c, Gruppe 11 vom 15. IV. 1943. Patentierte im Deutschen Reich vom 9. September 1937 an.
Hans Leuffgen, Diez. Einrichtung zur selbsttätigen Regelung einer Strahlungsheizungsanlage dadurch gekennzeichnet, daß in einem besonderen, durch einen Berührungsheizkörper erwärmten Raum ein zweckmäßig einstellbarer Regler (Kontaktthermometer) angeordnet ist, der in Abhängigkeit von der Lufttemperatur in diesem Raum sowohl die Strahlungsheizungsanlage als auch den Berührungsheizkörper steuert.
21. Bekanntgemachte und ausgelegte Anmeldung P. 77213, Klasse 36c, Gruppe 3. Eingereicht am 30. April 1938. Ausgelegt am 25. II. 1943, Julietta Müllers geb. Pomutz, Saalfeld (Saale). Anlage für Strahlungsheizung oder Kühlung bei der Schalkörper die Luftkanäle enthalten. Die Schalkörper sind aus unterschiedlichem Werkstoff und zwar nach den Innenräumen zu gut wärmeleitend, nach den übrigen Seiten dagegen wärme-hemmend wirkend.

22. Bekanntgemachte und ausgelegte Anmeldung L 92343, Klasse 36c, Gruppe 9. Eingereicht am 6. April 1937. Ausgelegt am 29. IV. 1943.

Emil Luchsinger, Wiesendangen. Heizungsanlage mit in einer Eisenbetondecke eingebauten, als Bewehrung dienenden Heizröhren dadurch gekennzeichnet, daß eine Grundbewehrung vorhanden ist und die Heizröhren im wesentlichen nur in das Gebiet der größeren Zugspannungen auf der Unterseite der Decke verlegt sind. Dabei wird entweder die gewöhnliche Rundisenbewehrung an die Röhrenbewehrung angeschlossen oder die Rundisenbewehrung geht durch die ganze Decke und die Röhrenbewehrung wird zusätzlich zur Grundbewehrung angeordnet.

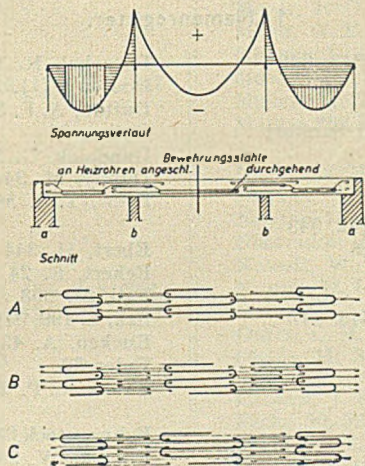


Bild 167. Verlegung der Bewehrungsstäbe nach der Patentanmeldung L 92343.

- a — Auflager b — Einspannung
 + — Druckspannung — — Zugspannung
 A, B, C — Grundrisse der Bewehrungen mit Heizschlangen
 A — Rundstahlbewehrung an der Heizschlangenbewehrung (an den Rohrbögen) angeschlossen
 B — wie A, jedoch an den Schenkeln der Heizschlangen angeschlossen
 C — durchgehende Rundstahlbewehrung zwischen den Heizröhren.
 Senkrecht schraffierte Fläche im Spannungsbild — Rohrschlangenbewehrung
 Waagrecht schraffierte Fläche im Spannungsbild — Rundstahlbewehrung

C. Alphabetisches Namen- und Sachregister.

Die Zahlen verweisen auf die Seiten.
Abkürzung für Strahlungsheizung StrH.

1. Namenregister.

- | | |
|---|--|
| Adlam, T. N. 95, 300, 343, 346 | Doczekal, R. 349 |
| Aichele, G. 265, 349 | Dooren v., J. Th. C. 260, 349 |
| Angott 347 | Dufton, A. F. 341, 343 |
| Anonima Riscaldamenti Sanitari | Duiker 96 |
| Affini 259, 349 | Dundalek, G. 305, 350 |
| Aldrich, L. B. 341 | Dupuy, M. 344 |
| | Drew, T. B. 58 |
| Barker, A. H. 95, 341, 342, 343 | |
| Bartelds, J. W. 304, 348 | Ebert, H. 344 |
| Beaurienne, A. 344 | Eckert, E. 24, 30, 31, 341, 347 |
| Bechem u. Post 215 | Egli, M. 303 |
| Beck, P. 98, 294, 257, 346, 347 | Erk, S. 199, 341, 342, 345, 347 |
| Behrens, H. 346 | Eucken, A. 43, 341 |
| Bigeault, E. 344 | Euler 50 |
| Blasius, H. 199 | Evans, L. P. 299, 350 |
| Bockwald, E. 302 | |
| Boer, L. J. J. 254, 349 | Fahnenstock, M. K. 344 |
| Böhler, H. Th. 303 | Fischer, W. 96 |
| Böhm, J. 341 | Fischmeister, V. 302 |
| Bonniceau 232 | Flasdieck, H. 343 |
| Boltzmann 16, 21 | Foa, E. 342 |
| Bosch, ten, M. 47, 291, 341 | Fourier 43 |
| Bosnjakovic, F. 58 | Fowler, L. J. 342 |
| Bradtke, F. 91, 198, 346 | Fuchs, G. 350 |
| Brandt, M. 107, 345 | Furthmann, E. 24 |
| Braun 347 | Fritz, W. 58 |
| Brogie de, L. 18 | Fröhlich, O. 348 |
| Bruce 345 | |
| Buch, A. 302 | Garff, K. A. 129 |
| Bussy, R. M. 348 | Gerbel, M. 30 |
| | Gini, A. 303, 343, 344, 345, 347, 348, 349 |
| Cammerer, J. S. 98, 132, 277, 305, 341, 347 | Gnam, F. 58 |
| Carrier, W. H. 344 | Gonzenbach, v., W. 194, 346, 347 |
| Castner, F. 348 | Guttman, A. 233 |
| Christian, W. 89, 277, 341 | Graf, O. 239, 277, 347 |
| Cramer, W. 258, 349 | Grashof 50, 52 |
| Crittall, R. 95 | Grierson, R. 348 |
| | Griffiths, E. 342 |
| Davis, A. W. 342 | Gröber, H. 3, 16, 42, 51, 58, 341, 345 |
| Deriaz, W. 299, 348, 350 | Gropius, W. 343 |
| Dietz, L. 278 | Gruber, X. 58 |

Grewer, H. 349
Gutberlet, C. 342

Haegermann, G. 233
Hagenmiller, Ph. 302
Hamme v., A. 344
Hallet, C. G. H. 342
Hausbrand 68
Hayashi, K. 340
Heepke, W. 302
Heiligenstaedt, W. 341
Heilmann, R. N. 342
Heinze, W. 342
Heisenberg, W. 18
Held v. d., E. F. M. 40, 129, 342, 347
Hencky, K. 172, 293
Hermann, R. A. 30
Herter, H. 303, 347
Hertwerk, R. 346
Hirsch 58
Hofbauer, G. 342
Hopf, 2, 18
Hottel, H. C. 30
Hottinger, M. 86, 173, 194, 245, 302,
342, 344, 345, 346, 347
Houghton, F. C. 342
Huppert, H. 129, 345
Huygen, L. B. 346

Jacob, M. 30, 58, 199, 341
Jacobi, L. 298
Jaros, A. L. 95, 342
Jaspers, B. 304, 348, 349
Jemtland, T. D. 302
Janhof, A. 302
Jnden, P. 271
Jongbloed, J. 117
Jürgenson v., H. 198

Kalodziejczyk, St. 347
Kämper, H. 194, 254, 303, 345
Kalous, K. 100, 126, 129, 173, 345,
346, 347, 349
Kelvin 303
Kind, W. 348
Kirchhoff 21
Kirschbaum, E. 58, 68
Knoblauch, O. 59
Kollmar, A. 100, 277, 291, 344, 348, 349
Krammer, H. 305, 350
Kratz, A. P. 344
Krause, H. 305
Krell, O. 278

Lambert 23
Lees, Ch. H. 199

Leuffgen, H. 302, 350
Liebenstein v., G. 348
Lier, W. 302
Linden ter, A. J. 90, 342
Linka, A. 302, 304, 348
Luban, K. 348
Luchsinger, E. 351

Marcard, W. 129, 345, 346
Mensing, P. 345
Merkel, F. 341
Meyer, R. O. 277, 349
Miller, W. E. 342
Missenard, A. 344, 346
Moon, Fr. 271
Müllers, J. 283, 350
Müllpo 282, 288, 290

Nagle, W. M. 58
Neussel, E. 48
Newton 17
Nikuradse, J. 200
Nusselt, W. 26, 30, 49, 50, 58
Nyssen, M. H. 346

Oates, C. M. 343
Ohaus, H. 348

Pannell, J. R. 199
Peclet 50, 52, 55, 325
Pelda, A. 162, 262, 346, 349
Planck, M. 16, 20
Plank, R. 15
Pomutz u. Co., KG. 282
Poiseuille 48, 198
Prandtl, L. 43, 49, 50
Presto Lo., M. 344

Rahm, L. 302
Ranzi, L. 347
Reiher, H. 58
Repky, H. 48
Reynolds 50, 197
Rietschel 3, 51
Ritter, J. 345
Ritter, Ph. 344, 347, 348
Ros, M. 233, 277, 347
Roth, A. 344
Rudeloff 232
Rybka, K. R. 344

Sankey, H. R. 95
Sartorius v., H. 233, 240, 277, 347
Sauer v., W. 302
Schack, W. 16, 19, 291, 341
Schenk, F. 96
Schiller, L. 51

Schmidt, E. 21, 24, 48, 58, 302
 Schmidt, H. 24
 Schneckenberg, E. 95, 254, 343
 Schraeder, F. 348
 Schreier, P. 239, 277, 347
 Schropp, K. 342
 Schulz, W.
 Schütze, G. 68
 Schurig, W. 58
 Schwanda, R. 350
 Schwedler, F. 198
 Seibert, O. 30
 Seidel, K. 233
 Sellschopp, W. 58
 Settele, E. 344
 Setz, M. 345
 Sieber, W. 23, 342
 Skokan, V. 347
 Smits v. Burgst, A. P. C. 303
 Smith, R. A. 95
 Speiers, C. W. 348
 Sprenger, E. 342
 Squassi, F. 265, 344, 347
 Squassi, G. C. 265, 349
 Stamminger, W. 3
 Stanton, T. E. 50, 199
 Stefan 16, 21
 Stegmann, R. 243
 Stegmann, R. 348

Stralingswarmte, N. V. 260, 349
 Summa, H. 350
 Sulzer Gebr. A.G. 275, 345, 349
 Teague, W. W. 342
 Thoma, H. 49
 Thomas, A. 95
 Thomson, W. 303
 Vernon, H. M. 342, 343, 344
 Vernon, M. D. 342
 Wagener, S. 342
 Waley, W. G. 346
 Wamsler, F. 21
 Watzinger, A. 48
 Weber, A. P. 203, 348
 Weber, E. L. 347
 Wien 16
 Wierz, M. 3
 Willard, A. C. 344
 Willner, M. 346
 Wirth, E. 98, 345, 346
 Wolff, R. A. 95, 342
 Woltereck, W. 18
 Wolters, F. 233
 Worp, L. 345
 Yant, W. R. 342
 Zippelius 96

2. Sachregister.

Abflußtemperatur des Kondensats
 Abkühlungsvorgang 79
 Absorption 22
 Absorptionsverhältnis 22
 Ähnlichkeitstheorie 50
 Anfangstemperatur 68, 77
 Anheizvorgang 68
 Anlaufstrecke 52, 53
 Apparatkosten 80
 Aufgaben 80
 Bauarten der Decken 230
 Baustoffe der Decken 230
 Behaglichkeit im strahlungsbeheizten
 Raum 117
 Beispiele 80, 295
 Belastungsversuch einer Decke 220
 Berechnungen 100, 182, 287
 Berechnungsvorgang bei der StrH. 174
 Bestimmung der Deckenheizfläche 163
 Betonrippendecke 245
 Betontemperaturen 159
 Betrachtungen über die Wärmeüber-
 gangszahl 66

Bewehrung durch Heizrohre 239, 261,
 352
 Deckenbauarten 241
 Deckenheizfläche 163
 Deckenluftheizung 277
 Deckenschicht 125
 Deckenstrahlungsheizung 96
 Deckentemperatur 126
 DRP. über die StrH. 257, 275, 349
 Druckabfall 194, 203
 Druckprobe 271
 Durchmesser, gleichwertiger 55
 Einfluß der Fensterflächen bei der
 StrH. 107
 Eigenschaften der StrH. 96
 Einstrahlzahl 29, 35
 Einstrom 68
 Einzelwiderstände 201
 Endtemperatur 77
 Elektrische Deckenheizung 302
 Emission 22
 Emissionsverhältnis 21
 Eulersche Kennzahl 50

Fensterflächen, Einfluß der 107
 Filmkondensation 58
 Flächenheizung 303
 Flossenrohrbeheizung 263
 Flüssigkeitserwärmung 75, 77
 Fouriersches Gesetz 43
 Freie Strömung 50, 52
 Frequenz 18
 Fußbodenheizung 266, 292, 302

 Gegenstrom 68, 71
 Gegenstromapparat 73, 80
 Gitterrohrbeheizung 262
 Gleichstrom 68, 69
 Gleichwertiger Durchmesser 55
 Grashofsche Kennzahl 50
 Graue Strahlung 21, 23
 Grenzschichttheorie 49
 Günstigster Rohrabstand 149, 153
 Günstiger Rohrdurchmesser 149, 161

 Heißdampf 67
 Heizflächenbestimmung 77
 Heizfolie 303
 Heizkabel 303
 Heizlufttemperatur 280
 Heizwassertemperatur 174
 Holzbalkendecken 247
 Hohlziegelsteindecken 243, 244
 Hypokaustenheizung 277

 Impulstheorie 49
 Individualheizung 302
 Innentemperatur der Außenwände bei
 der StrH. 106

 Kaloussche Gleichungen 126
 Kälteverlustberechnung 88
 Kennzahl der Decke 127, 134
 Kennzahlen der Wärmeübertragung 50
 Kirchhoffsches Gesetz 21
 Koenensche Decke 245
 Kondensatabflußtemperatur 59
 Kondensierende Dämpfe 58
 Kondensationstheorie 58, 67
 Konvektion 48
 Kreuzstrom 76
 Kritische Wassergeschwindigkeit 199,
 200
 Kupplung von Strahlungs- und Ra-
 diatorenheizung 100, 215

 Lambertsches Gesetz 23
 Laminare Strömung 48, 53, 197
 Längen von Registerstromkreisen 206
 Leistungsziffer 303

Lehrbücher der Wärmeübertragung
 341
 Lichtstrahlen 17, 18
 Liegehallen, Beheizung von 253
 Literaturangaben 341
 Logarithmischer Mittelwert 69
 Luftbewegung bei der StrH. 100
 Lufttemperatur bei der StrH. 98

 Martinitplatte 304
 Meßergebnisse bei einer Str.H. 215
 Mitführung 48
 Mittlere Flüssigkeitserwärmung 75
 Mittlere Strahlungstemperatur 184
 Mittlere Temperaturdifferenz 68
 Müllpodecken 282, 284

 Nusseltsche Kennzahl 50

 Oberflächentemperatur der Decke 124
 186

 Patente 349
 Pecletsche Kennzahl 50
 Plancksches Strahlungsgesetz 19, 20
 Plattenheizkörper 257, 258, 266, 303
 Prandtlsche Kennzahl 50

 Quantentheorie 18

 Raumheizung, elektrische 302
 Raumverhältnis 36, 39
 Reflexion 22
 Regeln für die StrH. 166
 Registerstromkreise, zulässige Längen
 206
 Reynoldsche Kennzahl 50
 Rippen 47, 66
 Rippenrohr 47, 66
 Rippenendtemperatur 47, 67
 Rißbildung bei den Decken 239
 Rohrabstände 127, 149, 196
 Rohrdurchmesser 149, 161
 Rohrreibung 201
 Rohrregister 194, 270
 Röntgenstrahlen 18

 Satttdampf 61, 67
 Schaltbilder 227
 Schrifttum 341
 Schwärzegrad 21
 Solarkonstante 16
 Spannungsbild 236, 352
 Speicherwirkung 304
 Stahlträgerdecke 242
 Stantonsche Kennzahl 50

- Stefan-Boltzmannsches Gesetz 21
 Strahlungsaustausch 25
 Strahlungsgesetze 18
 Strahlungsgrad 22, 23
 Strahlungsintensität 19
 Strahlung, schwarze 22
 Strahlungsschutz 28
 Strahlung, selektive 23
 Strahlungstemperatur des Raumes 123, 184
 Strahlungsübergangszahl 29
 Strahlungsverhältnis 58
 Strahlungszahl 26
 Strahlungsverteilung auf die Wandflächen 35
 Strömungsform 48
 Stuwaplatte 304
- Tabellen 307
 Technischen Oberflächen, Strahlung von 23
 Temperaturabfall 77
 Temperaturbeiwert 29, 337
 Temperaturdifferenz 68
 Temperaturleitfähigkeit 43
 Temperaturmittelwert 54, 68
 Temperaturverlauf 69, 156
 Tropfenkondensation 58
 Turbulenz (turbulente Strömung) 48, 197
- Überhitzter Dampf 61
 Ultrarotstrahlung 18, 108
 Ultraviolettstrahlung 18, 108
 Ursprung der StrH 95
- Verlegung der Rohrregister 249
 Vollbetondecke 241
- Wandheizflächen 266
 Wandtemperaturen 64
 Warmluftdeckenheizung 277
 Wärmeabgabe der Decke durch Kon-
 rektion 173
 Wärmeabgabe der Decke durch Strah-
 lung 167
 Wärmeabgabe des menschlichen Kör-
 pers 108, 122, 190
- Wärmeäquivalent 303
 Wärmeausdehnung 231
 Wärmeaustausch 68
 Wärmedehnung 233
 Wärmedurchgang 62
 Wärmedurchgangswiderstand 62
 Wärmedurchgangszahl 62
 Wärmedurchlässigkeit 43
 Wärmedurchlässigkeitswiderstand 62
 Wärmeeinstrahlung 88, 89
 Wärmeerzeugung 224
 Wärmeleitung 42
 Wärmeleitungsgesetz 43
 Wärmeleitwiderstand 43
 Wärmeleitzahl 43
 Wärmeleitzahl, mittlere 44
 Wärmemitführung 49
 Wärmepumpe 303
 Wärmestrahlung 16
 Wärmeträger 99
 Wärmeübergang 51
 Wärmeübergangswiderstand 62
 Wärmeübergangszahl 48
 Wärmeüberleitzahl 63
 Wärmeverteilung 101
 Wärmeverluste der StrH. 103, 114
 Warmluftstrahlungsheizung 277, 290
 Wasserdampf, strömender 59
 Wasserdampfabgabe des Menschen 119
 Wassergeschwindigkeit, kritische 51
 Wasserwert 77
 Wellenlänge 18
 Wellentheorie 17
 Wiensches Gesetz 20, 108
 Widerstandsheizung 303
 Widerstandszahl 198
 Winkelverhältnis 30
 Wirbelstrom 68
- Zähigkeit 197, 321
 Zahlentafeln 7, 307
 Zeitliche Temperaturänderung 68, 71, 75, 79
 Zementorten 235
 Zerstreuer 299
 Zusammenstellung 176
 Zusatzheizung, elektrische 302
 Zweistromführung 68



