

Simulation der Leistung und Raumverhältnisse bei Kühldeckeneinsatz

Das ROM-Raummodell, das die wärmetechnische Nachbildung des Rauminnen in den Vordergrund stellt, ist in [1] ausführlich beschrieben, die Teilalgorithmen sind nachvollziehbar abgeleitet und die Einzelmodule als fertige Programme auf einer beiliegenden CD-ROM enthalten. Zur Verifizierung des Modells sind die Normmessungen an einer geschlossenen Hochleistungs-Kühldecke in einem zertifizierten Prüfraum herangezogen worden. Die Simulation mit dem Raummodell lieferte interessante Aussagen zum Leistungsverhalten von Kühldecken in Abhängigkeit der Randbedingungen. Bei üblicher Anordnung der Kühlflächen und normalen Randbedingungen sind die Schwankungen gegenüber der Normleistung jedoch kleiner als auftretende Unterschiede durch Fertigungs- und Montageungenauigkeiten. Es wird empfohlen, die Ergebnisse von Normmessungen weiterhin als Planungsgrundlage zu verwenden.

1 Verifikation des Raummodells

Das im Bild 1 dargestellte Kühlelement wurde lückenlos zu einer geschlossenen Kühldecke zusammengefügt. Die separate Modellierung dieser Elemente ergab einen Teilwärmehduregangskoeffizienten $\kappa = 94,2 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$. Diese Decke wurde in einem zertifizierten Prüfstand nach DIN 4715 eingebaut. Die Normprüfung ergab gemäß Prüfbericht [2] die Normkennlinie

$$\dot{q}_N = 8,91 \Delta t^{1,04} \text{ in W/m}^2 \quad (1)$$

mit der logarithmisch gebildeten Unter-temperatur Δt in K. Die Kennlinie bei halbem Wasserstrom beträgt

$$\dot{q}_N^* = 8,35 \Delta t^{1,05} \text{ in W/m}^2. \quad (2)$$

Der Prüfraum wurde mit den exakten Maßen im Programmsystem des Raummodells nachgebildet. Die Empfindungstemperatur in der Simulation ist der jeweils gemessenen Globetemperatur iterativ angepaßt worden. Die nach DIN 4715 einzusetzenden zwölf zylinderförmigen Lastsimulatoren wurden vereinfacht als quadratische Säulen (Bild 2) mit vorgegebener Wärmestromdichte nachgebildet. Der sehr konzentrierte Auftriebsstrom über den Dummies bewirkt auch einen konzentrierten Abtriebsstrom der kalten Luft von der Kühldecke entlang der Wände und vor allem in Raummitte. Dadurch wird das Globethermometer in Raummitte, 1,1 m über dem Boden direkt von der Kaltluft beaufschlagt. Die Empfindungstemperatur wurde deshalb im Modell aus der Strahlungstemperatur und der Lufttem-

Simulation of performance and spatial conditions at the chilled ceiling application

The ROM model, which places the thermal modelling of the space inside into the foreground, is described in [1] in detail, the section algorithms are comprehensibly derived and the single modules contained on an enclosed CD-ROM as finished programs.

For the verification of the model standard measurements of a closed high performance chilled ceiling were taken as reference.

The simulation with the space model supplied interesting evidence of the performance of chilled ceilings as a function of the boundary conditions.

With usual arrangement of the chilled panels and normal boundary conditions the deviations are however smaller in relation to the standard performance than occurring differences by manufacturing and assembly inaccuracies. It is recommended to the use the results of standard measurements further as a planning basis.

Keywords: chilled ceilings, performance characteristic, standard measurements, space model, simulation

peratur des von der Decke herabfallenden Kaltluftstromes gebildet. Die Ergebnisse

	Simulation	Messung
Globetemperatur °C	26,70	26,7
Lufttemperatur °C	27,55	27,1
Strahlungstemperatur °C	25,91	26,3**
Kaltwassertemperatur °C	15,44	15,55

(Bei ** handelt es sich um den Rechenwert $t_{\text{Str}} = 2 t_E - t_L$.)

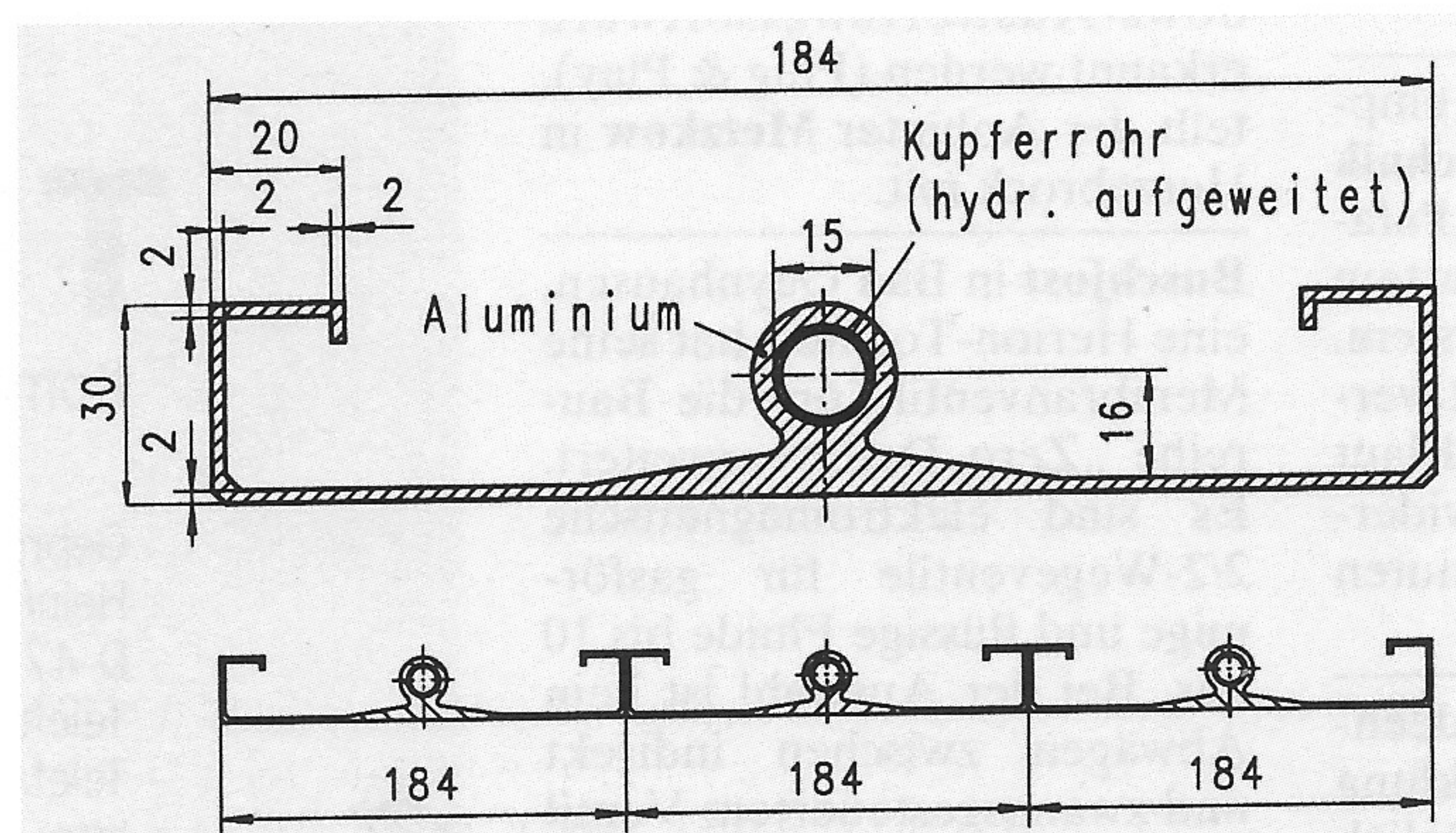


Bild 1 Einzelement und zusammengesetzte ROMTEC III-Kühldecke

mit Abweichungen der Luft- und Strahlungstemperatur von etwa $\pm 0,4 \text{ K}$ sowie der Kaltwassertemperatur von $-0,1 \text{ K}$ kann man akzeptieren. Die modellierte Kühldeckenleistung beträgt $\dot{q}_{KD} = 110,66 \text{ W/m}^2$ bei $\Delta t = 11,26 \text{ K}$. Dies entspricht einer Abweichung von 0,1 % bezogen auf die Normkennlinie.

Tabelle 1 Belastungen der Süd- und Westwand sowie des Bodens in W/m² (Aufgabenteil A)

	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
S																	
	0	12,8	28,5	44,3	22,1	41,9	64,6	80,8	86,6	80,8	64,6	41,9	22,1	44,3	28,5	12,8	0
W																	
	0	12,8	27,0	38,3	48,0	55,5	18,9	20,7	22,5	40,5	77,4	106,9	118,8	110,7	80,8	33,1	0
B																	
	0	3,9	8,4	12,7	9,2	14,0	14,8	18,3	19,6	20,3	20,6	19,1	16,3	20,0	13,8	5,9	0

Tabelle 2 Simulationsergebnisse des Aufgabenteils A (Δt Untertemperatur; q̇ Kühldeckenleistung, Verhältnis f nach Gl. (3))

Uhrzeit	Δt K	q̇ _{i=1} W/m²	f ₁	q̇ _{i=2} W/m²	f ₂	q̇ _{mittel} W/m²	f _{mittel}
6 ⁰⁰	1,65	22,27	1,48	13,69	0,91	18,0	1,20
7 ⁰⁰	3,82	43,28	1,21	33,33	0,93	38,3	1,07
8 ⁰⁰	2,68	31,69	1,28	23,27	0,94	27,5	1,11
9 ⁰⁰	4,84	52,73	1,15	42,74	0,93	47,7	1,04
10 ⁰⁰	5,10	58,20	1,20	47,96	0,99	53,1	1,09
11 ⁰⁰	6,54	73,93	1,18	62,42	0,99	68,2	1,09
12 ⁰⁰	7,16	80,18	1,16	68,82	1,00	74,5	1,08
13 ⁰⁰	7,65	85,10	1,15	72,85	0,99	79,0	1,07
14 ⁰⁰	8,05	88,52	1,14	75,61	0,97	82,1	1,05
15 ⁰⁰	7,66	82,54	1,11	70,58	0,95	76,6	1,03
16 ⁰⁰	6,62	71,12	1,12	60,31	0,95	65,7	1,03
17 ⁰⁰	8,10	87,86	1,12	75,18	0,96	81,5	1,04
18 ⁰⁰	5,69	61,00	1,12	52,04	0,96	56,5	1,04
19 ⁰⁰	2,48	27,38	1,19	23,17	1,01	25,3	1,10

Tabelle 3 Belastungen, Zuluft- und Empfindungstemperatur des Aufgabenteiles B

Variante	Glasfassaden		Innenwände		Boden	Wärmequellen	t _{L,Zu} °C	t _E °C
	Süden W/m²	Westen W/m²	Norden W/m²	Osten W/m²				
1	50	50	8,5	8,5	8,5	860	22	25
2	77	77	10	10	10	860	22	25
3	30	250	10	80	20	860	22	25
4	40	40	6,5	6,5	8,5	860	22	25
5	40	40	6,5	6,5	8,5	860	22	26
6	40	40	6,5	6,5	8,5	860	23	26
7	40	40	6,5	6,5	8,5	0	23	26

Tabelle 4 Simulationsergebnisse des Aufgabenteils B (Δt Untertemperatur; q̇ Kühldeckenleistung, Verhältnis f nach Gl. (3))

Variante	Δt K	q̇ _{i=1} W/m²	f ₁	q̇ _{i=2} W/m²	f ₂	q̇ _{mittel} W/m²	f _{mittel}	q̇ _{i=1} /q̇ _{i=2}
1	6,81	70,56	1,08	64,67	0,99	67,6	1,03	1,091
2	9,30	99,26	1,10	89,41	0,99	94,3	1,04	1,110
3	14,34	152,75	1,07	141,70	1,00	147,2	1,04	1,078
4	5,8	60,16	1,09	55,48	1,00	57,8	1,04	1,084
5	5,4	57,04	1,11	52,36	1,02	54,7	1,06	1,089
6	5,7	60,52	1,11	55,88	1,03	58,2	1,07	1,083
7	4,2	44,92	1,13	39,12	0,99	42,0	1,06	1,148

saden- und innenwandnahen Installationsbereichen. Diese treten bei Hochleistungsdecken – hier κ = 94,2 W/(m² K) – besonders in Erscheinung. Wiederholte man Variante 1 für eine leistungsschwä-

chere Decke – κ = 20 W/(m² K) –, dann würde sich der Unterschied von 9,1 auf 6,7 % reduzieren.

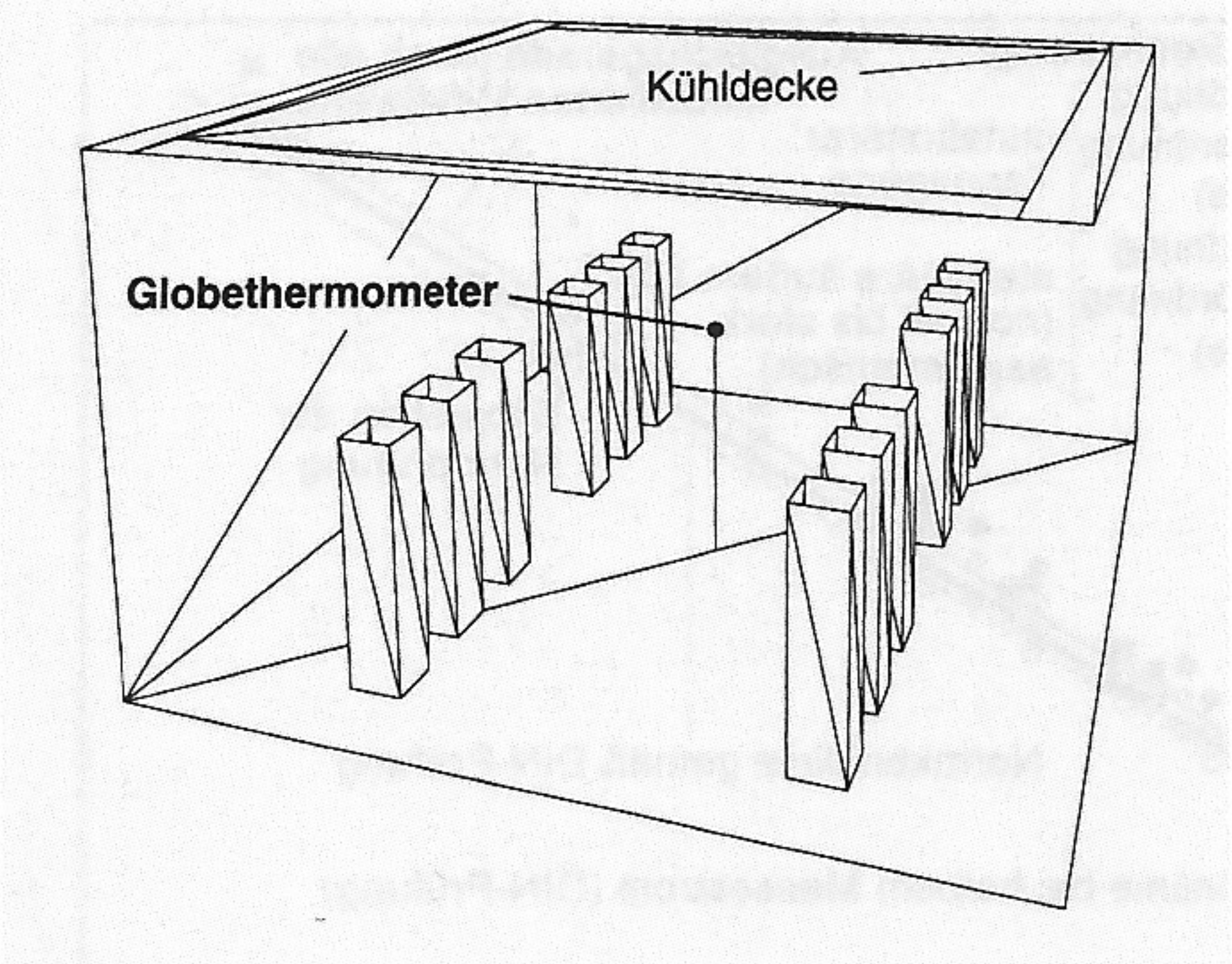


Bild 2 Modellierung der Lastsimulatoren als säulenförmige Wärmequellen

2 Modellierung eines Büroraumes mit Kühldecke unter sommerlichen Bedingungen

Der im Bild 3 gegebene Raum wird mit einem Zehnzonen-Modell untersucht. Es interessieren die Leistungen der Kühldecke q̇ in Abhängigkeit der Randbedingungen, wobei Fläche 1 besonders von den Glasfassaden, Fläche 2 von den Innenwänden beeinflusst wird. Der Teilwärmedurchgangskoeffizient der Kühldecke beträgt κ = 94,2 W/(m² K).

Aufgabenteil A

Den beiden Glasfassaden und dem Fußboden werden zeitabhängige Belastungsverläufe aufgeprägt (Tabelle 1). Die Zeiten geschlossener Jalousien sind vermerkt. Für die inneren Wärmequellen gelte stets Q̇_I = 860 W. Die gemauerten Innenwände (Dicke 0,24 cm) haben aufgrund einer intensiven Nachtkühlung zu Beginn eine homogene Temperatur von 20 °C. Sie sollen symmetrisch belastet sein. Die Zulufttemperatur (Quelllüftung) beträgt t_{L,Zu} = 22 °C. Die Berechnung erfolgt für die Empfindungstemperatur t_E = 25 °C. Die Ergebnisse der Simulation über einen Tag sind in Tabelle 2 zusammengestellt. Die Faktoren f geben das Verhältnis

$$f = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_N} \quad (3)$$

mit q̇_N nach Gl. (1) an, wenn Δt eingesetzt wird. Die Verhältnisse q̇_{i=1}/q̇_{i=2} schwanken zwischen 1,63 und 1,17.

Aufgabenteil B

Unter stationären Bedingungen sind die aufgeprägten thermischen Belastungen und weiteren Bedingungen in Tabelle 3 vermerkt. Die Ergebnisse finden sich in Tabelle 4.

Eine Zusammenfassung der Ergebnisse beider Aufgabenteile A und B sowie der Normmessungen ist im Bild 4 dargestellt. Bemerkenswert sind die großen Leistungsunterschiede zwischen den fas-

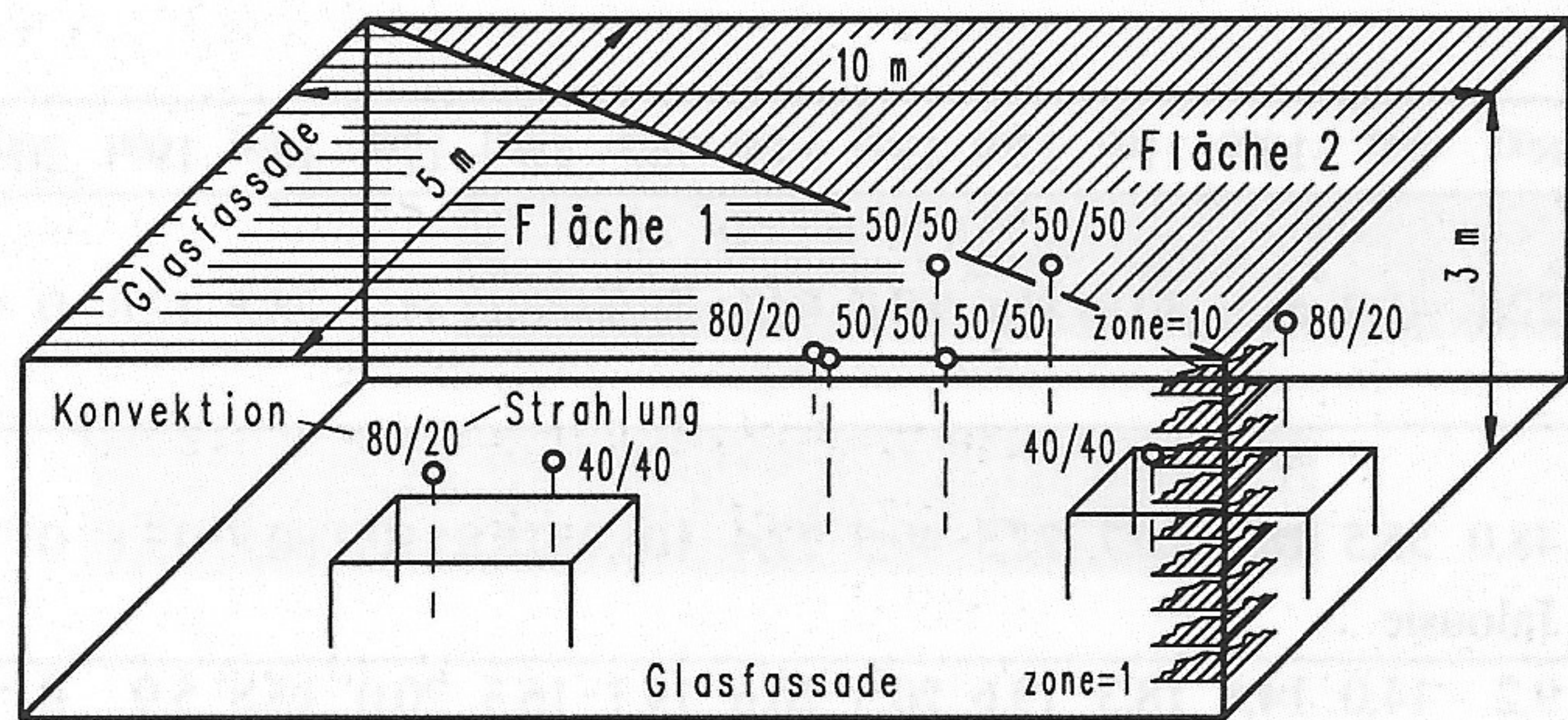


Bild 3 Eckraumbüro mit zwei Vollglasfassaden, neun inneren Wärmequellen, einer Kühldecke (Vollflächenbelegung) und Quelllüftung mit dreifachem Luftwechsel.

Die Wärmeströme, die von den inneren Wärmequellen ausgehen, sind bezüglich der Konvektion und Strahlung in W angegeben

3 Umrechnung der Normleistungen auf reale Einsatzbedingungen

Mit dem Raummodell sind unter Einbeziehung der außerordentlich komplexen Wärmeaustauschvorgänge sehr detaillierte Aussagen möglich. Wie gezeigt, besteht durchaus die Möglichkeit, Leistungsänderungen von Kühldeckenpaneelen abhängig von speziellen Einsatzbedingungen durch Simulation im Vorfeld von Baumaßnahmen nachzuweisen. In der Regel (z. B. bei Bürobauten) wird sich der Aufwand jedoch nicht lohnen, denn Mehrleistungen im Fassadenbereich stehen oftmals Minderleistungen im Bereich von Innenwänden – jeweils bezogen auf die Normkennlinie – gegenüber. Die hohen inneren Lasten in modernen Büros bedürfen meistens einer Deckenvollbelegung mit Kühldeckenelementen, so daß eine Streifenanordnung längs der Fassade die Ausnahme sein dürfte.

Die für den realen Einsatz simulierten Leistungsdaten liegen etwa 5 % über der Normkennlinie. Man sollte diese „Reserve“ unbedingt belassen, denn mangelhafte Paneelfertigung und -montage ergaben nach Messungen auf Prüfständen bis 20 % Minderleistung.

Im Bild 4 wird auch der Einfluß eines verringerten Wasserdurchsatzes gezeigt. D.h., würde man nur mit dem halben Nennwasserstrom die Decke beaufschlagen, wäre die mögliche „Mehrleistung“ im praktischen Anwendungsfall – bei idealer Ausführung – bereits aufgezehrt.

Es sei daran erinnert, daß im Bereich des Heizflächeneinsatzes derartige Umrechnungen auch nicht üblich sind.

Keinesfalls gilt aber eine Superposition von Einflußfaktoren (Höheneinfluß, Fassadeneinfluß, Belegungseinfluß), wie dies bereits in einigen Veröffentlichun-

gen und Auslegungsvorschriften von Firmen anklang (siehe auch [3, 4, 5]).

Einfluß der Außenfassaden bzw. externen Lasten

Der im Abschnitt 2 berechnete Raum weist wechselnde äußere Belastungen auf. Die maximale Last für die Auslegung tritt im Aufgabenteil A um 14.00 Uhr auf, die Leistungserhöhung ergibt sich zu 5 %. Im Aufgabenteil B schwanken die Leistungsunterschiede zwischen 3 und 7 %.

Legt man die Angaben in [3] zugrunde, so gilt ein Korrekturfaktor $f_{\text{Last}} = 1,2$; nach [4] sogar noch ein höherer Wert. Berücksichtigt man nach [3] noch die Raumhöhe, so folgt ein Leistungszuschlag von 18 % auf die Normleistung.

Einfluß der Deckenbelegung

Die Berechnung nach der Grundvariante 5 unter der Maßgabe, daß nur die Deckenfläche 1 oder 2 aktiv ist, ergeben die Werte der Tabelle 5. Wie daraus ersichtlich, ändert sich die mittlere Strah-

lungstemperatur t_s nur relativ gering, da die kleinere Kühldeckenfläche (50 %) durch eine bedeutend niedrigere Oberflächentemperatur ($21,1^\circ\text{C} \rightarrow 16,1^\circ\text{C}$ bzw. $15,5^\circ\text{C}$) kompensiert wird. Die Lufttemperatur t_L ändert sich ebenfalls nur geringfügig, da $t_E = (26 \pm 0,1)^\circ\text{C}$ gilt. Wegen der größeren Temperaturdifferenz (Lufttemperatur - Oberflächentemperatur der Kühldecke) steigt die Konvektion um das ca. 1,24fache an. Damit reduziert sich der Strahlungsanteil (69 % $\rightarrow$ 62 % bzw. 59 %). Die spezifische Leistung der Kühldecke weist bezogen auf die Normbedingungen eine Abweichung von $f = 1,01 \dots 0,95$ auf.

In [3] wird von einem Leistungsfaktor $f_{\text{Belegung}} = 1,06$ und in [4] von 1,02 ausgegangen. Berücksichtigt man nach [3] noch f_{Last} und $f_{\text{Höhe}}$, so folgt ein Gesamtzuschlag von 25 %.

Einfluß der Raumhöhe

Der im Bild 3 gegebene Raum wurde bei sonst gleicher Geometrie auf 4 m erhöht. Die Varianten 5 bis 7 werden bei glei-

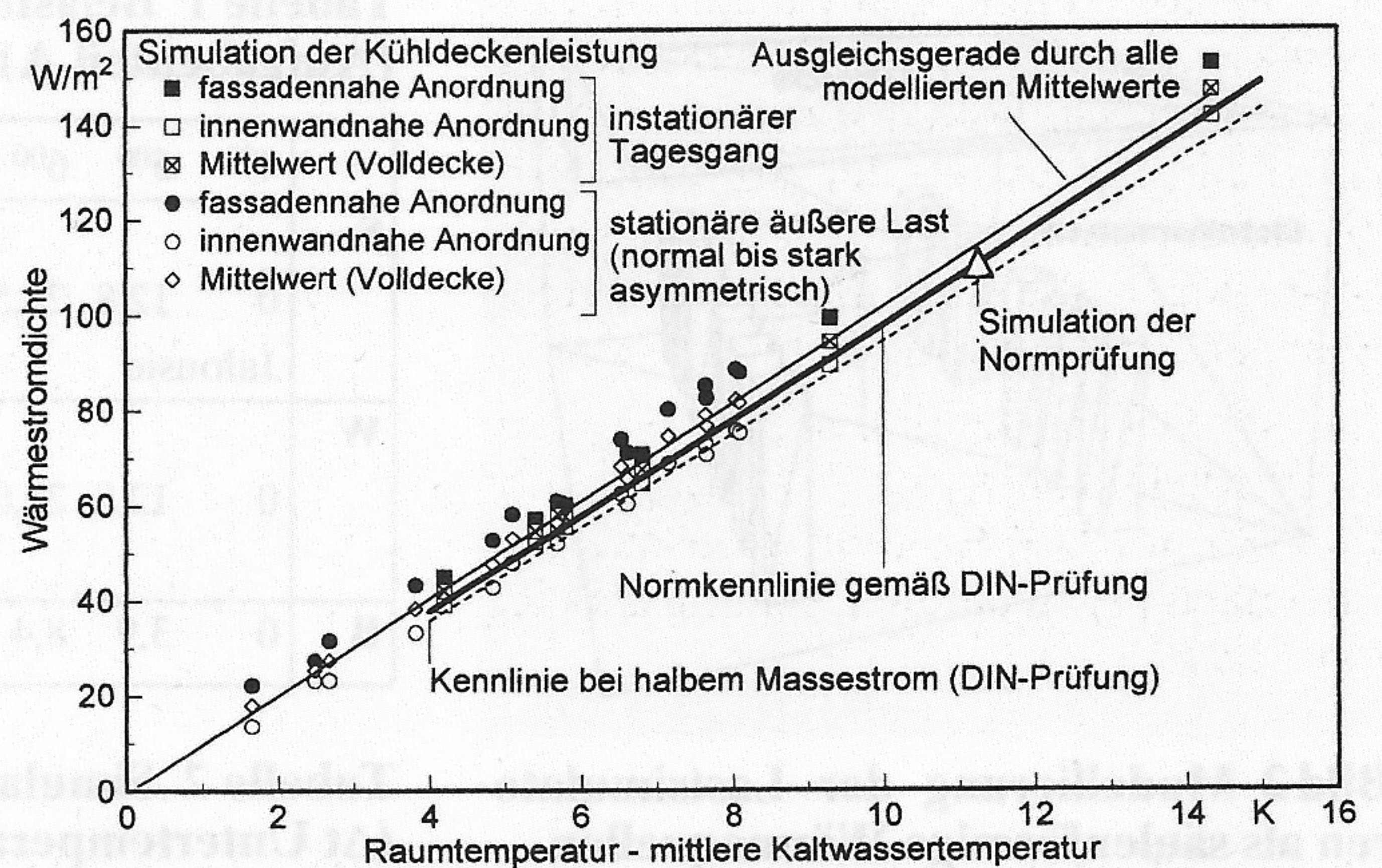


Bild 4 Zusammenstellung aller simulierten und gemessenen Ergebnisse für die Hochleistungskühldecke

Tabelle 5 Simulationsergebnisse bei halber Deckenbelegung (Varianten 8, 9)

Variante	Δt K	$\dot{q}$ W/m²	f	t_s °C	t_L °C	t_E °C	s %
5 (Vergleichsvariante)	5,4	54,7	1,06	26,6	25,4	26,0	69
8 ($\equiv$ 5), jedoch nur fassadennahe Fläche aktiv	10,9	107,4	1,01	26,7	25,1	25,9	62
9 ($\equiv$ 5), jedoch nur innenwandnahe Fläche aktiv	11,6	107,9	0,95	27,1	24,9	26,0	59

Tabelle 6 Simulationsergebnisse bei Raumhöhe 4 m (Varianten 10, 11, 12)

Variante	Δt K	$\dot{q}_{i=1}$ W/m²	f_1	$\dot{q}_{i=2}$ W/m²	f_2	$\dot{q}_{\text{mittel}}$ W/m²	f_{mittel}	$\dot{q}_{i=1}/\dot{q}_{i=2}$
10 ($\equiv$ 5)	7,1	71,52	1,05	66,68	0,97	69,1	1,01	1,07
11 ($\equiv$ 6)	7,3	74,56	1,06	69,76	0,99	72,2	1,02	1,07
12 ($\equiv$ 7)	5,7	58,00	1,07	52,52	0,96	55,3	1,01	1,10

chen Randbedingungen wiederholt (Ergebnisse: Tabelle 6). Die Kühldeckenleistungen im 4 m hohen Raum sind deutlich niedriger, wobei der Strahlungsanteil nur um 1 bis 2 % sinkt. Wie f_{mittel} ausweist, liegen die Leistungen aber noch über der Normleistung (1 bis 2 %).

Für diesen Einsatzfall benennt [3] einen Korrekturfaktor $f_{\text{Höhe}} = 0,94$; [4] gibt etwa 0,8 an. Die Kombination mit f_{Last} führt nach [3] zu einem Leistungsanstieg von 13 %.

Fazit

Die in [3, 4] definierten Einflußfaktoren beziehen sich stets nur auf ganz bestimmte Situationen unter größtmöglicher Vernachlässigung der überlagerten Wärmeaustauschvorgänge im Raum und ohne Auswirkung auf die stets einzuhaltende Empfindungstemperatur. Der Strahlungsaustausch wird dabei nur bilateral zwischen Decke und Boden bzw. Decke und Außenwand betrachtet. Ein Gesamtmodell fehlt ebenso wie das Einbeziehen der konvektiven Veränderungen. Wird beispielsweise die Belegung reduziert, dann muß auch die Oberflächentemperatur abgesenkt werden, um die geforderte Leistung zu erbringen. Damit steigt die freie Konvektion mitunter stark an, der Strahlungsanteil kann dabei sogar sinken. In [3, 4] wird stets eine geometrisch verbesserte Abstrahlung automatisch mit einer Leistungserhöhung gleichgesetzt. Die Leistungserhöhungen können in keinem Fall bestätigt werden.

Im Raummodell [1] sind alle Wärmeaustauschvorgänge integriert. Die Konvektion kann relativ genau erfaßt werden, da das vertikale Temperaturprofil im Zusammenhang mit den Auf- und Abtriebsströmen Berücksichtigung findet. Bisher nicht eingearbeitet ist lediglich die parallele Anströmung der Kühldecke durch umgelenkte Auftriebsströmungen an den Fassaden, die zu einer erhöhten Konvektion führen kann. Dieser Zusammenhang ist aber nicht so reproduzierbar anzugeben wie bei Fußbodenheizungen, da die eventuelle tangential Deckenanströmung durch Auftriebsströmungen innerer Wärmequellen in der Regel intensiv gestört wird.

4 Komplexbeispiel

Nur für Räume mit ausgefallener Geometrie oder extremen Belastungen erscheint eine Simulation mit dem Raummodell [1] angezeigt. Bild 5 zeigt einen Versammlungsraum für 100 Personen mit einer Kühldecke in Form einer Kugelkalotte (Bild 6). Diese befindet sich in einer Höhe von 8 bis 9 m über dem Boden. Als technische Daten sind ge-

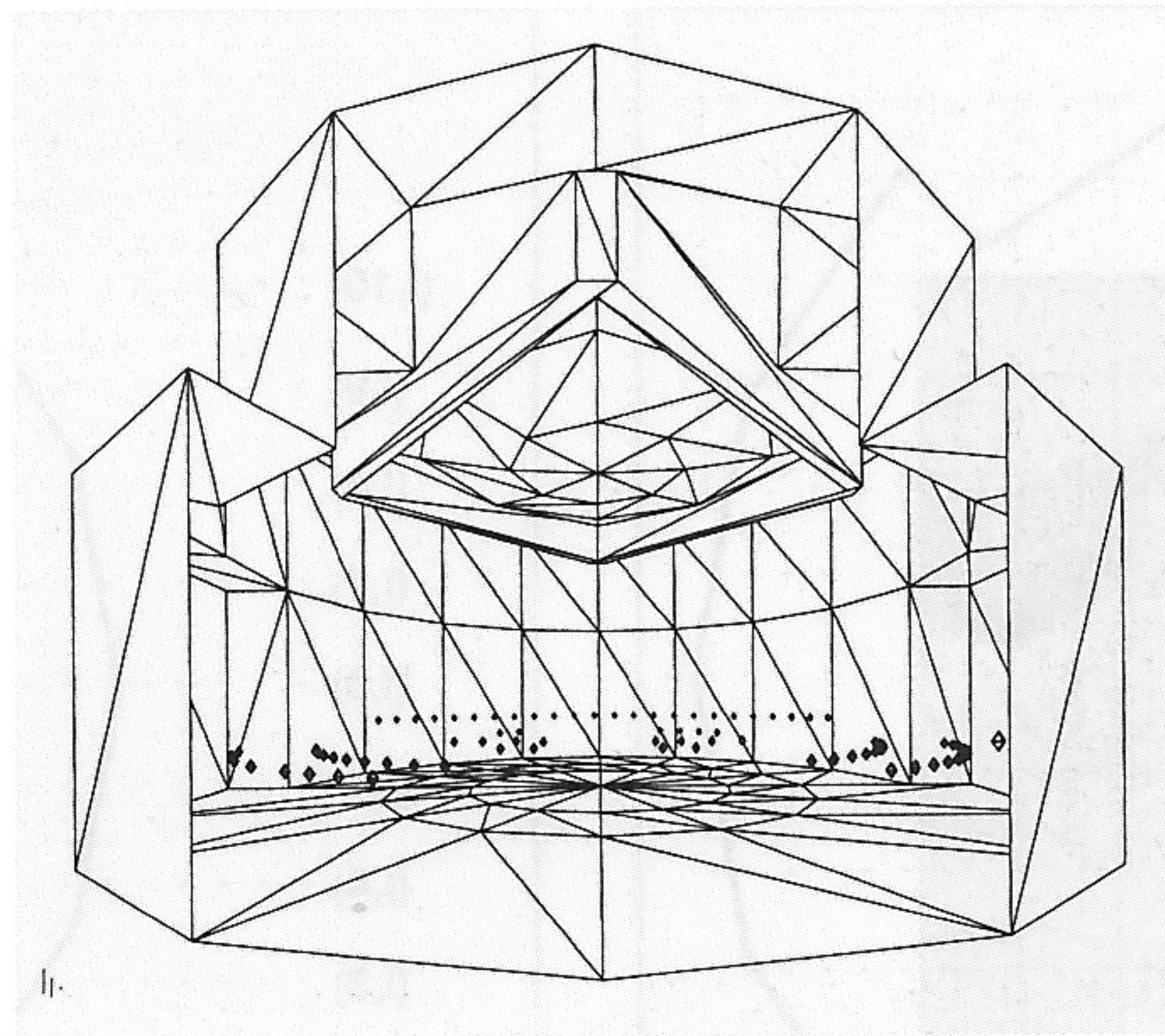


Bild 5 Einblick in einen Versammlungsraum für 100 Personen mit einer Kühldecke in Form einer Kugelkalotte
Die Punkte stellen die Wärmeschwerpunkte der Personen gemäß der Sitzplatzanordnung dar

geben: Teilwärmedurchgangskoeffizient $\kappa = 40 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$; innere Wärmequellen (100 Personen plus elektrische Geräte) 15 kW; äußere Lasten (keine direkte Außenfassade) 11,5 kW; Luftvolumenstrom (Quellüftung) 9500 m³/h; Zulufttemperatur 21 °C. Es soll eine Empfindungstemperatur von 25 °C realisiert werden.

Zur Simulation der wärmetechnischen und wärmephysiologischen Verhältnisse wurde eine Unterteilung aller Oberflächen in 308 Dreiecke vorgenommen. Die Berechnung der Flächeneinstrahlung erfolgte unter Beachtung von Eigenverschattungen. Die Prüfrasterebene zur Bewertung der Behaglichkeitskriterien wurde in einer Höhe von 1,3 m platziert. Bezogen auf die Rasterpunkte erfolgte die Berechnung aller Elementeinstrahlungszahlen (Flächen zweier Würfelemente, Kugelelement). Nach diesen Vorbereitungen kann die Strahlungsaustauschberechnung vorgenommen werden. Die Berechnung der Konvektionsströme, Luftmasstransporte und schließlich die Bestimmung des vertikalen Lufttemperaturprofils setzt die Un-

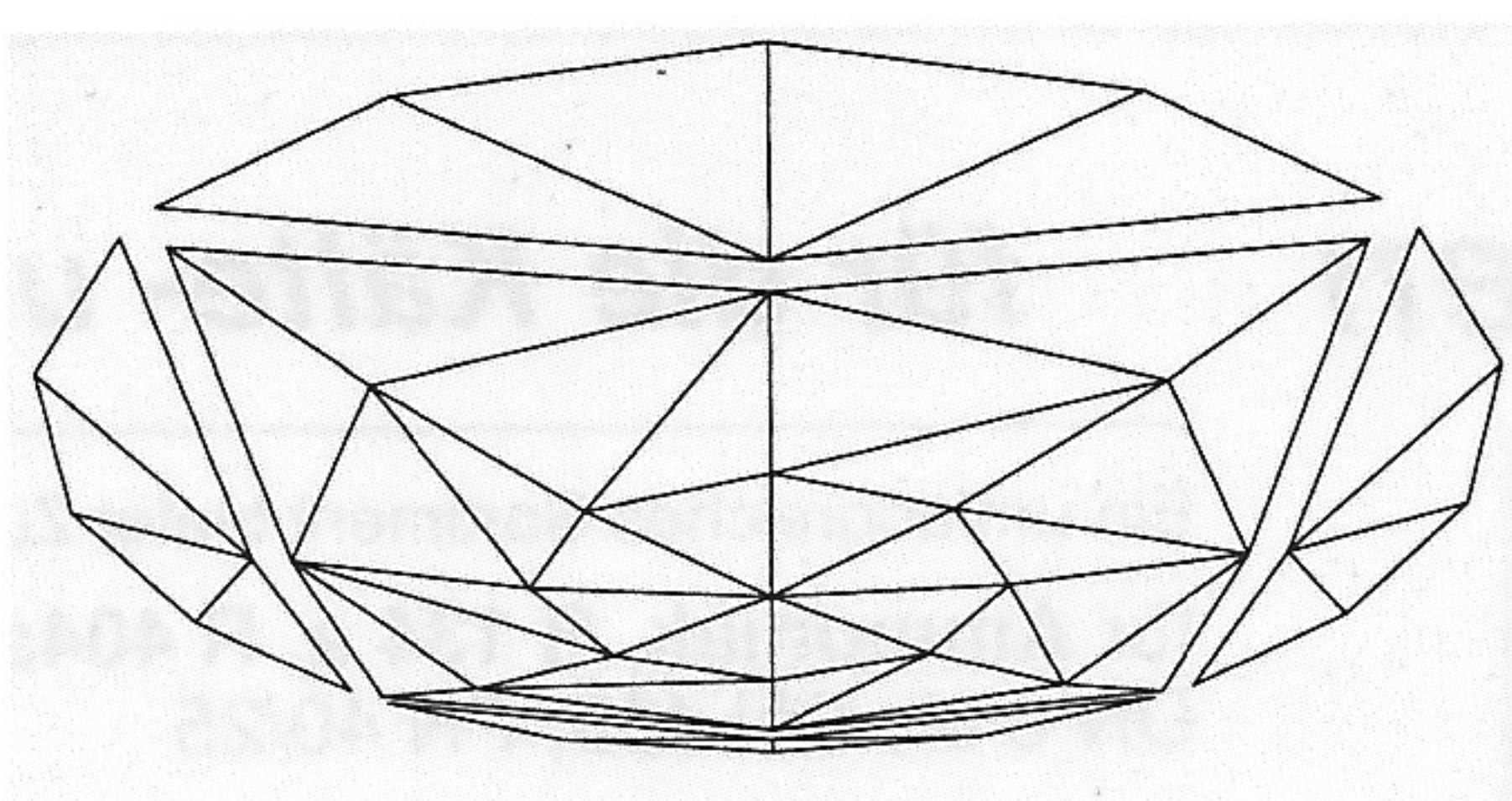


Bild 6 Geometriemodell der Kühldecke, Ansicht schräg von unten
Die Dreiecksflächen sind bis auf vier Flächen aktiv. Bei den nicht umrandeten Rechteckflächen handelt es sich um thermisch nicht aktive Unterzüge. Die Kühldeckenfläche beträgt 131 m²

terteilung in horizontale Schichten voraus. In diesem Fall wurden zwölf Zonen gewählt. Die untersten vier Zonen sind jeweils 47,5 cm, die acht darüberliegenden je 95 cm dick. Die Wahl der Unterteilungen beeinflusst die Ergebnisse. Aus diesem Grund wurden die Unterteilungen im Aufenthaltsbereich verfeinert.

Als Hauptergebnisse der Simulation folgten:

Wärmeaufnahme der Kühldecke 9,7 kW ($\dot{q} = 74 \text{ W/m}^2$; Strahlungsanteil $s = 63 \%$)

Wärmeaufnahme des Luftstromes 16,8 kW

mittlere Kaltwassertemperatur 16,6 °C

Kühldeckenoberflächentemperatur 18,5 °C.

Der vertikale Lufttemperaturgradient (Bild 7) mit Werten $< 0,5 \text{ K/m}$ ist aus wärmephysiologischer Sicht problemlos. Seine Größe wird hauptsächlich durch die relativ hohen konvektiven Lasten bewirkt (5 kW Personenwärme im unteren Raumbereich und 5 kW Gerätewärme über die gesamte Höhe gleichmäßig verteilt). Der Temperaturverlauf in der untersten Zone wurde gestrichelt eingetragen, da dieser bemerkenswert von der Zonenhöhe beeinflusst wird.

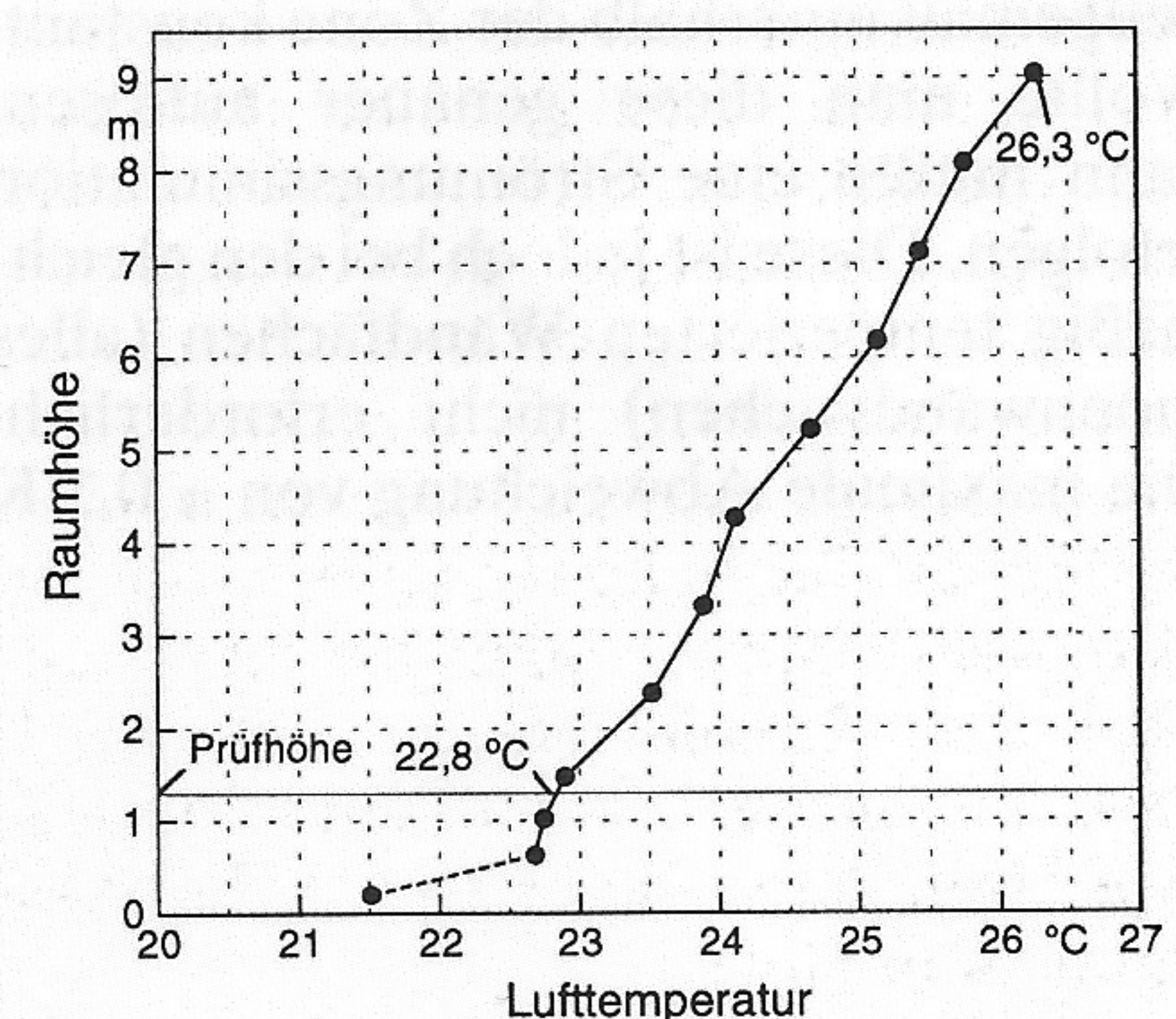


Bild 7 Vertikales Lufttemperaturprofil

Die Verteilung der Strahlungstemperatur-Asymmetrie (Bild 8) ist mit dem maximalen Wert von 2,1 K völlig unkritisch (zulässiger Wert 14,3 K). Die gleichmäßige Temperierung der Umgebung und die relativ große Höhe der Kühldecke sind dafür ausschlaggebend. Die im Bild 8 dargestellte leicht asymmetrische Form der Isothermen ist mit der Sitzordnung der Personen, mit der Lage der vier inaktiven Kühldeckenflächen innerhalb der Kugelkalotte und generell mit der Flächendarstellung in Dreiecken zu erklären.

Die Strahlungstemperatur der Umgebung (Bild 9) ist ebenfalls sehr ausgeglichen (26,7 bis 27,8 °C). Durch den Einfluß der Kühldecke ergibt sich in Raummitte der Bereich mit den niedrigsten Umgebungstemperaturen.

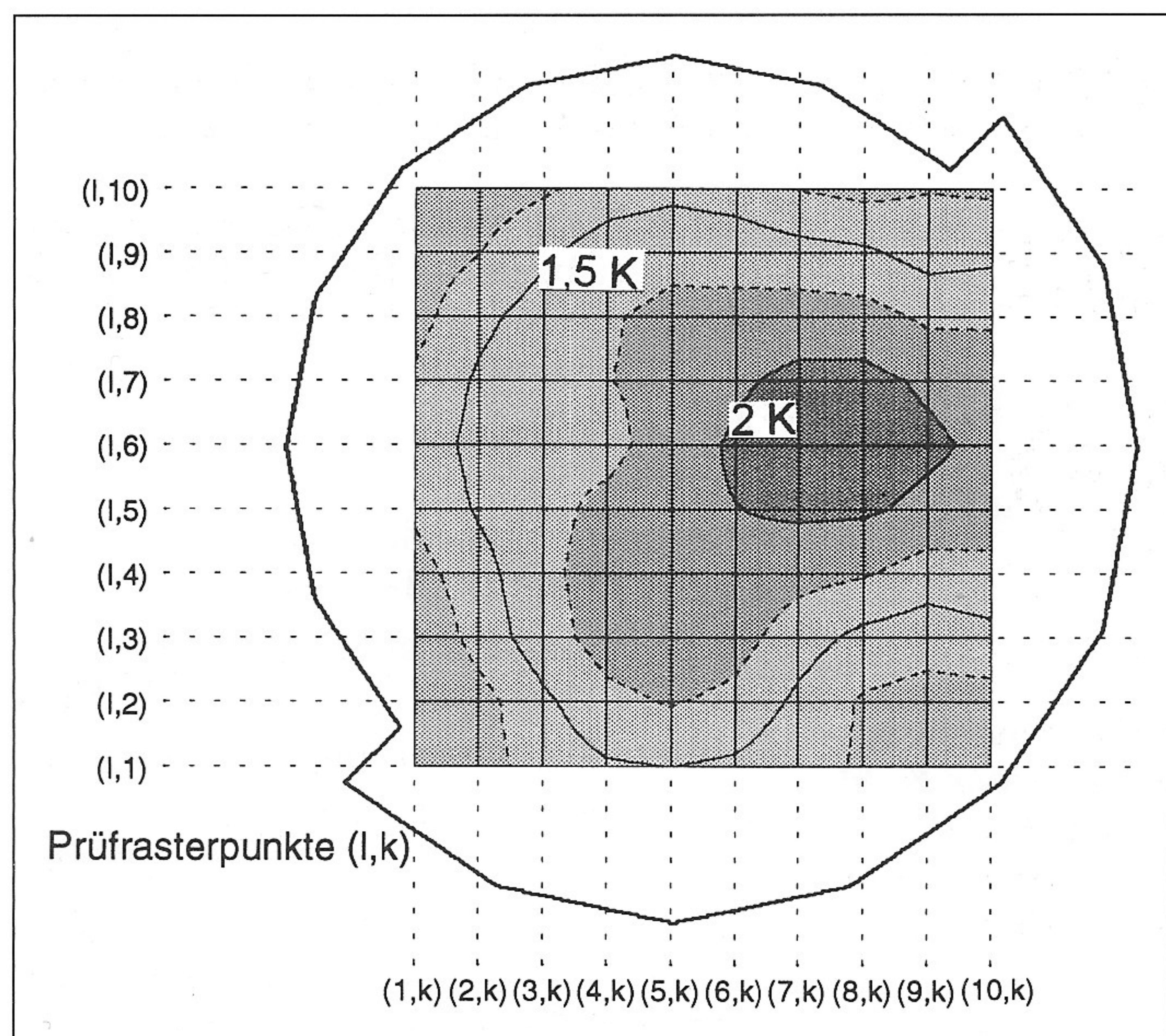


Bild 8 Verteilung der Strahlungstemperatur-Asymmetrie in einer Höhe von 1,3 m

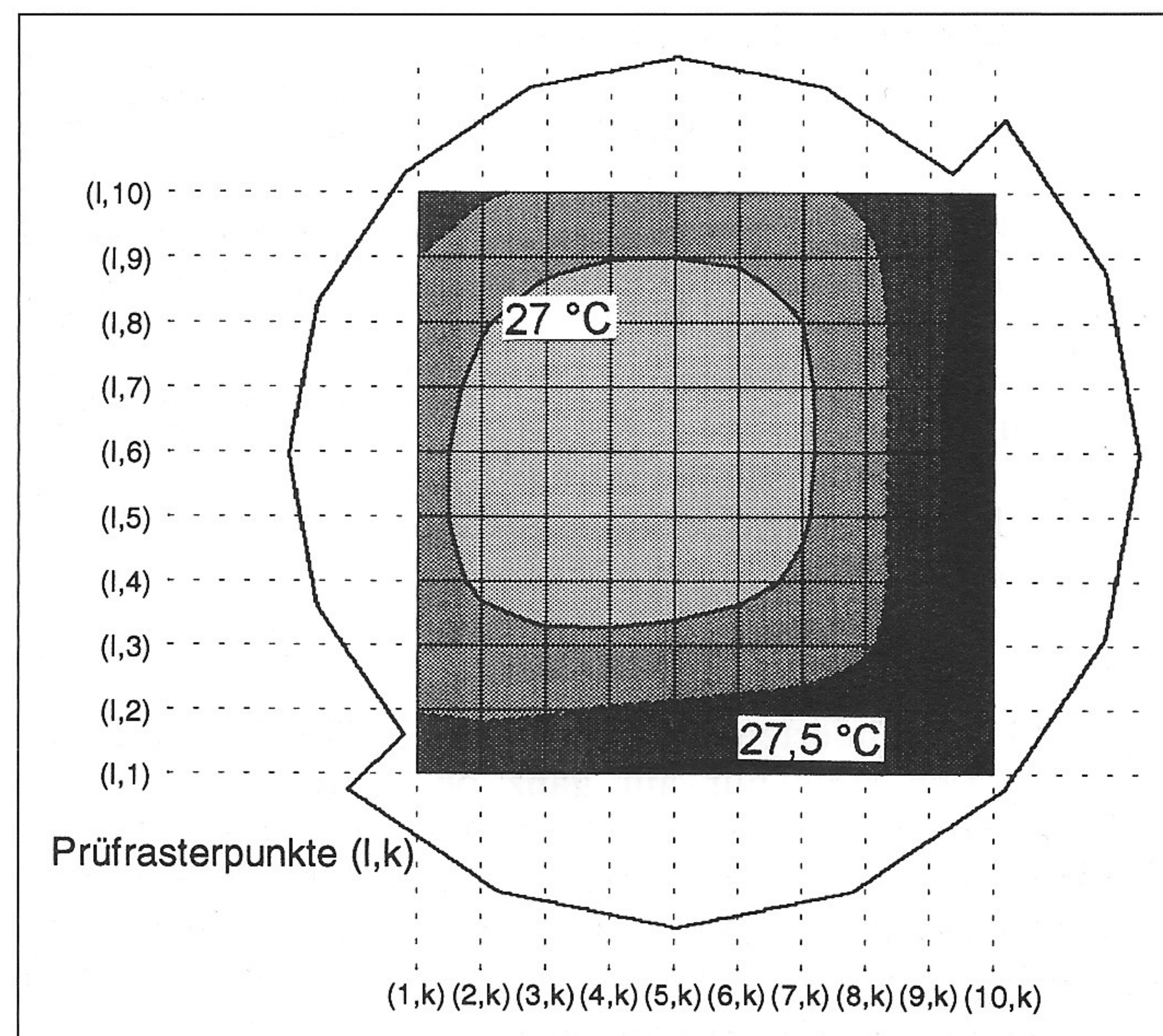


Bild 9 Verteilung der Strahlungstemperatur der Umgebung in einer Höhe von 1,3 m

Die Verteilung der *Empfindungstemperatur* entspricht in ihrer Form der Verteilung der Umgebungstemperatur, da sie als Mittelwert aus der Lufttemperatur und der Umgebungstemperatur gebildet wird. Die Lufttemperatur ist modellgemäß innerhalb der Zone konstant. Wollte man diese genauer auflösen, dann müßte eine Strömungssimulation erfolgen. Diese ist jedoch bei den gleichmäßig temperierten Wandflächen (alles Innenwandflächen) nicht erforderlich. Die maximale Abweichung von $\pm 0,3$ K

vom Sollwert 25°C erfüllt die gestellte Forderung.

Literatur

- [1] Glück, B.: Wärmetechnisches Raummodell. C. F. Müller Verlag, Heidelberg (1997)
- [2] Prüfbericht über die Ermittlung der Kühlleistung einer Raumkühlfläche. WSPLab Dr. Bitter, Berichtsnr. 93.58. ROM.002
- [3] Prospekt: Das Kühldeckensystem STRAMAX 2000, Technische Dokumentation, (1995)

- [4] Leidinger, D.: Kühldeckenleistungsflußfaktoren – physikalisch gesehen (1996) 8

- [5] Glück, B.: Kühldeckenleistungen: Prüfstand in die Praxis? CCI (199

Schlüsselwörter:

Kühldecken
Leistungsverhalten
Normmessungen
Raummodell
Simulation