Erforderliche stationäre Kühlleistung in Abhängigkeit des im Raum installierten Kühlsystems

Bernd Glück

Mit der Einführung der großflächigen Bauteilkühlung – z. B. Kühldecken – ist zu den typischen Luftkühlungssystemen eine praxisrelevante Alternative gegeben. Wirtschaftlichkeits- oder Energievergleichsrechnungen zu den verschiedenen Systemen werden in der Regel global für die gesamte Anlage erstellt. Die Investitionskosten und die von der Prozeßführung (Luftkühlung über den Taupunkt, Einsatz einer Kompressionskälteanlage, Nutzung der freien Kühlung usw.) abhängigen Energiekosten beeinflussen dabei maßgeblich die Ergebnisse. Die Detailgrößen wie Lufttemperatur bzw. Strahlungstemperatur in Abhängigkeit des Raum-Kühlsystems bleiben unbeachtet, werden geschätzt oder mitunter sogar manipuliert.

Die meßtechnische Ermittlung der lastabhängigen Raumparameter in Abhängigkeit vom Raum-Kühlsystem ist praktisch kaum möglich, da absolut vergleichbare Räume und Belastungen über die Zeit betrachtet nicht existieren. Außerdem werden die Unterschiede von den Meßungenauigkeiten überlagert.

Eine mathematische Modellierung der wärmetechnischen Zusammenhänge ist dagegen sehr gut durchführbar. Mehrere Modelle mit unterschiedlichen Nachbildungstiefen der realen Gegebenheiten wurden erarbeitet. Für die nachfolgenden Untersuchungen sind Globalaussagen von Interesse, deshalb bleiben Detaileinflüsse unbeachtet. So wird die behagliche Empfindungstemperatur in Raummitte gesichert. Mögliche Diskomfortzonen finden zunächst keine Berücksichtigung, sie können bei entsprechender Plazierung der Kühlflächen und der Luftauslässe sowie Wahl der Parameter auf ein Minimum reduziert werden. Geeignete Lösungen finden sich beispielhaft in [1].

1. Modellierung

Bei der wärmetechnischen Modellierung und mathematischen Algorithmierung wird von den in [2; 3; 4] gesammelten Erfahrungen ausgegangen.

1.1 Geometrisches und thermisches Raummodell

Es wird ein geschoßgroßer Raum – beispielsweise ein Großraumbüro mit vier im Aufbau gleichen Außenwänden betrachtet (*Bild 1*). Die *Außenwände* bestehen aus drei Abschnitten:

1 Sturzbereich
2 Fensterband
3 Brüstungsbereich.

Die Außentemperatur sei überall gleich t_a. Die *Geschoßtrennung* erfolgt durch:

4 Decke
5 Boden.

Die Temperatur der angrenzenden Nachbargeschosse ist durch die Raumtemperatur $t_{i,N}$ determiniert.

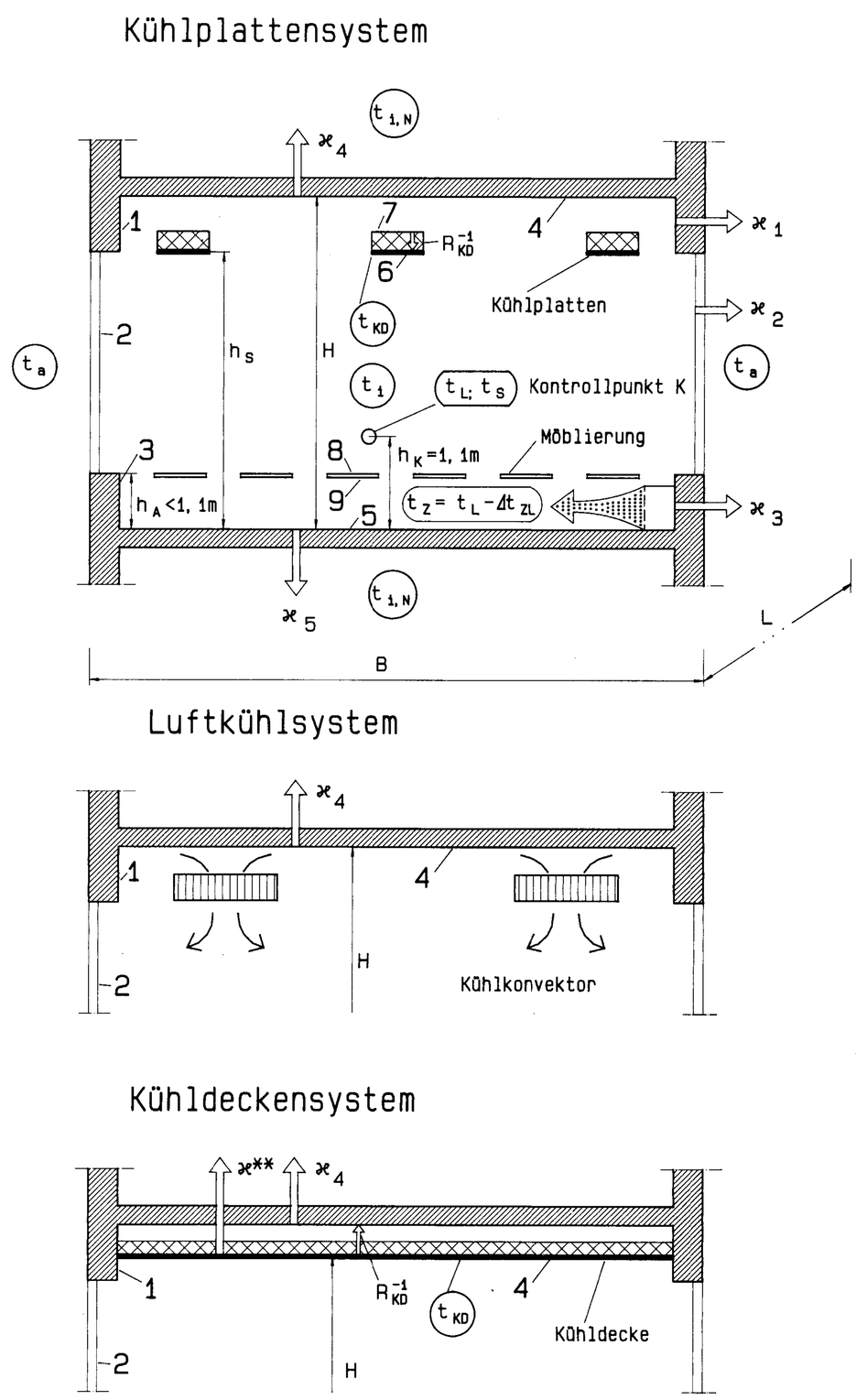

Bild 1. Schnitt durch ein Großraumbüro mit drei unterschiedlichen Kühlsystemen. Die geometrischen und wärmetechnischen Berechnungsgrößen sind vermerkt.

Dr.-Ing. habil. Bernd Glück, c/o ROM Rud. Otto Meyer.

In Raummitte in einer Höhe $h_K = 1{,}1$ m über Fußboden gelten:

t_L Lufttemperatur
t_S Strahlungstemperatur der Umgebung
t_E Empfindungstemperatur.

Letztere wird näherungsweise paritätisch aus t_L und t_S zu

$$t_E = 0{,}5(t_L + t_S) \tag{1}$$

gebildet.

Eine mögliche *Kühlplattenebene* in Höhe der Sturzunterkante h_S mit

6 untere Kühlplattenfläche
7 obere Kühlplattenfläche

und eine *Möblierungsebene* in Brüstungshöhe h_A mit

8 obere Möbelfläche
9 untere Möbelfläche

komplettiert das geometrische Raummodell. Die entsprechenden Flächen werden als Anteil der Bodenfläche angegeben. Es gelten:

$$\nu = \frac{A_6}{A_5} = \frac{A_7}{A_5} \quad \text{Kühlflächenanteil} \tag{2}$$

$$\nu_M = \frac{A_8}{A_5} = \frac{A_9}{A_5} \quad \text{Möbelflächenanteil.} \tag{3}$$

Die Größen t_6 bis t_9 charakterisieren die zugehörigen Oberflächentemperaturen. Es wird vereinfachend angenommen, daß die Kühlplatten und die Möbelflächen gleichmäßig – analog eines infinitesimalen Schachbrettmusters – über den Grundriß verteilt sind.

Der hygienisch bedingte Außenluftvolumenstrom wird mit

Δt_{ZL} Untertemperatur der Zuluft

im unteren Raumbereich – z. B. über Quelluftauslässe – eingebracht. Es ergibt sich die Zulufttemperatur

$$t_Z = t_L - \Delta t_{ZL}. \tag{4}$$

Der im *Bild 2* gezeigte höhenabhängige *Lufttemperaturverlauf* eines möglichen Realfalls wird durch Annahme eines vertikalen Lufttemperaturgradienten g_{Lt} approximiert. Es gilt in Abhängigkeit der Höhe h_j bezogen auf $h_K = 1{,}1$ m und t_L (Punkt K)

$$t_{L,j} = t_L + g_{Lt}(h_j - h_K). \tag{5}$$

Diese Berechnung wird für die Lufttemperaturen vor den Mitten der Flächen 1 und 2 sowie vor den Flächen 4, 6 und 7 vorgenommen. Unmittelbar über dem Boden gelte

$$t_{L,5} = t_Z \tag{6}$$

und in Mitte der Fläche 3 sowie in Höhe der Möblierungsebene

$$t_{L,3} = t_{L,8} = t_{L,9} = 0{,}5(t_L + t_Z). \tag{7}$$

Damit ergeben sich die im *Bild 2* dargestellten Approximationsvarianten.

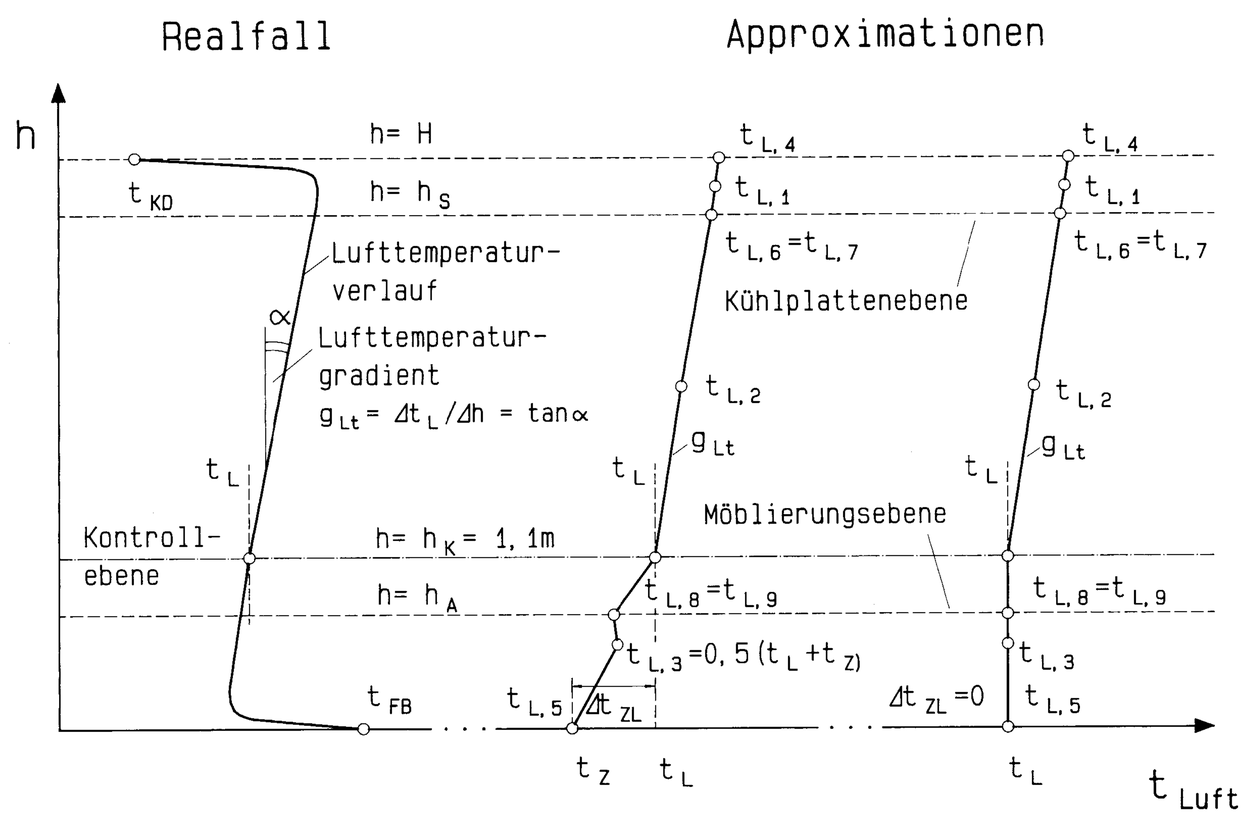

Bild 2. Vertikaler Lufttemperaturverlauf eines möglichen Realfalles und dessen Approximationen.

Die *Oberflächentemperatur* der Raumumfassungen, der Möbel und der Kühlplatten $t_j = t_1, \ldots, t_9$ ist im Falle thermisch aktiver Flächen vorgegeben, ansonsten wird sie iterativ nach einem noch vorzustellenden Algorithmus ermittelt.

Die in Gl. (1) genannte *Strahlungstemperatur* t_S folgt unter der Bedingung, daß alle Emissionskoeffizienten gleich sind zu

$$t_S = \left[\sum_{j=1}^{9} \varphi_j^0 (t_j + 273)^4 \right]^{0{,}25} - 273 \quad \text{in} \quad {}^\circ\text{C} \tag{8}$$

mit t_j Oberflächentemperatur in °C

φ_j^0 Einstrahlzahl der Oberflächen j auf das kugelförmige Element am Punkt K in Raummitte.

Gl. (8) kann aus dem bilateralen Strahlungsmodell und aus dem Modell des umschlossenen Raumes abgeleitet werden.

1.2 Modellierung der Raum-Kühlsysteme

Es werden betrachtet (vgl. *Bild 1*):

Kühlplattensystem (Art = 1)
Luftkühlsystem (Art = 2)
Kühldeckensystem (Art = 3).

Die *Kühlplatten* sind im Raum freihängend angeordnet. Die mittlere Oberflächentemperatur

$$t_6 = t_{KD} \tag{9}$$

ist ein vorgegebener Wert. Die Oberseite der Kühlplatten hat im ungedämmten Zustand die gleiche Temperatur

$$t_7 = t_{KD}. \tag{10}$$

Bei einer aufliegenden Dämmschicht der Dicke δ_D und der Wärmeleitfähigkeit λ_D folgt ein Wärmeleitwiderstand

$$R_{KD} = \frac{\delta_D}{\lambda_D}$$

bzw. Teilwärmedurchgangskoeffizient

$$\kappa_7 = R_{KD}^{-1}. \tag{11}$$

Die Temperatur t_7 ist dann iterativ zu ermitteln.

Die Umfassungen, die Möblierungsebene und die Insassen des Raumes stehen mit den Kühlplatten im Strahlungsaustausch. Außerdem wird ein Wärmestrom konvektiv von der Luft übertragen. In Abhängigkeit des Flächenanteils und der Gestaltung der Kühlplatten kann das Verhältnis von Konvektion zu Strahlung variiert werden. Mit dem Kühlplattenmodell sind auch offene (hinterlüftete) Kühldecken nachbildbar. Bezüglich ihrer wärmetechnischen Eigenschaften nehmen sie eine Mittelstellung zwischen Luftkühl- und (geschlossenen) Kühldeckensystemen ein.

Bei einem *Luftkühlsystem* wird die Luft rein konvektiv durch berippte Oberflächenkühler abgekühlt. Diese können freihängend oder eingebaut sein und durch Schwerkraft- oder Gebläsewirkung (Softline, Gravivent, Fancoil) durchströmt werden. Ein Strahlungsaustausch der Kühlfläche mit den Raumumfassungen und den Personen besteht nicht.

Unter *Kühldeckensystem* wird eine geschlossene Kühldecke der mittleren Oberflächentemperatur

$$t_4 = t_{KD} \tag{12}$$

betrachtet. Die Wärmestromaufnahme durch Strahlung erreicht hierbei ein Maximum.

Die auf den Kühlpaneelen aufliegende Dämmung (Dicke: δ_D; Wärmeleitfähigkeit λ_D) und die bis zur Rohdecke reichende Luftschicht haben zusammen den Wärmeleitwiderstand

$$R_{KD} = \frac{\delta_D}{\lambda_D} + R_{Luft}. \tag{13}$$

1.3 Modellierung der Wärmeströme

Die *Strahlungswärmeströme* der Umfassungs- und Kühlflächen werden nach der Methode des umschlossenen Raumes (enclosure method) vorgenommen. Zur Vereinfachung wird ein neues in [5, S. 213] vorgestelltes Näherungsverfahren verwendet. Es zeigt bei nahezu gleichen Emissionskoeffizienten sehr gute Übereinstimmung mit der exakten Methode. Der Wärmestrom, den die Fläche j abgibt, beträgt:

$$\dot{q}_{s,j} = \dot{e}_j - \varepsilon_j \sum_{i=1}^{n} \Phi_{j,i} [\dot{e}_i + (1 - \varepsilon_i) \dot{f}_{mittel}]. \tag{14}$$

Es bedeuten:

ε Emissionskoeffizienten der Oberflächen
$\Phi_{j,i}$ Einstrahlzahl der Fläche j auf die Fläche i
$\dot{e}_j$ *Eigenemission* der Fläche

$$\dot{e}_j = \varepsilon_j \sigma T_j^4$$
$$\dot{e}_j = \varepsilon_j 5{,}67 \cdot 10^{-8} (t_j + 273)^4 \quad \text{in} \quad W/m^2 \tag{15}$$
mit t_j in °C

$\dot{f}_{mittel}$ *mittlere Flächenhelligkeit*

$$\dot{f}_{mittel} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \dot{e}_i A_i}{\sum_{i=1}^{n} \varepsilon_i A_i}. \tag{16}$$

Unter der praktischen Annahme gleicher Emissionskoeffizienten $\varepsilon = \varepsilon_i = \varepsilon_j$ ergibt Gl. (14)

$$\dot{q}_{s,j} = \dot{e}_j - \varepsilon \sum_{i=1}^{n} \Phi_{j,i} \dot{e}_i - \dot{f}_m \tag{17}$$

mit

$$\dot{f}_m = (1 - \varepsilon) \frac{\sum_{i=1}^{n} \dot{e}_i A_i}{\sum_{i=1}^{n} A_i}. \tag{18}$$

Die *Konvektionswärmeströme* sind nur relativ ungenau zu erfassen. Einerseits können die konvektiv bedingten Luftströmungen nur ungenügend nachgebildet werden, andererseits sind die verursachenden Wärmequellen in der Praxis so wechselnd verteilt, daß ohnehin keine reproduzierbaren Ergebnisse erwartet werden können. Deshalb wird auf einen einfachen Ansatz – abgeleitet aus einer zutreffenden *Nußelt*gleichung – zurückgegriffen:

$$\alpha_j = K |t_j - t_{L,j}|^{0,32} \quad \text{in} \quad W/(m^2\,K) \tag{19}$$

mit t in °C. Es gelten:

K = 1,44 für Wände
K = 1,04 Wärmestrom nach unten } für waagerechte
K = 1,92 Wärmestrom nach oben } Flächen.

Damit folgt für den spezifischen, konvektiven Wärmestrom

$$\dot{q}_{K,j} = \alpha_j (t_j - t_{L,j}). \tag{20}$$

Die *Transmissionswärmeströme* folgen der allgemeinen Beziehung

$$\dot{q}_j = \kappa_j (t_j - t_{X,j}), \tag{21}$$

wobei

κ_j Teilwärmedurchgangskoeffizient des Bauteils j
$t_{X,j}$ Außentemperatur des jeweiligen Bauteils

darstellen. Die Zusammenhänge werden am *Bild 1* verdeutlicht. So entspricht bei j = 1; 2; 3 $t_{X,j} = t_a$; bei j = 4; 5 $t_{X,j} = t_{i,N}$ und bei j = 7 sowie vorhandener Dämmung $t_{X,j} = t_{KD}$.

Der *Lüftungswärmestrom* ergibt sich durch die Aufwärmung des hygienisch bedingten Luftstromes

$$\dot{V} = n_L LBH$$

über den Wärmekapazitätsstrom

$$\dot{C}_L = \dot{V}_L \varrho c$$

bzw. als zugeschnittene Größengleichung

$$\dot{C}_L = 0{,}34\, n_L\, LBH \quad \text{in} \quad W/K \tag{22}$$

zu

$$\dot{Q}_L = \dot{C}_L (t_{L,1} - t_Z), \tag{23}$$

wobei die Absaugung der Raumluft in Höhe der Fläche $j = 1$ mit der Temperatur $t_{L,1}$ angenommen wird. Es bedeuten:

n_L Luftwechsel in 1/h
L Raumlänge in m
B Raumbreite in m
H Raumhöhe in m.

Die *Wärmeströme durch innere Lasten* werden durch den spezifischen Wert $\dot{q}_i$, der auf die Bodenfläche bezogen ist, erfaßt. Die Gesamtlast lautet somit

$$\dot{Q}_i = \dot{q}_i LB. \tag{24}$$

Die innere Last beinhaltet das Wärmeaufkommen durch Personen und Geräte sowie die Sonnenstrahlung, die die transparenten Umfassungen passiert hat. Die inneren Lasten werden durch Erwärmung des Bodens (z. B. auftreffende Sonnenstrahlung), Erwärmung der Möbeloberflächen (z. B. Geräte) oder durch direkte Lufterwärmung (z. B. Luftstrom durch Geräte) an den Raum übertragen. Die Aufteilung erfolgt durch die Lastfaktoren: LFSB, LFSM und (1-LFSB-LFSM). Damit werden die spezifischen Wärmezufuhren am Boden

$$\dot{q}_{i,B} = \dot{q}_i \, LFSB \tag{25}$$

und an der Möblierungsebene

$$\dot{q}_{i,M} = \dot{q}_i \frac{LFSM}{\nu_M} \tag{26}$$

wirksam.

1.4 Oberflächentemperaturen

Aus den Wärmebilanzen der Oberflächen ergeben sich die Oberflächentemperaturen. Die Wärmeströme an den verschiedenen Flächen j sind im *Bild 3* dargestellt. Es gelten unter Beachtung der Gln. (20) und (21) für:

Boden

$$\dot{q}_{S,j} + \alpha_j (t_j - t_{L,j}) - \dot{q}_{i,B} + \kappa_j (t_j - t_{X,j}) = 0$$

$$t_j = \frac{\alpha_j t_{L,j} + \kappa_j t_{X,j} - \dot{q}_{S,j} + \dot{q}_{i,B}}{\alpha_j + \kappa_j} \tag{27}$$

Wände

wie Gl. (27) jedoch $\dot{q}_{i,B} = 0$

Decke

wie Gl. (27) jedoch $\dot{q}_{i,B} = 0$

Bei Anordnung einer Kühldecke gemäß *Bild 1* ist für κ_j

$$\kappa^{**} = (\kappa_4^{-1} + R_{KD})^{-1} \tag{28}$$

einzusetzen.

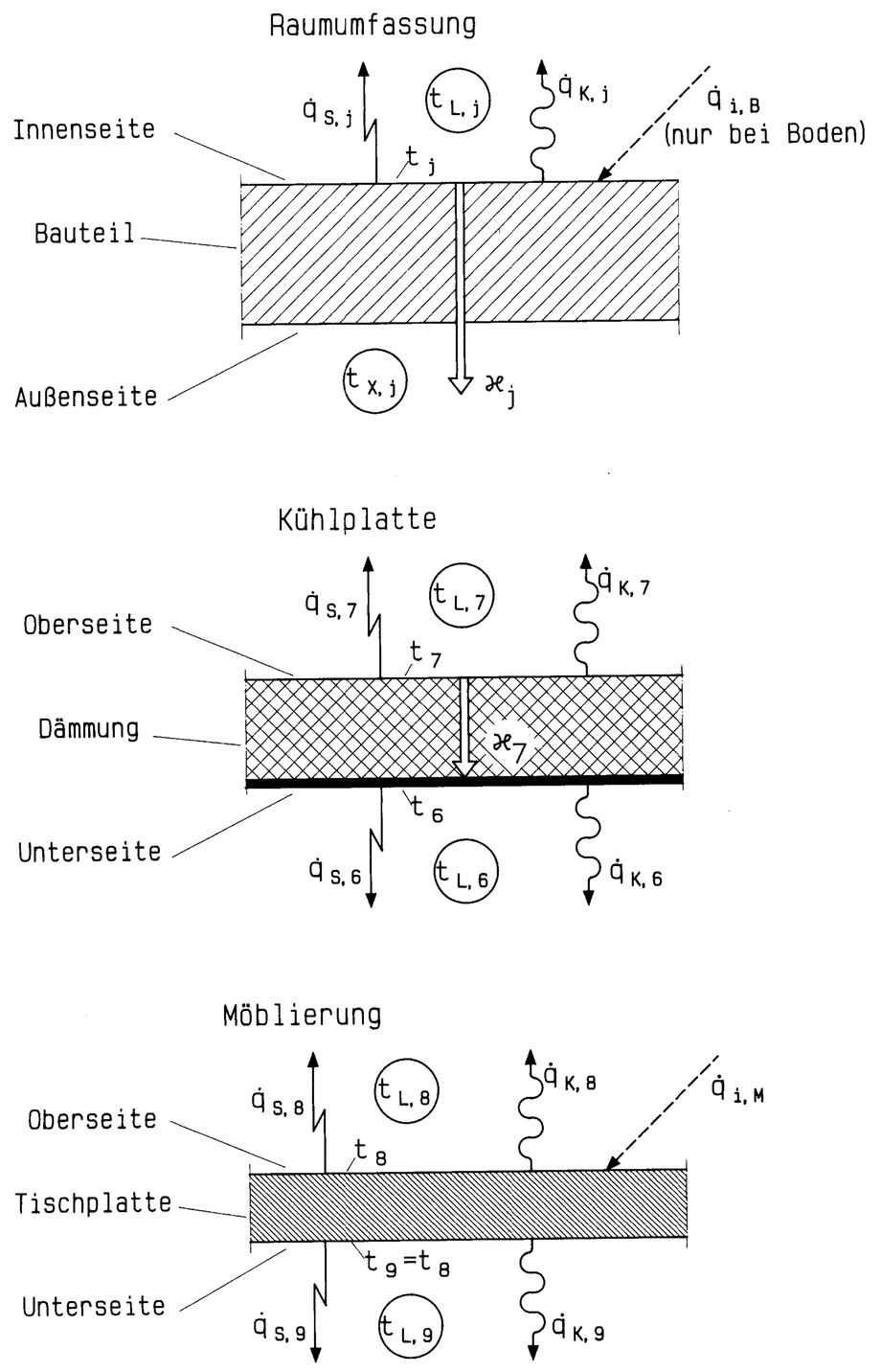

Bild 3. Ausschnitte aus der Raumumfassung, der Kühlplatte und der Möblierung mit den wärmetechnischen Größen zur Bildung der Wärmebilanzen um diese Elemente.

Kühlplatte

Unterseite: $t_6 = t_{KD}$

Oberseite, gedämmt:

$$t_7 = \frac{\alpha_7 t_{L,7} + \kappa_7 t_{KD} - \dot{q}_{S,7}}{\alpha_7 + \kappa_7} \tag{29}$$

Möblierung

Temperatur der Tischplatte wird als homogen betrachtet

$$t_8 = t_9 = \frac{\alpha_8 t_{L,8} + \alpha_9 t_{L,9} - \dot{q}_{S,8} - \dot{q}_{S,9} + \dot{q}_{i,M}}{\alpha_8 + \alpha_9}. \tag{30}$$

1.5 Bilanzierung der Gesamtwärmeströme

Der *effektive Transmissionswärmefluß* in den Raum folgt zu

$$\dot{Q}_T = \sum_{j=1}^{5} \kappa_j A_j (t_{X,j} - t_j). \tag{31}$$

Für $t_{X,j}$ gelten die im Abschnitt 1.3 formulierten Zusammenhänge. Zum Einsatzfall „Kühldecke" ist für κ_4 gemäß Gl. (28) κ^{**} einzusetzen.

Der *effektive Lüftungswärmestrom* $\dot{Q}_L$ berechnet sich aus Gl. (23).

Die *systemabhängige Wärmeaufnahme der Kühlpaneele* ergibt sich zu:

Kühlplatten

$$\dot{Q}_F = A_6(\dot{q}_{K,6} + \dot{q}_{S,6} + \dot{q}_{K,7} + \dot{q}_{S,7}) < 0 \qquad (32)$$

Kühldecke

$$\dot{Q}_F = A_4(\dot{q}_{K,4} + \dot{q}_{S,4}) < 0\,. \qquad (33)$$

Nach *Bild 4* müssen unter Beachtung der Vorzeichen die Raumbilanzen gelten:

Kühlplattensystem

$$\Delta\dot{Q} = \dot{Q}_T - \dot{Q}_L + \dot{Q}_i + \dot{Q}_F = 0 \qquad (34)$$

Kühldeckensystem

$$\Delta\dot{Q} = [\dot{Q}_T - \kappa^{**} A_4(t_{i,N} - t_{KD})] - \dot{Q}_L + \dot{Q}_i + \dot{Q}_F = 0\,. \qquad (35)$$

Die Lufttemperatur t_L, die $\dot{Q}_T$ und $\dot{Q}_F$ beeinflußt, wird im Berechnungsgang zielgerichtet geändert bis $\Delta\dot{Q} = 0$ gilt.

Die *systemabhängige Wärmeaufnahme des Kühlkonvektors* bei Einsatz eines Luftkühlsystems folgt zu

$$\dot{Q}_{Kon} = -(\dot{Q}_T + \dot{Q}_i - \dot{Q}_L) < 0\,. \qquad (36)$$

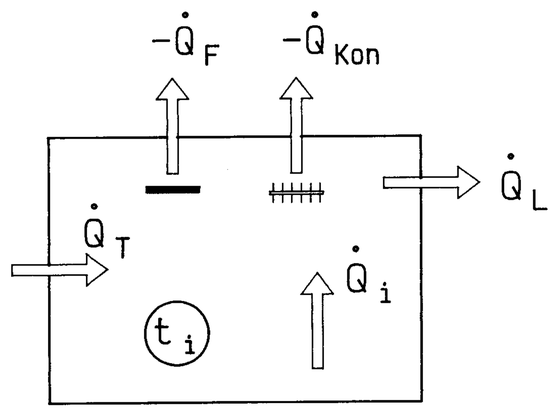

Bild 4. Wärmeströme, die in die Raumwärmebilanz eingehen: $\dot{Q}_T$ Transmissionswärmestrom; $\dot{Q}_i$ Wärmestrom durch innere Last (Maschinen, Personen, eingedrungene Sonnenstrahlung); $\dot{Q}_L$ Lüftungswärmestrom; $-\dot{Q}_F$ Wärmestrom, den die Kühlpaneele abführen; $-\dot{Q}_{Kon}$ Wärmestrom, den die Kühlkonvektoren abführen.

2. Algorithmus

Die umfangreichen, in mehreren Iterationszyklen abzuarbeitenden Berechnungen erfolgen nach dem im *Bild 5* gezeigten *Hauptprogramm*. Die verwendeten *Unterprogramme* werden in den *Bildern 6* bis *16* vorgestellt und ihre Inhalte in den Bildunterschriften kurz charakterisiert. Die Programmablaufpläne entsprechen den im Abschnitt 1. beschriebenen Modellierungen. Die verwendeten Symbole sind identisch, lediglich die Indizes werden auf Zeilenhöhe gesetzt und teilweise als Laufvariable geschrieben.

Bei der Lösung werden maximal 3 *Iterationsschleifen* durchlaufen.

1. Weichen in WAEUEB die neu ermittelten Oberflächentemperaturen t_j um mehr als 0,005 K von den Vorgängerwerten tO_j ab, so erfolgt eine Rechnungswiederholung des gesamten Strahlungs- und Konvektionsaustausches ab Sprungmarke (5) mit $t_j = 0{,}9\,tO_j + 0{,}1\,t_j$.

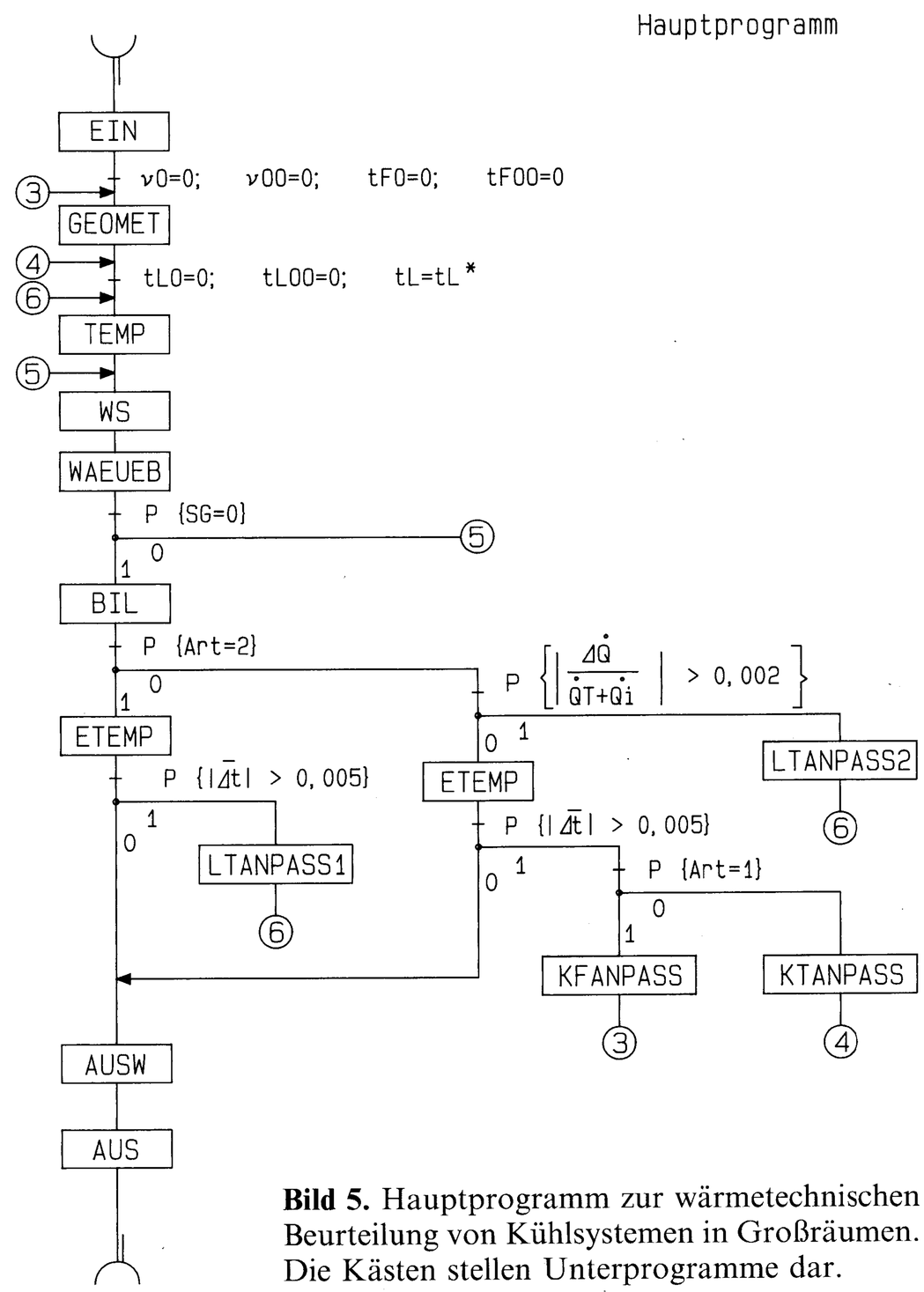

Bild 5. Hauptprogramm zur wärmetechnischen Beurteilung von Kühlsystemen in Großräumen. Die Kästen stellen Unterprogramme dar.

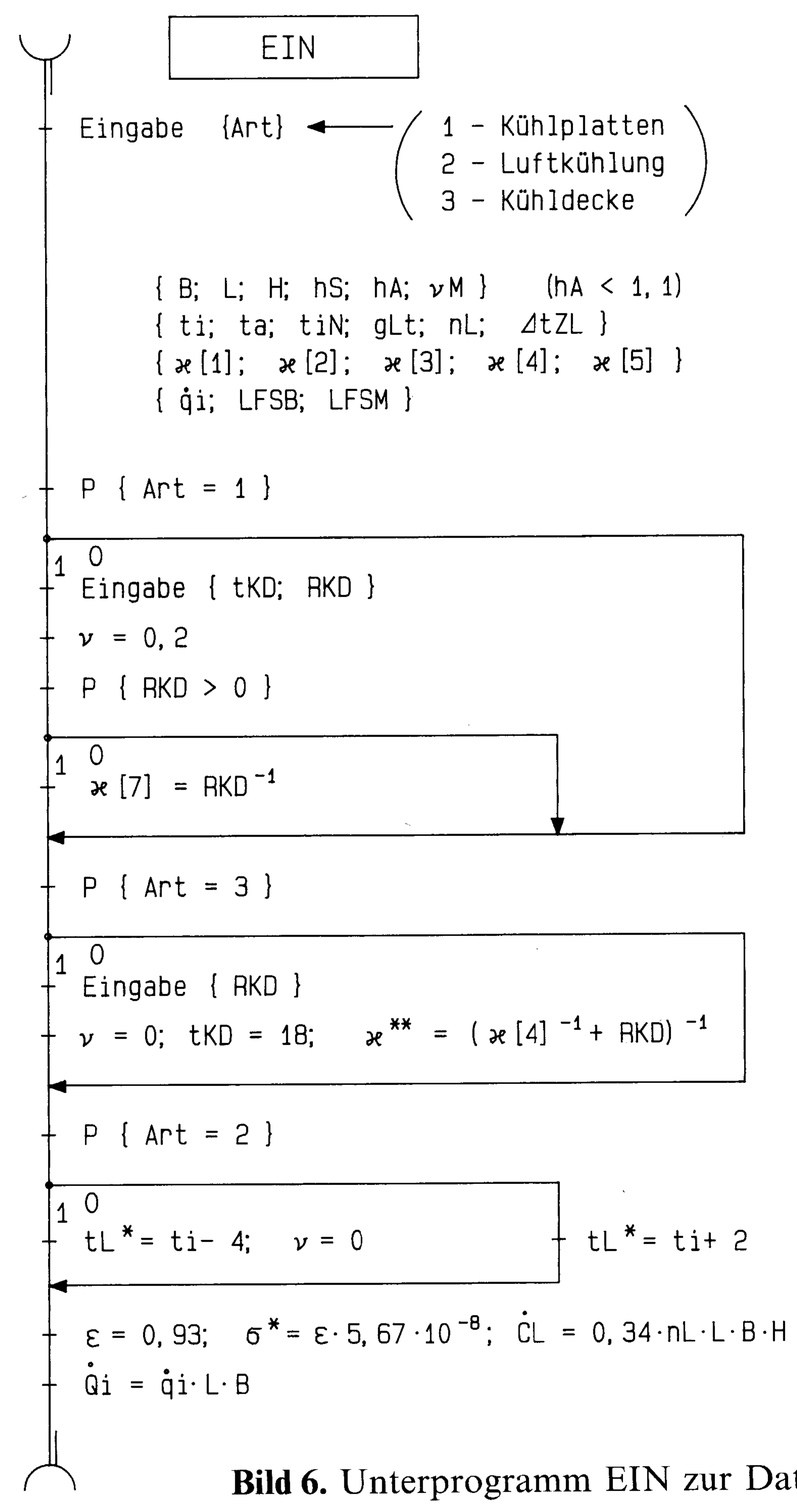

Bild 6. Unterprogramm EIN zur Dateneingabe.

GEOMET

Ermittlung der Einstrahlzahlen Φ (Fläche - Fläche)

$i = 1...9$

$j = 1...9$

$\Phi[i, j] = 0$

$A[4] = A[5] = B \cdot L$; $A[6] = A[7] = \nu \cdot A[4]$; $A[8] = A[9] = \nu M \cdot A[4]$

$U = 2 \cdot (B + L)$

$A[1] = U \cdot (H - hS)$; $A[2] = U \cdot (hS - hA)$; $A[3] = U \cdot hA$

$m = 1 - \nu M$

Decke - Umgebung

$h = H$

PHI

$\Phi[4, 5] = m \cdot \Phi$

$h = H - hS$

PHI

$\Phi[4, 1] = 1 - \Phi$; $\Phi^* = \Phi$

$h = H - hA$

PHI

$\Phi[4, 2] = 1 - \Phi - \Phi[4, 1]$; $\Phi[4, 3] = m \cdot \Phi - \Phi[4, 5]$; $\Phi^{**} = \Phi$

$\Phi[4, 8] = \nu M \cdot \Phi$

Boden - Umgebung

$\Phi[5, 4] = \Phi[4, 5]$

$h = hA$

PHI

$\Phi[5, 3] = 1 - \Phi$; $\Phi[5, 9] = \nu M \cdot \Phi$; $\Phi^{****} = \Phi$

$h = hS$

PHI

$\Phi[5, 2] = m \cdot (\Phi^{****} - \Phi)$; $\Phi[5, 1] = m \cdot \Phi - \Phi[5, 4]$; $\Phi^{***} = \Phi$

A

Bild 7a.

A

Wände - Umgebung

$\Phi[1, 4] = \Phi[4, 1] \cdot \frac{A[4]}{A[1]}$; $\Phi[1, 5] = \Phi[5, 1] \cdot \frac{A[5]}{A[1]}$

$\Phi[1, 1] = 1 - 2 \cdot \Phi[1, 4]$

$\Phi[2, 4] = \Phi[4, 2] \cdot \frac{A[4]}{A[2]}$; $\Phi[2, 5] = \Phi[5, 2] \cdot \frac{A[5]}{A[2]}$

$\Phi[3, 4] = \Phi[4, 3] \cdot \frac{A[4]}{A[3]}$; $\Phi[3, 5] = \Phi[5, 3] \cdot \frac{A[5]}{A[3]}$

$\Phi[3, 3] = 1 - 2 \cdot \Phi[3, 5]$

$\Phi[3, 9] = \nu M \cdot \Phi[3, 5]$

$h = hS - hA$

PHI

$\Phi^* 2 = 1 - \Phi$; $\Phi 2^* = \Phi^* 2 \cdot \frac{A[4]}{A[2]}$; $\Phi[2, 2] = 1 - 2 \cdot \Phi 2^*$

$\Phi[2, 1] = \Phi 2^* - \Phi[2, 4]$; $\Phi[2; 3] = m \cdot \Phi 2^* - \Phi[2, 5]$; $\Phi[2, 8] = \nu M \cdot \Phi 2^*$

$\Phi[1, 2] = \Phi[2, 1] \cdot \frac{A[2]}{A[1]}$; $\Phi[3, 2] = \Phi[2, 3] \cdot \frac{A[2]}{A[3]}$

P {A[8] > 0}

1 0

$\Phi[8, 1] = \Phi - \Phi^{**}$; $\Phi[8, 2] = \Phi^* 2$; $\Phi[8, 4] = \Phi^{**}$

$\Phi[9, 3] = 1 - \Phi^{****}$; $\Phi[9, 5] = \Phi^{****}$

$\Phi[1, 8] = \Phi[8, 1] \cdot \frac{A[8]}{A[1]}$

$\Phi[1, 3] = 1 - \Phi[1, 4] - \Phi[1, 5] - \Phi[1, 1] - \Phi[1, 2] - \Phi[1, 8]$

$\Phi[3, 1] = \Phi[1, 3] \cdot \frac{A[1]}{A[3]}$

$f = 1 - \nu$

B

Bild 7b.

B

P { Art = 1 }

1 0

Strahlplattenunterseite - Umgebung

$\Phi[6, 2] = 1 - \Phi$; $\Phi[6; 3] = m \cdot (\Phi - \Phi^{***})$; $\Phi[6, 5] = m \cdot \Phi^{***}$

$\Phi[6, 8] = \nu M \cdot \Phi$

$\Phi[2, 6] = \Phi[6, 2] \cdot \frac{A[6]}{A[2]}$; $\Phi[3, 6] = \Phi[6, 3] \cdot \frac{A[6]}{A[3]}$

$\Phi[5, 6] = \nu \cdot m \cdot \Phi^{***}$

P {A[8] > 0}

1 0

$\Phi[8, 6] = \nu \cdot \Phi$

Strahlplattenoberseite - Umgebung

$\Phi[7, 4] = \Phi^*$; $\Phi[4, 7] = \nu \cdot \Phi[7, 4]$; $\Phi[7, 1] = 1 - \Phi^*$

$\Phi[1, 7] = \Phi[7, 1] \cdot \frac{A[7]}{A[1]}$

Berücksichtigung der Strahlplattenverschattung

$\Phi[4, 5] = f \cdot \Phi[4, 5]$; $\Phi[4, 2] = f \cdot \Phi[4, 2]$; $\Phi[4, 3] = f \cdot \Phi[4, 3]$

$\Phi[4, 8] = f \cdot \Phi[4, 8]$

$\Phi[5, 4] = f \cdot \Phi[5, 4]$; $\Phi[5, 1] = f \cdot \Phi[5, 1]$

$\Phi[1, 5] = f \cdot \Phi[1, 5]$; $\Phi[1, 2] = f \cdot \Phi[1, 2]$; $\Phi[1, 3] = f \cdot \Phi[1, 3]$

$\Phi[1, 8] = f \cdot \Phi[1, 8]$

$\Phi[2, 4] = f \cdot \Phi[2, 4]$; $\Phi[2, 1] = f \cdot \Phi[2, 1]$

$\Phi[3, 4] = f \cdot \Phi[3, 4]$; $\Phi[3, 1] = f \cdot \Phi[3, 1]$

$\Phi[8, 4] = f \cdot \Phi[8, 4]$; $\Phi[8, 1] = f \cdot \Phi[8, 1]$

C

Bild 7c.

C

Ermittlung der Einstrahlzahlen $\varphi°$ (Kugelelement - Fläche)

$SG = 0$; $\varphi x = 0$

$j = 1...9$

$\varphi P[j] = 0$

1

$x = \frac{L}{2}$; $z = \frac{B}{2}$

$y = 1,1$

PHIO

$\varphi P[3] = \varphi P[3] + 4 \cdot \varphi$

$y = 1,1 - hA$

PHIO

$\varphi P[3] = \varphi P[3] - 4 \cdot \varphi$; $\varphi x = \varphi$

$y = hS - 1,1$

PHIO

$\varphi P[2] = \varphi P[2] + 4 \cdot (\varphi x + \varphi)$

P {SG = 1}

1 0

$\varphi P[3] = m \cdot \varphi P[3]$

$x = \frac{L}{2}$; $y = \frac{B}{2}$; $z = hS - 1,1$

SG = 1; $x = \frac{B}{2}$; $z = \frac{L}{2}$

1

PHIO

$\varphi P[6] = 4 \cdot \varphi \cdot \nu$; $\varphi^* = 4 \cdot \varphi$

$z = H - 1,1$

PHIO

$\varphi P[4] = f \cdot 4 \cdot \varphi$; $\varphi P[1] = f \cdot (\varphi^* - 4 \cdot \varphi)$

$z = 1,1$

PHIO

$\varphi P[5] = m \cdot 4 \cdot \varphi$

$z = 1,1 - hA$

PHIO

$\varphi P[8] = \nu M \cdot 4 \cdot \varphi$

Bild 7d.

MODUL : Φ (PARALLELE FLÄCHEN) PHI

$$a = \frac{L}{h}; \quad b = \frac{B}{h}$$

$$\Phi = \frac{2}{\pi \cdot a \cdot b} \cdot \left[a \cdot \sqrt{b^2 + 1} \cdot \arctan \frac{a}{\sqrt{b^2 + 1}} - a \cdot \arctan a + b \cdot \sqrt{a^2 + 1} \cdot \arctan \frac{b}{\sqrt{a^2 + 1}} - b \cdot \arctan b - \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{a^2 + b^2 + 1}{(a^2 + 1) \cdot (b^2 + 1)} \right]$$

MODUL : φ° (KUGEL - FLÄCHE) PHIO

$$a = \frac{x}{z}; \quad b = \frac{y}{z}$$

$$\varphi^\circ = \frac{1}{4 \cdot \pi} \cdot \arctan \frac{a \cdot b}{\sqrt{a^2 + b^2 + 1}}$$

Bild 7e.

Bild 7a bis 7e. Unterprogramme GEOMET zur Ermittlung der Umfassungs-, Kühl- und Möblierungsflächen sowie aller Flächen- und Punkteinstrahlzahlen.

TEMP

Lufttemperaturen und Schätzung der Oberflächentemperaturen

$H[1] = \frac{H}{2} + \frac{hS}{2} - 1,1; \quad H[2] = \frac{hS}{2} + \frac{hA}{2} - 1,1; \quad H[3] = \frac{hA}{2} - 1,1$

$H[4] = H - 1,1; \quad H[5] = -1,1; \quad H[6] = hS - 1,1; \quad tZ = tL - \Delta tZL$

$j = 1 \ldots 6$

$tL[j] = tL + gLt \cdot H[j]; \quad t[j] = tL[j] + 3$

$tL[7] = tL[6]; \quad tL[3] = (tL + tZ)/2; \quad tL[5] = tZ$

P { $\nu M > 0$ }

0 / 1: $tL[8] = tL[9] = tL[3]; \quad t[8] = t[9] = 30$

P {Art = 1}

0 / 1: $t[6] = tKD; \quad t[7] = \frac{tKD + tL(7)}{2}$

P {RKD = 0}

0 / 1: $t[7] = tKD$

P {Art = 2 oder Art = 3}

0 / 1: $tL[6] = tL[7] = 0; \quad t[6] = t[7] = 0$

P {Art = 3}

0 / 1: $t[4] = tKD$

Bild 8. Unterprogramm TEMP zur höhenabhängigen Ermittlung der Lufttemperaturen und zur systemabhängigen, ersten Schätzung der Oberflächentemperaturen.

WS

Strahlungsaustausch (Methode des umschlossenen Raumes)

$Z = 0; \quad N = 0$

$j = 1 \ldots 9$

P { $A[j] = 0$ }

0 / 1: $\dot{e}[j] = \sigma^* \cdot (t[j] + 273)^4; \quad Z = Z + \dot{e}[j] \cdot A[j]; \quad N = N + A[j]$

$\dot{f}m = (1 - \varepsilon) \cdot \frac{Z}{N}$

$j = 1 \ldots 9$

P { $A[j] = 0$ }

0 / 1: $Z = 0$

$i = 1 \ldots 9$

$Z = Z + \Phi[j; i] \cdot \dot{e}[i]$

$\dot{q}S[j] = \dot{e}[j] - \varepsilon \cdot Z - \dot{f}m$

Bild 9. Unterprogramm WS zur Berechnung der spezifischen Strahlungswärmeströme nach der Methode des umschlossenen Raumes.

2. Weicht in BIL die Bilanzdifferenz $\Delta\dot{Q}$ um mehr als 0,2 % von der Gesamtlast $(\dot{Q}_T + \dot{Q}_i)$ ab, so wird mit LTANPASS2 die Lufttemperatur t_L gezielt verändert und die Rechnung ab Sprungmarke (6) wiederholt.

   Bei Luftkühlsystemen (Art = 2) entfällt dieser Zyklus, da die konvektive Kühlfläche hierbei nicht bemessen wird.

3. Weicht die mit ETEMP berechnete Empfindungstemperatur t_E von der vorgegebenen Innentemperatur t_i um mehr als 0,005 K ab, so werden folgende Berechnungen wiederholt:

Kühlplattensystem

Mit KFANPASS erfolgt eine Anpassung des Kühlplattenanteils unter Beibehaltung der vorgegebenen mittleren Paneeltemperatur t_{KD}.

Wegen der Veränderung der Kühlfläche müssen auch alle Einstrahlzahlen im Iterationszyklus neu berechnet werden. Der Rücksprung liegt somit bei (3).

Kühldeckensystem

Mit KTANPASS wird t_{KD} unter Annahme einer flächenmäßig voll aktiven Kühldecke variiert. Die wiederholende Rechnung beginnt bei der Sprungmarke (4).

Luftkühlsystem

Bei diesem System entfällt die Betrachtung der Kühlfläche, so daß lediglich die Lufttemperatur anzupassen ist – Sprungmarke (6) – , bis die gewünschte Empfindungstemperatur erreicht wird.

Liegt t_E im Toleranzbereich schließen sich die Ergebnisauswertung und die Datenausgabe an.

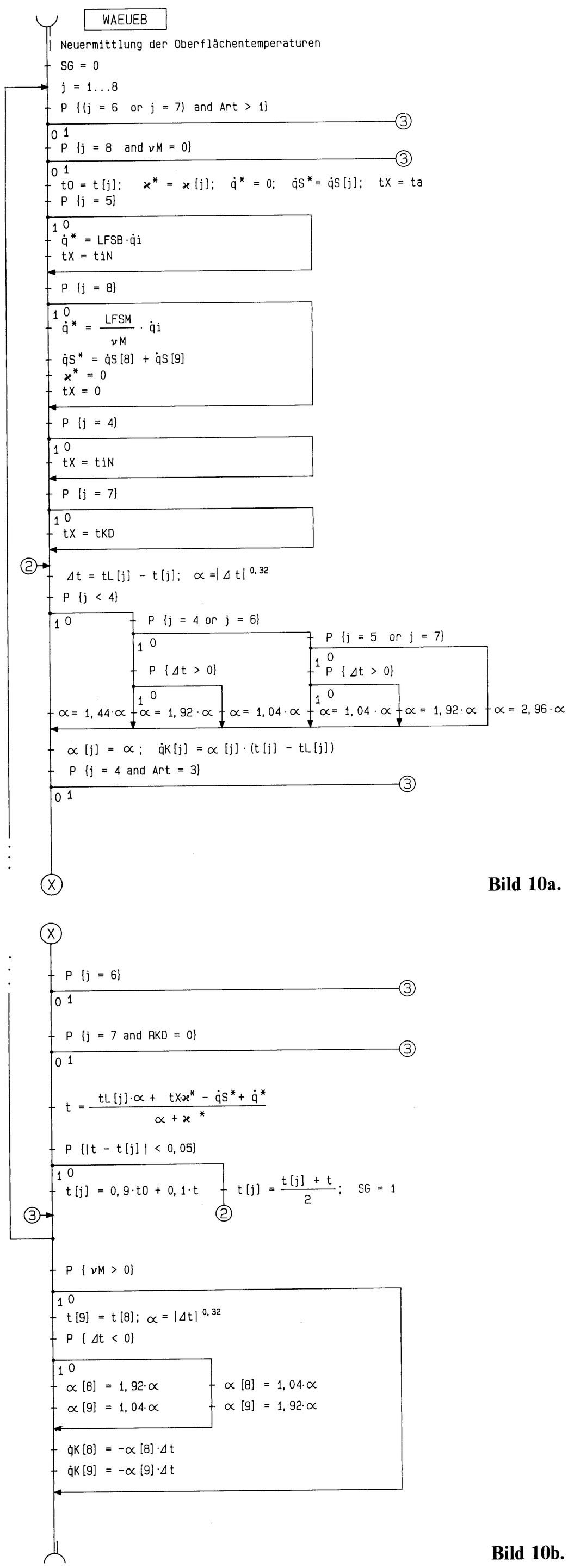

Bild 10a.

Bild 10b.

Bild 10a und 10b. Unterprogramm WAEUEB zur Berechnung der spezifischen Konvektionsströme nach iterativem Abgleich der Oberflächentemperaturen.

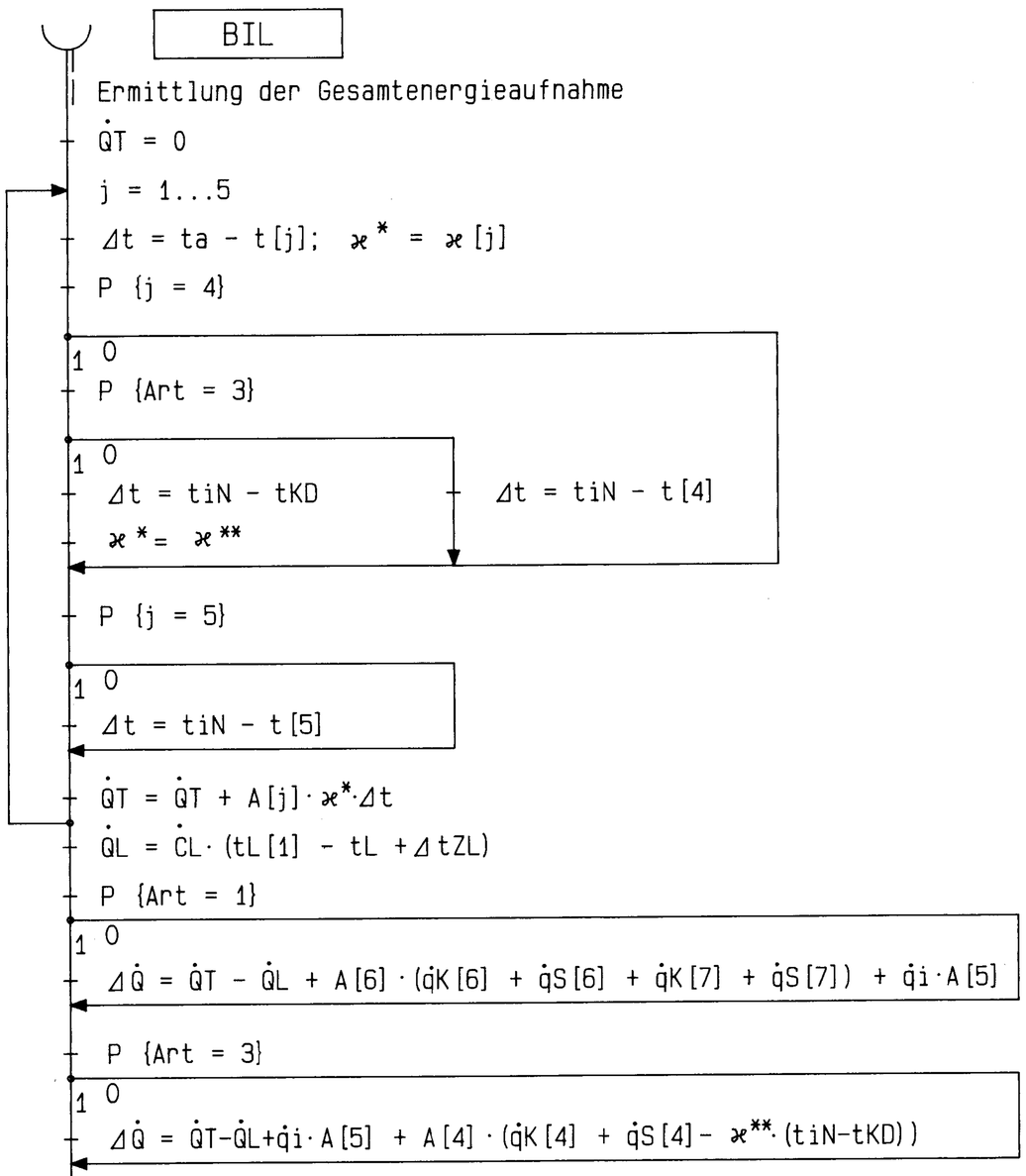

Bild 11. Unterprogramm BIL zur Ermittlung der Gesamtenergieaufnahme.

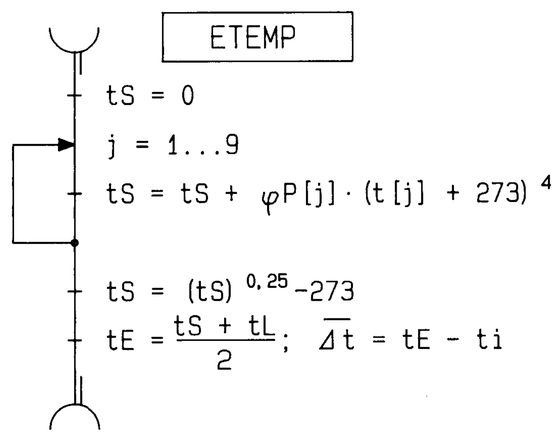

Bild 12. Unterprogramm ETEMP zur Berechnung der Empfindungstemperatur t_E und der Abweichung von der vorgegebenen Innentemperatur t_i.

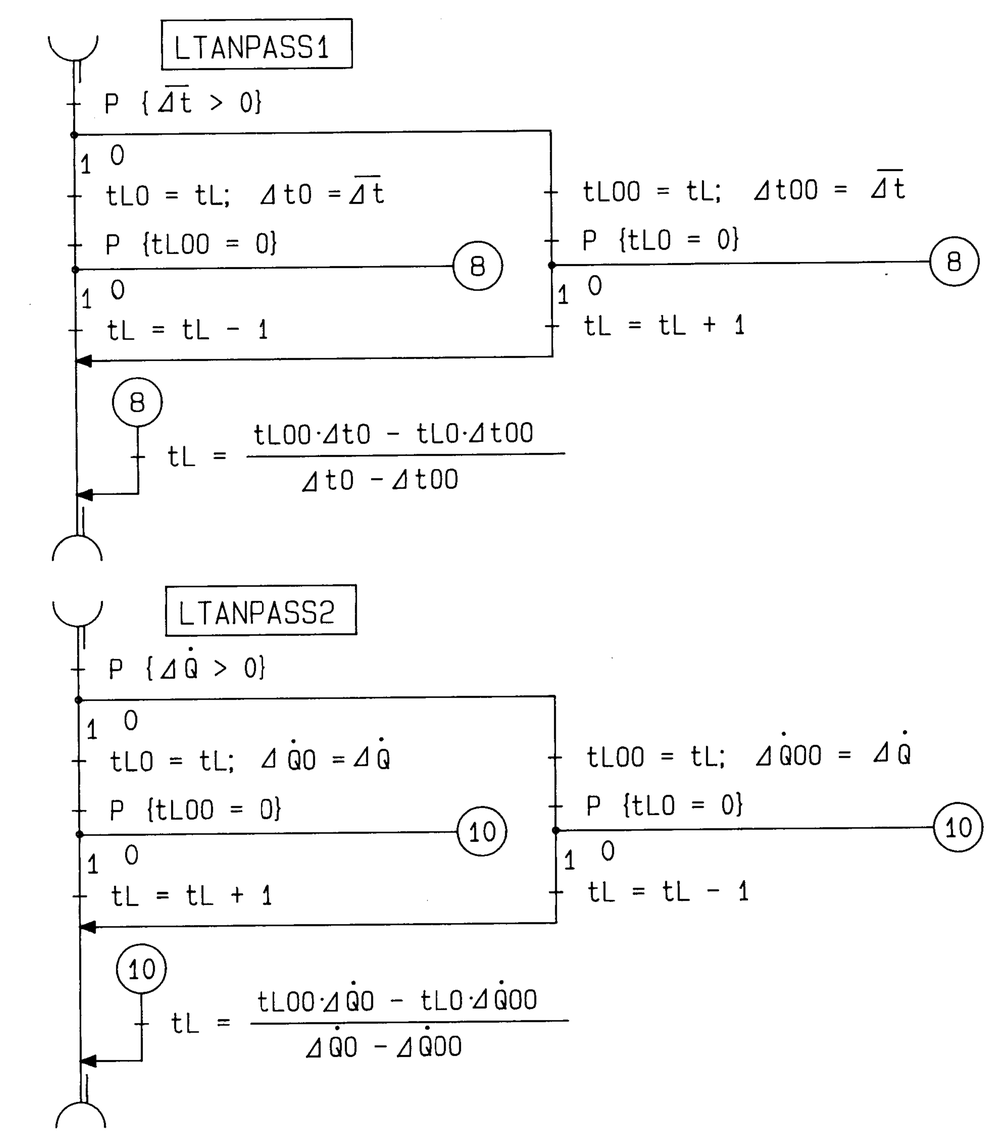

Bild 13. Unterprogramme LTANPASS zur iterativen Anpassung der Lufttemperatur.

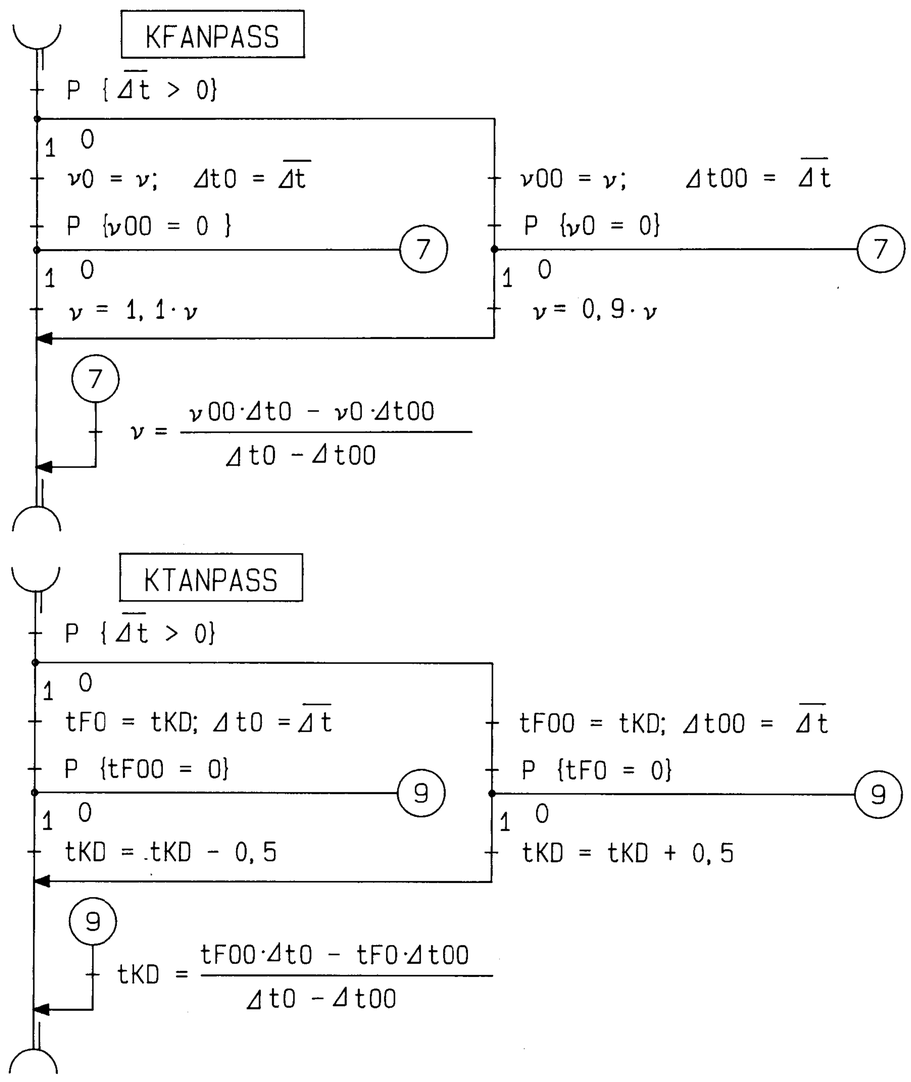

Bild 14. Unterprogramme KFANPASS und KTANPASS zur iterativen Anpassung der Kühlflächengröße bzw. der Kühldeckentemperatur.

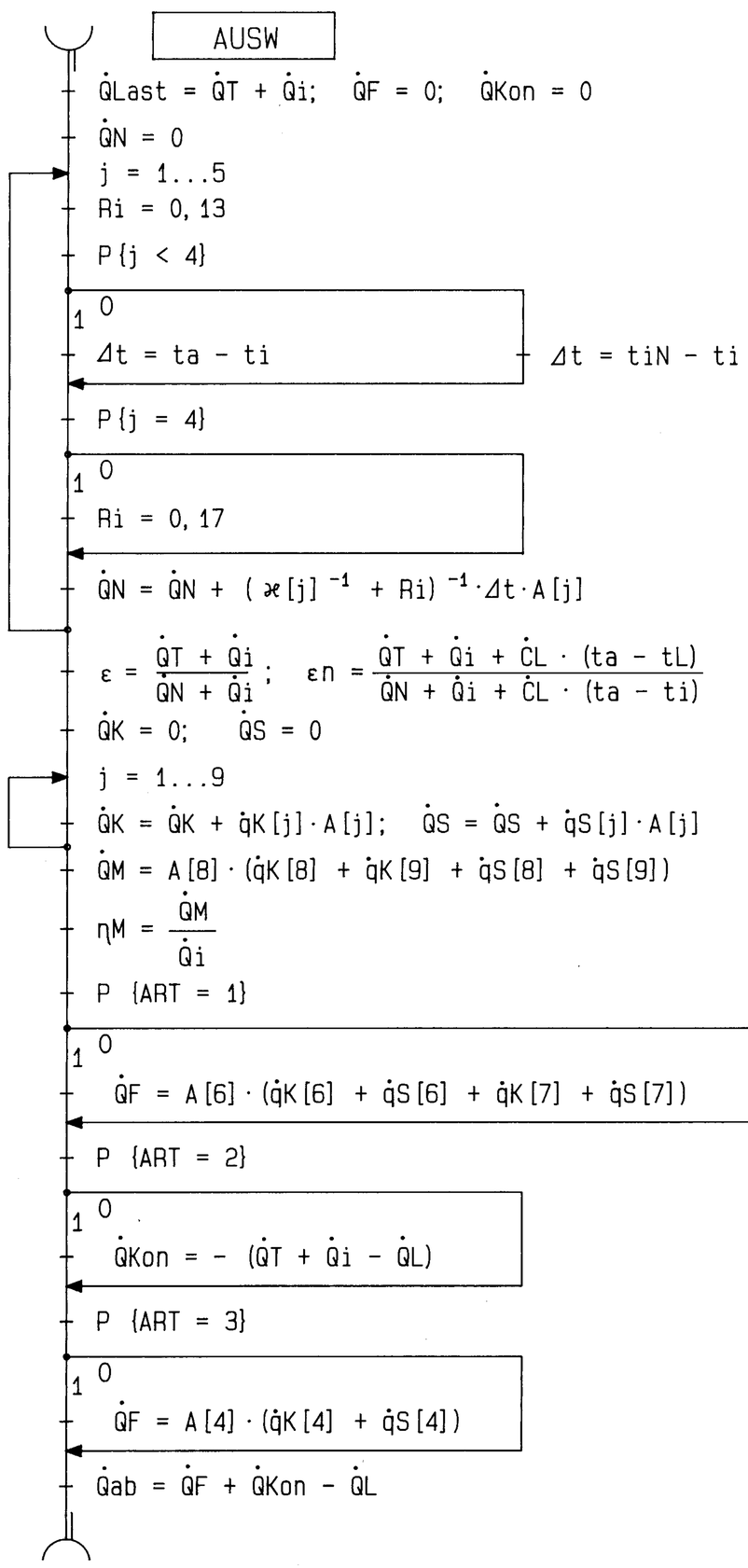

Bild 15. Unterprogramm AUSW zur energetischen Auswertung des Berechnungsbeispiels.

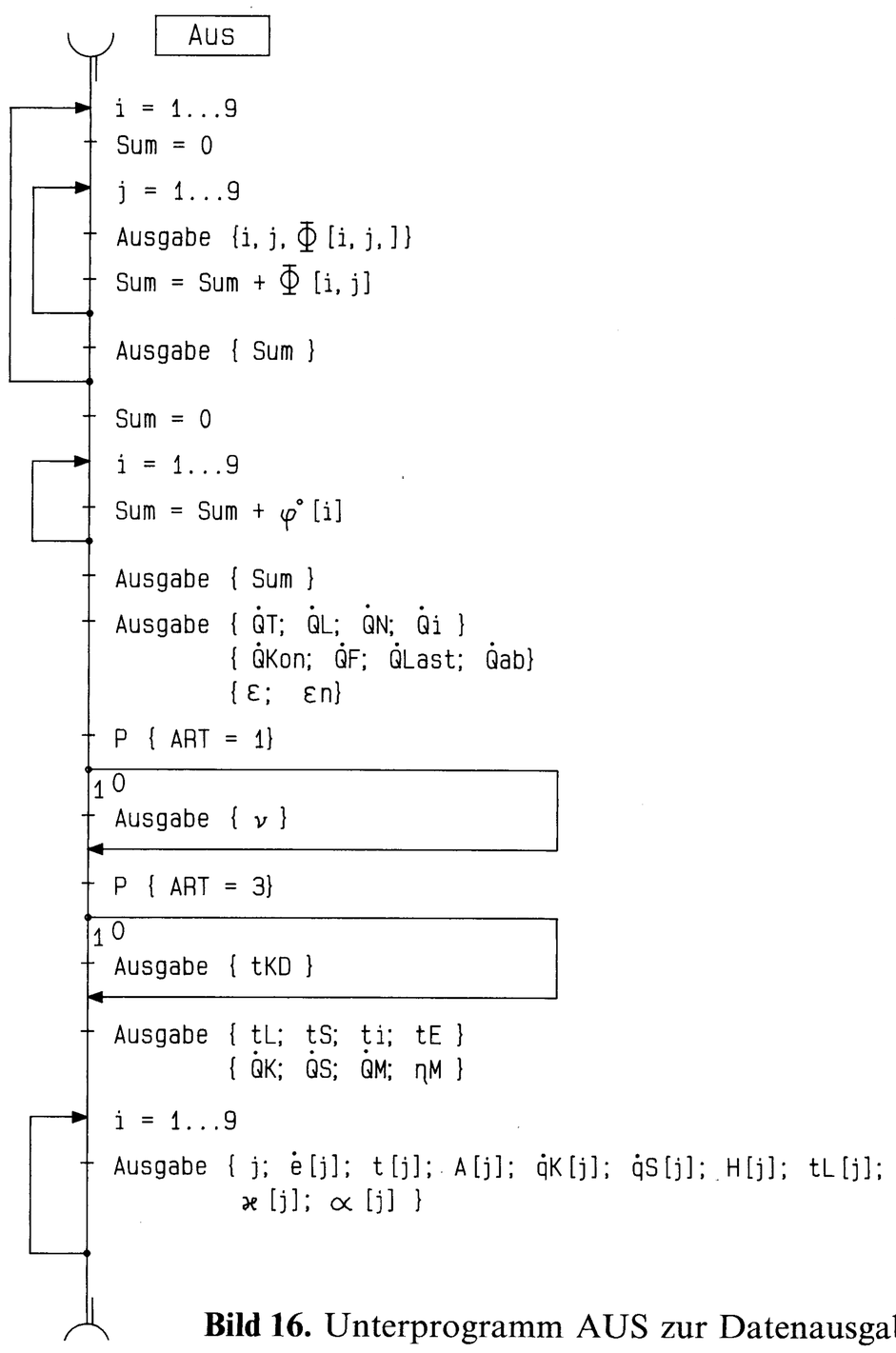

Bild 16. Unterprogramm AUS zur Datenausgabe.

3. Bewertung der Ergebnisse

3.1 Kenngrößen

Die wichtigsten systemabhängigen Größen sind:

- Lufttemperatur t_L
- Strahlungstemperatur t_S
- Transmissionswärmestrom $\dot{Q}_T$
- Gesamtwärmeabfuhr aus dem Raum

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{Q}_F + \dot{Q}_{Kon} - \dot{Q}_L < 0. \tag{37}$$

Von besonderem Interesse ist der *energetische Mindestaufwand*. Er stellt eine theoretische Größe dar, die unabhängig vom gewählten Aufbereitungsprozeß der Außenluft gilt. Er umfaßt:

- Transmissionswärmestrom $\dot{Q}_T$
- innere Wärmelast $\dot{Q}_i$
- Wärmestrom zur Abkühlung der Außenluft auf die Raumlufttemperatur $\dot{C}_L(t_a - t_L)$.

Da dieser Wert in seiner absoluten Größe wenig aussagekräftig ist, wird er ins Verhältnis zu einem *normierten Vergleichswert* $\dot{Q}_N + \dot{Q}_i + \dot{C}_L(t_a - t_i)$ gesetzt, wobei $\dot{Q}_N$ nach *Bild 15* unter Beachten der normierten Temperaturdifferenzen und Wärmedurchgangskoeffizienten folgt.

Der Quotient

$$\varepsilon_n = \frac{\dot{Q}_T + \dot{Q}_i + \dot{C}_L(t_a - t_L)}{\dot{Q}_N + \dot{Q}_i + \dot{C}_L(t_a - t_i)} \tag{38}$$

wird als *energetische Kennzahl* bezeichnet.

3.2 Auswertung der Beispielrechnungen

In *Bild 17a bis 17d* sind für den Standardraum 10 m × 20 m × 3,5 m die Ergebnisausdrucke wiedergegeben. Detailaufschlüsse bezüglich des Wärmeaustausches geben die „internen Ergebnisse" für jede Oberfläche j. Bezugnehmend auf diese Basisvariante wurden alle relevanten Einflußgrößen variiert. Aus den Ergebnissen lassen sich nachfolgende Feststellungen ableiten:

F1. Die energetische Kennzahl ε_n ist vom Kühlsystem abhängig. Sie steigt in der Reihenfolge:

- Kühlplatten (oberseitig gedämmt)
- Kühldecke
- Kühlplatten (ungedämmt)
- Luftkühlung.

Die Unterschiede wachsen mit sinkenden Raumtemperaturen t_i und geringfügig mit zunehmender Raumgröße (*Bild 18*). Bemerkenswert aber nicht unerwartet nimmt der Transmissionswärmestrom in den Raum in der Reihenfolge

- Luftkühlung
- Kühlplatten (oberseitig gedämmt)
- Kühldecke
- Kühlplatten (ungedämmt)

zu. Die Ursachen liegen im Strahlungsaustausch der Kühlpaneele mit den Raumumfassungen begründet. Der Wärmefluß von der Decke zu den ungedämmten Kühlplatten ist beispielsweise besonders groß (*Bild 17a* bis *17d*).

F2. Bezogen auf die Empfindungstemperatur t_E (≡ Raumtemperatur t_i) ergeben sich die Luft- und Strahlungstemperaturen systemabhängig im Mittel zu:

Kühldecke	$t_L = t_i + 0{,}6\,K$	$t_S = t_i - 0{,}6\,K$
Kühlplatten	$t_L = t_i + 0{,}4\,K$	$t_S = t_i - 0{,}4\,K$
Luftkühlung	$t_L = t_i - 1{,}7\,K$	$t_S = t_i + 1{,}7\,K$

Damit liegen die Lufttemperaturen bei Kühldeckensystemen um 2 ... 3 K über denen bei Luftkühlsystemen.

F3. Veränderte Teilwärmedurchgangskoeffizienten der Umfassungen beeinflussen im praktisch üblichen Bereich die energetische Kennzahl ε_n nur marginal (*Bild 19*).

F4. Die Variation der Temperatur in den Nachbargeschossen beeinflußt nur die Kühldeckensysteme bemerkenswert, da deren wärmetechnische Ankopplung besonders

```
ART  =    1    KÜHLPLATTEN
------------------------------------------------------------------------------
Breite =  10.0 m                Länge =  20.0 m                Höhe =  3.5 m

Höhe Kühlplatten (Sturz) =  3.0 m    Höhe Brüstung (Möblierungsebene) =  0.8 m

ti   =   26.0°C          ta   =   32.0°C          tiN   =   30.0°C
gLt  =   0.1 K/m         nL   =    3.0 1/h        DtZL  =    3.0 K

Teilwärmedurchgangskoeffizienten (Wand 1 bis 3, Decke, Boden) in W/(m²K)
      0.60           2.00           0.60           1.50           1.50

Spezifika der inneren Wärmelast :
qi   =  40 W/m²          nyM  =   0.40
Lastverteilungsfaktoren der inneren Last für Boden, Möblierungsebene und Luft:
LFSB =   0.30            LFSM =   0.40         Konvektion =   0.30

Daten des Kühlelementes:
tKD  =  18.0°C           RKD  =   1.00 m²K/W

Wärmeströme:

QT   =   3321 W      QL   =   2296 W
QN   =   3478 W      Qi   =   8000 W
QKon =      0 W      QF   =  -9029 W

QLast =  11321 W     Qab  = -11325 W

Energetische Kennzahlen:

eps  =  0.986        epsn =  0.970

Kühlplattenanteil    ny   =  0.499

Temperaturen:

tL   =   26.4°C      tS   =   25.6°C
ti   =   26.0°C      tE   =   26.0°C

Interne Ergebnisse:

QK   =   -100 W      QS   =     -0 W
QM   =   3201 W      etaM =   0.400
```

j	e	t	A	qK	qS	H	tL	kappa	alpha
1	428.41	27.23	30.00	0.7	2.2	2.2	26.6	0.600	1.21
2	427.59	27.08	132.00	0.7	9.2	0.8	26.5	2.000	1.20
3	423.85	26.42	48.00	2.4	0.9	-0.7	24.9	0.600	1.64
4	428.35	27.21	200.00	0.5	3.7	2.4	26.7	1.500	0.86
5	426.35	26.86	200.00	9.8	6.9	-1.1	23.4	1.500	2.85
6	378.13	18.00	99.70	-33.0	-49.7	1.9	26.6	0.000	3.83
7	420.76	25.88	99.70	-0.7	-7.2	0.0	26.6	1.000	0.95
8	432.10	27.87	80.00	8.0	21.4	0.0	24.9	0.000	2.71
9	432.10	27.87	80.00	4.3	6.3	0.0	24.9	0.000	1.47

Bild 17a.

```
ART  =    2    LUFTKÜHLUNG
------------------------------------------------------------------------------
Breite =  10.0 m                Länge =  20.0 m                Höhe =  3.5 m

Höhe Kühlplatten (Sturz) =  3.0 m    Höhe Brüstung (Möblierungsebene) =  0.8 m

ti   =   26.0°C          ta   =   32.0°C          tiN   =   30.0°C
gLt  =   0.3 K/m         nL   =    3.0 1/h        DtZL  =    3.0 K

Teilwärmedurchgangskoeffizienten (Wand 1 bis 3, Decke, Boden) in W/(m²K)
      0.60           2.00           0.60           1.50           1.50

Spezifika der inneren Wärmelast :
qi   =  40 W/m²          nyM  =   0.40
Lastverteilungsfaktoren der inneren Last für Boden, Möblierungsebene und Luft:
LFSB =   0.30            LFSM =   0.40         Konvektion =   0.30

Wärmeströme:

QT   =   2868 W      QL   =   2603 W
QN   =   3478 W      Qi   =   8000 W
QKon =  -8265 W      QF   =      0 W

QLast =  10868 W     Qab  = -10868 W

Energetische Kennzahlen:

eps  =  0.947        epsn =  1.037

Temperaturen:

tL   =   24.3°C      tS   =   27.7°C
ti   =   26.0°C      tE   =   26.0°C

Interne Ergebnisse:

QK   =   8480 W      QS   =     -0 W
QM   =   3202 W      etaM =   0.400
```

j	e	t	A	qK	qS	H	tL	kappa	alpha
1	429.19	27.36	30.00	4.6	-1.8	2.2	25.0	0.600	1.90
2	432.22	27.89	132.00	7.0	1.2	0.8	24.6	2.000	2.12
3	424.96	26.62	48.00	8.4	-5.1	-0.7	22.8	0.600	2.21
4	430.88	27.66	200.00	3.7	-0.2	2.4	25.0	1.500	1.41
5	428.23	27.19	200.00	19.9	-3.6	-1.1	21.3	1.500	3.38
6	0.00	0.00	0.00	0.0	0.0	1.9	0.0	0.000	0.00
7	0.00	0.00	0.00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.000	0.00
8	435.25	28.42	80.00	18.6	4.1	0.0	22.8	0.000	3.33
9	435.25	28.42	80.00	10.1	7.2	0.0	22.8	0.000	1.80

Bild 17b.

ART = 3 KÜHLDECKE

Breite = 10.0 m Länge = 20.0 m Höhe = 3.5 m

Höhe Kühlplatten (Sturz) = 3.0 m Höhe Brüstung (Möblierungsebene) = 0.8 m

ti = 26.0°C ta = 32.0°C tiN = 30.0°C
gLt = 0.1 K/m nL = 3.0 1/h DtZL = 3.0 K

Teilwärmedurchgangskoeffizienten (Wand 1 bis 3, Decke, Boden) in W/(m²K)
0.60 2.00 0.60 1.50 1.50

Spezifika der inneren Wärmelast :
qi = 40 W/m² nyM = 0.40
Lastverteilungsfaktoren der inneren Last für Boden, Möblierungsebene und Luft:
LFSB = 0.30 LFSM = 0.40 Konvektion = 0.30

Daten des Kühlelementes:
RKD = 1.0 m²K/W kappaSS = 0.60 W/(m²K)

Wärmeströme:

QT = 3487 W QL = 2296 W
QN = 3478 W Qi = 8000 W
QKon = 0 W QF = -8251 W

QLast = 11487 W Qab = -10547 W

Energetische Kennzahlen:

eps = 1.001 epsn = 0.975

Kühldeckentemperatur tKD = 22.2 °C

Temperaturen:

tL = 26.6°C tS = 25.4°C
ti = 26.0°C tE = 26.0°C

Interne Ergebnisse:

QK = -98 W QS = -0 W
QM = 3201 W etaM = 0.400

j	e	t	A	qK	qS	H	tL	kappa	alpha
1	420.06	25.75	30.00	-1.5	5.3	2.2	26.8	0.600	1.45
2	427.18	27.01	132.00	0.4	9.6	0.8	26.6	2.000	1.04
3	423.62	26.38	48.00	2.1	1.3	-0.7	25.1	0.600	1.57
4	400.21	22.16	200.00	-14.6	-26.7	2.4	26.8	1.500	3.14
5	426.09	26.82	200.00	9.1	7.7	-1.1	23.6	1.500	2.80
6	0.00	0.00	0.00	0.0	0.0	1.9	0.0	0.000	0.00
7	0.00	0.00	0.00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.000	0.00
8	431.73	27.80	80.00	7.3	22.5	0.0	25.1	0.000	2.65
9	431.73	27.80	80.00	3.9	6.3	0.0	25.1	0.000	1.44

Bild 17c.

ART = 1 KÜHLPLATTEN

Breite = 10.0 m Länge = 20.0 m Höhe = 3.5 m

Höhe Kühlplatten (Sturz) = 3.0 m Höhe Brüstung (Möblierungsebene) = 0.8 m

ti = 26.0°C ta = 32.0°C tiN = 30.0°C
gLt = 0.1 K/m nL = 3.0 1/h DtZL = 3.0 K

Teilwärmedurchgangskoeffizienten (Wand 1 bis 3, Decke, Boden) in W/(m²K)
0.60 2.00 0.60 1.50 1.50

Spezifika der inneren Wärmelast :
qi = 40 W/m² nyM = 0.40
Lastverteilungsfaktoren der inneren Last für Boden, Möblierungsebene und Luft:
LFSB = 0.30 LFSM = 0.40 Konvektion = 0.30

Daten des Kühlelementes:
tKD = 18.0°C RKD = 0.00 m²K/W

Wärmeströme:

QT = 3760 W QL = 2296 W
QN = 3478 W Qi = 8000 W
QKon = 0 W QF = -9462 W

QLast = 11760 W Qab = -11757 W

Energetische Kennzahlen:

eps = 1.025 epsn = 1.007

Kühlplattenanteil ny = 0.336

Temperaturen:

tL = 26.2°C tS = 25.8°C
ti = 26.0°C tE = 26.0°C

Interne Ergebnisse:

QK = -92 W QS = -0 W
QM = 3201 W etaM = 0.400

j	e	t	A	qK	qS	H	tL	kappa	alpha
1	420.70	25.87	30.00	-0.7	4.4	2.2	26.4	0.600	1.21
2	427.92	27.14	132.00	1.1	8.6	0.8	26.3	2.000	1.35
3	423.76	26.41	48.00	2.8	0.5	-0.7	24.7	0.600	1.70
4	420.18	25.77	200.00	-1.2	7.5	2.4	26.5	1.500	1.71
5	426.40	26.87	200.00	10.6	6.1	-1.1	23.2	1.500	2.90
6	378.13	18.00	67.15	-32.0	-49.6	1.9	26.4	0.000	3.80
7	378.13	18.00	67.15	-17.3	-42.0	0.0	26.4	0.000	2.06
8	432.24	27.89	80.00	8.8	19.9	0.0	24.7	0.000	2.77
9	432.24	27.89	80.00	4.8	6.6	0.0	24.7	0.000	1.50

Bild 17d.

intensiv erfolgt. Von F1 abweichende Ergebnisse treten bei ungedämmten geschlossenen Kühldecken auf (*Bild 20*).

F5. Mit zunehmender innerer Last sinkt die energetische Kennzahl ε_n. Im Mittel bleiben die Unterschiede zwischen Luftkühlsystemen und Kühlpaneelsystemen erhalten (ε_n von Kühldecken bleibt konstant; ε_n von Kühlplatten fällt stärker ab) (*Bild 21*).

F6. Änderungen des Möblierungsfaktors v_M und Variationen der Lastverteilungsfaktoren LFSB bzw. LFSM nehmen zwar Einfluß auf ε_n die den Systemen zugeordneten Kurven verlaufen jedoch nahezu äquidistant zueinander (*Bilder 22* und *23*).

F7. Der vertikale Lufttemperaturgradient g_{LT} über die gesamte Raumhöhe gemittelt beeinflußt im praxisüblichen Bereich ε_n nur sehr gering (*Bild 24*).

F8. Die energetische Kennzahl ε_n von Luftkühlsystemen steigt stark mit dem Außenluftwechsel n_L an. Im Beispiel $n_L = 1{,}5 \ldots 5\,h^{-1}$ sind dies 7,5%. Die Kühlpaneelsysteme verhalten sich bezüglich n_L in erster Näherung indifferent (*Bild 25*).

4. Zusammenfassung

Die vorgestellte Untersuchung basiert auf einer Energiebilanz des Raumes einschließlich der Abkühlung des hygienisch bedingten Luftvolumenstromes auf die Raumlufttemperatur t_L. Anlagenspezifische Aufwendungen zur Förderung und Prozeßführung der Wasser- und Luftströme bleiben unbeachtet.

Das entwickelte Modell gestattet eine relativ genaue Berechnung des Strahlungsaustausches und eine variierbare Erfassung der Konvektionsströme für stationäre Betriebsfälle. Eine breite Parameterpalette verschiedenartiger Einflüsse kann untersucht werden. Die durchgeführten Variationen bei Sicherung der geforderten Empfindungstemperatur in Raummitte ergaben die geringsten energetischen Anforderungen für geschlossene, gedämmte Kühldekkensysteme.

Freihängende Kühlplattensysteme mit oberseitiger Wärmedämmung können wegen des intensiven Strahlungsaustausches zum Menschen und der geringen wärmetechnischen Bauwerksankopplung energetisch noch effektiver sein, der praktische Einsatz ist aber nicht üblich.

Bild 17a bis 17d. Ergebnisausdrucke eines für vier verschiedene Kühlsysteme berechneten Bezugsbeispiels.

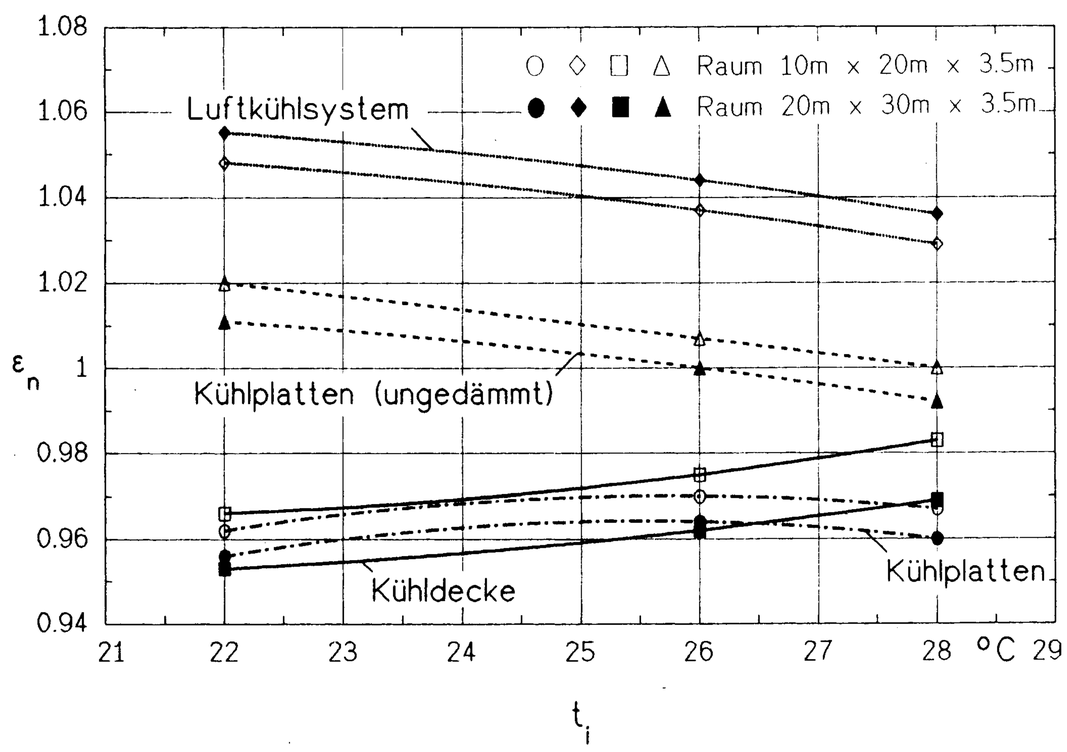

Bild 18. Energetische Kennzahl ε_n in Abhängigkeit der geforderten Raumtemperatur, des installierten Kühlsystems und der Raumgröße.

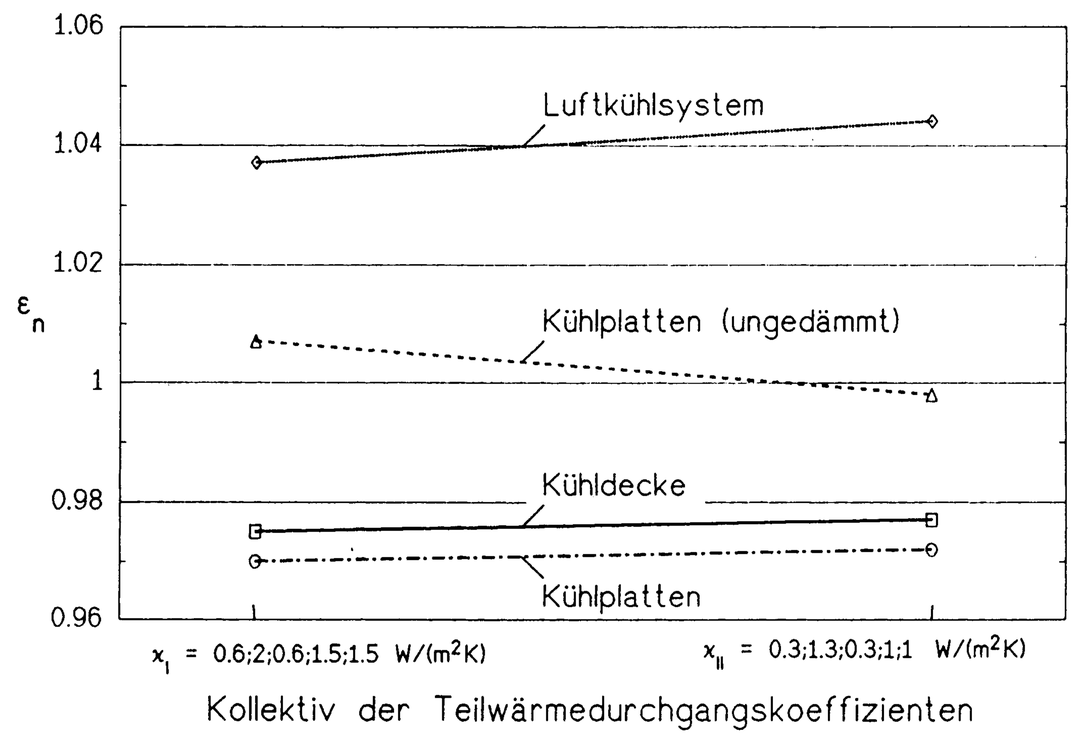

Bild 19. Energetische Kennzahl ε_n in Abhängigkeit zweier Kollektive von Teilwärmedurchgangskoeffizienten und des installierten Kühlsystems.

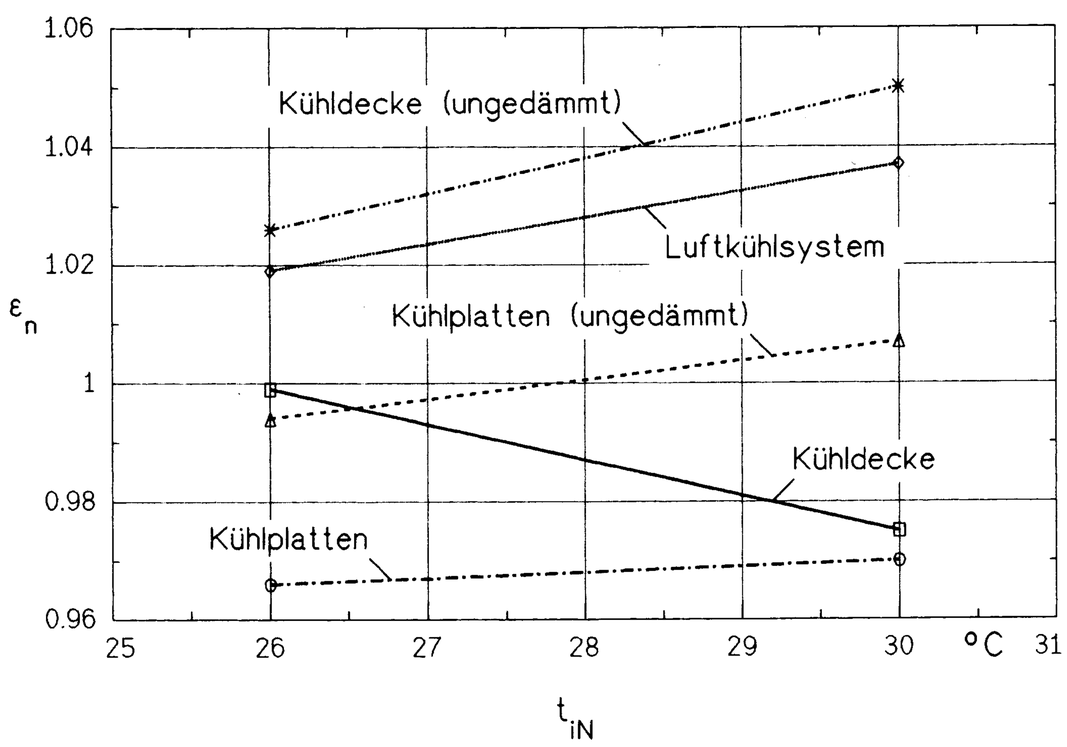

Bild 20. Energetische Kennzahl ε_n in Abhängigkeit der angrenzenden Geschoßtemperaturen und des installierten Kühlsystems.

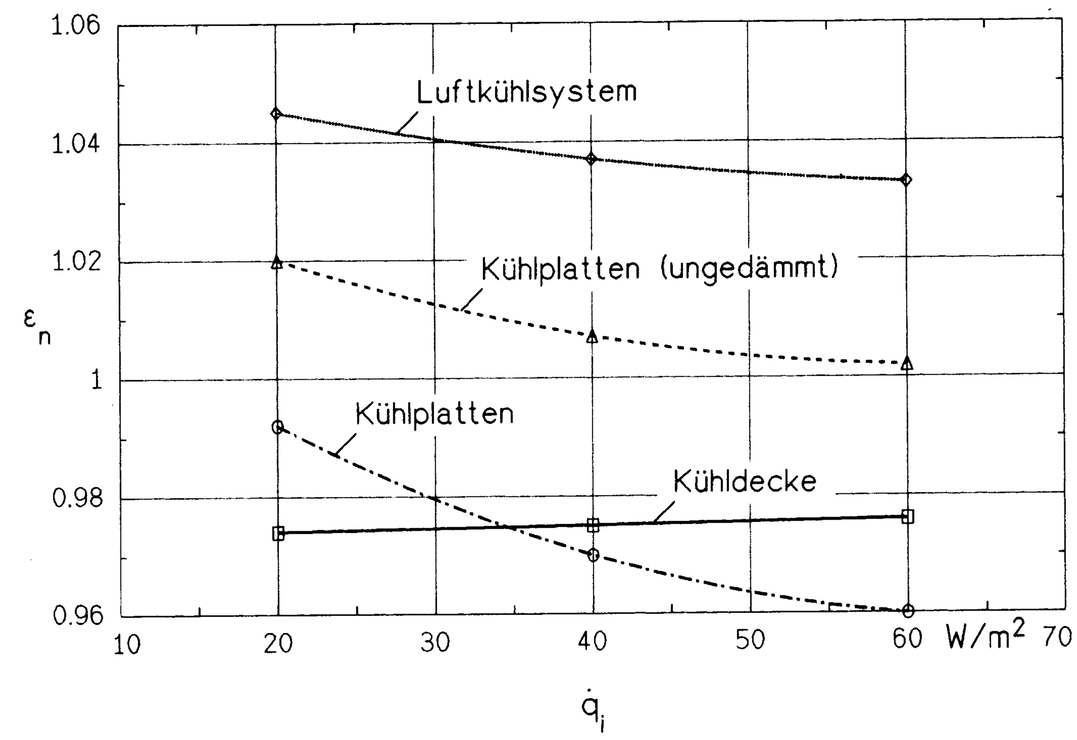

Bild 21. Energetische Kennzahl ε_n in Abhängigkeit der inneren, auf die Grundfläche bezogenen Wärmelast und des installierten Kühlsystems.

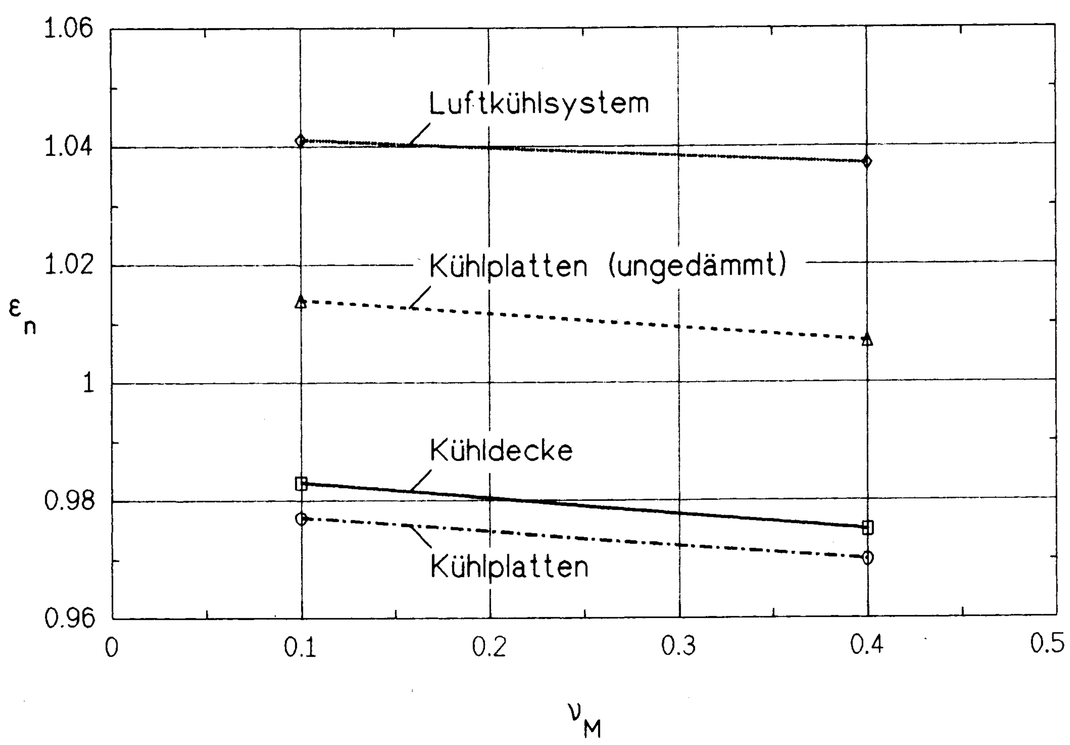

Bild 22. Energetische Kennzahl ε_n in Abhängigkeit des Flächenanteils der Möblierung bezogen auf die Grundfläche und des installierten Kühlsystems.

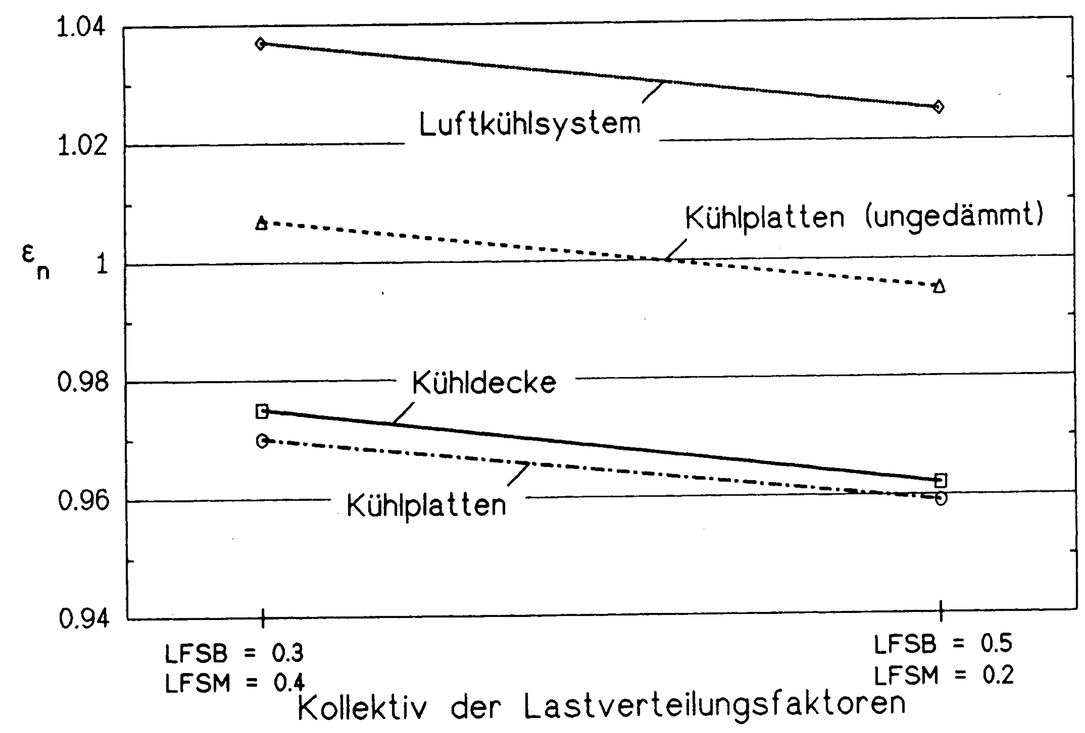

Bild 23. Energetische Kennzahl ε_n in Abhängigkeit zweier Kollektive von Lastfaktoren (Boden; Möblierung) und des installierten Kühlsystems.

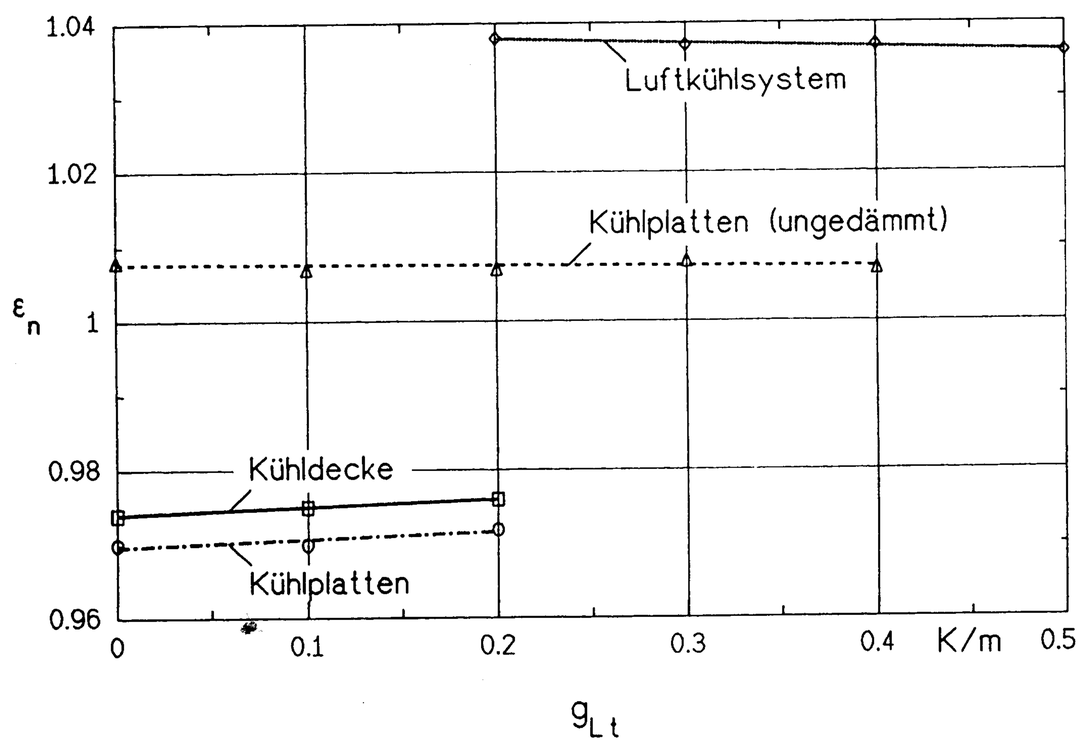

Bild 24. Energetische Kennzahl ε_n in Abhängigkeit des vertikalen Lufttemperaturgradienten und des installierten Kühlsystems.

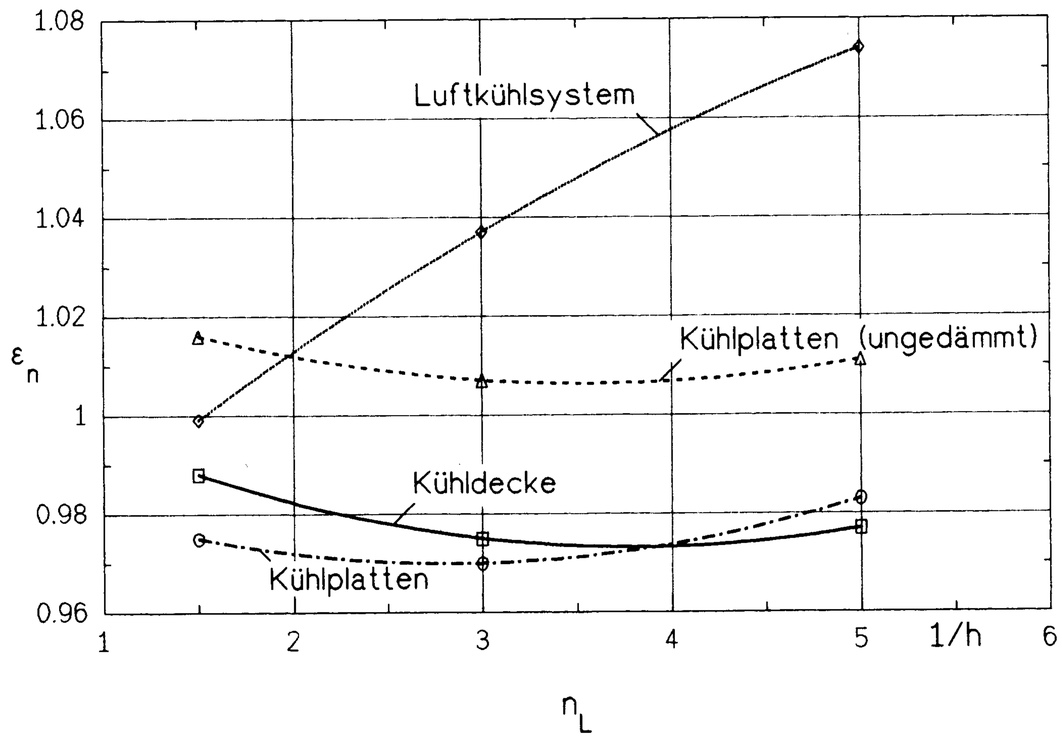

Bild 25. Energetische Kennzahl ε_n in Abhängigkeit des Außenluftwechsels und des installierten Kühlsystems.

Rein konvektiv arbeitende Luftkühlsysteme bedingen im betrachteten Bilanzrahmen die höchsten energetischen Aufwendungen. Freihängende ungedämmte Kühlplattensysteme liegen infolge ihres relativ hohen Konvektionsanteils dazwischen. Ihre energetische Effizienz ist mit offenen Kühldecken vergleichbar.

Die genannte Reihenfolge gilt auch im Teillastbereich der Anlage. Abweichungen von den angenommenen Idealisierungen, wie gleichmäßige Kühlflächenverteilung, homogene nur höhenabhängige Lufttemperatur usw. betreffen alle untersuchten Systeme gleichermaßen, so daß die gewonnenen Messungen grundsätzlich gültig bleiben.

Literatur

[1] *Glück, B.:* Heizen und Kühlen über Wand- und Deckenflächen. Heizung-Lüftung-Haustechnik (1991) Heft 9, S. 502–508.

[2] *Glück, B.:* Erforderliche Heizleistung in Hallenbauten. Stadt- und Gebäudetechnik (1990) Hefte 1, 2, 3, S. 10–15, S. 47–50, S. 68–71.

[3] *Glück, B.:* Leistung von Kühldecken. Heizung-Lüftung-Haustechnik (1991) Heft 3, S. 213–215.

[4] *Glück, B.:* Bewertungsmaßstab zur optimalen Anordnung von Heiz- und Kühlflächen im Raum. Gesundheits-Ingenieur (1991) Heft 2, S. 65–71.

[5] *Glück, B.:* Wärmeübertragung, Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren (Reihe Bausteine der Heizungstechnik). Berlin: Verlag für Bauwesen 1990, 2. Auflage.