

Vergleich von Strahlplatten-, Gasinfrarot- und Luftheizungen in Großräumen - Teil 1

Bernd Glück, Jößnitz (Plauen)

Vergleiche zwischen Strahlungs- und Luftheizungen in Großräumen wurden in der Vergangenheit vielfältig geführt. Im Vordergrund standen in der Regel Wirtschaftlichkeitsuntersuchungen. Betrachtet man die chronologische Reihenfolge, so wird der Fortschritt der Simulationstechniken sehr deutlich. Dieser ist in erster Linie an die verfügbare Rechenteknik und an die wärmetechnischen und wärmephysiologischen Erkenntnisse gebunden. Da-

mit begründet sich auch die Sinnfälligkeit der wiederholenden Untersuchungen. Während früher die Unterschiede der Luft- und der Strahlungsheizungen im Vordergrund standen, sind nun aufgrund der detaillierteren Modellierungen auch die Unterschiede zwischen den verschiedenen Strahlungsheizungen – den wasserbeaufschlagten Strahlplatzensystemen und den Gashell- sowie Gasdunkelstrahlersystemen – ausführlich darstellbar.

Auf der Grundlage von Macskásy [1] entwickelte Glück 1980 ein Modell zur systemabhängigen Berechnung der Heizlast [2], das im Jahre 1989 vervollkommen wurde [3], wobei bereits der Strahlungsaustausch nach der Methode des umschlossenen Raumes integriert war. Die Begrenztheit der Speicherplätze gestattete die Darstellung der realen Heizflächenverteilung (Auflösung) jedoch nur in begrenztem Maße. Der vertikale Lufttemperaturgradient war basierend auf Erfahrungswerten vorzugeben. Dieses Modells fand 1994 durch Kämpf [4] eine Erweiterung bezüglich einer genauen Auflösung der Heizflächen und der Bestimmung der standortabhängigen Empfindungstemperatur. Die Verteilung der Strahlungsintensität wurde auf der Grundlage von Messungen an Gasstrahlern ebenfalls integriert. Der vertikale Lufttemperaturgradient stellte aber weiterhin einen Eingabewert dar. Strahlplattenheizungen wurden leider nicht in die vergleichenden Berechnungen einbezogen. Im Jahre 1997 brachte Glück mit dem sogenannten „Wärmetechnischen Raummodell“ [5] wesentlich umfangreichere Ansätze in die Modellierung ein, so dass bei beliebig genauer Flächenapproximation auch der vertikale Lufttemperaturverlauf selbsttätig bestimmt wird sowie die Strahlungstemperatur, Empfindungstemperatur und Strahlungstemperatur-Asymmetrie auf einer beliebig geteilten Prüfrasterebene paral-

lel zum Boden angebbare sind. Dieses Raummodell wird im Weiteren mit speziellen Erweiterungen für die Luftheizung und die Gasstrahlerheizungen verwendet.

Anliegen und Konzept des Raummodells

Die ersten Zielstellungen bestehen in der Ermittlung

- des genauen, geometriebezogenen Strahlungsaustausches
- der Strahlungstemperatur und ihrer Asymmetrie an jedem Raumpunkt
- der Konvektionswärmeströme
- der thermisch verursachten Auf- und Abtriebsströme
- des vertikalen Lufttemperaturprofils
- der Empfindungstemperatur.

Die erweiterten Zielstellungen berücksichtigen außerdem

- das wärmetechnische Verhalten der Umfassungen
- die Eigenschaften der thermisch aktiven Komponenten
- die regelungstechnischen Besonderheiten der Heizungs- und Lüftungssysteme.

Es ist ein bausteinartiger Programmaufbau mit einer offenen, erweiterbaren Struktur realisiert. Die Bausteine beinhalten unterschiedliche Approximationsstufen von einfachen Näherungen bis hin zu exakten Lösungen. Die meisten Module sind in [5] enthalten. Die Zusammenstellung für den speziellen An-

wendungsfall hat problemorientiert zu erfolgen. Die Nachbildung der Strahlungsheizkörper wird in speziellen Vorprogrammen durchgeführt. Sollten spezielle Luftführungssysteme Verwendung finden, sind weitere praxisnahe Ergänzungen in den Modulen einzubauen.

Die Einhaltung der gewünschten Empfindungstemperatur ist durch Aktivierung von speziellen Iterationsschleifen möglich. So können beispielsweise die Heizwassertemperatur der Strahlplatten und die Leistung der Strahler sowie der Lufterhitzer angepasst werden.

Die möglichen Ergebnisse seien kurz charakterisiert:

Autor



Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Glück, Jahrgang 1942, betreibt ein Forschungs- und Entwicklungsbüro für Technische Gebäudeausrüstung. Gleichzeitig ist er als Honorarprofessor an der Westsächsischen Hochschule Zwickau (FH) tätig.

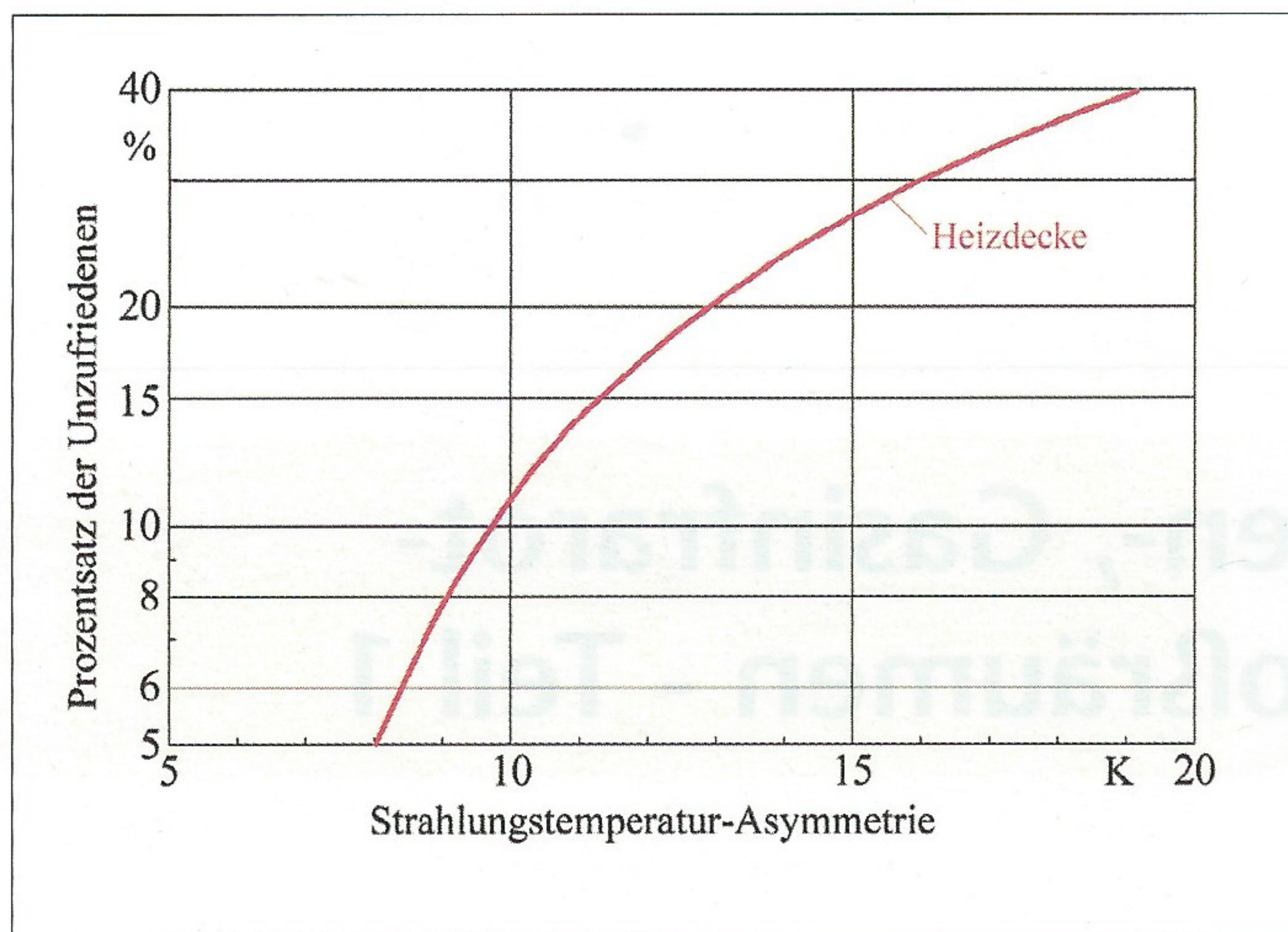


Bild 1

Prozentsatz der Unzufriedenen in Abhängigkeit der Strahlungstemperatur-Asymmetrie bezogen auf ein Würfелеlement nach Gl. (1) für Deckenstrahlungseinstellungen auf der Grundlage der Versuche von Fanger. Die Untersuchungen wurden im Bereich von 5 K bis 26 K geführt [5].

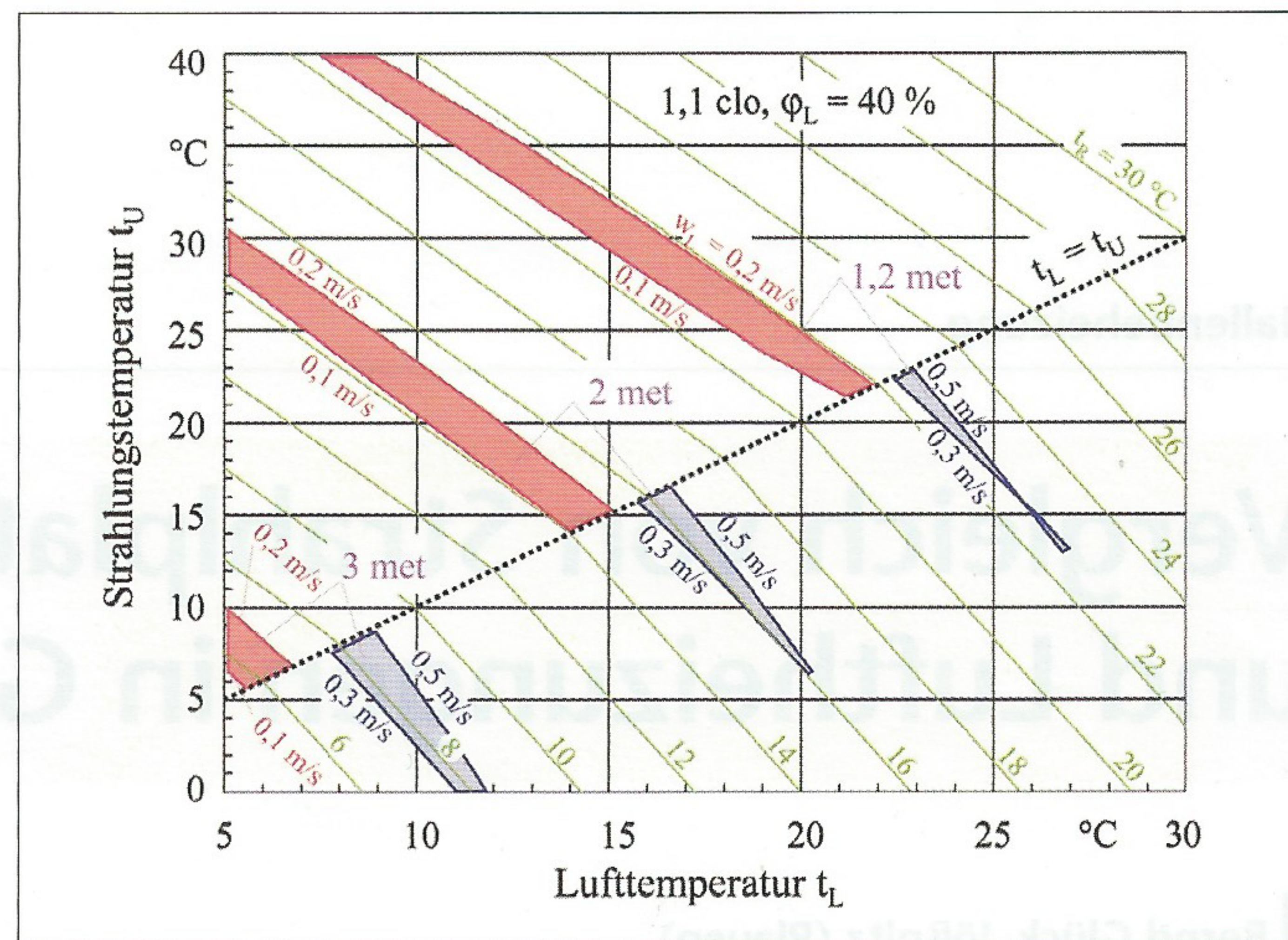


Bild 2

Behaglichkeitsdiagramm mit einem kombinierten, dem Heizanlageneinsatz angepassten Netz für die operative Raumtemperatur (grüne Linien) und Überlagerung mit möglichen Behaglichkeitsbereichen verschiedener Aktivitäten in Großräumen bei winterlicher Bekleidung von 1,1 clo sowie einer relativen Luftfeuchte von 40 %. rote Bereiche: Strahlplattenheizungen und Gasstrahlersysteme; blaue Bereiche: Luftheizungen. Für das Liniennetz der operativen Raumtemperaturen gelten: oberhalb der Linie $t_L = t_R$ (Strahlungsheizungen): $t_R = 0,6 t_L + 0,4 t_U$ unterhalb der Linie $t_L = t_R$ (Luftheizungen): $t_R = 0,7 t_L + 0,3 t_U$.

Lufttemperatur

Sehr positiv ist beim Einsatz des Raummodells die Ermittlung des vertikalen Temperaturprofils. Dieses liefern übliche energetische Raumsimulationsprogramme nicht. Da die Raumluftströmung nicht simuliert wird, ist die horizontale Lufttemperaturverteilung nicht bestimmbar.

Lufttemperaturgradient

Aus dem vertikalen Lufttemperaturprofil kann der Lufttemperaturgradient in beliebiger Höhe ermittelt werden. Durch eine Vergrößerung der Anzahl der horizontal angeordneten Zonen ist eine Verfeinerung ohne weiteres möglich.

Strahlungstemperatur

Die Strahlungstemperatur wird an allen Rasterpunkten der Prüfebene bezogen auf ein kugelförmiges Element bestimmt.

Strahlungstemperatur-Asymmetrie

An allen Prüfrasterpunkten sind auch die maximalen Strahlungstemperatur-Asymmetrien berechenbar. Sie werden aus den Strahlungstemperaturen, die auf fünf Seiten eines würfelförmigen Elementes bezogen sind, ermittelt. Das Würfелеlement symbolisiert den Kopf des Menschen. Da die Unterseite durch

den Rumpf verdeckt ist, entfällt die sechste Würfelfläche aus der Betrachtung. Nach [5; 7] folgt aus der Strahlungstemperatur-Asymmetrie auf der Grundlage der Fangerschen Versuche der Prozentsatz der Unzufriedenen gemäß Bild 1 bzw. mit Δt_s in K die Näherung für das Strahlungstemperatur-Asymmetrierisiko

$$\text{STAR} = -20,7 + 3,17 \Delta t_s \text{ in \%} \quad (1)$$

Empfindungstemperatur

Die Empfindungstemperatur (operative Raumtemperatur) $t_E = t_R$ wird aus der Lufttemperatur t_L und globalen Strahlungstemperatur t_U nach den in [6] gegebenen Empfehlungen errechnet. Es gelten:

Strahlungsheizungen

$$t_R = 0,6 t_L + 0,4 t_U \quad (2)$$

Luftheizungen

$$t_R = 0,7 t_L + 0,3 t_U \quad (3)$$

Diese Zusammenhänge sind im Behaglichkeitsdiagramm den operativen Raumtemperaturen nach DIN EN ISO 7730 in Abhängigkeit der Tätigkeiten und der in Werkhallen im Winterfall üblichen Bekleidung von 1,1 clo im Bild 2 überlagert [6]. Dabei wird eine Aufteilung in Strahlungs- und Luftheizungen praxisnah getroffen.

Modellhalle

Geometrie und wärmetechnische Daten

In der Modellhalle sollen mit den Heizsystemen

- Warmluft
- Strahlplatten
- Gas-Hellstrahler
- Gas-Dunkelstrahler

in einem definierten Aufenthaltsbereich behagliche Raumtemperaturen bereitgestellt werden. Die Halle ist im Bild 3 dargestellt. An zwei Seiten der Modellhalle sind weitere Gebäude angebaut. Es werden zwei Varianten der Außenwanddämmung betrachtet, die Wärmedurchgangskoeffizienten sind in Tabelle 1 zusammengestellt. Die Annahmen stellen beispielsweise für den Wärmetransport ans Erdreich starke Vereinfachungen dar, gelten aber selbstverständlich für alle Varianten gleichermaßen. Angegeben sind die Teilwärmedurchgangskoeffizienten von der hallenseitigen Oberfläche über alle Schichten n bis zur Außenatmosphäre bzw. bis ins Nachbargebäude:

$$\kappa = \left(\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{außen}}} \right)^{-1} \quad (4)$$

Zwischen dem Wärmedurchgangskoeffizienten k und dem Teilwärmedurchgangskoeffizienten κ gilt somit die Beziehung

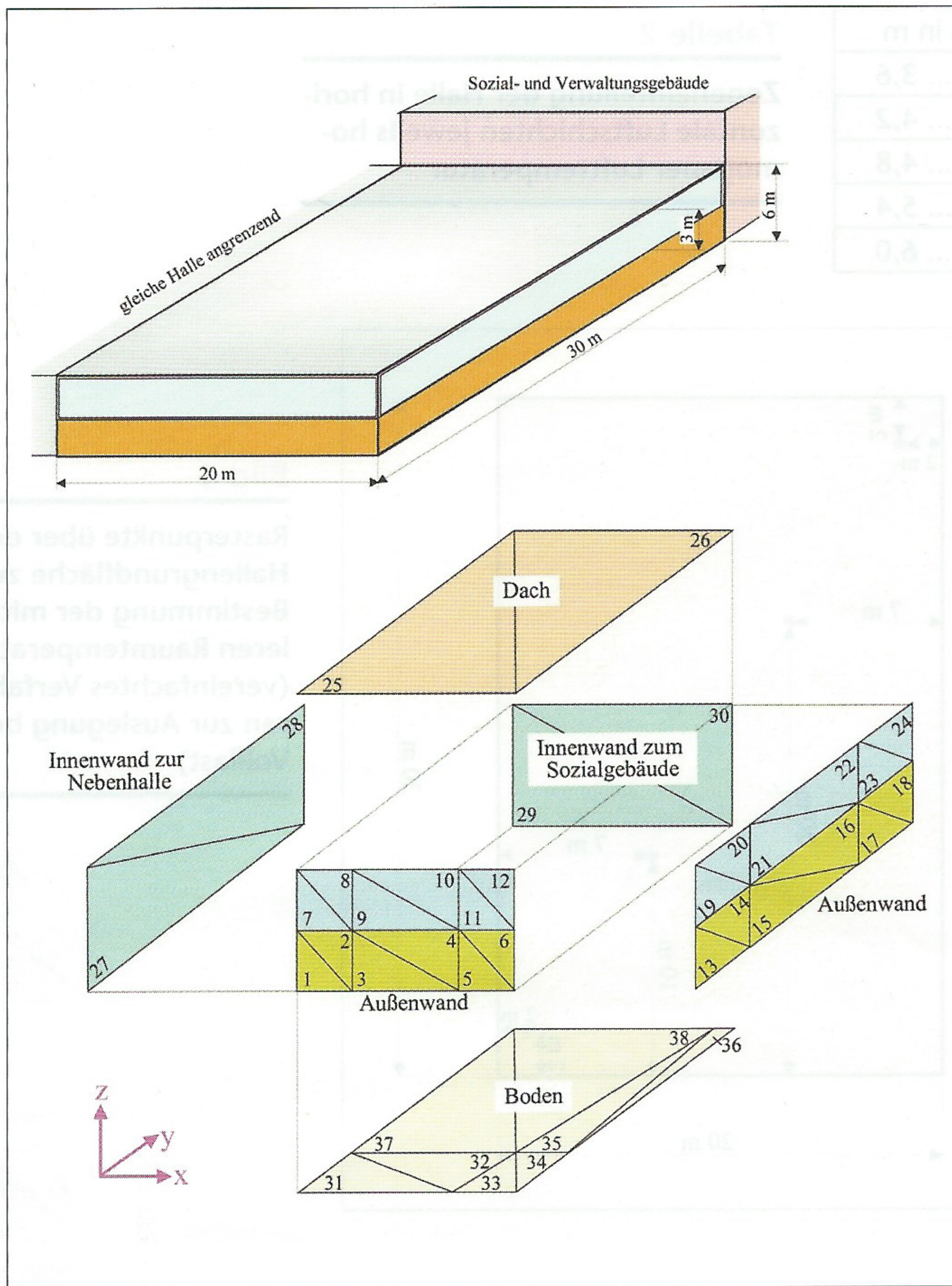


Bild 3

Oben: Modellhalle für die Untersuchungen mit unterschiedlichen Heizsystemen und zwei extrem unterschiedlichen Dämmeigenschaften der Außenhaut. Die Halle besitzt in den Außenfassaden ein durchgehendes Fensterband über einer gleich hohen opaken Wand

Unten: Aufteilung der Raumumfassungen der Modellhalle in 38 Dreiecksflächen, die programmintern eine weitere Zerlegung erfahren. Die Temperatur der jeweiligen Fläche wird als homogen angesehen

$$k = \left(\frac{1}{\kappa} + \frac{1}{\alpha_{\text{innen}}} \right)^{-1} \quad (5)$$

Der innere Wärmeübergangswiderstand ist bei Hallenbauten in besonders großem Maße vom Heizsystem und den Einbauten abhängig (vgl. beispielsweise

auch DIN 4701 Teil 2, Tabelle 17). Diese Unsicherheit ist bei der Anwendung des Raummodells eliminiert, da dieses den Wärmeübergang infolge Strahlung und Konvektion getrennt gemäß der speziellen Umgebungsbedingungen berücksichtigt. Die Umrechnung des Teilwärmedurchgangskoeffizienten auf den

Wärmeübergangskoeffizienten – wie in Tabelle 1 erfolgt – dient somit nur zum besseren Verständnis. Außerdem sind die Umgebungstemperaturen – Außentemperatur bzw. Temperatur der Nachbargebäude – vermerkt.

Die Aufteilung der Raumumfassungen hat in Dreiecke zu erfolgen, wobei jede

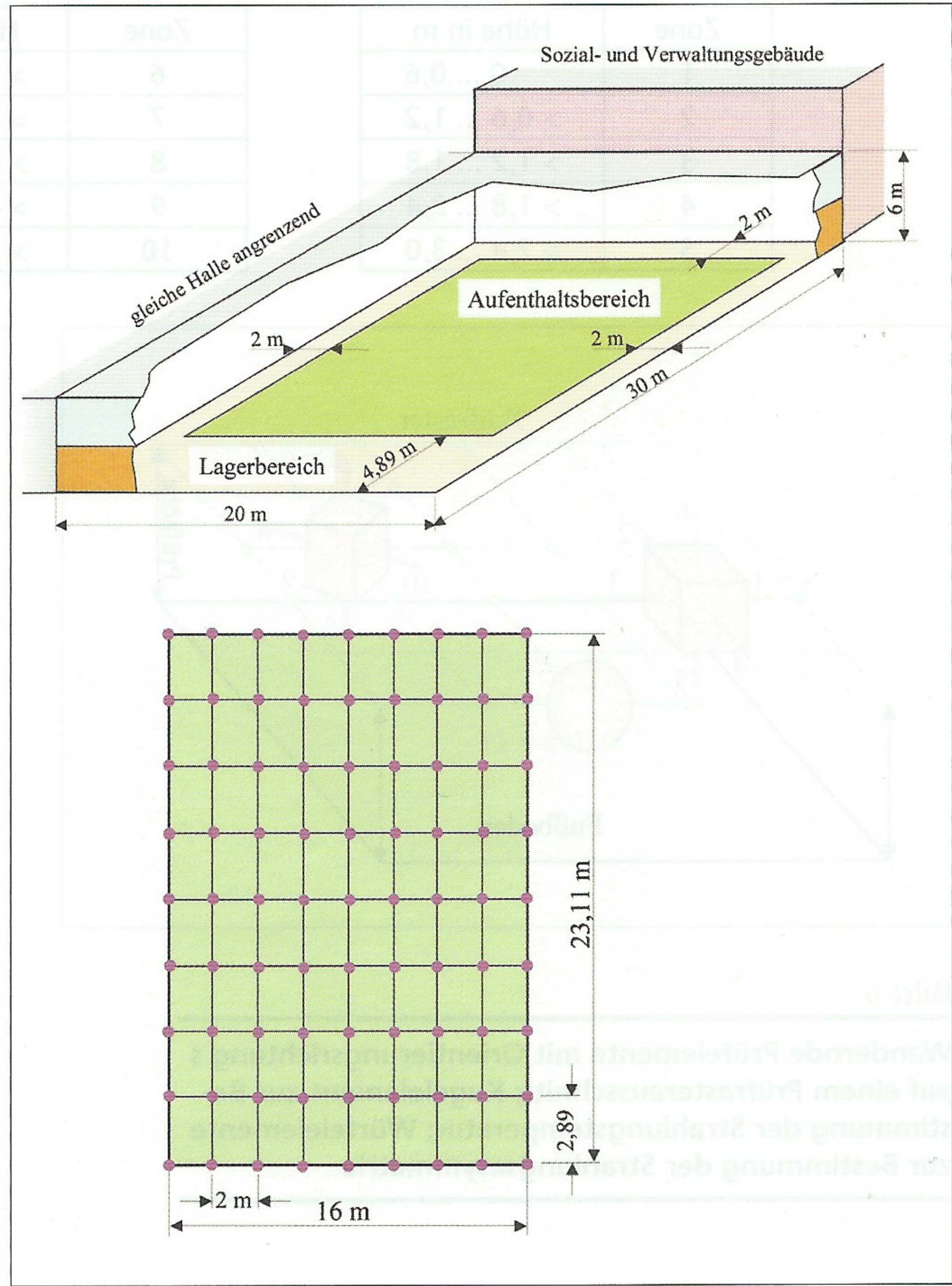


Bild 4

Oben: Modellhalle mit Kennzeichnung des ständigen Aufenthaltsbereiches für Personen

Unten: Rasterpunkte auf der Aufenthaltsfläche zur Überprüfung der wärmephysiologisch interessanten Strahlungstemperatur, Empfindungstemperatur bzw. Strahlungstemperatur-Asymmetrie

Bauteil	Teilwärmedurchgangs- koeffizient		Wärmedurchgangs- koeffizient ¹⁾		Temperatur
	W/(m²K)		W/(m²K)		°C
	Bauvariante 1	Bauvariante 2	Bauvariante 1	Bauvariante 2	
opake Außenwand	2	0,42	1,59	0,40	−12
transparente Außenwand	4	1,56	2,63	1,30	−12
Dach	2	0,31	1,59	0,30	−12
Boden	0,9	0,9	0,78	0,78	8
Wand zur Nachbarhalle	2	2	1,59	1,59	18
Wand zum Sozialgebäude	2	2	1,59	1,59	22

¹⁾ Vereinfacht wird der innere Wärmeübergangswiderstand bei Wänden und Decken mit 0,13 m²K/W und beim Fußboden mit 0,17 m²K/W angenommen.

Tabelle 1

Wärmetechnische Daten der Modellhalle

Zone	Höhe in m
1	0 ... 0,6
2	> 0,6 ... 1,2
3	> 1,2 ... 1,8
4	> 1,8 ... 2,4
5	> 2,4 ... 3,0

Zone	Höhe in m
6	> 3,0 ... 3,6
7	> 3,6 ... 4,2
8	> 4,2 ... 4,8
9	> 4,8 ... 5,4
10	> 5,4 ... 6,0

Tabelle 2

Zoneneinteilung der Halle in horizontale Luftschichten jeweils homogener Lufttemperatur

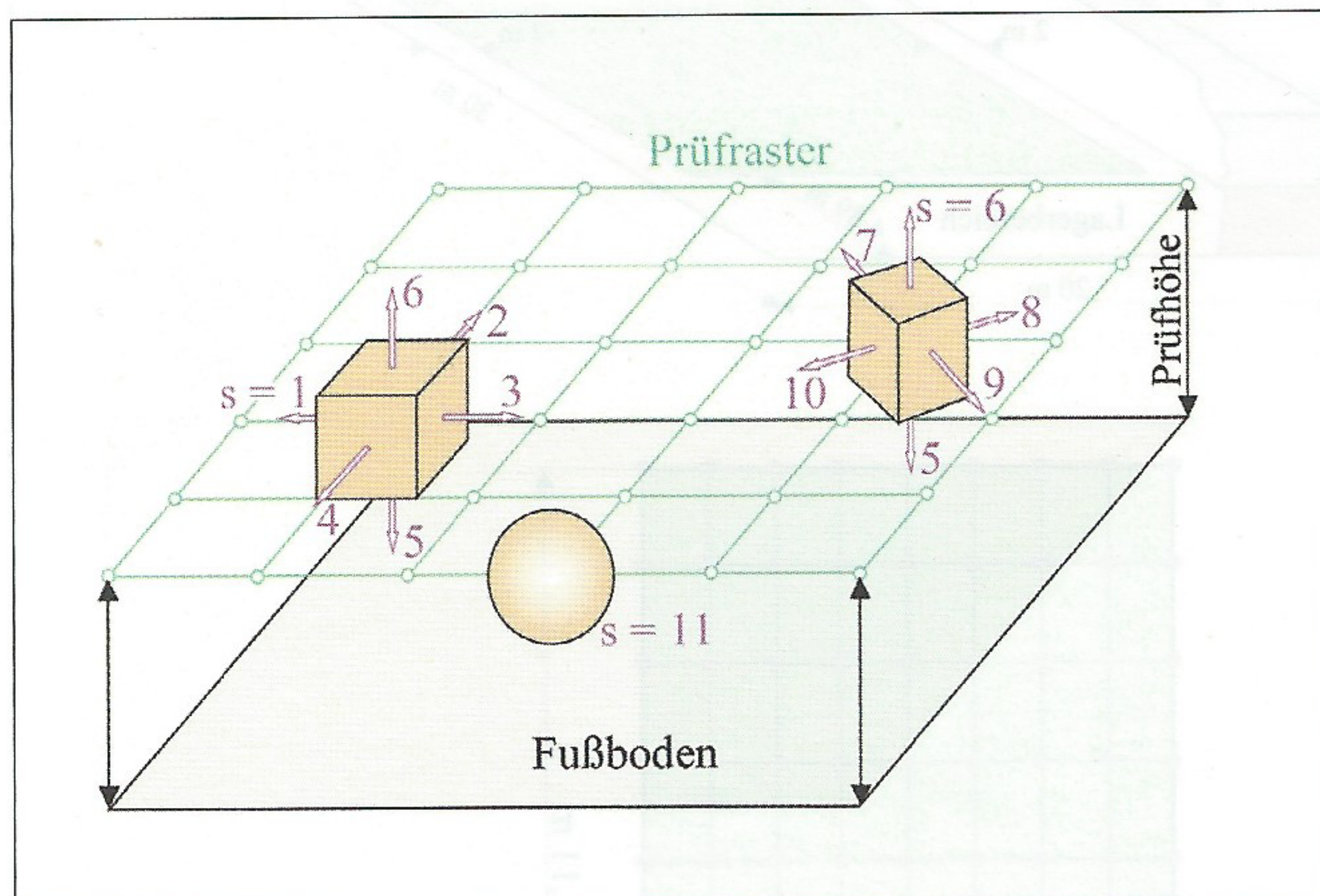


Bild 5

Wandernde Prüfelemente mit Orientierungsrichtung s auf einem Prüfrasterausschnitt; Kugелеlement zur Bestimmung der Strahlungstemperatur; Würfелеlemente zur Bestimmung der Strahlungsasymmetrie

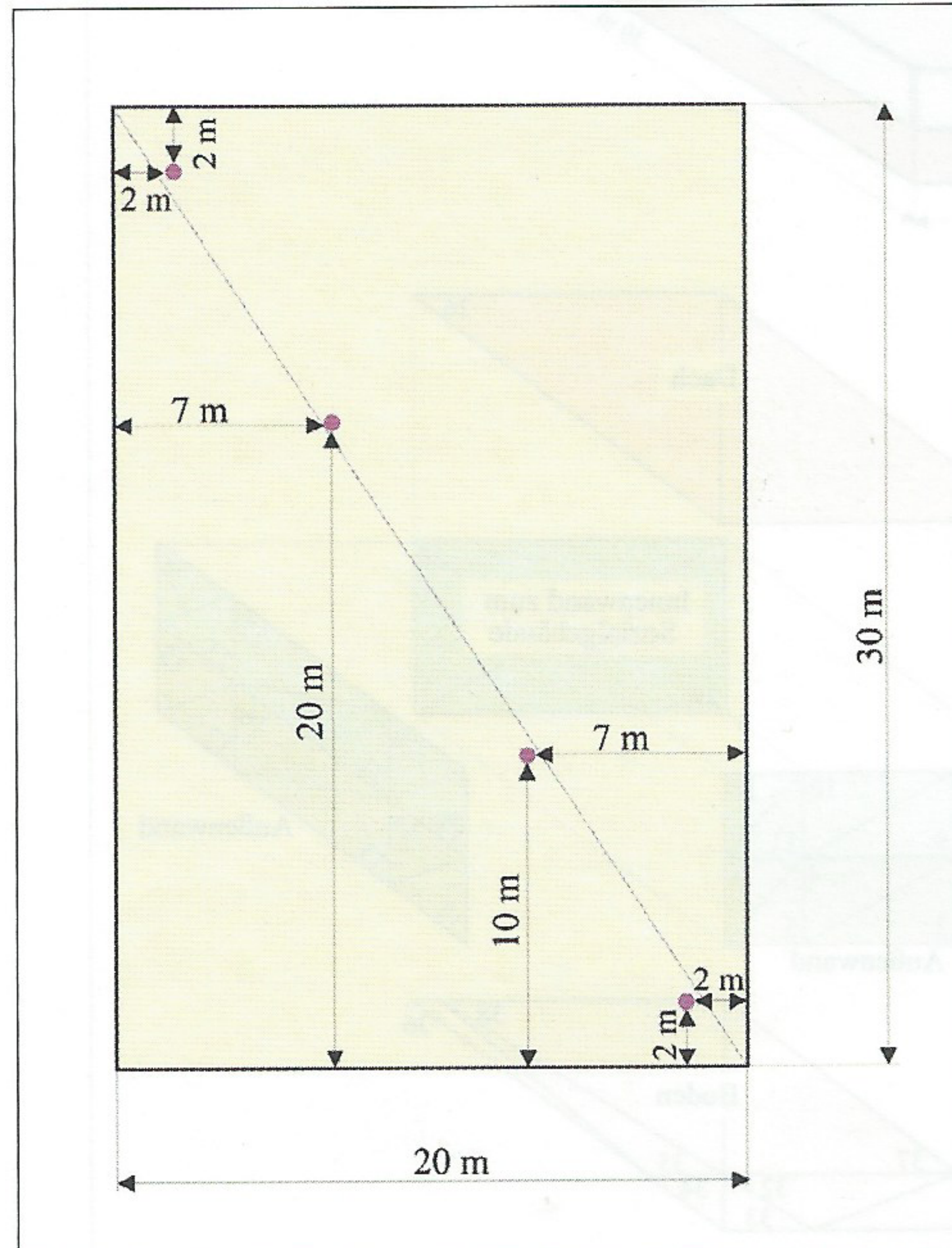


Bild 6

Rasterpunkte über der Hallengrundfläche zur Bestimmung der mittleren Raumtemperatur (vereinfachtes Verfahren zur Auslegung bei Vollast)

Fläche rechnerisch dann eine homogene Temperatur besitzt. D. h., bei der Einteilung der Flächen ist auf deren Lage und deren unterschiedliche wärmetechnische Beeinflussung Rücksicht zu nehmen. Bei der wärmetechnischen Simulation wird dann jede Dreiecksseite wiederum in z Teile zerlegt, so dass beispielsweise die Berechnung der Einstrahlzahlen mit vorgegebbarer Genauigkeit erfolgen kann. In den weiteren Beispielen beträgt $z = 10$ oder $z = 20$. Die Flächenaufteilung der Raumumfassungen ist gleichfalls im Bild 3 gezeigt.

Lüftung der Halle, Zonenunterteilung und Lufttemperaturgradient

Für die Halle wird grundsätzlich von einer natürlichen Lüftung ausgegangen. Modellhaft sei angenommen, dass der Lufteintritt durch die Fugen des Fensterbandes erfolgt und am unteren Bereich des transparenten Außenwandbandes in den Raum eintritt. Generell wird ein Außenluftwechsel von $0,5 \text{ h}^{-1}$ angenommen. Dies bedeutet, dass $1800 \text{ m}^3/\text{h}$ im Auslegungsfall mit $t_a = -12^\circ\text{C}$ zugeführt werden. Im Falle der Bauvariante 2 (sehr gute Dämmung) wird zusätzlich auch ein verringerter Außenluftwechsel von $0,3 \text{ h}^{-1}$ – dies sind $1080 \text{ m}^3/\text{h}$ – betrachtet.

Die Halle wird in 10 Zonen gleicher Schichtdicke unterteilt. Innerhalb jeder Zone liegt eine homogene Lufttemperatur vor. Es gelten die in Tabelle 2 getroffenen Zuordnungen.

Der vertikale Lufttemperaturgradient wird für den stehenden Menschen zwischen den Höhen $1,8 \text{ m}$ (Zone 3 / 4) und $0,3 \text{ m}$ (Zone 1) ermittelt.

Aufenthaltsbereich in der Halle, Prüfraster und geforderte Raumtemperatur

Der ständige Aufenthaltsbereich für Personen in der Halle ist im Bild 4 definiert. Es besteht dort die Forderung nach einer Raumtemperatur von 18°C . Die restlichen Bereiche stellen Lagerflächen bzw. Transportgänge dar.

Die wärmephysiologischen Parameter

- Strahlungstemperatur der Umgebung
- Empfindungstemperatur
- Strahlungstemperatur-Asymmetrie

werden auf der gesamten Aufenthaltsfläche ermittelt und stehen der Auswertung zur Verfügung. Dazu dient das

ebenfalls im Bild 4 dargestellte Raster. Auf den Rasterpunkten befinden sich die drei im Bild 5 gezeigten Prüfkörper.

Mit der infinitesimal kleinen Kugel („Punkt“) wird die globale Strahlungstemperatur der Umgebung t_U bestimmt. Der Prüfkörper befindet sich in der Höhe $1,1 \text{ m}$ über dem Boden. Er soll den Körpermittelpunkt repräsentieren.

Die würfelförmigen Prüfkörper erfassen elementweise die Strahlungstemperatur des jeweiligen Halbraumes und dienen der Ermittlung der Strahlungstemperatur-Asymmetrie Δt_s . Ein Prüfkörper ist mit seinen Flächen parallel zu den Umfassungen orientiert, der zweite um 45° gedrehte Prüfkörper soll die Besonderheiten z.B. bei Eckfassaden erfassen. Die Prüfkörper symbolisieren den unbedeckten Kopf und befinden sich in der Höhe von $1,7 \text{ m}$ über dem Boden.

Tabelle 3

Grundvarianten - bestehend aus der Kombination von Bauvarianten gemäß Tabelle 1 und verschiedenen Arten der Außenluftzufuhr - für die umfassende Beurteilung der Modellhalle und der Heizsysteme

Grundvariante	Bauvariante	Außenluftzufuhr
1	1 (schlechte Dämmung)	Luftwechsel $0,5 \text{ h}^{-1}$; $1800 \text{ m}^3/\text{h}$ bei -12°C in Zone 6
2	1 (schlechte Dämmung)	Luftwechsel $0,5 \text{ h}^{-1}$; $1800 \text{ m}^3/\text{h}$ bei $+18^\circ\text{C}$ in Zone 1 ^{*)}
3	2 (gute Dämmung)	Luftwechsel $0,5 \text{ h}^{-1}$; $1800 \text{ m}^3/\text{h}$ bei -12°C in Zone 6
4	2 (gute Dämmung)	Luftwechsel $0,3 \text{ h}^{-1}$; $1080 \text{ m}^3/\text{h}$ bei -12°C in Zone 6
5	2 (gute Dämmung)	Luftwechsel $0,3 \text{ h}^{-1}$; $1080 \text{ m}^3/\text{h}$ bei $+18^\circ\text{C}$ in Zone 1 ^{*)}

^{*)} Bei dieser Variante ist eine Lüftungsanlage vorhanden, die die Außenluft mit Raumtemperatur einbläst. Eine Luftinfiltration entfällt.

□ Transmissionsheizlast der Bauvariante 1 und 2

Bauteil	Fläche m²	Temperatur °C	Bauvariante 1		Bauvariante 2	
			κ	Wärmestrom	κ	Wärmestrom
			W/(m²K)	W	W/(m²K)	W
opake Außenwand	150	− 12	2	9 000	0,42	1 890
transparente Außenwand	150	− 12	4	18 000	1,56	7 020
Dach	600	− 12	2	36 000	0,31	5 580
Boden	600	8	0,9	5 400	0,9	5 400
Wand zur Nachbarhalle	180	18	2	0	2	0
Wand zum Sozialgebäude	120	22	2	− 960	2	− 960
$\dot{Q}_{\text{Transmission}} =$				67 440		18 930

□ Lüftungsheizlast bei Außenluftwechsel 0,5 h^{−1}

$\dot{Q}_{\text{Lüftung}_0,5} = \dot{V} \rho c \Delta t = 1\,800/3\,600 \cdot 1,35 \cdot 1\,010 \cdot 30\text{ W} = 20\,453\text{ W}$

□ Lüftungsheizlast bei Außenluftwechsel 0,3 h^{−1}

$\dot{Q}_{\text{Lüftung}_0,3} = \dot{V} \rho c \Delta t = 1\,080/3\,600 \cdot 1,35 \cdot 1\,010 \cdot 30\text{ W} = 12\,272\text{ W}$

□ Vergleichsheizlast der Grundvarianten 1 und 4 nach Tabelle 3

Grund-variante	Bauvariante	Außenluft-zufuhr	Heizlastsummanden	Vergleichsheizlast
1	1 (schlechte Dämmung)	1 800 m³/h; − 12 °C	$\dot{Q}_{\text{Transmission}_1} = 67\,440\text{ W}$ $\dot{Q}_{\text{Lüftung}_0,5} = 20\,453\text{ W}$	87 893 W
4	2 (gute Dämmung)	1 080 m³/h; − 12 °C	$\dot{Q}_{\text{Transmission}_2} = 18\,930\text{ W}$ $\dot{Q}_{\text{Lüftung}_0,3} = 12\,272\text{ W}$	31 202 W

Tabelle 4

Vergleichsheizlasten für einen fiktiven stationären Betriebsfall bei dem die inneren Oberflächentemperaturen der Umfassungen und die Lufttemperatur homogen $t_{\text{E,Soll}} = 18\text{ °C}$ betragen (Die Bauvarianten entsprechen der in Tabelle 1 gegebenen Auflistung)

Für die Auslegung des Heizsystems wird die benötigte operative Raumtemperatur (Empfindungstemperatur) $t_{\text{R}}=t_{\text{E,ist}}$ als arithmetisches Mittel aus dem Größt- und dem Kleinstwert, die über dem Raumgrundriss in 1,1 m Höhe ermittelt werden, bestimmt. Im vorliegenden Fall findet ein verkürztes Verfahren gemäß der im **Bild 6** eingetragenen Punkte Anwendung. Die Auslegungsdaten dienen der Ermittlung der Heizleistung und der eventuell notwendigen mittleren Heizmedientemperatur.

Heizflächen

Die Heizflächen werden systemspezifisch angeordnet. D.h., die im Wärmeaustausch stehenden Flächen – bisher nur die Hallenumfassungen nach Bild 3 – sind entsprechend zu ergänzen. So werden beispielsweise bei den Strahlplatten noch 24 thermisch aktive Flächen (Strahlplattenober- und -unterseiten) hinzugefügt.

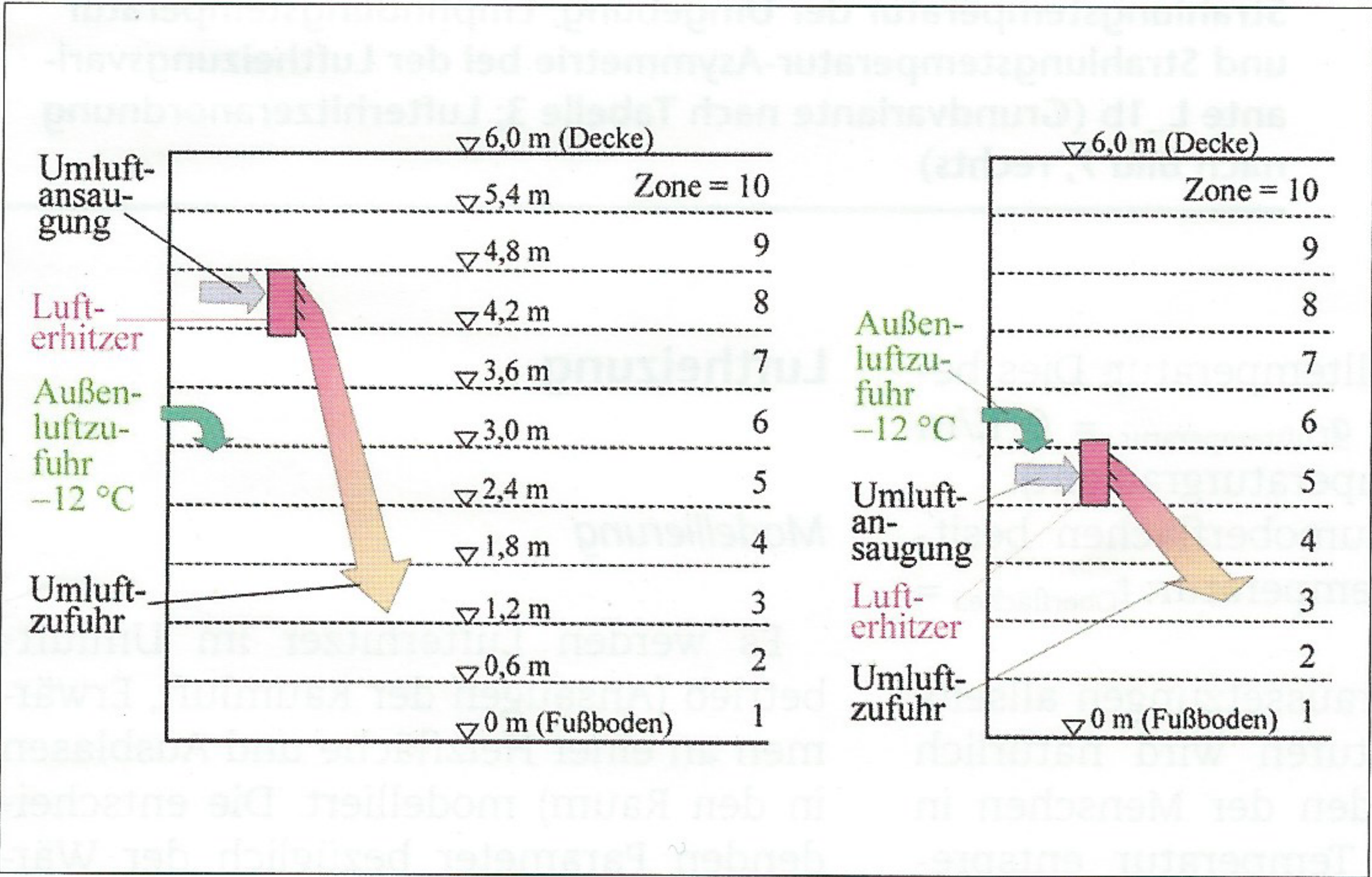


Bild 7

Links: Varianten L_1 und L_4
Variante L_1 gilt für die Bauvariante 1 (schlechte Dämmung), L_4 für die Bauvariante 2 (gute Dämmung). Luftherhitzer entnehmen aus der Zone 8 (Höhe 4,2 bis 4,8 m) die Umluft und blasen die Warmluft in Zone 3 (Höhe 1,2 bis 1,8 m) ein. Es handelt sich hierbei um eine realisierbare, sehr gute Praxislösung. Der Umluftvolumenstrom beträgt 14 400 m³/h (LW = 4 h^{−1}) bei L_1 und 6000 m³/h (LW = 1,67 h^{−1}) bei L_4. Für den Außenluftwechsel gelten: 0,5 h^{−1} bei L_1 und 0,3 h^{−1} bei L_4. Die modellgemäße Luftinfiltration erfolgt an der Unterkante des Fensterbandes in Zone 6
Rechts: Variante L_1b
Wie L_1, jedoch Luftentnahme aus Zone 5, Warmlufteintritt in Zone 3, Umluftvolumenstrom 28 800 m³/h (LW = 8 h^{−1}). Diese Variante wird als theoretische Lösung betrachtet.

Relevante Größen		Variante L_1	Variante L_1b	Variante L_4
mittlere Empfindungstemperatur	°C	18,0	18,0	18,0
mittlere Lufttemperatur	°C	18,3	18,6	17,1
mittlere Strahlungstemperatur	°C	17,3	16,6	20,1
vert. Lufttemperaturgradient (Aufenthaltsbereich)	K/m	4,0	4,8	2,3
maximaler Unterschied der Empfindungstemperatur	K	1,1	1,1	0,4
maximaler Unterschied der Strahlungstemperatur	K	3,8	3,7	1,4
maximale Strahlungstemperatur-Asymmetrie	K	5,3	5,1	2,9
Umlufttemperatur (Austritt Luftherhitzer)	°C	56,3	41,9	50,4
Transmissionsheizlast	W	66 223	62 848	22 386
Lüftungsheizlast	W	32 235	30 642	17 423
Heizlast	W	98 458	93 490	39 809
Faktor zur Vergleichsheizlast (Tabelle 4)	–	1,12	1,06	1,28

Tabelle 5

Luftheizsysteme nach Bild 7 (L_1 / L_1b schlechte Dämmung; L_4 gute Dämmung)

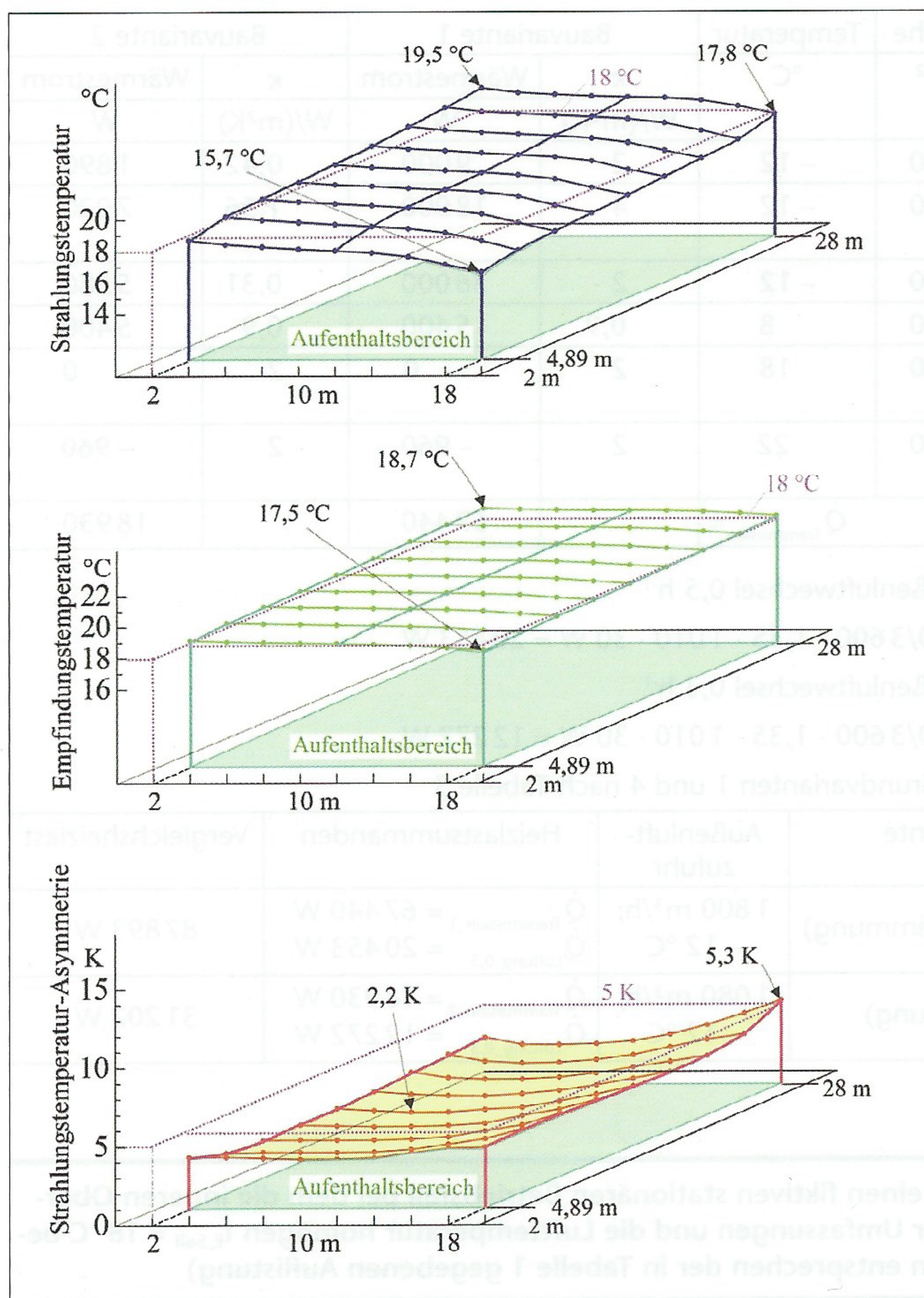


Bild 8

Strahlungstemperatur der Umgebung, Empfindungstemperatur und Strahlungstemperatur-Asymmetrie bei der Luftheizungsvariante L_1 (Grundvariante 1 nach Tabelle 3; Luftherhitzeranordnung nach Bild 7, links)

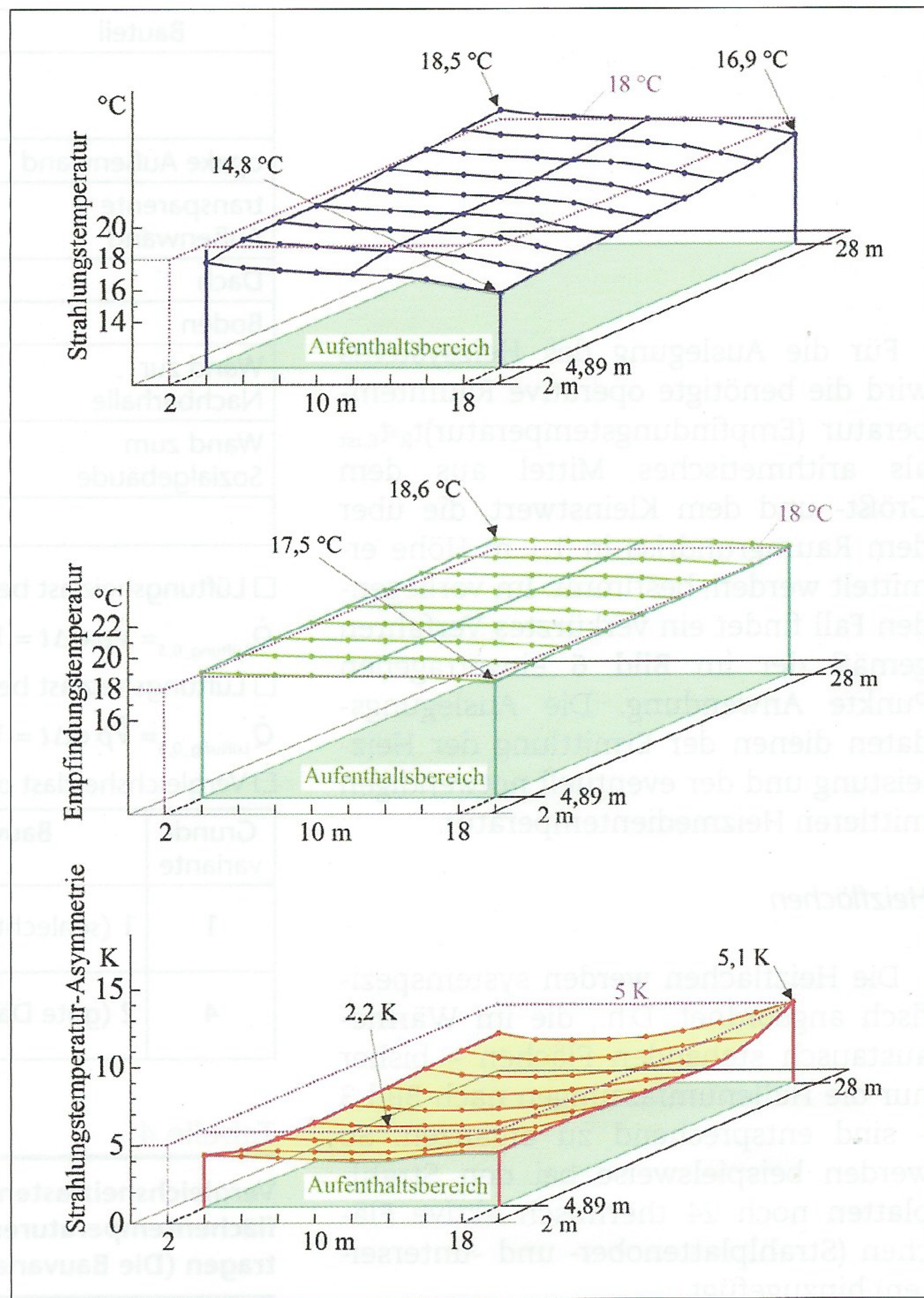


Bild 9

Strahlungstemperatur der Umgebung, Empfindungstemperatur und Strahlungstemperatur-Asymmetrie bei der Luftheizungsvariante L_1b (Grundvariante nach Tabelle 3; Luftherhitzeranordnung nach Bild 7, rechts)

Zusammenstellung der untersuchten Grundvarianten

Die unterschiedlichen Bauvarianten (Tabelle 1) und die Arten der Außenluftzufuhr wurden in Kombination untersucht (Tabelle 3). Die Gesamtuntersuchung [7] kann wegen des großen Umfangs nicht wiedergegeben werden. Die bedeutungsvollen Grundvarianten 1 und 4 sind Gegenstand der weiteren detaillierten Betrachtung.

Der Betrieb mit verschiedenen Heizsystemen erfolgt so, dass sich stets eine vorgegebene mittlere Empfindungstemperatur einstellt. Im Endeffekt der Untersuchung sind die realen Heizsysteme untereinander bezüglich der Wärmephysiologie und der systemspezifischen Heizlast zu vergleichen.

Die Vergleichsheizlast sollte sich bei einer idealen Hallenbeheizung einstellen. Über eine solche Anlage ist bereits vielfach philosophiert worden. Hier soll folgender einfacher Gedankengang als Grundlage dienen:

- Die Lufttemperatur ist an allen Stellen der Halle gleich und entspricht der ge-

forderten Raumsolltemperatur. Dies bedeutet: $t_L = t_{E,Soll}$; $g_{Lufttemperatur} = 0 \text{ K/m}$ (vertikaler Lufttemperaturgradient).

- Alle inneren Raumbooberflächen besitzen die Raumsolltemperatur: $t_{Oberfläche,i} = t_{E,Soll}$.

- Unter diesen Voraussetzungen allseits gleicher Temperaturen wird natürlich auch das Empfinden der Menschen in der Halle dieser Temperatur entsprechen $t_{E,ist} = t_{E,Soll}$.

Die Heizlast kann auf diesen Annahmen basierend berechnet werden, indem der infiltrierte Außenluftstrom auf die Lufttemperatur $t_{E,Soll}$ gebracht wird und die Transmissionswärmeströme ausgehend von den inneren Oberflächentemperaturen $t_{E,Soll}$ unter Ansatz der Teilwärmehduregangskoeffizienten bestimmt werden. Es ergeben sich anlageneutral für die vorgenannten Grundvarianten und die operative Raumtemperatur $t_{E,Soll} = 18^\circ\text{C}$ die Vergleichsheizlasten nach Tabelle 4.

Die Simulationsergebnisse sind als umfangreiche Rechnerausdrucke verfügbar. Hier werden jedoch nur komprimierte Formen (Tabellen und Bilder) dargestellt.

Luftheizung

Modellierung

Es werden Luftherhitzer im Umluftbetrieb (Ansaugen der Raumluft, Erwärmen an einer Heizfläche und Ausblasen in den Raum) modelliert. Die entscheidenden Parameter bezüglich der Wärmephysiologie im Raum und der Effizienz dieses Heizsystems sind:

- Größe des Luftvolumenstroms
 - Ansaughöhe der Raumluft
 - Ausblashöhe der Umluft
- (Diese drei genannten Größen nehmen sehr großen Einfluss auf das vertikale Lufttemperaturprofil)
- Luftausblastemperatur (Sie folgt aus der Größe des Luftvolumenstromes und der Heizlast)
 - Luftaustrittsgeschwindigkeit
 - Heizmedientemperatur (Sie hat bedeutenden Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit)

Mit dem „Raummodell“ können die vier zuerst genannten Größen umfänglich untersucht werden. Die Luftaus-

trittsgeschwindigkeit und die Heizmedientemperatur folgen aus konstruktiven Parametern der Geräte und sind bei der Komponentenwahl zu beachten, so dass keine Zugerscheinungen im Aufenthaltsbereich auftreten und ein effizienter Primärenergieeinsatz realisierbar ist. Die Größe des Luftvolumenstromes (Nennwert bei $\rho \approx 1,1 \text{ kg/m}^3$) und die Luftausblastemperatur sind direkt mit der Heizlast und der Luftansaugtemperatur verknüpft. Die Ansaugtemperatur steht wiederum im direkten Zusammenhang mit der Ansaughöhe im Raum. Die genannten Größen können mit großer Genauigkeit im Simulationsmodell berücksichtigt werden. Problematisch ist aber die modellgemäße Realisierung der Ausblashöhe, wobei wärmetechnisch die Lufteintrittszone interessant ist. Hierbei besteht eine Verknüpfung mit der Wurfweite und dem Induktionsverhältnis (Aufnahme von Sekundärluft im Austrittsstrahl). Beides wird im Modell indirekt durch Angabe der Lufteintrittszone nachgebildet. Der Einfluss der Annahmen auf die relevanten Einzelergebnisse kann mitunter beachtlich sein. Um den Vorwurf der Manipulation zu entgehen, wurde anhand von Untervarianten gezeigt, welche Bandbreite von Ergebnissen möglich ist. Durch Variationen praxisnaher Größen lassen sich die Haupteinflüsse letztlich doch sehr gut abschätzen, so dass gesicherte Aussagen folgen.

Im **Bild 7** ist die untersuchte Modellierung der Lufterhitzeranordnung für die Grundvarianten 1 und 4 (Tabelle 3) gegeben. Die Varianten werden L_1 und L_4 genannt. Eine Zusatzvariante L_1b stellt eine theoretische Lösung dar. Es wird der doppelte Umluftstrom gefördert und die Entnahme erfolgt relativ weit unten (Zone 5).

Ergebnisse

Die wichtigsten Ergebnisse der Simulationsrechnungen sind in **Tabelle 5** zusammengefasst. Die Verteilungen der Strahlungstemperatur, der Empfindungstemperatur sowie der Strahlungstemperatur-Asymmetrie über den Aufenthaltsbereich finden sich in den **Bildern 8 bis 10**, die vertikalen Lufttemperaturverläufe sind im **Bild 11** gegenübergestellt. Es folgen daraus die Feststellungen:

□ Die Schwankungen der Empfindungstemperatur über dem Aufenthaltsbereich sind mit maximal 1,1 K sehr klein. Würde man die Lufttemperaturverteilung in der Halle mit einer Strömungssimulation untersuchen, dann er-

hielte man größere Schwankungen der Empfindungstemperatur infolge der Absenkung der Lufttemperatur in der Nähe der kalten Außenumfassungen. Das verwendete Modell spricht zu Gunsten der Luftheizungen.

□ Die Strahlungstemperatur der Umgebung zeigt Unterschiede bis 3,8 K. Die relativ geringe Auswirkung auf die Empfindungstemperatur liegt in der Dominanz der Lufttemperatur nach Gl. (3) begründet.

□ Generell sehr hoch liegen die vertikalen Lufttemperaturgradienten mit 4,8 K/m. Dies ist ein wärmeфизиологischer Hauptnachteil der Luftheizungen.

□ Sehr groß ist der Einfluss der Höhe der

Umluftentnahme und der Umluftzufuhr. Wird die Umluft beispielsweise in Zone 8 entnommen und in Zone 3 (Variante L_1) zugeführt, ergibt sich eine relativ niedrige Lufttemperatur im Aufenthaltsbereich und eine hohe Lufttemperatur unter der Decke, wodurch die Strahlungstemperatur recht hoch ist. Der wärmetechnische Idealfall wäre die Umluftentnahme direkt unter der Decke (Zone 10) und die Einbringung der erwärmten Luft in Zone 2. Dieser Fall wurde in einer hier nicht wiedergegebenen Untervariante untersucht, stellt aber keine praktikable Lösung dar.

□ Der Einfluss des geförderten Umluftvolumenstromes kann aus Variante

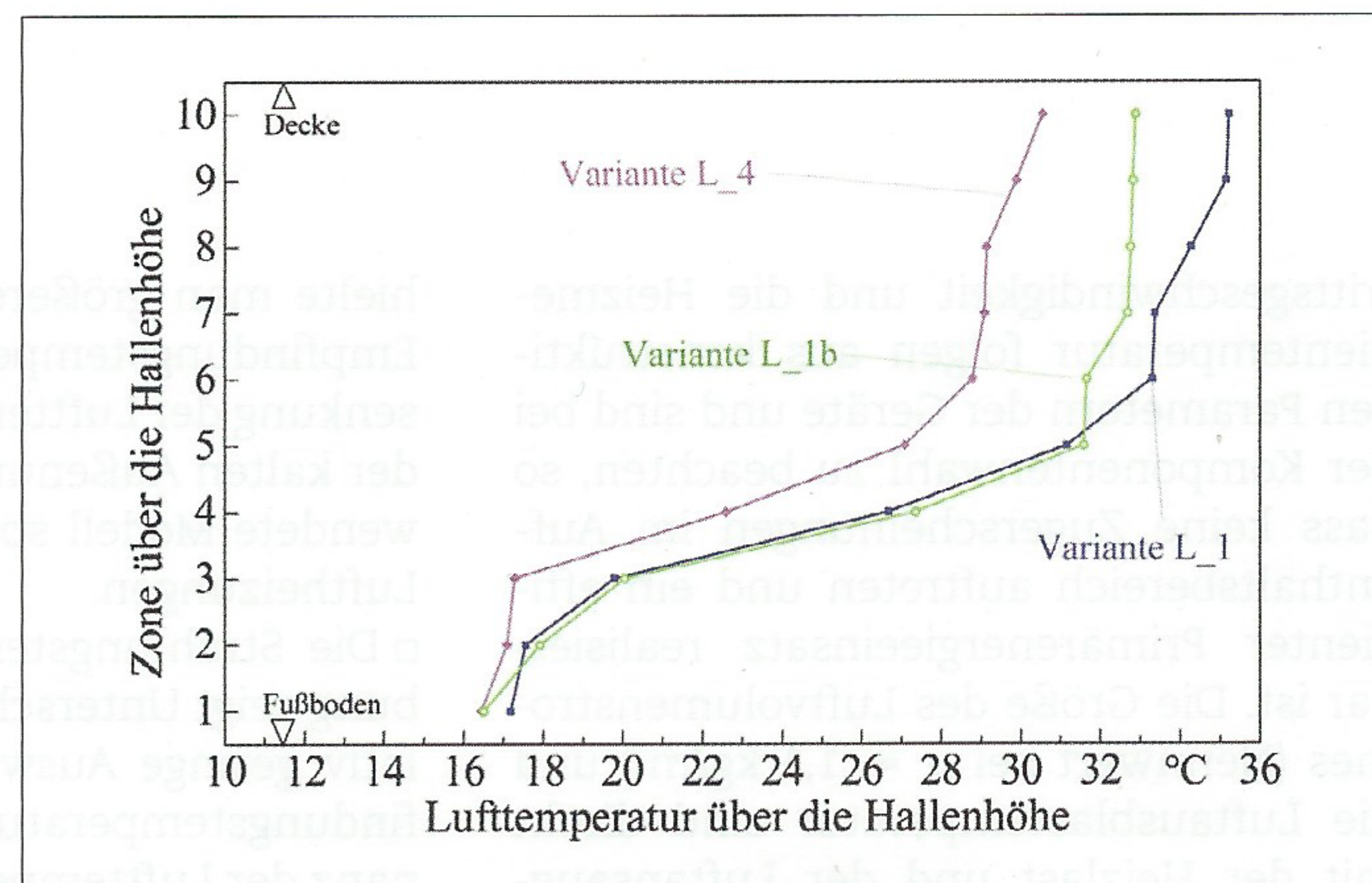
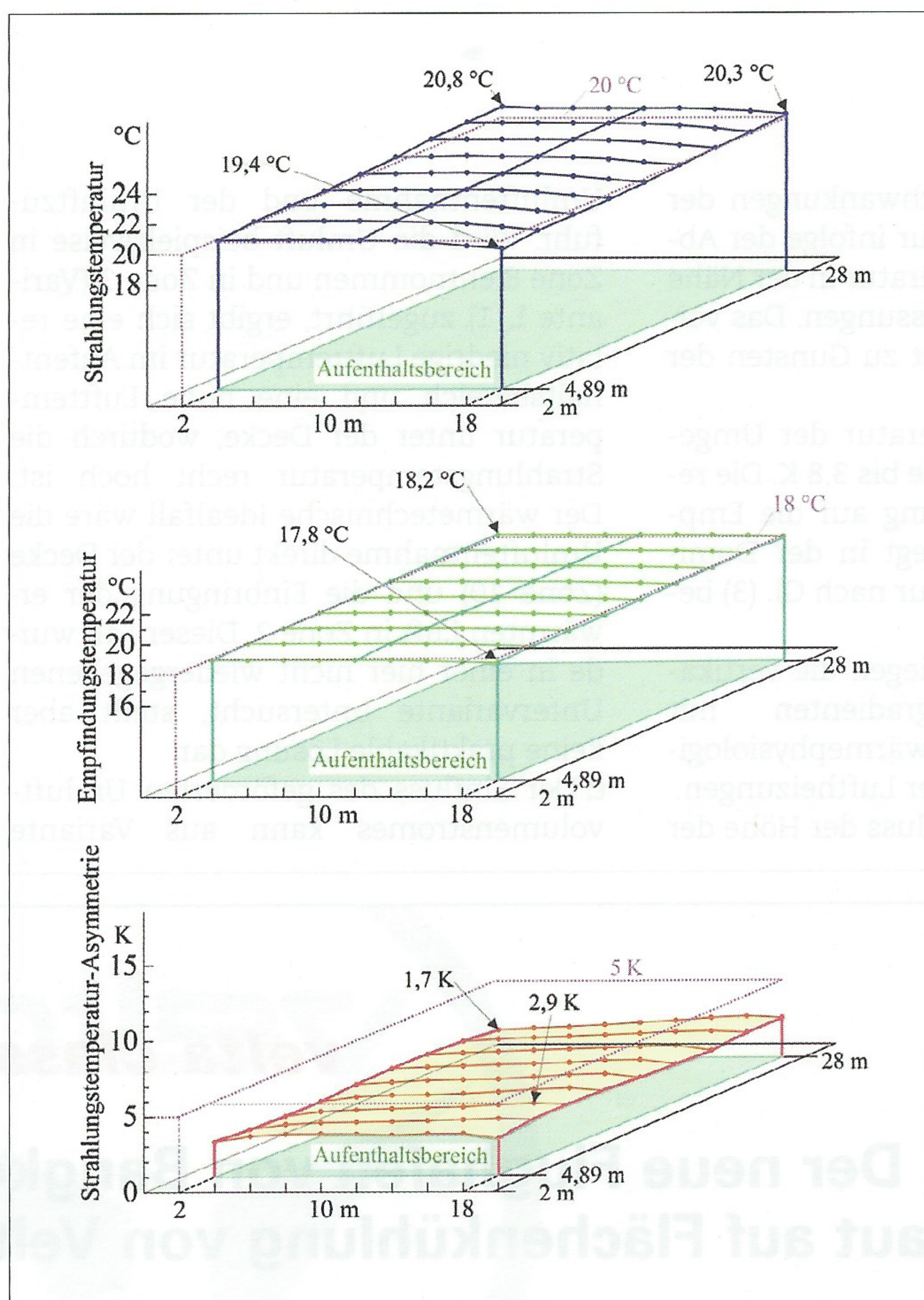


Bild 11

Vertikaler Lufttemperaturverlauf bei den Luftheizungsvarianten L_1 und L_1b (Grundvariante 1) sowie L_4 (Grundvariante 4) nach Tabelle 3; Luftherhitzeranordnungen gemäß Bild 7

Bild 10

Strahlungstemperatur der Umgebung, Empfindungstemperatur und Strahlungstemperatur-Asymmetrie bei der Luftheizungsvariante L_4 (Grundvariante 4 nach Tabelle 3; Luftherhitzeranordnung nach Bild 7, links)

L_1b gefolgt werden. Trotz der ungünstigeren Umluftentnahmehöhe (Zone 5) stellt sich ein verbessertes Lufttemperaturprofil gegenüber Variante L_1 ein (vgl. Bild 11).

□ Die Strahlungstemperatur-Asymmetrie liegt bei allen Varianten niedrig (Maximalwert 5,3 K). Dies ist der hauptsächliche Vorteil der Luftheizsysteme.

□ Von sehr großem Einfluss ist erwartungsgemäß die Gebäudedämmung. Die sehr gut gedämmte Halle gepaart mit einem niedrigeren Außenluftwechsel (Variante L_4) zeigt deutlich wärmephysiologische Verbesserungen (geringere Schwankung der Strahlungstemperatur, kleinerer vertikaler Lufttemperaturgradient, geringere Strahlungstemperatur-Asymmetrie). Das detaillierte Simulationsergebnis zeigt, dass die in Zone 6 infiltrierte Kaltluft nunmehr bis zum Boden „durchfällt“, während sie sich bei den Varianten L_1 und L_1b in Zone 2 zumischte.

□ Die erforderlichen Heizleistungen sind systembedingt groß, da sich in den oberen Hallenbereichen hohe Luft- sowie Oberflächentemperaturen einstellen und die infiltrierte Luft ebenfalls mit relativ hoher Temperatur aus dem Raum

abströmt. Das Ergebnis zu Variante L_4 (gute Dämmung) ist besonders zu kommentieren. Die Lufttemperaturen liegen – wie das Bild 11 zeigt – gegenüber Variante L_1 niedriger, dennoch steigen die Umfassungstemperaturen wegen der höheren Wärmeleitwiderstände an. Insgesamt tritt eine deutliche Reduzierung der Heizlast auf. Andererseits ergibt sich gegenüber der Vergleichsheizlast nach Tabelle 4 (alle Umfassungen und die Luft haben die homogene Raumsolltemperatur) im realen Fall eine deutlich höhere Heizlast. Letzteres liegt an den vergleichsweise hohen Oberflächentemperaturen beispielsweise der Decke, die ihrerseits wie eine Deckenheizung wirkt. Da diese aber durch die Luft erwärmt wird, ist dies energetisch besonders nachteilig. Letztendlich ist aber der später folgende direkte Vergleich der verschiedenen Heizsysteme interessant.

□ Die realen Anlagen werden im günstigsten Fall der Variante L_1 bzw. L_4 nahe kommen. In der Regel wird die höhenmäßige Anordnung der Luftherhitzer eher Variante L_1b entsprechen, der große Luftvolumenstrom wegen der hohen Antriebskosten jedoch vermieden.

(Der Beitrag wird fortgesetzt. Teil 2 und 3 folgt in der nächsten und übernächsten Ausgabe der HLH.)

Literatur

- [1] MACSKÁSY, Á.: Vorlesungen an der TU Dresden 1964
- MACSKÁSY, Á.: Központi Fűtés (Teil II). Budapest: Tankönyvkiadó 1978 (ISBN 963 17 2876 5).
- [2] Glück, B.: Strahlungsheizung – Theorie und Praxis. Berlin: Verlag für Bauwesen; Karlsruhe: C. F. Müller Verlag 1982 (ISBN 3-7880-7157-5).
- [3] Glück, B.: Erforderliche Heizleistung für Hallenbauten in Abhängigkeit des Heizungssystems (Teile I, II und III), Stadt- und Gebäudetechnik (1990) Heft 1, S. 10-15; Heft 2, S. 47-50; Heft 3, S. 68-71
- [4] Kämpf, A.: Energetische und physiologische Untersuchung bei der Verwendung von Gasinfrarotstrahlern im Vergleich zu konkurrierenden Heizsystemen für die Beheizung großer Räume. Dissertation an Ruhr-Universität Bochum 1994.
- [5] Glück, B.: Wärmetechnisches Raummodell – Gekoppelte Berechnungen und wärme-physiologische Untersuchungen. Heidelberg: C. F. Müller Verlag 1997 (ISBN 3-7880-7615-1).
- [6] Glück, B.: Neue Definition der operativen Raumtemperatur in Fertigungsstätten (Teile 1 und 2), HLH Bd. 55 (2004) Nr. 3, S. 32-37; Nr. 4, S. 51-55.
- [7] Glück, B.: Vergleich von Strahlungs- und Luftheizungen in Großräumen (unveröffentlichter Bericht des F+E TGA, 2003)
- [8] Glück, B.: Wärmeübertragung, Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren, 2. Auflage. Berlin: Verlag für Bauwesen 1990 (ISBN 3-345-00515-8).
- [9] Glück, B.: Anmerkungen zum Arbeitsblatt G 638 für Gasstrahler, HLH Bd. 55 (2004) Nr. 1, S. 18-20.