Heizenergiebedarf[1)] im Wohnungs- und Gesellschaftsbau in Abhängigkeit vom Heizungssystem

Dr. sc. techn. Bernd GLÜCK
VEB Forschung und Rationalisierung Technische Gebäudeausrüstung

Die Suche nach *Einsparungsmöglichkeiten* von Heizenergie bringt immer wieder den Einfluß des Heizungssystems ins Gespräch.
Da einem genauen *rechnerischen Nachweis* auch heute noch
· erkenntnistheoretische,
· hard- und softwareseitige bzw.
· ökonomische
Grenzen gesetzt sind, andererseits *experimentelle Nachweise* wegen der
· Kleinheit der Effekte und
· der subjektiven Beurteilung des wärmephysiologischen Wohlbefindens
oft nur geringe Aussagekraft haben, wird Spekulationen durch Annahmen, Teiluntersuchungen und deren unzulässige Extrapolation ein weites Feld geöffnet.
Es sollen deshalb einige publizierte Ergebnisse gegenübergestellt und ein bekanntes Modell mit statistischem Interpretationscharakter für die Anwendung der Kleinrechentechnik aufbereitet werden.

Beurteilung des Erkenntnisstandes

In /1/ ist eine breite Palette von Ergebnissen wiedergegeben, die an Hand von Modellrechnungen, aber auch durch Messungen an Objekten gewonnen wurden. Einen Auszug enthält Tabelle 1. Weitere Einzelvergleiche von Systemen, die oft vom Konkurrenzdenken geprägt sind, wurden publiziert. Die großen Streuungen der Ergebnisse haben verschiedene Ursachen:

- Unterschiedliche Definition des thermisch-behaglichen Raumzustandes
- verschiedenartige Annahmen bezüglich der Standorte oder der Raumnutzungsbereiche, für die die Behaglichkeitsbedingungen einzuhalten sind
- unterschiedliche Modellierung des im beheizten Raum stattfindenden Wärmeaustausches (Strahlung, Konvektion)
- voneinander abweichende Abstraktionsgrade für die Modellierung der Raumluftströmung und differierende Annahmen bezüglich des Temperaturgradienten
- verschiedenartige Raumausstattung (Leerraum, Möblierung, Fensterbretter, Gardinen)
- Betrachtung konstruktiv unterschiedlicher Heizsysteme einer Kategorie (z. B. verschiedene Lösungen von Fußbodenheizungen) sowie abweichende Approximationen für deren wärmephysiologische Wirkung und der systembedingten zusätzlichen Wärmeverluste
- Annahme unterschiedlicher Betriebsregime
- subjektive Interpretationen.

Eine Reihe von Einflußgrößen auf den Energiebedarf läßt sich meßtechnisch nicht quantifizieren. Deshalb sind vielfältige Modelle entwickelt worden. Leider wird in den Publikationen meist kein tiefgründiger Einblick in die verwendeten Ansätze gegeben, sondern es werden lediglich die Ergebnisse gezielter Beispielrechnungen mitgeteilt.

[1)] Der „Heizenergiebedarf" stellt die für die thermisch-behagliche Beheizung des Raumes erforderliche, systemabhängige Heizleistung im Auslegungsfall dar. Die Begriffe „Wärmebedarf" bzw. „Heizlast" bleiben der normierten Berechnung vorbehalten.

Grundsätze der physikalisch-mathematischen Modellierung

1. Prinzipiell weisen alle Modelle wegen des unterschiedlichen Abstraktionsgrades mehr oder weniger große Abweichungen zur Wirklichkeit auf. Dennoch haben im technischen Bereich oft einfache Modelle eine große Aussagekraft. Leider trifft dies auf den vorliegenden Untersuchungsgegenstand nicht zu. Wegen der komplexen Wärmeaustauschvorgänge im umschlossenen Raum ist zur Untersuchung des Heizenergiebedarfs bei einzuhaltender thermischer Behaglichkeit eine abgekoppelte Betrachtung eines speziellen Einflusses praktisch nicht möglich. Das heißt, es müssen sehr aufwendige Modellierungen, die auch sekundäre Auswirkungen des jeweiligen Einflusses berücksichtigen, erfolgen.
Ein gutes Demonstrationsbeispiel ist in /5/ gegeben. Dort wird gezeigt, daß schon beim Strahlungsaustausch alle Umfassungsflächen einzubeziehen und die Mehrfachreflexionen zu verfolgen sind. Das konventionelle, bilaterale Verfahren mit Beachten der jeweils ersten Absorption führt selbst bei gleichen Emissionskoeffizienten zu bemerkenswerten Fehlern.

2. Der Strahlungsaustausch kann gemäß den physikalischen Gesetzmäßigkeiten genau nachgebildet werden. Die Raumluftströmung wird dagegen nur sehr vereinfacht modelliert, so daß die Lufttemperaturverteilung und die konvektiven Wärmeübergangsbedingungen stark fehlerbehaftet sind.
Die partiellen Modellierungen müssen stets mit annähernd gleich großer Genauigkeit vorgenommen werden, um verläßliche Aussagen zu erhalten. Dies bedeutet, daß künftig die physikalisch-realen Zusammenhänge der Raumluftströmung möglichst exakt zu erfassen sind. Dabei sollten die Raumluftströmungen und die konvektiven Wärmeübergangsbedingungen in möblierten bewohnten Räumen mit üblicher Außenluftinfiltration oder zwangsweiser Be- und Entlüftung nachgebildet werden.
Eine nachahmenswert gute Lösung ist zum Beispiel für die Ermittlung der Wärmeübergangsbedingungen am beheizten Fußboden mit der sogenannten „Basiskennlinie" gefunden worden. Theoretische Untersuchungen zur Überlagerung von freier und erzwungener Strömung wurden in Übereinstimmung mit Meßergebnissen gebracht und erfuhren letztlich eine mathematisch einfache Modellierung.

3. Die Intensität des Wärmeaustausches wird von den absoluten Temperaturen der Umfassungen und von der Raumgeometrie in starkem Maße beeinflußt. Somit trifft ein Vergleich der systembezogenen Heizenergie-Bedarfswerte immer nur auf die speziellen Temperaturen und die betrachtete geometrische Konfiguration zu. Eine Verallgemeinerung ist lediglich durch eine Vielzahl von Berechnungen mit Variation der Parameter und anschließender statistischer Auswertung möglich.
Sehr vorteilhaft ist es, wenn für komplexe Zusammenhänge dann die Ergebnisse nach charakteristischen Kenngrößen geordnet – d. h. mit geringen Fehlern korreliert – werden können und schlußfolgernd einfache Approximationen formulierbar sind.
Dies eröffnet vielfach weitergehende Untersuchungen mit den Mitteln der Kleinrechentechnik. Selbstverständlich müssen die Korrelationsfehler in Kauf genommen werden.
Das geschilderte Vorgehen fand beispielsweise Anwendung bei der Untersuchung von Plattenheizkörpern mit indirekten Heizflächen (Sekundärheizflächen) und teilweise auch im nachfolgenden Raum-Heizleistungs-Modell.

Tabelle 1: Heizsystemabhängiger Energieverbrauch nach verschiedenen Autoren in Prozent
(Die Aussagen beziehen sich teilweise auf den Jahresverbrauch, teilweise auf die Heizleistung!)

	Frank	*Olesen*	*Kast/Klan* /2/		*Erhorn/Szerman/Gertis* /1/		*Glück* /3/	*Mayer/Künzel* /6/
			stationär	instationär	Mindest-wärmeschutz	Hoher Wärmeschutz		
Radiator unter Fenster	100	100	100	100	100	100		100
Radiator an Innenwand		102 . . . 103			98	99		80 . . . 90
Fußbodenheizung		97 . . . 100	98	118	98	99	99	
Deckenheizung	83	101 . . . 104	83	86	101	100		
Luftheizung		104 . . . 109					100	
NTH an Außenwand			82	95				
Komb. Fußboden-Konvektorheizung							99	

Modell nach /4/

In /4/ ist ein umfassendes, viele Details berücksichtigendes Modell vorgestellt. Die hauptsächlichen *Vorzüge* sind:

- Der Strahlungsaustausch wird nach der Methode des umschlossenen Raumes mit dem Bruttobilanzverfahren erfaßt.
- Die Raumstrahlungsanteile der Heizflächen werden beachtet; die Möblierung wird global berücksichtigt.
- Die Zusatzwärmeverluste von Raumheizkörpern bei Anordnung unter den Fenstern werden in die Rechnung einbezogen.
- Die Berechnungen beziehen sich auf eine im Aufenthaltsbereich mit möglichst geringen örtlichen Unterschieden geltende Empfindungstemperatur, die durch die FANGER-Angaben determiniert ist.

Als *Nachteile* des Modells gelten:

- Die Lufttemperaturverteilung im Raum wird als homogen (!) angenommen.
- Die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten sind für freie Strömung für die allgegenwärtige Lufttemperatur t_L berechnet. Eine Überlagerung von freier und erzwungener Konvektion infolge der stets vorhandenen Raumluftströmung findet keine Beachtung.
- Asymmetrische Strahlungswirkungen und partielle Behaglichkeitsgrenzen (z. B. Grenzwerte für die Oberflächentemperaturen des Fußbodens und der Decke sowie für die Differenz zwischen Strahlungstemperatur und Lufttemperatur) bleiben unberücksichtigt.

Mit dem kurz vorgestellten Modell wurde durch Variation der thermischen, wärmetechnischen und geometrischen Parameter innerhalb einer praktikablen Bandbreite eine Vielzahl von Ergebnissen gewonnen und statistisch ausgewertet.

Ausgehend vom *Norm-Transmissionswärmebedarf* $\dot{Q}_T$ und vom *Norm-Lüftungswärmebedarf* $\dot{Q}_L$ nach DIN 4701, werden der rechnerische Transmissionswärmebedarf

$$\dot{Q}_T^* = f_T \quad \dot{Q}_T \tag{1}$$

und der rechnerische Lüftungswärmebedarf

$$\dot{Q}_L^* = f_L \quad \dot{Q}_L \tag{2}$$

gebildet, wobei f_T und f_L heizsystemabhängige *Korrekturfaktoren* darstellen.
Unter Beachten von zusätzlichen Wärmeverlusten $\Delta\dot{Q}$, die von der speziellen Heizflächenanordnung abhängen, folgt summarisch die *Heizleistung für den Raum* zu

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_T^* + \dot{Q}_L^* + \Delta\dot{Q}. \tag{3}$$

Für die analytische Formulierung der Korrekturfaktoren wurden bei der statistischen Auswertung der Rechenergebnisse folgende signifikante Ordnungsgrößen herangezogen:

Normierte Raumlufttemperatur

$$\theta_L = \frac{t_L - t_i}{t_i - t_a} \tag{4}$$

mit t_L Lufttemperatur
t_i Raumtemperatur (≡ Norm-Innentemperatur ≡ Empfindungstemperatur)
t_a Außenlufttemperatur

KRISCHER-Wert

$$D = \frac{\dot{Q}_T^*}{A_G(t_i - t_a)} \tag{5}$$

mit A_G Summe aller Raumumschließungsflächen

Wärmebedarfsquotient

$$\varphi = \frac{\dot{Q}_T^* + \dot{Q}_L^*}{\dot{Q}_T^*} = 1 + \frac{\dot{Q}_L^*}{\dot{Q}_T^*} \tag{6}$$

Außenwandanzahl n
Raumhöhe H.

(Aussagekräftiger und damit extrapolationsfähiger wäre im letzten Fall wahrscheinlich die Einstrahlzahl $\Phi_{\text{Decke-Fußboden}}$ gewesen!)
Bei akzeptablen Korrelationsfehlern wurden in /4/ folgende Ansätze benannt:

Luftheizung (rein konvektives Heizsystem)

$$f_T = 1 \tag{7}$$

$$\theta_L = 0{,}04682\, D + 0{,}08805 \sqrt{D} \tag{8}$$

Örtliche Heizflächen (Radiatoren, Plattenheizkörper)

$$f_T = 1 \tag{9}$$

$$\theta_L = 0{,}04682\, D + 0{,}08805 \sqrt{D} - \varphi\,(0{,}02413\, D + 0{,}01598 \sqrt{D}) \tag{10}$$

Hierbei wurde bereits ein Raumstrahlungsanteil der Heizfläche von 0,18 beachtet, der durch Möblierung nur mit 0,12 wirksam wird.

Fußbodenheizung

$$f_T = 1 + \varphi(-0{,}03825\, D + 0{,}05743 \sqrt{D} + 0{,}0015\, n\, D) + 0{,}003031\, \varphi^2\, n\, D \tag{11}$$

$$\theta_L = 0{,}04682\, D + 0{,}08805 \sqrt{D} - \varphi(0{,}04471\, D + 0{,}04257 \sqrt{D}) \tag{12}$$

Der Raumstrahlungsanteil von 1 wurde infolge Möblierung auf 0,67 reduziert.

Deckenheizung

$$f_T = 1 + \varphi(-0{,}08266\, D + 0{,}06252 \sqrt{D} - 0{,}007406\, n\, D) + 0{,}01577\, \varphi^2\, n\, D + 0{,}02053\, \varphi\, D\, H \tag{13}$$

$$\theta_L = 0{,}04682\, D + 0{,}08805 \sqrt{D} - \varphi(0{,}1006\, D + 0{,}07112 \sqrt{D}) \tag{14}$$

Für alle Heizsysteme gilt

$$f_L = \frac{t_L - t_a}{t_i - t_a}, \tag{15}$$

dabei ist t_L Gl. (4) oder bei Annahme eines Lufttemperaturgradienten – der später noch eingeführt wird – Gl. (23) zu entnehmen.
Der *zusätzliche Wärmeverlust* (Gl. (3)) bei Anordnung einer örtlichen Heizfläche an der Fensterbrüstung ergibt sich nach /4/ aus einem erhöhten Transmissionsanteil durch die Brüstung (Heizkörper-Rückwand)

$$\dot{Q}' = A_{RW}\, z_{RW}\, k_{RW}\, \Delta t \tag{16}$$

mit A_{RW} Rückseitenfläche des Heizkörpers (≡ Ansichtfläche)

$$z_{RW} = -0{,}3055 + t_{OH}\,(0{,}04067 - 0{,}001123\, \Delta t + 0{,}00001063\, \Delta t + 0{,}001299\, k_{RW}) \tag{17}$$

k_{RW} Wärmedurchgangskoeffizient der Rückwand (Brüstung)
t_{OH} mittlere Oberflächentemperatur des Heizkörpers

$$\Delta t = t_i - t_a \tag{18}$$

und einer Erhöhung des Wärmestroms durch das darüber angeordnete Fenster $\dot{Q}''$. Hierbei wurde lediglich ein vergrößerter Wärmeübergangskoeffizient α_i' in Ansatz gebracht und weiterhin auf t_i bezogen. Es gilt nach Auswertung von Meßwerten

$$\alpha_i' = 8{,}659 + (0{,}3 - t_{FB})^3\,(48{,}02 + 11{,}94\, K^{0{,}4}) \tag{19}$$

mit T_{FB} Tiefe des Fensterbretts in m

$$K = (1 - \omega)\,\frac{\dot{Q}_{HK}}{B_{FE}}\,(T_{HK} + a) \tag{20}$$

ω Raumstrahlungsanteil
$\dot{Q}_{HK}$ Wärmeleistung des Heizkörpers
B_{FE} Fensterbreite
T_{HK} Heizkörpertiefe
a Wandabstand.

Der zusätzliche Wärmestrom folgt dann zu

$$\dot{Q}'' = A_{FE}\left[\left(\frac{1}{k_{FE}} - \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha'_i}\right)^{-1} - k_{FE}\right]\Delta t. \tag{21}$$

mit A_{FE} Fensterfläche
k_{FE} Wärmedurchgangskoeffizient des Fensters
α_i Innerer Wärmeübergangskoeffizient bei der genormten Wärmebedarfsrechnung ($1/\alpha_i = 0{,}13\ \text{m}^2\,\text{K/W}$).

Die Gesamtwärmestromerhöhung beträgt dann

$$\Delta\dot{Q} = \dot{Q}' + \dot{Q}''. \tag{22}$$

Anwendung des Modells

Um allgemeingültige Aussagen bezüglich des Heizenergiebedarfs in Abhängigkeit des Heizungssystems treffen zu können, ist die in /4/ vorgeschlagene Modellierung geeignet, da

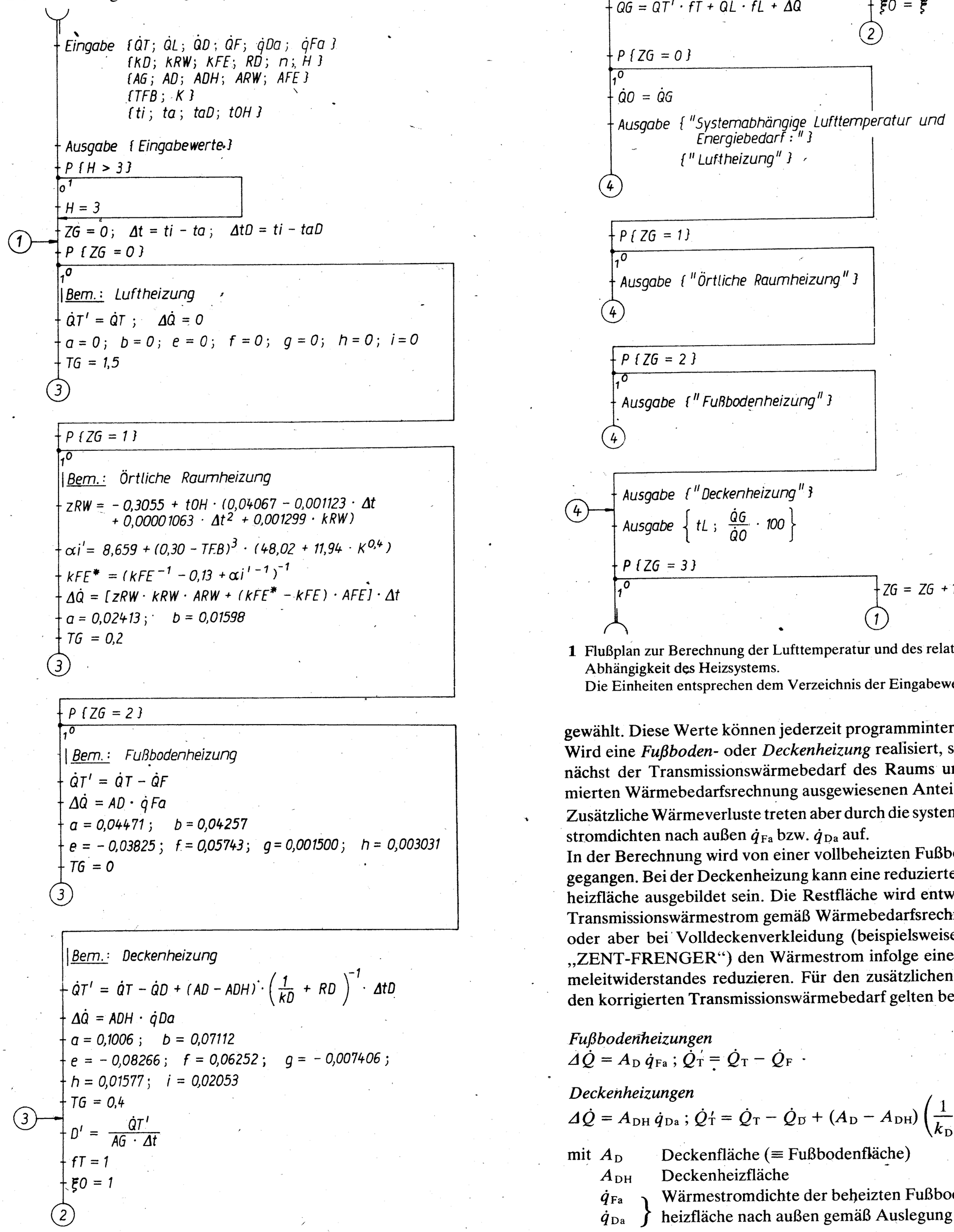
- die Approximationsgleichungen für die Kleinrechentechnik gut verarbeitbar sind und
- deren quantitativer Inhalt statistisch gesichert ist.

Letzteres trifft jedoch vornehmlich auf Wohn- und Büroräume zu. Um die Ergebnisse auch auf Räume des Gesellschaftsbaus übertragen zu können, wurde noch ein *vertikaler Lufttemperaturgradient* t'_G ergänzt. (Einen entsprechenden Ermessensspielraum bezüglich einer Erhöhung der Norm-Innentemperatur t_i um 1 bis 4 K läßt die DIN 4701, die in wesentlichen Punkten auf die in /4/ vorgelegten Ergebnisse aufbaut, zu.)
Er wurde bei der Berechnung der *Lufttemperatur,* die aus Gl. (4) folgt, ergänzt

$$t_L = t_i + \theta\Delta t + t'_G\left(\frac{H}{2} - 1{,}5\ \mathrm{m}\right). \qquad (23)$$

Diese höhenabhängige Korrektur soll nur bei $H > 3$ m wirksam werden.
Vorläufig wurden für den Temperaturgradienten

Luftheizung	$t'_G = 1{,}5$ K/m
Örtliche Raumheizung	$t'_G = 0{,}2$ K/m
Fußbodenheizung	$t'_G = 0$ K/m
Deckenheizung	$t'_G = 0{,}4$ K/m



1 Flußplan zur Berechnung der Lufttemperatur und des relativen Energiebedarfs in Abhängigkeit des Heizsystems.
Die Einheiten entsprechen dem Verzeichnis der Eingabewerte.

gewählt. Diese Werte können jederzeit programmintern geändert werden.
Wird eine *Fußboden-* oder *Deckenheizung* realisiert, so reduziert sich zunächst der Transmissionswärmebedarf des Raums um die bei der normierten Wärmebedarfsrechnung ausgewiesenen Anteile $\dot{Q}_F$ bzw. $\dot{Q}_D$.
Zusätzliche Wärmeverluste treten aber durch die systembedingten Wärmestromdichten nach außen $\dot{q}_{Fa}$ bzw. $\dot{q}_{Da}$ auf.
In der Berechnung wird von einer vollbeheizten Fußbodenheizfläche ausgegangen. Bei der Deckenheizung kann eine reduzierte Fläche als Deckenheizfläche ausgebildet sein. Die Restfläche wird entweder den anteiligen Transmissionswärmestrom gemäß Wärmebedarfsrechnung transportieren oder aber bei Volldeckenverkleidung (beispielsweise nach dem System „ZENT-FRENGER") den Wärmestrom infolge eines zusätzlichen Wärmeleitwiderstandes reduzieren. Für den zusätzlichen Wärmeverlust und den korrigierten Transmissionswärmebedarf gelten bei

Fußbodenheizungen

$$\Delta\dot{Q} = A_D\,\dot{q}_{Fa}\,;\ \dot{Q}'_T = \dot{Q}_T - \dot{Q}_F \qquad (24)$$

Deckenheizungen

$$\Delta\dot{Q} = A_{DH}\,\dot{q}_{Da}\,;\ \dot{Q}'_T = \dot{Q}_T - \dot{Q}_D + (A_D - A_{DH})\left(\frac{1}{k_D} + R_D\right)^{-1}(t_i - t_{aD}) \qquad (25)$$

mit A_D Deckenfläche (≡ Fußbodenfläche)
A_{DH} Deckenheizfläche
$\dot{q}_{Fa}$, $\dot{q}_{Da}$ } Wärmestromdichte der beheizten Fußboden- bzw. Deckenheizfläche nach außen gemäß Auslegung des Heizsystems

k_D Wärmedurchgangskoeffizient der Decke

R_D Zusätzlicher Wärmeleitwiderstand des verkleideten, unbeheizten Deckenabschnitts ($A_D - A_{DH}$)

t_{aD} Temperatur oberhalb der Decke (Außenlufttemperatur oder Raumtemperatur des darüberliegenden Raums).

Da die Berechnungen von f_T und f_L den Quotienten φ enthalten, dieser selbst aber funktionell von f_T und f_L abhängig ist, wird ein iteratives Vorgehen erforderlich.

Der zusammengefaßte Algorithmus ist im Bild 1 in Form eines Datenflußplans dargestellt. Die Gln. (1) bis (25) sind eingearbeitet; die Indizes der Variablen wurden auf Zeilenhöhe gesetzt.

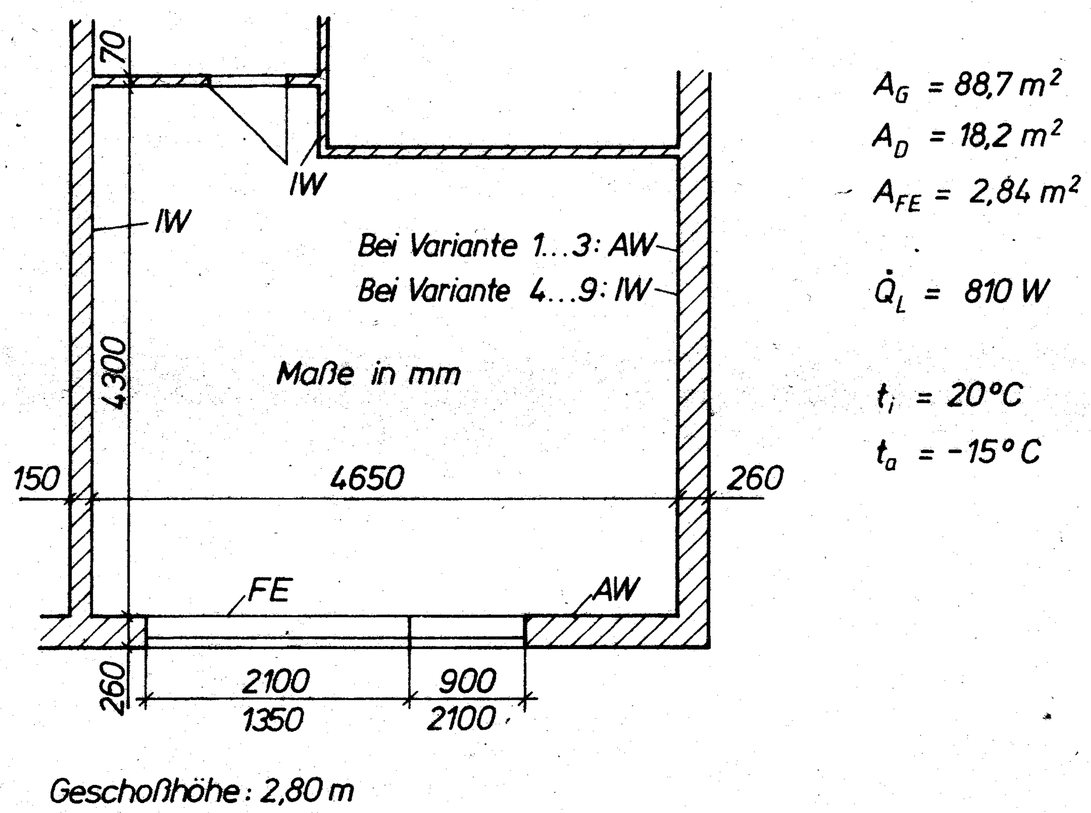
Die *Eingabewerte* lauten:

$\dot{Q}T$	W	Transmissionswärmebedarf[1)]
$\dot{Q}L$	W	Lüftungswärmebedarf[1)]
$\dot{Q}D$	W	Transmissionswärmestrom durch die Decke[1)]
$\dot{Q}F$	W	Transmissionswärmestrom durch den Fußboden[1)]
$\dot{q}Da$	W/m²	Wärmestromdichte der Deckenheizfläche nach außen[2)]
$\dot{q}Fa$	W/m²	Wärmestromdichte der Fußbodenheizfläche nach außen[2)]
kD	W/(m² K)	Wärmedurchgangskoeffizient der Decke[1)]
kRW	W/(m² K)	Wärmedurchgangskoeffizient der Brüstung, vor der der Heizkörper steht[1)]
kFE	W/(m² K)	Wärmedurchgangskoeffizient des Fensters[1)]
RD	m² K/W	Zusätzlicher Wärmeleitwiderstand der unbeheizten Deckenfläche
n	–	Anzahl der Außenwände[1)]
H	m	Raumhöhe[1)]
AG	m²	Summe aller Raumumschließungsflächen[1)]
AD	m²	Deckenfläche ≡ Fußbodenfläche[1)]
ADH	m²	Deckenheizfläche[2)]
ARW	m²	Heizkörperansichtsfläche[2)]
AFE	m²	Fläche des Fensters, unter dem der Heizkörper angeordnet ist[1)]
TFB	m	Tiefe des Fensterbrettes
K	W	Kenngröße nach Gl. (20)[2)]
ti	°C	Rauminnentemperatur[1)]
ta	°C	Außenlufttemperatur[1)]
taD	°C	Temperatur oberhalb der Decke (Raumtemperatur des darüberliegenden Raums oder Außenlufttemperatur)[1)]
tOH	°C	Mittlere Oberflächentemperatur des Heizkörpers[2)]

[1)] Werte sind der genormten Wärmebedarfsrechnung zu entnehmen.
[2)] Werte stellen Ergebnisse der System- und Heizflächenauswahl dar.

Der Reihe nach werden folgende Heizungssysteme betrachtet:

- Rein konvektive Heizung (Luftheizung) „*L*"
- Heizung mit örtlichen Raumheizflächen „*Ö*"
- Fußbodenheizung „*F*"
- Deckenheizung „*D*".



2 Geometrische und wärmetechnische Größen des den Beispielrechnungen (Tabelle 2) zugrunde liegenden Wohnraums

Tabelle 2: Beispielrechnungen

Variante	Raumlage	Eingabewerte $\dot{Q}_T$	$\dot{Q}_D$	$\dot{Q}_F$	$\dot{q}_{Da}$	$\dot{q}_{Fa}$	k_{RW}	k_{FE}	n	A_{RW}	T_{FB}	K	t_{OH}	Ergebnisse t_L	e_B
		W			W/m²		W/(m²K)		–	m²	m	W	°C	°C	%
1. L	O	1890	260	0	10	0	0,89	2,5	2	0,84	0(0,3)	170	80	23,4	100
1. Ö														22,0	101(100)
1. F														20,4	100
1. D														17,7	97
2. L	M	1630	0	0	0	0	0,89	2,5	2	0,76	0(0,3)	153	80	23,1	100
2. Ö														21,8	101(100)
2. F														20,3	100
2. D														17,7	100
3. L	E	1990	0	360	0	10	0,89	2,5	2	0,87	0(0,3)	176	80	23,5	100
3. Ö														22,1	101(100)
3. F														20,3	94
3. D														17,6	101
4. L	O	1580	260	0	10	0	0,89	2,5	1	0,74	0(0,3)	150	80	23,0	100
4. Ö														21,8	101(100)
4. F														20,2	100
4. D														17,8	95
5. L	M	1320	0	0	0	0	0,89	2,5	1	0,66	0(0,3)	134	80	22,7	100
5. Ö														21,5	101(100)
5. F														20,1	100
5. D														17,8	99
6. L	E	1680	0	360	0	10	0,89	2,5	1	0,77	0(0,3)	157	80	23,2	100
6. Ö														21,8	101(100)
6. F														20,1	92
6. D														17,7	99
7. L	M	1260	0	0	0	0	0,50	2,0	1	0,64	0(0,3)	130	80	22,6	100
7. Ö														21,5	100(99)
7. F														20,1	99
7. D														17,8	98
8. L	M	1260	0	0	0	0	0,50	2,0	1	1,18	0,3	130	55	22,6	100
8. Ö														21,5	100
8. F														20,1	99
8. D														17,8	98
9. L	M	1320	0	0	0	0	0,89	2,5	1	–	–	–	–	22,7	100
9. ÖJW														21,5	99
9. F														20,1	100
9. D														17,8	99

Die erforderlichen *Lufttemperaturen* t_L nach Gl. (23) und die Heizleistungen im stationären Vollastfall $\dot{Q}_H$ nach Gl. (3) werden ermittelt. Der letztgenannte Wert wird, bezogen auf die Heizleistung bei Luftheizung $\dot{Q}_{H,L}$, in der Form des *relativen Energiebedarfs*

$$e_B = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_{H,L}} 100\ \%$$

angegeben.

Beispielrechnungen

Der im Bild 2 dargestellte Raum mit den charakteristischen Daten entsprechend der normierten Wärmebedarfsrechnung sei wahlweise in oberster Geschoßlage „*O*", in Mittelgeschoßlage „*M*" ohne Wärmestrom nach oben und unten sowie in Erdgeschoßlage „*E*" angeordnet. Im Falle der Deckenheizung wird eine Volldeckenheizung betrachtet ($A_{DH} = A_D$). Somit sind gemäß Gl. (25) die Größen k_D, R_D und t_{aD} uninteressant.

Die speziellen Eingabewerte und die Ergebnisse finden sich in Tabelle 2.

Die den Variantennummern angehängten Buchstaben (L, Ö, F, D) kennzeichnen das betrachtete Heizungssystem. Variiert werden die tabellierten Eingabewerte.

Es ist folgendes festzustellen:

- Bei den Räumen in Mittellage „M" unterscheiden sich die systemabhängigen Heizleistungen bei den heute üblichen Wärmedämmungen um maximal *zwei* Prozent.
- Obwohl diese Unterschiede sicherlich im Bereich der Modellgenauigkeit liegen, bewirkt der hohe Strahlungsanteil der Deckenheizung trendmäßig den niedrigsten Heizenergieeinsatz. Dieser Effekt wird vor allem bei Räumen mit einer Außenwand deutlich.
- Die Anordnung eines 30 cm tiefen Fensterbretts bewirkt bei Aufstellung der Heizkörper an der Fensterbrüstung durch Ablenken des aufsteigenden Warmluftstroms von der Fensterfläche weg in den Raum eine Senkung der Heizleistung von etwa *ein* Prozent.

- Die verringerten Wärmedurchgangskoeffizienten der Brüstung und des Fensters (Variante 7) reduzieren die Heizleistung bei Systemen mit örtlichen Raumheizflächen um etwa *ein* Prozent.
- Das Absenken der Oberflächentemperatur der örtlichen Raumheizkörper (Variante 8) bewirkt *keine* Verringerung der Heizleistung.
- Das Aufstellen der Heizkörper an der Innenwand (Variante 9 ÖIW), was bei sehr guter Wärmedämmung und dichten Fenstern aus wärmephysiologischer Sicht möglich ist, führt gegenüber der Brüstungsanordnung mit breitem Fensterbrett zu *einem* Prozent Energieersparnis.
  (Bei der Modellierung dieser Variante wurde $\Delta\dot{Q} = 0$ gesetzt.)
- Grenzt bei Flächenheizungen (Fußboden oder Decke) die Heizfläche an einen Raum niedrigerer Temperatur oder an die Außenluft, so muß aus energiewirtschaftlichen Gründen eine zusätzliche Wärmedämmschicht systemspezifisch integriert werden. Je nach Wirksamkeit ergeben sich die Wärmestromdichten $\dot{q}_{Fa}$ und $\dot{q}_{Da}$. In der Regel treten, wie die Varianten „O" bei Deckenheizungen und „E" bei Fußbodenheizungen zeigen, *merkliche* Senkungen der Heizleistung auf.

Schlußfolgerung

Im Jahr 1987 wurde die Erzeugnispalette von industriell vorgefertigten Hausanschlußstationen durch Produktionsaufnahme des Typs HA 34 weiter vervollkommnet. In /1/ wurde die Station, die vorzugsweise bei der hängig ist (Unterschiede ≦ zwei Prozent). Bei Raumhöhen $H < 3$ m hat der Lufttemperaturgradient nur einen untergeordneten Einfluß auf die Heizleistung.
Bei Gesellschaftsbauten mit $H = 5 \ldots 8$ m ergaben Beispielrechnungen mit den im Algorithmus implizierten Temperaturgradienten deutliche energetische Vorteile für die Flächenheizungen (Größenordnung: 3 ... 5 Prozent).
Für Strahlplattenheizungen in hohen Räumen ist das Modell in der vorliegenden Form nicht anwendbar.
Der energiewirtschaftliche Vergleich muß natürlich die Investitions- und Betriebskosten zusammengefaßt bewerten. Leider wird oft nur die Energieeinsparung betrachtet, um scheinbar die Überlegenheit eines Systems herauszustellen.
Für die Berechnung des Jahresenergieverbrauchs bei instationärem Heizbetrieb, der die Bauart des Gebäudes, die Regelfähigkeit der Heizungsanlage u. a. m. einbezieht, sollte der ISO-Normenentwurf DP 9164 Verwendung finden. Allgemeingültige Aussagen sind leider nicht möglich.

Literatur

/1/ *Erhorn, H./Szerman, M./Gertis, K.:* Wie beeinflußt die Heizflächenanordnung im Raum die thermische Behaglichkeit und den Wärmeverlust? *„Bauphysik"* 1986, H. 5, S. 146 bis 153

/2/ *Kast, W./Klan, H.:* Energieeinsparungsmöglichkeiten in Zentralheizungsanlagen – Einfluß der Vorlauftemperatur des Heizsystems auf den Energieverbrauch und die Wärmeabgabe von Raumheizkörpern. Forschungsbericht des Bundesministeriums für Forschung und Technologie 1984

/3/ *Glück, B.:* Strahlungsheizung – Theorie und Praxis. Berlin: VEB Verlag für Bauwesen und Karlsruhe: Verlag C. F. Müller 1981

/4/ *Schmidt, P.:* Untersuchung zum Einfluß des Heizsystems und zum Außenflächenzuschlag bei der Wärmebedarfsrechnung. Dissertation TU Berlin (West), veröffentlicht: VDI-Fortschritt-Bericht 1981, Reihe 6 Nr. 80

/5/ *Glück, B.:* Ein verbessertes Näherungsverfahren für die Berechnung der Energieströme infolge Wärmestrahlung zwischen festen Oberflächen. *„Stadt- und Gebäudetechnik"* 1985, H. 1, S. 5 bis 8

/6/ *Mayer, E./Künzel, H.:* Auswirkung der Heizkörperanordnung auf die thermische Behaglichkeit. *„Gesundheitsingenieur"* 1979, H. 4, S. 106 bis 110