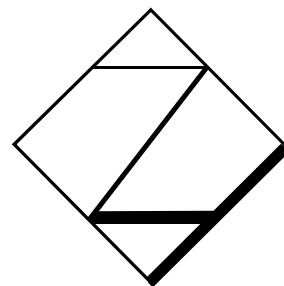




F+E TGA
Forschung und Entwicklung
Technische Gebäudeausrüstung
Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Glück



**Westsächsische
Hochschule
Zwickau (FH)**

**Fachlicher Teil des gemeinsamen
Abschlussberichtes des F/E-Themas:**

**Entwicklung von Produkten
mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten zur
umweltschonenden Raumheizung und -kühlung**

Förderkennzeichen: 032 7241 A

Bearbeiter: Clina Heiz- und Kühlelemente GmbH, Berlin

**Umweltschonende Raumheizung und -kühlung durch
multivalenten Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten**

Förderkennzeichen: 032 7241 B

Bearbeiter: Westsächsische Hochschule Zwickau (FH)

**Förderung durch das
Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit**

PROJEKTTRÄGER JÜLICH

**Autor des Berichtes und der Algorithmen:
Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Glück**

Goethestraße 18, D-08547 Jöbnitz (Plauen)
Tel.+Fax 03741 / 52 12 14 E-Mail B.GLUECK@t-online.de

Juni 2003

Vorwort

Die Suche nach neuartigen umweltschonenden Raumheiz- und Raumkühlssystemen stellt eine immerwährende Aufgabe dar. Vorhandene Technologien – beispielsweise Fußbodenheizungen – erscheinen durch jahrzehntelange Konstruktionsarbeit ausgereift. Neue Erzeugnisse bedürfen eines Technologiesprungs, der naturgemäß auch risikobehaftet ist. Vielfältige Ansätze von Weiterentwicklungen gab es mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten aus Polypropylen, Teilerfolge stellten sich bei der Kühldeckenfertigung ein. Eine umfassende Durchdringung des gesamten Bereichs der Technischen Gebäudeausrüstung fehlte jedoch bisher, denn die kleinen Herstellerfirmen verfügten nicht über das notwendige Forschungs- und Entwicklungspotenzial, während viele große Anlagenbauer in den Neuentwicklungen sogar eine unliebsame Konkurrenz sahen.

Es ist das besondere Verdienst des Bundesministeriums für Wirtschaft und Arbeit und des Projektträgers Jülich – personifiziert durch die Herren Dr.-Ing. H. Lawitzka und Dipl.-Ing. J. Gehrmann – das Halbfabrikat "Kunststoff-Kapillarrohrmatte" als innovationsträchtiges Grundprodukt für den haustechnischen Bereich erkannt zu haben. Dadurch wurde eine sehr fruchtbare dreijährige Forschungs- und Entwicklungsarbeit bei den beiden Partnern möglich:

- **Clina Heiz- und Kühlelemente GmbH, Berlin (Federführung und finanzielle Beteiligung)**
Geschäftsführer: Dipl.-Ing. B. Chahed
- **Westfälische Hochschule Zwickau (FH)**
Bereichsleiter Versorgungstechnik: Prof. Dr. rer. nat. B. Illing.

In Teilbereichen wurde für beide Einrichtungen F+E TGA Prof. Dr.-Ing. habil. B. Glück tätig.

Die Entwicklungsförderung stand unter dem permanent gültigen Hauptaspekt:

- **Senkung des Primärenergieverbrauchs beim Anlagenbetrieb.**

Die Komponenten- und Systementwicklung erfolgte unter der strikten Forderung, Energie mit sehr niedrigem Exergiepotenzial einsetzen zu können. Außerordentlich gute Ergebnisse sind hierbei erreicht worden.

Auf umfassendere Betrachtungen, die den Primärenergieaufwand im Lebenszyklus der Komponenten und Anlagen einschließen, wurde bewusst verzichtet. Die Unkenntnis über später vorhandene Technologien – beispielsweise bei der Anlagenwartung oder gar beim Komponentenrecycling – führt sehr oft zu fehlerhaften, zumindest jedoch zu nicht verifizierbaren Aussagen, die die Hauptaussage "Primärenergieverbrauch beim Anlagenbetrieb" unkontrolliert überlagert. Deshalb wurde der Bilanzkreis auf den Anlagenbetrieb beschränkt, und die weiteren mit der Anlage verbundenen Energieaufwendungen durch typische Ingenieurforderungen – beispielsweise Einsatz von völlig recycelbaren Werkstoffen, gut trennbare Verbundwerkstoffe usw. – pragma-

tisch begrenzt.

Oftmals geschieht es, die Hauptforderung ohne genügende Beachtung der sehr wichtigen Randbedingungen erfüllen zu wollen. Diese sind außerordentlich vielfältig:

- Beibehaltung oder Erhöhung der wärmephysiologischen Behaglichkeit
- Beibehaltung oder möglichst Senkung der Investitionskosten.

Der erstgenannten Randbedingung wurde eine besondere Bedeutung zuerkannt. Neuartige Überlegungen führten zu universell einsetzbaren Baukastenlösungen, die auch bei der zeitgenössischen Architektur des transparenten Bauens von Bürobauten bis zu Passivhäusern anwendbar sind. Sie gewährleisteten eine sehr hohe thermische Behaglichkeit bei sehr niedrigem Primärenergieeinsatz und direkter Nutzung von Umweltenergie.

Die Entwicklung der Komponenten verfolgte sehr intensiv das Ziel der Investitionskostenreduzierung, beispielsweise durch Verringerung oder Weglassen des Fußbodenestrichs, Minimierung der Putzdicken und "tapezierbare" Rohrregister bei thermisch aktiven Flächen, vereinfachte Installation durch Steckverbinder usw. Endgültige Kostendegressionen sind natürlich nur durch Massenanwendungen möglich, wozu alle denkbaren Vorkehrungen getroffen wurden.

Dank der Förderung war es erstmalig möglich, das Einsatzspektrum der Kunststoff-Kapillarrohrmatten unter theoretischen und praktischen Gesichtspunkten umfassend zu untersuchen. Mit wissenschaftlich-technischen Mitteln wurden die thermodynamischen Vorteile der Kapillarrohrmatten herausgearbeitet und danach konsequent die Produkte optimiert. Teilweise gelang es auch, Erkenntnisse der BIONIK bei der Komponentenentwicklung einzubringen. Dies könnte auch ein wichtiger Ansatz für weitere Entwicklungen sein.

Die theoretischen Ergebnisse sind durch umfangreiche experimentelle Überprüfungen in ausgezeichneter Weise verifiziert worden.

Weitergehende Untersuchungen widmeten sich der Systementwicklung unter Verwendung der optimierten Komponenten. Auch diese Ergebnisse sind außerordentlich ermutigend.

Im Bericht wird ausgehend von den bisherigen theoretischen Überlegungen und den praktischen Ergebnissen versucht, einen Ausblick über weitere erfolgversprechende Entwicklungen zu geben.

Für die finanzielle Förderung und die Workshopdiskussionen sei dem Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit (BMWA) und dem Projektträger Jülich gedankt.

Der weitere Dank gilt der Fa. Clina, die durch zusätzliche Finanzierungen die Westsächsische Hochschule Zwickau (FH) unterstützte.

Inhaltsverzeichnis

1	Gedanken zum Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohmatten	8
1.1	Vorteilhafte thermodynamische Eigenschaften	8
1.2	Vorteilhafte hydraulische Eigenschaften	13
1.3	Kombinationsvorteile thermodynamischer und hydraulischer Eigenschaften	15
1.4	Nachteilige thermodynamische und hydraulische Eigenschaften	16
1.5	Bautechnische Eigenschaften	16
1.6	Weitere Eigenschaften	16
1.7	BIONIK	17
2	Minimaler Exergie- bzw. Primärenergiebedarf	19
2.1	Grundlegende Betrachtung	19
2.2	Anlagentechnischer Einfluss bei der Lastkompensation	22
2.3	Anlagentechnischer Einfluss beim Wärmeträgertransport	27
3	Optimale wärmephysiologische Bedingungen im Raum	28
3.1	Grundlegende Betrachtung	28
3.2	Behaglichkeitsgleichung	28
3.3	Trockene Wärmeabgabe des Menschen	30
3.4	Operative Raumtemperatur (Empfindungstemperatur) im Behaglichkeitsbereich ...	32
3.5	Zug-Risiko	33
3.6	Strahlungstemperatur-Asymmetrie	34
3.7	Spezielle Anforderungen bei der Raumkühlung gemäß DIN 1946/02 und ISO 7730 ...	35
4	Wärmephysiologische Bewertung verschiedener Raumkühlssysteme	38
4.1	Voll belegte Kühldecke	39
4.2	Umluftkühler	40
4.3	Kühlsegel mit Umluftkühler	41
4.4	Gesamtbewertung	43
4.5	Einsatz- und Entwicklungsempfehlungen, Fazit	47
5	Praktisch nutzbares Umweltenergiepotenzial	50
5.1	Fluss- und Seewasser	50
5.2	Grundwasser	51

5.3	Erdreich	53
5.4	Solarenergie als Wärmequelle	54
5.5	Atmosphärische Luft als Wärmesenke	54
6	Quo vadis Büroklimateisierung? - Zweiflächen-Bauteilaktivierung	57
6.1	Grundüberlegungen für den Blick in die Zukunft	57
6.2	Geschichtlicher Rückblick und Entwicklungstrend	58
6.3	Zweiflächen-Bauteilaktivierung passiv/aktiv	62
6.4	Zweiflächen-Bauteilaktivierung aktiv/aktiv	68
6.5	Gesamtbewertung der Zweiflächen-Bauteilaktivierung	73
7	Heizphilosophie für Gebäude mit niedrigem Heizwärmebedarf	77
7.1	Grundanliegen der Wohnhäuser mit niedrigem Heizenergiebedarf	77
7.2	Derzeitige Konsequenz für die Heizungstechnik	77
7.3	Generelle Nutzungsanforderungen und mögliche Defizite	78
7.4	Anlagentechnische Anforderungen und vorhandene Defizite	80
7.5	Wärmetechnisches Verhalten eines Raumes in einem Passivhaus	81
7.5.1	Raumdaten und Untersuchungsmethodik	81
7.5.2	Stationärer Betrieb	83
7.5.3	Instationärer Betrieb	87
7.6	Fazit und Empfehlungen zur Weiterentwicklung der Heizungstechnik	92
8	Zwischenfazit	94
9	Thermisch aktive Baukörper	95
9.1	Aufbau und charakteristische Merkmale	95
9.2	Kühlleistung der Speicherdecken	96
9.2.1	Stationärer Betrieb einer Betondecke bei unterschiedlichen Raumtemperaturen	98
9.3	Grundprinzipien zur Anwendung der thermisch aktiven Baukörper	99
9.4	Vollwertiges System zur Lastkompensation	103
9.5	Neuartige thermisch aktive Deckenkonstruktion	104
9.5.1	Vorschlag zur Vermeidung der üblichen Nachteile	104
9.5.2	Grundsätze zur Bewertung der thermodynamischen Eigenschaften	106
9.5.3	Spezielle Untersuchung der thermodynamischen Eigenschaften der Filigrandecke mit integrierter Kapillarrohrmatte	109

9.5.4	Fazit	115
9.6	Neue Simulationsmethodik für die instationären, dreidimensionalen Vorgänge bei der thermischen Bauteilaktivierung	117
9.6.1	Algorithmus	118
9.6.2	Testrechnungen	126
9.6.3	Fazit zum Simulationsprogramm	126
9.7	Vergleich verschiedener Rohrregister mit konventionellen Rohren	127
9.8	Vergleich von konventionellen Rohrregistern mit Kapillarrohrmatten	128
9.9	Einflüsse der Wärmeleitfähigkeit des Betons und der Bewehrung	131
9.9.1	Modellierung	131
9.9.2	Algorithmus	134
9.9.3	Einfluss der Wärmeleitfähigkeit von homogenen Platten auf die Kühlleistung	135
9.9.4	Einfluss der Bewehrung im unteren Plattenbereich auf die Kühlleistung	137
9.10	Verteilung der Wärmestromdichte längs der Rohrregister	140
10	Thermisch aktive Flächen am Baukörper	142
10.1	Untergehängte Kühldecken	143
10.1.1	Algorithmus zur Bewertung und Optimierung von Metall-Kühldecken mit aufgeklebten Kapillarrohrmatten	145
10.1.2	Entwicklungspotenzial für konventionelle Deckenpaneele zu Kühldecken durch Integration von Kapillarrohrmatten	150
10.1.3	Entwicklungspotenzial für Holzpaneele zu Kühldecken durch Integration von Kapillarrohrmatten	155
10.1.4	Entwicklungspotenzial für Perlit- und Blähglasplatten zu Kühldecken durch Integration von Kapillarrohrmatten	156
10.1.5	Entwicklung und Optimierung eines Wärmeleitpaneels	157
10.1.6	Entwicklung und Optimierung einer Lamellenkühldecke	157
10.2	Kühldecken und Kühlwände direkt am Baukörper	159
10.2.1	Oberfläche von Rauputzen	160
10.2.2	Berechnungsmodell für heterogene Putzkühldecken mit Kapillarrohrmatten	166
10.2.3	Kühlleistung bei Vergrößerung der Oberfläche und der Wärmeleitfähigkeit	166
10.3	Kühlsegel und flexible Kühlflächen	168
10.4	Kühlleistungen von Raumkühlflächen mit Kapillarrohrmatten	169
10.5	Fußbodenheizungen mit Kapillarrohrmatten	171
10.5.1	Stationäre Leistungsberechnung	174
10.5.2	Instationäres Verhalten (Aufheizvorgang)	175
10.6	Leistungsermittlung von geschlossenen, thermisch aktiven Flächen – Normung	177

11	Kühlschächte mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten	180
11.1	Algorithmus zur Leistungsberechnung der Kühlschächte	182
11.1.1	Wärmetechnische Modellierung der Kapillarrohrmatten im Schacht	183
11.1.2	Strömungstechnische Modellierung der Kapillarrohrmatten im Schacht	190
11.1.3	Verifikation	194
11.2	Produktoptimierung mittels Simulation	197
11.3	Kühlleistungen von optimierten Kühlschächten	199
12	Heizschächte mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten	199
12.1	Experimentelle Untersuchungen	200
12.2	Algorithmus zur Leistungsberechnung von kombiniert genutzten Schächten	201
12.3	Verifikation und Leistungen	202
13	Thermoaktive Dämmung	205
13.1	Optimierungsaufgaben	208
13.2	Erweiterung des Verfahrens	210
13.3	Mögliche Anwendungen	214
14	Weitere Entwicklungen und Untersuchungen	217
15	Mögliche Energieeinsparungen bei umfassendem Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten in Einkaufszentren	219
16	Empfehlungen für die Weiterführung der Kapillarrohrtechnik	224
	Literaturverzeichnis	225
	Zeitschriftenveröffentlichungen mit Bezug auf das bearbeitete F/E-Thema	
	(20 Artikel)	227
	Anhänge auf CD-ROM (nur für Teilnehmer an der F/E-Bearbeitung)	
	(1244 Seiten)	228

1 Gedanken zum Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten

Kunststoff-Kapillarrohrmatten aus Polypropylen sind vor etwa zwanzig Jahren entwickelt worden. Die ursprüngliche Zielstellung war der Bau von korrosionsfesten Wärmeübertragern zur Abwärmenutzung. Die anfängliche Geometrie – durch die Herstellungstechnologie bedingt – gestattete jedoch keinen umfassenden Einsatz weder im Bereich der Wärmeübertrager noch im Bereich der Raumheizflächen, an die dann auch bald gedacht wurde. Die Weiterentwicklung zu einem Meter breiten Matten mit bis zu einhundert parallelen Kapillarrohren, die einzeln aufgedornt in Verteilerrohren (sogenannte Stämme) gleichen Materials eingeschweißt wurden, bildete die Grundlage für eine erfolgreiche Komponentengestaltung. Diese Mattenform fand z. B. seit 1990 zunehmend Verwendung beim Bau von Kühldecken. Die Abmessungen der Röhrchen betrugen vorwiegend 3,4×0,55 mm, die der Stammrohre 20×2 mm. Die Abstände der Röhrchen variierten zwischen 10 mm und 30 mm. Die Kühldeckenfertigung erfolgte in der Regel in handwerklicher Form, wobei zahlreiche Entwicklungen intuitiv entstanden.

Um gezielte Entwicklungen einzuleiten und das Einsatzgebiet zu erweitern, ist es notwendig die Besonderheiten der Kapillarrohrmatten zu erkennen.

1.1 Vorteilhafte thermodynamische Eigenschaften

Die Geometrie der Kapillarrohrmatten bewirkt mehrere vorteilhafte wärmetechnische Eigenschaften:

I. Die kleinen Rohrabstände - ab 10 mm - ergeben sehr homogene Temperaturen in flächenförmigen Bauteilen sowohl bei eingegossenen als auch bei aufgeklebten Matten.

Daraus folgen zusammenfassend:

- niedrige Über- oder Untertemperaturen des Wärmeträgers ($\equiv$ mittlere Wassertemperatur nahe der Raumtemperatur) bei vorgegebener Wärmestromdichte sogar auch bei Baustoffen mit kleiner Wärmeleitfähigkeit (z. B. Blähglas mit $\lambda = 0,09 \text{ W/(m K)}$),
- gute Dynamik des Systems beispielsweise kurze Aufheiz- oder Abkühlzeiten,
- sehr geringe Temperaturwelligkeit an der Bauteiloberfläche,
- nahezu parallele Isothermenflächen zur Rohrregisterebene im Bauteil,
- große verfügbare Wärme in Speicherbauteilen zum Beispiel in Massivdecken.

Diese Aussagen sind durch einige Entwicklungsergebnisse, die in den Bildern 1.1 bis 1.4 vorab gezeigt werden, belegt. Die Erläuterungen finden sich in den Bildunterschriften.

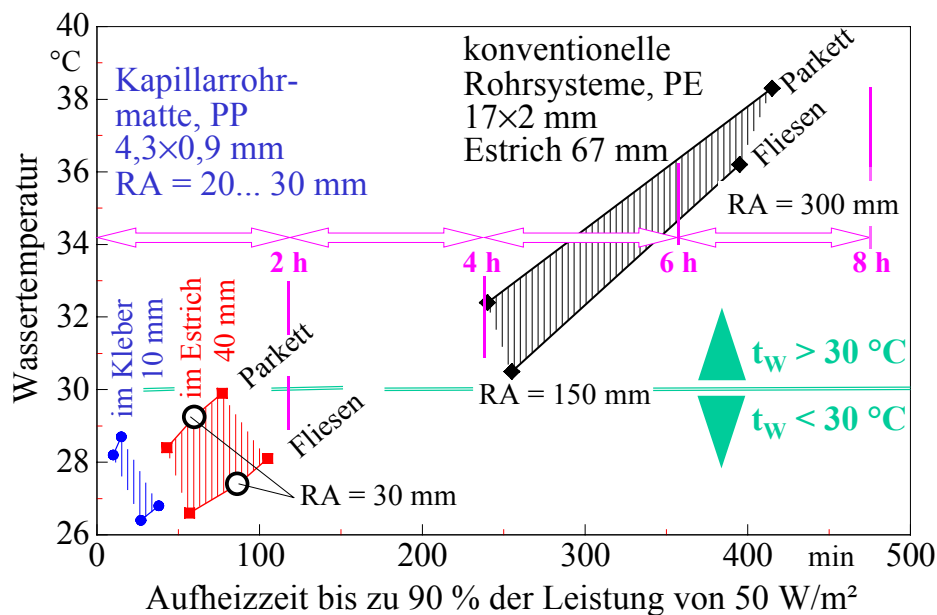


Bild 1.1 Erforderliche mittlere Heizwassertemperaturen und Aufheizzeiten für eine Fußbodenheizung mit eingeformten konventionellen Rohrmäandern bzw. Kapillarrohrmatten im Vergleich bei einer Wärmestromdichte von 50 W/m² sowie einer Raumtemperatur von 20 °C. Die Kapillarrohrmatten im Kleber verlegt sind als derzeitiges Optimalziel zu verstehen.

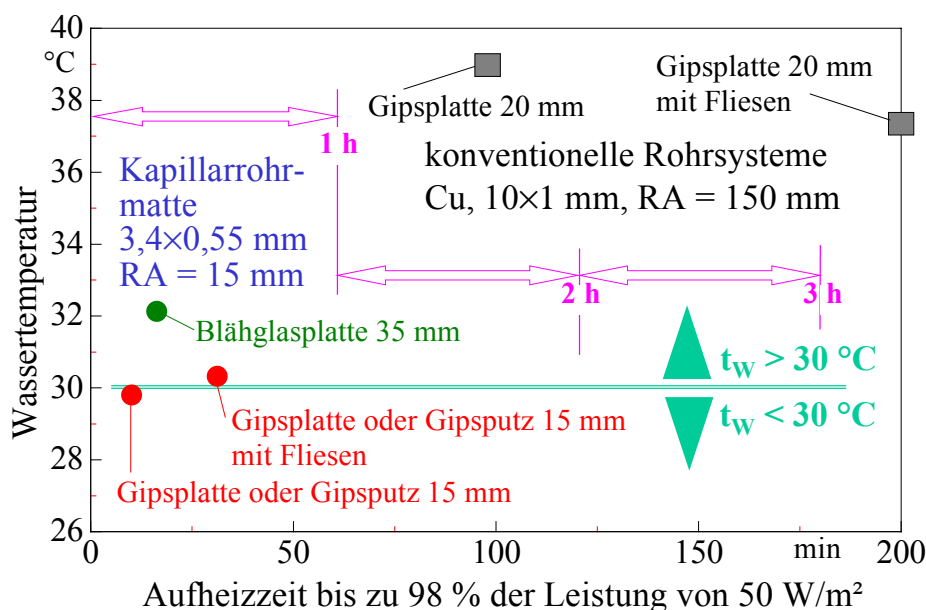


Bild 1.2 Erforderliche mittlere Heizwassertemperaturen und Aufheizzeiten für eine Wandheizung mit eingeformten konventionellen Rohrmäandern bzw. Kapillarrohrmatten im Vergleich bei einer Wärmestromdichte von 50 W/m² sowie einer Raumtemperatur von 22 °C.

Der angegebene Zusammenhang zwischen der Leistung und dem Absolutwert der Temperaturdifferenz (Raum - Wasser) gilt für den Kühlfall gleichermaßen, da für eine Heiz- und Kühlwand die gleichen Wärmeübergangskoeffizienten gelten.

Die Varianten mit Rohrmäandern wären für den Kühlfall überhaupt nicht einsetzbar!

Kühlwände mit Kapillarrohrmatten haben dagegen eine sehr hohe Leistung:

50 W/m² bei einer $\Delta t \approx 8\text{ K}$ für Baustoff Gips und von $\approx 10\text{ K}$ für Baustoff Blähglas.

Bauart	Δt_w in K
Kapillarrohrmatte RA = 15 mm in 15 mm Gips	0,1
Kupferrohrregister RA = 200 mm in 20 mm Gips	15,7
Kupferrohrregister RA = 150 mm in 20 mm Gips	13,6
Kupferrohrregister RA = 100 mm in 20 mm Gips	9,5
Kapillarrohrmatte RA = 15 mm in 35 mm Blähglas	1,3

Bild 1.3 Temperaturwelligkeit Δt_w auf der Oberfläche von Wandheizsystemen ($\equiv$ Wandkühlsystemen) bei einer Temperaturdifferenz zwischen Wasser und Raum von 20 K durch Simulation ermittelt

Man sieht die Temperaturhomogenität bei Einsatz von Kapillarrohrmatten sehr deutlich. In der Regel beträgt der Unterschied auf der Wandoberfläche nur 0,1 K, bei dem extrem schlechten Wärmeleiter Blähglas auch nur 1,3 K. Demgegenüber ergeben sich bei Kupferrohrregistern mit üblichen Rohrabständen beachtliche Temperaturschwankungen.

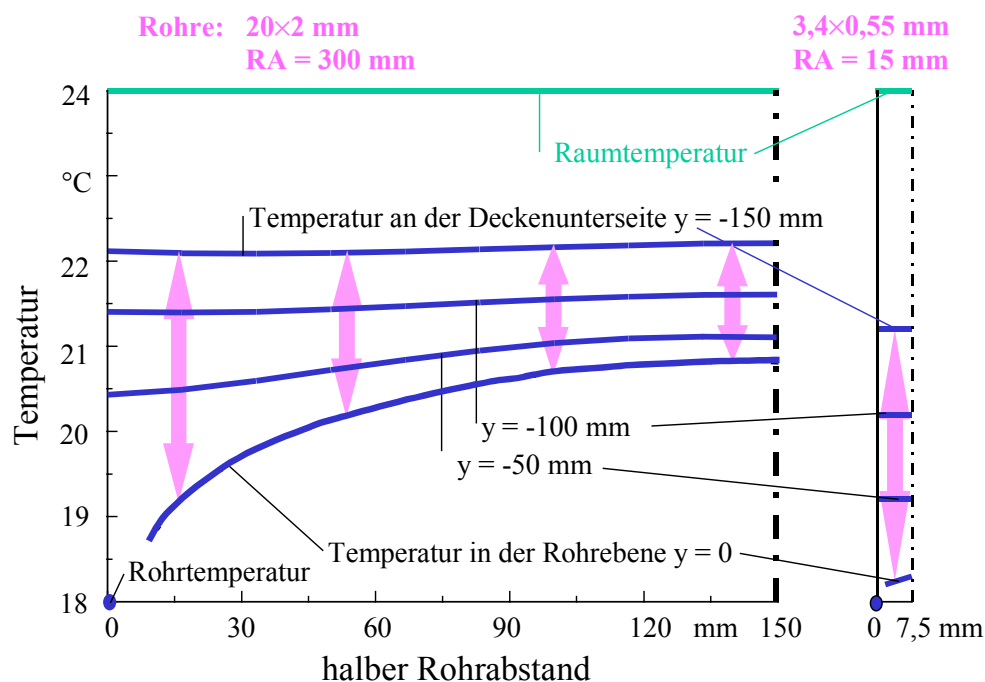


Bild 1.4 Temperaturverläufe bei Kühlung einer Massivdecke der Dicke 300 mm mit einer mittleren Kühlwassertemperatur von 18 °C bei einer Raumtemperatur von 24 °C unter stationären Bedingungen

Auf der Oberseite befindet sich ein Textilbelag (Dicke 10 mm, Wärmeleitfähigkeit 0,07 W/(m K)). Das Rohrregister liegt mittig in der Decke.

links: konventionelle Rohrschlangen; rechts: Kapillarrohrmatten

Dargestellt ist jeweils eine Symmetriehälfte von Mitte Rohr bis zur Mitte zwischen zwei Rohren. Die y-Achse beginnt in Höhe der Rohrebene und ist nach oben orientiert. Die Vertikalpfeile kennzeichnen den Temperaturbereich des Betons als Indiz für die Speicherwärme ("Speicherwärme") im Bauteil.

II. Die kleinen Rohrdurchmesser - z.B. 3,4 mm - führen bei frei in der Luft angeordneten Matten auch bei kleinen Luftgeschwindigkeiten zu großen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten.

Daraus folgen zusammenfassend:

- Wärmeübergangskoeffizienten sind 2 bis 3 mal so groß wie an einem 1/2" bzw. 3/4" Rohr
- hohe konvektive Leistungen an Wärmeübertragerflächen aus Kapillarrohrmatten bereits bei niedrigen Über- oder Untertemperaturen des Wärmeträgers ($\equiv$ mittlere Wassertemperatur nahe der Lufttemperatur).

Auch hier zeigen Vorabergebnisse (Bilder 1.5 und 1.6) der durchgeführten Entwicklungen das Leistungspotenzial.

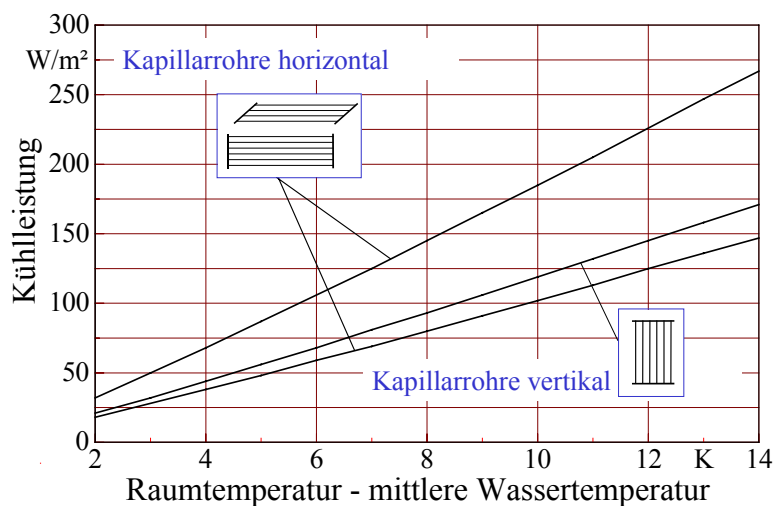


Bild 1.5 Kühlleistungen für freihängende Kapillarrohrmatten der Fa. Clina in Funktion der Raumübertemperatur (Bezugsfläche ist die Projektionsfläche der Matte) (siehe auch Bild 10.31)

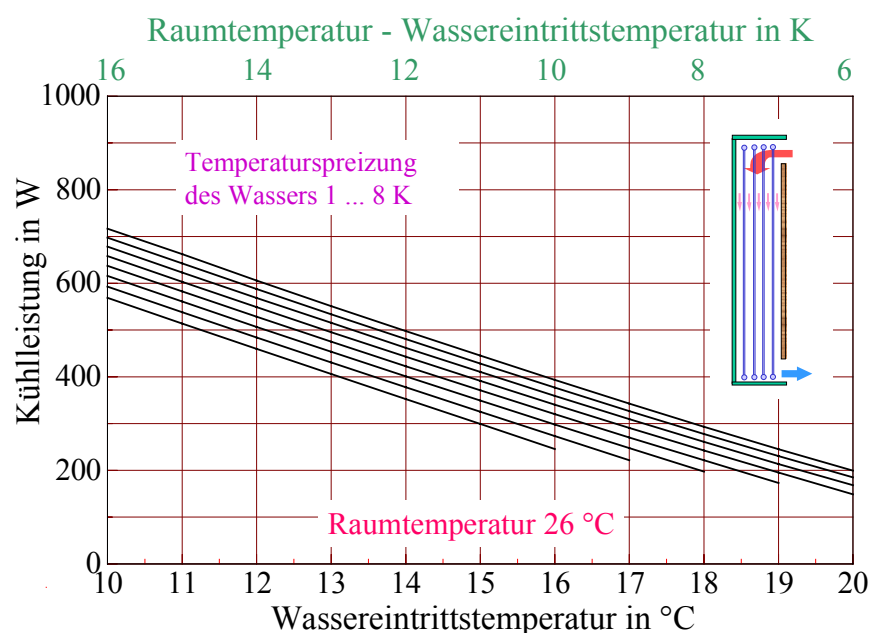


Bild 1.6 Kühlleistungen von verschiedenen Schachtkonstruktionen der Fa. Clina (Baulänge 1 m) (siehe auch Bild 11.15)

III. Die geometrischen Abmessungen der Kapillarrohrmatten bewirken bei sensiblen und latenten Wärmespeichern eine hohe Speicherdichte.

Daraus folgen zusammenfassend:

- bei flächenförmigen Speichern werden sehr große Rohroberflächen bezogen auf die belegte Mattenfläche erreicht (z. B. bis 145 % mehr als bei Rohrmäandern),
- bei Volumenspeichern sind große Wärmeübertragerflächen im Speichermaterial bei geringer Reduzierung der Speichermasse realisierbar (z. B. bis zu 200 % größere Oberfläche und volumenbezogene Übertragungsleistung bei gleichem Speichervolumenverlust).

Diesbezüglich sollten noch intensive Untersuchungen zur Speichergestaltung erfolgen. Bisherige Ergebnisse liegen für Massivspeicherdecken vor. Sie sind beispielhaft im Bild 1.7 gezeigt.

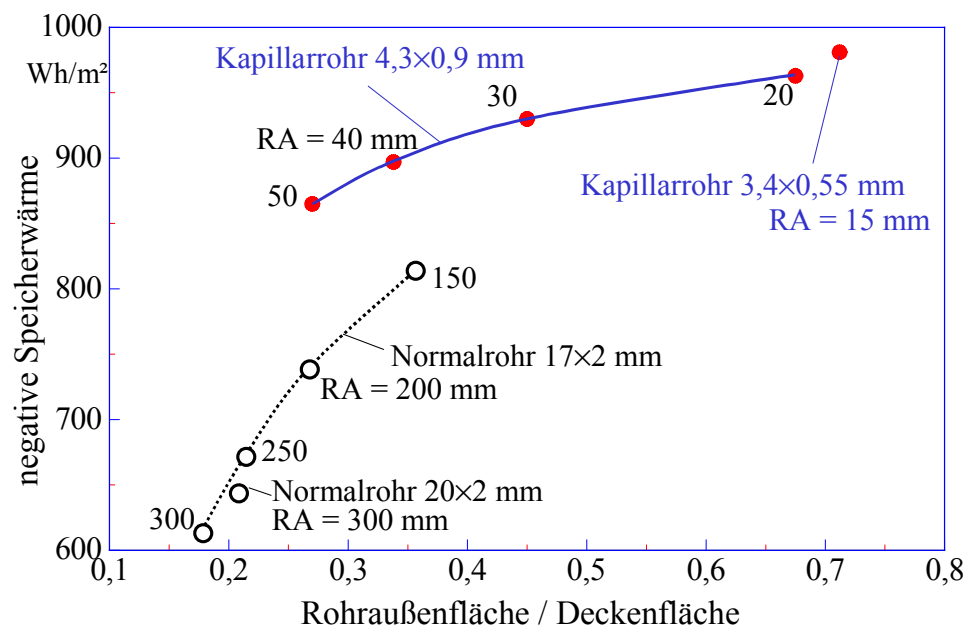


Bild 1.7 Korrelation zwischen der Rohroberfläche, die im Bauteil integriert ist, und der Speicherwärme einer Massivdecke (Dicke 300 mm, Oberseite mit Textilbelag der Dicke 10 mm, Rohrregister mittig in der Decke, mittlere Kühlwassertemperatur 18 °C, Raumtemperatur 24 °C, stationäre Bedingungen analog Bild 1.4)

IV. Durch die Mattengeometrie wird eine einheitliche Durchflussrichtung des Wärmeträgers bewirkt, wodurch die günstigste Temperaturdifferenz zur Umgebung besteht.

1.2 Vorteilhafte hydraulische Eigenschaften

Bezeichnend ist, dass beim ersten Betrachten von Kapillarrohrmatten mit Innendurchmessern der Röhrrchen von 2,3 mm bzw. 2,7 mm sofort der **subjektive Gedanke** an einen **hohen Druckverlust** entsteht. Dies ist bei Auswertung der Rechenergebnisse aber **völlig unbegründet**.

Im Gegenteil bietet die Mattengeometrie und die damit realisierte Durchströmung sehr vorteilhafte hydraulische Bedingungen:

- I. Infolge der Paralleldurchströmung des Rohrregisters entstehen niedrige Druckverluste auch bei sehr kleinen Temperaturspreizungen.
- II. Kann bei einer thermisch aktiven Fläche die Mattenlänge gleich gewählt werden, dann liegen auch nahezu gleichmäßige Druckverluste vor.

Beispielhaft wird eine Belegungsfläche von 20 m² betrachtet. Die Wärmestromdichte betrage 50 W/m². Für die Temperaturspreizungen des Wassers wurden 2 K sowie 4 K angesetzt und die Druckverluste für konventionelle Rohrverlegungen in mäanderförmigen Rohrschlangen (hintereinander oder bifilar) sowie für Kapillarrohrmatten untersucht (Bild 1.8). Die theoretischen Rohrlängen berechnen sich in allen Fällen zu $l = A_K / RA$ mit der jeweils von einem Stromkreis belegten Fläche A_K und dem Rohrabstand RA . Die Einzelwiderstände für Bogen und Abzweige sowie Durchgänge mit den jeweiligen Trennungen und Vereinigungen sind nach [1] eingerechnet worden. Ein Auszug der umfangreichen Ergebnisse findet sich im Bild 1.8. Hieraus ergeben sich die zusammengefassten Aussagen:

- Die **Druckverluste der Kapillarrohrmatten** sind in erster Näherung **unabhängig** von der **Anzahl der Stromkreise**. Sie überschreiten nur in einem Ausnahmefall - und da auch nur geringfügig - 10 kPa. Hieraus resultiert ein **geringer Planungsaufwand**.
- Die **Druckverluste der konventionellen Rohrschlangen** sind äußerst **heterogen**. Sie steigen mit kleinerer Stromkreiszahl und mit abnehmender Spreizung stark an. Es ist schwierig und zeitaufwendig, den hydraulischen Abgleich für alle Stromkreise herzustellen.
- Bei **Rohrschlangen mit kleinen Rohrdurchmessern**, die aus thermodynamischer Sicht günstig sind, müssen mehrere parallele Stromkreise eingesetzt werden. Teilweise ergeben sich dabei unrealistische Verhältnisse. Beispielsweise müssten bei Kunststoffrohr 10,5×1,25 mm fünf oder sechs Stromkreise gebildet werden, um bei 4 K Spreizung ein $\Delta p \approx 10$ kPa oder 5 kPa zu verwirklichen. Bei 2 K Spreizung - ein angestrebter Fall bei Umweltenergieeinsatz - ergibt sich bei sechs Kreisen noch ein Druckverlust von etwa 22 kPa. Bei dieser Stromkreis-

zahl müssten bei Parallelanschluss an den Verteiler immerhin 12 Leitungen verlegt werden.

Ein praktisch kaum realisierbarer Aufwand!

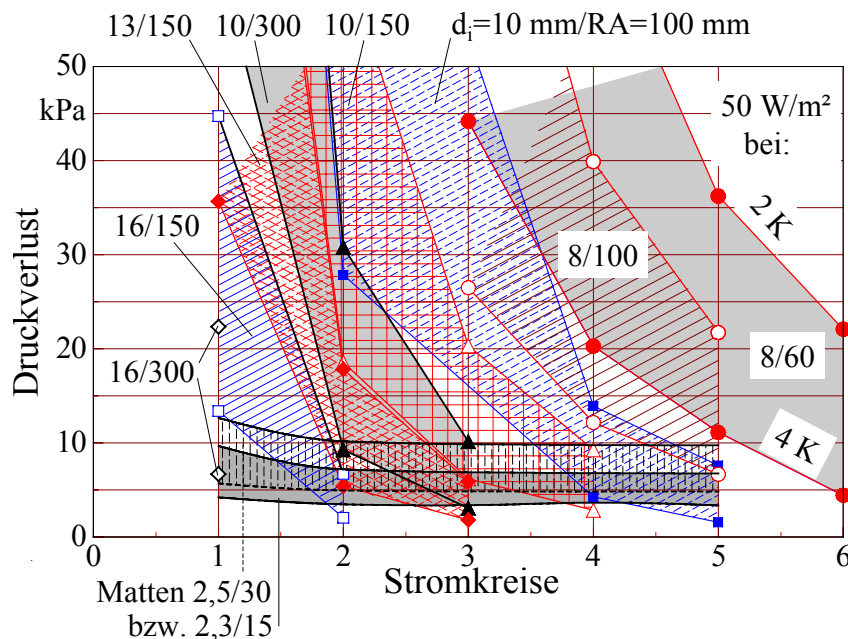


Bild 1.8 Druckverluste von Rohrregistern mit einer Belegungsfläche von 20 m² und einer Wärmestromdichte von 50 W/m² in Abhängigkeit der Stromkreiszahl und des Rohrsystems. Dargestellt sind die Ergebnisse für Temperaturspreizungen des Wassers von 4 K und 2 K (Kurve begrenzt den jeweiligen Bereich nach oben). Beschriftung der Bereiche: erste Zahl kennzeichnet den Rohrrinnendurchmesser; zweite Zahl gibt den Rohrabstand an.

III. Die Mattenform stellt bei großen Wärmeübertragerflächen – wie beispielsweise bei Raumumfassungen erforderlich – die logische Entwicklungskonsequenz dar.

Bild 1.9 zeigt die Entwicklungsrichtung an.

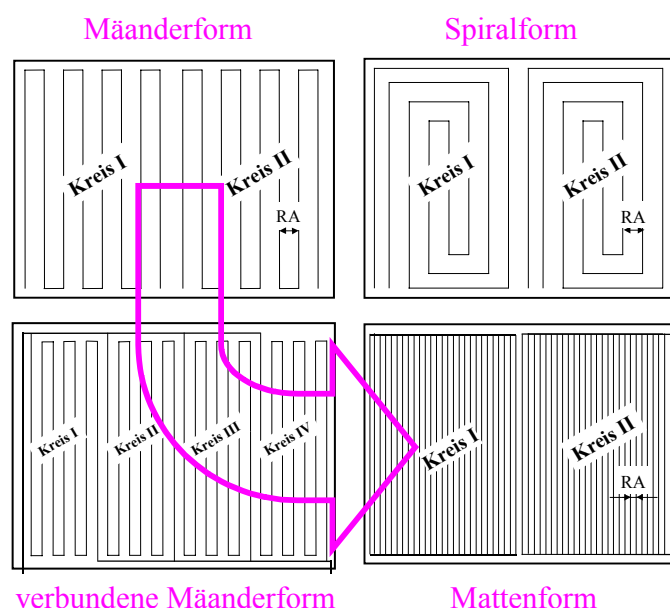


Bild 1.9 Ausgehend von der mäander- oder spiralförmigen Rohrverlegung mit Einzelanschluss der Stromkreise wird bei Verknüpfung zahlreicher Stromkreise üblicherweise ein übergeordnetes Tichelmannsystem verwendet. Wenn die einzelnen Stromkreise zu einem geraden Rohr "entarten", entsteht die Mattenstruktur. Der im Bild eingetragene Pfeil demonstriert diese Entwicklungsrichtung.

1.3 Kombinationsvorteile thermodynamischer und hydraulischer Eigenschaften

Beim Einsatz von Kapillarrohrmatten ist der in der Technik seltene Fall zu beobachten, dass sich zwei Vorteile unterschiedlicher Gebiete sehr gut ergänzen.

Beim Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten ist die Kombination von zwei Entwicklungszielen, möglichst raumnahe Wassertemperaturen und kleine Druckverluste gleichzeitig erreichbar.

Bild 1.10 zeigt die Gegenüberstellung von mäanderförmigen Systemen und von Mattensystemen. Die Einzelziele sind mit herkömmlichen Systemen erreichbar, beispielsweise sind niedrige Wassertemperaturen für Fußbodenheizungen mit dem Rohr 10,5×1,25 mm, RA = 60 mm und niedrige Druckverluste mit dem Rohr 17×2 mm, RA = 300 mm möglich. Beide Ziele gleichzeitig zu erreichen, ist aus heutiger Sicht nur durch den Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten denkbar.

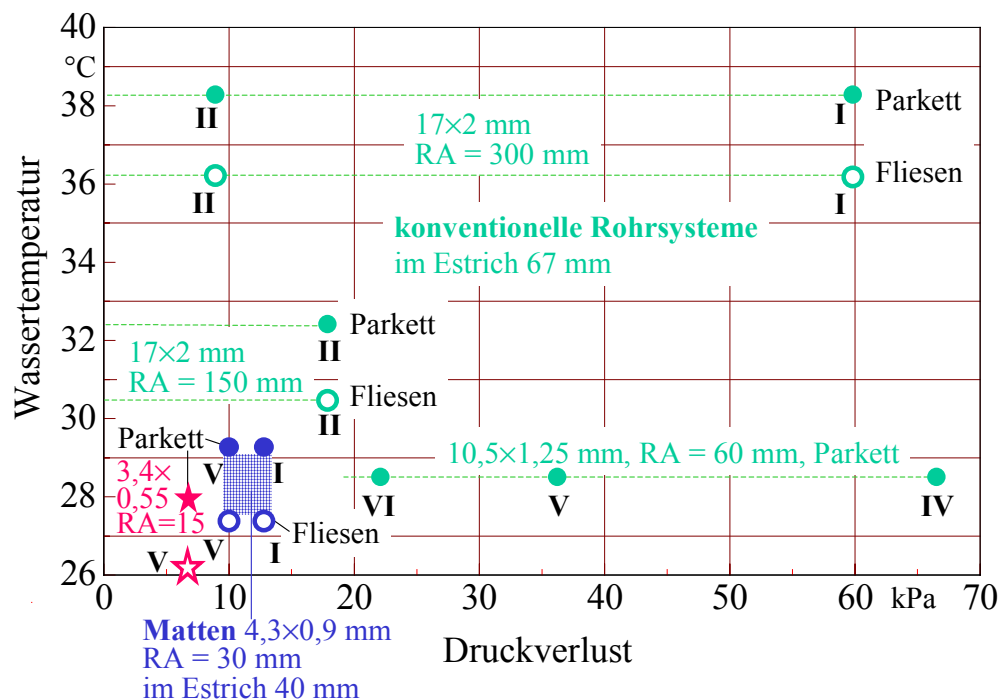


Bild 1.10 Erforderliche mittlere Wassertemperaturen und zugehörige Druckverluste bei einer Belegungsfläche von 20 m², einer Wärmestromdichte von 50 W/m² und einer Raumtemperatur von 20 °C mit unterschiedlichen Rohrsystemen im Vergleich für eine Temperaturspreizung von 2 K (inhaltliche Verknüpfung der Bilder 1.1 und 1.8)

Als Beispiel wurde eine Fußbodenheizung betrachtet, die Aussagen gelten jedoch gleichermaßen auch für andere thermisch aktive Flächen.

Die römischen Zahlen geben die Anzahl der Stromkreise an. Die Sterne in der Nähe des Koordinatenursprungs stellen Kapillarrohrmatten im Kleber dar (voller Stern für Parkettbelag, leerer Stern für Fliesenbelag) und sind als derzeitiges Optimalziel zu verstehen.

1.4 Nachteilige thermodynamische und hydraulische Eigenschaften

Die wärmetechnischen Nachteile der Kapillarrohrmatten sind die in der Regel vorhandene laminare Strömungsform in den Röhren und die niedrige Wärmeleitfähigkeit des Materials. Beides wird aber durch die geringe Rohrwanddicke kompensiert bzw. überkompensiert, sodass der Wärmedurchgangskoeffizient vielfach sogar höher als bei vergleichbaren Rohren ist.

Eine vergleichende Berechnung zeigt die Tabelle 1.1 beispielhaft.

Tabelle 1.1 Wärmedurchgangskoeffizient von verschiedenen Rohren bei typischen geometrischen und strömungstechnischen Bedingungen, wenn auf der Außenseite freie Konvektion zur Luft vorhanden ist

Rohrart	d_a/d_i mm	λ_{Rohr} W/(m K)	t_{Wasser} °C	W_{Wasser} m/s	α_i W/(m²K)	α_a W/(m²K)	k_{innen} W/(m²K)
Kapillarrohr	4,3/2,7	0,21	10 °C	0,2	888	7,5	11,4
Verbundrohr	20/16	0,35	10 °C	0,8	3278	7,5	8,9
Kupferrohr	15/13	372	10 °C	0,5	2057	7,5	8,6

1.5 Bautechnische Eigenschaften

Kunststoff-Kapillarrohrmatten zeichnen sich durch einen sehr geringen Materialeinsatz und durch eine nur geringe Schwächungen des Bauteils, in dem diese gegebenenfalls eingebettet sind, aus.

Bei der Massivdeckenspeicherung ergaben Berechnungen die in Tabelle 1.2 dargestellten Ergebnisse.

Tabelle 1.2 Speicherwärme im Bauteil bezogen auf den Kunststoffeinsatz

Normalrohr 20×2 mm	RA = 300 mm	1,71 MWh/m³	57 %
	RA = 150 mm	1,07 MWh/m³	36 %
Kapillarrohr 3,4×0,55 mm	RA = 15 mm	2,99 MWh/m³	100 %

1.6 Weitere Eigenschaften

Polypropylen erfüllt die Anforderungen der Stoffe, die mit Trinkwasser und Lebensmitteln in Kontakt kommen dürfen.

Es ist grundwasserneutral und wird von Mikroorganismen nicht angegriffen.

Bis 60 °C ist Polypropylen gegenüber vielen Lösungsmitteln beständig, gegenüber starken Lösungsmitteln ist es bedingt bis nicht widerstandsfähig. Kupferionen können über längere Einwirkungszeiten die physikalischen Eigenschaften des Polypropylens verschlechtern.

Das Material ist nicht diffusionsdicht gegenüber Sauerstoff. Bei Einbau von nicht korrosionsfesten Materialien sind getrennte Kreisläufe vorzusehen.

1.7 BIONIK

Die junge Wissenschaft BIONIK lehrt, wie die natürlichen Vorgänge - vor allem im Bereich der Biologie - auf das Gebiet der Technik zu übertragen sind. Dabei können stets nur Teile der komplexen Vorgänge transferiert werden.

Bezüglich der flächenförmigen Wärmeübertrager ist eine Analogie zur Durchblutung der menschlichen Haut gegeben.

Bewusst wird nicht von der Haut in ihrer Gesamtheit gesprochen, da deren Funktion so komplex ist, dass ein "Nachbau" völlig utopisch wäre. Das Blutgefäßsystem, über das die Wärmeabgabe nach außen erfolgt, kann jedoch eine technische Umsetzung durch Kapillarrohrmatten in den Bauteilen erfahren (Bild 1.11).

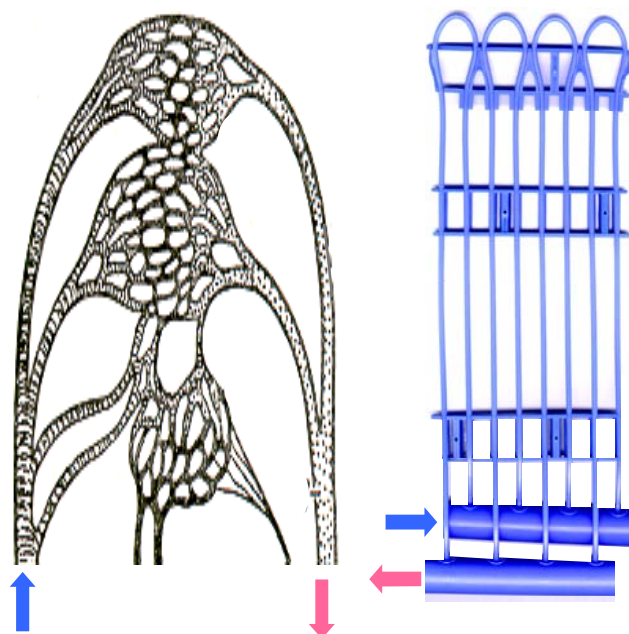


Bild 1.11 Teil des menschlichen Blutkreislaufes (links) und Kunststoff-Kapillarrohrmatte der Fa. Clina mit Röhrchen der Durchmesser 3,4×0,55 mm oder 4,3×0,8 mm mit Rohrabständen ab 10 mm (rechts)

In beiden Fällen erfolgt eine Aufteilung des Gesamtmassestromes in parallel durchströmte Fluidkanäle.

Die Strömungsgeschwindigkeiten in den Arterien und in den Kapillarrohren liegen in der gleichen Größenordnung von 0,05 m/s bis 0,2 m/s.

Zusammenfassung der Analogie im Sinne der Bionik:

- Der effiziente wirtschaftliche Wärmetransport erfolgt in beiden Fällen mit einem flüssigen Wärmeträger.

- Die Fluidbeaufschlagung der Heiz-/Kühlfläche mittels parallel durchströmter Röhrchen wird in Analogie zum Blutkreislauf gesehen, der durch die Evolution "optimiert" wurde.

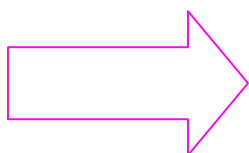
Ein entfernteres Vorbild entstammt der Hydrographie. Ein Flusslauf in einer breiten Aue bildet beispielsweise dann Mäander, wenn er durch das gegebene Gefälle Energie "verschwen- den" darf. Ist kaum potentielle Energie vorhanden, dann fließt er in parallelen Verzweigungen, wie z. B. in einem Mündungsdelta üblich.

- Der geringe Abstand der Fluidkanäle bewirkt auch ohne Wärmeleitrippen eine homogene Temperaturverteilung auf der Oberfläche.

Zusätzliche Wärmeleitrippen zwischen den Fluidkanälen – wie beispielsweise bei konventi- onellen Fußbodenheizungen im Trockenverlegeverfahren üblich – bringen bei den kleinen Rohrabständen keine merkliche Verbesserung. Stattdessen wären nötigenfalls engere Rohr- abstände sinnvoll. Die Natur arbeitet offenbar nach dem gleichen Bauprinzip. Unter Nutzung der Kapillarrohrmatten können sogar schlecht wärmeleitende Baustoffe Verwendung finden.

- Für alle Wärmeübertrager kann ein einheitliches Konstruktionsprinzip gewählt werden.
- Die gleichzeitige sehr gute Erfüllung der unterschiedlichen thermodynamischen, hydraulischen und bautechnischen Anforderungen erlaubt es, von einem umfassenden optimalen Kompromiss der technischen Lösung zu sprechen.
- In den natürlichen Blutkreisläufen sind die Wandungen der Fluidkanäle bewusst sauerstoff- durchlässig. Alle Materialien sind "korrosionsfest". In den Wasserkreisläufen mit Kunststoff- Kapillarrohrmatten dürfen keine korrosiven Materialien eingebaut sein. Es sind nur geeignete Kunststoffe und ergänzend Edelstahl sowie Rotguss zu verwenden. In analoger Weise "repa- riert" die moderne Chirurgie auch den menschlichen Organismus.

Man sollte mit Phantasie neue Konstruktionen entwerfen. Die Evolution probiert auch viele Din- ge aus. Hindernisse, die oftmals in der handwerklichen Umsetzung mit neuen Baustoffen oder Halbzeugen gesehen werden, sollten in Anbetracht der enormen technischen Entwicklung insbe- sondere auch im Bauwesen vor allem aber in Anbetracht der Leistungen der "natürlichen Bau- künstler" nicht leichtfertig vorgebracht werden.



Bericht im Anhang A:

"Mehrdimensionale Optimierung für raumbegrenzende Heiz- und Kühlflächen mit geringem Exergie- und Druckverlust – Lehren aus der Bionik" (21 Seiten)

2 Minimaler Exergie- bzw. Primärenergiebedarf

Das Thema ist der umweltschonenden – d. h. ressourcenschonenden – Raumheizung und Raumkühlung gewidmet. In eine physikalisch-technische Zielstellung übertragen, bedeutet dies den Exergie- bzw. Primärenergiebedarf zum Betrieb der Raumheiz- und Raumkühlanlagen zu minimieren.

2.1 Grundlegende Betrachtung

Die Umwelt verfügt über nahezu unendlich große, erneuerbare Energieressourcen. Leider sind die entnehmbaren Energieströme $\dot{Q}_Q$ ("Energiequellen") an Temperaturen T_Q gebunden, die sich meistens nicht für einen direkten Einsatz zum Heizen oder Kühlen von Räumen mit der geforderten Raumtemperatur T_R eignen. Sie verfügen bezogen auf die Temperatur der Außenatmosphäre T_a in der Regel nur über ein geringes exergetisches Potenzial, da die Differenz $|T_Q - T_a|$ relativ klein ist.

Die **Exergie der Wärme** stellt den Anteil der Wärme dar, der in einem Rechtsprozess (Wärme-kraftmaschine) in Nutzarbeit überführt werden kann, wenn die Abwärme bei Umgebungstemperatur T_a abgegeben wird und die Maschine reversibel nach dem CARNOT-Prozess arbeitet. Für den Prozess gilt dann der Exergiestrom ($\equiv$ Exergie des Wärmestromes $\dot{Q}_Q$):

$$\dot{E}_Q = \underbrace{\left(1 - \frac{T_a}{T_Q}\right)}_{\text{CARNOT-Faktor}} \dot{Q}_Q. \quad (2.1)$$

Der CARNOT-Faktor stellt den thermischen Wirkungsgrad des CARNOTschen Kreisprozesses zwischen T_Q und T_a dar und ist somit für die exergetische Bewertung der Wärmequelle geeignet.

Im Bild 2.1 ist zur allgemeingültigen Qualitätsbeurteilung der Wärme ("Kälte") der Absolutbetrag des CARNOT-Faktors

$$\left|1 - \frac{T_a}{T_Q}\right|$$

ausgewertet. Dabei wurde die Umgebungstemperatur $t_a = 20 \text{ °C}$ ($T_a = 293 \text{ K}$)¹ gesetzt. Da der CARNOT-Faktor bei Temperaturen unter der Umgebungstemperatur stärker ansteigt, als bei Temperaturen über der Umgebungstemperatur – gleiche absolute Differenzen vorausgesetzt – folgt die bekannte Aussage **"Kälte ist wertvoller als Wärme"**.

¹ Die Temperaturen in °C werden mit t , die zugehörigen absoluten Temperaturen in K mit T bezeichnet, wobei $T = t + 273 \text{ K}$ vereinfachend gilt.

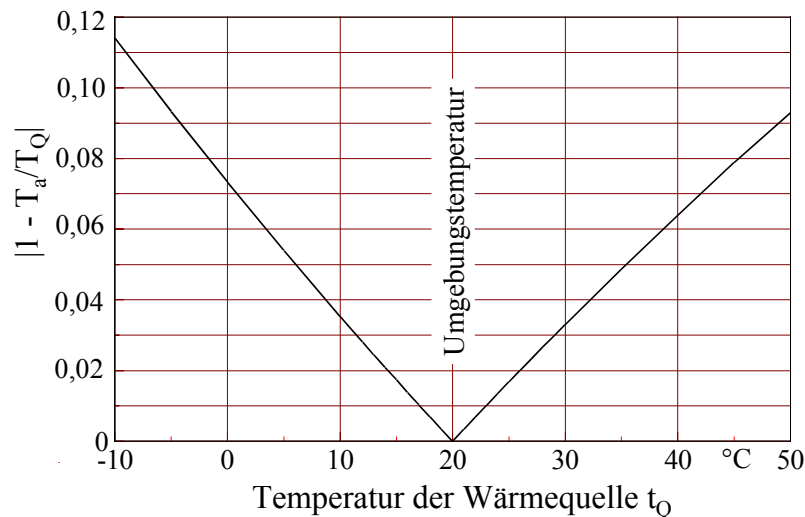


Bild 2.1 CARNOT-Faktor zur exergetischen Bewertung einer Wärme-/Kältequelle bei der Umgebungstemperatur von 20 °C

Es ist üblicher Stand der Technik, die Heiz- oder Kühllasten von Räumen dadurch zu kompensieren, dass über **Heiz- oder Kühlflächen** im Raum entsprechende Wärmeströme an den Raum abgegeben oder vom Raum aufgenommen werden.

In Sonderfällen sind diese Heiz- oder Kühlflächen oberflächennah in Raumumschließungen integriert.

Die mittlere Heizmedientemperatur t_H liegt dabei stets über der Raumtemperatur t_R und die mittlere Kühlmedientemperatur t_K liegt stets unter der Raumtemperatur t_R , da mit endlichen Masseströmen und Wärmeübertragerflächen gearbeitet werden muss.

Das Anheben der Temperatur zum Heizen eines Raumes oder das Absenken der Temperatur zum Kühlen eines Raumes ist in beiden Fällen mit einer Exergiezufuhr verbunden. Die Techniken dazu sind bekannt und als **Wärmepumpen** und **Kältemaschinen** eingeführt. Entscheidend für den Aufwand ist das Transformationsniveau.

Wird aus technischen Gründen eine mittlere Heizmedientemperatur¹ T_H benötigt und ist eine Wärmequelle mit T_Q verfügbar, dann muss zur temperaturgerechten Bereitstellung des Heizwärmestromes $\dot{Q}_H > 0$ bei Einsatz einer Wärmepumpe minimal der Exergiestrom

$$\dot{E}_{WP,min} = \dot{E}_{Q,H} = \left(1 - \frac{T_Q}{T_H}\right) \dot{Q}_H \quad (2.2)$$

zugeführt werden. Voraussetzung wäre hierbei eine reversible Prozessführung. Im realen Betriebsfall eines irreversiblen Kreisprozesses ist noch ein exergetischer Wirkungsgrad (Bezeich-

¹ Da kleine Temperaturspreizungen zwischen Vor- und Rücklauf vorausgesetzt werden, ist es vertretbar mit den mittleren Medientemperaturen zu rechnen.

nung nach BAEHR) ζ_{WP} zu berücksichtigen, sodass für die Wärmepumpe die Antriebsleistung

$$P_{WP} = \left(1 - \frac{T_Q}{T_H}\right) \dot{Q}_H \frac{1}{\zeta_{WP}} \quad (2.3)$$

erforderlich ist. Liegt die Temperatur der nutzbaren Wärmequelle T_Q über der Umgebungstemperatur T_a , dann ist P_{WP} kleiner, als wenn die Wärme der Umgebung direkt entnommen würde. Dies ist bekanntermaßen der Fall, wenn bei niedrigen Außentemperaturen nicht die Atmosphäre sondern beispielsweise das Erdreich oder das Grundwasser als Wärmequelle genutzt wird.

Analog gelten diese Überlegungen für die Raumkühlung bei Einsatz einer Kältemaschine. Die Antriebsleistung ergibt sich aus

$$P_{KM} = \left(\frac{T_Q}{T_K} - 1\right) \dot{Q}_K \frac{1}{\zeta_{KM}}, \quad (2.4)$$

wenn eine mittlere Kühlmedientemperatur T_K benötigt wird, eine Wärmesenke mit T_Q verfügbar ist und dem Raum der Wärmestrom $\dot{Q}_K > 0$ zu entziehen ist (Kühlleistung).

Damit sind die Aufwendungen bei Einsatz einer Wärmepumpe oder einer Kältemaschine bekannt.

Es gelten zusammenfassend die Zielstellungen:

- **Raumlasten $\dot{Q}_H$ bzw. $\dot{Q}_K$ klein halten**
- **mittlere Heiz- bzw. Kühlmedientemperatur (T_H , T_K) nahe der Raumtemperatur T_R durch große Heiz- bzw. Kühlflächen im Raum und/oder kleine Spreizungen realisieren (Bild 2.2)**
- **Wärmequellen bzw. -senken mit Temperaturen T_Q nahe der Heiz- bzw. der Kühlmedientemperatur (T_H , T_K) erschließen**
- **exergetisch günstige Kreisprozessführung in den Maschinen umsetzen.**

Der **exergetische Idealfall** wäre vorhanden, wenn ein Wärmereservoir genutzt werden könnte, dessen Temperatur T_Q im Heizfall über der erforderlichen Heizmedienvorlauftemperatur $T_{H,V} = T_H + \Delta t/2 < T_Q$ und im Kühlfall unter der erforderlichen Kühlmedienvorlauftemperatur $T_{K,V} = T_K - \Delta t/2 > T_Q$ läge. Eine Exergiezufuhr würde entfallen, wenn man von den Transportaufwendungen für den Wärmeträger absieht.

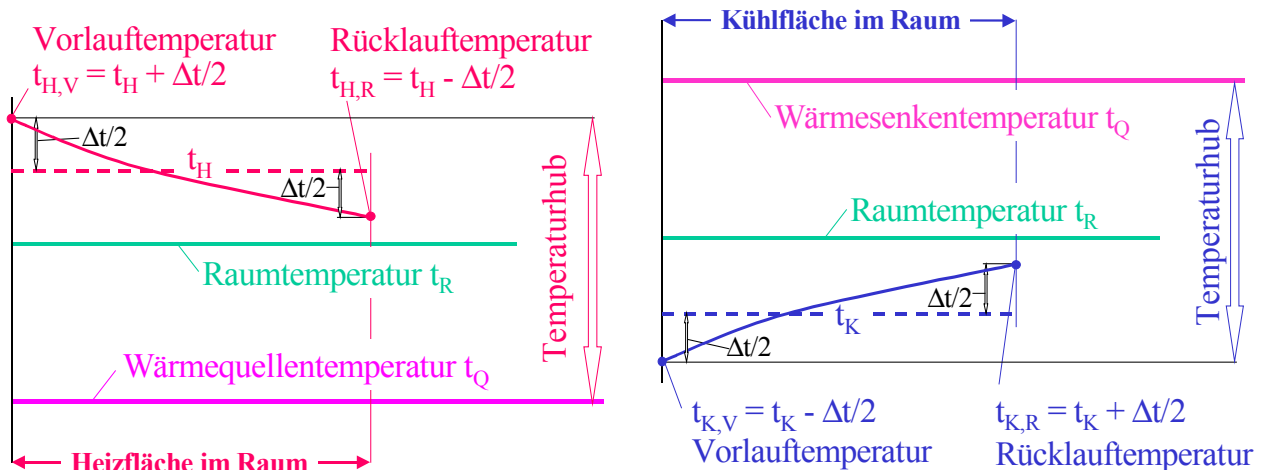


Bild 2.2 Temperaturschaubilder beim Heizen (links) und beim Kühlen (rechts) mit Kennzeichnung der Temperaturhübe

Der Idealfall tritt beispielsweise ein, wenn bei Sonnenschein ein Kollektor eine hohe Temperatur liefert. Leider ist dann in aller Regel die Heizlast der Räume aber auch gering. Andererseits besteht an kühlen Sommertagen die Möglichkeit, mit Verdunstungskühlung (Kühlturm) Kaltwasser bereitzustellen, dass direkt in Raumkühlflächen einsetzbar ist. In der Regel liegt dann aber keine maximale Kühllast an. Dennoch ist es sehr umweltfreundlich, wenn diese Effekte soweit wie möglich genutzt werden.

Würde im **Negativfall** der **Heizwärmestrom aus Elektroenergie** bereitgestellt, dann gilt für den aufgewendeten Exergiestrom

$$P_Q = \dot{E}_{Q,H} = \dot{Q}_H, \quad (2.5)$$

da Elektroenergie frei konvertierbar ist und vereinfacht ausgedrückt "als Edelennergie aus 100 % Exergie besteht".

2.2 Anlagentechnischer Einfluss bei der Lastkompensation

Es sollen im Weiteren die speziellen Belange um die **Heizfläche im Raum** betrachtet werden.

Beim Heizen eines Raumes ist die Aufgabe zu lösen, diesen Raum auf konstanter Temperatur T_R ($\equiv t_R$) bei niedrigerer Außentemperatur T_a ($\equiv t_a$) zu halten. Dem Raum wird der Wärmestrom $\dot{Q}_H$ bei einer vorgegebenen Heizwassertemperatur T_H ($\equiv t_H$) zugeführt, der im stationären Fall in gleicher Größe über die Wände nach außen abfließt. Der dabei auftretende Exergieverluststrom berechnet sich nach Gl. (2.1). Er setzt sich – wenn man die Wärmebereitstellung unbeachtet lässt –

aus zwei Summanden zusammen (siehe auch Bild 2.3):

Verlust infolge des Wärmestromes ($\dot{Q}_H > 0$) vom Raum nach außen

$$\dot{E}_{V,R-a} = \left(1 - \frac{T_a}{T_R}\right) \dot{Q}_H \quad (2.6)$$

Verlust infolge des Wärmestromes vom Heizmedium an den Raum

$$\dot{E}_{V,H-R} = \left(1 - \frac{T_a}{T_H}\right) \dot{Q}_H - \left(1 - \frac{T_a}{T_R}\right) \dot{Q}_H. \quad (2.7)$$

Betragen die mittlere Heizwassertemperatur $t_H = 43 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_H = 316 \text{ K}$), die Raumtemperatur $t_R = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_R = 293 \text{ K}$) und die Außentemperatur $t_a = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_a = 273 \text{ K}$), so folgen daraus:

$$\dot{E}_{V,R-a} = 0,068 \dot{Q}_H$$

$$\dot{E}_{V,H-R} = 0,068 \dot{Q}_H.$$

Beide Verluste sind direkt proportional dem Wärmestrom $\dot{Q}_H$, d. h., würde man beispielsweise durch eine verbesserte Dämmung der Wand den Wärmestrom nach außen reduzieren, verringerte sich in gleichem Maße auch der Exergieverluststrom.

Weiterhin wären in diesem durchaus realistischen Fall der Exergieverluststrom beim Übergang von der Heizwassertemperatur zur Raumtemperatur gleich dem Verluststrom, der beim Übergang von der Raumtemperatur zur Außentemperatur entsteht.

Letzterer ist wegen der wärmephysiologisch bedingten Raumtemperatur und der gegebenen Außentemperatur nicht beeinflussbar.

Der Verluststrom, der an den Wärmefluss vom Heizmedium an den Raum gebunden ist, kann durch eine niedrigere mittlere Heizwassertemperatur t_H reduziert werden. In diesem Fall erforderte dies jedoch, um das geforderte $\dot{Q}_H = k A (t_H - t_R)$ übertragen zu können, einen erhöhten Wärmedurchgangskoeffizienten k und/oder eine vergrößerte Wärmeübertragerfläche A . Wäre A unendlich groß, ergäbe sich $\dot{E}_{V,H-R} = 0$.

Der Energiestrom, der vom Heizmedium an die Umgebung fließt, ändert sich gemäß dem I. Hauptsatz selbstverständlich nicht. Die Qualität der Wärme (Exergie) sinkt entsprechend dem II. Hauptsatz dagegen auf Null ab, wie dies das Bild 2.3 nochmals verdeutlicht.

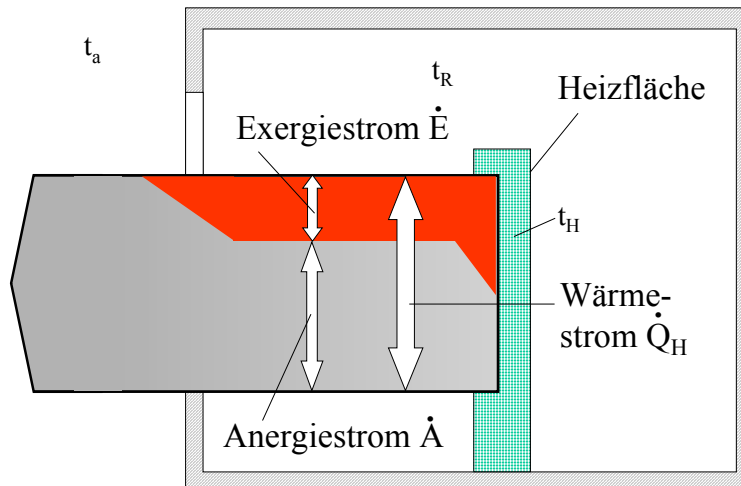


Bild 2.3 Wärmestrom sowie Exergie- und Anergieströme bei der Raumheizung

Der Heizenergiestrom $\dot{Q}_H$ besteht zu einem großen Teil aus dem Anergiestrom $\dot{A}$ und zu einem kleineren Teil aus dem Exergiestrom $\dot{E}$. Bei jedem Wärmeübergang von einem höheren zu einem niederen Temperaturniveau nimmt die Qualität der Wärme ab, der Anergiestrom wächst und der Exergiestrom sinkt. D. h., ein Teil an Exergie wird in Anergie überführt, es tritt ein Exergieverlust ein. Dies erfolgt beim Übergang vom Heizmedium an den Raum und vom Raum an die Atmosphäre. Im Endergebnis sind 100 % Anergie vorhanden.

Die ökologische Hauptzielstellung ist es, nur den minimal notwendigen Exergiestrom dem Heizsystem zuzuführen und den Anergiestrom im Kreislauf zu führen.

Dies gelingt, wenn beispielsweise ein idealer Wärmepumpenprozess (reversible Arbeitsweise des Kreisprozesses und exergieverlustfreie Wärmeübertragung am Kondensator und Verdampfer) zwischen dem Umgebungsreservoir mit der Temperatur t_a und der Heizmedientemperatur t_H arbeiten würde. D. h., es würde nur der Exergieverluststrom des Heizprozesses $\dot{E}_{Q,H}$ gedeckt.

Er folgt aus der Summe der Gln. (2.6) und (2.7) zu

$$\dot{E}_{Q,H} = \dot{E}_{V,H-R} + \dot{E}_{V,R-a} = \left(1 - \frac{T_a}{T_H}\right) \dot{Q}_H \equiv \left(1 - \frac{T_Q}{T_H}\right) \dot{Q}_H . \quad (2.2a)$$

Die Identität zu Gl. (2.2) gilt für die "Wärmequelle" Außenatmosphäre mit $T_Q \equiv T_a$.

Damit wird die zweite Zielstellung – die Heizwassertemperatur T_H so niedrig wie technisch realisierbar zu halten – sofort ersichtlich.

Durch das Absenken der Temperatur T_H wird der Exergieverluststrom $\dot{E}_{V,H-R}$ nach Gl. (2.7) minimiert. Diese Betrachtung kann mit qualitativ gleichem Ergebnis für die Kühlung eines Raumes bei Einsatz einer Kältemaschine geführt werden.

Damit lautet die praktische Aufgabenstellung für den "Wärmeübertrager im Raum" beispielsweise für den Heizkörper oder die Kühldecke, den Wärmedurchgangskoeffizienten k und die Fläche A möglichst groß zu gestalten. Dabei sind natürlich technische und wirtschaftliche Randbedingungen zu beachten.

Betragen die Raumtemperatur $t_R = 20\text{ °C}$ und die Außentemperatur $t_a = 0\text{ °C}$, so folgen für drei unterschiedliche Wärmebereitstellungsvarianten die Ergebnisse der Tabelle 2.2.

Tabelle 2.2 Exergieverlustströme bei $t_R = 20\text{ °C}$ für unterschiedliche Heizsysteme und Variation der mittleren Heizmedientemperatur bei Wärmepumpeneinsatz

	Elektrowiderstandsheizung	ideale Wärmepumpe $t_H = 43\text{ °C}$, $t_a = 0\text{ °C}$	ideale Wärmepumpe $t_H = 27\text{ °C}$, $t_a = 0\text{ °C}$
erforderlicher Exergiestrom $\dot{E}_{Q,H}$ (Gl. (2.2a) oder (2.5))	$1,000 \dot{Q}_H$	$0,136 \dot{Q}_H$	$0,090 \dot{Q}_H$
Exergieverluststrom $\dot{E}_{V,R-a}$ Raum-außen (Gl. (2.6))	$0,068 \dot{Q}_H$	$0,068 \dot{Q}_H$	$0,068 \dot{Q}_H$
Exergieverluststrom $\dot{E}_{V,H-R}$ Heizfläche-Raum (Gl. (2.7))	$0,932 \dot{Q}_H$	$0,068 \dot{Q}_H$	$0,022 \dot{Q}_H$

Aus Tabelle 2.2 folgen die Aussagen:

- Erwartungsgemäß ist der **Exergieverlust vom Raum nach außen** ($\dot{E}_{V,R-a}$) für alle Varianten gleich, denn er ist **systemunabhängig** nur eine Funktion von der Raumtemperatur und Außentemperatur. Eine Reduzierung wäre lediglich durch eine sogenannte thermoaktive Dämmung denkbar.
- Der **Exergieverlust vom Heizmedium zum Raum** ($\dot{E}_{V,H-R}$) ist von der Wahl des **Heizsystems direkt abhängig**:
 - **Ökologisch frevelhaft ist der Einsatz einer Elektroenergieheizung.**
 - Für **Flächenheizungen** mit sehr großem Wärmedurchgangskoeffizienten und/oder Wärmeübertragerfläche ($k A \rightarrow \infty$) gilt $\dot{E}_{V,H-R} \rightarrow 0$. Praktisch sind gemäß Tabelle 2.2 Verluste von $(0,068 \dots 0,022) \dot{Q}_H$ erreichbar.
- Damit ergeben sich beispielhaft die **exergetischen Gesamtaufwendungen** bezogen auf $\dot{Q}_H$:
 - **14 ... 9 % bei Flächenheizungen**

- 100 % bei Elektroheizung.

Will man in die Betrachtungen auch die Systeme mit fossilen Brennstoffen mit einbeziehen, muss von der Exergie des Brennstoffs ausgegangen werden. Sie ist hauptsächlich eine Funktion der stofflichen Zusammensetzung. In ganz grober Näherung entspricht die Brennstoffexergie dem Heizwert H_u .

Interessant ist es auch, die primärenergetischen Bedarfswerte in Abhängigkeit des Heizsystems darzustellen.

Unter den Annahmen, dass

- der elektrische Kraftwerkswirkungsgrad (netto) $\eta_{el} = 0,33$ beträgt,
- die Wärmepumpe mit einem exergetischen Wirkungsgrad $\zeta_{WP} = 0,5$ arbeitet und
- ein Brennwertkessel mit einem Kesselwirkungsgrad von $\eta_K = 0,9$ zum Einsatz kommt,

ergeben sich die primärenergetischen Werte nach Tabelle 2.3.

Der Brennwert des Brennstoffs liegt voraussetzungsgemäß um ca. 11 % über dem Heizwert.

Weiterhin sei angenommen, dass bei Wärmepumpeneinsatz die Außentemperatur t_a der Temperatur der Wärmequelle t_Q entspricht.

Tabelle 2.3 Primärenergiebedarf bei $t_a = t_Q = 0^\circ\text{C}$ für unterschiedliche Heizsysteme und Variation der mittleren Heizmedientemperatur bei Wärmepumpeneinsatz

	Elektrowiderstandsheizung	ideale Wärmepumpe $t_H = 43^\circ\text{C}, t_a = 0^\circ\text{C}$	ideale Wärmepumpe $t_H = 27^\circ\text{C}, t_a = 0^\circ\text{C}$	Brennwertkessel
Primärenergiebedarf	$3 \dot{Q}_H$	$0,82 \dot{Q}_H$	$0,54 \dot{Q}_H$	$\dot{Q}_H$

Aus Tabelle 2.3 folgen die Aussagen:

- Die Elektrowiderstandsheizung verbietet sich.
- Bei hohen Vorlauftemperaturen ist die Wärmepumpe dem Brennwertkessel aus primärenergetischer Sicht etwa gleichwertig, bei sinkender Vorlauftemperatur zeigt sich die Überlegenheit der Wärmepumpe sehr deutlich. Gleiches gilt auch bei steigender Temperatur der Wärmequelle (Umweltreservoir).

2.3 Anlagentechnischer Einfluss beim Wärmeträgertransport

Um die Lastkompensation zu bewirken, d. h. die Wärme zu transportieren, muss in der Regel ein Wärmeträgerstrom zwischengeschaltet werden. Da er in Rohren oder Kanälen geführt wird, entsteht ein **Exergieverlust infolge der Rohrreibung**. Hierbei sind die Druckverluste der Verbindungsleitungen zwischen Wärmebereitstellung und Raum als auch bei Einsatz von Wärmeübertragerflächen im Raum deren Strömungswiderstände selbst einzubeziehen.

Der Druckverlust Δp des Rohr- oder Kanalsystems sowie der eventuellen Wärmeübertragerfläche wird durch die Pumpenleistung P_p überwunden, deren Antriebsenergie in guter Näherung völlig als **Exergieverlust** $\dot{E}_p$ zu werten ist. Sie beträgt bei verlustfreiem Antrieb

$$\dot{E}_p \approx P_p = \dot{V} \Delta p = \frac{\Delta p}{c \Delta t \rho} \dot{Q}_H, \quad (2.8)$$

wobei c spezifische Wärmekapazität, ρ Dichte und Δt die Temperaturspreizung des Wärmeträgers bedeuten.

Das Einsetzen praxisüblicher Werte für Flächenwärmeübertrager mit integriertem Rohrregister (Druckverlust im Gebäudesystem 2 mWS; Spreizung 4 K) in Gl. (2.8) liefert für **Wasser**:

$$\dot{E}_p = \frac{20000 \text{ Pa}}{4200 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \cdot 4 \text{ K} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \dot{Q}_H = 0,001 \dot{Q}_H.$$

Damit entspricht dieser Exergieverlust ca. 2 % der für den Wärmetransport ermittelten Teilverluste $\dot{E}_{V,H-R}$ bzw. $\dot{E}_{V,R-a}$.

Für den Wärmeträger **Luft** ergibt Gl. (2.8) beispielsweise (Ventilatorpressung Zu- und Abluft 500 Pa; Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Abluft 10 K):

$$\dot{E}_p = \frac{500 \text{ Pa}}{1010 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \cdot 10 \text{ K} \cdot 1,15 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \dot{Q}_H = 0,04 \dot{Q}_H.$$

Damit ist der Exergiebedarf für den "Wärmetransport" bei Luft als Wärmeträger um den Faktor 40 größer als bei Einsatz eines Wassersystems. Damit sollte der Wärmeträger Wasser bevorzugt zum Einsatz kommen.

Hat man sich für den Wärmeträger Wasser entschieden, dann nimmt die Formgebung des Rohrregisters noch erheblichen Einfluss auf den Druckverlust. Diese sehr wichtige Größe bei der Gestaltung des flächenförmigen Heiz-/Kühlsystems wurde in den Bildern 1.8 bis 1.10 gezeigt.

3 Optimale wärmephysiologische Bedingungen im Raum

Die energetische Bewertung von Systemen muss selbstverständlich stets unter dem Gesichtspunkt einer gesicherten Behaglichkeit in den Aufenthaltsräumen erfolgen. Deshalb ist dieser Randbedingung bevorzugte Aufmerksamkeit zu widmen.

3.1 Grundlegende Betrachtung

Es sind **behagliche Entwärmungsbedingungen** für den Menschen zu schaffen. Die **Wärmeabgabe des Menschen** entspricht in guter Näherung dem **Bruttoenergieumsatz** $\dot{q}_B$. Dieser wird üblicherweise auf die Körperoberfläche bezogen. Für den "Normmenschen" gelten: Masse $m_M = 70$ kg, Größe $h_M = 1,73$ m, Oberfläche $A_M = 1,8$ m². Sein Grundumsatz beträgt im Ruhefall $\dot{q}_B = 45 \dots 50$ W/m². Für den Energieumsatz in Abhängigkeit der Tätigkeit gelten die Werte der Tabelle 3.1.

Tabelle 3.1 Aktivitäten und Energieumsatz in W/m² bzw. in met (58,2 W/m² = 1 met) nach ISO 7730 (Entwurf, 1994)

Aktivität	Metabolic Rates	
	W/m ²	met
Sitzen, ruhig	58	1
Tätigkeit im Sitzen (Schreiarbeiten, Handarbeiten, Bürotätigkeit)	70	1,2
leichte Tätigkeit im Stehen (Shopping)	93	1,6
mittlere Tätigkeit im Stehen (Verkäufer, Bedienung, leichte Gymnastik)	116	2

Die Summanden der Wärmeabgabe des Menschen betragen bei Behaglichkeit:

- 15 % insensible Transpiration (Feuchtediffusion mit Hauttrocknung)
- 11 % Schweißverdunstung
- 11 % Atmung
- 63 % trockene Wärmeabgabe durch Konvektion und Strahlung.

Nur die trockene Wärmeabgabe des Menschen ist durch temperierte Oberflächen beeinflussbar!

Die prozentuale Verteilung im Behaglichkeitsfall ist eine Funktion des Gesamtenergieumsatzes. Die oben genannten Prozentwerte beziehen sich auf eine Wärmeproduktion von $\dot{q}_{ges} = 75$ W/m².

3.2 Behaglichkeitsgleichung

Die **Behaglichkeitsgleichung nach FANGER** (ISO 7730) gibt den Zusammenhang der Größen Lufttemperatur t_L , Umfassungstemperatur t_U , Luftgeschwindigkeit w_L , Bruttoenergieumsatz $\dot{q}_B$,

Wärmeleitwiderstand der Kleidung R_{KL} und Luftfeuchte ϕ_L an (übliche Diagrammdarstellung gemäß Bild 3.1). **Minimal treten 5 % Unzufriedene auf ("Meckerquote").**

An Hand dieser Diagramme fällt häufig bereits eine **Systemvorentscheidung**, denn Konvektions- und Strahlungswärmestrom können nur in einem begrenzten Bereich variiert werden. Bei der Beheizung von Hallenbauten dürfen sich Luft- und Strahlungstemperatur bis 8 K unterscheiden. Dieser Extrembereich wird z. B. beim Vergleich einer Luft- oder Strahlplattenheizung erreicht.

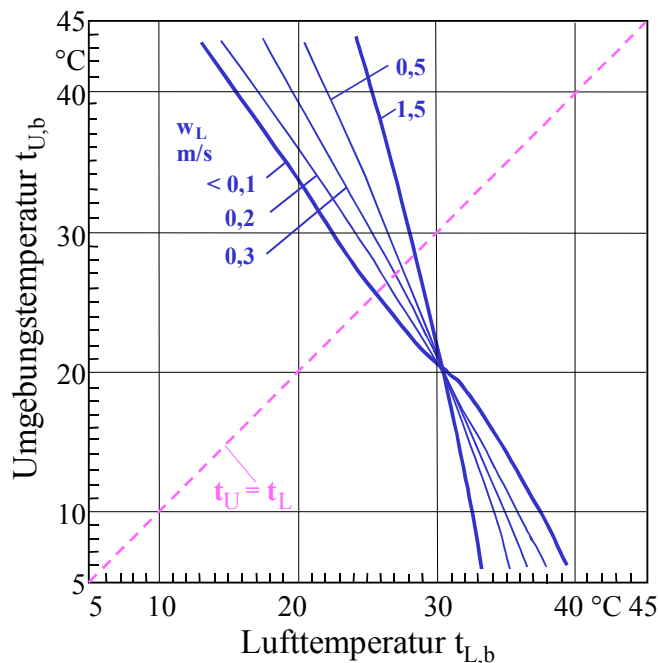


Bild 3.1 Behaglichkeitsdiagramm nach FANGER für die Aktivitätsstufe 1 met, die Bekleidung 0,5 clo und die relative Luftfeuchte 50 %
Der Index b weist auf den Behaglichkeitszustand hin.

Bei einer **Raumklimatisierung** ist der Spielraum sehr viel kleiner, wie die Bilder 3.2a und b zeigen.

Für **Bürotätigkeit im Sommer** mit 1,2 met, leichte Kleidung (0,6 clo) und $\phi = 50 \%$ gilt Bild 3.2a. Bei einer Empfindungstemperatur $t_E (\equiv t_R)$ von 25 °C sind zwei **Extremsituationen** möglich:

Punkt 1 $t_U = 29 \text{ °C}$, $t_L = 21 \text{ °C}$, $w_L = 0,15 \text{ m/s}$ $\Rightarrow$ Grenzwert, $w_L < 0,15 \text{ m/s}$ kaum realisierbar

Punkt 2 $t_U = 24 \text{ °C}$, $t_L = 26 \text{ °C}$, $w_L = 0,3 \text{ m/s}$ $\Rightarrow$ oberster Grenzwert wegen Zuggefahr.

Damit wäre ein Variationsbereich zwischen t_U und t_L von etwa 5 K möglich.

Weitere Einschränkungen ergeben die **üblicherweise angestrebten Grenzen**:

Punkt 3 $t_U = 28 \text{ °C}$, $t_L = 22 \text{ °C}$, $w_L = 0,16 \text{ m/s}$ für $t_{L,\min, 0,1 \text{ m}} = 21 \text{ °C}$ nach DIN 1946 T. 2
 $\Rightarrow t_{L,\min} \equiv t_{L,\min, 1,1 \text{ m}} = 22 \text{ °C}$ bei $g_{Lt} = 1 \text{ K/m}$

Punkt 4 $t_U = 25,5 \text{ °C}$, $t_L = 24,5 \text{ °C}$, $w_L = 0,20 \text{ m/s}$ $\Rightarrow$ kleinster Grenzwert wegen Zuggefahr.

Sie wird durch den **Wärmefluss vom Menschen an die Luft (Konvektion)** und durch **Wärmestrahlung vom Menschen an die Oberflächen des Raumes** abtransportiert (Bild 3.3):

$$\dot{q}_K = \alpha_M (t_M - t_L) f_{KL} \quad (3.2)$$

$$\dot{q}_S = \sigma \varepsilon_M \left\{ (t_M + 273)^4 - (t_U + 273)^4 \right\} f_{KL} f_S \quad (3.3)$$

t_M	°C	Oberflächentemperatur der Kleidung des Menschen
t_L	°C	Lufttemperatur in der Nähe des Menschen
t_U	°C	mittlere Strahlungstemperatur der Umgebung (Raumoberflächen)
f_{KL}	-	Oberflächenvergrößerung durch Kleidung (Tabelle 3.2)
f_S	-	Reduktion der Strahlungsfläche (z. B. Arminnenseiten strahlen nicht an die Raumumfassungen) $f_S \approx 0,71$
α_M	W/(m²K)	Wärmeübergangskoeffizient durch Konvektion (Mensch - Luft)
σ	W/(m²K⁴)	Strahlungskonstante ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ W/(m²K⁴))
ε_M	-	Emissionskoeffizient der Kleidung des Menschen ($\varepsilon_M \approx 0,93$).

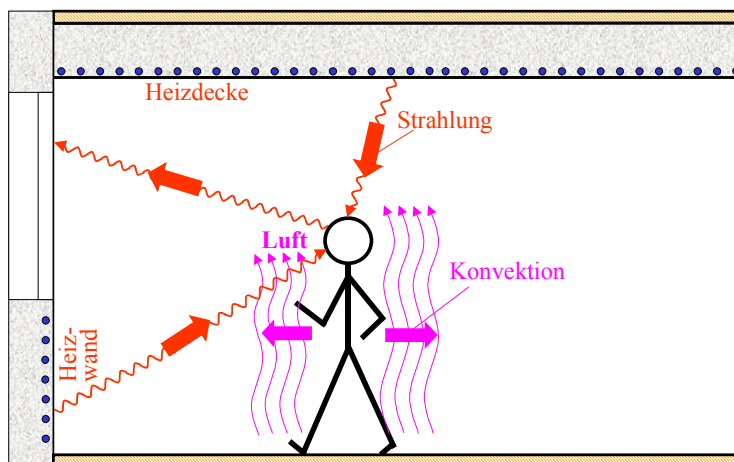


Bild 3.3 Wärmeübertragung durch Konvektion vom Menschen an die Luft und durch Strahlung vom Menschen an die Oberflächen des Raumes

Tabelle 3.2 Wärmeleitwiderstände und Oberflächenvergrößerung f_{KL} durch die Kleidung

Bekleidungsart	R_{KL} clo	$(\delta / \lambda)_{KL}$ m²K/W	f_{KL}
min. Grenzwert (nackt)	0	0	1
Shorts	0,1	0,0155	1
Freizeitkleidung, Arbeitskleidung	0,6	0,093	1,1
festlicher Anzug, Büroanzug	1	0,155	1,15
max. Grenzwert (Polarkleidung)	3,5	0,543	1,4

Die Nachteile von konventionellen Klimaanlage, von Luftheiz- und Luftkühlanlagen (hohe Luftvolumenströme und Luftgeschwindigkeiten im Raum) sind mit der thermischen Flächenaktivierung vermeidbar, indem die Strahlungswärmeübertragung zwischen dem Menschen und den Raumumfassungen (Decke, Wände, Fußboden) gemäß Gl. (3.3) erhöht wird.

Der trockene Wärmestrom des Menschen an die Umgebung muss zunächst durch die Kleidung transportiert werden:

$$\dot{q}_{tr} = \left(\frac{\lambda}{\delta} \right)_{KL} (t_H - t_M) = (0,155 R_{KL})^{-1} (t_H - t_M) . \quad (3.4)$$

Die treibende Temperaturdifferenz ist durch die Hauttemperatur t_H minus Oberflächentemperatur der Kleidung t_M gegeben. Für den **Wärmeleitwiderstand der Kleidung** wurde die Größe R_{KL} in clo (clothing) definiert. Die Werte sind in Tabelle 3.2 enthalten.

3.4 Operative Raumtemperatur (Empfindungstemperatur) im Behaglichkeitsbereich

Die operative Raumtemperatur (Empfindungstemperatur) $t_R \equiv t_E$ ist definiert als gewichtete Größe, gebildet aus der Lufttemperatur t_L und der mittleren Strahlungstemperatur der Umgebung t_U :

$$t_R \equiv t_E = a t_L + (1 - a) t_U . \quad (3.5)$$

Der Koeffizient a ist eine Funktion der Luftgeschwindigkeit. Bei großen Luftgeschwindigkeiten ist der konvektive Wärmeübergang intensiver und die Lufttemperatur geht stärker ein. Deshalb gelten für Luftheizungen, Lüftungen usw. $a = 0,6$ und für konventionelle Heizungen sowie für Systeme mit thermischer Flächenaktivierung $a = 0,5$.

Näherungsweise kann die mittlere Strahlungstemperatur der Umgebung t_U als Mittelwert aus den Temperaturen t_i aller Raumbooberflächen n (z. B. Wände, Fenster, Decke, Fußboden usw.) mit den jeweiligen Flächen A_i gebildet werden:

$$t_U = \frac{\sum_{i=1}^n t_i A_i}{\sum_{i=1}^n A_i} . \quad (3.6)$$

Im Bild 3.4 und in Tabelle 3.3 sind behagliche operative Raumtemperaturen nach ISO 7730 (Entwurf 1994) angegeben. Zur Überprüfung der globalen, thermischen Behaglichkeit bezüglich der sensiblen Wärmeabgabe des Menschen wird das Globethermometer benutzt. Modellrechnungen in [2] zeigen, dass die mit einem Globethermometer ($\varnothing 150$ mm) ermittelten Temperaturen t_K bei Luftgeschwindigkeiten $w_L = (0,1 \dots 0,4)$ m/s und bei Luft- und Umgebungstemperaturen $t_U = t_L \pm 5$ K bis auf eine Abweichung von $\pm 0,41$ K den Empfindungstemperaturen t_E entsprechen. Durch eine Reduzierung des Kugeldurchmessers auf 120 mm kann die maximale Abwei-

chung $|t_K - t_E|$ bei den vorgenannten Randbedingungen auf maximal $\pm 0,29$ K reduziert werden.

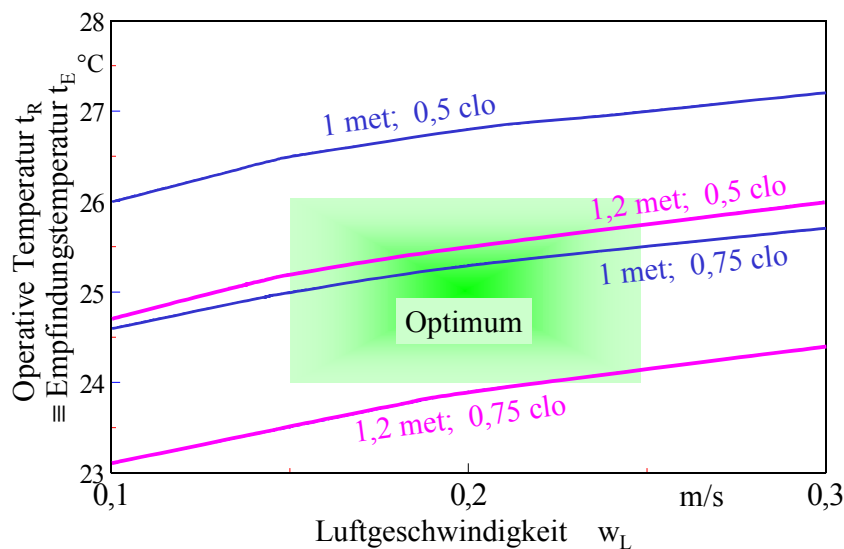


Bild 3.4 Optimale (behagliche) operative Raumtemperatur für sitzende Tätigkeit und leichte Kleidung bei einer Unzufriedenheitsrate von 5 %

Tabelle 3.3 Behagliche Empfindungstemperaturen (fett) bei $w_L = 0,2$ m/s und $\phi_L = 50$ % nach ISO 7730 und Prozentzahlen Unzufriedener bei abweichenden Empfindungstemperaturen

Aktivität met (W/m ²)	Freizeitbekleidung 0,5 clo	leichter Büroanzug 0,75 clo	Büroanzug 1 clo
1 (58) ruhiges Sitzen	26,8 °C	25,3 °C	24,0 °C 22 °C $\Rightarrow$ 11 % 20 °C $\Rightarrow$ 32 %
1,2 (70) Bürotätigkeit	25,5 °C	23,9 °C 26 °C $\Rightarrow$ 12 %	22,3 °C 26 °C $\Rightarrow$ 21 % 20 °C $\Rightarrow$ 11 % 18 °C $\Rightarrow$ 25 %

3.5 Zug-Risiko

Das Zug-Risiko – eine **partikuläre Behaglichkeitsgröße** – gibt den Prozentsatz der Unzufriedenen infolge Luftzug an. Es ist in ISO 7730 (Entwurf, 1994) definiert:

$$DR = (34 - t_L) (w_L - 0,05)^{0,62} (0,37 w_L Tu + 3,14) \quad \text{in \%} \quad (3.7)$$

Es bedeuten:

t_L	°C	Lufttemperatur in der Nähe des Menschen
w_L	m/s	mittlere Luftgeschwindigkeit in der Nähe des Menschen
Tu	%	Turbulenzgrad der Luft in der Nähe des Menschen.

Das Zugrisiko ist auf sehr kleine Werte zu begrenzen. Aus Gl. (3.7) und Bild 3.5 folgend sollten **Luftgeschwindigkeiten $\leq 0,2 \text{ m/s}$** eingehalten werden.

Räume mit thermischer Flächenaktivierung bieten die besten Voraussetzungen, diese geringen Luftgeschwindigkeiten zu realisieren.

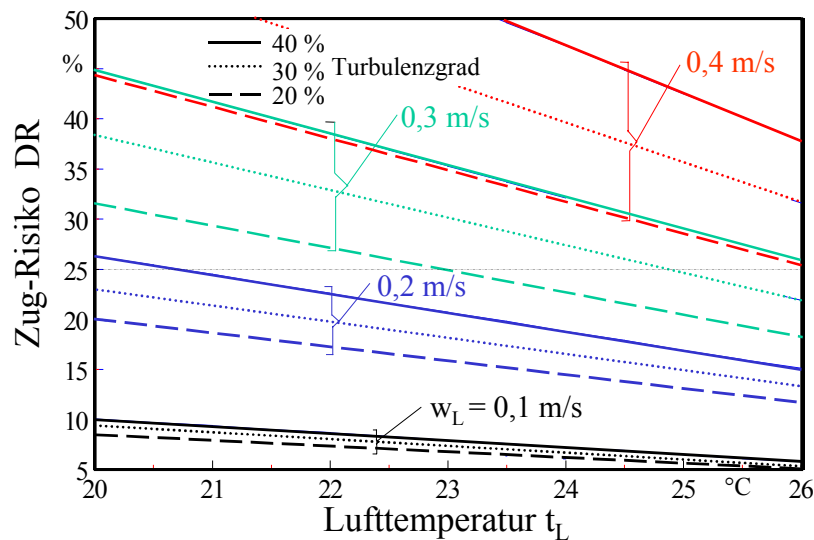


Bild 3.5 Zug-Risiko in Abhängigkeit der Lufttemperatur t_L , der Luftgeschwindigkeit w_L und des Turbulenzgrades gemäß Gl. (3.7)

3.6 Strahlungstemperatur-Asymmetrie

Sie stellt eine weitere **partikuläre Behaglichkeitsgröße** dar. Es ist uns bekanntlich unbehaglich, wenn Körperpartien eine zu große Zu- oder Abstrahlung erfahren. Die Definition nach FANGER geht von einem Flächenelement in 0,6 m Höhe aus. Dies ist bei einer Heiz- oder Kühldecke horizontal, bei einer Heiz- oder Kühlwand vertikal angeordnet. Die Strahlungstemperaturen werden für beide Elementflächen berechnet, die Differenz stellt die Strahlungstemperatur-Asymmetrie dar. Die zulässigen Werte sind umstritten. Erste Angaben für Deckenheizungen auf diese Definition umgerechnet, ergaben nach CHRENKO, KOLLMER und MACSKÁSY 10 K. FANGER nennt: 1972 9 ... 11 K; 1985 4 K bei 5 % Unzufriedenen.

In [2] wird der **Kopf als wichtigster Sensor** für die **Strahlungsasymmetrie durch ein Würfelement nachgebildet**, die Strahlungstemperaturen für jede Elementseite berechnet und die maximale Differenz gebildet. Sie werde als die signifikante Asymmetrie betrachtet. Nach aufwendiger Rechnung folgte auf der Grundlage der FANGER-Versuche ein neues Diagramm (Bild 3.6), in das sich auch die Ergebnisse FANGERS von 1972 gut einfügen.

Damit betragen die zulässigen Strahlungstemperatur-Asymmetrien für

- Heizdecken und Kühlwände 8 K
- Heizwände 11 K
- Kühldecken 14 K.

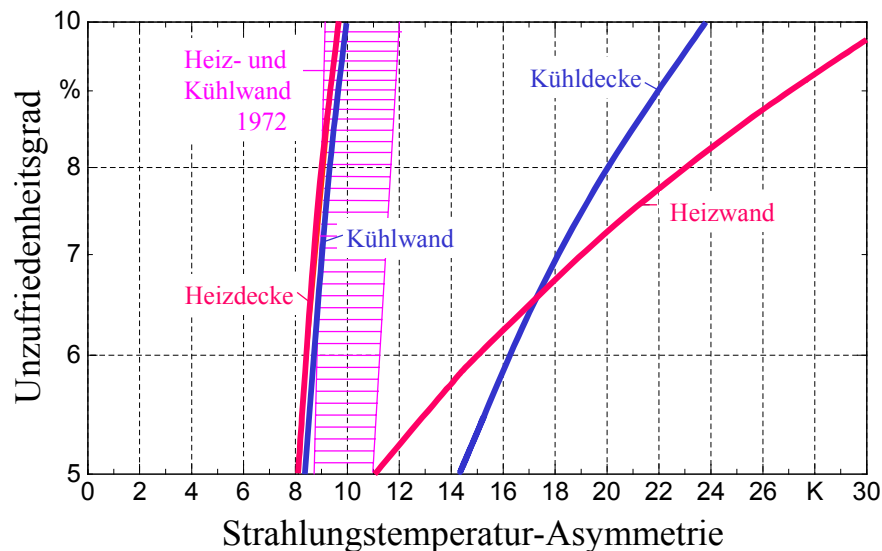


Bild 3.6 Zulässige Strahlungstemperatur-Asymmetrie nach [2] bezogen auf ein Würfелеlement auf der Grundlage der Versuche von FANGER

Diese ermittelten Grenzwerte sind durch die thermische Flächenaktivierung aufgrund der geringen Temperaturunterschiede zum Raum ohne Einschränkung einhaltbar.

3.7 Spezielle Anforderungen bei der Raumkühlung gemäß DIN 1946/02 und ISO 7730

Die Raumklimatisierung wird mit den verschiedenartigsten Systemen durchgeführt. Im Anhang B erfolgt eine Gegenüberstellung der durch die Systeme im Raum bewirkten wärmephysiologischen Gegebenheiten. Im Vorfeld der Untersuchungen werden die objektiven Anforderungen an die Raumverhältnisse im Kühlfall und die durch Normen und Empfehlungen gegebenen Randbedingungen zusammengestellt.

Der Koeffizient a zur Bildung der rechnerischen Empfindungstemperatur nach Gl. (3.5) wurde bereits im Abschnitt 3.4 in Abhängigkeit des Systems erläutert. Der paritätischen Mittelung der Luft- und Strahlungstemperatur zur Empfindungstemperatur t_E sind nunmehr im Bild 3.7 die Angaben der DIN 1946 Teil 2 und die Behaglichkeitsbereiche nach ISO 7730 für typische sommerliche Bedingungen gegenübergestellt.

Als Kompromiss wird die Realisierung des Zieles

- Empfindungstemperatur $t_E = 25 \text{ °C}$
- Lufttemperatur $t_L \geq 22 \text{ °C}$
- Umgebungstemperatur $t_U \leq 28 \text{ °C}$

angestrebt.

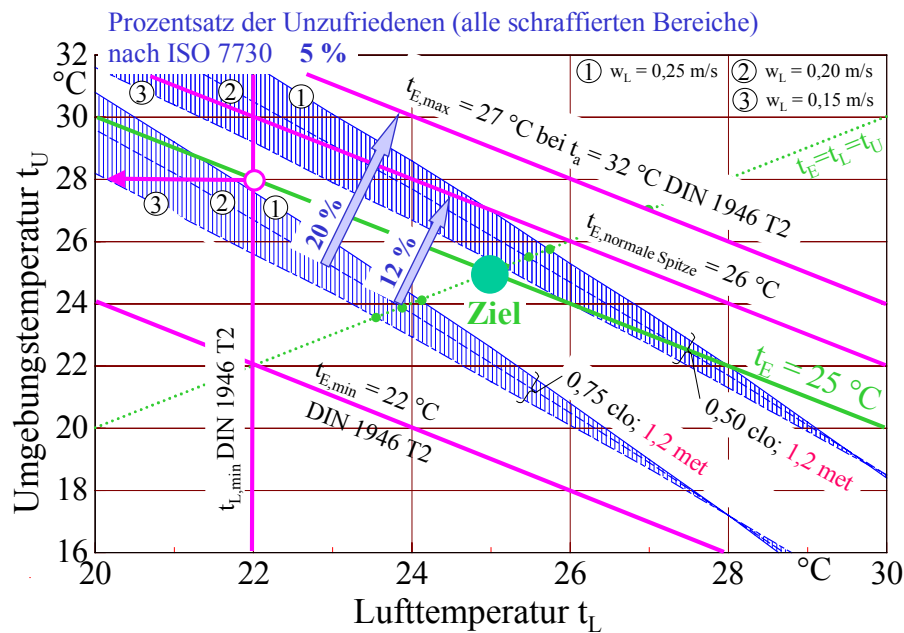


Bild 3.7 Gegenüberstellung der Behaglichkeitsbereiche nach ISO 7730 und der zulässigen Grenzwerte nach DIN 1946 Teil 2 sowie ausgewählte PPD-Angaben für sommerliche Klimatisierungsbedingungen

Sehr kritisch sind die nachfolgenden Angaben der zulässigen Toleranzbereiche zu bewerten:

- Als zulässige Schwankungsbreite für die operative Raumtemperatur um den behaglichen Wert gibt die ISO 7730 bei Ausnützung von $-0,5 < PMV < +0,5$ und bei einer Aktivität von 1 ... 1,2 met sowie der Bekleidung von 0,75 ... 1 clo die Temperaturdifferenz $\Delta t_{E,zul} = \pm 2 \text{ K}$ an.
- Nach DIN 1946 Teil 2 sind zeitliche und örtliche Abweichungen von $\pm 2 \text{ K}$ von der behaglichen Lufttemperatur zugelassen. Der Mindestwert $t_{L,min}$ wurde bereits im Abschnitt 3.2 fixiert.
- Für die Strahlungstemperatur der Umgebung sind keine direkten Festlegungen bekannt. Mit der Annahme der Empfindungstemperatur t_E und der Mindestlufttemperatur ist nach Gl. (3.5) jedoch auch die Umgebungstemperatur sowie ihre zulässige Toleranz determiniert.
- Die optimalen Zuordnungen von t_L und t_U bei der Unzufriedenheitsrate von 5 % nach ISO 7730 sind im Bild 3.7 gegeben. Bei $t_L = t_U$ wird der Mensch natürlich auch diese Temperatur empfinden, sodass dann $t_E = t_L = t_U$ gilt. Bei $t_L \neq t_U$ gibt Gl. (3.5) die empfundene Temperatur nicht immer exakt wieder. Geht man von der jeweiligen behaglichen Empfindungstemperatur t_E aus und berechnet dann für diesen Wert und eine beliebige Lufttemperatur t_L die Umgebungstemperatur t_U gemäß dem linearen Zusammenhang nach Gl. (3.5), ergeben sich oftmals größere prozentuale Unzufriedenheiten als 5 %. In der Regel liegt die Unzufriedenheitsrate aber unter 10 %, sodass man sich noch im zulässigen Bereich befindet. Die mögliche Tole-

ranz für die Empfindungstemperatur ist dann jedoch größtenteils aufgebraucht.

- Außerdem existieren objektive Unterschiede zwischen der Empfindungstemperatur und der üblichen messtechnischen Ermittlung mit dem Globethermometer (Abschnitt 3.4). Es ist allerdings positiv, dass gerade bei den im Raum angestrebten Luft- und Umgebungstemperaturen sowie Luftgeschwindigkeiten die Abweichungen $\leq 0,2$ K sein dürften.

Schlussfolgernd gilt, dass der in der ISO 7730 angegebene Toleranzbereich für die Empfindungstemperatur nicht, zumindest aber nicht voll genutzt werden darf.

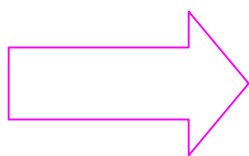
Anmerkung

In DIN 1946 Teil 2 werden bei Einsatz bestimmter Lüftungssysteme – genannt wird die Quellaftung – ausnahmsweise auch sehr niedrige operative Raumtemperaturen zwischen 20 °C und 22 °C zugelassen. Sie sind abhängig von der Außenlufttemperatur. Nach den Angaben darf beispielsweise bei $t_a = 23$ °C die Empfindungstemperatur $t_E = 21$ °C betragen. Bei dieser Außentemperatur sind infolge dieser Temperatur und infolge von Strahlungseinträgen durch transparente Außenwandflächen Strahlungstemperaturen der Umgebung (Raumumfassungen) von wenigstens 22 °C zu erwarten. Wollte man unter diesen Bedingungen bei Einsatz eines Quellaftsystems eine operative Raumtemperatur von $t_E = 21$ °C realisieren, so müsste $t_L = 20$ °C $< t_{L,min}$ betragen. Damit besteht – nach Ansicht des Autors – ein Widerspruch zwischen den beiden, in der DIN 1946 Teil 2 getroffenen Festlegungen.

Lufttemperaturgradient

Er wird zwischen den Lufttemperaturen in 0,1 m und in 1,1 m Höhe gebildet. Der Lufttemperaturgradient ist nach DIN 1946 Teil 2 auf den **Maximalwert $g_{L,t,max} = 2$ K/m** begrenzt. Im Gegensatz dazu lässt die ISO 7730 für leichte, hauptsächlich sitzende Tätigkeiten sowohl für den Heiz- als auch für den Kühlfall den Maximalwert **$g_{L,t,max} = 3$ K/m** zu.

Die Einhaltung des Lufttemperaturgradienten ist oftmals problematisch, dennoch sollte nach Möglichkeit der DIN-Wert realisiert werden.



Weitere Detaillierungen zum Abschnitt 3.7 im **Anhang B**:
"Wärmephysiologisches Empfinden des Menschen beim Einsatz großflächiger, thermisch aktiver Raumumfassungen und konvektiv arbeitender Wärmeübertrager Elemente im Raum mit geringen Temperaturdifferenzen zum Aufenthaltsbereich"

4 Wärmephysiologische Bewertung verschiedener Raumkühlssysteme

Um das unterschiedliche wärmephysiologische Empfinden des Menschen beim variantenreichen Einsatz von großflächigen, thermisch aktiven Raumumfassungen und/oder von konvektiv arbeitenden Wärmeübertragerelementen im Aufenthaltsbereich beurteilen zu können, sind differenzierte Ergebnisse erforderlich. Relevante Aussagen sind:

- Lufttemperatur
- Lufttemperaturgradient
- Luftgeschwindigkeit
- Strahlungstemperatur
- Strahlungstemperatur-Asymmetrie
- Empfindungstemperatur.

Diese Angaben sollten für den gesamten Aufenthaltsbereich ermittelt werden.

Um derart detaillierte Angaben zu erzielen, wurde das im Rahmen des Forschungs- und Entwicklungsvorhabens SANIREV, das vom BMBF unter dem Projektträger BEO gefördert wurde, entwickelte Raummodell [2] eingesetzt.

Die wichtigsten Ergebnisse sind nachfolgend dargelegt, die speziellen Annahmen sowie weiterführende Einzelergebnisse sind dem [Anhang B](#) zu entnehmen.

Die wärmephysiologisch ungünstigste Konstellation stellt ein Eckraum mit zwei aneinander grenzenden Außenfassaden dar (Bild 4.1).

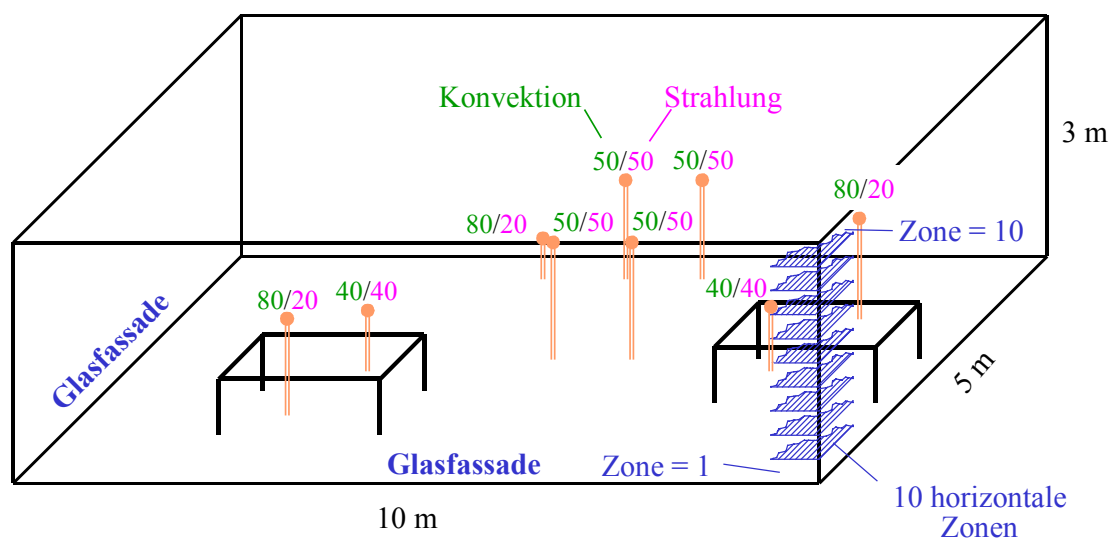


Bild 4.1 Raum (Drahtmodell) mit zwei vollverglasten Außenwänden, neun Interieurwärmequellen und einer Quelltüftung

Die durch die inneren Wärmequellen verursachten Konvektions- und Strahlungskühllasten in W werden der Basisuntersuchung zugrunde gelegt, in weiteren Simulationen jedoch variiert.

Zur Kühlung des Eckraumes werden drei unterschiedliche Anlagentypen als Grundvarianten eingesetzt:

- Voll belegte Kühldecke
 - Umluftkühler
 - Kühlsegel mit Umluftkühler
- } maximale Kühllastdichte 77,4
W/m²

Für diese Anlagenvarianten und die vorgegebene spezifische Gesamtbelastung einschließlich der im Bild 4.1 angegebenen Interieurlasten erfolgten Basissimulationen. Um den Einfluss einer veränderten Lasteinbringung festzustellen, wurden im Weiteren die Konvektions- und Strahlungsanteile und teilweise auch die inneren und äußeren Lastanteile variiert. Die wichtigsten Ergebnisbereiche sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Sie werden außerdem im Folgenden detailliert als Säulendiagramme vorgestellt und diskutiert.

4.1 Voll belegte Kühldecke

Im Bild 4.2 ist diese Anlagenvariante symbolisch dargestellt. Der Zuluftstrom liegt mit 450 m³/h (9 m³/(m²h)) über dem hygienischen Minimalwert nach DIN 1946 Teil 2 von 6 m³/(m²h) für Großraumbüros. Die Zulufttemperatur beträgt 22 °C. Die Temperatur des Kaltwassers, das die Kühldecke mit einem Teilwärmegangskoeffizienten $\kappa_{\text{paneel}} = 20 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ beaufschlagt, wird iterativ so angepasst, dass die gewünschte Empfindungstemperatur $t_E = 25 \text{ °C}$ erreicht wird.

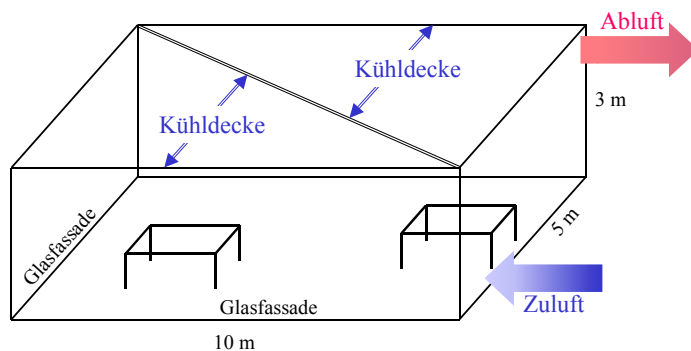


Bild 4.2 Anlagenvariante 1: voll belegte Kühldecke ($\kappa_{\text{paneel}} = 20 \text{ W/(m}^2\text{K)}$) mit Quelllüftung (450 m³/h, $t_{\text{Lzu}} = 22 \text{ °C}$) mit Leistungsanpassung durch die Kaltwassertemperatur der Kühldecke

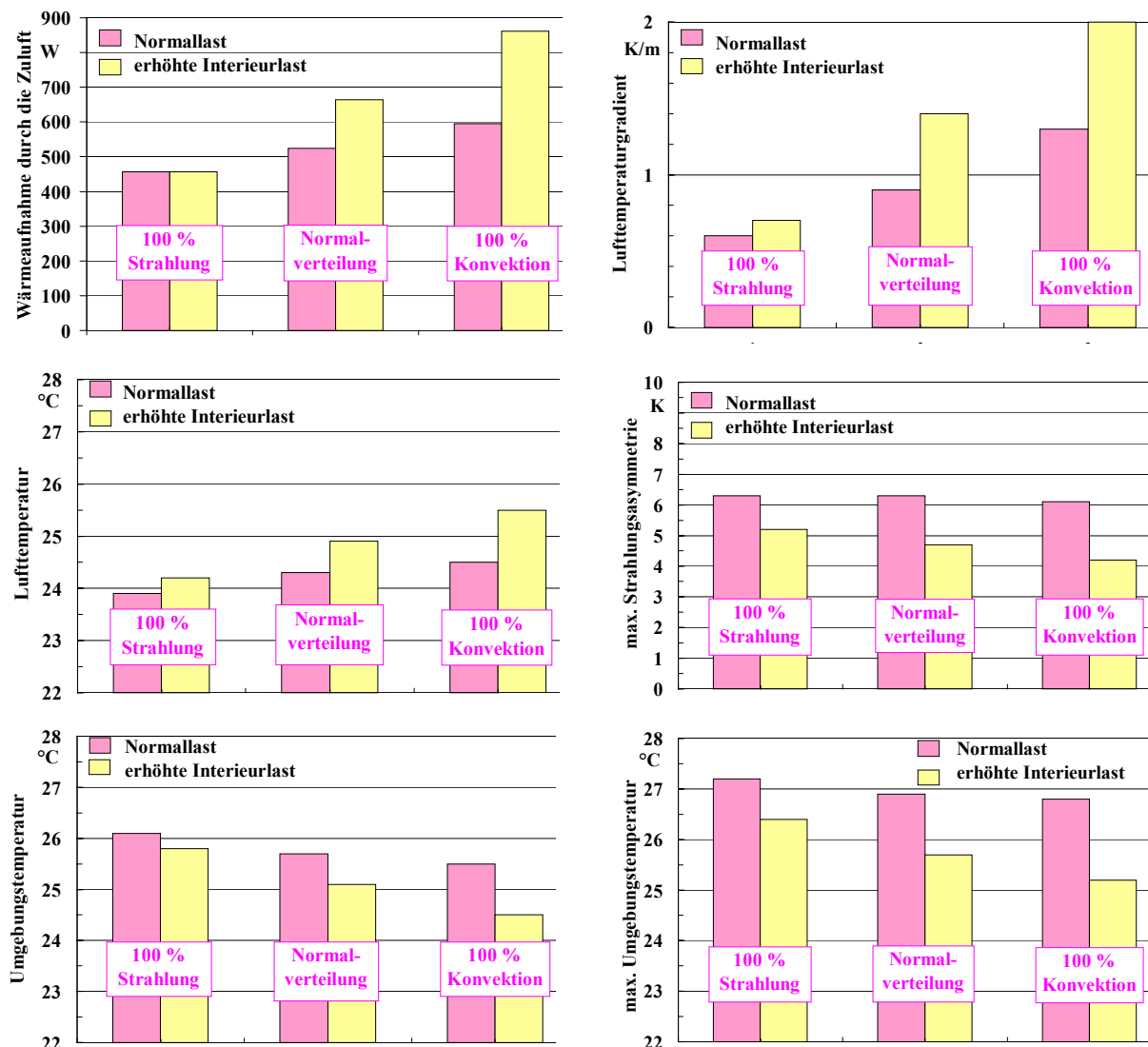
Aussagen:

Die Kühldecken-Quellluft-Kombination stellt eine ausgezeichnete Lösung zur Kühlung von Räumen – auch von Eckräumen mit zwei Vollglasfassaden – dar. Die globalen und partikulären Behaglichkeitsbedingungen werden eingehalten.

- Die Wärmeaufnahme durch die Zuluft steigt stark mit der konvektiven Lasteinbringung an. Mit ihr steigt auch die Lufttemperatur und die Strahlungstemperatur der Umgebung sinkt im gleichen Verhältnis.

- Der vertikale Lufttemperaturgradient steigt stark mit der konvektiven Lasteinbringung an, bleibt aber im zulässigen Bereich von ≤ 2 K/m.
- Die Strahlungstemperatur-Asymmetrie fällt etwas mit ansteigender konvektiver Lasteinbringung. Sie liegt weit unterhalb der zulässigen Grenze nach Bild 3.6.
- Die maximale Umgebungstemperatur liegt auch bei hohen Strahlungslasten unter dem zulässigen Wert (Bild 3.7) von 28 °C.

Detaillierte wärmetechnische und wärmephysiologische Ergebnisse der Anlagenvariante 1:



4.2 Umluftkühler

Im Falle der Nachrüstung von Räumen mit einer Kühleinrichtung zur Erhöhung der flexiblen Raumnutzung und zur Kostenreduzierung ist es interessant zu wissen, inwieweit eine konvektive Raumkühlung aus wärmephysiologischer Sicht möglich ist. Bild 4.3 zeigt die Prinziplösung mit einem Umluftkühler. Er entnimmt die warme Luft aus der obersten Zone und führt die gekühlte Luft der untersten Zone zu. Der Umluftstrom beträgt im Vollastfall 2000 m³/h (Luft-

wechsel ca. 13 h^{-1}). Die Temperatur der Umluft am Eintritt in den Raum t_{ULzu} wird iterativ so angepasst, dass die gewünschte Empfindungstemperatur $t_E = 25 \text{ °C}$ erreicht wird. Der Zuluftstrom werde für diese Berechnungsserie null gesetzt. Der Zuluftvolumenstrom muss jedoch wenigstens dem hygienisch bedingten Mindestwert entsprechen. Alle errechneten Daten würden weiterhin gelten, wenn der Umluftstrom um den gewählten Zuluftstrom verringert würde und die Zulufttemperatur der iterativ ermittelten Eintrittstemperatur der Umluft entspräche ($t_{\text{Lzu}} = t_{\text{ULzu}}$). Die Zuluft wäre in der untersten Zone zuzuführen. Selbstverständlich kann der Umluftkühler auch durch eine reine Quelltüftung mit den gleichen Parametern (Luftvolumenstrom, Zulufttemperatur) ersetzt werden. Die Aussagen sind dann identisch. Das Raummodell wurde für diese Berechnungen erweitert.

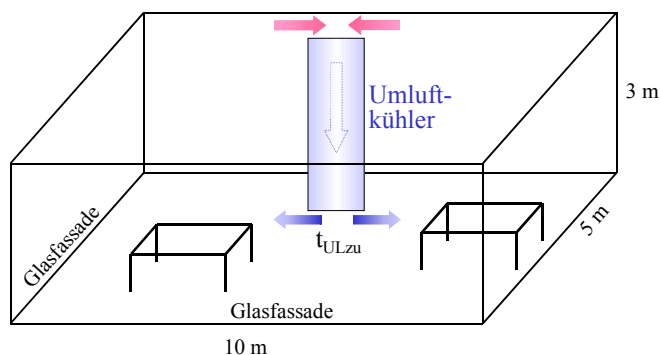


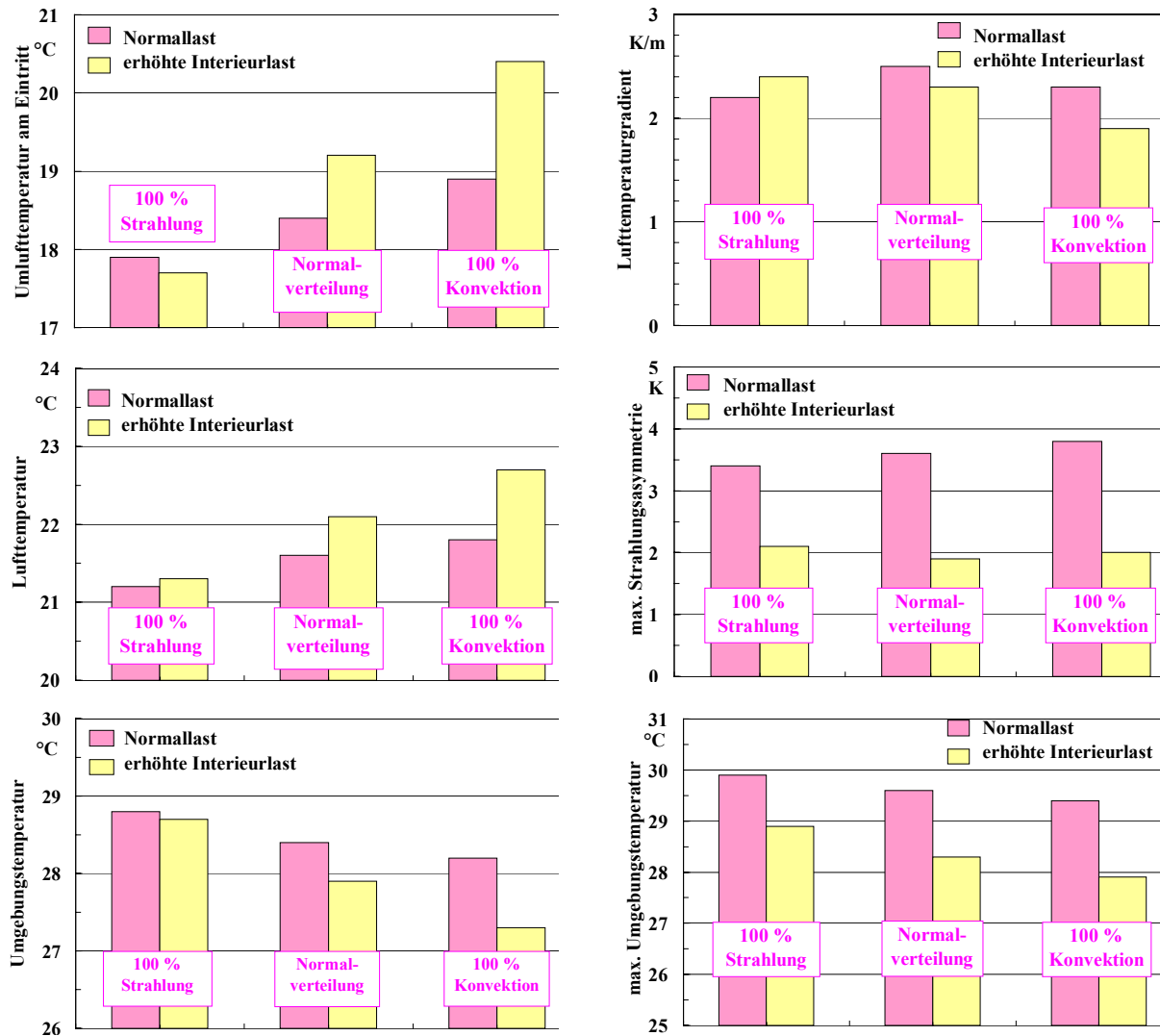
Bild 4.3 Anlagenvariante 2: Umluftkühler oder Quelltüftung ($2000 \text{ m}^3/\text{h}$) mit Leistungsanpassung durch die Lufttemperatur am Raumeintritt

Aussagen:

Bei hohen Raumlasten ist eine Umluftkühlung nur bei einem sehr hohen konvektiven Lastanteil vertretbar. Die reine Umluftkühlung im Raum trägt die Merkmale einer Nur-Luft-Klimatisierung: niedrige Lufttemperaturen und unzulässig hohe Umgebungstemperaturen.

- Die Eintrittstemperatur der Umluft in den Raum steigt mit zunehmender konvektiver Lasteinbringung an. Mit ihr steigt auch die Lufttemperatur und die Strahlungstemperatur der Umgebung sinkt im gleichen Verhältnis.
- Der vertikale Lufttemperaturgradient übersteigt in den meisten Fällen den zulässigen Bereich von $\leq 2 \text{ K/m}$ geringfügig.
- Die Strahlungstemperatur-Asymmetrie liegt weit unterhalb der zulässigen Grenze gemäß Bild 3.6.
- Die maximale Umgebungstemperatur übersteigt bei den meisten Belastungsvariationen den nach Bild 3.7 zulässigen Wert von 28 °C .
- Sehr problematisch ist es, eine zugfreie Raumluchtströmung zu realisieren. Die Erfahrungen mit Quelltüftldurchlässen sind zu nutzen.

Detaillierte wärmetechnische und wärmephysiologische Ergebnisse der Anlagenvariante 2:



4.3 Kühlsegel mit Umluftkühler

Der Einsatz von Kühlsegeln zeigt, dass damit sehr hohe Leistungen und behagliche Raumverhältnisse erreicht werden. Eine Leistungsbegrenzung entsteht, wenn die Kühlwassertemperatur den Taupunkt erreicht. Deshalb wird im Weiteren eine kombinierte Kühlsegel-Umluft-Kühlung untersucht. Im Bild 4.4 zeigt die Anordnung schematisch. Aus gestalterischen Aspekten und aus Kostengründen wird nur eine Deckenhälfte in Fassadennähe mit dem Kühlsegel belegt. Die mittlere Kaltwassertemperatur für das Kühlsegel ($\kappa_{\text{Panel}} = 20 \text{ W/(m}^2\text{K)}$) beträgt 15°C . Würde eine wärmetechnisch bessere Konstruktion eingesetzt, könnte die Wassertemperatur bei gleicher Deckenoberflächentemperatur höher liegen. Die wärmetechnische Nachbildung des Kühlsegels erfolgt im Raummodell [2] durch eine einfache Modellerweiterung, indem der konvektive Wärmestrom der Kühldecke verdoppelt wird. Wollte man genauer vorgehen, müssten sehr spezielle Konstruktionsdetails Berücksichtigung finden. Das Kühlsegel wird stets in der obersten Zone angeordnet. Der Umluftstrom beträgt $1200 \text{ m}^3/\text{h}$ (Luftwechsel 8 h^{-1}). Die Umluft wird der obersten Zone entnommen und auf t_{LUzu} gekühlt der untersten Zone zugeführt. Die Lufttemperatur

Zone entnommen und auf t_{ULzu} gekühlt der untersten Zone zugeführt. Die Lufttemperatur t_{ULzu} wird iterativ ermittelt, sodass $t_E = 25\text{ °C}$ erreicht wird. Der Zuluftstrom kann im praktischen Fall einen beliebigen Teil des Umluftstromes ersetzen, wenn die Zulufttemperatur $t_{Lzu} = t_{ULzu}$ realisiert wird.

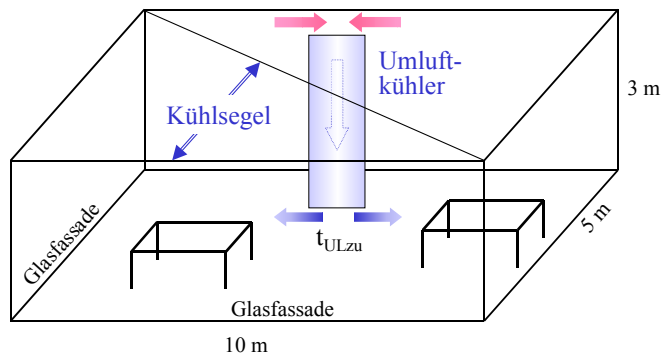
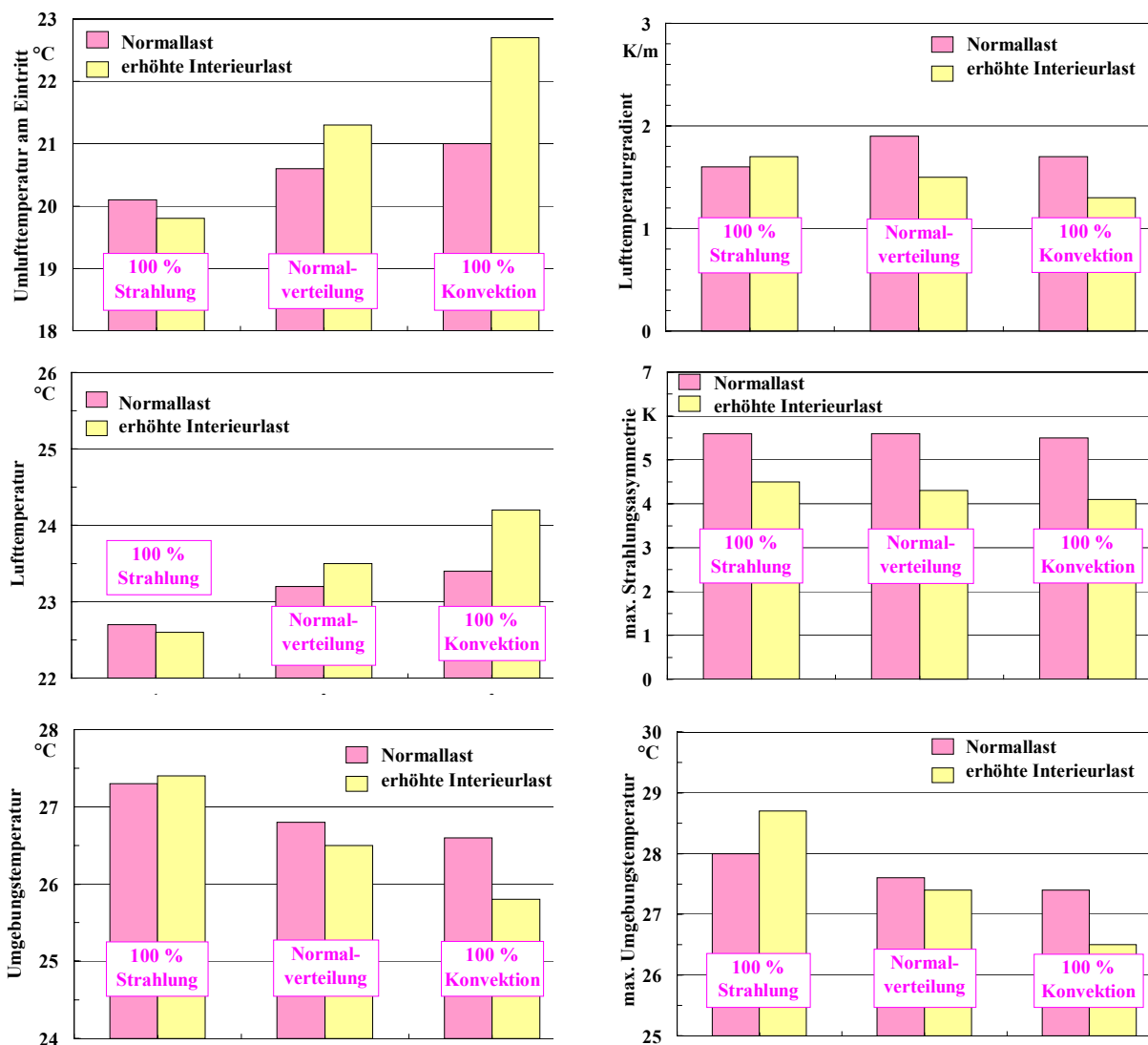


Bild 4.4 Anlagenvariante 3: Kombination eines Kühlsegels ($\kappa_{\text{Panel}} = 20\text{ W/(m}^2\text{K)}$, $t_{KW} = 15\text{ °C}$) und eines Umluftkühlers oder einer Quellaftung ($1200\text{ m}^3/\text{h}$) mit Leistungsanpassung durch die Lufttemperatur am Raumeintritt

Detaillierte wärmetechnische und wärmephysiologische Ergebnisse der Anlagenvariante 3:



Aussagen:

Das Kühlsegel-Umluftkühl-System ist bei der Abfuhr hoher Raumlasten auch für Eckräume sehr gut einsetzbar. Die globalen und partikulären Behaglichkeitsbedingungen werden eingehalten.

- Die Eintrittstemperatur der Umluft in den Raum steigt mit der konvektiven Lasteinbringung an. Mit ihr steigt auch die Lufttemperatur und die Strahlungstemperatur der Umgebung sinkt im gleichen Verhältnis.
- Der vertikale Lufttemperaturgradient befindet sich stets im zulässigen Bereich von ≤ 2 K/m.
- Die Strahlungstemperatur-Asymmetrie liegt unterhalb der zulässigen Grenze nach Bild 3.6.
- Kritisch kann im Ausnahmefall sehr hoher Strahlungslasten lediglich die Strahlungstemperatur der Umgebung werden. Sie ist aber stets niedriger als bei Nur-Luft-Klimaanlagen.

4.4 Gesamtbewertung

Außer den drei grundsätzlichen Anlagenvarianten und der spezifischen Kühllast von $77,4 \text{ W/m}^2$ wurden auch Variationen betrachtet, beispielsweise **halb belegte Kühldecke** (Dreieck an den Fassaden), **reduzierter Umluftstrom** ($1200 \text{ m}^3/\text{h}$; $1500 \text{ m}^3/\text{h}$); **Kühlsegel mit Quellluft** ($450 \text{ m}^3/\text{h}$) bei zu ermittelnder Kaltwassertemperatur und **reduzierte Kühllast von $47,3 \text{ W/m}^2$** . In der Tabelle 4.1 finden sich alle relevanten Ergebnisse der Simulation, die für die Behaglichkeit und auch für den Anlagenbetrieb signifikant sind. Sie werden nachfolgend kurz charakterisiert:

t_{Luft}	°C	Raumlufttemperatur in Kopfhöhe eines sitzenden Menschen
t_{Umgebung}	°C	Strahlungstemperatur der Umgebung in Kopfhöhe eines sitzenden Menschen
Δt_E	K	Schwankung der Empfindungstemperatur in Kopfhöhe über dem Raumgrundriss mit einem Wandabstand von jeweils 1 m
$g_{\text{Lufttemp.}}$	K/m	vertikaler Lufttemperaturgradient zwischen den Höhen 0,1 m und 1,1 m, näherungsweise gebildet aus den mittleren Lufttemperaturen in den Zonen 4 und 1 gemäß dem Zusammenhang $g_{\text{Lt}} = (t_{\text{L,zone=4}} - t_{\text{L,zone=1}}) / 0,9 \text{ m}$
$\Delta t_{\text{Strahl.}}$	K	maximale Strahlungstemperatur-Asymmetrie bezogen auf Würfelemente gemäß [2 oder Anhang B, Bild 4.30] in Kopfhöhe über dem Raumgrundriss mit einem Wandabstand von jeweils 1 m
$t_{\text{L,zone=1}}$	°C	mittlere Lufttemperatur in der Zone 1 (Höhe: 0 ... 0,3 m)
t_{Decke}	°C	Oberflächentemperatur der thermisch aktiven Kühldecke bzw. eines Kühlsegels
$t_{\text{Kaltwasser}}$	°C	mittlere Kaltwassertemperatur mit der die Kühldecke oder das Kühlsegel beaufschlagt wird, wenn $\kappa_{\text{Panel}} = 20 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ gilt
n_{LW}	h^{-1}	stündlicher Raumlftwechsel durch Zuluft oder Umluft (Umluftkühler).

Für alle aufgeführten Varianten gilt eine **Empfindungstemperatur von 25 °C in der Aufenthaltszone** (Kopfhöhe eines sitzenden Menschen 1,3 m über Fußboden; arithmetisch gemittelt aus dem Maximal- und Minimalwert über dem Raumgrundriss bei einem Wandabstand von jeweils 1 m).

Tabelle 4.1 Zusammenstellung aller relevanten Ergebnisse der berechneten Beispiele

t_{Luft} °C	t_{Umgebung} °C	Δt_E K	$g_{\text{Lufttemp.}}$ K/m	$\Delta t_{\text{Strahl.}}$ K	$t_{\text{L,zone}=1}$ °C	$t_{\text{Luft,zu}}$ °C	t_{Decke} °C	$t_{\text{Kaltwasser}}$ °C	n_{LW} h ⁻¹
<i>Kühldecke, voll belegt, Normallast (77,4 W/m²), Quellluft mit $t_{\text{Lzu}} = 22$ °C</i> Gesamturteil: ideal									
23,9...25,5	24,5...26,1	0,5...1,3	0,6...2,0	4,2...6,3	23,2...23,6	22	18,9...19,7	15,6...16,7	3
<i>Kühldecke, halb belegt, reduzierte Last (47,3 W/m²), Quellluft mit $t_{\text{Lzu}} = 22$ °C</i> gut									
24,0...24,9	25,1...26,0	0,7...1,1	0,6...1,8	4,4...4,9	23,1...23,7	22	17,7...18,5	13,9 ...15,1	3
<i>Quelllüftung und/oder Umluftkühler, 2000 m³/h, Normallast (77,4 W/m²)</i> mangelhaft									
21,2...22,7	27,3... 28,8	0,3...1,3	1,9... 2,5	1,9...3,8	18,4 ... 20,5	17,7...20,4	-	-	13,3
<i>Quelllüftung und/oder Umluftkühler, 1200 m³/h, reduzierte Last (47,3 W/m²)</i> befriedigend									
22,5...23,2	26,8...27,5	0,5...0,7	2,2 ... 2,6	2,0...2,3	19,9 ... 20,8	18,6...19,9	-	-	8
<i>Quelllüftung und/oder Umluftkühler, 1500 m³/h, reduzierte Last (47,3 W/m²)</i> gut									
22,5...23,2	26,8...27,5	0,4...0,7	1,8... 2,1	1,9...2,2	20,2 ...21,1	19,5...20,8	-	-	10
<i>Kombination: Kühldecke, halb belegt + Quelllüftung und/oder Umluftkühler, 1200 m³/h, Normallast (77,4 W/m²)</i> gut									
23,0...24,4	25,6...27,0	0,8...1,4	1,5... 2,7	4,4...5,8	20,4 ...22,6	19,0...22,3	18,6	15	8
<i>Kühlsegel, halb belegt, Normallast (77,4 W/m²), Quellluft mit $t_{\text{Lzu}} = 22$ °C</i> mangelhaft									
23,1...24,4	25,6...26,9	1,0...1,8	0,6...0,8	4,9...7,1	22,3...23,6	22	15,6 ...17,7	8,6 ...11,6	3
<i>Kühlsegel, halb belegt, reduzierte Last (47,3 W/m²), Quellluft mit $t_{\text{Lzu}} = 22$ °C</i> ideal									
23,7...24,4	25,6...26,3	0,6...0,9	0,7...0,8	3,7...4,2	23,0...23,6	22	19,5...20,4	15,6...16,8	3
<i>Kombination: Kühlsegel, halb belegt + Quelllüftung und/oder Umluftkühler, 1200 m³/h, Normallast (77,4 W/m²)</i> ideal									
22,6...24,2	25,8...27,4	0,7...1,3	1,3...1,9	4,1...5,6	21,1...23,0	19,8...22,7	19,3	15	8

Diskussion der Varianten

Die in der Praxis vorkommenden spezifischen Lasten schwanken in sehr weiten Grenzen. Vielfach werden die Leistungsangaben aufgrund unterschiedlicher Interessenslagen auch bewusst zu besonders hohen oder auch besonders niedrigen Werten hin manipuliert.

Für Eckräume mit hohem transparenten Flächenanteil stellt die angenommene **Normallast von 77,4 W/m²** einen moderaten Wert dar. Bei Einsatz von guten Gläsern und wirksamen Verschattungseinrichtungen ist diese Größenordnung auch erreichbar und im Sinne einer wirtschaftlichen, umweltschonenden Klimatisierung als Obergrenze anzusehen.

Die verwendete **reduzierte Last von 47,3 W/m²** wird bei Eckräumen nur zutreffend sein können,

wenn die Fassade einen kleinen Fensteranteil aufweist. Die reduzierte Last stellt jedoch einen typischen Belastungsfall bei Normalräumen (eine Außenwand) dar.

Bei der wärmephysiologischen Bewertung der Varianten kann man somit folgende pauschale Feststellungen treffen. Erfüllt eine Anlagenvariante alle ausgewählten Behaglichkeitskriterien und die technischen Grenzwerte bei

- **Normallast** für einen Eckraum, dann ist der Einsatz im Eckraum und erst recht in einem Normalraum ideal möglich;
- **reduzierter Last** für einen Eckraum, dann ist der Einsatz im Eckraum mit geringem Fensteranteil und in einem Normalraum ideal möglich.

Für die einzelnen Anlagenvarianten ergeben sich in Verbindung mit Tabelle 4.1 die nachfolgenden, speziellen Bewertungen.

- **Kühldecke, voll belegt, Normallast ($77,4 \text{ W/m}^2$), Quellluft mit $t_{\text{Lzu}} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$**

Ideale Lösung, da alle wärmephysiologischen Kriterien und technischen Grenzparameter eingehalten werden. Es sind auch Kühldecken mit normalen wärmetechnischen Konstruktionskennwerten ($\kappa_{\text{paneel}} \geq 20 \text{ W/(m}^2\text{K)}$) einsetzbar. Der kleine Raumlftwechsel von 3 h^{-1} gewährleistet Zugfreiheit.

- **Kühldecke, halb belegt, reduzierte Last ($47,3 \text{ W/m}^2$), Quellluft mit $t_{\text{Lzu}} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$**

Alle wärmephysiologischen Kriterien werden erfüllt. Es sind aber nur Hochleistungskühldecken mit einem geringen Temperaturabfall innerhalb der Konstruktion einsetzbar. Dies ist möglich, da die erforderliche Oberflächentemperatur der Kühldecke bei etwa $18 \text{ }^\circ\text{C}$ liegt und die Taupunkttemperatur der Raumlft bei 50 % relativer Feuchte ca. $14 \text{ }^\circ\text{C}$ beträgt. Der kleine Raumlftwechsel von 3 h^{-1} gewährleistet Zugfreiheit.

- **Quelllüftung und/oder Umluftkühler, $2000 \text{ m}^3/\text{h}$, Normallast ($77,4 \text{ W/m}^2$)**

Diese Lösung ist bezüglich der wärmephysiologischen Kriterien und technischen Grenzparameter kritisch zu bewerten. Die Umgebungstemperatur liegt zu hoch und die Lufttemperatur in Fußbodennähe ist zu niedrig. Außerdem kann der Lufttemperaturgradient 2 K/m übersteigen. Der große Raumlftwechsel von über 13 h^{-1} gestattet nur in Sonderfällen ohne Zuggefahr – beispielsweise bei einer Teppichbodenlüftung – eine Erhöhung. Die Vergrößerung des Luftvolumenstromes wäre aber die Voraussetzung, um die wärmephysiologisch ungünstigen thermischen Verhältnisse den zulässigen Grenzwerten anzunähern.

Die Erhöhung des Raumlftwechsels auf ca. 17 h^{-1} bietet dennoch keine umfassenden behaglichen Bedingungen bei $t_E = 25 \text{ °C}$, wie eine separate Berechnung verdeutlicht: Lufttemperatur in Fußbodennähe liegt deutlich unter 21 °C ; die mittlere Strahlungstemperatur ist größer 28 °C (Maximalwert $29,6 \text{ °C}$). Diese Werte können bei hohen Strahlungskühllasten noch ungünstiger werden. Außerdem besteht bei dem hohen Raumlftwechsel Unbehaglichkeit infolge von Zuggefahr.

In vielen Fällen wird bei den Nur-Luft-Systemen die Empfindungstemperatur angehoben. Bleibt man bei dem Raumlftwechsel von etwa 13 h^{-1} und setzt $t_E = 26 \text{ °C}$, dann liefert eine weitere Simulationsrechnung: Die Lufttemperatur in Fußbodennähe liegt deutlich unter 21 °C ; der Lufttemperaturgradient von $2,5 \text{ K/m}$ überschreitet den zulässigen Wert; die mittlere Umgebungstemperatur beträgt $29,4 \text{ °C}$ und der Maximalwert $30,5 \text{ °C}$. Dies ist nach Bild 3.7 bei $t_E = 26 \text{ °C}$ noch akzeptabel. Die Ergebnisse werden bei hohen Strahlungskühllasten noch ungünstiger. Weiterhin besteht auch bei einem Raumlftwechsel von 13 h^{-1} Zuggefahr. Die erhöhte Empfindungstemperatur $t_E = 26 \text{ °C}$ kann nach Bild 3.7 bis zu 12 % Unzufriedenheit bewirken.

- **Quelllüftung und/oder Umluftkühler, $1200 \text{ m}^3/\text{h}$, reduzierte Last ($47,3 \text{ W/m}^2$)**

Bei dieser Anlagenvariante ist bei verringerter Last auch der Luftvolumenstrom reduziert worden (Raumlftwechsel 8 h^{-1}), sodass die bei der vorherigen Variante festgestellten Mängel grundsätzlich erhalten bleiben. Die Strahlungstemperatur der Umgebung sinkt zwar unter den in diesem Fall geltenden zulässigen Wert von 28 °C , der Lufttemperaturgradient steigt dagegen sogar noch an.

- **Quelllüftung und/oder Umluftkühler, $1500 \text{ m}^3/\text{h}$, reduzierte Last ($47,3 \text{ W/m}^2$)**

Im Vergleich zur vorhergehenden Anlagenvariante erfolgt eine Erhöhung des Luftvolumenstromes (Raumlftwechsel 10 h^{-1}). Dadurch steigt die Lufttemperatur in Fußbodennähe etwas an, liegt aber mitunter noch unter dem zulässigen Grenzwert. Der Lufttemperaturgradient fällt so weit ab, dass er den zulässigen Grenzwert nur noch tangiert. Die Luftdurchlässe sind so zu konzipieren, dass Zugfreiheit gewährleistet werden kann.

- **Kombination: Kühldecke, halb belegt + Quelllüftung und/oder Umluftkühler, $1200 \text{ m}^3/\text{h}$, Normallast ($77,4 \text{ W/m}^2$)**

Bei dieser kombinierten Anlagenvariante werden bei Normalbelastung die wärmephysiologischen Kriterien und technischen Grenzparameter teilweise sehr gut eingehalten. Überschreitungen der Grenzwerte treten bei hohen Strahlungsanteilen der Kühllasten auf. Sie betreffen geringfügig die Lufttemperaturen in Fußbodennähe und verstärkt den Lufttemperaturgradienten.

- **Kühlsegel, halb belegt, Normallast ($77,4 \text{ W/m}^2$), Quellluft mit $t_{L,zu} = 22 \text{ °C}$**

Alle wärmephysiologischen Kriterien werden erfüllt. Die erforderliche Oberflächentemperatur

der Kühldecke liegt bei 15,6 °C bis 17,7 °C und damit sehr nahe an der Taupunkttemperatur der Raumluft, die bei 50 % relativer Feuchte ca. 14 °C beträgt. Die niedrigen Kühldeckentemperaturen treten bei hohen Strahlungskühllasten auf, da unter diesen Umständen die Kühldeckenleistung sehr groß sein muss. Damit ist diese Anlagenvariante nur im Ausnahmefall bei Einsatz von Hochleistungskühldecken (geringer Temperaturabfall innerhalb der Konstruktion) und bei hohen konvektiven Lastanteilen realisierbar.

- **Kühlsegel, halb belegt, reduzierte Last (47,3 W/m²), Quellluft mit $t_{l,zu} = 22$ °C**

Ideale Lösung für reduzierte Last, da alle wärmephysiologischen Kriterien und technischen Grenzparameter eingehalten werden. Es sind auch Kühldecken mit normalen wärmetechnischen Konstruktionskennwerten ($\kappa_{\text{Panel}} \geq 20$ W/(m²K)) einsetzbar. Der kleine Raumlufwechsel (3 h⁻¹) gewährleistet Zugfreiheit.

- **Kombination: Kühlsegel, halb belegt + Quelllüftung und/oder Umluftkühler, 1200 m³/h, Normallast (77,4 W/m²)**

Ideale Lösung für Normallast – vergleichbar mit der voll belegten Kühldecke und Quellluft –, da alle wärmephysiologischen Kriterien und technischen Grenzparameter eingehalten werden. Es sind auch Kühldecken mit normalen Konstruktionskennwerten ($\kappa_{\text{Panel}} \geq 20$ W/(m²K)) einsetzbar. Der Raumlufwechsel von 8 h⁻¹ wird bei richtiger Gestaltung der Luftdurchlässe zugfrei beherrscht.

4.5 Einsatz- und Entwicklungsempfehlungen, Fazit

Die Tabelle 4.1 und die Diskussion der Anlagenvarianten ergeben folgende Einsatzvorschläge:

- Abzuführende **Kühllasten < 80 W/m² in Eckräumen oder in Normalräumen** können bei Einhaltung der wärmephysiologischen Grenzparameter und der technischen Anlagenkriterien bei folgenden Anlagenvarianten realisiert werden:
 - ⇒ voll belegte Kühldecke mit hygienisch bedingter Lüftung – beispielsweise als Quelllüftung – mit einem Raumlufwechsel von 3 h⁻¹ *Prädikat: ideal*
 - ⇒ Kombination eines halben Raum-Kühlsegels mit einem Umluftkühler oder einer erhöhten Quelllüftung mit jeweils einem Raumlufwechsel von 8 h⁻¹ *Prädikat: ideal*
 - ⇒ Kombination einer halb belegten Kühldecke mit einem Umluftkühler oder einer erhöhten Quelllüftung mit jeweils einem Raumlufwechsel von 8 h⁻¹ *Prädikat: gut*
- Abzuführende **Kühllasten < 50 W/m² in Eckräumen oder in Normalräumen** können bei Einhaltung der wärmephysiologischen Grenzparameter und der technischen Anlagenkriterien

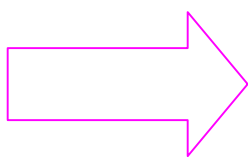
zusätzlich bei folgenden Anlagenvarianten realisiert werden:

- ⇒ halbes Raum-Kühlsegel mit hygienisch bedingter Lüftung – beispielsweise als Quelllüftung – mit einem Raumlufwechsel von 3 h^{-1} *Prädikat: ideal*
- ⇒ halb belegte Kühldecke mit hygienisch bedingter Lüftung – beispielsweise als Quelllüftung – mit einem Raumlufwechsel von 3 h^{-1} *Prädikat: gut*
- ⇒ Umluftkühler oder Quelllüftung mit Raumlufwechsel von 10 h^{-1} *Prädikat: gut*

Für die **weitere Entwicklung sind Hochleistungskühldecken und -kühlsegel** (großes κ_{Panel}) anzustreben, da damit der verstärkte direkte bzw. exergetisch günstige Einsatz von Umweltenergie möglich wird. Bei Einsatz flexibler Kühlsysteme – z. B. Kapillarrohrmatten – sind **individuelle Gestaltungen bis zur Fertigung von Unikaten** meist ohne Mehrkosten möglich. **Vorgefertigte Kühlsegel** mit integrierten Leuchten, Rauchmeldern, Luftdurchlässen usw. reduzieren die Montagezeiten und sind meistens kostengünstig. Die spezifische Leistung der Kühlsegel ist bei gleichem Konstruktionsaufbau um 25 % bis 35 % höher, als die von geschlossenen Kühldecken.

Fazit

- Ideale bzw. gute behagliche Verhältnisse in Büroräumen unter sommerlichen Bedingungen sind nur bei Einsatz von Flächenkühlungen erreichbar.
- Die Nur-Luft-Systeme weisen bei Einhaltung der Empfindungstemperatur zu niedrige Lufttemperaturen in Fußbodennähe und zu hohe Strahlungstemperaturen auf. Der zulässige Lufttemperaturgradient wird häufig überschritten. Die reinen Umluftkühler – wie beispielsweise Kühlbalken – sind aus wärmephysiologischer Sicht gleichermaßen ungünstig. Aus hygienischer Betrachtung schneiden sie noch schlechter ab. Die bisherige Diskussion über die Behaglichkeit der Lüftungssysteme beachtete die zugehörigen Strahlungstemperaturen zu wenig.
- Ein Zusammenwirken von Strahlungskühlflächen mit Konvektionskühlern ist bei richtiger Abstimmung sinnvoll. Gute wärmephysiologische Bedingungen werden erreicht. Bezüglich der Nachrüstbarkeit und der flexiblen Büronutzung sind diese Lösungen besonders gut anpassbar.
- Architektonisch und wirtschaftlich sehr interessante Lösungen ergeben sich beim Einsatz von Kühlsegeln, da diese sich durch hohe Kühlleistungen und individuelle Gestaltung auszeichnen.



Weitere Detaillierungen im **Anhang B:**

"Wärmephysiologisches Empfinden des Menschen beim Einsatz großflächiger, thermisch aktiver Raumumfassungen und konvektiv arbeitender Wärmeübertragerelemente im Raum mit geringen Temperaturdifferenzen zum Aufenthaltsbereich"

Bericht hat 180 Seiten plus Programmlisting 47 Seiten

Weitere 476 Seiten Rechnerausdrucke liegen bei F+E TGA vor.

5 Praktisch nutzbares Umweltenergiepotenzial

Wärmesenken in der Umwelt können beispielsweise sein:

- Flusswasser
- Seewasser
- Grundwasser
- Erdreich
- Luft.

Die Temperaturen dieser Wärmesenken unterliegen mitunter starken zeitlichen und örtlichen Schwankungen.

5.1 Fluss- und Seewasser

Die Temperaturen sind sehr stark von der Jahreszeit, der geografischen Lage, vom Quellgebiet des Flusses und bei Seen vor allem von deren Tiefe abhängig. Die Bilder 5.1 und 5.2 zeigen markante Temperaturverläufe eines Sees und zweier Flüsse.

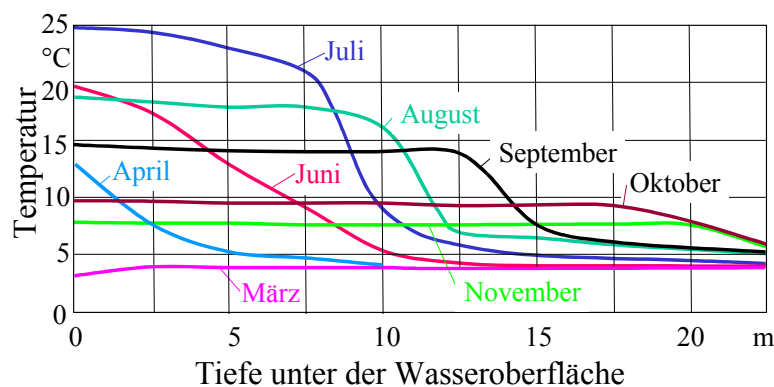


Bild 5.1 Höhenabhängige Wassertemperatur eines Binnensees für ausgewählte Monate nach [4]

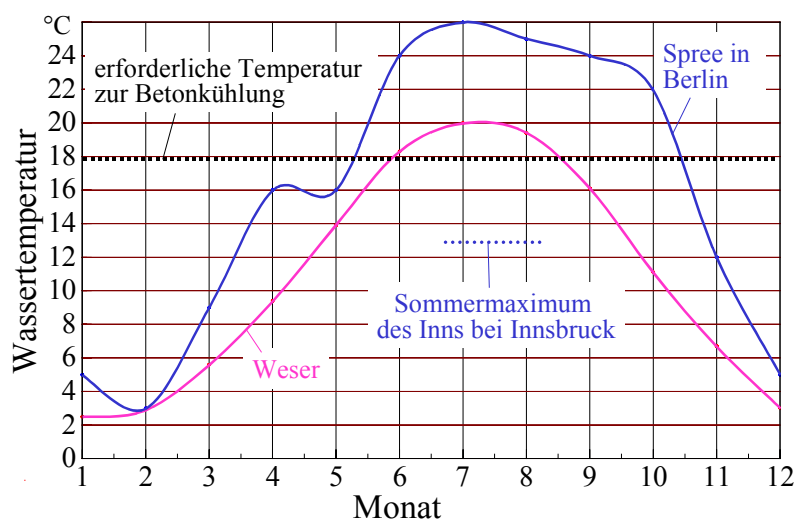


Bild 5.2 Beispiele für die Wassertemperaturen von Flüssen

Aus den Bildern folgen die Erkenntnisse:

- Tiefe Seen sind in der Lage, ganzjährig die Kaltwasserbereitstellung zu übernehmen. Die Temperaturschichtung des Wassers zeigt jedoch große jahreszeitliche Unterschiede. Diese

Schichtung sollte bei der Entnahme und der eventuellen Wiedereinleitung möglichst nicht gestört werden. So hat beispielsweise die Einleitung in der Tiefe zu erfolgen, wo die Wassertemperatur des Sees mit der Rücklauftemperatur übereinstimmt.

- Die Flusswassernutzung zur Beaufschlagung thermisch aktivierter Decken (Betonkernkühlung) ist in vielen Fällen von Oktober bis Mai denkbar. Die Flüsse in den Ballungsräumen sind durch Kühlwassereinleitungen aber häufig thermisch stark belastet und somit nicht nutzbar.
- Meistens wird die Nutzbarkeit der Oberflächengewässer überschätzt.
- Die Förderaufwendungen bei der Wasserentnahme vor allem aus tiefen Seen sind bei energetischen Betrachtungen unbedingt zu berücksichtigen.
- Die Nutzung von Oberflächenwässern setzt eine umfangreiche hydrologische Untersuchung der Temperaturen und der Ergiebigkeit voraus. Bei Seen ist die Temperaturschichtung unter Entnahmebedingungen zu beurteilen.
- Eine wasserrechtliche Genehmigung zur Nutzung von Oberflächenwasser ist Voraussetzung.

5.2 Grundwasser

Die Temperatur des Grundwassers ist intensiv an die Erdoberflächentemperatur gekoppelt. Die theoretische Erdoberflächentemperatur schwankt in allen Tiefen um die mittlere Oberflächentemperatur (Jahresmittel) von ca. 9 °C. Je nach Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität des Erdreichs sind die Tagesschwankungen in 1 bis 1,5 m Tiefe abgeklungen. Die Jahresschwankung wird bis in eine Tiefe von 15 bis 25 m bemerkt. Man bezeichnet diesen Bereich als neutrale Zone. Einen idealisierten Temperaturverlauf zeigt das Bild 5.3.

Die niedrigsten Grundwassertemperaturen treten im März und April auf, die höchsten Werte liegen im September und Oktober vor. In Realität sind zahlreiche Anomalien vorhanden (Bild 5.4).

Während die Temperaturbereiche der Standorte I bis III mit der zunehmenden Siedlungsdichte erklärbar sind, deutet die starke Anomalie der Temperaturen des Standortes IV auf eine intensive Kühlwassernutzung hin. Besonders bemerkenswert ist an diesem Standort, dass in den tiefen Regionen zwischen 10 und 20 m höhere Temperaturen auftreten als in den Bereichen darüber, d. h., es werden beispielsweise ein Wasserstrom und/oder ein Wärmestrom von einem erwärmten Vorfluter zum Grundwasser fließen.

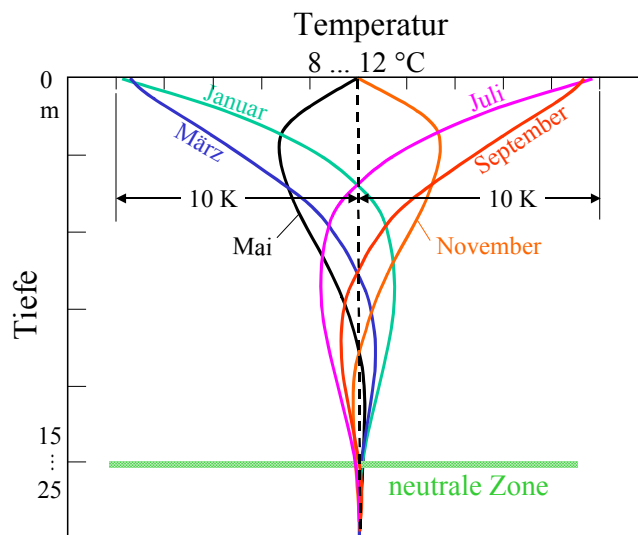


Bild 5.3 Idealisierter Temperaturverlauf im Erdreich

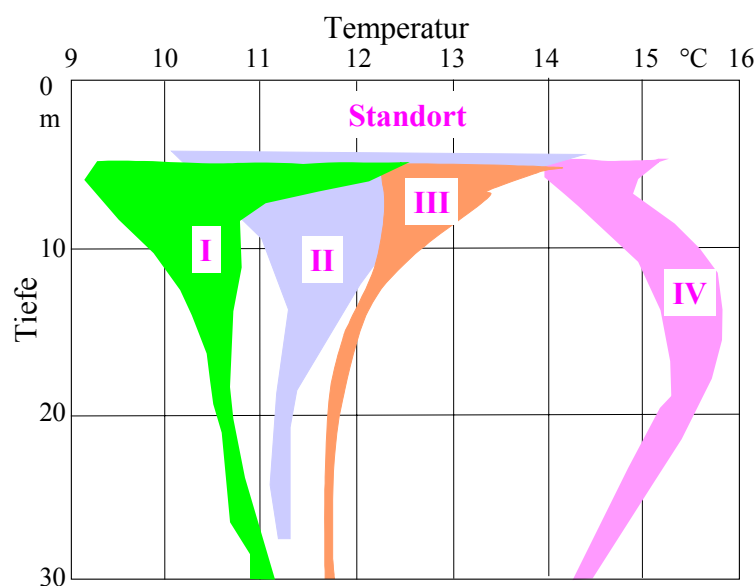


Bild 5.4 Bereiche von Grundwassertemperaturen im Zeitraum Januar bis Oktober 1991 für ausgewählte Standorte im Raum Berlin:
 I Randgebiet
 II geringe Siedlungsdichte
 III hohe Siedlungsdichte
 IV Industriegebiet

Aus den bisherigen Betrachtungen folgen:

- Grundwasser kann üblicherweise ganzjährig die Kaltwasserbereitstellung für Kühldecken oder für die Massivdeckenkühlung übernehmen.
- Die Nutzung des Grundwassers durch Förder- und Schluckbrunnen (Sickerbrunnen) zur Bauteilkühlung ist in der Regel ideal möglich, wenn diese nahe am Bauobjekt liegen. Die Förder- und Rückführaufwendungen bei der Wasserentnahme aus tiefen Schichten sind unbedingt zu berücksichtigen. Ein Verpressen des entnommenen Wassers ist in der Regel unwirtschaftlich.
- Die thermische Nutzung des Grundwassers setzt eine umfangreiche hydrologische Untersuchung der Lage der wasserführenden Schichten und der Ergiebigkeit unter Belastung voraus. Auf evtl. Anomalien ist besonders zu achten!
- Eine wasserrechtliche Genehmigung zur Nutzung von Grundwasser ist Voraussetzung.

5.3 Erdreich

Die Temperatur des Erdreichs bis zur sogenannten neutralen Zone wurde bereits im vorherigen Abschnitt behandelt, sie ist bei Vorhandensein von Grundwasser mit der Grundwassertemperatur identisch. Bei größeren Tiefen wirkt die Erdwärme, wobei man mit einer Temperaturzunahme von etwa 3 K / 100 m rechnen kann.

Über die Wärmenutzung des Erdreichs liegen hauptsächlich Ergebnisse für den Wärmeentzug zur Beheizung von Gebäuden mittels Wärmepumpen vor. Dazu gibt es konstruktiv zwei unterschiedliche Formen:

- Erdwärmekollektor (horizontal angeordnete Kunststoffrohrregister, Tiefe 1,2 ... 1,5 m, maximal 3 m)
- Erdwärmesonden - "Energiepfähle" - (vertikale Bohrungen mit U-förmig durchflossenen Kunststoffrohren, Tiefe 50 ... 250 m).

Die spezifischen Entzugsleistungen sind in starkem Maße von der Bodenbeschaffenheit abhängig. Als Anhaltswerte gelten nach [5] und VDI 4640:

Erdwärmekollektor 8 ... 40 W/m²; Erdwärmesonden 20 ... 70 W/m.

Damit ergeben sich die Feststellungen:

- Bei der Nutzung des Erdreichs als Wärmesenke kann man sich bezüglich der Leistung zunächst an den genannten Entzugsleistungen bei der Nutzung als Wärmequelle orientieren.
- Aus den Leistungen ist erkennbar, dass die "Erdkältenutzung" in der Regel nur ergänzend sein kann, da der Bedarf von größeren Bauten keinesfalls wirtschaftlich abdeckbar ist.
- Der Einsatz von tiefgehenden Erdsonden ist thermisch ungünstiger als kürzere Sonden bzw. als Erdkollektoren beispielsweise in einer Tiefe von 8 m (vgl. Bild 5.3), da die Temperatur in 200 m Tiefe durch den Erdwärmefluss z. B. 17 °C beträgt. Dies ist bei Wärmepumpennutzung ein Vorteil, bei "Erdkältenutzung" jedoch nachteilig. Setzte man noch die technisch erforderliche Grädigkeit an, so würde die verfügbare Vorlauftemperatur etwa 20 °C betragen. Die Bauteilkühlung hätte jedoch den Vorteil, dass sie ganztägig betrieben werden könnte.
- Die Lösung mit Erdsonden erscheint aus Gründen der hohen Investitionskosten nicht sinnvoll, es sei denn, dass diese mit einer statisch erforderlichen Pfahlgründung kombiniert wird.

Die Regenerationsmöglichkeit des Erdreichs muss genau untersucht werden. Eine aktive Ladung ist in vielen Fällen zweckmäßig!

5.4 Solarenergie als Wärmequelle

Der Einsatz von Solarkollektoren ist hinreichend bekannt. Raumseitige Hochleistungswärmeübertragerflächen gestatten eine **verstärkte Nutzung der Umweltenergie**. Solarkollektoren können effizienter und über einen längeren Zeitraum zum Heizen Verwendung finden. Bild 5.5 zeigt, dass durch niedrigere Heizmedientemperaturen z. B. der Kollektorwirkungsgrad um ca. 10 % steigt.

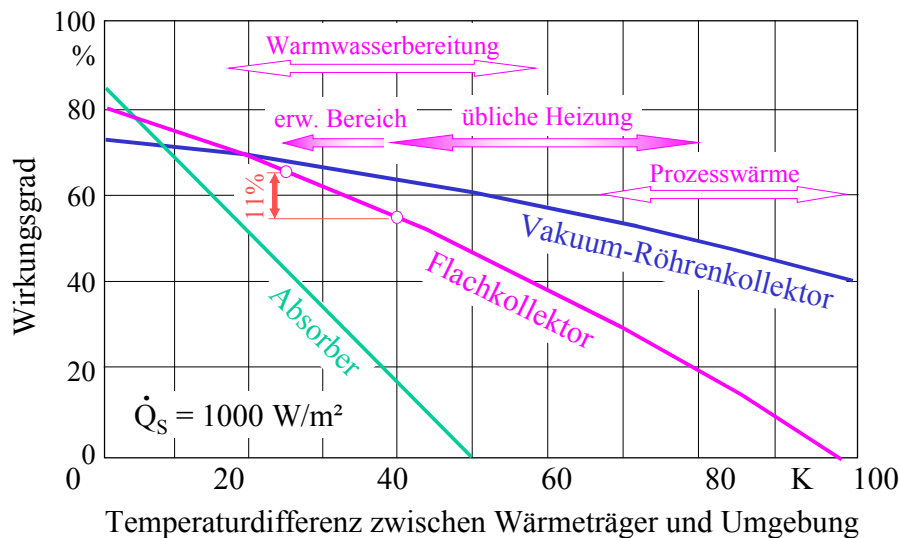


Bild 5.5 Wirkungsgradzuwachs und erweiterte Nutzungsbereiche bei Solarkollektoren durch niedrigere Heizmedientemperaturen

5.5 Atmosphärische Luft als Wärmesenke

Die Luftatmosphäre als Wärmesenke zu verwenden, ist allorts möglich. Da die Lufttemperaturen nur zeitweise für eine direkte Gebäudekühlung nutzbar sind, werden in der Regel Kältemaschinen zur Kaltwassererzeugung zwischen der Wärmesenke und dem Kaltwasserverbraucher geschaltet. Zur Erschließung der Wärmesenke Luft gibt es drei unterschiedliche Systeme:

- **Trockenkühler**
- **Nasskühler (Kühlturm)**
- **Hybridkühler.**

Um die möglichen Potenziale der atmosphärischen Luft für Kühlzwecke beurteilen zu können, müssen die Außenluftzustände und die Häufigkeiten ihres Auftretens bekannt sein.

Die DIN 4710 gibt für zahlreiche deutsche Städte die Lufttemperatur t in $^{\circ}\text{C}$ und die absolute Feuchte x in $\text{g}_\text{w}/\text{kg}_{\text{tL}}$ sowie die Häufigkeiten in 0,1 Stunden an.

Der Datenbezug auf DIN 4710 ist bedeutend genauer als die Angaben der Testreferenzjahre [6, 23], da dort die Bereiche der Extremwerte (Temperaturen und Feuchten) nicht exakt wiedergegeben sind.

Im Ergebnis der Auswertung der Datenbasis nach DIN 4710 können die Häufigkeiten der Luftzustände am Tage und in der Nacht ermittelt werden.

Mit Hilfe eines erstellten Rechenprogramms konnten dann auch die Korrelation zwischen Feuchtkugeltemperatur und Lufttemperatur sowie ihre Häufigkeitsverteilung ermittelt werden.

Die Endergebnisse finden sich in den Bildern 5.6 und 5.7. Setzt man für die moderne Raumkühlung die erforderliche Wassertemperatur mit $t_{KW} = 18\text{ °C}$ an, dann wird bei Einsatz eines Trockenkühlers eine Lufttemperatur von höchstens $t = 13\text{ °C}$ und bei Verwenden eines Kühlturmes eine Feuchtkugeltemperatur von höchstens $t_f = 13\text{ °C}$ nutzbar sein. Die entsprechenden Nutzungsstunden können aus den Bildern 5.6 und 5.7 für die beiden Standorte Berlin und München ermittelt werden.

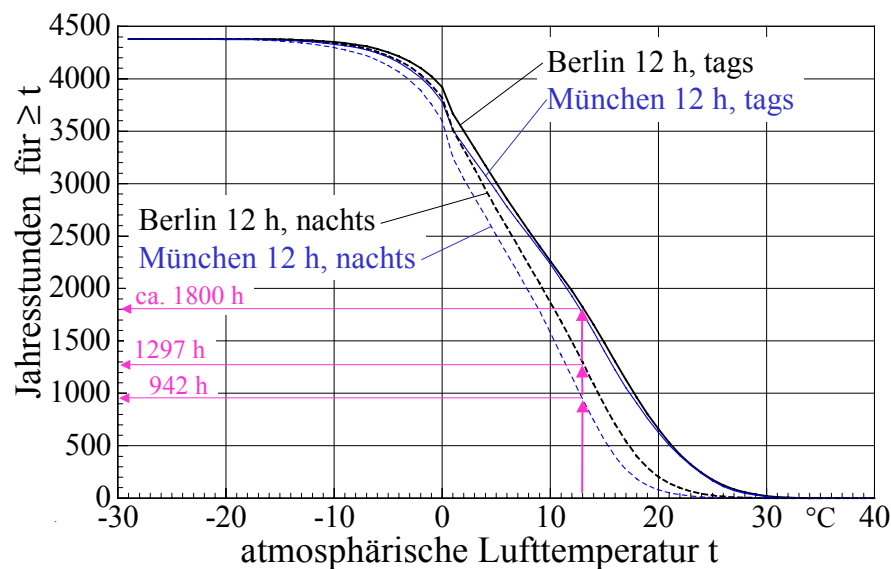


Bild 5.6 Summe der Jahresstunden einer Lufttemperatur $\geq t$ für die Wetterstationen Berlin-Tempelhof und München-Riem für die Messzeiträume $7^{00} \dots 18^{00}$ Uhr und $19^{00} \dots 6^{00}$ Uhr

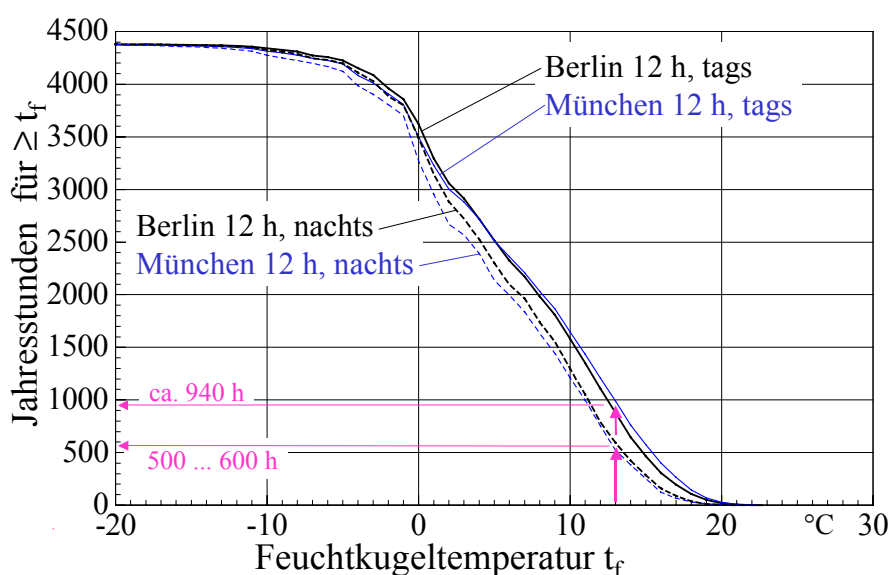


Bild 5.7 Summe der Jahresstunden einer Feuchtkugeltemperatur $\geq t_f$ für die Wetterstationen Berlin-Tempelhof und München-Riem für die Messzeiträume $7^{00} \dots 18^{00}$ Uhr und $19^{00} \dots 6^{00}$ Uhr

Für eine Grädigkeit im Trocken- bzw. Nasskühler von jeweils 5 K folgen in den Tabellen 5.1 und 5.2 die Einsatzbereiche für verschiedene Raumkühlsysteme (weitere Detaillierungen in [3]).

Tabelle 5.1 Jahreszeiträume zur Nutzung eines Trockenkühlers zur Kaltwasserbereitstellung

markante Anwendungsfälle	t_{KW}	t	Berlin				München			
	°C	°C	tags		nachts		tags		nachts	
			h/a	%	h/a	%	h/a	%	h/a	%
Luftkonditionierung	6	1	713	16	867	20	868	20	1132	26
Kühldecke	16	11	2259	52	2695	62	2301	53	3015	69
Betonkühlung	18	13	2556	58	3083	70	2617	60	3438	78
Kombinationssysteme	20	15	2897	66	3493	80	2979	68	3824	87

Tabelle 5.2 Jahreszeiträume zur Nutzung eines Nasskühlers zur Kaltwasserbereitstellung

markante Anwendungsfälle	t_{KW}	t_f	Berlin				München			
	°C	°C	tags		nachts		tags		nachts	
			h/a	%	h/a	%	h/a	%	h/a	%
Luftkonditionierung	6	1	1085	25	1233	28	1151	26	1424	33
Kühldecke	16	11	3029	69	3328	76	2944	67	3381	77
Betonkühlung	18	13	3502	80	3786	86	3391	77	3857	88
Kombinationssysteme	20	15	3914	89	4095	93	3803	87	4128	94

- Diese interessanten Erkenntnisse zeigen das Nutzungspotenzial sehr deutlich. Sie können für die Wirtschaftlichkeitsberechnungen genutzt werden.
- Die Überlegenheit des Nasskühlers ist offenkundig. Für ihn gelten die nachfolgenden Beispiele:
 - ⇒ Die Kühldeckennutzung – die am Tage erfolgen muss – könnte beispielsweise zu 67 ... 69 % des Jahres erfolgen.
 - ⇒ Die Betonkühlung kann zu 86 % bis 88 % der jährlichen Nachtstunden genutzt werden. Für eine Nachkühlung am Tage besteht zu ca. 80 % eine Nutzungsmöglichkeit.
 - ⇒ Für Zweiflächenbauteilaktivierungen (Decke plus Brüstung oder Decke plus Fußbodenstreifen gemäß Abschnitt 6), die als Kombinationssysteme in den Tabellen bezeichnet sind, ist eine Tagnutzung von 87 ... 89 % möglich.

Die Zweiflächenbauteilaktivierung ist aus Sicht der Umweltenergienutzung bei Kühlturmeinsatz der nächtlichen Betonkühlung ebenbürtig.

6 Quo vadis Büroklimatisierung? - Zweiflächen-Bauteilaktivierung

Es gibt keine abgeschlossene Produkt- oder Verfahrensentwicklung in einem lebendigen Markt. Da zahlreiche Bürogebäude neu errichtet werden und zukünftig vermehrt zu sanieren sind, wird sich die Büroklimatisierung natürlich auch weiterentwickeln. In welche Richtung sich die Entwicklung vollzieht, ist grundsätzlich schwer vorauszusagen, denn der Entwicklungsgang wird stets von Sprüngen – beispielsweise durch Erfindungen bewirkt – und von irrationalen Modetrends überlagert. Generell folgt die Entwicklung aber auch objektiv wirkenden Grundströmungen, direkt oder zeitverzögert, die es zu erkennen gilt. Der vorausschauende Blick der vermuteten Entwicklung ist selbstverständlich subjektiv, aber dennoch sei er nachfolgend gewagt.

6.1 Grundüberlegungen für den Blick in die Zukunft

Um einen kleinen Blick in die nebulöse Zukunft tun zu können, ist von den bekannten Tatsachen auszugehen und die zukünftigen Anforderungen sowie Entwicklungsmöglichkeiten sind für einen überschaubaren Zeitrahmen abzuschätzen. Dabei muss sich natürlich auf markante Merkmale beschränkt werden, selbst auf die große Gefahr hin, hierbei bereits Unterlassungen zu begehen. Gemäß Bild 6.1 seien nachfolgende Aspekte ohne jeglichen Anspruch auf Vollständigkeit herausgegriffen.



Bild 6.1 Mögliche Einflüsse auf die Entwicklung der Klimatisierungssysteme

- Zunächst sind die Anforderungen an das System zu definieren. Es muss dem Raumnutzer wärmephysiologische Behaglichkeit bringen und hat durch Energieeffizienz die Umwelt zu schonen. Die Analyse ist in den Abschnitten 2 und 3 umfassend erfolgt.

- Zu beachten ist auch die historische Entwicklung, denn die neue Technik basiert auf der bisherigen. In der Regel erfolgt bei wesentlichen Konstruktionselementen eine Fortschreibung selbst bei revolutionären Brüchen. So hatte das erste Automobil das Aussehen einer Pferdekutsche und die ersten Kühldecken, die 1990 gebaut wurden, entsprachen beispielsweise Kassettenheizdecken der 60-er Jahre.

Um den Blick in die Zukunft zu fokussieren, sind weiterhin die Randbedingungen, die möglicherweise zukünftig wirken werden, zu beachten.

- Neue Techniken und verfügbare Materialien müssen Berücksichtigung finden. Beispielsweise entsprach die Bauteilaktivierung in der Neuen Messe in Zürich (Inbetriebnahme 1998) im Aufbau völlig einer Crittallheizdecke der 30-er bis 50-er Jahre, wobei jedoch das früher übliche Stahlrohrregister durch das zwischenzeitlich entwickelte und bewährte Kunststoffrohr substituiert wurde.

Wenn man heute mit **Kunststoff-Kapillarrohrmatten** thermisch aktive Putze mit geringer Dicke realisieren kann, dann ist diese Lösung selbstverständlich auch in die zukünftige Betrachtung mit einzubeziehen. Mit Hilfe der neuen, ständig verbesserten Simulationstechniken besteht heute die Möglichkeit, bereits im Planungsstadium die neuen Lösungen zu bewerten.

- Weiterhin sind neue Forderungen bezüglich der Grenzwerte und Vorschriften zu beachten. So stellte in der Vergangenheit beispielsweise die Reduzierung der zulässigen Luftgeschwindigkeit eine entscheidende Weiche in der Entwicklung der Klimatechnik. Gleiches gilt für Energiesparverordnungen usw.
- Bedeutenden Einfluss nimmt auch die zeitgenössische Architektur auf die Klimatisierungssysteme, Vollglasfassaden haben selbstverständlich Auswirkungen auf die Gestaltung der Heiz- und Kühlflächen im Raum.

Man möchte flexibel anpassbare Systeme hinsichtlich der Leistung und der bautechnischen Realisierung. Der Planungsaufwand sollte minimal sein. Dies ist beispielsweise mit einem baukastenförmigen Aufbau möglich. Besonders wichtig ist es, dass mit *einem* installierten System das Kühlen und Heizen erfolgen kann.

6.2 Geschichtlicher Rückblick und Entwicklungstrend

In **sehr groben Stufen** zeigt Bild 6.2 die Entwicklung der Büroklimatisierung vor allem aus der Sicht der **Kühllastabfuhr**. Sie sei in Stichpunkten mit dem Ziel erläutert, die möglichen Entwick-

lungsursachen zu erkennen und eventuell in die Zukunft zu extrapolieren. Selbstverständlich ist dem Verfasser bekannt, dass es zahlreiche Detailentwicklungen gab und gibt und dass die Anlagen auch größtenteils eine zeitliche Parallelentwicklung erfuhren.

Historische Entwicklung	Energie zur Lastkompensation	Transportenergie	Platzbedarf	Behaglichkeit Individualität	Investitionen
Nur-Luft-Klimaanlagen bei kleinen Lasten (Ursprungsstandard)	hoch	hoch	mittel	ausreichend Bereichsregelung	mittel
Nur-Luft-Klimaanlagen bei hohen Lasten	sehr hoch	sehr hoch	hoch	schlecht (Zug, Geräusche) Bereichsregelung	mittel / hoch
Induktionsklimaanlagen bei hohen Lasten	sehr hoch	niedrig	mittel	schlecht individuelle Regelung	hoch
Kühldecke	mittel	niedrig	klein	sehr gut individuelle Regelung	sehr hoch
Bauteilaktivierung ohne Zusatzsysteme (Originalstandard)	niedrig	niedrig bis mittel	klein	mäßig keine Regelung	niedrig
Zweiflächen-Bauteilaktivierung	niedrig	niedrig	klein	ausgezeichnet individuelle Regelung	hoch

Bild 6.2 Grobstufen der Entwicklungsphasen der Büroklimatisierung aus der Sicht der Kühllastabfuhr mit qualitativer Kennzeichnung

■ Bei den ersten Klimaanlagen handelte es sich um Nur-Luft-Systeme, die relativ kleine Lasten abzuführen hatten. Die Energie zur Lastkompensation war hoch, da man mit einer Kaltwasservorlauftemperatur von 6 °C arbeitete; die Transportenergie lag ebenfalls hoch, da Luft zum Wärmetransport Verwendung fand; der Platzbedarf gestaltete sich mittelgroß aufgrund der Leistungsbegrenzung; die Behaglichkeit war ausreichend im Verhältnis zur unklimateisierten Raumnutzung; man arbeitete mit Bereichsregelungen, da kostengünstige Individualregelungen noch nicht verfügbar waren; die Investitionskosten werden als mittelgroß veranschlagt.

■ Die Kühllasten stiegen und erforderten nunmehr zwingend eine Büroklimatisierung, wobei das Konstruktionsprinzip (Nur-Luft-Klimaanlagen) beibehalten wurde. Damit stiegen die Energieaufwendungen zur Lastkompensation und für den Lufttransport auf sehr hohe Werte an; der

Platzbedarf wuchs ebenfalls stark, denn große Kanalquerschnitte durchzogen die Gebäude; die Behaglichkeit mit heutigen Maßstäben betrachtet war schlecht, hohe zulässige und realisierte Luftgeschwindigkeiten verursachten Zug und Geräusche, hohe Strahlungstemperaturen in den Räumen; die Bereichsregelung fand weiterhin Anwendung; die Investitionen gestalteten sich hoch.

■ Die hohen Transportkosten, der große Platzbedarf und die fehlende individuelle Regelung lieferten die Ursache für den Einsatz der Induktionsklimaanlagen. Der Energieaufwand zur Lastkompensation blieb sehr hoch, da man weiterhin mit einer Kaltwassertemperatur von 6 °C arbeitete; die Transportenergie für die Lastkompensation sank auf ein niedriges Niveau, da Kaltwasser anstelle von Luft eingesetzt wurde; der Platzbedarf reduzierte sich im Gebäude drastisch, denn es wurden nur noch Primärluftsysteme eingebaut, allerdings beanspruchten die Induktionsgeräte Platz in den Büroräumen, sodass sich der Platzbedarf insgesamt mittelgroß gestaltete. Die Behaglichkeit wird als schlecht eingestuft, denn bei den nunmehr 30 bis 40 Jahre alten Anlagen traten weiterhin Zugerscheinungen und Geräusche auf und die Strahlungstemperaturen in den Räumen lagen wie bei allen konvektiv arbeitenden Luftkühlsystemen hoch. Vorteilhaft war allerdings die individuelle Regelungsmöglichkeit. Die Anlagenkosten waren hoch.

■ Die sehr hohen Kosten zur Energiekompensation und die Behaglichkeitsdefizite der bisherigen Systeme führten zur Anwendung von Kühldecken in Verbindung mit einer Klimaanlage, die die hygienisch notwendige Luftversorgung sicherte. Damit sank der Energieaufwand zur Lastkompensation beträchtlich, da die Kaltwassertemperatur jetzt 16 °C betragen konnte, wodurch zeitweise die freie Kühlung möglich wurde und die Kältemaschinen effizienter arbeiteten; die Transportenergie lag weiterhin niedrig, da Wassersysteme beibehalten wurden; der Platzbedarf reduzierte sich stark; die wärmephysiologische Behaglichkeit verbesserte sich enorm, da die Strahlungstemperatur infolge der Flächenkühlung erstmalig sank; die individuelle Regelung war gewährleistet. Die Investitionskosten lagen jedoch sehr hoch. Diese waren zunächst durch die zahlreichen Entwicklungsaktivitäten bedingt, denn es gab beispielsweise 1990 noch keine Hochleistungskühldecke als Massenprodukt. Mitunter dürfte die Neueinführung des Systems aber auch unzulässig ausgenützt worden sein.

■ Die sehr hohen Investitionen bei der Kühldecke akzeptierten die Bauherren auf Dauer nicht, wodurch sich ab etwa 1998 sehr rasch die thermische Bauteilaktivierung mittels Massivspeicherdecken durchsetzen konnte. Der Energieaufwand zur Lastkompensation reduzierte sich gegenüber den Kühldecken weiter, da die erforderliche Kaltwassertemperatur auf 18 °C ansteigen konnte. Damit und wegen der nächtlichen Nutzung erweiterte sich der Einsatz der freien Kühlung beträchtlich. Der energetische Aufwand für den Wassertransport blieb niedrig, bei extensi-

ver Nutzung kann er etwas ansteigen; der Platzbedarf ist klein. Die Behaglichkeit werde als "mäßig" eingestuft, eine individuelle Regelung ist überhaupt nicht möglich, sodass ohne Zusatzsysteme die Forderungen der DIN 1946/02 nicht einhaltbar sind. Die Anlageninvestitionen sind niedrig.

■ Die derzeitigen Forderungen zielen auf die Einhaltung der wärmephysiologischen Grenzwerte ab, und 85 % der Raumnutzer wünschen nach [7] eine individuelle Einflussmöglichkeit auf das Raumklima. Deshalb werden zur thermischen Bauteilaktivierung vermehrt Zusatzsysteme installiert. Zusätzliche Heizsysteme sind üblich, zusätzliche Kühlsysteme werden vielfach diskutiert und auch eingebaut. Diese Lösungen verkörpern jedoch kostenintensives "Stückwerk", deshalb muss eine ganzheitliche Lösung entwickelt werden.

Die bisherige Entwicklung (Bild 6.2) zeigte Kontinuität zu ständig niedrigeren Energieaufwendungen zur Lastkompensation und zum Wärmeträgertransport sowie zu stets abnehmenden Platzansprüchen für die zu installierende Technik. Diese fortwährende Entwicklung dürfte in nächster Zeit nicht umkehrbar sein, woraus aus heutiger Sicht folgende Forderungen resultieren:

- Einsatz großer Wärmeübertragerflächen integriert in die Raumumfassungen (⇒ umfangreiche Umweltenergienutzung, geringer Platzbedarf, wärmephysiologische Behaglichkeit)
- Einsatz von Wassersystemen (⇒ niedrige Transportenergie).

Das Bild 6.2 zeigt aber auch eine **Pendelbewegung zwischen** der erreichten **Behaglichkeit plus individueller Regelung** sowie den **Anlageninvestitionen**. Der Wechsel stellt sich von den konventionellen Klimatisierungssystemen (Nur-Luft-Anlagen bzw. Induktionsklimaanlagen) zu den Kühldeckensystemen und dann wieder zu Speicherkühldecken besonders drastisch dar. Es wird eingeschätzt, dass diese Pendelbewegung – wie für viele Entwicklungen typisch – zukünftig eine Dämpfung erfährt, denn nicht gewährleistbare Raumtemperaturen werden ebenso wenig akzeptiert wie sehr hohe Investitionen.

Als Lösung sind nur solche Systeme akzeptabel, die dem Kühlen und Heizen dienen. Nach der Vorstellung des Verfassers könnte dies eine sogenannte Zweiflächen-Bauteilaktivierung in Baukastenform sein, dessen Arbeitsweise unterschiedliche Prioritäten setzen könnte:

- Eine instationär arbeitende Massivspeicherdecke, die bevorzugt mit nächtlicher Umweltenergiebeladung betrieben wird, werde durch eine aktive, regelbare Fußbodenfläche ergänzt.
- Die Deckenunterseite und die Brüstungsfläche oder statt dessen – beispielsweise bei Vollglasfassaden – ein fassadennaher Fußbodenstreifen werden als thermisch aktive Flächen ausgebildet und hauptsächlich stationär betrieben, wobei ein einheitliches Wassersystem alle Aktivflächen beaufschlagt.

Es konnte nachgewiesen werden, dass die genannten Systeme alle für Büros typischen Lasten bei sehr guter Behaglichkeit energetisch effizient kompensieren können. Dies wird im Einzelnen noch demonstriert.

Weiterhin sollte noch eine **hygienisch bedingte Luftzufuhr** erfolgen, wobei die Luft in einer Klimaanlage so aufbereitet wird, dass die Stofflasten – die im Raum auftreten – abführbar sind. Auch wenn als Lüftungsprinzip sich die Quelltüftung durchgesetzt und bewährt hat, sieht der Verfasser eine Weiterentwicklung für erforderlich an. Die Lüftungseffektivität bezogen auf den Raumnutzer ist noch zu verbessern, wenn man die Tatsache bedenkt, dass beispielsweise eine Person einen thermischen Auftriebsstrom von 150 m³/h bewirkt und ihr gemäß Anlagenauslegung 40 m³/h "zugeteilt" werden, tritt eine starke Rückströmung von oben nach unten auf. Allen bisherigen Negierungen durch Fachkollegen zum Trotz, werde in einer einstellbaren, arbeitsplatznahen Luftzuführung (modifizierte Pultlüftung) ein zukunftsorientiertes System gesehen.

6.3 Zweiflächen-Bauteilaktivierung passiv/aktiv

Die vollständige Lastkompensation durch ein träges Passivsystem (Speicherdecke) und eine aktive, regelbare Fußbodenfläche ist im Bild 6.3 dargestellt. Dabei kann der Aktivfußboden prinzipiell im Nassverfahren oder im Trockenverfahren erstellt werden. Neuere konstruktive Lösungen gestatten auch die Aktivierung von Hohlraumböden oder Doppelböden. Eine Auswahl zeigt Bild 6.4.

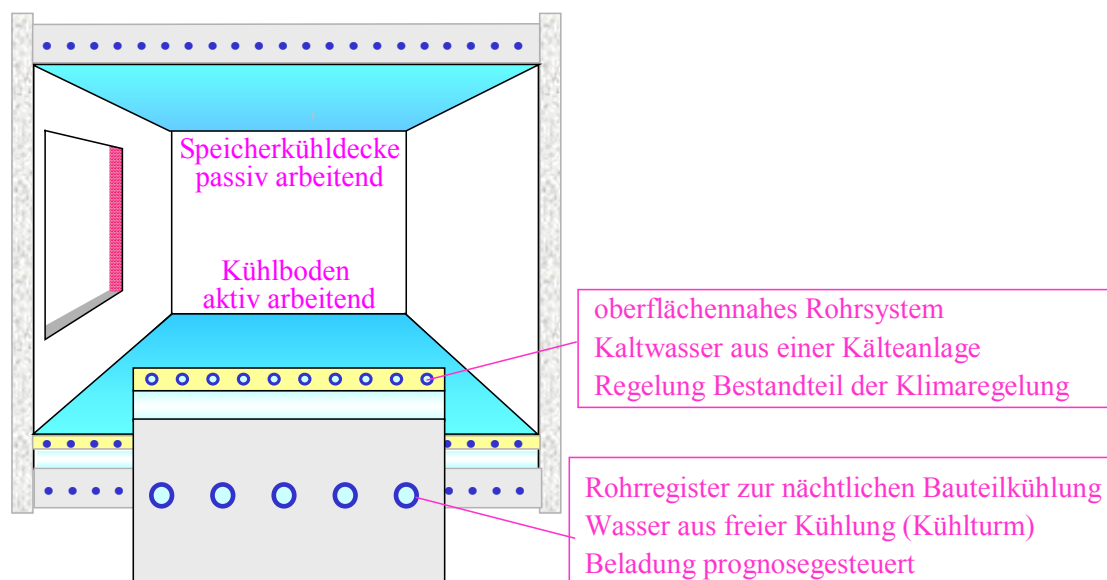


Bild 6.3 Prinzipaufbau einer Zweiflächen-Bauteilaktivierung passiv/aktiv

Es wirken eine Speicher Kühldecke, die beispielsweise nachts vorwiegend mit Umweltenergie beladen wird und sich am Tage passiv entlädt, und ein aktives Fußbodensystem, das in der Leistung regelbar ist, zusammen.

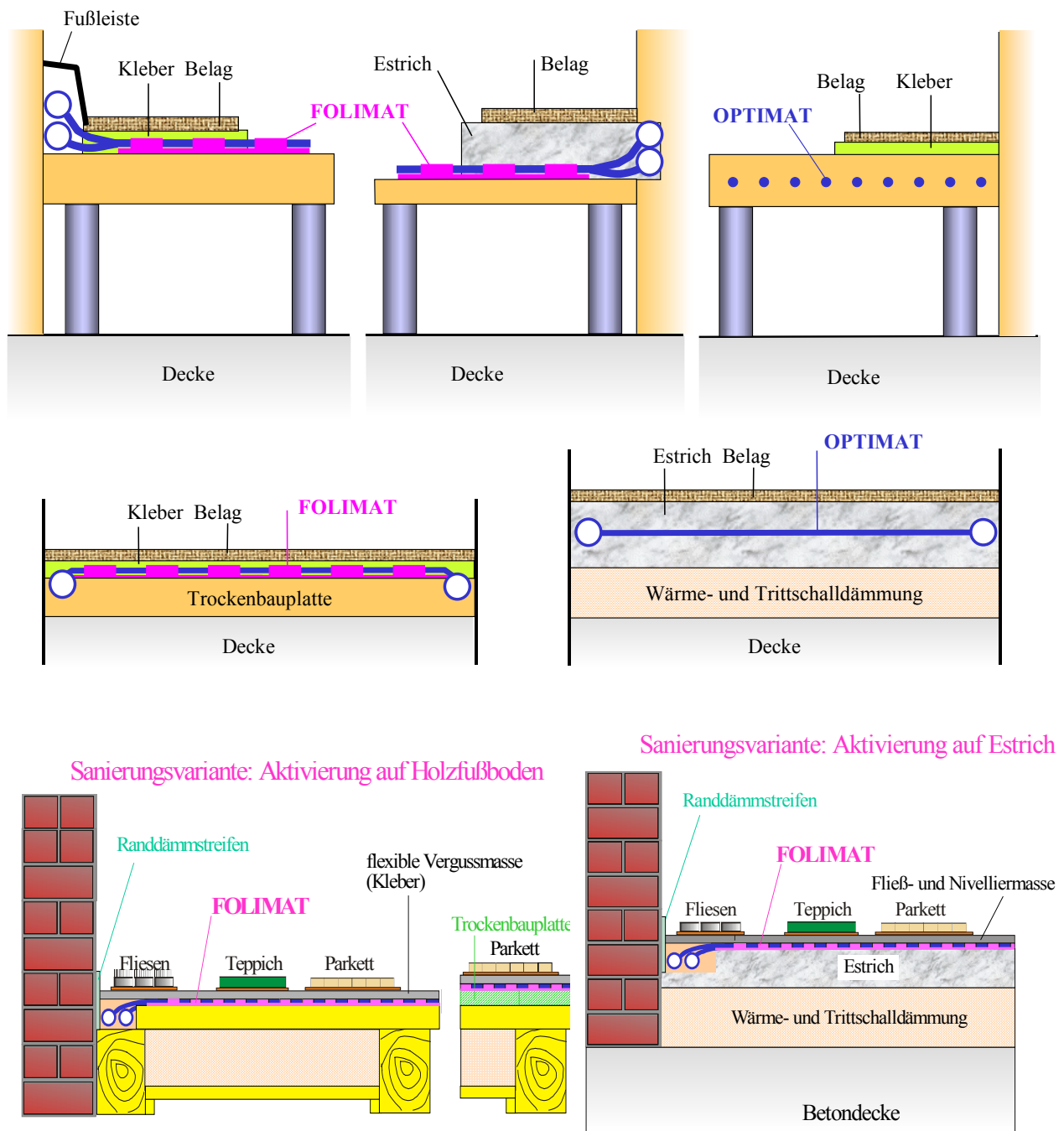


Bild 6.4 Varianten des aktiven Fußbodensystems als Hohlraumboden, Doppelboden oder als direkt auf der Decke aufliegendes System mit Kapillarrohrmatten 4,3×0,8 mm vom Typ OPTIMAT bzw. FOLIMAT (Produkte der Fa. Clina, Berlin)

Die Ausführung kann in Nass- sowie Trockenverlegung gestaltet werden (Lösungen mit FOLIMAT von Fa. Polytherm, Ochtrup). Eine Spezialkonstruktion ermöglicht das Einbringen der Matte direkt in die Bodenplatte (Fa. Raumtechnik, Fellbach).

Die im unteren Bildbereich dargestellten Lösungen stellen spezielle Sanierungsbeispiele dar.

Beispiel 1

Massivspeicherdecke mit System "Polyaktiv" und Hohlraumboden mit Fließestrich und Kapillarrohrmatte "OPTIMAT" im Estrich

Der konstruktive Aufbau und die Berechnungsergebnisse finden sich im Bild 6.5. Das aktive Hohlraumbodensystem kann selbstverständlich auch durch ein analoges System gemäß Bild 6.4 ausgetauscht werden. Die Betriebszeiten und die mittleren Wassertemperaturen (Mittelwert aus Vor- und Rücklauf) entsprechen dem Bild 6.6. Die Übersicht im Bild 6.5 gibt jeweils die Gesamtkühlleistung beider Systeme in der Überlagerung ihrer Wirkungen – also für den unteren und oberen Raum – an, d. h., es wird ein typischer Geschossbau betrachtet.

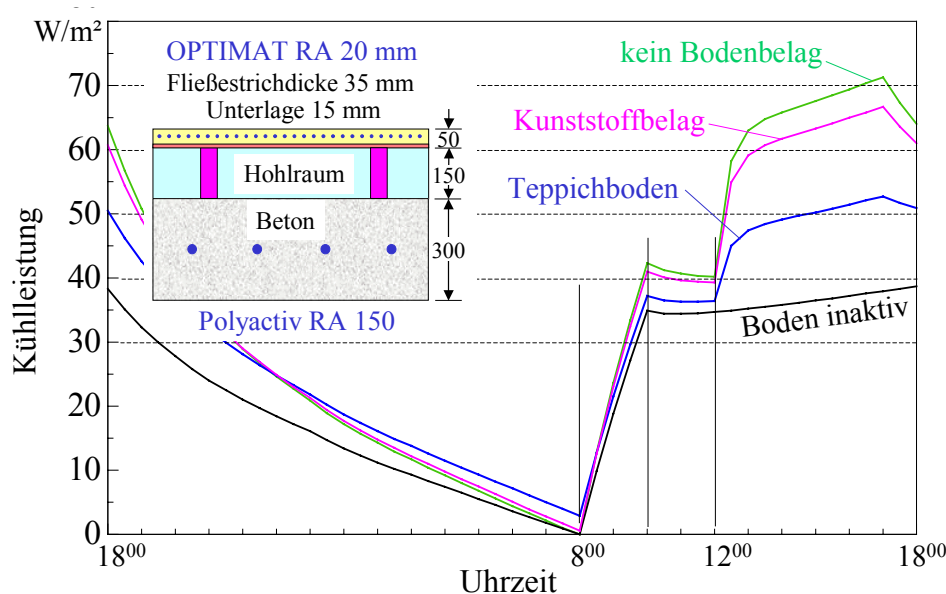


Bild 6.5 Gesamtkühlleistungen des Beispiels 1 (Konstruktion ist im Diagramm eingetragen)

Rohrsystem im Estrich: OPTIMAT 4,3×0,8 mm, RA = 20 mm, $\lambda_{\text{Rohr}} = 0,21 \text{ W/(m K)}$, $\lambda_{\text{Estrich}} = 1,2 \text{ W/(m K)}$; Rohrsystem im Beton: Polyaktiv 20,0×2,5 mm, RA = 150 mm, $\lambda_{\text{Rohr}} = 0,35 \text{ W/(m K)}$, $\lambda_{\text{Beton}} = 1,4 \text{ W/(m K)}$; Betriebsweise nach Bild 6.6.

Es gelten die Feststellungen:

- Würde das Fußbodensystem nicht betrieben, läge die Kühlleistung während der Hauptnutzungszeit zwischen 35 W/m² und 39 W/m², um 15⁰⁰ Uhr z. B. bei 36,5 W/m².
- Das Zuschalten des Hohlraumbodensystems um 12⁰⁰ Uhr bewirkt einen raschen Leistungsanstieg, da die Trägheiten des Systems klein sind. Die Ursache dafür liegt im kleinen Rohrabstand von 20 mm und in der geringen Estrichdicke. Würde man das System FOLIMAT unter Weglassen der Estrichschicht verwenden, wären noch kleinere Trägheiten zu erwarten.
- Die Leistungen sind sehr stark vom Fußbodenbelag abhängig.
- Bei einem Teppichbelag (Dicke 10 mm, Wärmeleitfähigkeit 0,07 W/(m K)) ergibt sich um 15⁰⁰ Uhr eine Gesamtkühlleistung von 50,2 W/m².

- Bei Annahme eines Kunststoffbelages (Dicke 8 mm, Wärmeleitfähigkeit $0,36 \text{ W/(m K)}$) folgt um 15⁰⁰ Uhr eine Gesamtkühlleistung von $63,3 \text{ W/m}^2$.
- Das theoretische Entwicklungspotenzial wird durch die Kurve "kein Bodenbelag" mit ca. 68 W/m^2 um 15⁰⁰ Uhr begrenzt.
- Damit ist ein großer Planungsspielraum gegeben. Vergleicht man die Variante des aktivierten Hohlraumbodens mit Kunststoffbelag mit dem Fall des alleinigen Betriebs der Speicherdecke, dann beträgt zum Betrachtungszeitpunkt 15⁰⁰ Uhr der Leistungszuwachs 73 %.

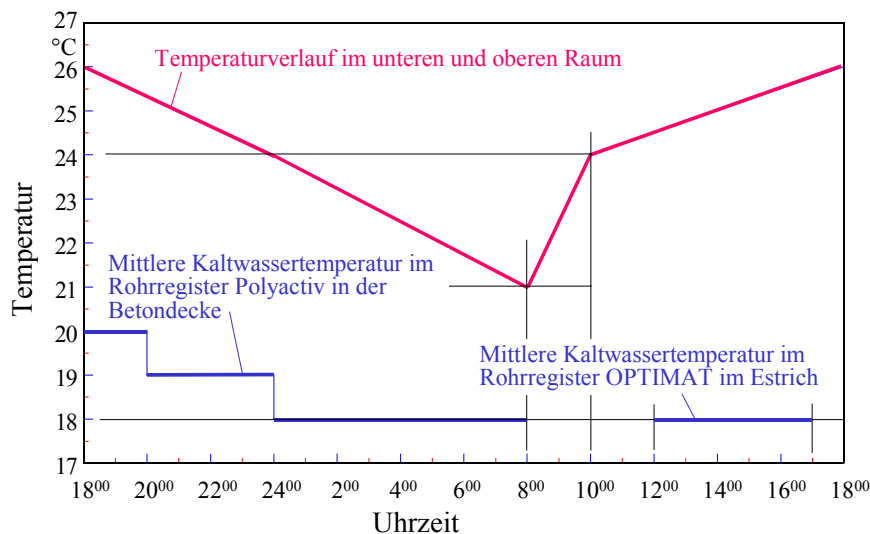


Bild 6.6 Angenommener Raumtemperaturverlauf sowie Betriebszeiten der Kaltwasserbeaufschlagung und Wassertemperaturen in den Rohrregistern

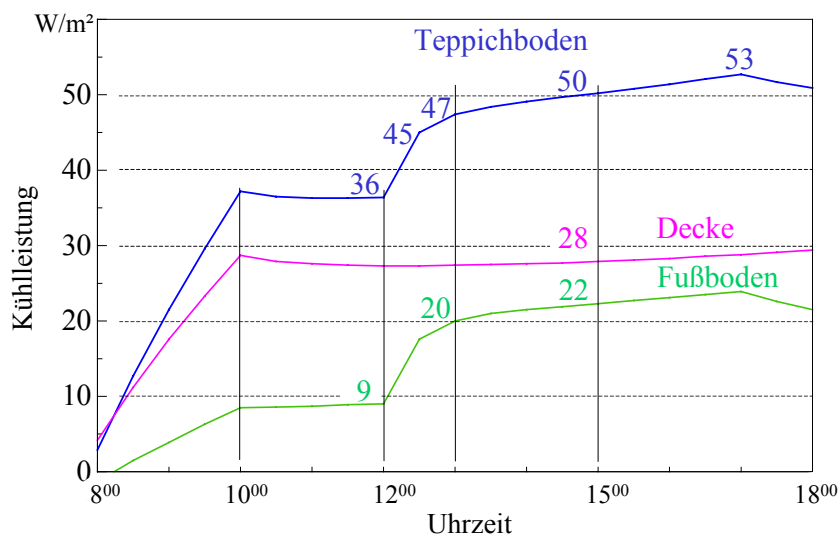


Bild 6.7 Detaillierte Leistungsverläufe des Beispiels 1 (Gesamtdarstellung im Bild 6.5) für die Variante Teppichbelag

Interessant ist auch die Aufteilung der Kühlleistung. Sie ist aus Bild 6.7 ersichtlich. Die Deckenunterseite nimmt während der Hauptnutzzeit einen nahezu konstant bleibenden Betrag von 28 ... 29 W/m^2 auf. Er wird durch die Kühlleistung des Fußbodens von 20 ... 24 W/m^2 ergänzt. Der letztgenannte Bereich gewährleistet wärmephysiologisch behagliche Bedingungen.

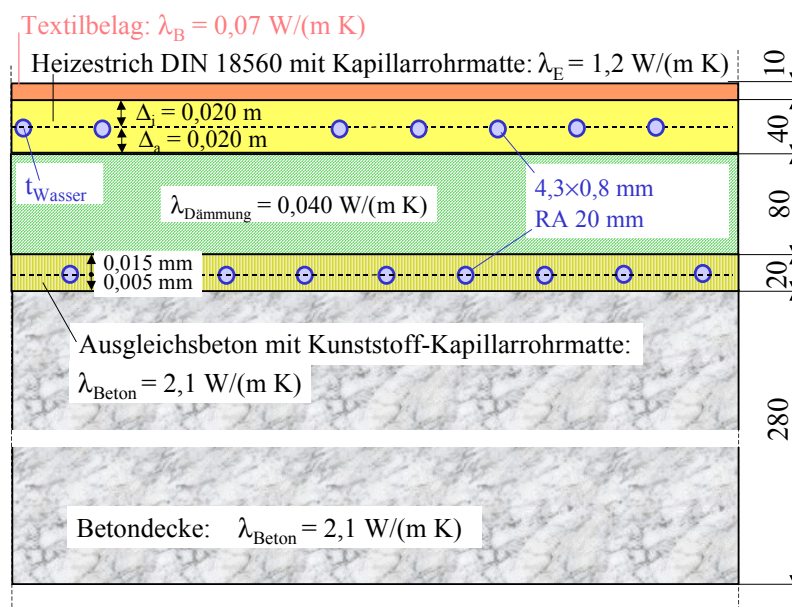
Die erforderliche Heizleistung kann bei geringen Übertemperaturen des Warmwassers problemlos erbracht werden.

Beispiel 2

Massivspeicherdecke mit nachträglich aufgebrachtem Rohrregister zur Massivdeckenbeladung in Kombination mit einem aktiven Fußbodensystem mit Fließestrich und Kapillarrohrmatte "OPTIMAT"

Diese Variante eignet sich besonders für den Sanierungsfall. Da diese interessante Lösung ebenfalls zur Zweiflächen-Bauteilaktivierung gehört, werde sie nachfolgend kurz besprochen.

Der konstruktive Aufbau eines speziellen Bauvorhabens ist im Bild 6.8 dargestellt. Die zwischenliegende Wärmedämmung entkoppelt die beiden Systeme thermisch weitestgehend, sodass eine getrennte Betrachtung der Wirkungen mit anschließender Superposition bei nur kleinem Fehler möglich ist.



Stationäre Leistungen für den Kühl- und Heizfall bei einzeln betriebenen Systemen und deren näherungsweise Superposition bei Kombinationsbetrieb für spezielle mittlere Wassertemperaturen und Raumtemperaturen						
Alle Leistungen in W/m².		Einzelbetrieb Massivdecke		Einzelbetrieb Fußboden		Kombinationsbetrieb
		unterer Raum	oberer Raum	unterer Raum	oberer Raum	unterer + oberer Raum
Kühl-fall	Wassertemp. 18 °C Raumtemp. 26 °C	32,5	3,3	3,4	25,0	57,5
	Wassertemp. 17 °C Raumtemp. 26 °C	36,7	3,7	3,8	28,1	64,8
Heiz-fall	Wassertemp. 30 °C Raumtemp. 20 °C	33,8	4,2	4,1	37,1	70,9
	Wassertemp. 28 °C Raumtemp. 22 °C	20,3	2,5	2,5	21,9	42,2

Bild 6.8 Konstruktiver Aufbau des Beispiels 2 mit einem nachträglich aufgebrachtem System zum Betreiben eines Massivdeckenspeichers und eines aktiven Fußbodensystems
Das System wurde nach [8] zur Sanierung von Bürobauten konzipiert. Im unteren Teil des Bildes sind die Leistungen für den stationären Betrieb beider Systeme angegeben.

Bild 6.8 beinhaltet eine Zusammenstellung der stationären Leistungen beider Teilsysteme. Die hohe Wärmeleitfähigkeit des Betons und der Teppichbelag auf dem Fußboden bewirken nicht erwartete Leistungsrelationen. Im Heizfall könnte das Fußbodensystem die erforderliche Leistung allein erbringen, eine Deckengrundlast bewirkt jedoch niedrige Warmwassertemperaturen.

Um möglichst viel Umweltenergie zu nutzen, ist eine nächtliche Beladung anzustreben. Die Simulation betrachtet eine Beladung von 20⁰⁰ Uhr bis 8⁰⁰ Uhr mit einer mittleren Kaltwassertemperatur von 18 °C. Der Raumtemperaturverlauf ist dabei von 12⁰⁰ Uhr bis 18⁰⁰ Uhr konstant mit 26 °C angenommen worden. Das Ergebnis findet sich im Bild 6.9.

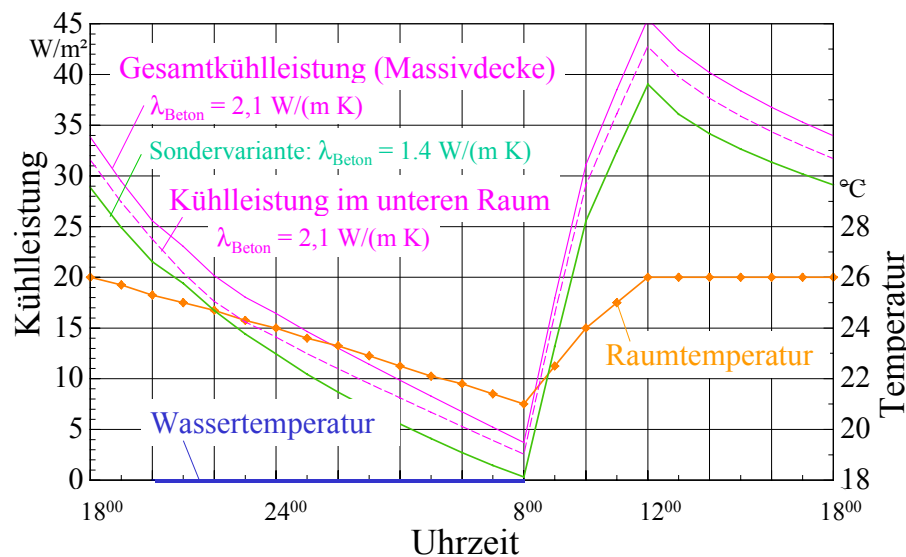


Bild 6.9 Kühlleistungsverläufe der Massivspeicherdecke bei einer nächtlichen Beladung von 20⁰⁰ Uhr bis 8⁰⁰ Uhr und einem Raumtemperaturverlauf mit einer Konstantphase von 12⁰⁰ Uhr bis 18⁰⁰ Uhr. Die Wärmeleitfähigkeit des Betons wurde zusätzlich variiert.

- Bei der stark reduzierten Wärmeleitfähigkeit von $\lambda = 2,1 \text{ W/(m K)}$ auf $1,4 \text{ W/(m K)}$ verringert sich die Kühlleistung um etwa 15 %.
- Da die Raumtemperatur um 12⁰⁰ Uhr bereits 26 °C beträgt, ist die sehr hohe Kühlleistung von etwa 40 W/m² realisierbar.
- Im praktischen Betrieb dürfte damit bis 12⁰⁰ Uhr die Speicherkälte der Decke – die vorwiegend aus Umweltkälte stammt – zur Kühlung der Büros ausreichend sein. Die Massivkühldecke erbringt damit einen maßgeblichen Anteil der Kühlleistung.
- Wird die Raumtemperatur durch ein regelbares Zusatzkühlsystem auf 26 °C konstant gehalten, sinkt die Kühlleistung ab, unterschreitet aber 30 W/m² nicht.
- Der restliche Kühlbedarf kann durch das Fußbodensystem erbracht werden. Die regelbare Kühlleistung des Bodens wird nur aus wärmephysiologischen Gründen begrenzt.

Die Zweiflächen-Bauteilaktivierung mit einer passiv und einer aktiv arbeitenden Komponente bietet ein hohes Leistungspotenzial für die Raumkühlung.

6.4 Zweiflächen-Bauteilaktivierung aktiv/aktiv

Anstelle des trägen nicht regelbaren Passivsystems (Speicherdecke) kann unter Beibehaltung der Deckenkühlfunktion diese auch aktiv betrieben werden. Damit sind beide Wärmeübertragerflächen im Raum direkt regelbar. Die Grundidee ist im Bild 6.10 dargestellt. Sie weist nachfolgende Merkmale auf:

- Das **Kühlen und Heizen** erfolgt mit einem **konstruktiv einfachen System**, das nur durch **ein Wassernetz mit einem Regelkreis pro Raum** versorgt wird. Damit ist dieses System auch unter dem Gesichtspunkt der Investitionskosten interessant.
- Die Kombination kompensiert alle thermischen Lasten in Büros bei bester Behaglichkeit.
- Es arbeitet hochdynamisch und primärenergetisch günstig mit raumnahen Temperaturen, sodass in großem Umfang Umweltenergie einsetzbar ist.

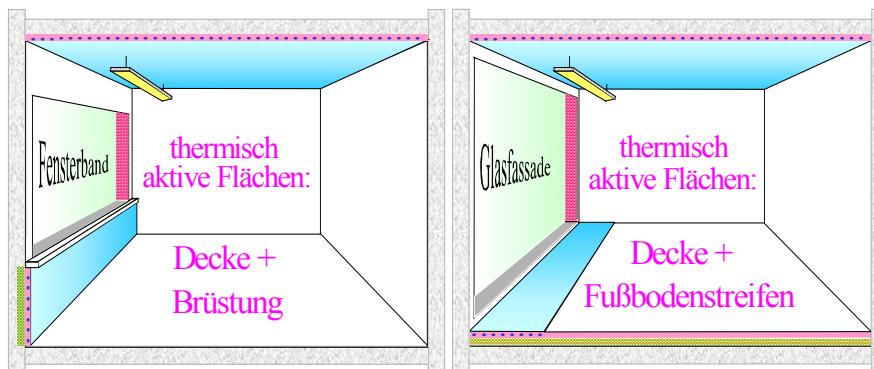


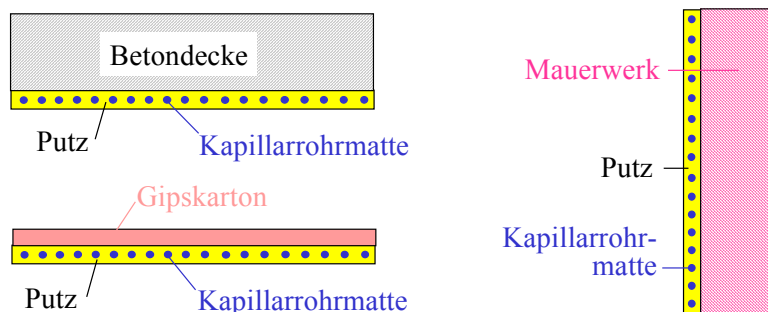
Bild 6.10 Vorgeschlagene Kombinationen von Aktivflächen im Raum

Vorzugsweise werden die Decke und die Brüstung aktiviert, bei Vollglasfassaden bildet ein Fußbodenstreifen die zweite Aktivfläche.

Die konstruktiven Möglichkeiten gestalten sich vielfältig. Für aktive Bodenflächen gelten die im Bild 6.4 gezeigten Varianten. Für Decken- und Wandflächen finden sich im Bild 6.11 geeignete

Lösungen (rationelle Trockenbauvariante im Bild 6.12).

Putz auf Beton, Mauerwerk oder Gipskarton – Dicke ca. 13 mm



Trockenbauvariante: Profillfolie mit werkseitig integrierter Kapillarrohrmatte auf Putzträger gespachtelt – Dicke ca. 7 mm

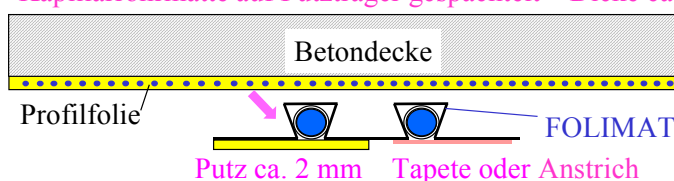


Bild 6.11 Varianten aktiver Decken- und Wandflächen auf beliebigen Putzträgern mit integrierter Kunststoff-Kapillarrohrmatten der Fa. Clina, Berlin; Lösungen mit FOLIMAT von Fa. Polytherm, Ochtrup

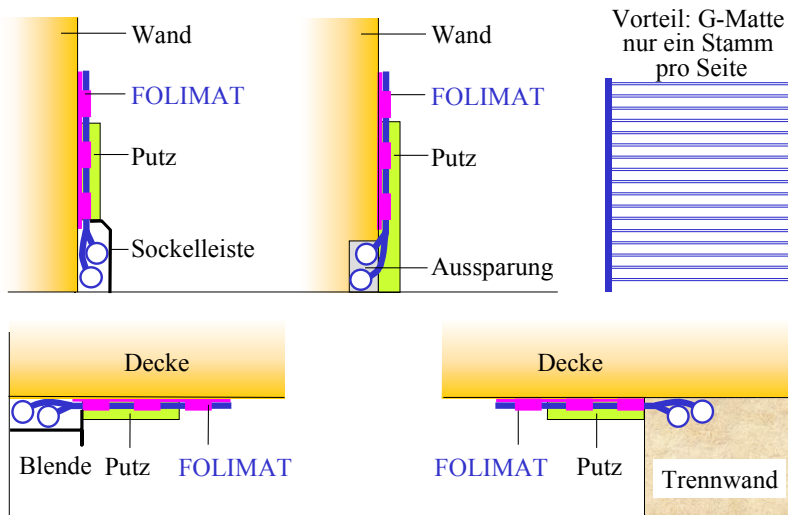


Bild 6.12 Detaillierte Konstruktionsbeispiele mit FOLIMAT zur thermischen Bauteilaktivierung

Die Leistungen der aktiven Flächensysteme sind als Übersicht im Bild 6.13 zusammengestellt, die selbstverständlich konstruktionsabhängig noch einer Detaillierung bedürfen.

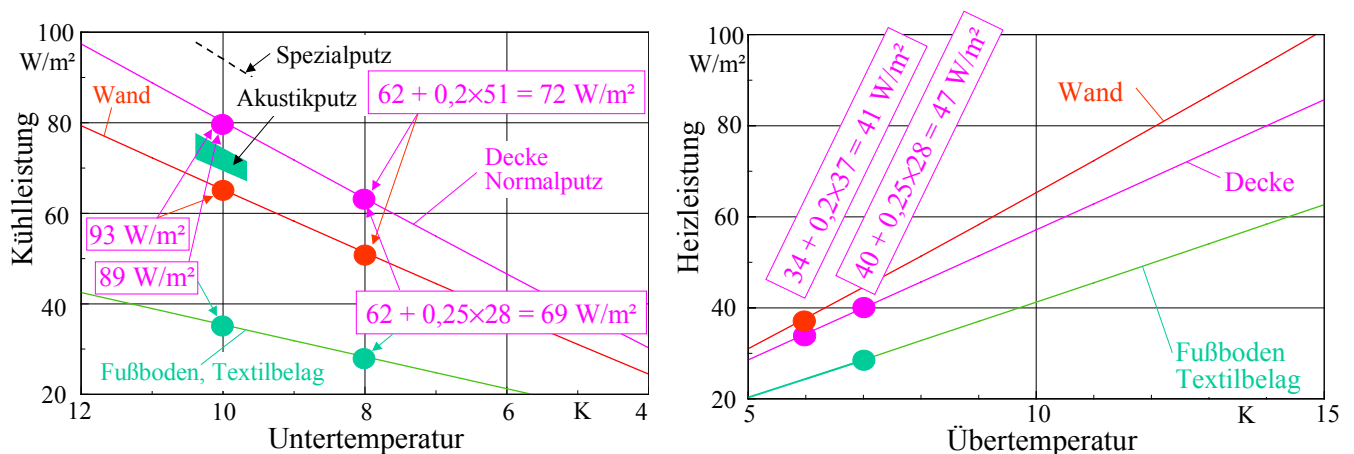


Bild 6.13 Kühl- und Heizleistungen in Abhängigkeit der Unter- bzw. Übertemperatur für ausgewählte Aktivsysteme zur überschlägigen Berechnung der realisierbaren Raumlastkompensation. Beispielhaft sind Flächenkombinationen betrachtet, die die voll aktivierte Deckenfläche ($\equiv$ Raumgrundfläche) plus eine aktive Brüstungsfläche von 20 % der Raumgrundfläche oder einem aktiven Fußbodenstreifen mit 25 % der Raumgrundfläche zugrunde legen. Für den thermisch aktiven Fußboden ist von der wärmetechnisch ungünstigsten Variante Teppichbelag ausgegangen worden.

Generell sei zu den Kühlleistungen der thermisch aktiven Flächen angemerkt:

- Die Putze besitzen, wie neuere Untersuchungen bereits ansatzweise zeigten, noch ein erhebliches Entwicklungspotenzial. Einfluss nehmen:
 - Putzdicke

Mit Einführung der Tapezierfolie konnten die Putzdicken drastisch reduziert werden. Während im Normalputz integrierte Kapillarrohrmatten mit einer Gesamtdicke von etwa 13 mm ausgeführt werden, erreicht man mit FOLIMAT Gesamtdicken um 7 mm.

Die Deckschichten betragen teilweise nur 2 ... 3 mm bei glatter Oberfläche und ca. 3 mm bei strukturierter Oberfläche.

- **Rauheit der Putzoberfläche (Strukturierung)**

Die Vergrößerung der Oberfläche erhöht den konvektiven Wärmeübergang fast linear. Der Strahlungsfluss vergrößert sich aber nur geringfügig, da durch die Rauheit eine teilweise Verschattung auftritt (siehe auch Abschnitt 10.2).

- **Wärmeleitfähigkeit der Beimischungen**

Bei der bisherigen Entwicklung der Putze wurde auf eine gute Wärmeleitfähigkeit kein Wert gelegt, sondern im Gegenteil zur Erreichung einer Dämmwirkung sogar besonders schlechte Wärmeleiter – wie porige Zuschläge beispielsweise Perlit – beigemischt.

- Die Normkühlleistung von Decken mit üblichem Maschinenputz MP 75 beträgt ca. 80 W/m². Durch optimales Zusammenwirken der oben genannten Verbesserungsmöglichkeiten (Basis FOLIMAT) ergaben erste Messungen Normkühlleistungen bis ca. 95 W/m² (Bild 10.28).
- Selbst bei Einsatz von Akustikputz sind Normkühlleistungen ≥ 70 W/m² erreicht worden. Hier ist aber noch ein Optimum zwischen thermischer und akustischer Wirkung zu suchen.
- Generell sind hohe Leistungswerte bedeutungsvoll, nicht nur um große Kühllasten kompensieren zu können (in diesem Falle würde man die Entwicklungsanstrengungen falsch verstehen), sondern um übliche Raumkühllasten bei besonders hohen Kaltwassertemperaturen abzuführen. Dies bringt große energetische Vorteile, wie in den Abschnitten 2 und 5.5 festgestellt wurde.
- Die Kühlleistungen von Putzkühldecken sind stets höher als die der Putzkühlwände mit gleichem Aufbau. Dies liegt am besseren Wärmeübergangskoeffizienten beim Wärmestrom von unten nach oben ($\alpha \approx 10...11$ W/(m²K)), als beim horizontalen Wärmefluss ($\alpha \approx 8$ W/(m²K)).
- Aus wärmephysiologischer Sicht sind Kühldecken stets positiv zu bewerten (Abschnitt 4).
- Die Abfuhr der Kühllasten nur über Wandkühlungen allein kann aus Gründen der Wärmephysiologie problematisch sein. Befinden sich die Kühlflächen im gleichen Strahlungshalbraum wie die Flächen hoher Temperatur (z. B. Fensterflächen), dann ist eine intensive Wandkühlung möglich. Wären warme und kalte Flächen gegenüberliegend angeordnet, dann ist eine genaue Überprüfung der Behaglichkeit erforderlich. Bei niedrig temperierten Oberflächen muss zusätzlich auch der Kaltluftabfall beachtet werden.

- Kombinationen von Kühldecken und Wandkühlflächen ermöglichen besonders hohe Wassertemperaturen und ergeben positive wärmephysiologische Effekte.
- Die Kühlleistungen von Fußböden werden sehr stark vom konstruktiven Aufbau (Estrichdicke, Rohrabstand usw.) sowie vom Belag beeinflusst. Die hier zugrunde gelegten Daten sind als Normalwerte für die neuartigen Konstruktionen zu betrachten. Das Entwicklungspotenzial liegt in der Verringerung der Estrichdicke (Einsatz von FOLIMAT).
- Besonders hervorzuheben ist die hohe Leistungsdynamik. Untersuchungen zum Aufheizverhalten und zwischenzeitlich durchgeführte Messungen ergaben, dass 90 % der stationären Leistung innerhalb von 30 ... 60 Minuten erreichbar sind (siehe Bilder 1.1 und 10.35).
- Das Nutzen von hohen Kühlleistungen ist bei Fußböden aus wärmephysiologischen Gründen begrenzt. Die maximale Kühlleistung des Fußbodens ergibt sich für einen vertikalen Lufttemperaturgradienten von 2 K/m nach [9] bei bodennaher Lasteinbringung zu ca. 35 W/m² sowie bei Lasteinbringung in Sitzhöhe zu ca. 20 W/m². Im Sonderfall der direkten Besonnung des Fußbodens – z. B. hinter Glasfassaden – können sehr große Kühlleistungen realisiert werden, was aber in üblichen Räumen bedeutungslos ist.

Anmerkungen zur Heizleistung der thermisch aktiven Flächen:

- Die Heizleistung ist in Bürobauten von untergeordneter Bedeutung (Transmissionswärmelasten derzeit etwa 20 ... 40 W/m²). Wird die Kühlleistung kompensiert, ist die erforderliche Heizleistung mit der gleichen Aktivflächenkombination im Raum in der Regel zu erbringen.
- Diese Größenordnung dürfte auch für die Gebäudesanierung zutreffen, da in der Regel zu solchen Baumaßnahmen auch die energetische Erneuerung bzw. Verbesserung der Fassade gehört.
- Die Deckenheizung allein wäre aus wärmephysiologischen Gründen (Strahlungsasymmetrie und Kaltluftabfall an der Fassade) ungünstiger als die Kombinationen temperierter Decken- und Brüstungsflächen.
- Alle praktisch erforderlichen Heizleistungen sind mit Fußbodensystemen bei guten wärmephysiologischen Bedingungen erfüllbar. Die zusätzliche Aktivierung der Decke erlaubt es, nur einen Fußbodenstreifen längs der Fassade zu beheizen und dennoch kleine Heizwassertemperaturen zu erzielen.

Beispiel 3**Deckenkühlsystem in Kombination mit einer thermisch aktiven Brüstung oder eines Fußbodenstreifens analog Bild 6.10, Aktivflächen mit System "FOLIMAT"**

Der konstruktive Aufbau entspricht bezüglich der Aktivdecke und im Falle der aktivierten Brüstung der im Bild 6.11 dargestellten Trockenbauvariante mit Putzauflage. Im Falle eines aktivierten Fußbodenstreifens sei gemäß Bild 6.4 eine Trockenbaukonstruktion ohne Estrich oder eine Nassverlegeart mit einer Estrichdicke von ca. 35 mm angenommen. Beide sind wärmetechnisch näherungsweise gleichwertig, da als Belag ein Teppich mit einem hohen Wärmeleitwiderstand (Dicke 10 mm, Wärmeleitfähigkeit 0,07 W/(m K)) zur Anwendung kommt. Für die Aktivflächen gelten: Decke Vollbelegung, Brüstung 20 % der Raumgrundfläche, Fußbodenstreifen 25% der Raumgrundfläche.

Die überschlägigen Berechnungsergebnisse folgen direkt aus Bild 6.13 (links).

System arbeitet mit einer mittleren Wasseruntertemperatur von		8 K	10 K
Aktivfläche	Belegung	Gesamtleistung	
Kühldecke, Normalputz	Vollbelegung	72 W/m ²	93 W/m ²
Kühlbrüstung, Normalputz	20 % der Grundfläche		

System arbeitet mit einer mittleren Wasseruntertemperatur von		8 K	10 K
Aktivfläche	Belegung	Gesamtleistung	
Kühldecke, Normalputz	Vollbelegung	69 W/m ²	89 W/m ²
Kühlboden, Teppichbelag	25 % der Grundfläche		

Dies zeigt, dass alle relevanten Kühllasten in Büros mit dem Kombinationssystem abführbar sind. Dabei ist das Entwicklungspotenzial des Putzes (vgl. Bild 6.13) noch nicht genutzt worden. Interessanterweise ergeben sich für beide Flächenkombinationen etwa gleiche Gesamtleistungen.

Beispiel 4**Deckenheizsystem in Kombination mit einer thermisch aktiven Brüstung oder eines Fußbodenstreifens gemäß Beispiel 3**

Die näherungsweisen Ergebnisse sind Bild 6.13 (rechts) entnehmbar.

System arbeitet mit einer mittleren Wasserübertemperatur von		6 K	7 K
Aktivfläche	Belegung	Gesamtleistung	
Heizdecke, Normalputz	Vollbelegung	41 W/m ²	49 W/m ²
Heizbrüstung, Normalputz	20 % der Grundfläche		

System arbeitet mit einer mittleren Wasserübertemperatur von		6 K	7 K
Aktivfläche	Belegung	Gesamtleistung	
Heizdecke, Normalputz	Vollbelegung	40 W/m ²	47 W/m ²
Heizboden, Teppichbelag	25 % der Grundfläche		

Die Ergebnisse bestätigen, dass die Kompensation der Heizlasten in Büros mit der vorgeschlagenen Zweiflächen-Bauteilaktivierung völlig unproblematisch realisierbar ist, wenn der Kühlfall beherrscht wird. Die erforderlichen Warmwassertemperaturen sind außerordentlich niedrig.

6.5 Gesamtbewertung der Zweiflächen-Bauteilaktivierung

Die konstruktive Entwicklung thermisch aktiver Flächen beinhaltet wegen zahlreicher Vorteile ein großes Anwendungspotenzial.

Als wichtigste Vorteile für das neue, als zukunftsrelevant angesehene System sind zu nennen:

- Hohe Kühl- und Heizleistungen bei raumnahen Wassertemperaturen. Nach Anhang C sind zur Raumkühlung (90 ... 50 W/m²) Kaltwassertemperaturen im Bereich 16,6 ... 20,8 °C und zur Raumheizung Warmwassertemperaturen von 26,0 ... 28,6 °C ausreichend.
- Niedrige Betriebskosten durch Einsatz eines Wassersystems zum Wärmetransport und umfangreiche Nutzung der freien Kühlung zu über 80 % des Jahres (siehe Tabelle 5.2).
- Senkung der Investitionskosten durch
 - Nutzung von Massenprodukten mit hohem Vorfertigungsgrad
 - Anwenden einfacher Bautechnologien vorwiegend im Trockenbauverfahren
 - Einsatz eines einzigen Wassersystems zur Versorgung aller thermisch aktiven Flächen
 - Installation einer einfachen konventionellen Regelung
 - Vermeiden von Stellflächenverlusten im Raum (maximale Mietfläche erreichbar)
 - minimalsten Platzbedarf im Gebäude.
- Einfache Planung durch Nutzung des baukastenförmigen Systemaufbaus.
- Beste wärmephysiologische Bedingungen nach DIN 1946/02 und ISO 7730 sind selbstverständlich bei Gewährleistung der zulässigen Raumtemperaturen gegeben.

Anhang C zeigt, dass der wärmetechnische und wärmephysiologische Extremfall – Eckraum mit zwei Fensterbändern oder sogar Vollglasfassaden – ohne Tangieren von Grenzwerten im

Sommer und Winter beherrscht wird. Die Untersuchungen sind beispielsweise bis zu einer sommerlichen Kühllast von 90 W/m^2 und bis zu einer winterlichen Außentemperatur von $-15 \text{ }^\circ\text{C}$ geführt worden. Die Verteilungen der Strahlungstemperatur der Umgebung und der Strahlungstemperatur-Asymmetrie im Sommer und Winter zeigen die Bilder 6.14 und 6.15 für einen Eckraum mit zwei Fensterbändern mit idealen Ergebnissen und die Bilder 6.16 und 6.17 für einen Eckraum mit zwei Vollglasfassaden mit sehr guten bzw. guten Ergebnissen.

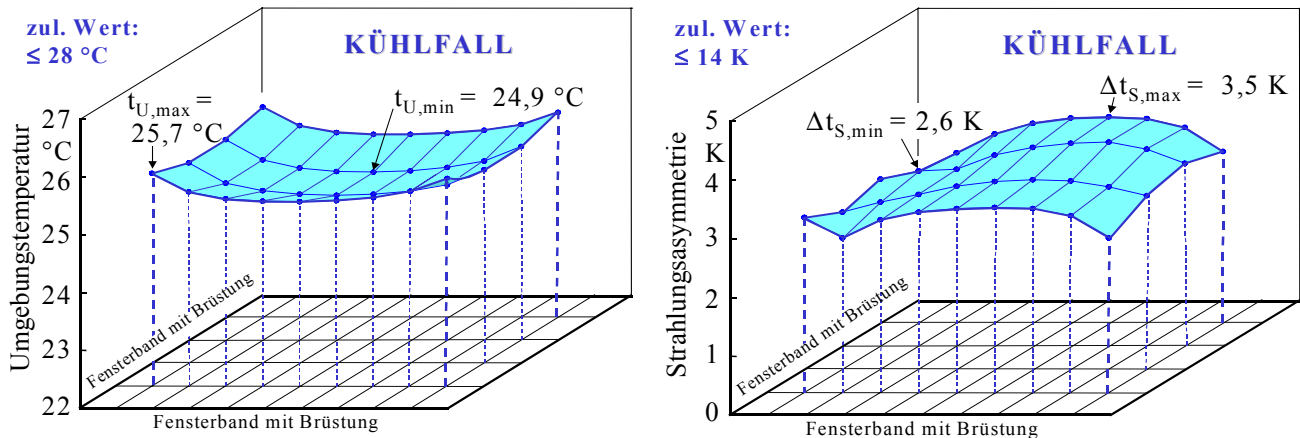


Bild 6.14 Verteilung der Strahlungstemperatur der Umgebung (Bild links) und der Strahlungstemperatur-Asymmetrie (Bild rechts) über dem Raumgrundriss ($10 \text{ m} \times 5 \text{ m}$) eines Eckraumes mit zwei Fensterbändern im Kühlfall bei einer flächenbezogenen Kühllast von 70 W/m^2 (Raumtemperatur $25 \text{ }^\circ\text{C}$, Quellluft $22 \text{ }^\circ\text{C}$, Luftvolumenstrom $6 \text{ m}^3/(\text{m}^2\text{h})$)

Die Kühlung erfolgt durch die gesamte Deckenfläche und die $0,8 \text{ m}$ hohen Brüstungen bei sehr guten Behaglichkeitsbedingungen.

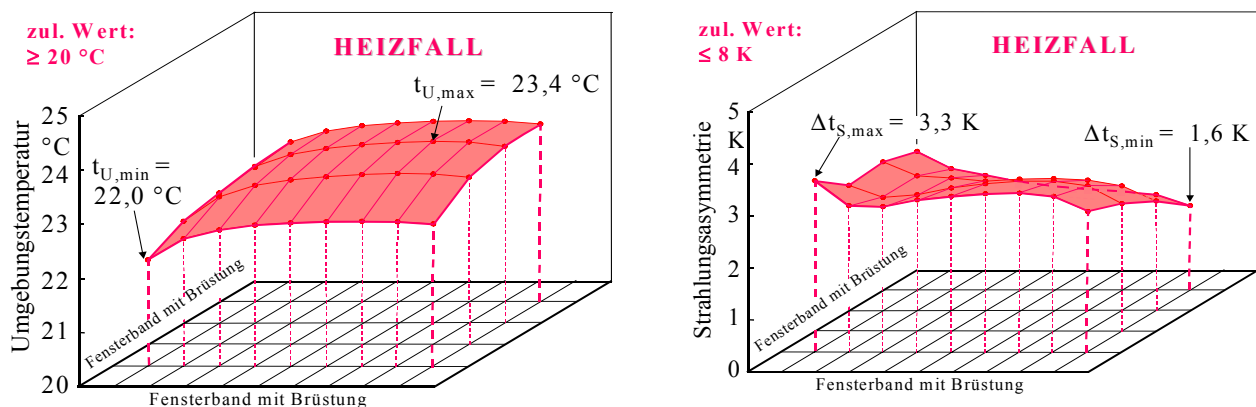


Bild 6.15 Verteilung der Strahlungstemperatur der Umgebung (Bild links) und der Strahlungstemperatur-Asymmetrie (Bild rechts) über dem Raumgrundriss ($10 \text{ m} \times 5 \text{ m}$) eines Eckraumes mit zwei Fensterbändern im Heizfall bei einer flächenbezogenen Heizlast von 33 W/m^2 ($k_{\text{Fenster}} = 1,3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, Außentemperatur $-15 \text{ }^\circ\text{C}$, Raumtemperatur $22 \text{ }^\circ\text{C}$, Quellluft $20 \text{ }^\circ\text{C}$, Luftvolumenstrom $6 \text{ m}^3/(\text{m}^2\text{h})$)

Die Heizung erfolgt durch die gesamte Deckenfläche und die $0,8 \text{ m}$ hohen Brüstungen bei sehr guten Behaglichkeitsbedingungen.

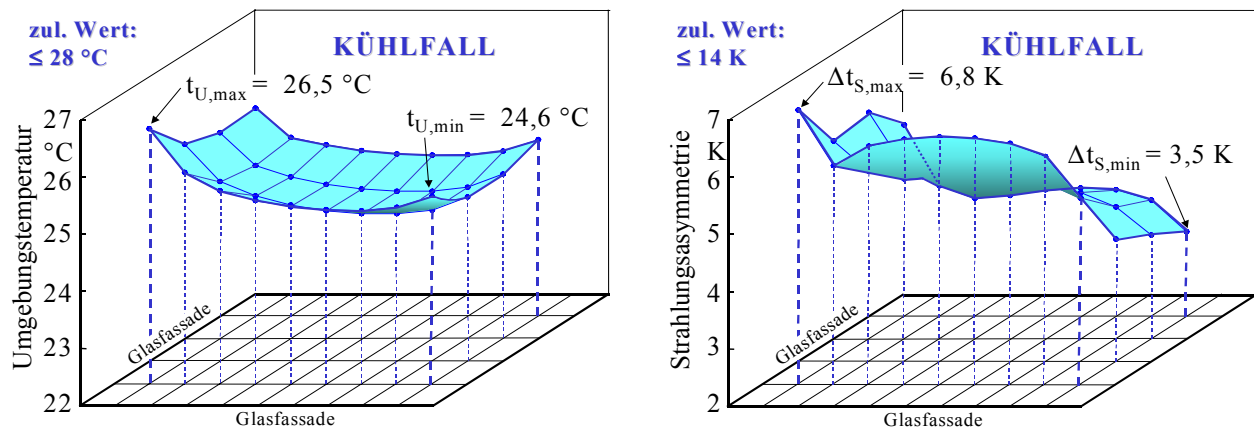


Bild 6.16 Verteilung der Strahlungstemperatur der Umgebung (Bild links) und der Strahlungstemperatur-Asymmetrie (Bild rechts) über dem Raumgrundriss ($10\text{ m} \times 5\text{ m}$) eines Eckraumes mit zwei Vollglasfassaden im Kühlfall bei einer flächenbezogenen Kühllast von 90 W/m^2 (Raumtemperatur 25 °C , Quellluft 22 °C , Luftvolumenstrom $6\text{ m}^3/(\text{m}^2\text{h})$)

Die Kühlung erfolgt durch die gesamte Deckenfläche und einem $1,5\text{ m}$ breiten Fußbodenstreifen in Winkelform bei sehr guten Behaglichkeitsbedingungen.

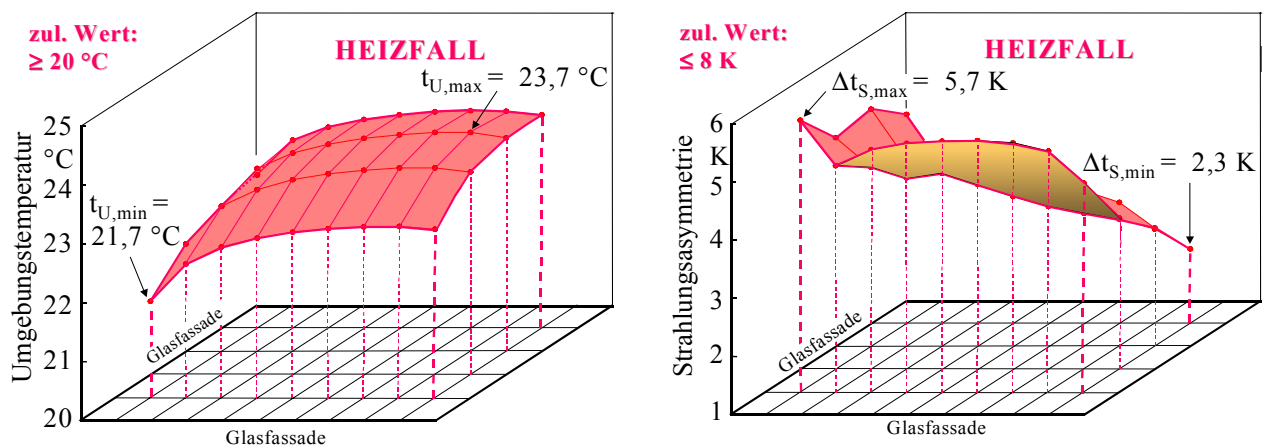
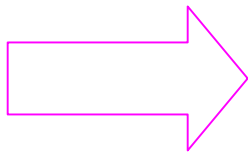


Bild 6.17 Verteilung der Strahlungstemperatur der Umgebung (Bild links) und der Strahlungstemperatur-Asymmetrie (Bild rechts) über dem Raumgrundriss ($10\text{ m} \times 5\text{ m}$) eines Eckraumes mit zwei Vollglasfassaden im Heizfall bei einer flächenbezogenen Heizlast von 46 W/m^2 ($k_{\text{Fenster}} = 1,3\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, Außentemperatur -15 °C , Raumtemperatur 22 °C , Quellluft 20 °C , Luftvolumenstrom $6\text{ m}^3/(\text{m}^2\text{h})$)

Die Heizung erfolgt durch die gesamte Deckenfläche und einem $1,5\text{ m}$ breiten Fußbodenstreifen in Winkelform bei guten Behaglichkeitsbedingungen.

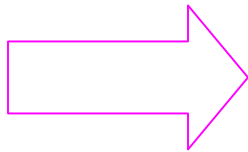
Die Zweiflächen-Bauteilaktivierung wird zur Anwendung und Weiterentwicklung empfohlen. Das Einfügen in den Entwicklungsgang nach Bild 6.2 (letzte Zeile) erscheint beim derzeitigen Erkenntnisstand als schlüssig.

Die speziellen Leistungswerte sind Ergebnisse umfangreicher theoretischer Untersuchungen des F+E TGA, technologischer Entwicklungen durch die Fa. Clina und wissenschaftlicher Optimierungen mit messtechnischer Verifikation an der Westsächsischen Hochschule Zwickau.



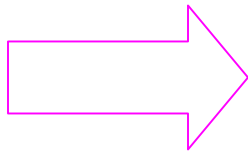
Weitere Detaillierungen zur thermischen Bauteilaktivierung aktiv/aktiv im **Anhang C**:

"Kombination verschiedener Flächenkühlsysteme im Raum und ihre Einflüsse auf die Behaglichkeit und die Kaltwassertemperatur (Clina-Baukasten)"
(104 Seiten)



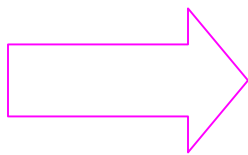
Kurzbericht als Firmenpräsentation im **Anhang D**:

"Universeller Clina-Baukasten – Kühl- und Heizflächen – für alle Leistungsbereiche"
(14 Seiten)



Messtafeln als Firmenpräsentation mit Darstellung der räumlichen Strahlungstemperatur- und Strahlungstemperatur-Asymmetrie über dem Raumgrundriss im **Anhang E**:

"Clina-Baukasten – Messtafeln"
(6 Seiten)



Bericht im **Anhang F**:

"Quo vadis Büroklimateisierung? – Zweiflächen-Bauteilaktivierung?"
(30 Seiten)

7 Heizphilosophie für Gebäude mit niedrigem Heizwärmebedarf

Die Hauptfrage besteht in der "richtigen" Wahl des Heizungssystems: **Luft- oder Flächenheizung?** Von der Praxis ist diese Frage offenbar bereits zugunsten der Luftheizung beantwortet worden. Dennoch bestehen beträchtliche Zweifel an der Richtigkeit der Antwort. Selbstverständlich stellen alle technischen Entscheidungen Kompromisslösungen dar, wobei üblicherweise viele Aspekte in die Wertung einbezogen werden sollten. Im vorliegenden Fall besteht die Vermutung, dass niedrige Baukosten allein den Ausschlag gaben. Deshalb sollen einige weitere technische Unterscheidungsmerkmale dargestellt werden.

7.1 Grundanliegen der Wohnhäuser mit niedrigem Heizenergiebedarf

Um den großen Heizenergieverbrauch von Wohnbauten der bisherigen Bauweise zu senken, musste bedeutend "wärmedichter" und damit auch "luftdichter" gebaut werden. Dies fand seinen Niederschlag in der Realisierung von sogenannten Niedrigenergiehäusern bis hin zu den Passivhäusern. Die technische Lösung erforderte einen sehr guten Wärmeschutz, das Vermeiden von Wärmebrücken, den Einsatz von transparenten Flächen mit niedrigen Wärmedurchgangskoeffizienten aber hohen Energiedurchlassgraden und den Einbau einer mechanischen Lüftung mit sehr gutem Wärmerückgewinnungsgrad. Damit ist zwar ein ganzes Bündel von Maßnahmen erfolgt, die aber quasi eindimensional wirken, um das anvisierte Ziel zu erreichen.

Die geschilderte Entwicklung wird für den Wohnungsbau als sehr positiv eingeschätzt, trägt sie doch zur Entlastung der Umwelt und der Ressourcenschonung bei.

Es sei aber ausdrücklich angemerkt, dass man diese Maßnahmen nicht uneingeschränkt auf Gebäude mit großen inneren Wärmelasten – beispielsweise Bürogebäude – übertragen darf, da dann der Kühlbedarf stark ansteigt und zum dominierenden Energieverbrauch wird. So reduziert die wirkungsvolle Dämmung vor allem die Wärmeabfuhr in der Übergangszeit. Der gegenläufige Einfluss der Wärmedämmmaßnahmen ist somit zu beachten. In diesen Fällen muss der Gesamtenergiebedarf durch komplexere bautechnische Lösungen, vor allem durch flexiblere Systeme der technischen Gebäudeausrüstung gesenkt werden.

7.2 Derzeitige Konsequenz für die Heizungstechnik

Die wirkungsvolle Gebäudedämmung und ergänzende Konstruktionen, wie beispielsweise

- Dreifachverglasung der Fenster
- Dachdämmung 400 mm

- luftdichte Ausführung
- Erdkanäle zur Luftvorwärmung usw.

haben ihren Preis. Um die Kosten nicht zu stark ansteigen zu lassen, wird an der technischen Gebäudeausrüstung gespart.

Das Heizsystem wird enorm minimiert oder entfällt ganz. Die ohnehin notwendige Lüftungsanlage ist in der Regel sehr einfach gestaltet und um eine elektrische Nachheizung ergänzt. Die Rechtfertigung – vom Kostendruck geprägt – geht von der Kleinheit der Heizlast aus. Bei Passivhäusern wird in [10] eine Heizlast $< 10 \text{ W/m}^2$ genannt.

Teilweise werden die "Vorteile der Elektroheizung" sehr unkorrekt dargestellt und indirekt der konventionellen Wasserheizung ein "gesundes Wohnklima" abgesprochen, wie in [11] geschehen. Solche Darstellungen belasten eine objektive Diskussion sehr bzw. machen sie unmöglich.

Einige Entwicklungen - beispielsweise in [12] aufgezeigt - verfolgen eine effiziente Wärmebereitstellung mit Wärmepumpen, die als Wärmequelle die Abluft nach der rekuperativen Wärmerückgewinnung verwendet. Die Wärmeverteilung im Gebäude stellt dennoch eine Schwachstelle dar, da die Wärmezufuhr an die Räume lediglich über die Zuluft ohne ein technisch hochwertiges Lüftungssystem erfolgt.

7.3 Generelle Nutzungsanforderungen und mögliche Defizite

Es gelten die **wärmephysiologischen Grundforderungen gemäß Abschnitt 3. Der hohe Dämmstandard bietet im Heizfall grundsätzlich sehr gute Voraussetzungen für wärmephysiologisch behagliche Verhältnisse.**

- Die Unterschiede zwischen Luft- und Strahlungstemperatur der Umgebung werden klein sein, sodass die Forderungen der ISO 7730 (FANGERSche Behaglichkeitsdiagramme gemäß Bild 3.2b) erfüllt sind.
- Die Strahlungstemperaturasymmetrien und der vertikale Lufttemperaturgradient überschreiten in der Regel die zulässigen Grenzwerte nicht.

Begünstigend kommt hinzu, dass es sich bei dem Nutzerkreis um eine Klientel handelt, die sich bewusst diese energiesparende Bauweise wünscht. Somit ist von vornherein eine große Akzeptanz vorhanden, und mitunter neigt das Verhalten – gemäß einer zutiefst menschlichen Empfindung – sogar zur Beschönigung des realen Komforts.

Dennoch sieht es der Autor als seine Pflicht an, in sachlich nüchterner Weise auf mögliche Schwachpunkte des derzeit praktizierten Systems "Luftheizung" zu verweisen, wovon einige

trotz der vorgenannten Voraussetzungen auch bereits von Nutzern beklagt wurden.

- Der Raumluftzustand - vor allem die Lufttemperatur - ist keineswegs homogen.

Die Ursache liegt in dem technisch sehr einfachen Lüftungssystem mit meistens primitiven Luftdurchlässen ohne automatische Regelungsmöglichkeit und dem sehr geringen Zu-
luftstrom begründet.

- Die Raumtemperatur lässt sich nicht so ideal konstant halten, wie dies bei guten, konventionellen Systemen gegeben ist.
 - Die Luftzufuhr wird nur in die Aufenthaltsräume vorgenommen über Küche, Bad und WC erfolgt die Abluftführung.
 - Die Luftmenge kann nur relativ grob eingeregelt werden.
 - Die Nachwärmung erfolgt in Stufenschaltungen, oftmals nur nach dem Pilotraumprinzip.
- Die Bauweise der Häuser mit niedrigem Heizbedarf geht von unterschiedlichen Philosophien aus.
 - In der Regel bevorzugt man eine schwere Bauweise mit großem transparenten Anteil, um eine große Energiespeicherung in den Raumumfassungen zu bewirken. Dadurch ist eine beachtliche Trägheit vorhanden, die meistens positiv als hohe Thermostabilität des Raumes angepriesen wird.

Das Verändern der gewünschten Raumtemperaturen bereitet bei reinen Luftsystemen dann ziemliche Schwierigkeiten.

- Bei einer leichten Bauweise, z. B. mit sehr gut gedämmten Holzumfassungen, gibt es diese Probleme nicht in dem Maße, allerdings leidet darunter die Effizienz der Speicherung der eingestrahnten Energie.

Maßnahmen zur umweltschonenden Kühlung der Räume im Sommer sind bei diesen Bauten unerlässlich.

- Die Luftvorwärmung über Erdkanäle ist aus hygienischen Gründen (Kondenswasserbildung bei verschiedenen Betriebszuständen, fragliche Reinigungsmöglichkeiten) nicht unumstritten. Die an Klimaanlage gestellten und in letzter Zeit verschärften Bedingungen sind mit den derzeitigen Konstruktionen nicht erfüllbar.

- Es gehört zum Grundanspruch, die Räume auch einer Umnutzung im Tagesgang unterziehen zu können, wodurch eine relativ hohe Dynamik vom Heizungssystem gefordert wird.

So ist es für Kinder- und Jugendzimmer typisch, diese nachts als Schlafraum bei abgesenkter Temperatur und tags als Aufenthaltsraum zu nutzen. Bei Kinderzimmern besteht zudem die Forderung nach behaglichen Fußbodentemperaturen.

- Ein Grundanspruch des Wohlbefindens ist es auch, dass eine Fensterlüftung durchführbar und nutzbar ist und dass danach ein Aufheizen des Raumes in endlicher Zeit erreicht werden kann. Auch "Frischluftfanatiker" dürfen nicht von der Nutzung der Gebäude, die besonders wärmedicht gebaut sind, ausgeschlossen bleiben.

7.4 Anlagentechnische Anforderungen und vorhandene Defizite

Bei einem wärmetechnisch sehr gut gebauten Haus besteht auch ein berechtigter Anspruch an ein Heizungssystem besonders hoher Güte:

- Der Anlagenbetrieb sollte mit einem Minimum an Exergieinsatz erfolgen. Dies bedeutet keine elektrische Direktheizung und Verwirklichung niedrigster Heizmedientemperaturen. Dies ist im Abschnitt 2 umfassend erläutert worden. Die Aussage der Tabelle 2.2 ist in vollem Umfang gültig.
- Veränderte thermische Randbedingungen, die durch die Nutzer gewollt sind (Einstellung einer neuen Raumtemperatur) oder durch äußere bzw. innere Laständerungen hervorgerufen werden, sollten eine schnelle Kompensation erfahren.

Dabei ist die entsprechende raumweise Leistungsanpassung im Zusammenspiel der Dynamik des Heizsystems, der Trägheit des Raumes und der behaglichkeitsentscheidenden Raumtemperatur (Empfindungstemperatur) zu betrachten.

- Mit der enormen Verbesserung der Gebäudehülle sollte nicht mehr allein eine Heizung mit minimiertem Bedarf, sondern ein kombiniertes Heiz-Kühl-System zum Einsatz kommen.

Dies wird als notwendig erachtet, da aufgrund der guten Dämmung äußere, beispielsweise solare Lasten eine stärkere Auswirkung als herkömmlich üblich zeigen.

Weiterhin sollte die verbesserte Bautechnik auch mit einem erhöhten thermischen Komfort einhergehen, die aber dennoch zu einer merklichen Energiesenkung führt. Zu diesem Zweck ist die Wärmeverschiebung zwischen den Räumen verschiedener Himmelsrichtungen, unterschiedlicher Geschosse und/oder mit differenzierten inneren Lasten anzuwenden.

- Es sind **große Wärmeübertragerflächen** einzusetzen, da dies die Grundvoraussetzung für umfassenden Umweltenenergieeinsatz bildet: nach Bild 5.5 verstärkte Nutzung der Solarenergie; nach [13] Kühlung mittels Erdkollektoren oder Fundament-Erdreichspeichern.

Mit den derzeit eingesetzten Luftsystemen sind diese Forderungen nicht – im Sonderfall nur näherungsweise – erfüllbar.

7.5 Wärmetechnisches Verhalten eines Raumes in einem Passivhaus

7.5.1 Raumdaten und Untersuchungsmethodik

Die Geometrie für einen ausgewählten Raum ist Bild 7.1 zu entnehmen. Es handelt sich um ein Wohnzimmer mit einer geschosshohen Vollglasfassade und mit zwei seitlichen Außenwänden. Alle weiteren Raumumfassungen grenzen an andere Räume.

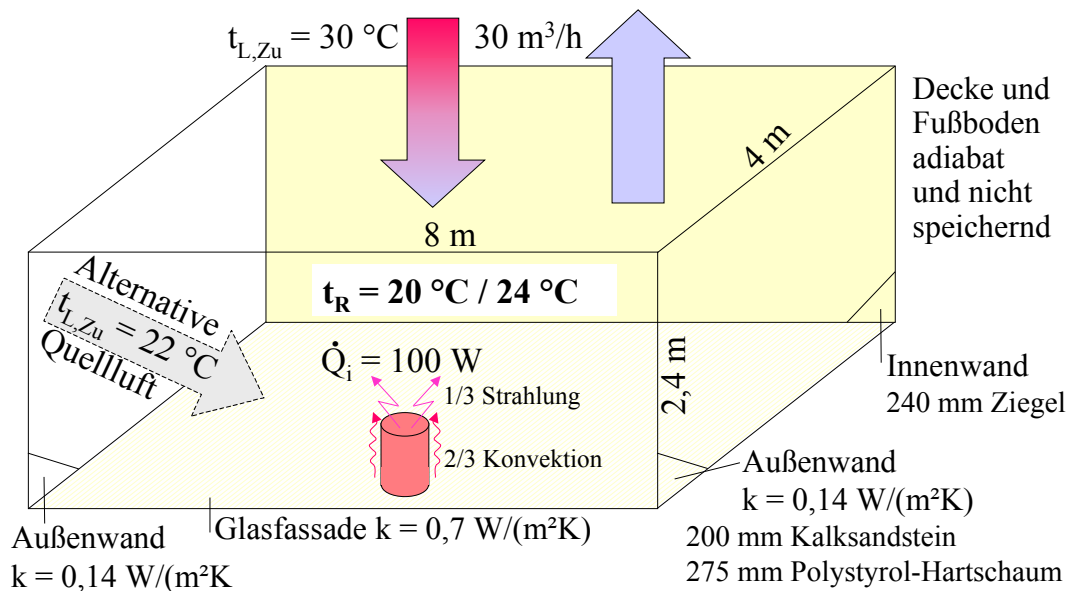


Bild 7.1 Grobskizze des zu untersuchenden Raumes in einem Passivhaus mit den wichtigsten geometrischen und wärmetechnischen Angaben

Es gilt die Außentemperatur 0 °C. Die Raumtemperatur beträgt wahlweise 20 °C bzw. 24 °C. Die Lüftung erfolgt mit der Zulufttemperatur von 30 °C. Bei einer Raumtemperatur von 24 °C ist auch eine Quelllüftung mit 22 °C denkbar. Im Raum befinden sich zwei Tische, die sich wärmetechnisch passiv verhalten und zwei Wärmequellen mit einer Gesamtleistung von 100 W.

Kennzeichnend für die Gebäude mit sehr geringen Heizlasten, speziell der Passivhäuser sind die besonders niedrigen Wärmedurchgangskoeffizienten der Raumumfassungen. Sehr unterschiedlich kann die Schwere der Gebäude sein. Die Unterschiede wurden bereits im Abschnitt "Nutzungsanforderungen" gegenübergestellt. Für die weiteren Untersuchungen ist eine mittlere Konstruktion ausgewählt worden. Die beiden Außenwände bestehen aus 200 mm Kalksandstein und

275 mm Polystyrol, bei der der Fassade gegenüberliegenden Innenwand handelt es sich um eine 240 mm dicke Ziegelwand und Fußboden sowie Decke seien nicht wärmespeichernd. Die wärmetechnisch relevanten Detaildaten finden sich ebenfalls im Bild 7.1. Vorhandene Innen- und Außenputze sind hierbei vernachlässigt worden. Bei einer schweren Bauweise wären die Decke sowie der Fußboden ebenfalls massiv und gut wärmeleitend, z. B. mit Fliesenbelag, ausgeführt. Sie würden die Trägheit wesentlich erhöhen.

Als Temperaturannahmen gelten: Außentemperatur 0 °C, Raumtemperatur 20 °C bzw. 24 °C. Bezüglich der gemauerten Innenwand werde thermische Symmetrie angenommen, d. h., der anschließende Raum unterliegt den gleichen Temperatur- und Strahlungsbedingungen wie der betrachtete Wohnraum. Die Decke und der Fußboden gelten als adiabat.

Im Raum befinden sich zwei Tische, deren Oberflächentemperaturen sich ebenfalls wie die der Decke und des Fußbodens passiv den thermischen Umgebungsbedingungen anpassen.

Für zwei innere Wärmequellen seien gesamt 100 W angenommen, wobei 1/3 als Strahlungswärmestrom an die Umgebungsflächen und 2/3 als konvektiver Wärmestrom an die Luft abgegeben werden.

Die Belüftung erfolgt mit einem Zuluftstrom von 30 m³/h der Temperatur $t_{L,Zu} = 30$ °C. Damit ist ein Luftwechsel von 0,39 h⁻¹ gewährleistet. Alternativ dazu wird auch eine Quellaftvariante mit gleichem Luftvolumenstrom bei einer Zulufttemperatur von 22 °C betrachtet, die natürlich nur bei 24 °C Raumtemperatur qualitätsgerecht arbeitet.

Außer der Luftheizung werden auch eine Fußbodenheizung und eine Deckenheizung betrachtet. Für die wärmetechnische Charakteristik der Flächenheizungen gelten relativ geringe Teilwärmehangskoeffizienten: $\kappa_{\text{Fußboden}} = 11$ W/(m²K) bzw. $\kappa_{\text{Decke}} = 20$ W/(m²K). Der Teilwärmehangskoeffizient bezieht sich auf den Wärmefluss von der raumseitigen Oberfläche bis zum Wasser im Rohrregister.

Die Leistungsanpassung zum Erreichen der gewünschten Empfindungstemperatur erfolgt bei der Luftheizung durch eine zusätzliche konvektiv wirkende Wärmequelle im Raum, bei den Flächenheizungen wird die Anpassung durch eine gezielte Änderung der mittleren Heizmedientemperatur bewirkt.

Die Untersuchung wird mit dem in [2] entwickelten "Wärmetechnischen Raummodell" durchgeführt (Beschreibung auch im [Anhang B](#)). Das Raummodell arbeitet mit einem baustein förmigen Programmaufbau und einer offenen, erweiterbaren Struktur. Die Bausteine beinhalten unterschiedliche Approximationsstufen von einfachen Näherungen bis hin zu exakten Lösungen. Die

Zusammenstellung hat problemorientiert zu erfolgen, was natürlich entsprechende Fachkenntnisse beim Anwender voraussetzt. Die bestehende Bausteinreihe ist von jedermann ergänzbar.

Diesen Vorteil nutzend, konnte auch das **instationäre Speicherverhalten der Außen- und Innenwände** bezogen auf den vorliegenden Modellfall nachgebildet werden.

7.5.2 Stationärer Betrieb

Für die zu untersuchenden stationären Betriebsfälle sollen ergänzend zu den in Verbindung mit Bild 7.1 beschriebenen Randbedingungen wahlweise die operativen Raumtemperaturen (Empfindungstemperaturen) $t_R = 20\text{ °C}$ und 24 °C gelten.

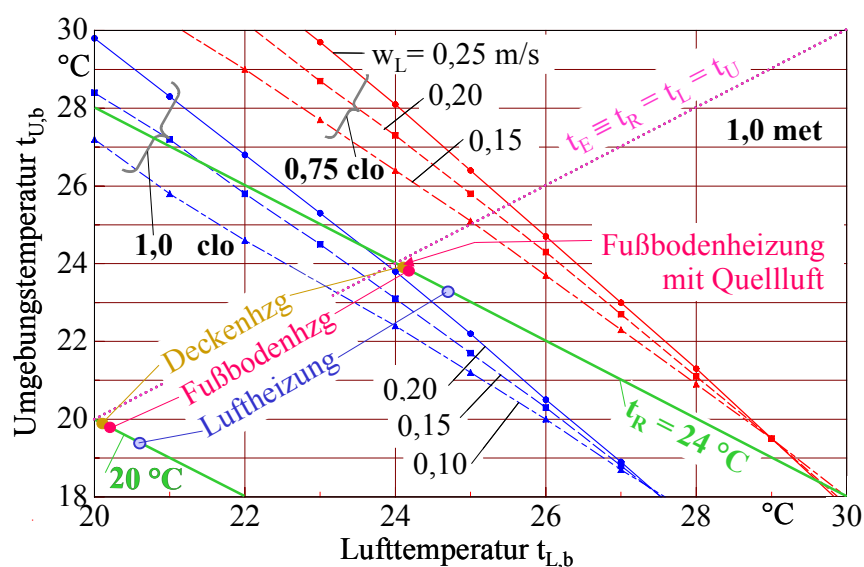
Aus der Vielzahl der Ergebnisse des Rechnerausdrucks werden nachfolgende Größen für die Gegenüberstellung der Varianten ausgewählt:

- mittlere Raumtemperatur t_R ($\equiv$ mittlere Empfindungstemperatur) mit den örtlichen Extremwerten $t_{R,max}$ und $t_{R,min}$ (Der Untersuchungsbereich erstreckt sich über eine Fläche parallel zum Boden, die jeweils 0,8 m von den Wänden entfernt ist.)
- Luft- und Strahlungstemperatur der Umgebung $t_{L,Ref}$ und $t_{U,Ref}$ jeweils in Referenzhöhe von 1,04 m über dem Grundriss
- Zu- und Ablufttemperatur $t_{L,Zu}$ und $t_{L,Ab}$
- t_H mittlere Heizmedientemperatur bei Einsatz einer Flächenheizung
- $\dot{Q}_{L,Zu}$ Wärmestrom, der von der Zuluft an den Raum übertragen wird
- $\dot{Q}_{K,An}$ konvektiver Anpasswärmestrom, der dem Raum zusätzlich zu übertragen ist, um eine ausgeglichene Wärmebilanz zu erhalten
- $\dot{Q}_{F,Zu}$ Wärmestrom, der von einer Flächenheizung an den Raum übertragen wird
- $\dot{Q}_{Inter}$ Wärmestrom, der von den inneren Wärmequellen an den Raum übertragen wird
- $\dot{Q}_{Sum}$ Gesamtwärmestrom an den Raum.

Für den stationären Heizfall der Systeme Luftheizung, Fußbodenheizung und Deckenheizung finden sich die Ergebnisse in Tabelle 7.1. Des Weiteren sind die Luft- und Strahlungstemperaturen der Umgebung im Bild 7.2 eingetragen.

Tabelle 7.1 Ergebnisse der stationären Berechnung zur Raumheizung bei $t_R = 20\text{ °C}$ und 24 °C sowie bei Einsatz einer Luft-, einer Fußboden- und einer Deckenheizung

t_R °C	$t_{R,max}$ °C	$t_{R,min}$ °C	$t_{L,Ref}$ °C	$t_{U,Ref}$ °C	$t_{L,Zu}$ °C	$t_{L,Ab}$ °C	t_H °C	$\dot{Q}_{L,Zu}$ W	$\dot{Q}_{K,An}$ W	$\dot{Q}_{F,Zu}$ W	$\dot{Q}_{Inter}$ W	$\dot{Q}_{Sum}$ W
Luftheizung bei $t_R = 20\text{ °C}$												
20	20,1	19,9	20,6	19,4	30	21,4	-	84	133	-	100	317
Fußbodenheizung bei $t_R = 20\text{ °C}$												
20	20,1	19,8	20,2	19,8	30	21,2	20,8	86	-	150	100	336
Deckenheizung bei $t_R = 20\text{ °C}$												
20	20,1	19,8	20,1	19,9	30	21,5	21,0	83	-	154	100	337
Luftheizung bei $t_R = 24\text{ °C}$												
24	24,1	23,9	24,7	23,3	30	25,5	-	44	239	-	100	383
Fußbodenheizung bei $t_R = 24\text{ °C}$												
24	24,1	23,8	24,2	23,8	30	25,0	25,5	49	-	250	100	399
Deckenheizung bei $t_R = 24\text{ °C}$												
24	24,1	23,9	24,1	23,9	30	25,4	25,6	45	-	256	100	401
Fußbodenheizung bei $t_R = 24\text{ °C}$ mit Quelllüftung 22 °C												
24	24,1	23,8	24,1	23,9	22	24,8	26,0	-28	-	314	100	386

**Bild 7.2** Behaglichkeitsdiagramm gemäß Bild 3.2b mit den eingetragenen Ergebnissen der berechneten Varianten Decken-, Fußboden- und Luftheizungen bei stationären Betriebsbedingungen und Raumtemperaturen von 20 °C bzw. 24 °C

Diskussion der Ergebnisse:

- Die geforderten Empfindungstemperaturen sind in allen Fällen erreicht worden, ihr Schwankungsbereich über dem Grundriss ist mit einer maximalen Abweichung von $+0,1\text{ K}$ und $-0,2\text{ K}$ sehr klein. D. h., aus wärmephysiologischer Sicht erfüllen alle Systeme die Anforderungen.

- Bei den Flächenheizsystemen wird deutlich, dass die Luft- und Umgebungstemperaturen sehr nahe beieinander liegen. Sie unterscheiden sich um maximal 0,4 K. Bei der Luftheizung betragen die Unterschiede bis 1,4 K.
- Die Ablufttemperaturen sind erwartungsgemäß bei der Deckenheizung etwas höher als bei der Fußbodenheizung.
- Logischerweise geht die Wärmezufuhr durch die Zuluft mit ansteigender Raumtemperatur zurück.

Die zusätzliche konvektive Nachheizung bei den Luftsystemen steigt entsprechend an (133 W bzw. 239 W).

Bei den Flächenheizungen kann dies durch eine erhöhte Heizmedientemperatur ausgeglichen werden. Obwohl für die Heizdecke lediglich ein Teilwärmedurchgangskoeffizient $\kappa = 20 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ zugrunde gelegt wurde, ergeben sich mittlere Wassertemperaturen, die nur 1 K bis 1,6 K über der Raumtemperatur liegen. Bei den Fußbodensystemen sind konstruktionsbedingt die Teilwärmedurchgangskoeffizienten geringer, dennoch betragen sie für innovative Lösungen beispielsweise $\kappa = 11 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. Infolge des besseren Wärmeübergangskoeffizienten (Wärmestrom von unten nach oben) liegen die Wassertemperaturen in der gleichen Größe wie bei der Deckenheizung.

- Von besonderem Interesse ist der Vergleich der exergetischen Aufwendungen für die einzelnen Heizsysteme. Hierzu müssen zunächst einige Annahmen getroffen werden.

Bei den Flächenheizungen sind die mittleren Heizmedientemperaturen in Tabelle 7.1 ausgewiesen, bei den Luftheizungen mit $t_{L,Zul} = 30 \text{ °C}$ sei $t_H = 40 \text{ °C}$ angesetzt.

Wegen der kleinen Spreizungen wird vereinfachend der CARNOT-Faktor mit den jeweils mittleren Medientemperaturen auf der Verbraucher- und der Quellenseite berechnet. Letztere wird einheitlich mit $t_Q = 10 \text{ °C}$ (Grundwassernutzung) angenommen. Der Carnot-Faktor kennzeichnet den Umwandlungsgrad bei einer reversiblen Prozessführung.

Im realen Betriebsfall eines irreversiblen Kreisprozesses ist noch der exergetische Wirkungsgrad nach Gl. (2.3) zu berücksichtigen, sodass für die Wärmepumpe die elektrische Antriebsleistung ($\equiv$ Exergiestrom)

$$P_{WP} = \dot{E}_{\text{Heizung}} = \left(1 - \frac{T_Q}{T_H}\right) \dot{Q}_H \frac{1}{\zeta_{WP}}$$

erforderlich ist. Der exergetische Wirkungsgrad wird einheitlich mit $\zeta_{WP} = 0,5$ angenommen.

Es soll weiterhin generell gelten, dass die Zuluft mittels Wärmepumpe erwärmt werde, wobei nur der Betrag für die Raumwärmezufuhr in Ansatz gebracht wird. Dies wirkt zugunsten der Luftheizung, da bei der Fußbodenheizung auch eine Quellaftvariante mit der niedrigeren Lufteintrittstemperatur von 22 °C sinnvoll wäre. In diesem Fall wird die Luft im Raum zusätzlich aufgeheizt (-28 W). Die dazu nötige Exergiezufuhr erbringt die Fußbodenheizung, ein Abzug für die verringerte, externe Luftaufheizung erfolgt nicht (Nachteil für die Flächenheizung).

Des Weiteren sind unterschiedliche Verfahrensweisen für die Bereitstellung des erforderlichen Ergänzungswärmestromes beim Luftheizsystem zu betrachten.

Es gelten somit die exergetischen Aufwendungen für die Luft- und die Fußbodenheizung gemäß Tabelle 7.2.

Tabelle 7.2 Exergetische Aufwendungen bei stationärer Raumheizung für $t_R = 20\text{ °C}$ und 24 °C sowie bei Einsatz einer Luft- und einer Fußbodenheizung

Die Zulufterwärmung erfolgt mit einer Wärmepumpe, wobei nur die Raumwärmenutzung in Ansatz gebracht wird, was vorteilhaft für die Luftheizung ist. Im Falle der mit * gekennzeichneten Lösung würde auch der Anteil der Lufterwärmung, die der Raumheizung dient, elektrisch vorgenommen.

System	t_R °C	$\dot{E}_{L,Zu}$ W	Art der Ergänzungsheizung	$\dot{E}_{Zusatz}$ W	Exergiestrom $\dot{E}_{ges}$ W
Luftheizung	20	84*	Elektroheizung	133	217
	20	16	Elektroheizung	133	149
	20	16	Wärmepumpe mit $t_{L,Zu} = 30\text{ °C}$	26	42
Fußbodenheizung	20	16	Wasserheizung, Fußboden	11	27
Luftheizung	24	44*	Elektroheizung	239	283
	24	8	Elektroheizung	239	247
	24	8	Wärmepumpe mit $t_{L,Zu} = 30\text{ °C}$	46	54
Fußbodenheizung	24	8	Wasserheizung, Fußboden	26	34
Fußbodenheizung mit Quellaft 22 °C	24	0!	Wasserheizung, Fußboden	34	34

Die Variante Deckenheizung ist exergetisch mit der Fußbodenheizung praktisch deckungsgleich. Die Ergebnisse zeigen deutlich die Überlegenheit der Flächenheizungen, die aufgrund der niedrigen Heizmedientemperatur entsteht.

Beim Einsatz von Flächenheizungen ergeben sich folgende Exergieersparnisse:

- Wenn die Luftheizung auch im Falle der Restwärmedeckung mit einer Wärmepumpe arbeitet, folgen Ersparnisse von 36 ... 37 %.
- Erfolgt bei Einsatz einer Luftheizung die Restwärmedeckung mit einer elektrischen Widerstandsheizung, berechnet sich für die Flächenheizung eine Ersparnis von 82 ... 86 %
- Würde die Luftheizung vollelektrisch vorgenommen, läge die Ersparnis bei der Fußbodenheizung bei etwa 88 %.

7.5.3 Instationärer Betrieb

Es gehört zum unbedingten Wohnkomfort, dass man die Empfindungstemperaturen der verschiedenen Räume und natürlich auch deren tageszeitlichen Verlauf subjektiv wählen kann. Um ein Gefühl für die thermischen Raumzustände zu erhalten, die während des instationären Aufheizens entstehen können, werde ein Aufheizvorgang von $t_R = 20\text{ °C}$ auf 24 °C betrachtet. Da dieser Vorgang verschiedenartig ablaufen kann, seien nachfolgende Varianten untersucht:

- Aufheizung nach linearem Temperaturprofil $dt_R/d\tau = 2\text{ K/h}$, d. h. innerhalb von 2 Stunden
- Aufheizung mit einer konstanten, kleinen Leistung von 500 W
- Aufheizung mit einer konstanten, großen Leistung von 1000 W.

In den vorliegenden Fällen wird von einer Lüftung mit $30\text{ m}^3/\text{h}$ bei einer Zulufttemperatur von 30 °C – gleich dem des stationären Falles – ausgegangen. Bei der Variante Fußbodenheizung mit linearer Temperaturzunahme sei zusätzlich der Einsatz eines Lüftungssystems mit niedrig temperierter Zuluft von $t_{L,Zu} = 22\text{ °C}$ betrachtet. Bei einer Raumtemperatur von 24 °C trägt dieses System den Charakter eines Quellluftsystems. Es bietet den Vorteil, den notwendigen Exergiestrom bei Einsatz von Flächenheizungen weiter absenken zu können.

Die Heizsysteme werden idealisiert mit einer völlig trägheitsfreien Arbeitsweise betrachtet. Dies trifft in der Realität z. B. für Fußbodenheizung nicht zu. Die späteren Untersuchungen zeigen, dass moderne Fußbodenheizungen mit herkömmlichen Systemen, die durch große Rohrabstände und dicke Estrichschichten gekennzeichnet sind, bezüglich ihrer Dynamik nicht mehr vergleichbar sind. Die Aufheizzeiten sind bis auf 1/20 reduziert (Bilder 1.1 und 10.35). Ähnlich liegen die Verhältnisse bei Wandheizungen [13], wobei innovative Systeme nur noch 1/6 der üblichen Aufheizzeiten benötigen (Bild 1.2).

Die Ergebnisse der umfangreichen instationären Berechnung werden der besseren Übersichtlichkeit in Diagrammen vorgestellt und schrittweise diskutiert.

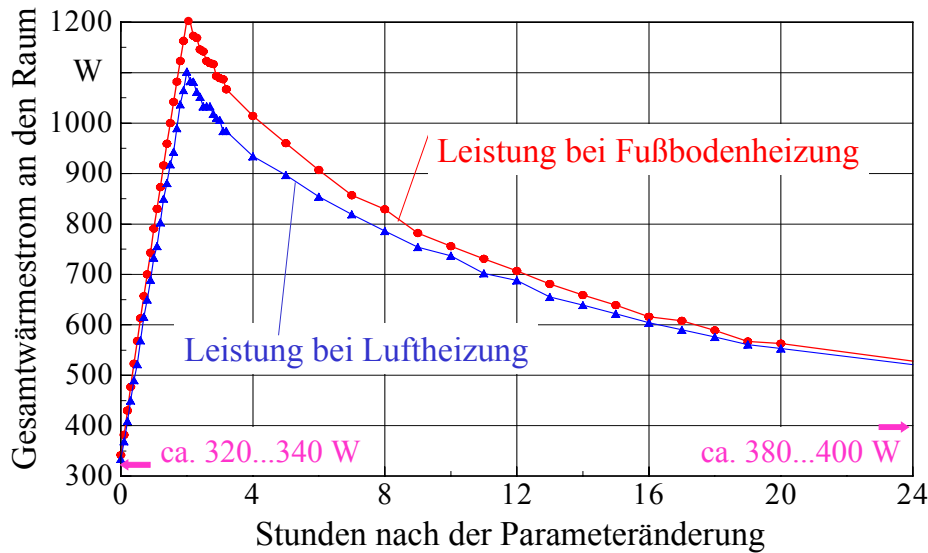


Bild 7.3 Erforderlicher Gesamtwärmestrom an den Raum bei einer linearen Raumtemperaturerhöhung (Aufheizzeit 2 Stunden) bei Einsatz einer Luft- oder Fußbodenheizung

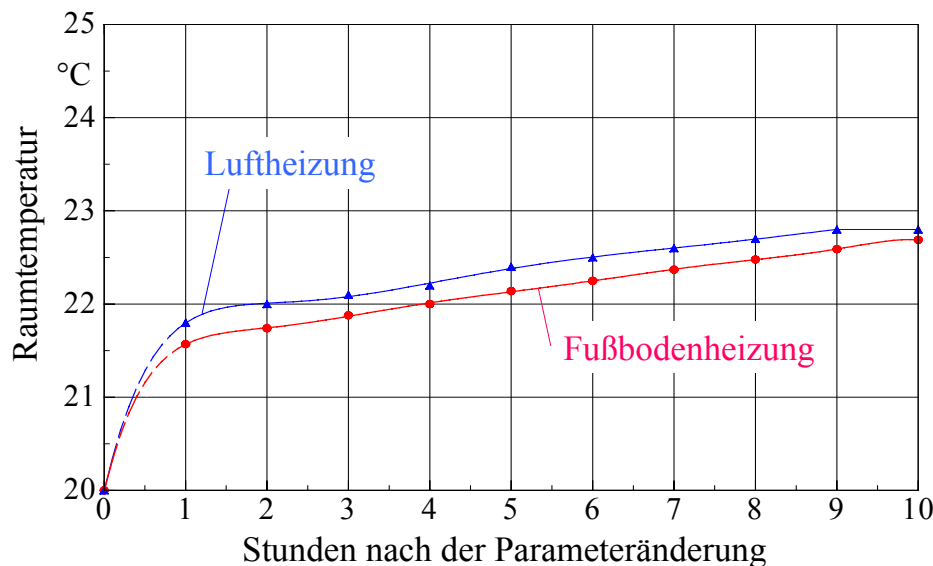


Bild 7.4 Raumtemperaturverlauf bei einer Raumaufheizung mit einer Luft- oder Fußbodenheizung bei konstanter, kleiner Leistung von 500 W

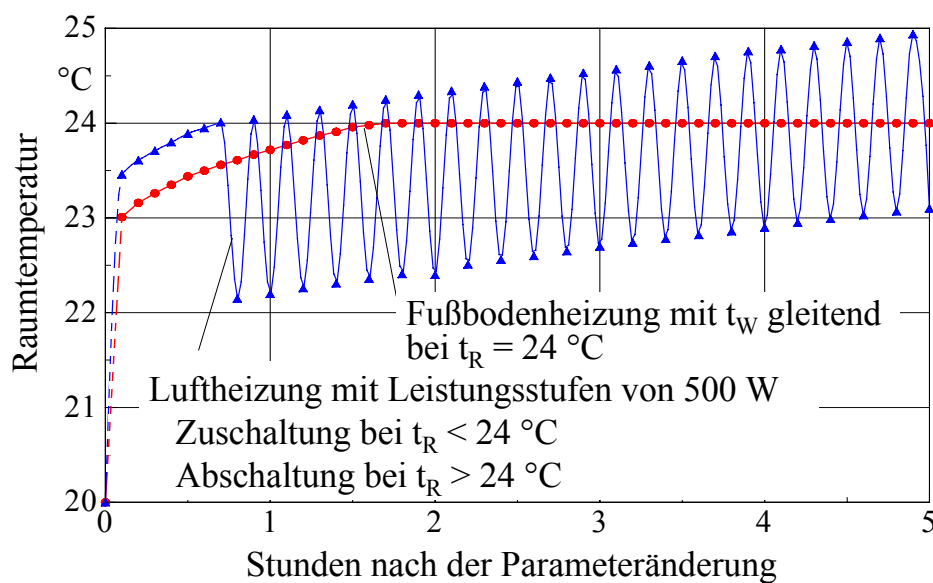


Bild 7.5 Raumtemperaturverlauf bei einer Raumaufheizung mit einer Luft- oder Fußbodenheizung mit konstanter Leistung von 1000 W Nach Erreichen der neuen Raumtemperatur von 24°C erfolgt die Leistungsregelung der Fußbodenheizung durch die Wassertemperatur

und die der Luftheizung durch eine Stufenschaltung von 500 W in Abständen von 6 min.

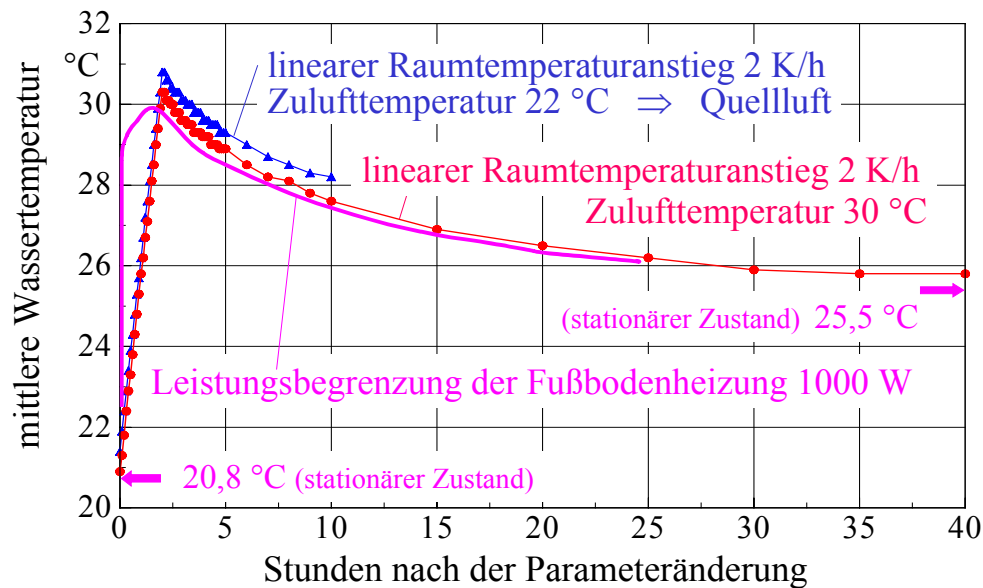


Bild 7.6 Verlauf der mittleren Wassertemperatur für die Fußbodenheizung während der Raumaufheizung nach unterschiedlichen Betriebsregimes

Diskussion der Ergebnisse:

- Bild 7.3 zeigt den Anstieg des erforderlichen Gesamtwärmestromes eines trägheitsfrei arbeitenden Heizsystems an den Raum mittlerer Wärmespeicherkapazität. Obwohl die geforderte Raumtemperaturzunahme konstant 2 K/h ist, steigt der erforderliche Wärmestrom fortlaufend von 317 W bzw. 336 W auf 1100 W bzw. 1200 W an. Die Ursache bildet das zeitverzögerte Aufheizen der Massivwände. Da dieses beim Wirken einer Flächenheizung schneller erfolgt als bei einer Luftheizung, ist der erforderliche Wärmestrom für die Fußbodenheizung zunächst größer.
- Da ein konstanter Aufheizstrom von 500 W relativ klein ist, bewirkt dieser nur eine sehr langsame Raumtemperaturerhöhung (Bild 7.4). Nach 10 Stunden sind erst etwa 22,8 °C erreicht. Aufgrund des intensiveren Wärmeübergangs an die Wände, liefert die Flächenheizung hierbei stets etwas niedrigere Raumtemperaturen.
- Wird dem Raum von Beginn an ein konstant hoher Wärmestrom von 1000 W zugeführt, steigen die Raumtemperaturen schnell an (Bild 7.5). Aus bereits genannten Gründen erreicht die Luftheizung bereits nach ca. 3/4 Stunden die neue Raumtemperatur. Das Abschalten einer Leistungsstufe von 500 W führt aber sofort zu einem starken Abfall der Raumtemperatur um fast 2 K. Dies ist ein deutliches Zeichen dafür, dass die Wandtemperaturen noch sehr niedrig sind. Der anschließend durchgeführte, intermittierende Betrieb zwischen 500 W und 1000 W bewirkt einen Leistungsausfall, sodass die mittlere Raumtemperatur von 24 °C erst nach etwa 5 Stunden erreicht wird. Die Fußbodenheizung liefert erstmals nach etwa 1,5 Stunden die gewünschte Raumtemperatur, hält sie dann aber wegen der guten Regelbarkeit konstant.

Vorteil der Flächenheizungen.

- Bei der Luftheizung wird in der Regel die gewünschte Empfindungstemperatur schneller erreicht, die Anpassung der Umgebungstemperatur dauert aber außerordentlich lange. So bewegt sich nach Bild 7.7 von 2 Stunden bis über 40 Stunden die Raumtemperatur zwar auf der geforderten Empfindungstemperaturgeraden von 24 °C, ohne jedoch den stationären Endzustand erreicht zu haben. Erfolgt die Aufheizung mit einer kleinen Leistung (500 W), dauert der Vorgang ohnehin viel länger, wodurch eine gleichmäßigere Änderung der Umgebungstemperatur auftritt (Bild 7.7).

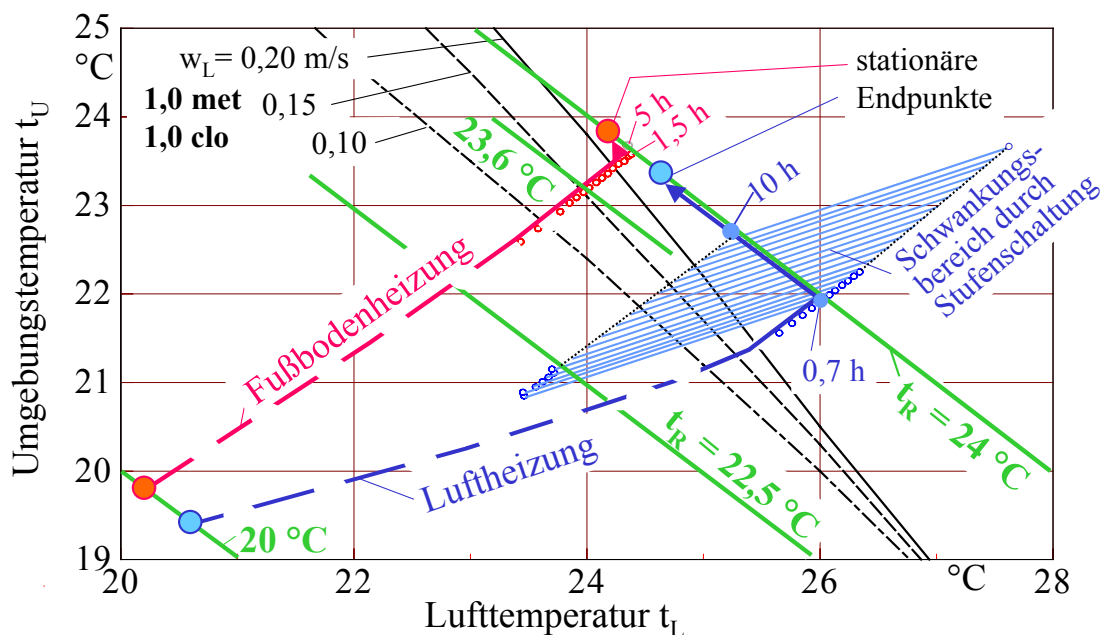


Bild 7.8 Aufheizvorgang des Raumes mit einer Luft- bzw. Fußbodenheizung im Behaglichkeitsdiagramm

Dem Betriebsregime liegt eine konstante Heizleistung von 1000 W zugrunde. Bei der Fußbodenheizung wird nach Erreichen der neuen Raumtemperatur von 24 °C die Wassertemperatur geregelt. Die Luftheizung schaltet nach Überschreiten der Raumtemperatur von 24 °C auf die Heizstufe 500 W und bei Unterschreiten von 24 °C wieder auf 1000 W.

- Wird eine Schnellaufheizung durch Einsatz eines großen Wärmestromes vorgenommen, sind die im Bild 7.8 dargestellten Verhältnisse zu erwarten. Sie entsprechen dem Vorgang gemäß Bild 7.5, wobei die operative Raumtemperatur in die aussagekräftigen Anteile Lufttemperatur und Strahlungstemperatur der Umgebung gesplittet ist.
- Als sehr problematisch erweist sich in der Praxis die Bestimmung der Raumtemperatur. In guter Näherung kann sie mit dem Globethermometer (Abschnitt 3.4) gemessen werden. Dieses wird in der Regel aber nicht verwendet, sondern eine reine Lufttemperaturmessung findet Anwendung.

Tut man dies während der Aufheizung, entsteht ein beachtlicher Fehler bei der Luftheizung. Selbst wenn bereits die Solltemperatur erreicht wurde, kann durch die Stufenschaltung wieder ein beträchtlicher Abfall auftreten. Bei einer Lufttemperatur von 24 °C läge in Realität beispielsweise eine Empfindungstemperatur von nur 22,5 °C vor. In der Folge würde die höhere Heizstufe nicht einschalten. Es wäre tatsächlich zu kalt.

Bei Flächenheizungen ist die Abweichung zwischen Lufttemperatur und Umgebungstemperatur nicht so groß, wodurch die Fehlmessung geringere Folgen hat. Würde man bei der Fußbodenheizung während des Aufheizens nach einer Lufttemperatur von 24 °C regeln, läge zunächst eine Empfindungstemperatur von 23,6 °C vor.

Im stationären Fall sind die Abweichungen geringer, wie Bild 7.2 bereits zeigte. Danach könnte man Sollwerte für die Lufttemperatur ableiten, um so eine gewisse Korrektur zu bewirken. Während des Aufheizvorganges mit Luftheizungssystemen würde dies aber nach Bild 7.8 auch wieder zu merkbaren Fehlinterpretationen führen.

Die modellierte Dynamik des Raumes ist nur durch die Trägheiten der wärmespeichernden Außenwände und einer Innenwand gebildet worden. Damit reagiert der Raum schneller als in der Realität mit umfangreichem Interieur. In der Praxis wird häufig zudem bewusst eine schwere Bauweise gewählt, sodass die Trägheit weiter ansteigt.

7.6 Fazit und Empfehlungen zur Weiterentwicklung der Heizungstechnik

Um den Heizwärmebedarf drastisch senken zu können, wurde vor Jahren bereits die Entwicklung von Dämmstoffen mit bedeutend kleinerer Wärmeleitfähigkeit gefordert. Leider ging die Entwicklung der "Vakuumisolierung" und die praktische Umsetzung nicht so rasch wie gewünscht. Deshalb kam es zum Einsatz immer dickerer Dämmschichten, Dämmdicken bis zu 400 mm werden realisiert. Die damit verbundenen Kostenaufwendungen und die Reduzierung der Nutzfläche wurden in Kauf genommen.

Die Technik für die Restbeheizung dieser Gebäude "blieb jedoch auf der Strecke". Die Minimierung der Leistung nutzte man lediglich als willkommenes Einsparpotenzial bezüglich der Anlagentechnik.

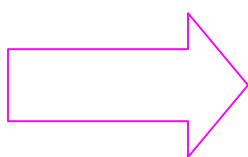
Selbstverständlich kann mit einer Luftheizung in gut gedämmten Gebäuden ein Raumzustand erreicht werden, der die Behaglichkeitsforderungen der ISO 7730 erfüllt. Luftheizungen mit einfachen Verteilsystemen bieten dennoch keinen dem sehr guten Dämmstandard adäquaten Wohnkomfort. Die gleichmäßige Luftverteilung im Raum bei niedrigen Geschwindigkeiten, die Erfül-

lung eines sehr niedrigen Geräuschpegels, die individuelle Temperaturregelung nach der Empfindungstemperatur in jedem Raum, das Aufheizverhalten nach subjektiven Solltemperaturänderungen oder infolge von geänderten inneren und/oder äußeren Lasten lassen mitunter Wünsche offen. Die Luftqualität bei Erdkanaldurchströmung wird skeptisch beurteilt. Die exergetischen Aufwendungen zur Luftaufheizung sind höher als bei Flächenheizungen.

Andererseits sollte nicht ein konventionelles Heizsystem mit örtlichen Raumheizkörpern – beispielsweise mit Radiatoren vor der Verglasung stehend – oder eine traditionelle Fußbodenheizung mit jeweils relativ hohen Wassertemperaturen zum Einsatz kommen.

Empfohlen wird ein innovatives Heiz-Kühl-System, das im Ganzjahresbetrieb wirkungsvoll optimale Nutzungsbedingungen schafft. Es sollte die Umweltenergienutzung präferieren aber dennoch keine Behaglichkeitsminderungen hervorrufen. Als charakteristische Merkmale seien genannt:

- Es sind große Flächenheiz- und Kühlsysteme wegen ihrer wärmephysiologischen Vorteile einzusetzen, da sie während des instationären Aufheizens Vorteile bieten und im sommerlichen Kühlfall die Strahlungstemperatur der Umgebung wirkungsvoll reduzieren.
- Diese Flächenheiz- und Kühlsysteme sind infolge raumnaher Wassertemperaturen exergetisch bedeutend günstiger als elektrisch arbeitende Luftsysteme.
- In den Raumumfassungen (z. B. Fußboden, Wände, Decke) sind neuartige Hochleistungswärmeübertragerflächen zu integrieren.
- Die Komplettsysteme zum Heizen und Kühlen sollten folgende Zusatzvarianten anbieten:
 - Wärmeverschiebung zwischen den Räumen unterschiedlicher Himmelsrichtung, Geschosse und Nutzung
 - effektive Umweltenergienutzung durch den Einsatz von Solarkollektoren und von Erdreichkollektoren oder von Fundament-Erdreichspeichern über lange Zeiträume bei raumnahen Wassertemperaturen und kleinen Spreizungen
 - Einsatz von umschaltbaren Wärmepumpen.



Bericht im **Anhang G**:

"**Luftheizung oder wasserbeaufschlagte Flächenheizung in Gebäuden mit niedrigem Heizwärmebedarf?**"
(27 Seiten)

8 Zwischenfazit

Die bisher vorgestellten

- Gedanken zum Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten (Abschnitt 1)
- Gedanken zur Systemgestaltung
 - ⇒ wärmephysiologische Bewertung verschiedener Raumkühlsysteme (Abschnitt 4)
 - ⇒ Quo vadis Büroklimateisierung? – Zweiflächen-Bauteilaktivierung (Abschnitt 6)
 - ⇒ Heizphilosophie für Gebäude mit niedrigem Heizwärmebedarf (Abschnitt 7)

basieren auf den während der Bearbeitung des Forschungsthemas gesammelten Erkenntnissen, die in enger Wechselwirkung mit der Komponentenentwicklung, ihrer Optimierung und Verifizierung stehen. D. h., die getrennte Darstellung ist lediglich als Ordnungsprinzip gewählt worden.

Die untersuchten allgemeinen Anforderungen an die Raumheiz- und Raumkühlsysteme sowie die energetischen Gegebenheiten

- minimaler Exergie- bzw. Primärenergiebedarf (Abschnitt 2)
- optimale wärmephysiologische Bedingungen im Raum (Abschnitt 3)
- das praktisch nutzbare Umweltenergiepotenzial (Abschnitt 5)

stellen die zu beachtenden Randbedingungen dar.

Die vollzogenen **Systembetrachtungen** und die definierten **Randbedingungen** bestätigen die Zweckmäßigkeit – ja sogar die Notwendigkeit – der Entwicklung und der Optimierung nachfolgender Komponenten mit integrierten Kunststoff-Kapillarrohrmatten als multivalent einsetzbare Wärmeübertrager:

- beheizbare und kühlbare Baukörper (z. B. in Betonbauteilen)
- beheizbare und kühlbare Wärmeübertragerflächen am Baukörper (z. B. untergehängte Decken, Fußböden, Kühlsegel)
- flexible Kühlflächen
- Kühl- und Heizschächte.

9 Thermisch aktive Baukörper

9.1 Aufbau und charakteristische Merkmale

Die **neuzeitliche thermische Bauteilaktivierung** setzt **wasserdurchflossene Rohrsysteme** in **Speicherbauteilen** ein, die gleichzeitig eine Raumbegrenzung darstellen. Damit können die in den Abschnitten 2 bis 5 genannten Empfehlungen sehr gut genutzt werden.

Die Oberflächentemperaturen schwanken zwischen 21 °C und 24 °C. Wegen der geringen Temperaturunterschiede zum Raum ist eine **gute Selbstregulierung** zu erwarten. Selbst das "Umschalten" von Heizen auf Kühlen ergibt sich automatisch:

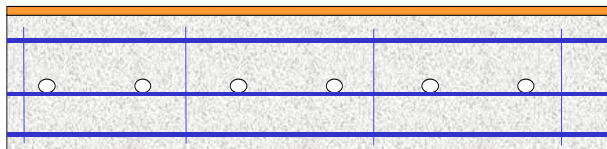
$$t_{\text{Decke}} < t_{\text{Raum}} \Rightarrow \text{Kühlfall}$$

$$t_{\text{Decke}} > t_{\text{Raum}} \Rightarrow \text{Heizfall.}$$

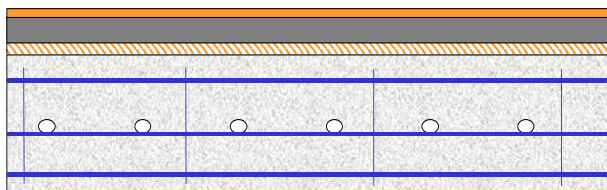
Die **hauptsächliche Nutzung der thermisch aktiven Decke wird derzeit im Kühlen gesehen.**

Die konstruktiven Möglichkeiten und angestrebten Zielstellungen sind im Bild 9.1 gezeigt. Zunächst wurden Rohrsysteme mit im Fußbodenheizungsbau üblichen Durchmessern 26×2,5 mm, 20×2 mm und 17×2 mm - eingesetzt. In der "Neuen Messe Zürich" und in anderen Bauwerken sind Rohrabstände von 300 mm realisiert worden. Entsprechend der Weiterentwicklung werden jetzt meistens Abstände von 150 mm verwendet.

Fall A



Fall B



Fall C

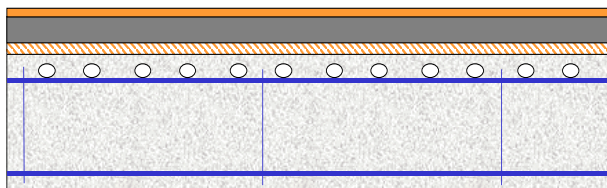


Bild 9.1 Üblicherweise werden Betondecken bevorzugt zur Raumkühlung herangezogen. Im Kern sind Rohrsysteme auf einer Trägematte gegen Aufschwimmen während des Betonierens fixiert.

Im **Fall A** sind der obere und der untere Raum wärmetechnisch gut an das Bauteil angekoppelt. Der Wärmefluss von oben an die Decke wird aber auch bei gleichen Raumtemperaturen geringer als von unten sein, da der Wärmeübergangskoeffizient kleiner ist und außerdem bildet der Belag einen Wärmeleitwiderstand.

Der **Fall B** ist bauphysikalisch richtiger, da ein schwimmender Estrich auf einer Trittschalldämmung angeordnet ist. Die Intensität der thermischen Kopplung an den oberen Raum sinkt hierbei jedoch.

Fall C zeigt die üblichen Zielstellungen. Aus bautechnischen Gründen möchte man die Rohrsysteme möglichst außerhalb der Bewehrung anordnen, aus thermodynamischen Gründen (hohe Speicherkapazität) wird eine enge Rohrteilung angestrebt.

In **Versuchen** mit herkömmlichen Systemen wurden Kühlleistungen von $35 \dots 40 \text{ W/m}^2$ bei täglich 10-stündigem Betrieb unter sommerlichen Bedingungen nachgewiesen.

Als neue Technologie wird für den Einsatz in Betonbauteilen eine **Spezialbetonmatte** mit den Abmessungen $4,3 \times 0,9 \text{ mm}$ als Kunststoff-Kapillarrohrmatte aus PP von der Fa. Clina angeboten. Der Röhrchenabstand sollte vorzugsweise 30 mm betragen.

Die kleinen Rohrabstände bewirken eine nahezu homogene Temperaturverteilung, wie im Bild 1.4 gezeigt wird.

Die Temperaturverteilung in der Speicherdecke ist eine Funktion des eingesetzten Rohrsystems. Untersucht man diesen Zusammenhang für stationäre Verhältnisse und die konstruktiven Varianten I und II gemäß Bild 9.2, so erhält man die im Bild 1.7 vermerkten Werte für die gespeicherte "Kälte". Dabei gelten: Raumtemperaturen $t_i = t_a = 24 \text{ °C}$, mittlere Wassertemperatur im Rohrsystem 18 °C .

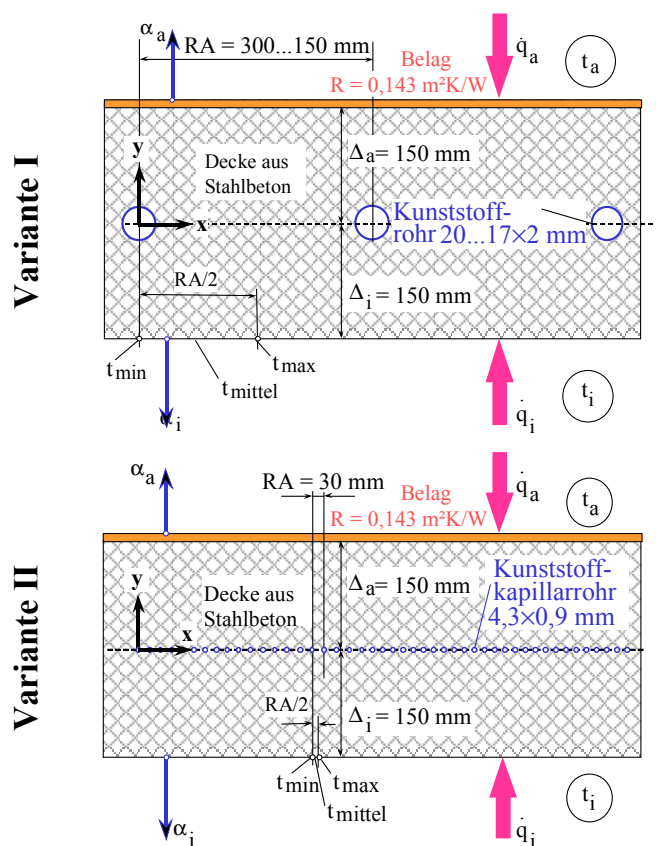


Bild 9.2 Deckenkonstruktionen mit unterschiedlichen Rohrregistern bei sonst gleichem Aufbau und Umgebungsbedingungen
Index i $\Rightarrow$ Raum unten
Index a $\Rightarrow$ Raum oben

9.2 Kühlleistung der Speicherdecken

Für die Auslegung interessiert die **Kühlleistung**. Sie ist in erster Linie als Tagesverlauf wichtig, andererseits ist mitunter auch eine hohe nächtliche Kühlleistung sehr vorteilhaft. Letzteres trifft

dann zu, wenn auch das **Interieur** intensiv gekühlt und somit in den **Speichervorgang einbezogen** werden kann. Diese Möglichkeit ist bei **Bürobauten aber auch in Einkaufszentren mit einer hohen Warendichte** durchaus gegeben.

Problematisch sind die Festlegungen der **thermischen Randbedingungen**, für die der zeitliche Leistungsverlauf zu bestimmen ist. Er wird für die einzelnen Nutzungsbereiche sehr unterschiedlich sein. Da noch **keinerlei normierte Werte oder Normprüfverfahren** vorhanden sind, wird für die Leistungsermittlung und für die Bewertung der Varianten der im Bild 9.3 gezeigte Verlauf zugrunde gelegt.

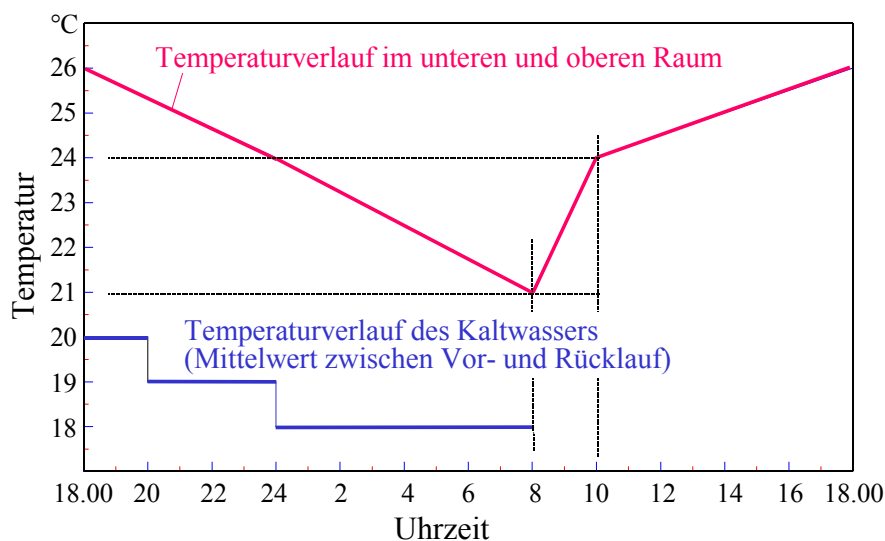


Bild 9.3 Vorgabe der Temperaturverläufe (Raumtemperatur und mittlere Wassertemperatur) für die dynamische Untersuchung zum Leistungsverhalten der Decke

Die Dynamik ist über drei Tage berechnet worden. Bei herkömmlichen Rohrsystemen ist nach zwei Tagen, bei Kapillarrohrmatten nach einem Tag der Einschwingvorgang beendet. Bild 9.4 vergleicht die **Kühlleistungen der derzeitigen Realvarianten**.

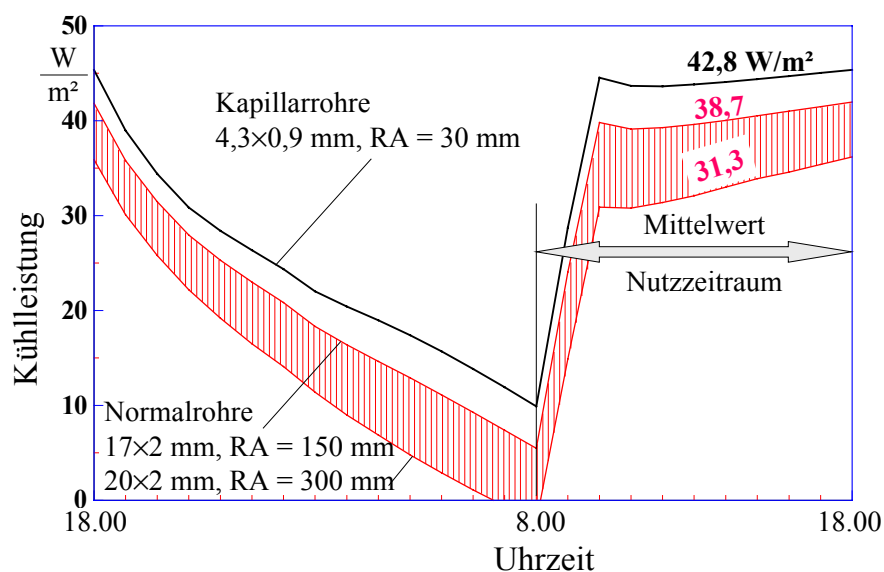


Bild 9.4 Vergleich der Kühlleistungen der derzeit realen Systeme bei Vorgabe der Temperaturverläufe nach Bild 9.3

Beide im Bild 9.2 dargestellten Konstruktionsvarianten zeigten durch die Änderung der Rohrabstände (herkömmliche Rohrregister von 300 mm auf 150 mm und Kapillarrohrmatten von theoretisch 15 mm auf 30 mm $\Rightarrow$ vgl. auch Bild 1.7) eine **Annäherung**, allerdings ist ein **deutlicher Qualitätssprung** bleibend vorhanden.

- Die konventionellen Systeme liegen um 10 % bis 27 % unter dem Wert mit Kapillarrohrmatten.
- Bei Einsatz von Kapillarrohrmatten tritt auch eine deutliche Materialeinsparung auf ($\Rightarrow$ vgl. Tabelle 1.2).

Die in **Versuchen** mit **herkömmlichen Systemen** ermittelten Kühlleistungen von $35 \dots 40 \text{ W/m}^2$ bei täglich 10-stündigem Betrieb unter sommerlichen Bedingungen werden durch die Berechnungen sehr gut bestätigt.

9.2.1 Stationärer Betrieb einer Betondecke bei unterschiedlichen Raumtemperaturen

In Bürobauten und Einkaufszentren könnte bei ganztägiger Verfügbarkeit von kaltem Wasser aus Umweltsenken als Grenzfall auch eine stationäre Betriebsweise erfolgen. Um das Leistungsvermögen beurteilen zu können, wird eine Decke mit zwei unterschiedlichen Rohrregistern nach Bild 9.5 betrachtet.

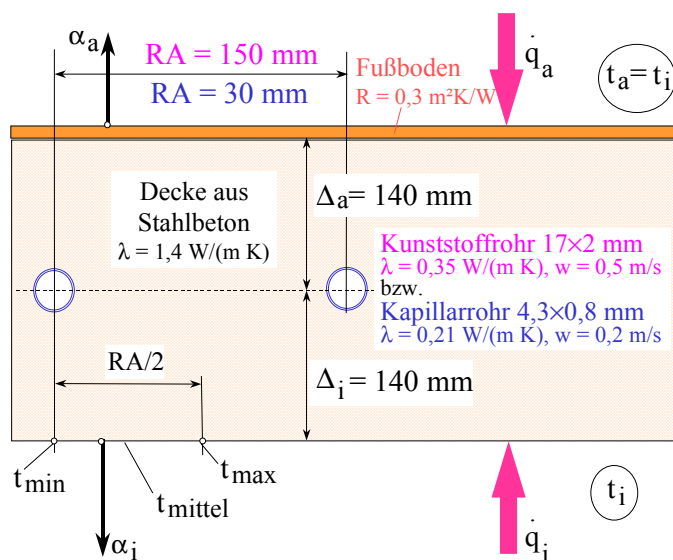


Bild 9.5 Angenommener Deckenaufbau mit einem konventionellen Rohrregister und mit einer Kapillarrohrmatte für die Untersuchung des stationären Kühlbetriebs

Die Ergebnisse der stationären Zustandsberechnung sind in der Tabelle 9.1 zusammengestellt. Es werden die Oberflächentemperaturen an der Deckenunterseite und die Kühlleistungen ausgewertet.

Tabelle 9.1 Temperaturen und Kühlleistungen einer Betondecke nach Bild 9.5 mit Rohrregister RR bzw. Kapillarrohrmatte KM im stationären Betrieb

Raumtemperatur °C	22 °C		24 °C		26 °C	
mittlere Wassertemperatur °C	19 °C		19 °C		19 °C	
	RR	KM	RR	KM	RR	KM
Deckentemperatur unten °C	20,7	20,6	22,0	21,7	23,2	22,9
Leistung unten W/m ²	11,5	12,9	19,6	22,1	27,8	31,3
Leistung oben W/m ²	4,2	4,7	7,1	7,9	9,9	11,1
Leistung gesamt W/m ²	15,8	17,7	26,7	30,0	37,7	42,5

Diskussion der Ergebnisse:

- Die Leistungen bei Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten sind um 12 ... 13 % höher als bei Verwendung von konventionellen Rohrregistern.
- Ab einer Temperaturdifferenz von 5 K sind bereits beachtliche Leistungen realisierbar.
- Die spezifischen Leistungen $\dot{q} / \Delta t$ betragen im Mittel:

Rohrregister 5,3 W/(m²K)

bzw.

Kapillarrohrmatte 6,0 W/(m²K).

- Da der vollaufgeladene Zustand einem stationären Vorgang entspricht und der Wärmeübergangskoeffizient nur geringfügig von der Untertemperatur abhängt, können folgende einfache Näherungen für die Deckenoberflächentemperatur aus den Ergebnissen gewonnen werden:

$$t_{\text{Decke}} = 0,6 t_{\text{Raum}} + 0,4 t_{\text{Wasser,mittel}}$$

bzw.

$$t_{\text{Decke}} = 0,54 t_{\text{Raum}} + 0,46 t_{\text{Wasser,mittel}}.$$

Im umgekehrten Schluss sind bei Vorgabe der Raumtemperatur und der Deckenoberflächentemperatur die Wassertemperaturen berechenbar:

$$t_{\text{Wasser,mittel}} = 2,5 t_{\text{Decke}} - 1,5 t_{\text{Raum}}$$

bzw.

$$t_{\text{Wasser,mittel}} = 2,17 t_{\text{Decke}} - 1,17 t_{\text{Raum}}. \quad (9.1)$$

Diese Beziehungen sind hilfreich, wenn Aussagen zur erforderlichen Wassertemperatur oder aber zur Taupunktproblematik gefordert werden.

9.3 Grundprinzipien zur Anwendung der thermisch aktiven Baukörper

Dieses relativ neue Wirkprinzip wird in seinen Möglichkeiten oftmals unrichtig eingeschätzt und auch falsch genutzt. Dadurch besteht die Gefahr, dass der Ruf der thermischen Bauteilaktivierung unabhängig vom Rohrsystem Schaden nimmt. **Nachfolgende Gesichtspunkte sind zu beachten:**

- Die thermische Bauteilaktivierung dient der passiven, umweltschonenden Unterstützung der

Raumklimatisierung! Kapillarrohrmatten als Rohrregister bewirken eine besonders effiziente Speicherung im Bauteil.

- Die Bezeichnung Bauteilklimatisierung ist falsch.
- Notwendige Bestandteile zur umfassenden Funktionstüchtigkeit sind eine Lüftungsanlage zur Sicherung des hygienisch bedingten Außenluftbedarfs und zur Regelung der Feuchte.

Bei Fensterlüftung muss bei hohen Außenluftfeuchten die Wassertemperatur angehoben werden (→ Kühlpotenzial bleibt ungenutzt), denn bei Kondensationsgefahr (Wetteränderung) ist im Gegensatz zu üblichen Kühldecken oder -segeln infolge der großen Systemträgheit das Absperren des Wasserkreises wirkungslos. Zu Abschätzung, ob eine Gefährdung durch Unterschreiten der Taupunkttemperatur auftreten kann, seien nachfolgende Überlegungen skizziert:

Feuchtezunahme im Raum

Es wird von einem einfachen Luftwechsel pro Stunde ausgegangen. Das Raumvolumen pro Person betrage 25 m³. Die Wasserdampfabgabe des Menschen ist temperaturabhängig:

22 °C	24 °C	26 °C	28 °C	30 °C
47 g/h	58 g/h	70 g/h	85 g/h	98 g/h

Damit ergibt sich im Mittel eine Erhöhung der Luftfeuchte durch die geplanten Raumnutzer:

$$\Delta x = \frac{70 \text{ g/h}}{25 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1,17 \text{ kg/m}^3} = 2,4 \text{ g}_{\text{Wasser}}/\text{kg}_{\text{trockene Luft}}.$$

Hierbei sind keine Besucher und keine weiteren Feuchtequellen (z. B. Pflanzen) berücksichtigt worden. Als kleiner Zuschlag werde eine Erhöhung auf $\Delta x = 3 \text{ g}_{\text{W}}/\text{kg}_{\text{tL}}$ vorgenommen.

Sättigungsfeuchte

Die zur Deckentemperatur zugehörige Sättigungsfeuchte x_s beträgt:

Deckentemperatur °C	22	23	24
Sättigungsfeuchte g _W /kg _{tL}	17	18	19

Kritische Außenluftzustände

Ausgehend von der Deckentemperatur ergeben sich somit die kritischen Außenluftzustände bei einer absoluten Feuchte von $x_{\text{AL}} = x_s - \Delta x$:

Deckentemperatur °C	22	23	24
kritische Außenluftfeuchte g _W /kg _{tL}	14	15	16

Im Rheingraben ist die Luftfeuchte im Sommer relativ hoch. Nach DIN 4710 gilt für Mannheim:

Außenluftfeuchte x_{AL}	g _w /kg _{tL}	≥ 14	≥ 15	≥ 16
jährliche mittlere Stundenzahl	h	22,1	5,7	1,3
jährliche mittlere Stundenzahl während 7 bis 18 Uhr	h	10,9	2,3	0,5

Im kritischsten Fall der Taupunktunterschreitung bei $t_{Decke} = 22\text{ °C}$ folgt nach Gl. (9.1) die minimal zulässige Wassertemperatur zu (Die Kühlleistung ist für beide Rohrsysteme gleich!):

Raumtemperatur	°C	22	23	24	25	26
minimale mittlere Wassertemperatur	Rohrregister °C	22	20,5	19,0	17,5	16
	Kapillarrohrmatte °C	22	20,8	19,7	18,5	17,3

Wollte man absolut sicher gehen, müsste man bei Außenluftfeuchten $\geq 14\text{ g}_w/\text{kg}_{tL}$ die Wassertemperatur auf minimal 22 °C begrenzen.

Besonders ungünstig wirkt sich die ungleiche Raumnutzung aus. Räume mit geringer Wärmelast und/oder hoher Feuchtelast sind besonders gefährdet.

- Die thermische Bauteilaktivierung verkörpert ein **Passivsystem** mit **großer Trägheit**. Die **Entladung** des Speichers erfolgt rein passiv **ohne Einflussnahme des Raumnutzers**. Eine Leistungsbeeinflussung ist nur durch die **Steuerung der Aufladung** gegeben. Es sind **Prognosen zum Last- und Witterungsverlauf** (Einfluss auf äußere Last sowie Kühlmöglichkeit) zu stellen.
- Die **Gewährleistung der Raumtemperatur** ist nur bei Vorhandensein von **regelbarem Zusatzsystem** möglich. Sie sind dringend zu empfehlen.

Im Tagesgang können Raumtemperaturabweichungen von den Normwerten auftreten und die in den Raum eingetragenen Lasten sind bei anhaltender Hitzeperiode möglicherweise auch in einer 24-Stundenperiode nicht kompensierbar (**Vertragsgestaltung beachten!**).

- Eine **Abrechenbarkeit der verbrauchten Energie** ist bei kleinen Mietbereichen **meistens nicht gegeben**. Im "Normalfall" wird die gesamte Deckenfläche ohne Rücksicht auf spätere Raumaufteilungen mitunter sogar über unterschiedliche Nutzer- bzw. Mietbereiche hinweg mit Rohrregistern eines steuerbaren Wasserkreises belegt. Außerdem ist die Wirkung der Kühl- und/oder Heizfunktion geschossübergreifend gewünscht.
- Wichtigstes Argument ist die Nutzung von **Umweltenergie direkt oder mit geringer Transformationsenergie** und die weitest gehende Vermeidung von elektrisch erzeugter Kälte.

- **Energiemehrverbrauch** ist teilweise durch den **Selbstreguliereffekt** (Deckenspeicher verkörpert "direktwirkenden Proportionalregler") bedingt, kann aber auch durch **falsche Ladestrategie** und **falsche Prognosen** hervorgerufen werden.

Nur was nichts kostet und die Umwelt nicht belastet, darf verschwendet werden. Deshalb sind mittels Kapillarrohrmatten effizient genutzte Speicherbauteile besonders vorteilhaft.

- Kann die Energie ohne Mengenbegrenzung und Mehrkosten während der Nutzungszeit bereitgestellt werden, dann ist die thermische Bauteilaktivierung in der Regel nicht wirtschaftlich einsetzbar. Dies trifft auf die **konventionelle Kälte- und Wärmebereitstellung** sowie auf die meisten **geothermischen Nutzungen** zu. Wird die **Luft als Wärmesenke** eingesetzt, dann stehen **weitere mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten bestückte Komponenten gemäß der Abschnitte 10 und 11 in Konkurrenz**. Die Wirtschaftlichkeitsberechnung kann auf Basis der Tabelle 5.2 erfolgen.
- Die Energiespeicherung in Bauteilen mit passiver Entladung zu realisieren, um unterschiedliche Elektroenergietarife beim Antrieb von Kältemaschinen/Wärmepumpen zu nutzen, ist in der Regel (Bürobetrieb) nicht gerechtfertigt. Gleiches gilt für den nächtlichen Betrieb der Kältemaschinen, um die Maschinen zur Investitionskostenersparnis kleiner gestalten zu können.
- Wenn kostengünstige Energie nur zeitlich begrenzt zur Verfügung steht (z. B. infolge Temperaturtagesgang), ist es aus umweltrelevanten und kostenmäßigen Gesichtspunkten vorteilhaft, diese Energie bis zur Bedarfsanforderung zwischenzuspeichern. Wenn die Masse des Baukörpers ohnehin verfügbar ist – d. h. die Geschossdecken massiv in einer Dicke von etwa 300 mm ausgeführt sind –, liegen optimale Bedingungen für den Einsatz der thermischen Bauteilaktivierung vor. Der Speicher ist zu optimieren, wobei die Geometrie des Rohrsystems eine maßgebliche Größe darstellt.
- Es sind nicht nur die Extremfälle – Sommer und Winter – zu betrachten, sondern vor allem auch die Übergangsbedingungen. Es ist eine genaue Lastsimulation durchzuführen. Effiziente Speicherbauteile mit Kapillarrohrmatten erbringen dann besonders großen Nutzen.
- Bei installierten Zusatzsystemen ist das gleichzeitige Heizen und Kühlen durch "**Energie-nullband**", in dem weder geheizt noch gekühlt wird, auszuschließen.
- Die Steuerung der Beladung nach Prognose (Bedarf, Witterung) und zeitlichem Temperaturangebot der Quelle ist zu optimieren. **Indizien für den Ladezustand sind die Rücklauftemperatur und die Spreizung**.

9.4 Vollwertiges System zur Lastkompensation

Dies wäre durch eine Kombination eines trägen Passivsystems und eines trägheitsarmen Aktivsystems möglich. Bild 9.6 zeigt eine entsprechende Lösung mit zwei hydraulisch und thermisch trennbaren Systemen.

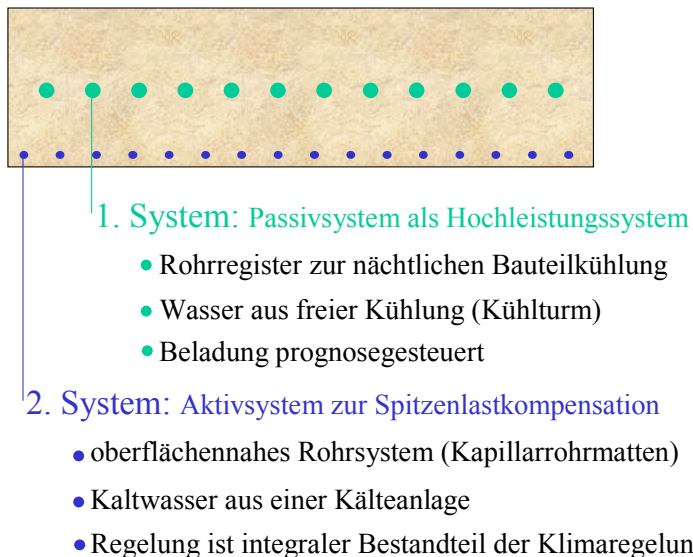


Bild 9.6 Lösungsvorschlag zur vollwertigen Lastkompensation durch Einsatz eines passiv und eines aktiv arbeitenden Systems

Das Bild 9.7 zeigt den Leistungsverlauf bei der plötzlichen Beaufschlagung der Register mit kaltem Wasser (18 °C) bei homogenem Deckenzustand (24 °C) und konstanter Raumtemperatur von 24 °C. Die Dicke der Betondecke beträgt 300 mm. Auf der Oberseite befindet sich ein Textilbelag.

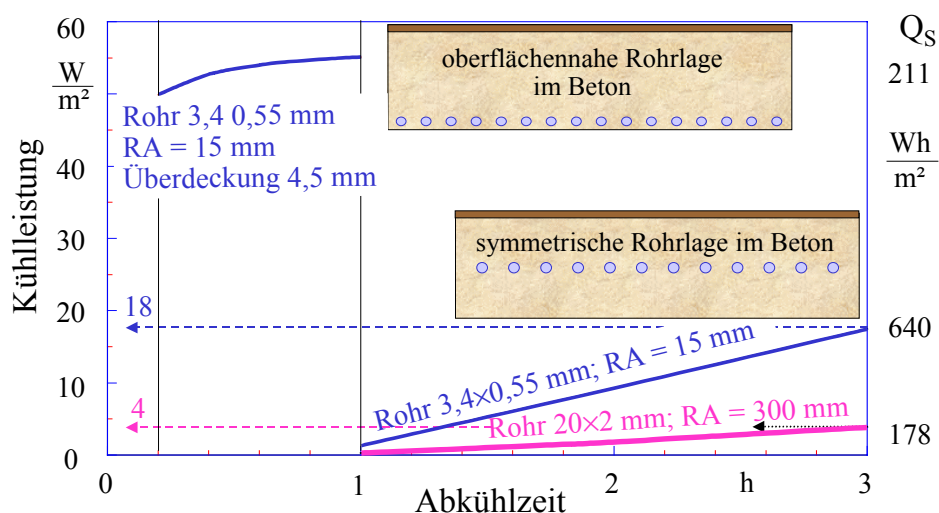


Bild 9.7 Verlauf der Kühlleistungen bei unterschiedlichen Rohrregisteranordnungen in der Decke in Abhängigkeit der Abkühlzeit mit Angabe der "Speicherwärme", die in dieser Zeit vom Bauteil aufgenommen wurde

Im Ergebnis ist festzustellen:

- Nur bei oberflächennahen Rohrregistern ist ein Spitzenlastmanagement möglich.
- Bei mittiger Registereinordnung sind nicht nur die Leistungen ungenügend, sondern die nach der Inbetriebnahme vom Beton aufgenommene "Kälte" ist auch viel zu groß.

9.5 Neuartige thermisch aktive Deckenkonstruktion

Die sehr großen wärmephysiologischen, energetischen und ökologischen Vorteile sowie die niedrigeren Investitionskosten als bei konventioneller Vollklimatisierung waren die Ursachen für die schnelle Anwendung der thermischen Bauteilaktivierung in den letzten Jahren. In sehr vielen Fällen wird die thermische Bauteilaktivierung aber nur eingesetzt, weil die niedrigeren Investitionskosten dazu "verlocken".

Die betriebstechnischen und nutzungsbezogenen Nachteile – im Abschnitt 9.3. behandelt – werden oftmals weniger deutlich angesprochen. Drei Nachteile beim Einsatz der vorgestellten thermischen Bauteilaktivierung seien nochmals hervorgehoben:

- Den Hauptnachteil stellt die **aufwendige Fertigung** dar, denn der übliche Bauablauf der Deckenfertigung muss infolge des Einbringens und Fixierens des Rohrregisters unterbrochen werden, und das Betonieren muss besonders sorgfältig erfolgen, damit keine Beschädigung des Rohrregisters erfolgt. Zur Kontrolle ist das Rohrregister unter Überdruck zu setzen und dieser Überdruck ist auch kontrolliert aufrecht zu erhalten. Hierzu bedarf es aufwendiger Druckhalte- und Kontrollsysteme.
- Es sind relativ **dicke Ortbetondecken** erforderlich.
- Die bautechnische Lösung ist in erster Linie zur Kälte- und Wärmespeicherung in der Decke und zur zeitverschobenen passiven, stark trägheitsbehafteten Lastkompensation im Raum geeignet. Eine rasche, **bedarfsangepasste Lastkompensation** ist mit dieser Konstruktion **nicht möglich**.

9.5.1 Vorschlag zur Vermeidung der üblichen Nachteile

In eine vorgefertigte Deckenplatte – eine sogenannte **Filigrandecke** – wird bei der Herstellung im Betonwerk eine **Kunststoff-Kapillarrohrmatte** integriert. Diese Filigrandecken sind 4 bis 7 cm – in der Regel 5 cm – dick und an der Unterseite glatt. Sie dienen als verlorene Schalung für die zu errichtende Geschossdecke, die durch eine Ortbetonschicht auf die gewünschte Dicke gebracht wird. Die Filigrandecken enthalten bereits die untere Bewehrungslage für die Geschossdecken. Ein teilweise einbetonierter Gitterträger, der die Schubspannungen aufnimmt, ist in der Höhe nach der Fertigdecke bemessen. Die Deckenkonstruktion ist im Bild 9.8 gezeigt. Die Fertigteilabmessungen betragen 2,4 m bis 3 m Breite und bis zu 10 m Länge. Sie richten sich nach den benötigten Spannweiten und den möglichen Transportmaßen. In der Regel liegen die Filigrandecken auf Wänden oder Betonbalken auf. Sie werden bei größeren Spannweiten durch zusätzliche

Joche während der Deckenfertigstellung abgestützt. Wegen der geringen Dicke des Filigranelementes kann nur eine Kunststoff-Kapillarrohrmatte – beispielsweise die sogenannte "Betonmatte" der Fa. Clina, Berlin mit den Röhrenabmessungen 4,3×0,8...0,9 mm und einem Rohrabstand von 30 mm – eingegossen werden.

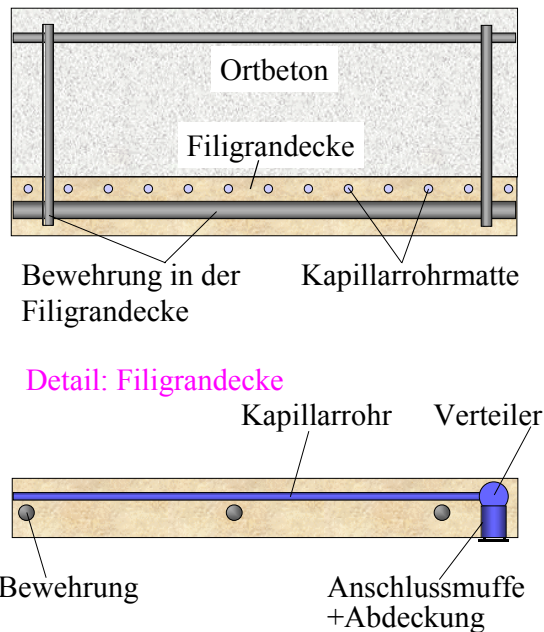


Bild 9.8 Schnitt durch eine Geschossdecke bestehend aus einer Filigrandecke mit integrierter Kunststoff-Kapillarrohrmatte und Ortbeton. Der Anschluss der Kapillarrohrmatte wird bei der vorgestellten Detaillösung deckenbündig mit einer Muffe und einer Schutzkappe abgeschlossen.

Die Hauptvorteile liegen auf der bautechnischen Seite:

- einfache und präzise Einbringung der Kapillarrohrmatte in die Filigrandecke unter genau definierten und reproduzierbaren Bedingungen im Betonwerk
- mit der Fertigung der Filigrandecke sind bereits die gesamten Bauaufwendungen der thermischen Bauteilaktivierung realisiert
- kurze Montagezeiten auf der Baustelle (keine Unterbrechung der üblichen Deckenfertigung, kein Abdrücken des Rohrregisters auf der Baustelle, Wegfall von zusätzlichen Kontrollen bei der Ortbetoneinbringung).

Die Lage der Kunststoff-Kapillarrohrmatte kann unterhalb oder oberhalb der Bewehrung eingeordnet werden. Liegt sie unterhalb, ist die Dynamik der thermischen Lastkompensation besser und der Speichereffekt reduziert. Wird die Kunststoff-Kapillarrohrmatte oberhalb der Bewehrung eingeordnet, so ergeben sich umgekehrte Verhältnisse. Damit kann durch die höhenmäßige Einordnung der Kapillarrohrmatte die thermische Eigenschaft der Decke gezielt beeinflusst werden. Bei mehreren Bewehrungslagen ist selbstverständlich auch eine dazwischenliegende Kapillarrohrmatte möglich.

Der Anschluss wird deckenbündig an die Unterseite der Filigrandecke geführt und beispielsweise durch eine abnehmbare Schutzkappe oder einen entfernbaren Stopfen bis zum endgültigen Anschluss des Installationssystems verschlossen.

Zum universellen Anschluss der Kapillarrohrmatte kann die Anschlussleitung auch in vorgegebener Länge aus dem Deckenelement nach unten herausgeführt werden. Die Anschlussleitung ist in diesem Fall während des Transportes der Filigrandeckenelemente besonders zu schützen.

In Abwandlung der Konstruktion ist auch ein oberer oder ein kombinierter Anschluss (unten und oben) möglich. Bei oberem Anschluss ist die Weiterführung der Leitung vor der Herstellung des Ortbetons vorzunehmen. Sie kann beispielsweise im Ortbeton direkt erfolgen oder in zu erstellenden Aussparungen vorläufig enden.

9.5.2 Grundsätze zur Bewertung der thermodynamischen Eigenschaften

Für die Untersuchungen gelten die gleichen thermischen Randbedingungen wie im Bild 9.3 formuliert. Von 8⁰⁰ Uhr ... 18⁰⁰ Uhr ist der Wasserkreislauf nicht in Betrieb. Beispielhaft werde zunächst die im Bild 9.9 dargestellte Deckenkonstruktion untersucht. Die geometrischen und wärmetechnischen Daten sind in der Bildunterschrift vermerkt. Im Gegensatz zu den meist üblichen Betrachtungen ist in diesem Fall eine **dünne Decke mit 180 mm Massivbeton** sowie ein **Fußbodenaufbau mit Trittschalldämmung und schwimmendem Estrich** gewählt worden. Damit stellt diese Decke nicht den wärmetechnischen Optimalfall dar, da die thermische Ankopplung an den oberen Raum durch den Fußbodenaufbau begrenzt ist und die Deckendicke nur 180 mm beträgt.

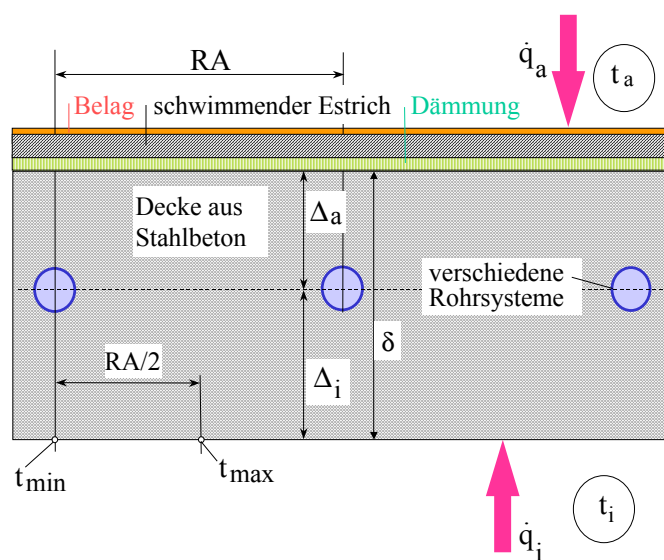


Bild 9.9 Decke mit Rohrregister in der Deckenmitte und Fußbodenaufbau
Deckenbeton:

$$\delta = 180 \text{ mm}, \lambda = 1,4 \text{ W/(m K)}, c = 1050 \text{ J/(kg K)}, \rho = 2400 \text{ kg/m}^3$$

Fußboden:

$$\delta_{\text{Dämmung}} = 30 \text{ mm}$$
$$\lambda_{\text{Dämmung}} = 0,04 \text{ W/(m K)}$$
$$\delta_{\text{schwimmender Estrich}} = 45 \text{ mm}$$
$$\lambda_{\text{schwimmender Estrich}} = 1,4 \text{ W/(m K)}$$
$$\delta_{\text{textiler Belag}} = 10 \text{ mm}$$
$$\lambda_{\text{textiler Belag}} = 0,07 \text{ W/(m K)}$$

Rohrsysteme:

Kapillarrohrmatte: $4,3 \times 0,8 \text{ mm}$, $\lambda_R = 0,21 \text{ W/(m K)}$, $\alpha_F = 1000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$
oder Rohrregister (Mäander): $17 \times 2 \text{ mm}$, $\lambda_R = 0,35 \text{ W/(m K)}$, $\alpha_F = 2400 \text{ W/(m}^2\text{K)}$

Diese Konstruktion ist für Gebäude mit kleinen Deckenspannweiten interessant. Variiert werden die Rohrregister. Sie liegen stets in der Mitte, bestehen aber aus unterschiedlichem Rohrmaterial:

- konventionelle Rohrmäander 17×2 mm, Rohrabstand RA = 150 mm
- Kapillarrohrmatten 4,3×0,8 mm, Rohrabstand RA = 30 mm.

Die Kühlleistungen über einen Tag sind für den eingeschwungenen Zustand im Bild 9.10 dargestellt. Die Leistungskurven sind gestrichelt gezeichnet: Kapillarrohrmatten (blau), konventionelle Rohrmäander (schwarz).

Vergleichsweise wird das maximale Leistungsvermögen der Decke bei einer Betondicke von 300 mm, wobei der Fußboden nur aus dem textilen Belag besteht (schwimmender Estrich und Dämmung fehlen), gegenübergestellt (Werte sind identisch mit dem Bild 9.4). Die Leistungskurven bei mittlerer Registereinordnung sind als durchgezogene Linien gezeichnet: Kapillarrohrmatten (blau), konventionelle Rohrmäander (schwarz).

Die Ergebnisse zeigen wiederum, dass integrierte Kunststoff-Kapillarrohrmatten stets die höheren Leistungen liefern. Der Leistungsabfall am Ende der Betriebszeit bei den dünneren Decken ergibt sich durch das geringere Speichervermögen. Dieser kann sich noch stärker auswirken, wenn man die im Bild 6.10 deutlich werdende, größere nächtliche Kühlleistung bei der dünnen Decke wegen zu großer Raumauskühlung durch verkürzte Ladezeiten begrenzen muss.

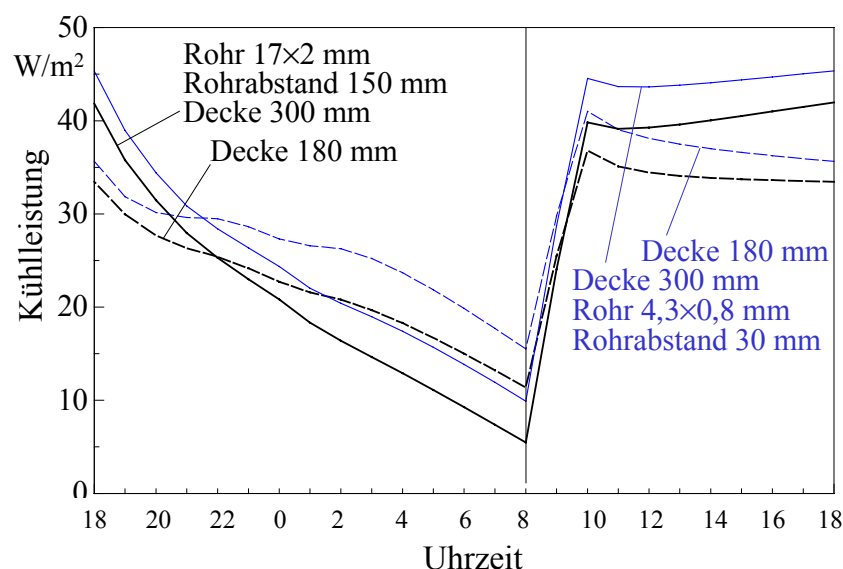


Bild 9.10 Kühlleistungen der Decke (Summe von unten an die Decke und von oben an den Fußboden) bei thermischen Verhältnissen nach Bild 9.3 für Kapillarrohrmatten (blau) und konventionelle Rohrmäander (schwarz) bei mittlerer Registereinordnung

Der Deckenaufbau bei der Dicke $\delta = 180$ mm entspricht dem Bild 9.9. Die Ergebniskurven sind gestrichelt. Dargestellt wird vergleichsweise das maximale Leistungsvermögen der Decke bei einer Betondicke von $\delta = 300$ mm, wobei der Fußboden nur aus dem Belag (ohne schwimmenden Estrich und Dämmung) besteht. Die Leistungskurven sind als durchgezogene Linien dargestellt.

Eine verkürzte Ladezeit – beispielsweise von 0⁰⁰ Uhr bis 8⁰⁰ Uhr mit einer mittleren Kaltwassertemperatur von 18 °C – reduziert die nächtliche Auskühlung und führt z. B. zu einer ab 10⁰⁰ Uhr erhöhten Raumtemperatur. Diese Annahmen und die Kühlleistung als Ergebnis sind im Bild 9.11 gezeigt. Deutlich werden der steile Leistungsanstieg zu Mittag und der anschließende große Abfall.

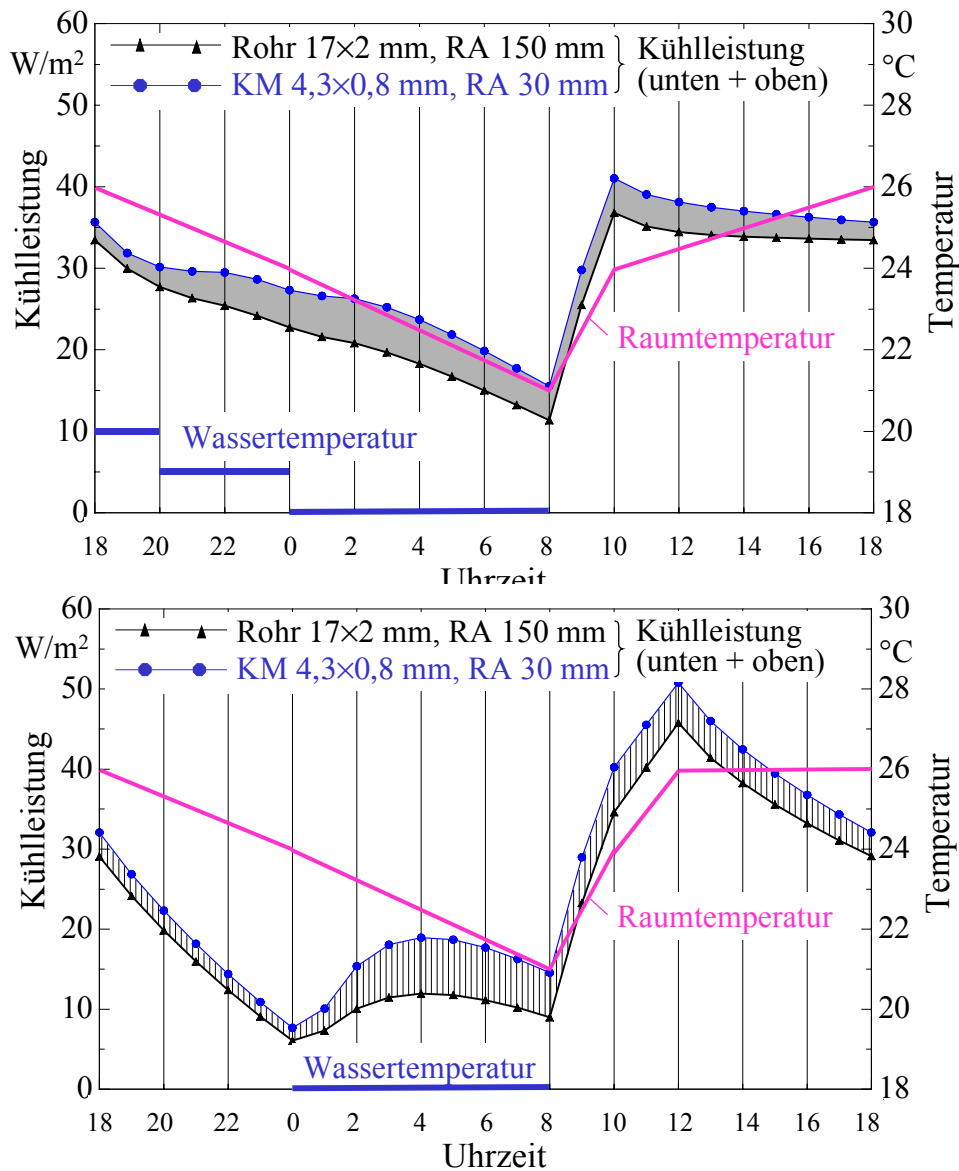


Bild 9.11 Vergleich der Kühlleistungsverläufe (Summe: unten plus oben) für eine Deckenkonstruktion nach Bild 9.9 bei unterschiedlichen Raum- und Wassertemperaturverläufen. Deutlich werden die bedeutenden Leistungsänderungen bei nur geringen Temperatur- und Betriebszeitkorrekturen.

Im oberen Bild entsprechen die Temperaturen dem Bild 9.3 und die Leistungen dem Bild 9.10.

Die im Bild 9.11 dargestellten Charakteristiken verdeutlichen, dass die Ermittlungen der Kühlleistungsverläufe sowie die oftmals üblichen Berechnungen des Raumtemperaturverlaufs nur vergleichende Aussagen liefern können.

So hat beispielsweise die Änderung der Raumtemperatur einen eminenten Einfluss auf die Leistung und damit auch auf das Speicherverhalten der Decke. Die im Bild 9.11 gezeigte Raumtemperaturerhöhung ab 10⁰⁰ Uhr könnte durch die Wirkung der inneren Wärmequellen entstanden sein.

Dies bedeutet, dass die im gesamten Gebäude wirkende thermische Bauteilaktivierung in der Realität abschnittsweise sehr differenzierte Temperatur- und Leistungsverläufe zeigen wird.

9.5.3 Spezielle Untersuchung der thermodynamischen Eigenschaften der Filigrandecke mit integrierter Kapillarrohrmatte

Es wird im Weiteren die im Bild 9.12 dargestellte Konstruktion mit den in der Bildunterschrift vermerkten geometrischen und wärmetechnischen Eigenschaften betrachtet.

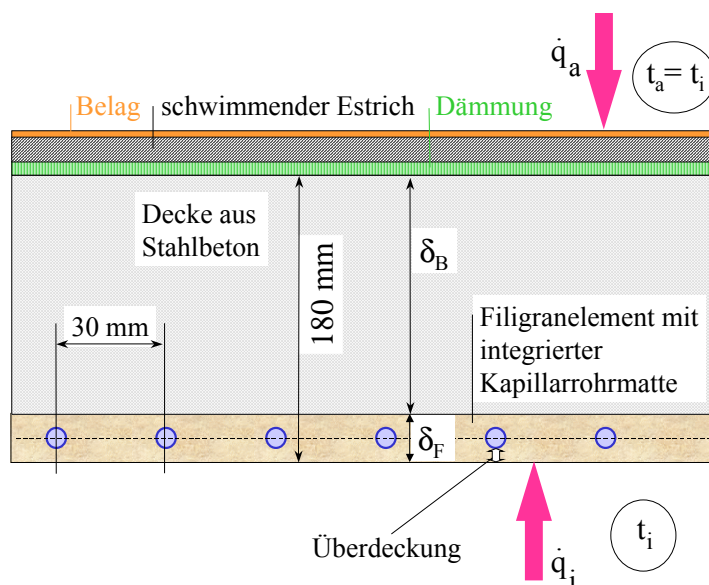


Bild 9.12 Deckenkonstruktion bestehend aus Filigranelement mit integrierter Kunststoff-Kapillarrohrmatte, Ort beton und Fußbodenaufbau mit Angabe der geometrischen Abmessungen sowie Kennzeichnung der relevanten wärmetechnischen Größen

Filigrandecke: $\delta_F = 50 \text{ mm}$, $\lambda_F = 1,4 \text{ W/(m K)}$, $c_F = 1050 \text{ J/(kg K)}$, $\rho_F = 2400 \text{ kg/m}^3$

Deckenbeton: $\delta_B = 130 \text{ mm}$, $\lambda_B = 1,4 \text{ W/(m K)}$, $c_B = 1050 \text{ J/(kg K)}$, $\rho_B = 2400 \text{ kg/m}^3$

Kapillarrohrmatte: $4,3 \times 0,8 \text{ mm}$, $\lambda_R = 0,21 \text{ W/(m K)}$, $\alpha_F = 1000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$

Fußboden: $\delta_{\text{Dämmung}} = 30 \text{ mm}$, $\lambda_{\text{Dämmung}} = 0,04 \text{ W/(m K)}$

$\delta_{\text{schwimmender Estrich}} = 45 \text{ mm}$, $\lambda_{\text{schwimmender Estrich}} = 1,4 \text{ W/(m K)}$

$\delta_{\text{textiler Belag}} = 10 \text{ mm}$, $\lambda_{\text{textiler Belag}} = 0,07 \text{ W/(m K)}$

Vergleichende Leistungsbetrachtung der neuen und der bisherigen Konstruktion

Der ersten Untersuchung liegen die Raum- und mittleren Wassertemperaturverläufe nach Bild 9.3 zugrunde. Variiert wird die Überdeckung der Kapillarrohrmatte zwischen 9 mm und 35 mm. Die Ergebnisse sind im Bild 9.13 vergleichend zu den Werten bei mittiger Registereinordnung gezeigt.

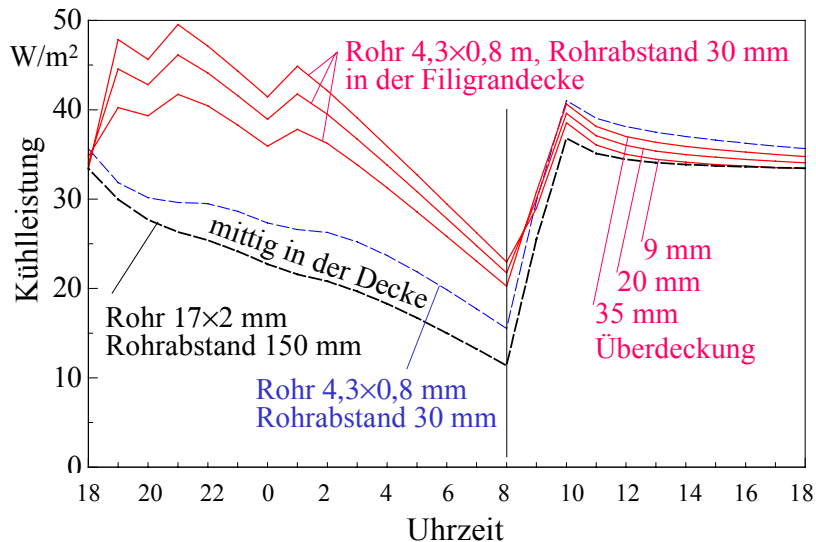


Bild 9.13 Kühlleistungen der Decke (Summe von unten an die Decke und von oben an den Fußboden) bei thermischen Verhältnissen nach Bild 9.3

Der Deckenaufbau (Dicke 180 mm) entspricht Bild 9.9 bzw. Bild 9.12. Die Leistungskurven bei mittleriger Registereinordnung (Bild 9.9) sind gestrichelt dargestellt: Kapillarrohrmatten (blau), konventionelle Rohrmäander (schwarz). Diese Kurven sind mit denen im Bild 9.10 identisch. Die weiteren Ergebnisse (rote Kurven) gelten für die Einordnung der Kapillarrohrmatte nach Bild 9.12 bei verschiedenen Überdeckungen. Die sehr starke nächtliche Kühlung ist nicht in allen Gebäudebereichen und nicht zu allen Zeiten praktikabel.

Während des Nutzzeitraumes von 8⁰⁰ Uhr bis 18⁰⁰ Uhr weichen die Leistungen nur relativ gering von der mittigen Lage ab. Sie liegen zwischen den Varianten mit Kapillarrohrmatten und Rohrmäandern. Die Lage im vorgefertigten Deckenelement (Filigrandecke) ist von relativ geringem Einfluss. Sehr bedeutsam ist aber der Verlauf der Kühlleistung nachts während der Ladephase. Die sehr hohen Wärmeaufnahmen vom Raum werden zu einer stärkeren Unterkühlung führen. Bis zu einer gewissen Leistung ist dies vorteilhaft, da dann das Interieur des Raumes in den instationären Speichervorgang einbezogen wird. Darüber hinausgehend erfolgt aber eine zu starke Abkühlung des Raumes, sodass man in den folgenden Nächten die Kühlung vermindern wird, wodurch auch die eingespeicherte "Kälte" sinkt und sich die Kühlleistung während der Nutzzeit reduziert. D. h., die im Bild 9.13 dargestellten roten Kurven sind nicht in allen Fällen realisierbar.

Die "Zacken" in den Leistungskurven resultieren aus den Raumtemperaturverläufen und vor allem aus den Temperaturänderungen und Schaltstufen bei der Kühlwasserbereitstellung. Sie deuten auf eine "reaktionsschnelle" Leistungsanpassung hin.

Anfahrverhalten der neuen Konstruktion

Die mit Kapillarrohrmatten bestückte Filigrandecke steht konstruktiv den üblichen Kühldecken sehr nahe und es interessiert deshalb auch in besonderem Maße die Dynamik bei einer bedarfs-

gerechten Nachkühlung am Tage mit dem Ziel, eine Spitzenlastkompensation vorzunehmen.

Es wird deshalb das Inbetriebnahmeverhalten ausgehend von dem sehr ungünstigen Zustand einer homogenen Deckentemperatur von 24 °C bei einer konstanten Raumtemperatur von 24 °C mit einer mittleren Wassertemperatur von 18 °C untersucht. Die Ergebnisse finden sich grafisch aufbereitet im Bild 9.14. Vergleichend sind die Ergebnisse bei mittiger Rohrregisteranordnung (konventionelle Mäander und Kapillarrohrmatten) vermerkt.

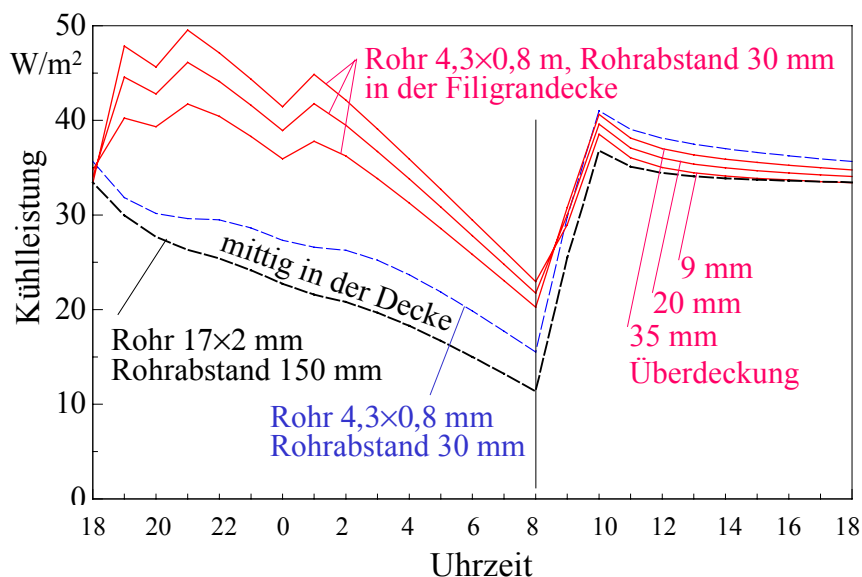


Bild 9.14 Inbetriebnahmeverhalten (Kühlleistungen) der Decke (Summe von unten an die Decke und von oben an den Fußboden) bei der Raumtemperatur von 24 °C

Zu Beginn lag eine homogene Deckentemperatur von 24 °C vor. Zum Zeitpunkt 0 springt die mittlere Kaltwassertemperatur ohne Zeitverzögerung auf 18 °C und bleibt konstant.

Der Deckenaufbau (Dicke 180 mm) entspricht Bild 9.9 bzw. Bild 9.12. Die Leistungskurven bei mittiger Registeranordnung (Bild 9.9) haben einen kleinen Anstieg und die Endwerte sind auch gering: Kapillarrohrmatten (blau), konventionelle Rohrmäander (schwarz). Die Leistungen liegen nach 2 h Betriebszeit um etwa 15 W/m^2 . Damit ist keine bedarfsgerechte Lastkompensation möglich. Die Leistungen der Kapillarrohrmatten in der vorgefertigten Decke (rote Kurven) betragen nach einer Stunde bereits über 30 W/m^2 , sodass eine aktive Leistungsanpassung realisierbar ist.

Die Konstruktion mit der Filigrandecke zeigt, dass bereits nach einer Stunde über 30 W/m^2 verfügbar sind (rote Kurven). Damit ist eine aktive Leistungsanpassung an den Kühlbedarf des Raumes realisierbar. Diese Möglichkeit besteht bei mittiger Einordnung nicht.

Die Endwerte nach "unendlich langer" Zeit entsprechen den Leistungswerten bei stationärem Betrieb, wie gesonderte Berechnungen mit einem speziellen Rechenprogramm nach [13] zeigten.

Dass die roten Kurven nach dem raschen Anstieg sehr langsam den hohen Endwert der Kühlleistung erreichen, liegt an der oberflächennahen Lage der Kapillarrohrmatten, wodurch es länger dauert bis der gesamte Beton abgekühlt ist.

Variationen der Betriebsweise für die neue Konstruktion

Da die Kurvenverläufe im Bild 9.13 wegen der hohen nächtlichen Kühlung nicht immer praktikabel sind, werden unterschiedliche Betriebsverhältnisse betrachtet, denen allen eine verkürzte nächtliche Kühlung eigen ist. Weiterhin wird für die nachfolgenden Betrachtungen eine etwa mittige Lage der Kapillarrohrmatte im Filigranelement angenommen.

Im Bild 9.15 wird von dem Raumtemperaturverlauf nach Bild 9.3 ausgegangen, die Kaltwasserbeaufschlagung erfolgt aber nur nachts von 0⁰⁰ Uhr bis 8⁰⁰ Uhr. Die Kühlleistung wird wegen der oberflächennahen Anordnung der Kapillarrohrmatte unmittelbar von dieser Betriebszeit beeinflusst.

Die Kühlleistung erreicht während der Nutzzeit um 10⁰⁰ Uhr das Maximum 37 W/m², sie sinkt bis um 18⁰⁰ Uhr auf 32 W/m² ab. Damit liegt eine gute Charakteristik vor, wenn die intensive nächtliche Kühlung am Morgen nicht zu einer zu niedrigen Raumtemperatur führt.

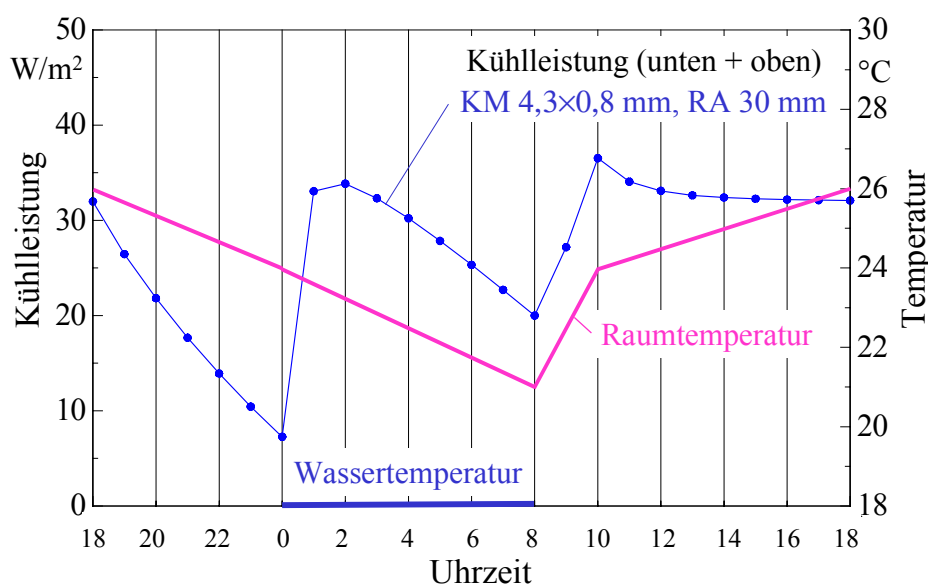


Bild 9.15 Kühlleistung der Massivdecke mit Kapillarrohrmatte im Filigranelement

Die Raumtemperatur beträgt um 8⁰⁰ Uhr 21 °C, um 10⁰⁰ Uhr 24 °C und erreicht um 18⁰⁰ Uhr 26 °C. Der Wasserkreis arbeitet mit 18 °C zwischen 0⁰⁰ Uhr und 8⁰⁰ Uhr. Die nächtliche Kühlleistung ist sehr hoch. Die Charakteristik während der Nutzzeit entspricht gut der Anforderung.

Die im Bild 9.16 dargestellten Verhältnisse gehen von einem gering veränderten Raumtemperaturverlauf aus. Er steigt vormittags rasch an und bleibt ab 12⁰⁰ Uhr mit 26 °C konstant. Die Betriebsbedingungen des Kaltwasserkreises gelten wie im Vorgängerbeispiel unverändert. Die Leistungscharakteristik zeigt bereits durch die geringe Variation des Raumtemperaturverlaufs ein stark verändertes Bild.

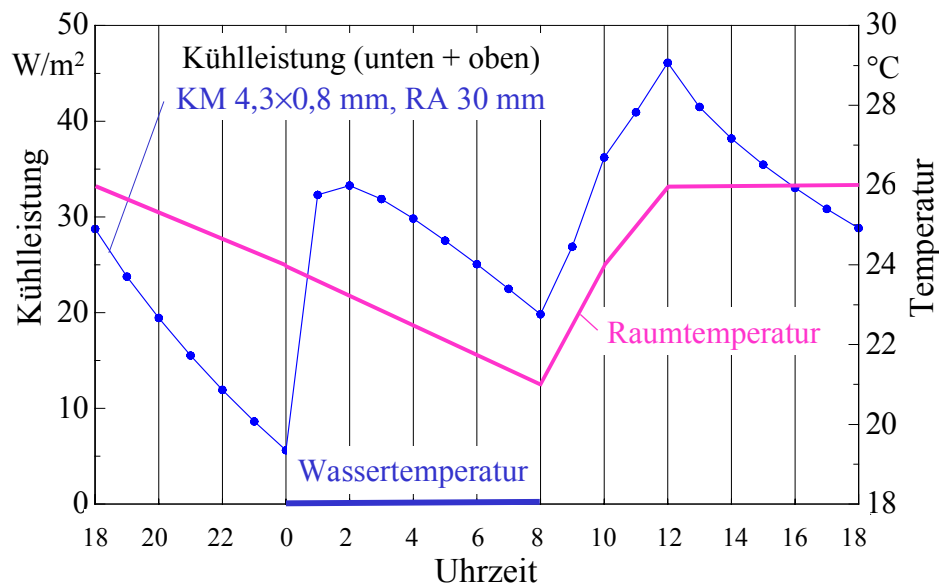


Bild 9.16 Kühlleistung der Massivdecke mit integrierter Kapillarrohrmatte im Filigranelement. Die Raumtemperatur beträgt um 8⁰⁰ Uhr 21 °C, um 10⁰⁰ Uhr 24 °C und ab 12⁰⁰ Uhr 26 °C. Der Wasserkreis arbeitet mit 18 °C zwischen 0⁰⁰ Uhr und 8⁰⁰ Uhr. Die nächtliche Kühlleistung ist sehr hoch. Die Charakteristik während der Nutzzeit entspricht in der Regel nicht den Anforderungen, sodass nachmittags ein Anstieg der Raumtemperatur folgen wird.

Die Kühlleistung erreicht während der Nutzzeit um 12⁰⁰ Uhr das Maximum 46 W/m², sie sinkt bis um 18⁰⁰ Uhr relativ stark auf 29 W/m² ab. Die Leistungscharakteristik wird in den meisten Fällen die Anforderung am Nachmittag nicht erfüllen, sodass ein Raumtemperaturanstieg auftreten wird.

Die oberflächennahe Rohrlage an der Deckenunterseite ergab gemäß Bild 9.14 ein sehr gutes dynamisches Verhalten. Diese Eigenschaft der Decke soll im Weiteren für eine Nachkühlung der Decke am Nachmittag genutzt werden. Unter Beibehaltung des Raumtemperaturverlaufs wie im Bild 9.16 werde nunmehr außer der nächtlichen Kühlung in der Zeit von 12⁰⁰ Uhr bis 17⁰⁰ Uhr ebenfalls der Wasserkreis mit der mittleren Temperatur von 18 °C betrieben. Das Ergebnis ist im Bild 9.17 aufgezeichnet. Der Verlauf der Kühlleistung zeigt eine enorme Veränderung.

Die Kühlleistung erreicht während der Nutzzeit um 12⁰⁰ Uhr den Wert 48 W/m² aufgrund der im Bauteil eingespeicherten "Kälte". Infolge der Nachkühlung kann nachmittags eine Leistung bis 68 W/m² von der Decke aufgenommen werden. Die Leistungscharakteristik während dieser Direktkühlung ist fast völlig frei gestaltbar, indem die Kaltwassertemperatur und die Betriebszeit variiert werden. Damit ist eine ideale Leistungsanpassung an den Bedarf möglich, sodass auch eine vorgegebene Raumtemperatur gewährleistet werden kann.

Für dieses letzte Beispiel wurden weiterhin die Temperaturverhältnisse an den Bauteiloberflächen und im Inneren des Bauteiles detailliert untersucht. Die Ergebnisse finden sich im Bild 9.18.

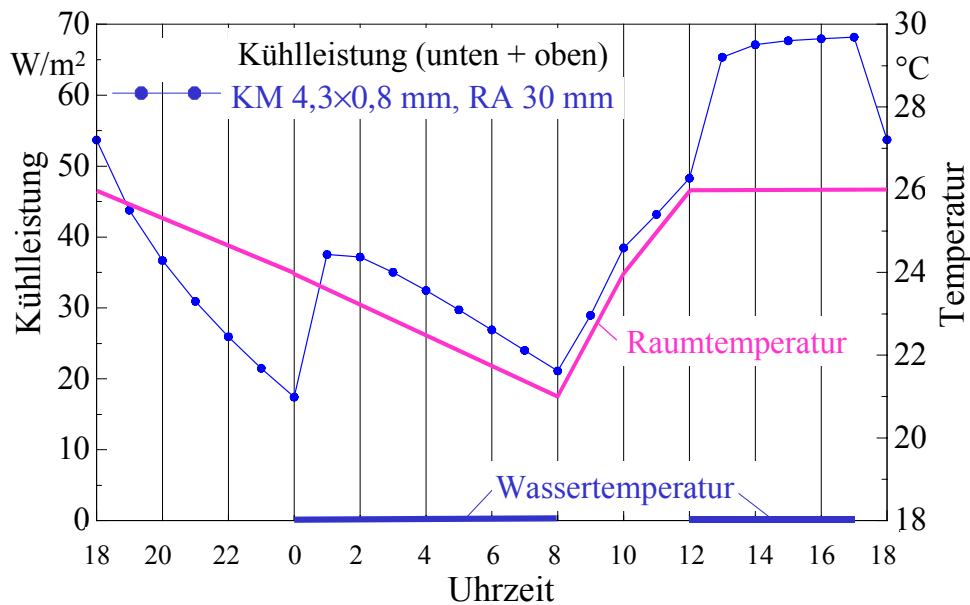


Bild 9.17 Kühlleistung der Massivdecke mit Kapillarrohrmatte im Filigranelement bei Nutzung von zwei Betriebsintervallen

Die Raumtemperatur beträgt um 8⁰⁰ Uhr 21 °C, um 10⁰⁰ Uhr 24 °C und ab 12⁰⁰ Uhr 26 °C. Der Wasserkreis arbeitet mit 18 °C zwischen 0⁰⁰ Uhr und 8⁰⁰ Uhr. Es wird beispielsweise Wasser aus dem Kühlturm verwendet. Die nächtliche Kühlleistung ist beachtlich. Außerdem wird der Kaltwasserkreis ebenfalls mit 18 °C zwischen 12⁰⁰ Uhr und 17⁰⁰ Uhr betrieben. Hierbei werde z. B. Wasser aus einem Kaltwassersatz verwendet. Die Charakteristik am Nachmittag entspricht der einer Kühldecke, d. h. die Leistung kann dem Kühlbedarf des Raumes angepasst werden.

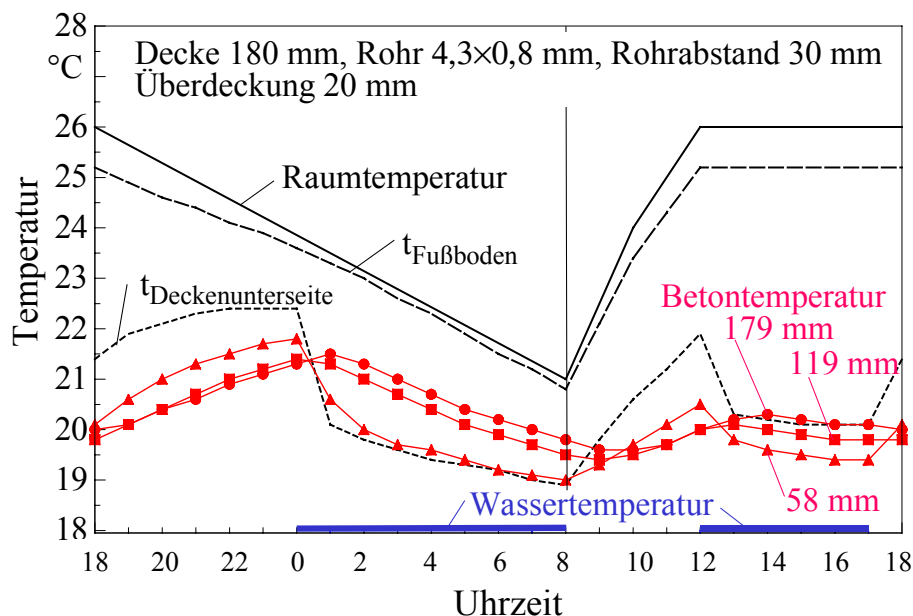


Bild 9.18 Zeitliche Verläufe der Raumtemperatur, der Kühlmedientemperatur, der Oberflächentemperaturen und ausgewählter Betontemperaturen im Deckeninneren (Tiefe von der Deckenunterseite aus gerechnet) für den im Bild 9.17 vorgestellten Betriebsfall.

Diskussion zum Bild 9.18:

- Die Fußbodentemperatur (lang gestrichelte schwarze Kurve) folgt wegen der relativ geringen

Kühlleistung des Bodens (verursacht durch den Fußbodenaufbau) recht genau der Raumtemperatur. Die Kühlleistung des Bodens beträgt 1,2 ... 5,5 W/m².

- Die Deckentemperatur (kurz gestrichelte schwarze Kurve) wird durch die Wassertemperatur mit relativ geringer Verzögerung beeinflusst.
- Die Betontemperaturen (rote Kurven mit Symbolen) ändern sich im mittleren und oberen Bereich wegen der Entfernung zur Rohrschicht relativ wenig, im rohrnahen Bereich stärker. Insgesamt liegen die ausgewählten Betontemperaturen stets zwischen 19,0 °C und 21,8 °C.
- Der Speichervorgang mit seinen charakteristischen Werten wird durch die nachfolgende Aufstellung deutlich.

Zeit		12 ⁰⁰	13 ⁰⁰	14 ⁰⁰	15 ⁰⁰	16 ⁰⁰	17 ⁰⁰	18 ⁰⁰
t _R	°C	26						
t _W	°C	18						
q _s ¹⁾	Wh/m ²	-708	-762	-778	-788	-795	-801	-741
q̇ ²⁾	W/m ²	48,3	65,4	67,1	67,7	68,0	68,2	53,7

¹⁾ Speicherwärme in der Decke (< 0 bedeutet "eingelagerte Kälte") bezogen auf die Raumtemperatur

²⁾ Kühlleistung der Decke und des Fußbodens

Im Zeitraum von 12⁰⁰ Uhr bis 18⁰⁰ Uhr ist somit eine Wärme von ca. 387 Wh/m² aus dem Raum aufgenommen und 33 Wh/m² sind im Bauteil zusätzlich gespeichert worden. Dies sind weniger als 9 %.

Während der Nachkühlzeit kommt die durch das Kaltwasser eingebrachte Kühlleistung vornehmlich dem Raum zugute.

9.5.4 Fazit

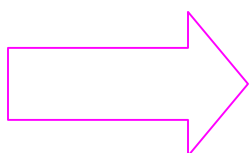
Die im Abschnitt 9.3. vorgestellte Philosophie zur "idealen" thermischen Bauteilaktivierung ist für die Bauten zu überdenken,

- die relativ dünne Decken einsetzen und in denen die nachts verfügbare "Umweltkälte" dennoch genutzt werden soll,
- wo eine Bedarfskühlung am Tage zur Komfortverbesserung und Leistungsanpassung vorgesehen ist,
- die niedrige Investitionskosten anstreben,
- wo ein hoher Vorfertigungsgrad zu realisieren ist.

Unter den genannten Bedingungen erscheint die im Bild 9.8 dargestellte Deckenkonstruktion mit einer integrierten Kapillarrohrmatte in der Filigrandecke und der bauseitigen Ergänzung der darüber liegenden Ortbetonschicht als optimaler Kompromiss. Es wurden die thermodynamischen Eigenschaften dieser Decke unter verschiedenen Betriebsbedingungen untersucht und Vergleiche zur bisherigen thermischen Bauteilaktivierung gezogen.

Die oberflächennahe Einordnung der Kunststoff-Kapillarrohrmatte hat nachfolgende wärmetechnische und bautechnische Merkmale:

- Die Umweltenergienutzung, die bei dünnen Decken ohnehin eingeschränkt ist, kann zumindest teilweise nutzbringend eingesetzt werden.
- Die Reaktion auf die Inbetriebnahme des Kaltwasserkreislaufs ist im Gegensatz zur Anordnung der Rohrregister in Bauteilmitte sehr flink, sodass eine ideale Spitzenlastkompensation ohne zusätzliches, eingebautes Kühlsystem im Raum möglich wird.
- Die bedarfsgerechte Nachkühlung am Tage bewirkt im eingeschwungenen Zustand nur eine relativ geringe Bauteilspeicherung.
- Die zusätzlichen Energieaufwendungen bei der Nachkühlung mit einer Kälteanlage sind geringer, da eine gute Regelungsmöglichkeit existiert.
- Eine auf unterschiedliche Nutzungsbereiche bezogene Temperaturregelung ist bei entsprechender Gestaltung der Filigrandecken und der Anschlussverrohrung lösbar.
- Die Investitionskosten sind gering.
- Der Bauablauf wird gegenüber der traditionellen Geschossdeckenfertigung nicht verändert, er ist bedeutend einfacher als bei der bisher üblichen thermischen Bauteilaktivierung, da das Einformen des wasserführenden Rohrregisters im Betonwerk erfolgt.
- Die Vorfertigung ermöglicht eine präzise, reproduzierbare Herstellung des Bauteiles mit dem Rohrsystem, sodass Beschädigungen der Rohre praktisch ausgeschlossen sind. Probefertigungen mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten in Betonfertigteilen sind in verschiedenen Betonwerken erfolgreich durchgeführt worden.
- Bei dieser vereinfachten Lösung ist ein vergrößerter Nutzerkreis erschließbar, so beispielsweise auch im Bereich des komfortablen und energiebewussten Eigenheimbaues.



Bericht im **Anhang H**:

"Thermische Bauteilaktivierung mit Filigrandecken und integrierten Kapillarrohrmatten"
(21 Seiten)

9.6 Neue Simulationsmethodik für die instationären, dreidimensionalen Vorgänge bei der thermischen Bauteilaktivierung

Die bisher vorgestellten Untersuchungsergebnisse sind mit den in [13] vorgestellten Algorithmen und daraus abgeleiteten beziehungsweise ergänzten Programmbausteinen ermittelt worden. Es handelte sich sowohl bei den stationären als auch bei den instationären Untersuchungen stets um eine zweidimensionale Betrachtung des Massivbauteils, wobei der Rohrquerschnitt in der Betrachtungsebene liegt.

Die thermische Bauteilaktivierung befindet sich aber immer noch in einer intensiven Entwicklungsphase. Es erscheinen stets neue Lösungen auf dem Markt, die hauptsächlich mit der Zielstellung einer schnelleren und kostengünstigeren Verlegung konzipiert werden. Für konventionelle Rohrverlegungen werden bevorzugt mäanderförmige, seltener auch spiralförmige Rohrschlangen eingesetzt. Ein neuer, zum Patent angemeldeter Konstruktionsvorschlag der Fa. Polytherm geht von einer **kreuzweisen Verlegung** aus, wobei zwei mäanderförmige Rohrleitungen rechtwinklig zueinander in zwei Lagen angeordnet werden. Bild 9.19 zeigt die Gegenüberstellung der bisherigen und der neuen Konstruktion. Die Vorteile der neuen Lösung sind technologisch begründet. Es werden aus relativ dickem Rohr $20,2 \times 2,6$ mm aus dem Bereich der Installationstechnik Register von etwa 13 m^2 gefertigt, die infolge der Verlegestruktur und der Rohrsteifigkeit ohne zusätzliche Stahlmatte transportiert und in den Bewehrungskorb eingebracht und mit Beton vergossen werden können. Die Kühlleistungen und Speicherwärmen solcher Konstruktionen waren nicht berechenbar, wodurch die unterschiedlichsten Angaben in die Diskussion gebracht wurden. **Es ist deshalb wichtig zu wissen, wie sich die geschilderte neuartige Konstruktion leistungsmäßig tatsächlich einordnet, und ob die bisherige kühlleistungsbezogene Spitzenstellung von Betondecken mit Kunststoff-Kapillarrohmatten gefährdet wird.** Eine Vergleichsrechnung zu den bisherigen Varianten gemäß Bild 9.2 sollte für eine Konstruktion nach Bild 9.20 erfolgen.

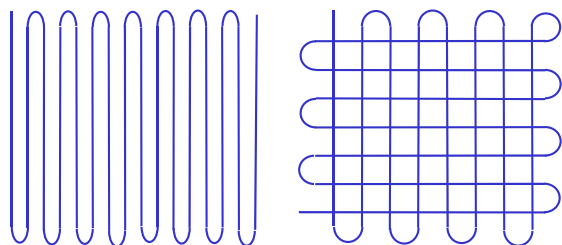


Bild 9.19 Gegenüberstellung einer mäanderförmigen Rohrverlegung und einer kreuzweisen Verlegung mit doppeltem Rohrabstand

Weitere spezielle Fragen – wie beispielsweise zum Einfluss der Bewehrung, der Wärmeleitfähigkeit des Betons auf die Kühlleistung usw. – tauchten auf und waren zu klären.

Es wurde deshalb ein umfassender Algorithmus zur dreidimensionalen Untersuchung entwickelt,

an dessen Entstehen auch die Fa. Polytherm großen Anteil hatte.

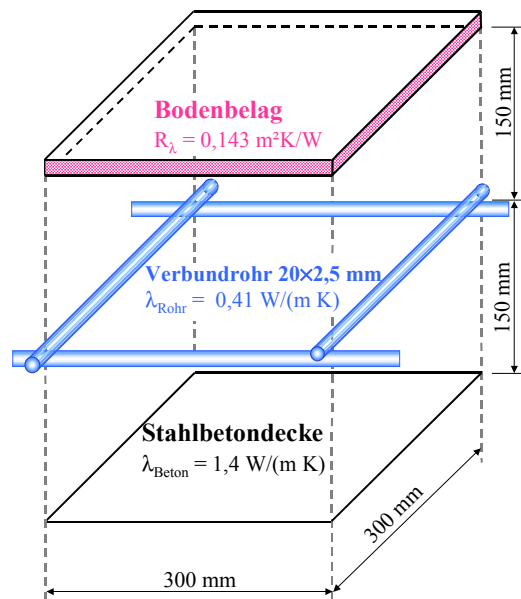


Bild 9.20 Ausschnitt aus einer Betondecke – hier beispielsweise ein Würfel – mit einem im Quadrat verlegten Rohrregister und Anordnung eines zusätzlichen Fußbodenbelages mit Angabe der Daten für die zu untersuchende Grundvariante

9.6.1 Algorithmus

Zur Berechnung der dreidimensionalen, instationären Temperaturverteilung in homogenen, isotropen Körpern ist die FOURIERSche Differentialgleichung in dreidimensionaler Form

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (9.2)$$

mit der Temperaturleitfähigkeit

$$a = \frac{\lambda}{\rho c}$$

zu lösen. Es bedeuten: λ Wärmeleitfähigkeit, ρ Dichte und c spezifische Wärmekapazität der homogenen Schicht.

Selbstverständlich kann der betrachtete Körper aus mehreren unterschiedlichen räumlichen Gebieten, jeweils homogenen Gebieten bestehen. Zur Lösung der anstehenden Aufgabe wird jedoch zunächst nur eine einzelne Platte mit integrierten Rohrregistern betrachtet.

Die komplizierten, heterogenen Rand- und Anfangsbedingungen sowie die komplizierten Körperformen – verursacht durch die im Beton eingeformten Rohre – empfehlen den Einsatz eines numerischen Lösungsverfahrens. Ausgefeilte Methoden gestatten rationelle Lösungen hinsichtlich Speicherplatz und Rechengeschwindigkeit. Wichtig ist hierbei stets das Konvergenzverhalten. Ziel der vorliegenden Untersuchung ist es, ein Verfahren vorzustellen, das quasi von jedermann an die spezielle Problematik angepasst werden kann. Aus diesem Grund wird im Weiteren

ein sehr einfaches, sofort verständliches Verfahren benutzt. Die besonderen Approximationen, die für das grafische Verfahren an den Bauteilrändern entwickelt wurden, können dabei in anschaulicher Weise in den numerischen Algorithmus integriert werden.

Die Differentialgleichung (9.2), die das instationäre Temperaturfeld allgemeingültig beschreibt, wird in Vorbereitung auf eine numerische Lösung als Differenzengleichung geschrieben:

$$\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = a \left[\frac{\Delta}{\Delta x} \left(\frac{\Delta t}{\Delta x} \right) + \frac{\Delta}{\Delta y} \left(\frac{\Delta t}{\Delta y} \right) + \frac{\Delta}{\Delta z} \left(\frac{\Delta t}{\Delta z} \right) \right] \quad (9.3)$$

Der Differenzenquotient $\Delta t / \Delta \tau$ ist bei gleicher Ortskoordinate und die Differenzenquotienten $\Delta t / \Delta x$, $\Delta t / \Delta y$ und $\Delta t / \Delta z$ sind bei gleicher Zeitkoordinate zu bilden.

Dem Algorithmus liegt dabei eine fest definierte Gittergestaltung mit den Abständen Δx , Δy und Δz sowie eine bestimmte Zeitschrittweite $\Delta \tau$ zugrunde. Bild 9.21 zeigt einen Quader mit dem Grundriss des Rohrquadrates. Aus Symmetriegründen ist nur ein Viertel davon zu simulieren. Die eingetragenen Schnittebenen gelten für Bild 9.22.

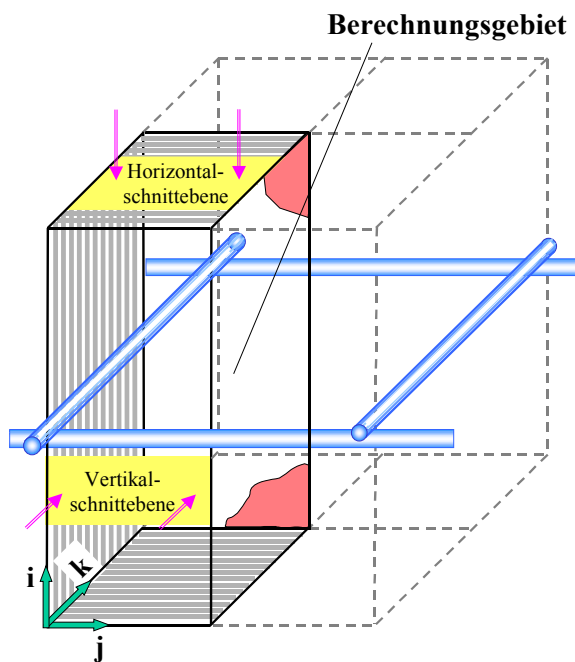


Bild 9.21 Ausschnitt aus der Massivdecke in der Größe eines Quaders mit dem Grundriss des Rohrquadrates
Das Simulationsgebiet (Berechnungsgebiet) bezieht sich auf ein Viertel des ursprünglichen Quaders. Die Begrenzungsflächen sind angedeutet.
Die eingetragenen Schnittebenen gelten für Bild 9.22.

Basiscalgorithmus

Als Laufvariable gelten i , j und k . Für die Temperatur ergibt sich somit:

$t_{i,j,k, \text{Zeit}} \text{ } ^\circ\text{C}$ Temperatur des Bauteils an der Stelle i ; j ; k zum Zeitpunkt "Zeit".

Die Gittergestaltung und die Zuordnung der Größen sind aus Bild 9.22 ersichtlich.

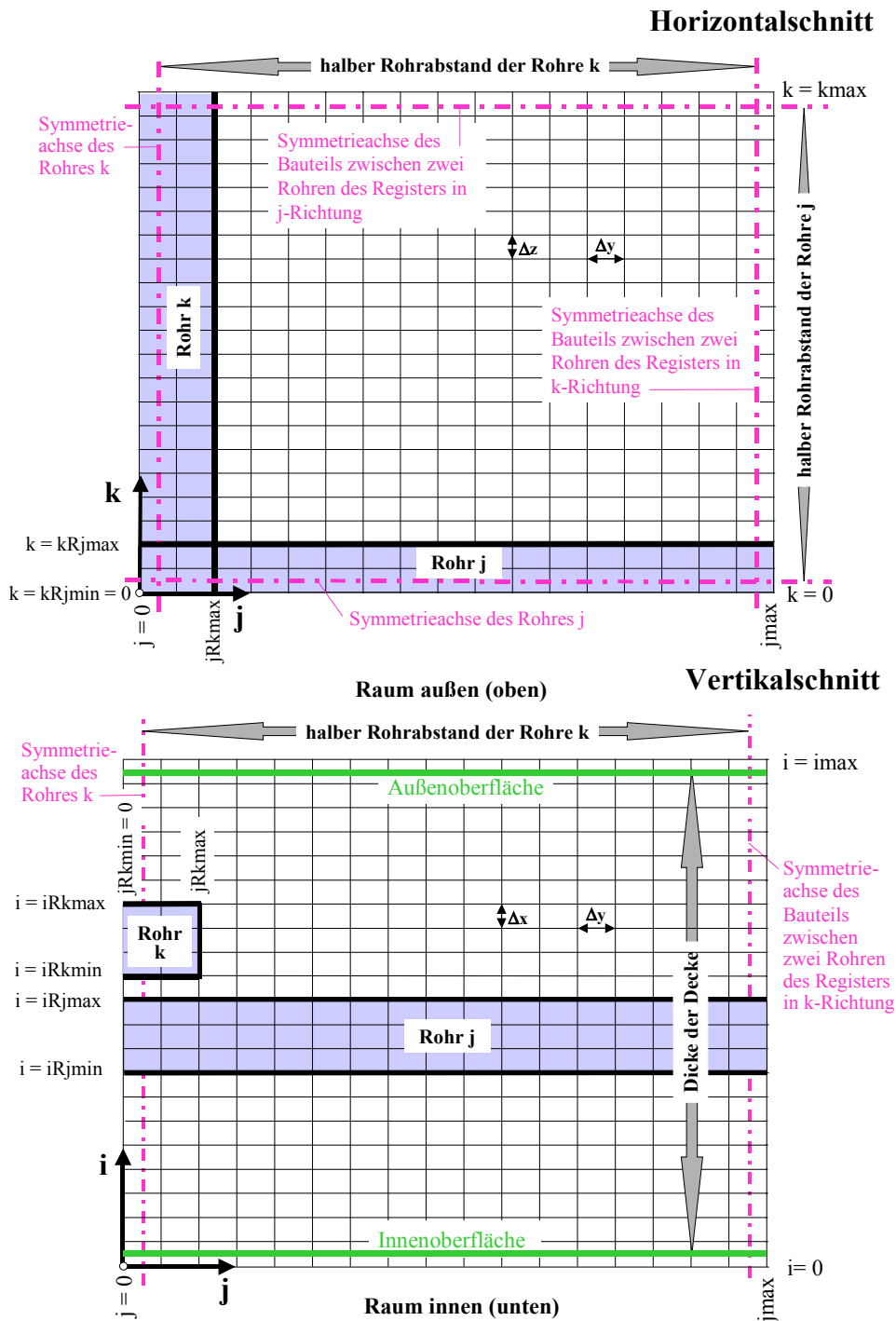


Bild 9.22 Gitter in zwei Schnittebenen (vgl. Bild 9.21) für die dynamische, dreidimensionale Berechnung des Temperaturfeldes im Bauteil nach einem numerischen Verfahren mit Darstellung der verwendeten Approximationen für die Rohre und Bauteilbegrenzungen

$$\begin{aligned}
 \frac{t_{i,j,k,\text{Zeit}+1} - t_{i,j,k,\text{Zeit}}}{\Delta\tau} = & a \left(\frac{t_{i+1,j,k,\text{Zeit}} - 2t_{i,j,k,\text{Zeit}} + t_{i-1,j,k,\text{Zeit}}}{\Delta x^2} \right) \\
 & + a \left(\frac{t_{i,j+1,k,\text{Zeit}} - 2t_{i,j,k,\text{Zeit}} + t_{i,j-1,k,\text{Zeit}}}{\Delta y^2} \right) \\
 & + a \left(\frac{t_{i,j,k+1,\text{Zeit}} - 2t_{i,j,k,\text{Zeit}} + t_{i,j,k-1,\text{Zeit}}}{\Delta z^2} \right).
 \end{aligned} \tag{9.4}$$

Das Verfahren arbeitet rein explizit im Zeitschritt, weshalb aus Stabilitätsgründen eine Beschränkung für den Zeitschritt

$$\Delta\tau < \frac{1}{2a \left(\frac{1}{\Delta x^2} + \frac{1}{\Delta y^2} + \frac{1}{\Delta z^2} \right)} \quad (9.5)$$

gilt. D.h., die geometrischen Diskretisierungen Δx , Δy und Δz nehmen direkt Einfluss auf die zulässige Größe des Zeitschrittes $\Delta\tau$.

Ausgehend von einer bekannten Temperaturverteilung zum Zeitpunkt "Zeit", folgt die explizite Darstellung der Temperaturen an jedem Punkt i, j, k am Ende des Zeitintervalls $\Delta\tau$ – also zum Zeitpunkt "Zeit+1" – sofort aus Gl. (9.4) zu:

$$\begin{aligned} t_{i,j,k, \text{Zeit}+1} = & t_{i,j,k, \text{Zeit}} + \frac{a\Delta\tau}{\Delta x^2} (t_{i+1,j,k, \text{Zeit}} - 2t_{i,j,k, \text{Zeit}} + t_{i-1,j,k, \text{Zeit}}) \\ & + \frac{a\Delta\tau}{\Delta y^2} (t_{i,j+1,k, \text{Zeit}} - 2t_{i,j,k, \text{Zeit}} + t_{i,j-1,k, \text{Zeit}}) \\ & + \frac{a\Delta\tau}{\Delta z^2} (t_{i,j,k+1, \text{Zeit}} - 2t_{i,j,k, \text{Zeit}} + t_{i,j,k-1, \text{Zeit}}). \end{aligned} \quad (9.6)$$

Als Besonderheiten werden bei der Algorithmusgestaltung berücksichtigt (vgl. Bild 9.22):

- Es wird stets ein Bauteilabschnitt von Rohrmitte bis zur Symmetrieachse zwischen zwei Rohren der gleichen Rohrregisterrichtung j bzw. k betrachtet. Damit gelten für die Temperaturen, abgeleitet aus den vier Symmetriebedingungen, die Zusammenhänge zu jeder Zeit und für alle i, k

$$t_{i,j=0,k, \text{Zeit}} = t_{i,j=1,k, \text{Zeit}} ; \quad t_{i,j_{\max},k, \text{Zeit}} = t_{i,j_{\max}-1,k, \text{Zeit}} \quad (9.7)$$

sowie für alle i, j

$$t_{i,j,k=0, \text{Zeit}} = t_{i,j,k=1, \text{Zeit}} ; \quad t_{i,j,k_{\max}, \text{Zeit}} = t_{i,j,k_{\max}-1, \text{Zeit}}. \quad (9.8)$$

- Das Rohr wird als Quader, d. h. mit rechteckigem Querschnitt – vorzugsweise als Quadrat – approximiert.
- Das Rohr k besitzt eine Symmetrielinie zwischen den j -Gitterlinien $j = 0$ und $j = 1$. Das Rohr j hat eine Symmetrielinie zwischen den k -Gitterlinien $k = 0$ und $k = 1$.
- Die Rohrquerschnitte werden aus minimal vier Gitterpunkten aufgespannt.
- Die äußere und die innere Bauteiloberfläche (beispielsweise die Deckenober- und Deckenunterseite) liegen jeweils auf einer Symmetrielinie zwischen zwei i -Gitterlinien, d. h., die

begrenzenden Gitterlinien $i = 0$ und $i = i_{\max}$ liegen um eine halbe Schichtdicke außerhalb des Bauteils. Dadurch wird die Genauigkeit bei Randbedingungen 3. Art (Wärmeübergangsbedingung) erhöht. Es wird darauf noch separat eingegangen.

Randbedingung dritter Art (Wärmeübergangskoeffizient) an den Bauteiloberflächen

Der Wärmestrom, der durch die Bauteilbegrenzung an der **Deckenoberseite** mit der Oberflächentemperatur t_{D0} nach außen (oben) tritt, lautet unter der Bedingung gleicher Temperatur t_{R0} auf der Raumseite in x -Richtung (Richtung der Laufvariablen i) für jeden Zeitpunkt

$$\dot{q}_a = -\lambda \frac{dt}{dx} = \alpha_a (t_{D0} - t_{R0}). \quad (9.9)$$

Die Umsetzung in die Differenzenform veranschaulicht das Bild 9.23. Der Wärmeübergangskoeffizient α_a stellt im vorliegenden Anwendungsfall eigentlich einen Teilwärmedurchgangskoeffizienten κ_0 – bezogen auf den oberen Deckenaufbau – dar, da außer dem Wärmeübergangskoeffizient zum oberen Raum α_{R0} auch noch ein Belag oder sogar ein aufwändiger Fußbodenaufbau mit mehreren Schichten vorhanden ist. Damit gilt im Weiteren die Identität:

$$\alpha_a \equiv \kappa_0 = \left(\frac{1}{\alpha_{R0}} + \sum_{\text{Schichten}} \frac{\delta_{\text{Schicht}}}{\lambda_{\text{Schicht}}} \right)^{-1}. \quad (9.10)$$

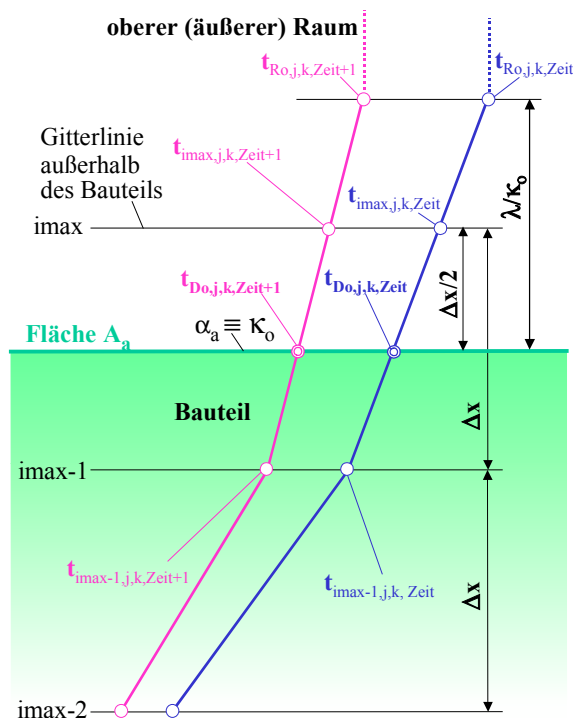


Bild 9.23 Temperaturverhältnisse zu den Zeitschritten "Zeit" und "Zeit+1" beim Übergang von der Deckenoberseite an den oberen Raum (Richtung i) für eine Randbedingung dritter Art an jeder Stelle j, k
Anstelle von α_a steht bei einem Fußbodenaufbau κ_0 nach Gl. (9.10).

Da der Anstieg der Tangente an die Temperaturkurve in Elementmitte gut mit der Sekante – auf-

gespannt durch die Temperaturen an den Elementgrenzen – übereinstimmt, wird bei Randbedingungen dritter Art die Bauteiloberfläche auf die Elementmitte gelegt. Damit folgt:

$$\frac{t_{i \max-1,j,k, \text{Zeit}} - t_{i \max,j,k, \text{Zeit}}}{t_{Do,j,k, \text{Zeit}} - t_{Ro,j,k, \text{Zeit}}} = \frac{\Delta x}{\frac{\lambda}{\kappa_o}} \quad (9.11)$$

Diese Beziehung ist im Bild 9.23 grafisch veranschaulicht. Da sie zeitunabhängig gilt, kann die Oberflächentemperatur auch für jeden neuen Zeitschritt sofort bestimmt werden:

$$t_{Do,j,k, \text{Zeit}+1} = 0,5 (t_{i \max-1,j,k, \text{Zeit}+1} + t_{i \max,j,k, \text{Zeit}+1}). \quad (9.12)$$

Daraus folgt dann die Temperatur auf der außerhalb liegenden Elementgrenze zum neuen Zeitpunkt "Zeit+1" zu:

$$t_{i \max,j,k, \text{Zeit}+1} = t_{i \max-1,j,k, \text{Zeit}+1} - (t_{i \max-1,j,k, \text{Zeit}+1} - t_{Ro,j,k, \text{Zeit}+1}) \frac{\Delta x}{0,5 \Delta x + \frac{\lambda}{\kappa_o}} \quad (9.13)$$

An der **Deckenunterseite** ($i = 0$; $i = 1$) gilt mit t_{Ru} und α_{Ru} analog:

$$t_{0,j,k, \text{Zeit}+1} = t_{1,j,k, \text{Zeit}+1} - (t_{1,j,k, \text{Zeit}+1} - t_{Ru,j,k, \text{Zeit}+1}) \frac{\Delta x}{0,5 \Delta x + \frac{\lambda}{\alpha_{Ru}}} \quad (9.14)$$

Randbedingung erster Art (konstante Temperatur) am Rohrumfang

Die Rohroberflächentemperatur sei als Randbedingung 1. Art angenommen. Ihre Größe wird den realen Verhältnissen angepasst, indem der Wärmestrom vom Rohr j und vom Rohr k an den Beton $\dot{q}_{Rohrj}$ bzw. $\dot{q}_{Rohrk}$ im vorhergehenden Zeitschritt "Zeit-1" berechnet und dann die Oberflächentemperatur für das reale Rohr (d_1 ; d_2 ; λ_R) aus der gegebenen Wassertemperatur t_w bestimmt wird. Es gelten beispielhaft pro 1 m für das Rohr j:

- approximierte Rohraußenfläche
 $A_{ji} = 4 (\kappa R_{j \max} - 0,5) \Delta z + 2 (i R_{j \max} - i R_{j \min}) \Delta x$
- Hüllfläche des Rohres im Abstand der Gitterschrittweite
 $A_{ja} = 4 (\kappa R_{j \max} + 0,5) \Delta z + 2 (i R_{j \max} - i R_{j \min} + 2) \Delta x$
- logarithmisches Flächenmittel der Umhüllung um das Rohr

$$A_{Rjm} = \frac{A_{ja} - A_{ji}}{\ln \frac{A_{ja}}{A_{ji}}} \quad (9.15)$$

Es werden zunächst die Produkte aus der Wärmeleitfähigkeit des Betons λ und der Gradienten

zwischen dem Rohrgitter und dem Gitter der Hüllfläche

$$\lambda (t_{iRjmin,j,k,Zeit-1} - t_{iRjmin-1,j,k,Zeit-1}) / \Delta x \quad \text{für alle } k = 1 \text{ bis } kRjmax \text{ und } j = 0 \text{ bis } jmax$$

$$\lambda (t_{iRjmax,j,k,Zeit-1} - t_{iRjmax+1,j,k,Zeit-1}) / \Delta x \quad \text{für alle } k = 1 \text{ bis } kRjmax \text{ und } j = 0 \text{ bis } jmax$$

$$\lambda (t_{i,kRjmax,k,Zeit-1} - t_{i,kRjmax+1,k,Zeit-1}) / \Delta z \quad \text{für alle } i = iRjmin \text{ bis } iRjmax \text{ und } j = 0 \text{ bis } jmax$$

gebildet und arithmetisch zu q_{Rj} gemittelt und mit der mittleren Gitterfläche A_{Rjm} multipliziert:

$$\dot{q}_{Rohrj} = q_{Rj} A_{Rjm} . \quad (9.16)$$

Für das reale Rohr j kann mit dem wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_F , dem Rohrinneindurchmesser d_1 , dem Rohraußendurchmesser d_2 und der Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand λ_R der **Teilwärmestromkoeffizient**

$$\kappa_R = \left(\frac{1}{\alpha_F} + \frac{d_1}{2\lambda_R} \ln \frac{d_2}{d_1} \right)^{-1} \quad (9.17)$$

gebildet werden, woraus mit der Wassertemperatur $t_{W,Zeit} \equiv t_W(\tau)$ die Rohrtemperatur zum Zeitpunkt "Zeit" folgt:

$$t_{Rj,Zeit} = t_{W,Zeit} - \frac{\dot{q}_{Rohrj}}{\pi d_1 \kappa_R} . \quad (9.18)$$

Bei Sprüngen der Wassertemperatur ist eine Dämpfung eingebaut, da entsprechend der Eigenart von Differenzenverfahren zunächst sehr große Wärmestromdichten entstehen könnten.

Raumseitige Wärmeübergangskoeffizienten

Die Wärmeübergangskoeffizienten (Konvektion und Strahlung) vom Bauteil zum unteren und oberen Raum α_{Ru} bzw. α_{Ro} können beliebig formuliert werden. Es gelten folgende praxisrelevante Angaben mit

ϑ K Übertemperatur der Bauteiloberfläche gegenüber dem Raum

α W/(m²K) Wärmeübergangskoeffizient (gesamt):

• Wärmestrom nach oben

Für Bauteile mit einem Wärmestrom von unten nach oben (Fußbodenheizungen, Kühldecken) gilt nach DIN EN 1264 T2 die sogenannte "Basiskennlinie"

$$\alpha = 8,92 |\vartheta|^{0,1} \text{ in W/(m}^2\text{K)} . \quad (9.19)$$

• Wärmestrom nach unten

Gemäß spezieller Berechnungen mit dem Raummodell [2] folgt als statistisches Mittel:

$$\alpha = 6,7 \text{ W/(m}^2\text{K)}. \quad (9.20)$$

Wärmedämmungen bzw. schlecht wärmeleitende Schichten auf den Bauteilaußenseiten werden vereinfachend analog Gl. (9.10) in **Teilwärmedurchgangskoeffizienten κ** zusammengefasst:

$$\kappa_o = \left(\frac{1}{\alpha_{Ro}} + \frac{\delta_{a1}}{\lambda_{a1}} + \frac{\delta_{a2}}{\lambda_{a2}} + \dots \right)^{-1}. \quad (9.21)$$

Wärmestromdichten in die Räume

Die Wärmeströme in die angrenzenden Räume (unten und oben) ergeben sich aus der Beziehung für den Wärmetransport durch Leitung im Festkörper mit x der Koordinate in i -Richtung

$$\dot{q} = -\lambda \frac{dt}{dx}. \quad (9.22)$$

Zur Genauigkeitsverbesserung an Bauteiloberflächen liegen die Bauteilberandungen innerhalb des Gitters (vgl. Bilder 9.22 und 9.23), woraus beispielsweise folgt:

$$\dot{q}_u = \lambda \frac{t_{1,j,k, \text{Zeit}} - t_{0,j,k, \text{Zeit}}}{\Delta x}. \quad (9.23)$$

Speicherwärme

Die im Bauteil gespeicherte Wärme wird für die Übertemperatur eines jeden Gitterpunktes berechnet, wobei auf die Raumtemperatur des unteren Raumes $t_{R\text{Bezug, Zeit}} = t_{Ru}(\tau)$ bezogen wird. Es gilt für die Speicherwärme in einem Element:

$$q_s = \rho \cdot c \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z \cdot (t_{i,j,k, \text{Zeit}} - t_{R\text{Bezug, Zeit}}). \quad (9.24)$$

Zeitliche Verläufe der Wassertemperatur und der Raumtemperatur

Die Wassertemperatur t_w und die Temperaturen des unteren sowie des oberen Raumes t_{Ru} bzw. t_{Ro} können als Zeitfunktionen vorgegeben und in Unterprogrammen formuliert werden.

Um die dynamische Leistungsfähigkeit der Systeme unter praxisnahen Bedingungen vergleichen zu können, werden für den rechnerischen "Normvergleich" die Verläufe nach Bild 9.3 verwendet, wobei von 8⁰⁰ ... 18⁰⁰ Uhr der Wasserkreislauf nicht in Betrieb ist.

Bei Durchfluss der Rohre werden die Gitterpunkte im jeweiligen Rohrquerschnitt mit den Temperaturen der Rohroberfläche gefüllt. In den Zeiträumen, in denen kein Durchfluss erfolgt (passiv), wird das Bauteil auch im Rohrbereich näherungsweise als homogen (Beton) betrachtet.

9.6.2 Testrechnungen

Abschnittsweise Überprüfungen, Plausibilitätskontrollen und ein umfassender Programmtest wurden durchgeführt. Im letzten Fall ist nur ein Rohr k in mittlerer Lage implementiert und eine Rechnung ausgehend von der Decktemperatur 24 °C unter konstanten Randbedingungen $t_{Ru}(\tau) = t_{Ro}(\tau) = 24\text{ °C}$ sowie $t_w(\tau) = 18\text{ °C}$ über den Zeitraum von 72 h betrachtet worden. Am Ende dieses Zeitraumes sind stationäre Bedingungen erreicht. Deshalb erfolgt ein Vergleich mit dem Berechnungsmodell nach FAXÉN, das in [13] programmtechnisch hinterlegt ist.

Einflussreich bei diesen Berechnungen kann die Wahl des Gitters sein. Deshalb wurden Berechnungen mit einem groben Gitter $\Delta x = \Delta y = \Delta z = 15\text{ mm}$ und mit einem feinen Gitter $\Delta x = \Delta y = 5\text{ mm}$, $\Delta z = 75\text{ mm}$ (bei fehlendem Rohr j ist Δz bedeutungslos) durchgeführt.

Der Verlauf der Speicherladung ist im Bild 9.24 dargestellt. Die sehr gute asymptotische Annäherung der dynamischen Berechnungsergebnisse an den stationären Endwert zeigt, dass der vorgeschlagene Algorithmus sehr leistungsfähig ist und auch das grobe Gitter gute Ergebnisse liefert.

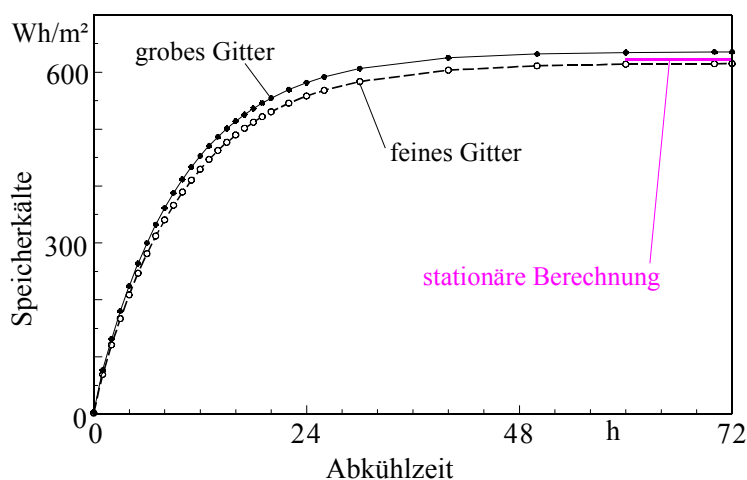


Bild 9.24 Verlauf der Speicherladung mit "Kälte" in Abhängigkeit der Abkühlzeit unter Variation der verwendeten Gittergeometrie. Vergleichsweise ist außerdem die Speicherwärme bei stationärer Berechnung eingetragen. Betrachtet wurde jeweils eine Betondecke mit 300 mm Dicke und einfachem, mittig angeordnetem Rohrregister $20 \times 2,5\text{ mm}$ des Rohrabstandes 300 mm.

9.6.3 Fazit zum Simulationsprogramm

Mit dem neu entwickelten Rechenprogramm können **alle derzeitigen Konstruktionen** leistungsmäßig bewertet werden. Durch die Flexibilität des Programms dürfte dieses auch für **zukünftige Konstruktionen** verwendbar bzw. leicht anpassbar sein. Es zeichnet sich durch nachfolgende Eigenschaften aus:

- numerische Lösung des instationären, dreidimensionalen Wärmeleitproblems speziell für homogene Platten mit integrierten Rohrregistern (Kreuzmäander, Einfachmäander, Matten)
- flexible Gestaltung der Geometrie

- austauschbare Programmteile zur Approximation der Wärmeübergangsbedingungen
- frei programmierbare thermische Randbedingungen (Zeitverläufe der Temperaturen).

9.7 Vergleich verschiedener Rohrregister mit konventionellen Rohren

Alle Untersuchungen sind über einen Zeitraum von drei Tagen (72 h) geführt worden. Bei der Auswertung wird nur der jeweils dritte Betriebstag, gerechnet von 18⁰⁰ Uhr bis wiederum 18⁰⁰ Uhr, betrachtet. Es liegt somit ein thermodynamisch eingeschwungener Zustandsverlauf vor. Die thermischen Randbedingungen entsprechen den Temperaturverläufen im Bild 9.3.

Zuerst werden die **Unterschiede der konventionellen Rohrregister** betrachtet, wobei alle Mäander mittig in der Decke (300 mm, Fußbodenbelag $R_{\lambda} = 0,143 \text{ m}^2\text{K/W}$) liegen. Es handelt sich hierbei um den

- Kreuzmäander mit $RA = 300 \text{ mm}$ (Grundvariante)
- Einfachmäander mit $RA = 150 \text{ mm}$
- Kreuzmäander mit $RA = 240 \text{ mm}$.

Es gelten weiterhin die im Bild 9.20 vermerkten Daten. Die Kühlleistungsverläufe zeigt das Bild 9.25.

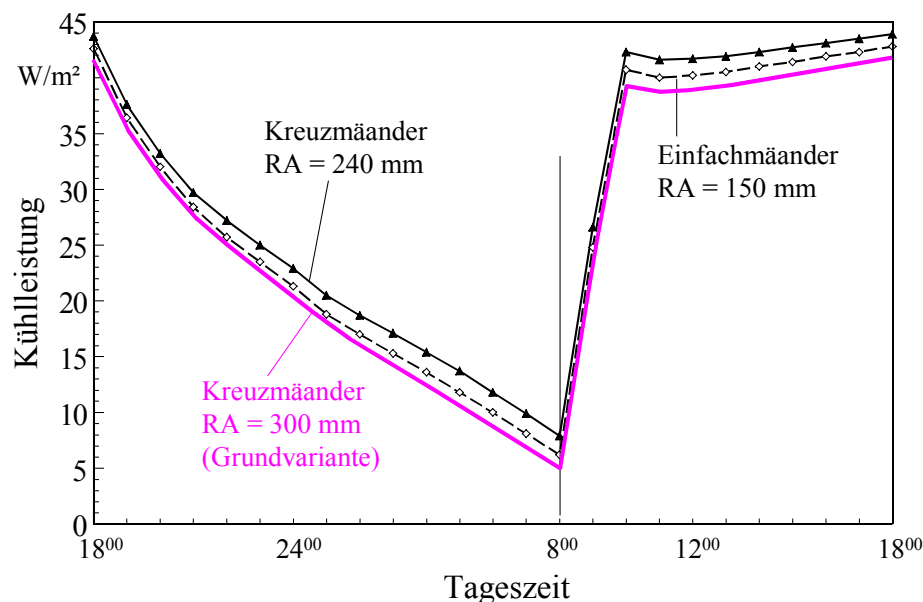


Bild 9.25 Kühlleistungsverläufe für drei unterschiedliche Rohrregisterkonstruktionen, die mittig in einer 300 mm dicken Decke eingebettet sind, bei den thermischen Randbedingungen nach Bild 9.3

Feststellungen:

- Die Kühlleistungen steigen im Tagesgang an bzw. halten sich näherungsweise konstant. Dies ist sehr vorteilhaft für eine erfolgreiche Kühlung beispielsweise von Büroräumen.
- Die Kühlleistungen sind am Nachmittag mit ca. 40 W/m^2 sehr hoch.

- Die konstruktionsabhängige Kühlleistung stellt sich um 14⁰⁰ Uhr folgendermaßen dar:

Einfachmäander RA = 150 mm	41,0 W/m ²	100 %
Kreuzmäander RA = 300 mm	39,8 W/m ²	97 %
Kreuzmäander RA = 240 mm	42,3 W/m ²	1,03 %

In erster Näherung sind unter praktischen Gesichtspunkten die Kühlleistungen der drei Varianten gleichwertig ($\pm 3 \%$).

Die verringerte Rohrteilung bringt nur einen verhältnismäßig kleinen Leistungsgewinn, obwohl der Rohreinsatz um 25 % zunimmt.

9.8 Vergleich von konventionellen Rohrregistern mit Kapillarrohrmatten

Die zeitlichen Kühlleistungsverläufe, die mit Rohrregistern (Einfachmäander und Kreuzmäander) erreichbar sind, werden den Ergebnissen bei Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten gegenübergestellt werden. Als Kapillarrohrmatte wird "OPTIMAT" der Fa. Clina ausgewählt (Rohrabmessung 4,3×0,8 mm RA = 30 mm). Die Leistungsberechnung erfolgte bereits früher mit einem Rechenprogramm nach [13]. Nunmehr wird diese nochmals mit dem neu erarbeiteten Programm unter Weglassen der Rohrreihe j untersucht. Das Gitter ist mit ca. 3 mm Maschenweite sehr fein gewählt. Der Zeitschritt beträgt 3 s. Alle Kühlleistungsverläufe sind für den eingeschwungenen Zustand im Bild 9.26 dargestellt. Die Leistungen der Mäanderlösungen entsprechen der Darstellung im Bild 9.25. Die Kühlleistungen für die Kapillarrohrmatte ist mit der Berechnung für den zweidimensionalen Fall identisch.

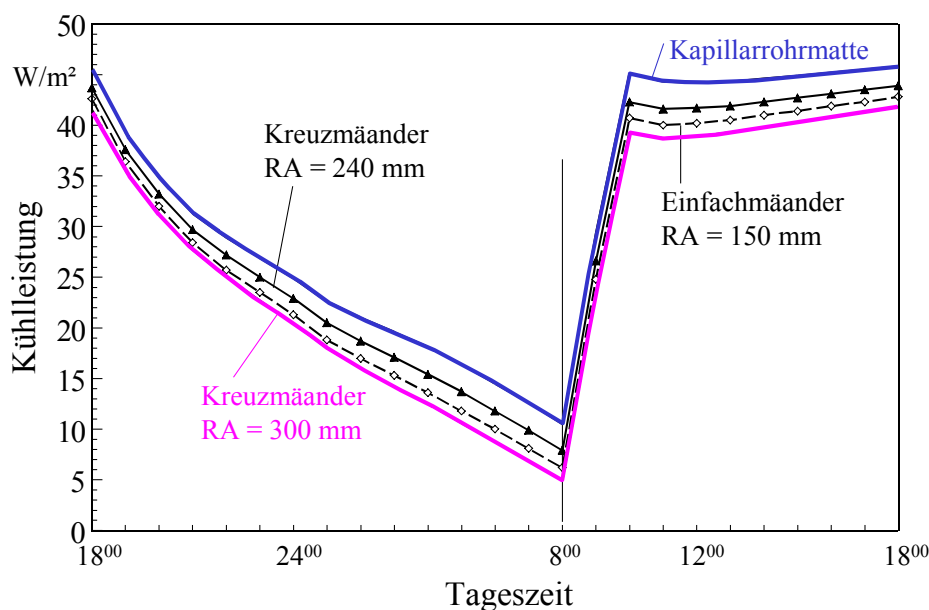


Bild 9.26 Kühlleistungsverläufe einer 300 mm dicken Speicherkühldecke unter den thermischen Randbedingungen nach Bild 9.3 bei Einsatz einer Kapillarrohrmatte 4,3×0,8 mm und bei Integration von drei unterschiedlichen Rohrmäanderkonstruktionen (Kreuzmäander, Einfachmäander), die alle mittig im Deckenquerschnitt eingebettet sind

Feststellungen:

- Die Kühlleistung der mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten bestückten Massivdecke ist allen anderen untersuchten Systemen zu jeder Zeit im Tagesgang überlegen. Von 10⁰⁰ Uhr bis 18⁰⁰ Uhr zeichnet sie sich durch eine hohe Konstanz aus.
- Die Kühlleistungen sind am Nachmittag mit ca. 44 ... 45 W/m² sehr hoch.
- Die konstruktionsabhängige Kühlleistung stellt sich um 14⁰⁰ Uhr folgendermaßen dar:

Einfachmäander RA = 150 mm	41,0 W/m ²	100 %
Kreuzmäander RA = 300 mm	39,8 W/m ²	97 %
Kreuzmäander RA = 240 mm	42,3 W/m ²	1,03 %
Kapillarrohrmatte RA = 30 mm	44,6 W/m ²	1,09 %

- Die mittlere Kühlleistung über den Nutzungszeitraum (Leistungsdaten von 9⁰⁰ Uhr bis 18⁰⁰ Uhr gemittelt) ergibt die nachfolgenden Werte:

Einfachmäander RA = 150 mm	39,6 W/m ²	100 %
Kreuzmäander RA = 300 mm	38,4 W/m ²	97 %
Kreuzmäander RA = 240 mm	41,0 W/m ²	1,04 %
Kapillarrohrmatte RA = 30 mm ^{*)}	43,3 W/m ²	1,09 %

^{*)} Der geringe Leistungsunterschied zum Bild 9.4 resultiert aus dem Unterschied der Wanddicke der Kapillarrohrchen. Die optimierte Matte hat eine Wanddicke von 0,8 mm.

- Von Interesse kann auch die Größe der "Speicherkälte" am Ende des Nutzungszeitraumes um 18⁰⁰ Uhr sein:

Einfachmäander RA = 150 mm	904,5 Wh/m ²	100 %
Kreuzmäander RA = 300 mm	885,0 Wh/m ²	98 %
Kreuzmäander RA = 240 mm	927,2 Wh/m ²	1,03 %
Kapillarrohrmatte RA = 30 mm	966,5 Wh/m ²	1,07 %

- Die verschiedenen Rohrregister bewirken eine unterschiedliche Schwächung des Bauteils:

Einfachmäander RA = 150 mm	2,09 dm ³ /m ²	100 %
Kreuzmäander RA = 300 mm	2,09 dm ³ /m ²	100 %
Kreuzmäander RA = 240 mm	2,62 dm ³ /m ²	125 %
Kapillarrohrmatte RA = 30 mm	0,48 dm ³ /m ²	23 %

Die angegebene Größe stellt das Volumen des Rohres (Außendurchmesser) pro 1 m² De-

ckenfläche dar.

Für Mäanderlösungen wird das Rohr 20×2,5 mm und für die Kapillarrohrmattenvariante das Rohr 4,3×0,8 mm ohne Verteilleitungen betrachtet.

Damit besteht ein markanter Sprung bei Einsatz von Kapillarrohrmatten.

- Der Materialeinsatz an Kunststoff im Bauteil ist ebenfalls sehr unterschiedlich:

Einfachmäander RA = 150 mm	0,92 dm ³ /m ²	100 %
Kreuzmäander RA = 300 mm	0,92 dm ³ /m ²	100 %
Kreuzmäander RA = 240 mm	1,15 dm ³ /m ²	125 %
Kapillarrohrmatte RA = 30 mm	0,29 dm ³ /m ²	32 %

Die angegebene Größe stellt das Volumen der Rohrwandung pro 1 m² Deckenfläche dar.

Der Materialeinsatz für Kunststoff-Kapillarrohrmatten ist bedeutend geringer.

- Einen interessanten Einblick zum Verständnis der **thermodynamischen Unterschiede** zwischen den einzelnen Varianten offenbart die Temperaturverteilung im Beton, beispielsweise kurz vor dem Ende der Abkühlungsphase. Im Bild 9.27 werden für den Zeitpunkt um 6⁰⁰ Uhr die Temperaturverteilungen einer Kreuzmäandervariante (RA = 300 mm) und einer Lösung mit Kapillarrohrmatte (RA = 30 mm) in drei ausgewählten Ebenen der Decke gegenübergestellt.

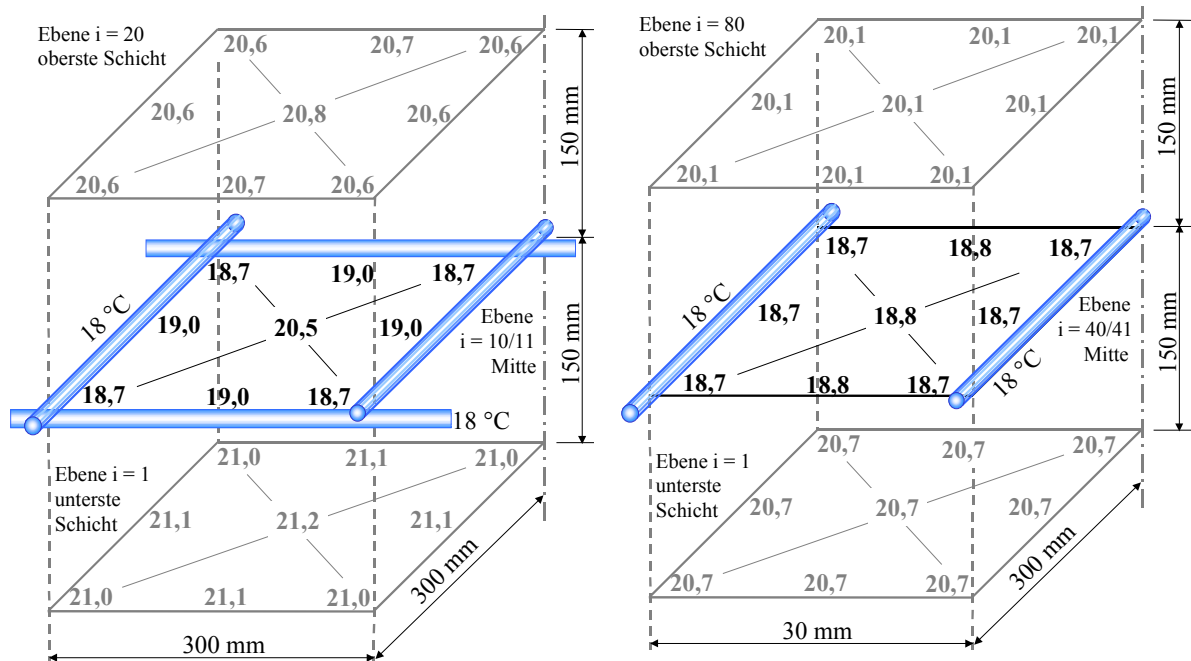
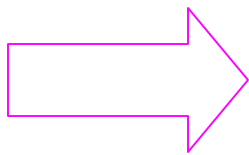


Bild 9.27 Temperaturverteilungen in einer Betondecke nach Bild 9.20 jeweils um 6⁰⁰ Uhr
links: Kreuzmäander RA = 300 mm; rechts: Kapillarrohrmatte RA = 30 mm
Die Rohrabstände sind nicht maßstäblich!

Bei den kleinen Rohrabständen der Kapillarrohrmatten sind die Temperaturen in den drei betrachteten Ebenen bedeutend ausgeglichener und im Betrag niedriger. Hierin liegt die Ursache für die thermodynamischen Vorteile (höhere Leistung, größeres Speichervermögen) der mit Kapillarrohrmatten bestückten Betondecken begründet.

Die Vorteile der Kunststoff-Kapillarrohrmatten sind in allen betrachteten Punkten deutlich sichtbar!



Bericht im Anhang I:

"Neue Simulationsmethodik der instationären, dreidimensionalen Vorgänge bei der thermischen Bauteilaktivierung mit Rohrregistern in Betondecken – Gegenüberstellung von Kreuzmäandern, Einfachmäandern und Kapillarrohrmatten"
(119 Seiten)

9.9 Einflüsse der Wärmeleitfähigkeit des Betons und der Bewehrung

Bei der Diskussion um die Leistungsfähigkeit der thermisch aktiven Bauteile – vorwiegend Decken – spielen sehr häufig auch die **Wärmeleitfähigkeit des Betons** und die **Wirkung der Bewehrung in den Decken** eine Rolle. Auch wenn man diese Diskussionen oftmals nur unter den Gesichtspunkten von Wettbewerbsvorteilen führt, sollen anschließend die genannten Einflüsse quantitativ bei unterschiedlicher Rohrregisterwahl bewertet werden.

9.9.1 Modellierung

In allen weiteren Modellierungen wird von einer Betondecke ohne Hohlräume und Latentspeichereffekte mit integriertem Rohrregister ausgegangen. Als Rohrregister kommen in Betracht:

- Einfach- oder Kreuzmäander mit konventionellen Rohrdurchmessern
- Kapillarrohrmattensystem.

Für die **konventionellen Rohre** werden in den Berechnungen die Abmessung 20×2,5 mm, die Wärmeleitfähigkeit des Rohres 0,42 W/(m K) und der wasserseitige Wärmeübergangskoeffizient 2400 W/(m²K) angenommen. Die Rohrabstände betragen 150 mm bzw. 300 mm.

Für **Kunststoff-Kapillarrohrmatten** wird das Fabrikat "OPTIMAT" der Fa. Clina mit den Abmessungen der Rohre 4,3×0,8 mm, der Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials 0,21 W/(m K), dem

wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten $1000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ und dem Rohrabstand 30 mm verwendet.

Die **Stoffwerte – speziell die Wärmeleitfähigkeit – für Beton bzw. Stahlbeton** schwanken. Sie sind in besonderem Maße abhängig von der Dichte und dem Feuchtegehalt. Die Werte in DIN 4108 Teil 4 gelten für den rechnerischen Nachweis des Wärmeschutzes. Aus Sicht einer "sicheren" Berechnung wird man maximal mögliche Wärmeleitfähigkeiten ansetzen. Dies ist aber nicht im Sinne einer "sicheren" Kühlleistungsermittlung für dynamisch arbeitende Speicherdecken. Dort bieten niedrige Wärmeleitfähigkeiten die Voraussetzung für eine **sichere Leistungsprognose**. Die Tabelle 9.2 gibt einen Überblick über Literaturwerte.

Tabelle 9.2 Stoffwerte für Schwerbeton nach einigen Literaturangaben

Baustoff	Dichte kg/m^3	Wärmeleitfähigkeit $\text{W}/(\text{m K})$	spez. Wärmekapazität $\text{J}/(\text{kg K})$	Quelle Bemerkungen
Kies- oder Splittbeton bewehrt oder unbewehrt	2400	2,1		DIN 4108/4
Kiesbeton	2200	1,28	879	Gröber, Erk, Grigull: Wärmeübertragung, 3. Auflage
Beton	1900 ... 2300	0,80 ... 1,40	880	Rietschel, Esdorn: Raumklimatechnik, Grundlagen, 16. Auflage
Schwerbeton	2200 ... 2500	1,28 ... 1,65	1000	Kraft: TGA-Handbuch, 2. Aufl.
Schwerbeton (Ortbeton)				TGL 28706/4 (ungültig, aber sehr detaillierte Angaben)
bewehrt	2400	1,63	1050	
unbewehrt	2200	1,40	1050	
Betonfertigteile aus Schwerbeton	2350	1,47	1050	

Der **Stahlbeton ist nicht homogen**, da die Bewehrungsstäbe nach statischen Gesichtspunkten im Zugbereich angeordnet werden, d. h., im Regelfall von seitlich aufliegenden Decken ist dies der untere Bereich.

- Der **erste Modellierungsansatz** geht von einer **homogenen Betondecke** aus, wobei die Wärmeleitfähigkeit des Betons variiert wird.
- Die **zweite Modellierung** berücksichtigt einen **Schichtenaufbau der Decke**, wobei die Betondecke über den größten, rohrführenden Querschnittsanteil aus homogenem Beton besteht und der untere Deckenabschnitt mit der Hauptbewehrung in den Stoffwerten verändert in

Ansatz gebracht wird. Die Dichte, die Wärmeleitfähigkeit und die spezifische Wärmekapazität werden aus den Daten für den reinen Beton und der Stahlbewehrung gemittelt und dann wiederum als homogen betrachtet. Diese Modellierung ist insofern realistisch, da die genaue Modellierung des Bewehrungskorbes theoretisch zwar möglich ist, aber kaum eine Verallgemeinerung der Aussage zulässt. Das zweite Modell ist damit durch eine gut wärmeleitende Schicht an der Deckenunterseite gekennzeichnet.

- Die Modelle sind im Bild 9.28 skizziert und deren Dickenabmessungen angegeben.

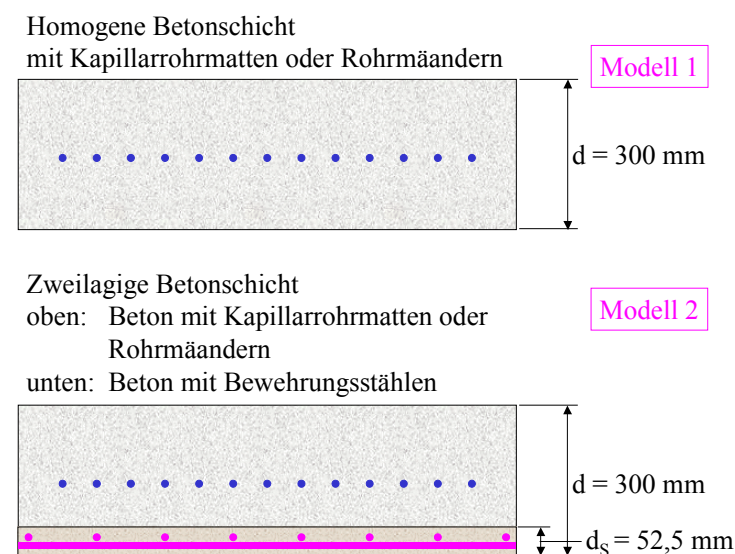


Bild 2.28 Skizzenhafte Darstellung der beiden Berechnungsmodelle

Annahmen für Modell 1:

Für die Stoffwerte des Normalbetons werden aus Tabelle 9.2 folgende Werte abgeleitet:

- Dichte $\rho = 2400 \text{ kg/m}^3$
- Wärmeleitfähigkeit $\lambda = 1,4 \text{ W/(m K)}$ (ungünstigster Wert)
- spezifische Wärmekapazität $c = 1050 \text{ J/(kg K)}$

Zur Ermittlung des möglichen Einflusses der Wärmeleitfähigkeit λ auf das dynamische Deckenverhalten wird für die **homogene Betonplatte** λ zwischen den Grenzwerten $1,4 \text{ W/(m K)}$ und $2,1 \text{ W/(m K)}$ variiert.

Annahmen für Modell 2:

Bei der zweischichtigen Platte gelte für den **oberen Teil**:

- Dichte $\rho = 2400 \text{ kg/m}^3$
- Wärmeleitfähigkeit $\lambda = 1,4 \text{ W/(m K)}$
- spezifische Wärmekapazität $c = 1050 \text{ J/(kg K)}$.

Für den **unteren Teil** der Betondecke werden die Stoffwerte aus den Baustoffen Beton und Stahl gemittelt, wobei für die Schichtdicken die Annahmen nach Bild 9.28 gelten. Als Bewehrung sind modellgemäß jeweils im Abstand a von 150 mm Zugstäbe mit einem Durchmesser von 18 mm und Querstäbe mit dem Durchmesser 8 mm vorhanden. Damit ergeben sich:

- **die Raumanteile**

$$r_{\text{Stahl}} = \frac{V_{\text{Stahl}}}{V_{\text{Schicht}}} = \frac{\frac{1}{a} \frac{\pi}{4} (d_z^2 + d_Q^2)}{d_s} = \frac{\frac{1}{0,150} \frac{\pi}{4} (0,018^2 + 0,008^2)}{0,0525} = 0,039$$

$$r_{\text{Beton}} = 0,961$$

- **die mittlere Dichte**

$$\rho = r_{\text{Stahl}} \rho_{\text{Stahl}} + r_{\text{Beton}} \rho_{\text{Beton}} = (0,039 \cdot 7850 + 0,961 \cdot 2400) \text{ kg/m}^3 = 2613 \text{ kg/m}^3$$

- **die mittlere Wärmeleitfähigkeit**

$$\lambda = r_{\text{Stahl}} \lambda_{\text{Stahl}} + r_{\text{Beton}} \lambda_{\text{Beton}} = (0,039 \cdot 50 + 0,961 \cdot 1,4) \text{ W/(m K)} = 3,3 \text{ W/(m K)}$$

- **die mittlere spezifische Wärmekapazität**

$$\begin{aligned} c &= \frac{(r_{\text{Stahl}} \rho_{\text{Stahl}} c_{\text{Stahl}} + r_{\text{Beton}} \rho_{\text{Beton}} c_{\text{Beton}})}{\rho} \\ &= \frac{0,039 \cdot 7850 \cdot 460 + 0,961 \cdot 2400 \cdot 1050}{2613} \text{ J/(kg K)} = 981 \text{ J/(kg K)} \end{aligned}$$

Die Mittelung der Werte erfolgte für die Dichte sowie für die Wärmeleitfähigkeit mit den Raumanteilen r und für die spezifische Wärmekapazität mit den Masseanteilen $r \rho$.

9.9.2 Algorithmus

Es wurde auf die in [13] vorgestellten Algorithmen aufgebaut und ein spezielles Programm für zweischichtige Platten (Modell 2) geschrieben. Das Rechenprogramm gilt für eine zweidimensionale Betrachtungen der Wärmeleitung mit Einfachmäandern oder Kapillarrohrmatten.

Modell 1 kann mit dem Ursprungsprogramm oder mit dem im Abschnitt 9.6 vorgestellten, neuartigen Algorithmus für eine dreidimensionale Betrachtung untersucht werden. Letztere Variante ist für Kreuzmäander notwendig.

Alle Programme wurden mittels Grenzfallberechnungen verifiziert.

9.9.3 Einfluss der Wärmeleitfähigkeit von homogenen Platten auf die Kühlleistung

Um eine möglichst repräsentative Aussage zu ermöglichen, werden unterschiedliche Varianten untersucht. Sie sind in Tabelle 9.3 zusammengestellt.

Als charakteristische Leistungsmerkmale werden die Gesamtleistungen der Decke (unten und oben) pro 1 m² um 14⁰⁰ Uhr und die mittlere Kühlleistung über den Nutzungszeitraum von 8⁰⁰ Uhr bis 18⁰⁰ Uhr verglichen. Der Leistungszuwachs in Tabelle 9.3 nimmt auf beide Vergleichswerte Bezug, zusätzlich wird der aus beiden Daten gemittelte Wert angegeben.

Die Decke besteht aus 300 mm Beton plus einem Belag auf der Oberseite ($\delta = 10$ mm, $\lambda = 0,07$ W/(m K)). Die Rohrregister liegen jeweils mittig in der Decke bzw. bei Kreuzmäandern annähernd symmetrisch zur Deckenmitte.

Tabelle 9.3 Gesamtkühlleistungen der Decke (oben und unten) um 14⁰⁰ Uhr und im Mittel über den Nutzungszeitraum von 8⁰⁰ Uhr bis 18⁰⁰ Uhr für unterschiedliche Wärmeleitfähigkeiten λ . Bei den Rohrregistern handelt es sich um Rohr 20×2,5 mm mit dem Rohrabstand RA in mm. Die Kapillarrohrmatte "OPTIMAT" hat die Rohrabmessungen 4,3×0,8 mm und RA = 30 mm.

Variante	Wärmeleitfähigkeit				Leistungszuwachs	
	$\lambda = 1,4$ W/(m K)		$\lambda = 2,1$ W/(m K)		$\dot{q}_{\lambda=2,1} / \dot{q}_{\lambda=1,4}$	
	Leistung 14 ⁰⁰ Uhr W/m ²	mittlere Leistung W/m ²	Leistung 14 ⁰⁰ Uhr W/m ²	mittlere Leistung W/m ²	%	%
Einfachmäander RA = 150	41,0	39,6	45,9	44,5	12,0 ... 12,4	12,2
Einfachmäander RA = 300	32,2	30,5	36,8	35,0	14,3 ... 14,8	14,6
Kreuzmäander RA = 300	39,8	38,4	44,9	43,5	12,8 ... 13,3	13,1
Kapillarrohrmatte RA = 30	44,6	43,3	49,3	48,0	10,5 ... 10,9	10,7

Die grafische Darstellung des täglichen Leistungsverlaufs im eingeschwungenen Zustand ist im Bild 9.29 gezeigt. Die Bilder 9.30 und 9.31 stellen den Verlauf während des Nutzzeitraumes vergrößert dar.

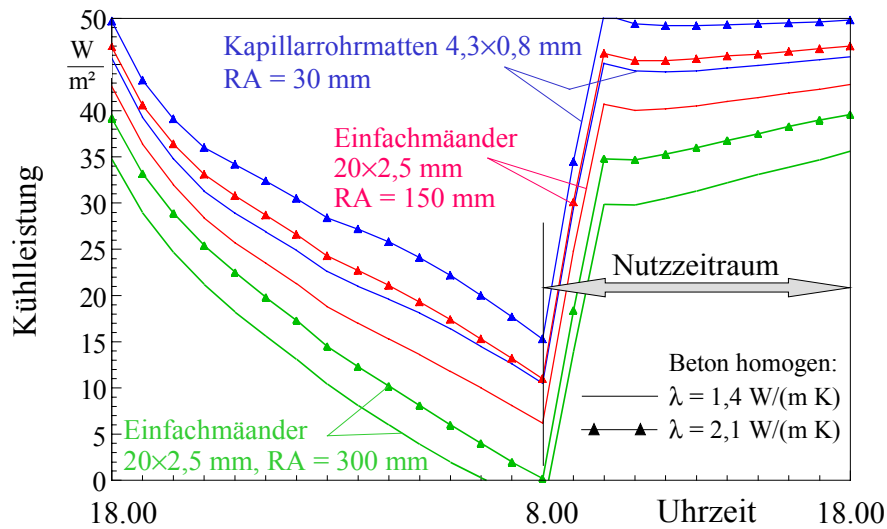


Bild 9.29 Kühlleistungsverläufe im Tagesgang unter den Randbedingungen des Bildes 9.3 für Massivdecken mit verschiedenen Rohrregistern und zwei verschiedenen Wärmeleitfähigkeiten des Betons (1,4 W/(m K) bzw. 2,1 W/(m K)) Die Decke wird als homogene Konstruktion (Modell 1) betrachtet.

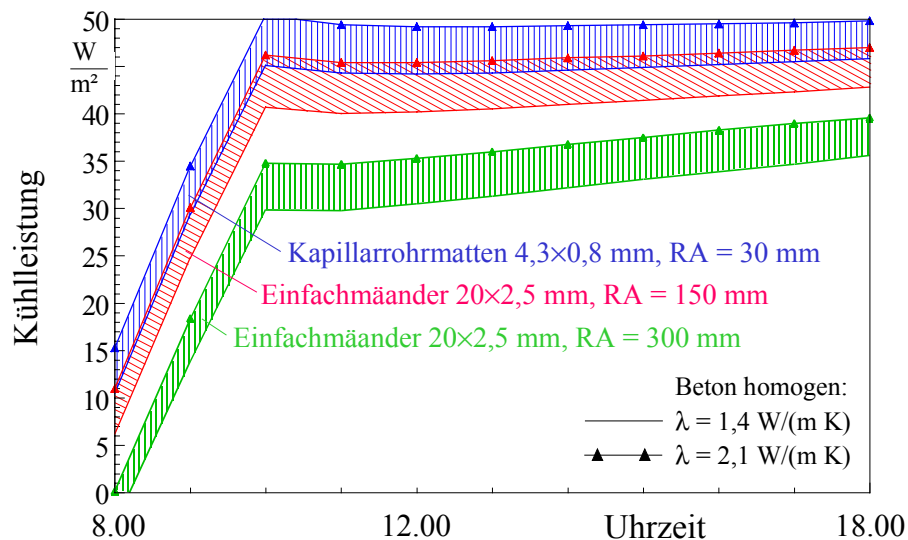


Bild 9.30 Kühlleistungsverläufe im täglichen Nutzzeitraum von 8⁰⁰ bis 18⁰⁰ Uhr unter den gleichen Bedingungen wie im Bild 9.29

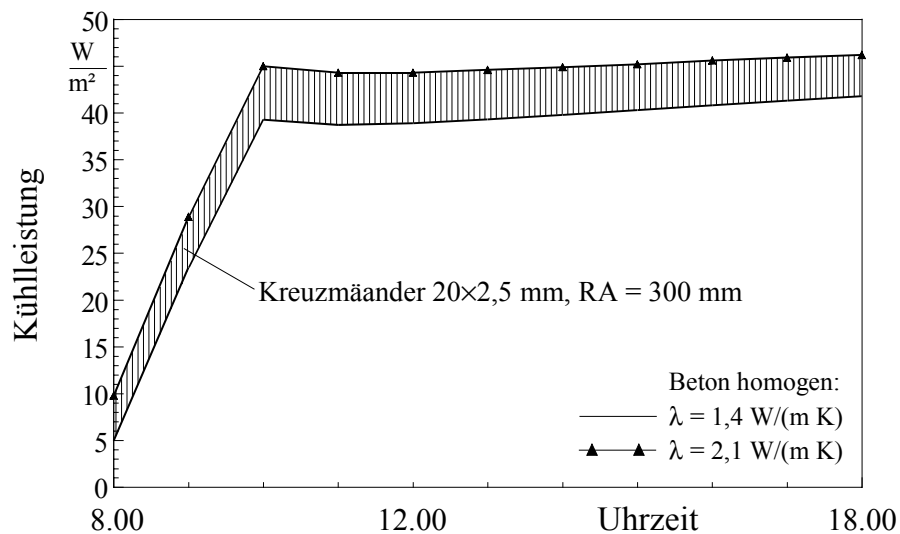


Bild 9.31 Kühlleistungsverläufe im täglichen Nutzzeitraum von 8⁰⁰ bis 18⁰⁰ Uhr unter den gleichen Bedingungen wie im Bild 9.29 jedoch für einen Kreuzmäander

Aussagen:

- Die Ergebnisgegenüberstellungen in Tabelle 9.3 und in den Bildern 9.29 bis 9.31 zeigen deutlich, dass mit steigender Wärmeleitfähigkeit die Kühlleistungen der Massivkühldecken mit nächtlicher Einspeicherung steigen.
- Obwohl die Wärmeleitfähigkeit im betrachteten Bereich um 50 % anstieg, nahm die Kühlleistung nur 11 % bis 15 % zu.
- Die größten Zunahmen sind erwartungsgemäß bei den Konstruktionen mit den kleinsten Leistungen vorhanden. Dies sind Rohrregister mit großen Rohrabständen. Der Schwankungsbereich von 11 % bis 15 % ist aber relativ klein. Die hauptsächlichste Verbesserung wird also durch die vergrößerte Wärmeleitung in vertikaler Richtung bewirkt.

9.9.4 Einfluss der Bewehrung im unteren Plattenbereich auf die Kühlleistung

Für drei sehr unterschiedliche Rohrabstände wird die Untersuchung vorgenommen. Die Abmessung und die zugehörigen Ergebnisse sind in Tabelle 9.4 wiedergegeben.

Als charakteristische Leistungsmerkmale werden wiederum die Gesamtleistungen der Decke (unten und oben) pro 1 m² um 14⁰⁰ Uhr und die mittlere Kühlleistung über den Nutzungszeitraum von 8⁰⁰ Uhr bis 18⁰⁰ Uhr betrachtet. Der Leistungszuwachs in Tabelle 9.4 gibt beide Vergleichswerte sowie den gemittelten Wert an.

Die Decke besteht aus der Oberschicht von ca. 247 mm Beton ($\lambda = 1,4 \text{ W/(m K)}$) und der Unterschicht von ca. 53 mm Beton mit integrierter Bewehrung ($\lambda = 3,3 \text{ W/(m K)}$). Auf der Oberschicht ist wiederum ein Belag ($\delta = 10 \text{ mm}$, $\lambda = 0,07 \text{ W/(m K)}$) vorhanden. Die Rohrregister liegen jeweils mittig in der Decke. Damit ist eine Vergleichbarkeit zu den homogenen Decken mit der Wärmeleitfähigkeit $\lambda = 1,4 \text{ W/(m K)}$ gegeben.

Das Bild 9.32 zeigt die Leistungsverläufe einer Tagesschwingung auf, und Bild 9.33 gibt eine Vergrößerung im Nutzungszeitraum wieder.

Tabelle 9.4 Gesamtkühlleistungen der Decke (oben und unten) um 14⁰⁰ Uhr und im Mittel über den Nutzungszeitraum von 8⁰⁰ Uhr bis 18⁰⁰ Uhr für unterschiedliche Plattenkonstruktionen (homogene Platte und Zweischichtplatte)

Bei den Rohrregistern handelt es sich um Rohr 20×2,5 mm mit dem Rohrabstand RA in mm. Die Kapillarrohrmatte "OPTIMAT" hat die Rohrabmessungen 4,3×0,8 mm und RA = 30 mm.

Variante	Wärmeleitfähigkeit				Leistungszuwachs	
	homogene Platte $\lambda = 1,4 \text{ W/(m K)}$		zweischichtige Platte $\lambda = 1,4 / 3,3 \text{ W/(m K)}$		$\dot{q}_{\text{zweiPl}} / \dot{q}_{\text{hom Pl}}$	
	Leistung 14 ⁰⁰ Uhr W/m ²	mittlere Leistung W/m ²	Leistung 14 ⁰⁰ Uhr W/m ²	mittlere Leistung W/m ²	%	%
Einfachmäander RA = 150	41,0	39,6	43,2	41,7	5,4 ... 5,3	5,4
Einfachmäander RA = 300	32,2	30,5	33,8	32,0	5,0 ... 4,9	5,0
Kapillarrohrmatte RA = 30	44,6	43,3	47,1	45,7	5,6 ... 5,5	5,6

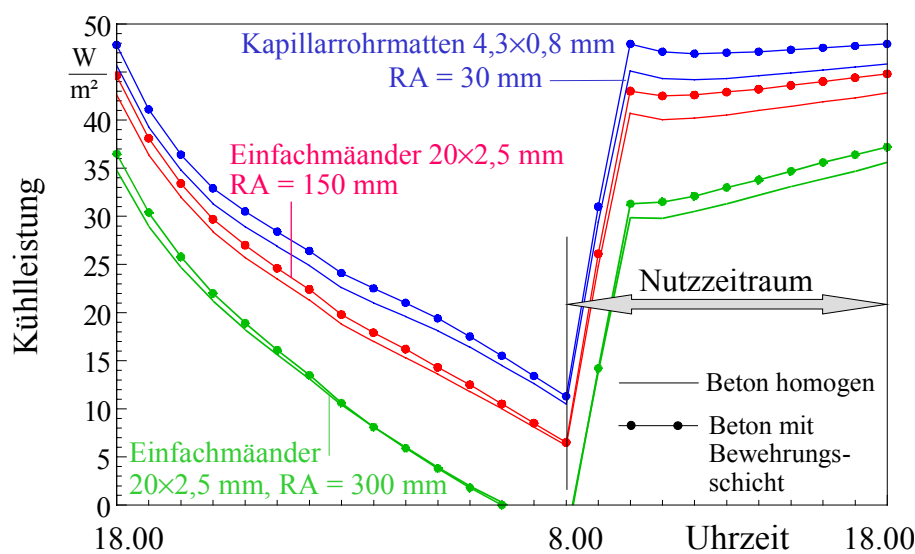


Bild 9.32 Kühlleistungsverläufe im Tagesgang unter den Randbedingungen des Bildes 9.3 für Massivdecken mit verschiedenen Rohrregistern Wärmeleitfähigkeiten: homogene Decke (Modell 1) $\lambda_{\text{Beton}} = 1,4 \text{ W/(m K)}$; zweischichtige Decke (Modell 2) $\lambda_{\text{Beton}} = 1,4 \text{ W/(m K)}$, $\lambda_{\text{Beton+Stahl}} = 3,3 \text{ W/(m K)}$.

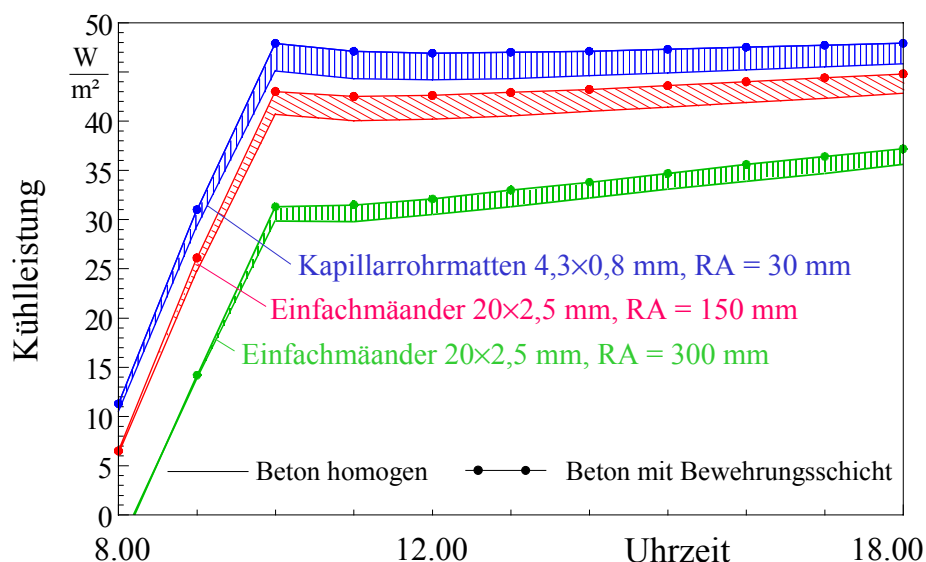


Bild 9.33 Kühlleistungsverläufe im täglichen Nutzzeitraum von 8⁰⁰ bis 18⁰⁰ Uhr unter den gleichen Bedingungen wie im Bild 9.32

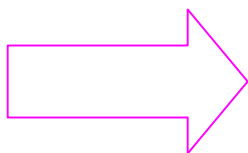
Aussagen:

- Die Leistungsverbesserung bei Vorhandensein der gut wärmeleitenden Unterschicht ist mit 5 % bis 6 % relativ gering und in erster Näherung nicht vom Rohrabstand abhängig. Dies kann damit erklärt werden, dass diese Schicht zu weit vom Rohrregister entfernt liegt.
- Der Leistungsvorteil ist hauptsächlich durch die verbesserte Wärmeleitung zum unteren Raum begründet.

Die Ergebnisse verdeutlichen, dass beide Einflüsse in den Fachdiskussionen oftmals überschätzt werden (Einfluss Wärmeleitfähigkeit des Betons maximal 15 %, Einfluss Bewehrungsstahl maximal 6 %.)

Es wird empfohlen, die Wärmeleitfähigkeit des Betons möglichst exakt zu ermitteln und die Kühlleistung für eine homogene Betondecke zu simulieren. Den zusätzlichen Leistungsvorteil durch das Vorhandensein der Bewehrungsstähle sollte man als Sicherheit gegenüber den Schwankungen der zahlreichen Randbedingungen betrachten.

Die untersuchten Einflüsse sind in erster Näherung bei konventionellen Rohrregistern und Kunststoff-Kapillarrohrmatten gleich groß!



Bericht im Anhang J:

"Einfluss der Wärmeleitfähigkeit und der Bewehrung von Massivspeicherdecken auf die Kühlleistung"
(25 Seiten)

9.10 Verteilung der Wärmestromdichte längs der Rohrregister

Bei Rohrmäandern tritt eine Beeinflussung zwischen Vor- und Rücklauf auf, deren Größe von der Intensität der Wärmeleitung zwischen beiden nebeneinander liegenden Rohren bestimmt ist. In [14] wurde ein Extremfall einer solchen Verlegung untersucht. Das Rohrregister besteht dabei ausschließlich aus einzelnen Schleifen (Haarnadelprinzip), die nach Bild 9.34 jeweils separat an die Verteilleitungen angeschlossen sind. Die Wärmestromdichten längs der Schleife können teilweise sehr unterschiedlich sein. In Tabelle 9.5 sind auszugsweise Ergebnisse für den Verlegungsfall nach Bild 9.34 mitgeteilt.

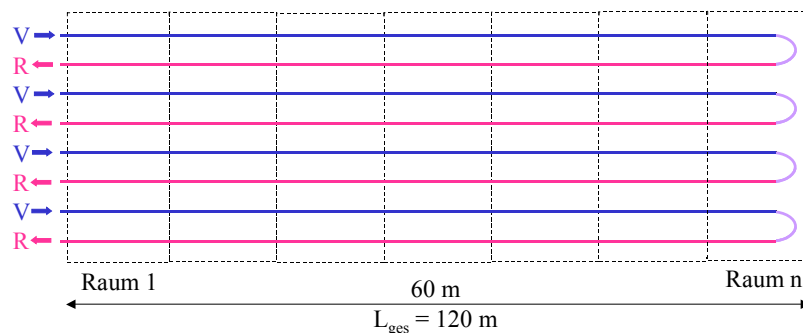


Bild 9.34 Sonderfall einer Rohrverlegung in Schleifenform (Haarnadelprinzip) Jede Schleife wird an die Vorlaufvertei- und an die Rücklaufsammelleitung angeschlossen. Die Rohrbelegung geht über mehrere Räume hinweg.

Tabelle 9.5 Beispielhafte Ergebnisse für eine Verlegung nach Bild 9.34

L_{ges}	RA	d_i	d_a	t_{VL}	t_{RL}	$\dot{q}_{\text{Anf}}$	$\dot{q}_{\text{End}}$	$\dot{q}_{\text{Anf}} / \dot{q}_{\text{End}}$	Strömung	$t_{\text{F,Scheitel}}$	$\frac{\dot{Q}_{\text{Rohr,VL}}}{\dot{Q}_{\text{Rohr,RL}}}$
m	mm	mm	mm	°C	°C	W/m ²	W/m ²	-	-	°C	-
120	300	16	20	16	20	-26,7	-24,6	1,085	turbulent	18,47	2,68
				17	19	-27,0	-26,5	1,019	turbulent	18,11	1,62
				15	21	-23,7	-21,4	1,107	laminar	19,10	3,95
120	150	16	20	16	20	-34,7	-29,9	1,161	turbulent	18,85	8,13
				17	19	-35,3	-34,1	1,035	turbulent	18,20	2,40
120	150	13	17	16	20	-33,9	-29,4	1,153	turbulent	18,80	6,3
				17	19	-34,3	-33,2	1,033	turbulent	18,19	2,09
60	150	13	17	16	20	-30,9	-27,1	1,140	laminar	18,73	5,00
				17	19	-34,0	-32,9	1,033	turbulent	18,19	2,19

RA Rohrabstand d_i , d_a Rohrrinnen-, Rohraußendurchmesser t_{VL} , t_{RL} Vor-, Rücklauftemperatur

$\dot{q}_{\text{Anf}}$, $\dot{q}_{\text{End}}$ Wärmestromdichte am Anfang der Haarnadel, am Scheitel der Haarnadel

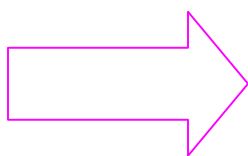
$\frac{\dot{Q}_{\text{Rohr,VL}}}{\dot{Q}_{\text{Rohr,RL}}}$ Verhältnis der Rohrwärmeabgaben bzw. -aufnahmen des Vor- und des Rücklaufs an der Anschlussstelle zu den Verteilleitungen (Anfang der Haarnadel)

Außer der Hauptaussage über die ortsabhängige Verteilung der Wärmestromdichte kann auch der Rohreinsatz bezüglich seiner Effizienz eingeschätzt werden.

- Ein hoher Ungleichförmigkeitsgrad $\dot{q}_{\text{Anf}} / \dot{q}_{\text{End}}$ ist erwartungsgemäß mit einer Temperatur im Scheitelpunkt $t_{\text{F,Scheitel}}$ gepaart, die stark vom Idealwert (Rohrverlegung ohne gegenseitige Beeinflussung) abweicht, und an ein großes Verhältnis $\dot{Q}_{\text{Rohr,VL}} / \dot{Q}_{\text{Rohr,RL}}$ gekoppelt. Letzteres zeigt die ungleiche Effizienz der Wärmeleistung des Vor- und Rücklaufes besonders deutlich.
- **Generell ist eine kleine Temperaturspreizung anzustreben.**
- Diese Forderung ist umso notwendiger zu erfüllen, je besser die Wärmeleitung zwischen beiden Rohren ist, wie der Übergang von RA = 300 mm zu 150 mm zeigt. Bei einer Spreizung von 4 K steigt die Ungleichförmigkeit beispielsweise von ca. 9 % auf 16 % und $\dot{Q}_{\text{Rohr,VL}} / \dot{Q}_{\text{Rohr,RL}}$ von etwa 3 auf 8 an.
- Die Verwendung eines kleineren Rohrdurchmessers reduziert bei sonst gleichen Parametern die Leistung und die Ungleichförmigkeit gering.
- Bei kleinen Wasserdurchsätzen infolge hoher Spreizungen und/oder kurzen Rohrlängen treten oftmals laminare Strömungsverhältnisse auf. Sie reduzieren die Wärmestromdichten deutlich, die Ungleichförmigkeiten dagegen nicht.

Kleinere Stromkreislängen gepaart mit kleinen Spreizungen stellen einen optimalen Kompromiss bezüglich Wärmestromdichten und Druckverlusten dar. Halbiert man beispielsweise die Stromkreislänge und die Spreizung, so bleiben der Massestrom und der spezifische Druckverlust im Rohrregister gleich. Die Pumparbeit für die Registerdurchströmung ändert sich in erster Näherung nicht, die örtlichen Wärmestromunterschiede reduzieren sich jedoch beträchtlich. Die Ungleichförmigkeit sinkt z. B. von 15 % auf 3%. Wegen der günstigeren Vorlauftemperatur kann in der Regel auch ein höherer Anteil Umweltenergie genutzt werden.

Beim Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten mit Paralleldurchströmung können derartige Ungleichförmigkeiten nicht auftreten. Dies ergibt weitere Freiheitsgrade bei der Planung der Systeme.



Bericht im **Anhang K**:

"Ortsbezogene Kühlleistung von Massivbauteilen mit integrierten Rohrregistern in Abhängigkeit der Rohrverlegung"
(56 Seiten)

10 Thermisch aktive Flächen am Baukörper

Grundsätzlich können am Baukörper im Rohbauzustand Decken, Wände und Fußböden als thermisch aktive Flächen installiert werden. Sie arbeiten in der Regel stationär, d. h., diese Systeme kompensieren die Raumkühl- und Raumheizlasten trägheitsarm, sobald sie von Kalt- oder Warmwasser durchflossen werden. Die Konstruktionen sind **sehr gut regelbar**.

Jede thermisch aktive Flächenkonstruktion hat das Problem zu lösen, eine gutwärmeleitende Verbindung zwischen dem Paneel und dem Rohrregister herzustellen und somit eine große Kühl- bzw. Heizleistung zu realisieren.

Die Leistung, die Flexibilität des Produktes hinsichtlich Geometrie und Design, die Montagefreundlichkeit und der Preis stellen die entscheidenden Auswahlkriterien dar.

Die vielfältigen Produkte auf dem Markt gliedern sich hauptsächlich in zwei Gruppen:

- **Rohrregister aus Metall**

In der Regel werden Kupferrohrmäander eingesetzt, deren Kontakt zum Paneel meistens durch Wärmeleitprofile aus Aluminium hergestellt bzw. verbessert wird.

- **Kunststoff-Kapillarrohrmatten**

Sie können sowohl in homogene Stoffe eingeformt als auch auf Paneele aufgeklebt bzw. in Paneelzahnprofile eingedrückt werden. Damit sind die Kapillarrohrmatten für alle Anwendungsfälle geeignet und nach den Abschnitten 1 und 2 auch aus thermodynamischer, hydraulischer sowie energetischer Sicht vorteilhaft.

Haupteinsatzgebiete:

- Die hauptsächlichliche Nutzung der thermisch aktiven Flächen erfolgte bisher zum Kühlen von gewerblich genutzten, klimatisierten Bauten in Form von Kühldecken. Zunehmend werden diese Installationen aber auch zum Heizen verwendet, wie aus Abschnitt 6 hervorgeht.

Seit 1990 sind etwa 1,5 Mill. m² Kühldecken mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten installiert worden.

- Die zweite Entwicklungsrichtung ging in Richtung Heizung von nichtklimatisierten Bauten – beispielsweise Wohnbauten – durch Einsatz von Fußbodenheizungen. Die Vorteile zeigt der Abschnitt 7. Zukünftig wird ein aktiver Fußboden verstärkt auch zu Kühlung genutzt.

Ziel der Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten ist es, ausgehend von den traditionellen Einsatzgebieten

- die vorhandenen Konstruktionen (Komponenten) zu optimieren und
- neue Komponenten zu entwickeln, wobei
- stets der universelle Einsatz zum Kühlen und Heizen

angestrebt wird.

Die weitere Betrachtung erfolgt differenziert beginnend bei den derzeitigen Haupteinsatzgebieten.

10.1 Untergehängte Kühldecken

Die Kapillarrohrmatten werden am Baukörper oberflächennah eingesetzt, damit die Kühlung dem Raum unmittelbar zugute kommt. Die Konstruktionsmöglichkeiten für untergehängte Kühldecken sind in den Bildern 10.1 bis 10.4 beispielhaft gezeigt. Sie können bestehen aus:

- Gipskartonplatten (oder Fermacellplatten) mit aufgeklebten Kapillarrohrmatten
- Gipskartonplatten (oder Fermacellplatten) mit unterseitig tapezierten Kapillarrohrmatten
- Blähglasplatten (evtl. auch Gipsplatten) mit eingeformten Kapillarrohrmatten
- Blechkassetten (auch perforiert mit allen denkbaren Lochmustern) mit eingeklebten oder mit Magnetbändern angedrückten Kapillarrohrmatten
- Blechlangfeldplatten mit eingeklebten oder mit Magnetbändern angedrückten Kapillarrohrmatten
- Metallkassetten oder Langfeldplatten mit eingeschäumten Kapillarrohrmatten
- Alustrangpressprofile mit angeformten Kanälen auf der Rückseite und eingedrückten Kapillarrohrmatten
- Dekorglasplatten mit eingeklebten Kapillarrohrmatten
- Gipskartonplatten, Blechkassetten oder Blechlangfeldplatten auf die Alustrangpressprofile mit angeformten Kanälen und eingedrückten Kapillarrohrmatten aufgeklebt oder aufgelegt sind
- freigespannte Kapillarrohrmatten oberhalb von offenen Raster- oder Lamellendecken.

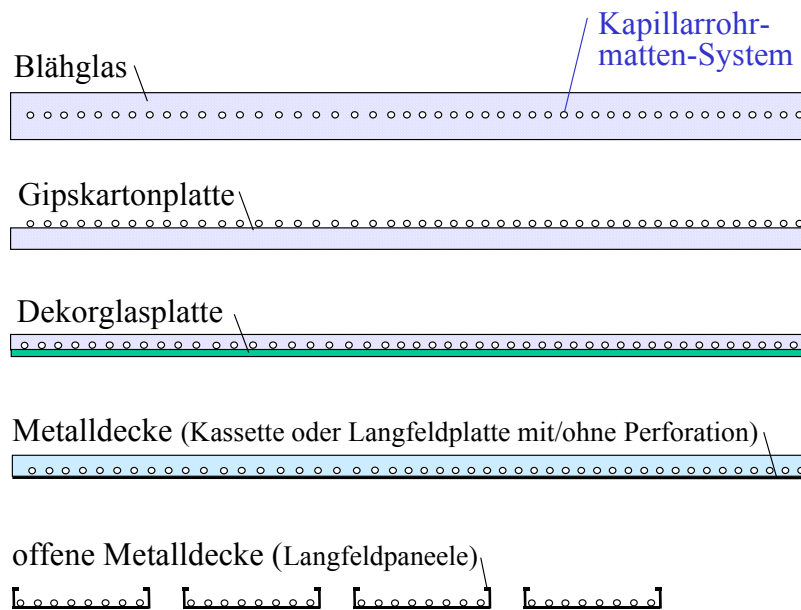


Bild 10.1 Unterhängende Kühldecken mit eingeformten, mit aufgeklebten, mit von Magnetbändern gehaltenen oder mit eingeschäumten Kapillarrohrmatten Leuchten, Luftdurchlässe, Rauchmeldeeinrichtungen, Sprinklersysteme usw. sind integrierbar.



Bild 10.2 Wärmeleitpaneel der Fa. Clina (Neu-entwicklung) bestehend aus einem Aluminiumstrangpressprofil mit angeformten, hinterschnittenen Kanälen und eingedrückten Kapillarrohrmatten

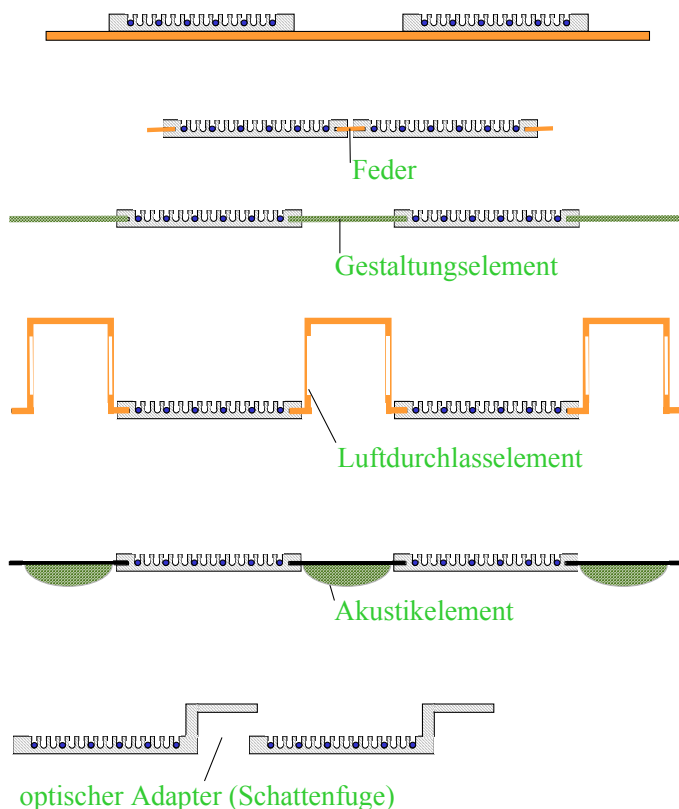
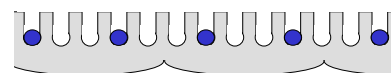


Bild 10.3 Kühldecken auf der Basis des Wärmeleitpaneels nach Bild 10.2 Das Aluminiumstrangpressprofil kann auf eine Platte (Gipskarton, Blech usw.) aufgeklebt oder angepresst werden aber auch in freier Gestaltung in Kombination mit anderen Elementen die Kühldecke selbst bilden. Diese Variante ist leistungsmäßig besonders günstig. Die Kühlleistung steigt bei Hinterlüftung der Paneele, so beispielsweise durch Einfügen eines Luftdurchlasselementes oder einer Schattenfuge. Eine Gestaltung der Unterseiten ist durch beliebige Formgebung (siehe Detail) möglich.



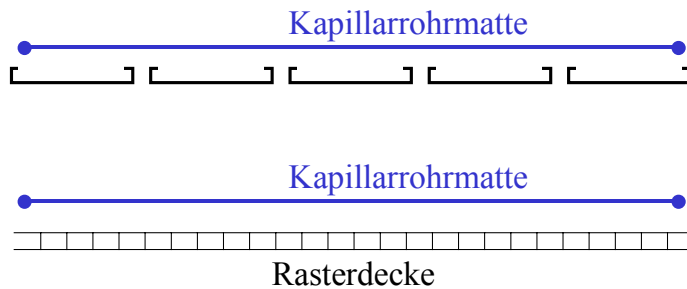


Bild 10.4 Freigespannte Kapillarrohrmatten über offenen Paneel- bzw. Rasterdecken
Die aus optischen Gründen angeordneten Decken können somit eine beachtliche Kühlleistung übernehmen.

Wichtige Hinweise:

- Die in den Bildern 10.1 und 10.3 gezeigten Decken sind architektonisch **vielfältig gestaltbar**. Alle genannten Lösungen können ausgeführt werden als
 - **geschlossene Decken** oder als
 - **offene Decken** – beispielsweise mit Luftspalten – zwischen den Paneelen.
- **Leuchten, Luftdurchlässe, Rauchmeldeeinrichtungen, Sprinklersysteme, Akustikpaneele** usw. sind ohne weiteres integrierbar.
- Die **Geometrie** der Kassetten, Langfeldplatten, Gipskartonflächen usw. ist **frei wählbar**, die Kapillarrohrmatten werden durch entsprechende Konfektionierung angepasst.
- Beliebige Anordnungen von **Öffnungen** sind möglich in Form von Revisionsöffnungen oder als abklappbare Aktivelemente.
- Die im Bild 10.4 gezeigte Lösung ist besonders **kostengünstig**. Sie ist auch als **Nachrüstvariante** geeignet.
- Die in den Bildern 10.1 und 10.3 dargestellten Lösungen sind prinzipiell auch als **Wandkonstruktionen** möglich.

Architektonisch **besonders attraktiv** könnten beispielsweise in Einkaufszentren **vertikal angeordnete gekühlte Dekorglasvarianten** in Verbindung mit den **Rückwänden der Vitrinen** oder als **Werbeträger** sein.

Es wurden nachfolgende Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten zu Kühldecken durchgeführt.

10.1.1 Algorithmus zur Bewertung und Optimierung von Metall-Kühldecken mit aufgeklebten Kapillarrohrmatten

Blechkassetten-Kühldecken mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten werden in großem Umfang angewendet. Es wird stets eine gute Wärmeleitung von der Unterseite der Kühldecke bis zum

Kühlwasser angestrebt. Als charakteristischen Parameter hat der Verfasser deshalb einen Teilwärmedurchgangskoeffizienten definiert

$$\kappa = \frac{|\dot{q}|}{|t_{mi} - t_F|} \quad (10.1)$$

$\dot{q}$ spezifische Leistung (Wärmestromdichte)

t_{mi} mittlere Deckentemperatur (Unterseite)

t_F mittlere Fluidtemperatur (Wassertemperatur) in den Rohren.

Er hat sich als Qualitätsmaßstab und Komponentenkennwert für Kühl- und Heizflächen [2] bewährt. Die entscheidenden konstruktiven Einflussparameter auf den Teilwärmedurchgangskoeffizienten κ und damit auf die Leistung $\dot{q}$ (Wärmestromdichte) sind

- der Rohrabstand
- die Intensität der Verbindung zwischen Rohr und Paneel (Blechkassette).

Das Bild 10.5 zeigt den Aufbau der zu untersuchenden Kühldecke und relevante wärmetechnisch interessierende Größen.

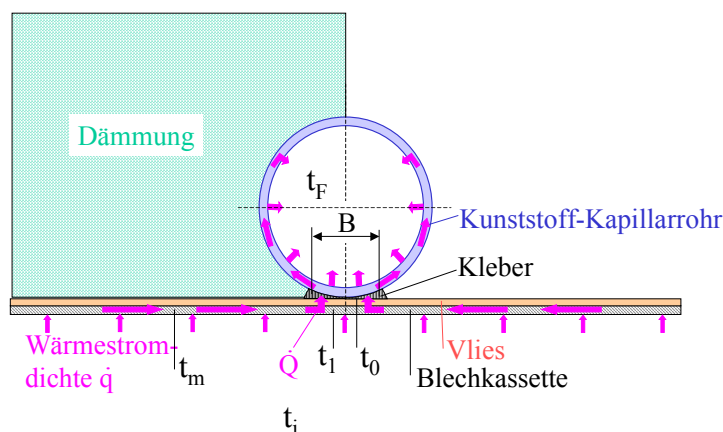


Bild 10.5 Kühldecke mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten in einer Blechkassette mit Vlies und Kennzeichnung der wichtigsten geometrischen und wärmetechnischen Parameter

Der Wärmetransport werde nachfolgend beschrieben:

- Die Wärme strömt aus dem Raum mit der operativen Temperatur (Empfindungstemperatur) t_i an die Deckenunterseite mit der Temperatur t_{mi} , da $t_i > t_{mi}$ gilt.

Es hat sich bewährt, den Wärmeübergang vom Raum an die Unterseite von Kühldecken durch die Basiskennlinie für Fußbodenheizungen gemäß DIN EN 1264 zu beschreiben, da die gleichen physikalischen Bedingungen (Wärmestrom von unten nach oben) wirken. Dies ist in mehreren Veröffentlichungen dargelegt und durch wissenschaftliche Untersuchungen [15] sowie durch Verifikation mit Prüfstandsergebnissen [2, Seite 320] auch gut bestätigt worden. Damit gilt

$$\dot{q}_i = 8,92 |t_{mi} - t_i|^{1,1} \text{ in W/m}^2 \quad \text{bzw.} \quad \alpha_i = 8,92 |t_{mi} - t_i|^{0,1} \text{ in W/(m}^2\text{K)}. \quad (10.2)$$

- Die Wärme strömt im Blech der Kassette zur Rohrberührungsfläche mit der Rippenfußtemperatur $t_1 < t_m$. Das aufliegende Vlies ist an diesem Wärmetransport zwischen den Rohren praktisch nicht beteiligt, da $\lambda_{\text{Vlies}} \ll \lambda_{\text{Stahl}}$ gilt. Für die Berechnung der Wärmeleitung im Kassettenblech ist eine eindimensionale Wärmeleitung anzusetzen. Bei perforierten Blechen ist der Lochanteil durch Umrechnung in eine äquivalente Blechdicke zu berücksichtigen.
- Der gesamte in einer Symmetriehälfte zwischen zwei Rohren aufgenommene Wärmestrom $\dot{Q} = \dot{q}_i RA / 2$ muss dann durch das Vlies transportiert werden, d. h., $t_1 > t_0$ ist die thermische Voraussetzung für diesen Vorgang. Als Transportfläche für den Wärmestrom ist die Breite $B/2$ maßgebend. Je kleiner die Kontaktfläche zwischen dem Rohr und dem Vlies ist, d. h., je kleiner B ist, umso ungünstiger ist dies für den Wärmetransportvorgang.
- Schließlich muss der Wärmestrom $\dot{Q}$ dann über die Rohrwand an das Wasser übertragen werden. Wegen der relativ kleinen Kontaktfläche ist der Wärmefluss in der Rohrwand als zweidimensionale Wärmeleitung zu berechnen.
- Nach [16] ist eine geschlossene Kühldecke auf der Oberseite zu dämmen. Bezüglich der Wärmedämmung sind grundsätzlich **zwei unterschiedliche Arten** möglich (Bilder 10.6 und 10.7).
- Die Anordnung des Vlieses kann außerdem unterschiedlich sein (Bilder 10.6 und 10.7).

Alle grundlegenden, relevanten Algorithmen, die für diese Untersuchung benötigt werden, sind in [17] ausführlich dargestellt. Die Zusammenhänge des Wärmetransports in der Rohrwand basieren auf [18].

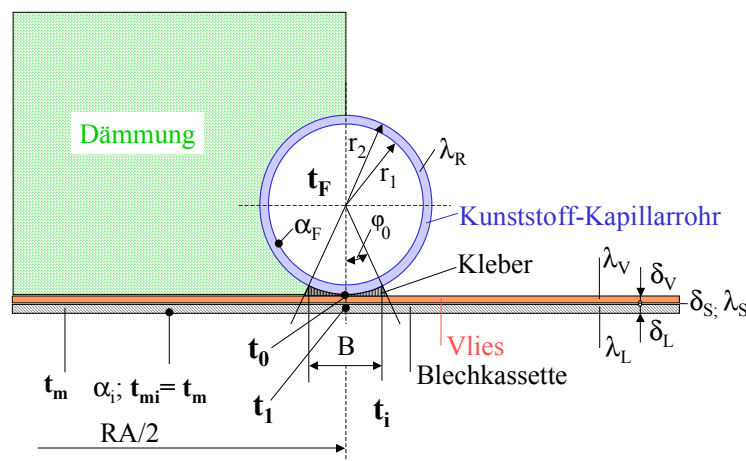


Bild 10.6 Geometrische und wärmetechnische Größen der Kühldeckenkonstruktion mit Akustikvlies auf der Blechlamelle und völlig von der Dämmung umhülltem Rohr. Durch die vollkommene Dämmung entstehen keine störenden Effekte, sodass der Wärmetransport genau berechnet werden kann.

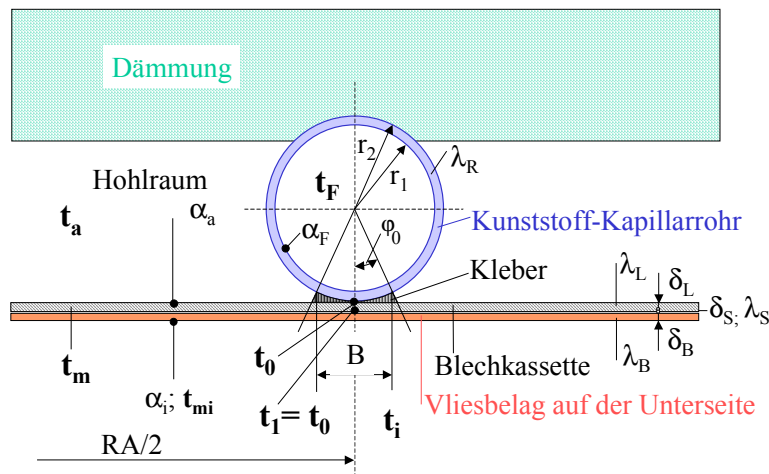


Bild 10.7 Geometrische und wärmetechnische Größen der Kühldeckenkonstruktion mit Akustikvlies unter der Blechlamelle und aufliegender Dämmung

Die Dämmung auf den Rohren bildet einen Hohlraum. Die Wärmeströme sind sehr von der Geometrie und Oberfläche des Dämmmaterials abhängig. Es werden Grenzbetrachtungen mit unterschiedlichen Hohlraumgrößen durchge-

führt.

- Schließlich muss bei vergleichenden Rechnungen mit Messwerten der genaue Belegungsgrad der Kassetten mit Kapillarrohrmatten ermittelt werden.

Die einzelnen Elemente des Wärmetransportes vom Raum bis zum Kaltwasser sind in einem Rechenprogramm verknüpft worden. Es wurde durch Plausibilitätskontrollen und Messungen verifiziert.

Kapillarrohrmatten in Kassetten mit Mikropor-Beschichtung

Diese Konstruktion ist am Hermann-Rietschel-Institut der TU Berlin mit den Normleistungen

- 58,7 W/m² (eingelegte Matten)
- 75,2 W/m² (eingeklebte Matten)

gemäß der Prüfberichte 96001.SP und 96002.SP gemessen worden.

Diese Konstruktion wurde mit dem aufgestellten Rechenprogramm nachgerechnet. Der Winkel φ_0 , welcher die halbe Breite der Berührungsfläche zwischen Kapillarrohr und Kassette angibt, ist variiert worden. Kleine Winkel (beispielsweise 5°) entsprechen einer Konstruktion mit aufliegenden Matten, große Winkel (beispielsweise 25°) bilden eine Klebevariante nach. Variiert wurde auch die Art der Dämmung nach Bild 10.6 und 10.7. Im letztgenannten Fall erfolgte weiterhin eine Variation des Hohlraums (Rohrfläche $d_2/2 \cdot RA$ bzw. $d_2 \cdot RA$). Die Ergebnisse zeigt das Bild 10.8.

Danach werden die gemessenen Kühlleistungen für

- aufliegende Kapillarrohrmatten bei einem Berührungswinkel $\varphi_0 = 2^\circ \dots 4^\circ$
- geklebte Kapillarrohrmatten bei $\varphi_0 = 24^\circ \dots 27^\circ$ erreicht.

Der Einfluss der unterschiedlichen Modellierungen – einhüllende Rohrdämmung und aufliegende Dämmung mit verschiedener Hohlraumhöhe – ist nur von untergeordneter Bedeutung.

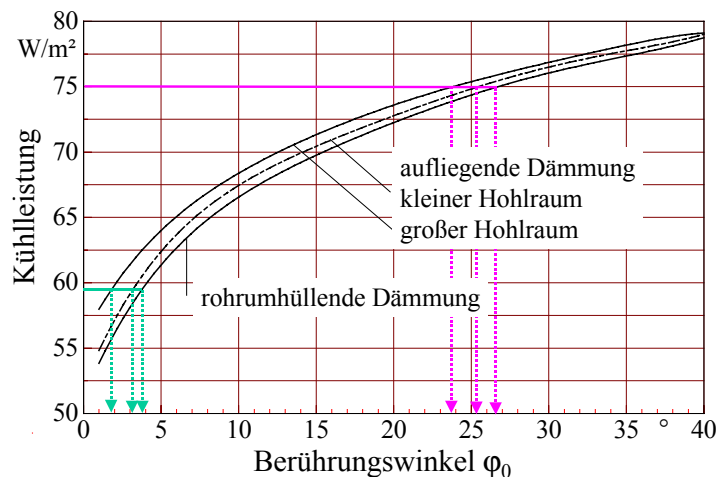


Bild 10.8 Kühlleistung der Kassettenkühldecke mit Mikropor-Beschichtung nach den Ergebnissen des Rechenprogramms

Die ermittelten Berührungswinkel entsprechen der Realität mit **Berührungsbreiten** der Röhren:

- 0,2 mm bei aufliegenden Kapillarrohrmatten
- 1,4 mm bei geklebten Kapillarrohrmatten.

Damit sind der Algorithmus und das aufgestellte Rechenprogramm auch durch die Übereinstimmung mit praktischen Messungen sehr gut verifiziert.

Kapillarrohrmatten in Kassetten mit innenliegendem Vlies

Diese Konstruktion ist an der Prüfstelle der Universität Stuttgart für die Variante – **Matten eingeklebt** – gemäß Prüfbericht VR95 K27.1111 mit einer Normleistung

- 83,5 W/m² (eingeklebte Matten)

gemessen worden.

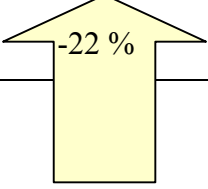
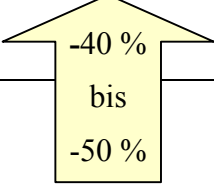
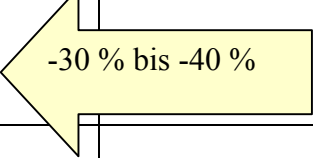
Die wärmetechnischen Simulationen ergaben, dass diese Variante leistungsmäßig ungünstiger als bei außenliegendem Vlies ist, da der gesamte Wärmestrom durch das Vlies im Bereich der Rohrberührung treten muss.

- Die Leistung bei aufliegenden Kapillarrohrmatten ist mit 39 W/m² ($\varphi_0 = 4^\circ$) bzw. 51 W/m² ($\varphi_0 = 10^\circ$) sehr klein.
- Der Klebevorgang bewirkt eine Veränderung der Wärmeleitung im Vlies. Der Kleber dringt in das Vlies ein, erhöht seine Wärmeleitfähigkeit und bewirkt eine Verfestigung des Vlieses. Unter diesen Bedingungen ergibt sich eine Normleistung von ca. 84 W/m².

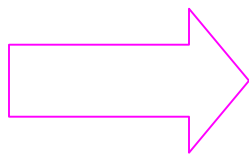
Damit haben eingelegte Kapillarrohrmatten gegenüber geklebten Varianten eine Minderleistung von etwa 40 % ... 50 %.

Trends und Schlussfolgerung

Zusammenstellung der prozentualen Leistungsveränderungen bei unterschiedlicher Verbindung Matte/Kassette und bei verschiedenen Kassettengestaltungen

Matten- verbindung	Kassettengestaltung		
	Mikropor®- Beschichtung	Vlies 0,3 mm innenliegend	ohne Vlies und Beschichtung (nackte Kassette)
einggelegt			
eingeklebt			

- Kunststoff-Kapillarrohrmatten sollten in Kassetten stets eingeklebt werden, um die üblicherweise vorhandenen Raum-Kühlleistungen decken und um mit den marktüblichen Preis-Leistungs-Verhältnissen konkurrieren zu können.
- Innenliegende Vliese bewirken eine größere Wärmedämmung (höhere Isolierwirkung) als außenliegende Beschichtungen.
- Bei speziellen Klebevarianten kann dies jedoch gerade umgekehrt sein, da verschiedene Kleber das innenliegende Vlies durchtränken und damit die Wärmeleitfähigkeit im Klebebereich stark erhöhen sowie eine Verbreiterung des "Klebefußes" (B) ermöglichen.



Bericht im **Anhang L**:

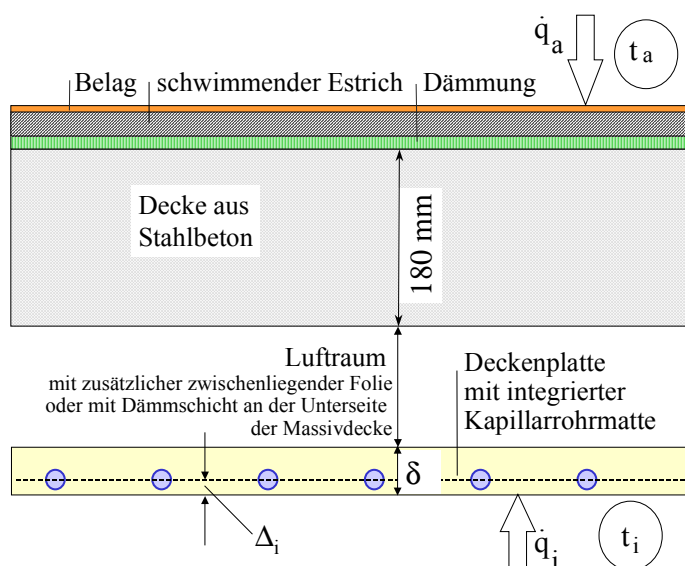
"Optimierung des Wärmetransports in Blechkassetten-Kühldecken mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten in Abhängigkeit der Einbringung" (24 Seiten)

10.1.2 Entwicklungspotenzial für konventionelle Deckenpaneele zu Kühldecken durch Integration von Kapillarrohrmatten

Einen großen Marktumfang haben Deckenplatten, die auf der Basis von schlecht wärmeleitenden Mineralfasermaterial hergestellt sind. Die Platten werden üblicherweise in Dicken von 15 mm und 20 mm gefertigt. Wärmetechnisch kennzeichnend ist die sehr niedrige Wärmeleitfähigkeit von etwa $\lambda = 0,06 \text{ W/(m K)}$. Wegen des damit verbundenen hohen Wärmedurchgangswiderstandes scheiden Konstruktionen mit aufgelegten, aufgeklebten oder angedrückten Rohrregistern oder Wärmeleitprofilen aus.

Als Konstruktionsprinzip kommen nur integrierte Rohrsysteme, die möglichst nahe an der Unterseite der Platte liegen, in Betracht. Kunststoff-Kapillarrohrmatten stellen wegen des engen Rohrabstandes die beste Lösung dar.

Um das Leistungspotenzial im Kühlfall abschätzen zu können, wird ein Algorithmus mit Rechenprogramm nach [13] benutzt. Die Berechnung legt als thermische Randbedingungen die Werte wie bei einer Normprüfung nach DIN 4715 zugrunde (mittlere Temperaturdifferenz: 10 K; Wasser: 16 °C; Raum: 26 °C). Als Deckenaufbau wird eine Konstruktion nach Bild 10.9 gewählt.



Bei der Platte wird von einem homogenen Material sowie von einer festen und spaltfreien Einordnung der Kapillarrohrmatten ausgegangen.

Bild 10.9 Deckenkonstruktion bestehend aus Deckenplatten mit integrierter Kunststoff-Kapillarrohrmatte, Luftraum, Ortbeton und Fußbodenaufbau mit Angabe der geometrischen Abmessungen sowie Kennzeichnung der relevanten wärmetechnischen Größen

Platte: $\delta = 15 \text{ mm}$, $\lambda = 0,06 \text{ W/(m K)}$
 Luftraum: $\delta = 100 \text{ mm}$, $\lambda = 0,17 \text{ W/(m K)}$ ← Äquivalenzwert für den realen Luftraum
 Deckenbeton: $\delta = 180 \text{ mm}$, $\lambda_B = 1,4 \text{ W/(m K)}$ mit zusätzlicher Folie oder Dämmung
 Fußboden: $\delta_{\text{Dämmung}} = 30 \text{ mm}$, $\lambda_{\text{Dämmung}} = 0,04 \text{ W/(m K)}$
 $\delta_{\text{schwimmender Estrich}} = 45 \text{ mm}$, $\lambda_{\text{schwimmender Estrich}} = 1,4 \text{ W/(m K)}$
 $\delta_{\text{textiler Belag}} = 10 \text{ mm}$, $\lambda_{\text{textiler Belag}} = 0,07 \text{ W/(m K)}$

Nachfolgende Konstruktionsparameter und Teile der Konstruktion werden schrittweise variiert:

- Plattendicke
- Abstand der Rohrachse von der Unterseite
- Rohrabstand
- Wärmeleitfähigkeit der Platte
- zusätzlicher Einbau einer Aluminiumlamelle
- Alukaschierung an der Plattenunterseite.

Die Simulationsergebnisse sind in Tabelle 10.1 aufgeführt und leistungsmäßig bewertet.

Tabelle 10.1 Kühlleistung $\dot{q}_{\text{gesamt}}$ einer homogenen Mineralwolleplatte mit integrierter Kunststoff-Kapillarrohrmatte (δ Plattendicke; Δ_i Abstand der Rohrachse von unten)

Variante	δ mm	Δ_i mm	Rohr mm	Rohrabstand mm	$\dot{q}_i$ W/m ²	$\dot{q}_a$ W/m ²	$\dot{q}_{\text{gesamt}}$ W/m ²	Verhältnis %
1	15	4	3,4×0,55	10	61,1	4,9	66,1	100
2	15	7	3,4×0,55	10	46,3	5,1	51,4	77,8
3	15	4	3,4×0,55	15	54,4	4,4	58,8	89,0
4	15	7	3,4×0,55	15	42,3	4,7	47,0	71,1
5	20	4	3,4×0,55	10	61,1	4,7	65,9	99,7
6	20	7	3,4×0,55	10	46,3	4,9	51,2	77,5
7	20	4	3,4×0,55	15	54,4	4,2	58,6	88,7
8	20	7	3,4×0,55	15	42,4	4,5	46,8	70,8
9	15	4	4,3×0,90	10	63,4	5,1	68,5	103,6

Aussagen:

- Die Kapillarrohre müssen so weit wie fertigungstechnisch möglich nahe an der Deckenunterseite eingebracht werden.
- Einen Abstand der Rohrachsebene von der Deckenunterseite von $\Delta_i = 4$ mm sollte man nicht überschreiten. Steigt er von 4 mm auf 7 mm an, so ergibt sich eine Leistungsminderung von ca. 22 %.
- Die Plattendicke ist nahezu bedeutungslos, da sie nur Einfluss auf die ohnehin sehr geringe Kühlleistung des Raumes über der Kühlplatte (oberer Raum) hat.
- Die Abstände der Kapillarröhrchen untereinander sollten klein sein, vorzugsweise 10 mm.
Bei einer Vergrößerung des Abstandes von 10 mm auf 15 mm tritt eine Leistungsminderung bis 11 % ein.
- Der Einsatz dickerer Kapillarrohrmatten bringt nur eine sehr geringe Leistungssteigerung und ist somit aus wärmetechnischer Sicht nicht gerechtfertigt.

Denkbare Varianten der Rohreinbringung wären:

- Das Fräsen von Nuten und das anschließende Einkleben der Kunststoff-Kapillarrohrmatten. Dies könnte auch unter Zusammensetzen von zwei Platten kleinerer Dicke erfolgen.

- Das Einbringen von Sicken bei der Fließfertigung der Platten. In diese Sicken würden dann die Kapillarrohre eingeklebt.

Der Kleber sollte eine gute Wärmeleitfähigkeit besitzen und die Rohre vollflächig umschließen.

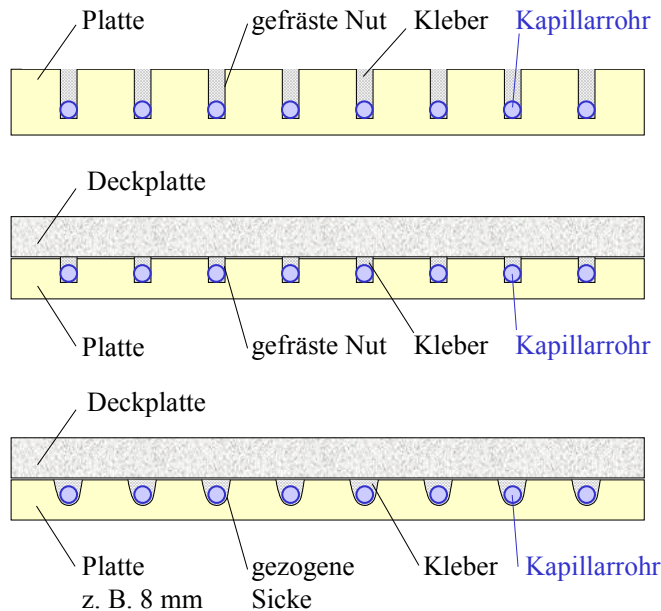


Bild 10.10 Konstruktive Varianten zur Einbringung der Kapillarrohrmatten in die Deckenplatten

Zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit der Platte gibt es grundsätzlich zwei Möglichkeiten:

- Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit des Materials

Es ist zu untersuchen, ob durch Beimengen von Zusatzstoffen mit guten Wärmeleiteigenschaften eine Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit wirtschaftlich vertretbar ist.

- Einbringen von zusätzlichen Wärmeleitlamellen

Diese Lösung ist bei konventionellen Rohrgeometrien (z. B. bei Rohrmäandern) üblich. So werden bei Fußbodenheizungen im Trockenverlegeverfahren beispielsweise Aluminiumlamellen zur Verbesserung des Wärmetransports zwischen den Rohren angeordnet.

Beide Möglichkeiten wurden untersucht. Die Ergebnisse sind in Tabelle 10.2 aufgeführt.

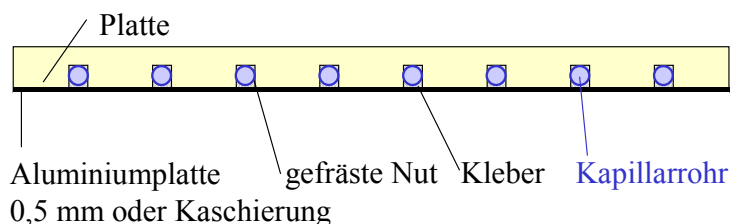


Bild 10.11 Konstruktive Variante zur Einbringung der Kapillarrohrmatte in Deckenplatten mit unterer Aluminiumkaschierung

Tabelle 10.2 Kühlleistung $\dot{q}_{\text{gesamt}}$ von Konstruktionen mit verbesserter Wärmeleitung zwischen den Rohren der integrierten Kunststoff-Kapillarrohrmatte (δ Plattendicke; Δ_i Abstand der Rohrachse von unten)

Variante	δ mm	Δ_i mm	Rohr mm	Rohrabstand mm	$\dot{q}_i$ W/m ²	$\dot{q}_a$ W/m ²	$\dot{q}_{\text{gesamt}}$ W/m ²	Verhältnis %
Basisrechnung: $\lambda = 0,06 \text{ W/(m K)}$								
1	15	4	3,4×0,55	10	61,1	4,9	66,1	100
Veränderte Wärmeleitfähigkeit der Platten: $\lambda = 0,08 \text{ W/(m K)}$								
10	15	4	3,4×0,55	10	68,3	5,0	73,3	110,9
Basiskonstruktion plus zusätzliche Alulamelle aufliegend auf der Platte: Dicke 0,5 mm								
11	15	4	3,4×0,55	10	61,1	4,9	66,1	100,0
12	15	4	3,4×0,55	15	54,4	4,4	58,8	89,0
Basiskonstruktion plus zusätzliche Alulamelle als untere Kaschierung: Dicke 0,5 mm $\Rightarrow$ Bild 10.11								
13	15	2	3,4×0,55	10	79,7	4,9	84,6	128,0
14	15	4	3,4×0,55	10	61,2	4,9	66,2	100,2
15	20	2	4,3×0,90	20	70,9	4,4	75,3	113,9

Aussagen:

- Bereits eine geringe Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit des Plattenmaterials ($0,06 \text{ W/(m}^2\text{K)} \Rightarrow 0,08 \text{ W/(m}^2\text{K)}$) bewirkt eine beachtliche Leistungssteigerung von etwa 11 %.
- Eine aufliegende Alulamelle bringt überhaupt keine Leistungsverbesserung.

Dies liegt an dem zu großen Abstand vom Rohr und an der ohnehin sehr günstigen Rohrteilung bei Kunststoff-Kapillarrohrmatten (10 mm bzw. 15 mm).

- Eine Aluminiumlamelle unter der Platte könnte dagegen sehr vorteilhaft sein, wenn damit eine Verringerung von Δ_i entstünde (Bild 10.11). Wird beispielsweise ein Abstand von 2 mm realisiert, ergibt sich eine Steigerung der Kühlleistung um 28 %.

Belässt man allerdings die Tiefe der Rohrachsen bei 4 mm – wie bei der Basisvariante –, so tritt keine Leistungssteigerung ein. Eine Leistungserhöhung könnte jedoch bei einem extrem gut wärmeleitenden Anschluss der Kapillarrohrmatten an das Alublech erreicht werden.

Bei Einsatz einer dicken Matte mit dem großen Rohrabstand von 20 mm erbringt die Reduzierung der Verlegetiefe eine Leistungssteigerung um 14 % bezogen auf die Basisvariante.

Bei diesen Konstruktionen besteht in Abhängigkeit der technologischen Machbarkeit noch Optimierungsbedarf.

Wollte man die Fräsung bzw. die Herstellung einer gezogenen Sicke vermeiden, könnte mit zwei dünnen Platten (6 mm) eine Sandwichkonstruktion nach Bild 10.12 aufgebaut werden. Selbstverständlich sollte dann in der rohrführenden Schicht ein Kleber mit guter Wärmeleitfähigkeit – beispielsweise $\lambda = 1 \text{ W/(m K)}$ – Verwendung finden. Die Kühlleistung ist in Tabelle 10.3 enthalten.

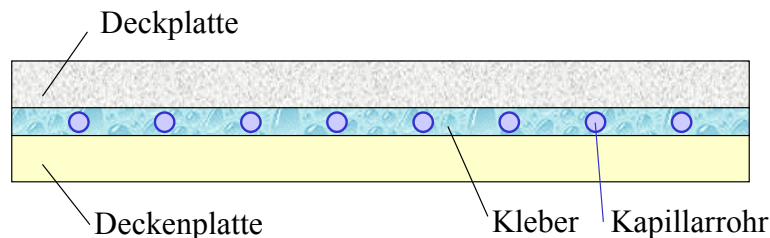


Bild 10.12 Sandwichkonstruktion bestehend aus zwei dünnen Platten und einer Kleberschicht

Tabelle 10.3 Kühlleistung $\dot{q}_{\text{gesamt}}$ einer Sandwichkonstruktion nach Bild 10.12 mit integrierter Kunststoff-Kapillarrohrmatte (δ Dicke der Kleberschicht; $\lambda = 1 \text{ W/(m K)}$)

Variante	δ mm	Δ_i mm	Rohr mm	Rohrabstand mm	$\dot{q}_i$ W/m ²	$\dot{q}_a$ W/m ²	$\dot{q}_{\text{gesamt}}$ W/m ²	Verhältnis %
Basisrechnung: $\lambda = 0,06 \text{ W/(m K)}$								
1	15	4	3,4×0,55	10	61,1	4,9	66,1	100
Sandwichkonstruktion: Plattendicken je 6 mm; $\lambda = 1 \text{ W/(m K)}$ ⇒ Bild 10.12								
16	8	4	3,4×0,55	10	48,9	5,1	54,0	81,7

Die Dicke der Deckenplatte von 6 mm unter der rohrführenden Schicht reduziert die Kühlleistung der Gesamtkonstruktion gegenüber der Basisvariante um ca. 18 %.

10.1.3 Entwicklungspotenzial für Holzpaneele zu Kühldecken durch Integration von Kapillarrohrmatten

Analog zu den Mineralwolleplatten mit gefrästen Rillen oder zur Sandwichkonstruktion ist auch der Einsatz in geleimten Holzplatten denkbar, beispielsweise nach Bild 10.13. Da die Wärmeleitfähigkeit von Holz zwischen $\lambda = 0,15 \text{ W/(m K)}$ für Kiefer, Fichte, Lärche und $\lambda = 0,24 \text{ W/(m K)}$ für Sperrholz liegt, wird ein Wert von $0,2 \text{ W/(m K)}$ für die Berechnung angenommen. Die Ergebnisse in Tabelle 10.4 verdeutlichen, dass aufgrund der guten Wärmeleitfähigkeit des Holzes und des kleinen Rohrabstandes sehr große Kühlleistungen erreichbar sind.

Selbst wenn der Verlegeabstand aus technologischen Gründen auf $\Delta_i = 6 \text{ mm}$ gesteigert werden muss, ist noch eine sehr hohe Leistung (128 % gegenüber der Basisvariante) möglich.

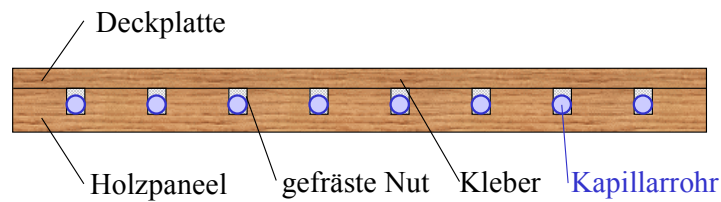


Bild 10.13 Sandwichkonstruktion bestehend aus einem Holzpaneel mit eingetragenen Rillen zur Einbringung von Kapillarrohrmatten mit Kleber und einer Deckplatte aus Holz (verleimt). Die Gesamtdicke der Konstruktion wird mit 15 mm und der Abstand vom unteren Rand bis zur Rohrachsebene mit 4 mm angenommen. Damit entsprechen die Maße der Basisvariante.

Tabelle 10.4 Kühlleistung $\dot{q}_{\text{gesamt}}$ einer verleimten Holzkonstruktion nach Bild 10.13 mit integrierter Kunststoff-Kapillarrohrmatte (δ Plattendicke; Δ_i Abstand der Rohrachse von unten)

Variante	δ mm	Δ_i mm	Rohr mm	Rohrabstand mm	$\dot{q}_i$ W/m ²	$\dot{q}_a$ W/m ²	$\dot{q}_{\text{gesamt}}$ W/m ²	Verhältnis %
Basisrechnung: $\lambda = 0,06 \text{ W/(m K)}$								
1	15	4	3,4×0,55	10	61,1	4,9	66,1	100
Holzpaneel: $\lambda = 0,20 \text{ W/(m K)} \Rightarrow \text{Bild 10.13}$								
17	15	4	3,4×0,55	10	86,8	5,2	92,0	139,2
18	15	6	3,4×0,55	10	79,4	5,2	84,7	128,1

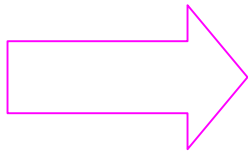
10.1.4 Entwicklungspotenzial für Perlit- und Blähglasplatten zu Kühldecken durch Integration von Kapillarrohrmatten

Kunststoff-Kapillarrohrmatten sind ohne weiteres in Blähglasplatten integrierbar. Die Wärmeleitfähigkeit von Blähglas beträgt $\lambda = 0,09 \text{ W/(m K)}$. Würde man die Kapillarrohrmatten in einer Tiefe von $\Delta_i = 5 \dots 6 \text{ mm}$ einbringen, so ergeben sich die Werte gemäß Tabelle 10.5.

Tabelle 10.5 Kühlleistung $\dot{q}_{\text{gesamt}}$ einer Blähglasplatte mit integrierter Kunststoff-Kapillarrohrmatte (δ Plattendicke; Δ_i Abstand der Rohrachse von unten)

Variante	δ mm	Δ_i mm	Rohr mm	Rohrabstand mm	$\dot{q}_i$ W/m ²	$\dot{q}_a$ W/m ²	$\dot{q}_{\text{gesamt}}$ W/m ²	Verhältnis %
Basisrechnung: $\lambda = 0,06 \text{ W/(m K)}$								
1	15	4	3,4×0,55	10	61,1	4,9	66,1	100
Blähglaspaneel: $\lambda = 0,09 \text{ W/(m K)}$								
19	20	5	3,4×0,55	10	65,6	4,9	70,6	106,8
20	20	6	3,4×0,55	10	60,9	5,0	65,9	99,7

Die Kühlleistung für Blähglasplatten nach Tabelle 10.5 ergibt je nach Einbettungstiefe Werte, die gut mit Messwerten korrespondieren. Die Wärmeleitfähigkeit von Perlit ist nicht bekannt, dürfte aber etwa in der Größenordnung des Blähglases liegen.



Bericht im **Anhang M**:

" Thermodynamische Voruntersuchung zum Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten in Deckensystemen von OWA für Kühlzwecke "
(71 Seiten)

10.1.5 Entwicklung und Optimierung eines Wärmeleitpaneels

Es wurden Wärmeleitpaneele aus Aluminiumstrangpressprofilen mit einklipsbaren Kapillarrohrmatten verschiedener Durchmesser nach den Bildern 10.2 und 10.3 entwickelt und optimiert. Einem Grundsystem gemäß Bild 10.14 sind verschiedenartige Decken zugeordnet worden.



Bild 10.14 Clina-Wärmeleitpaneele als thermisch aktives Grundsystem installiert im Prüfraum nach DIN 4715 an der Westsächsischen Hochschule Zwickau (FH)

Eine ideale Leistungsanpassung ist durch die Dichte der Paneele und die Anzahl der Röhrchen (Durchmesser 3,4 mm oder 4,3 mm) pro Paneel gegeben.

10.1.6 Entwicklung und Optimierung einer Lamellenkühldecke

Eine sehr leistungsstarke und zugleich kostengünstige Kühldecke ist im Bild 10.4 gezeigt. Sie wurde in verschiedenen Variationen experimentell untersucht und in einem Sanierungsbauvorhaben an der Westsächsischen Hochschule Zwickau (FH) zur besten Zufriedenheit der Nutzer in einem Rechnerpool realisiert [19].

Üblicherweise werden ca. 15 PC für maximal 30 Schüler bzw. Studenten bereitgehalten. Die spezifische innere Kühllast liegt bei etwa 100 W/m^2 , sodass RLT-Anlagen mit Kühlfunktion erforderlich sind.

In den vergangenen Jahren wurden diese Rechnerpools in der Regel mit einer horizontalen Strahl Lüftung über Lüftungsgitter zur Deckung des hygienisch notwendigen Außenluftanteils und mit Kühltruhen ausgestattet. Die Nutzer klagten häufig über Zugscheinungen und über zu laute Geräusche durch den Betrieb der Klimatruhen.

Die Einrichtung eines weiteren Rechnerpools an der Hochschule bot die Gelegenheit zur Erprobung des Systems Kapillarrohrmatte über Paneeldecke. Die zentral aufbereitete Zuluft wird über ein Quellsystem eingebracht, auch um die Funktion der Kombination Kühldecke-Quellsystem in diesem speziellen Einsatzfall messtechnisch zu erfassen und zu bewerten.

Für die freie Aufhängung von Kapillarrohrmatten ($d_a = 3,4 \text{ mm}$, $RA = 10 \text{ mm}$) über einer Paneeldecke (Bild 10.15) wurde in einem Prüfraum eine Norm-Kühlleistung von 89 W/m^2 – bezogen auf die aktive Fläche – bei optimalen Behaglichkeitsparametern gemessen.

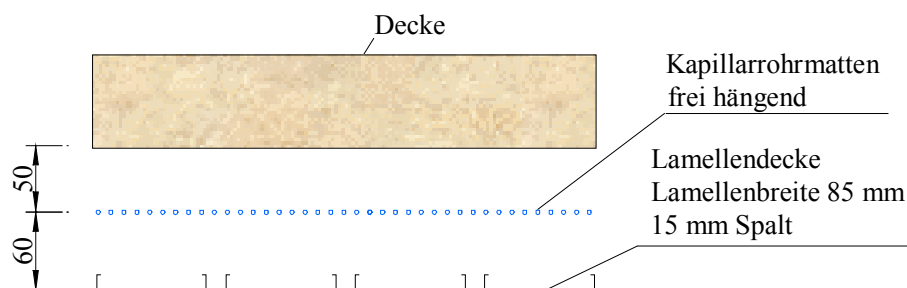


Bild 10.15 Anordnung der Kapillarrohrmatten über der Paneeldecke



Bild 10.16 Rechnerpool während der Montage und im fertiggestellten Zustand mit Quellsystem und einem Abluftgitter in der Deckenmitte

Die Hängungen für die Paneeldecke tragen auch die Kapillarrohrmatten, zusätzliche Befestigungen waren nicht erforderlich. Die Kapillarrohrmatten werden mit 16°C -Kaltwasser aus dem vorhandenen Netz über eine vorgefertigte Wärmeübertragerstation beaufschlagt.

Die Vorteile dieses Kühldeckensystems sind:

- geringe spezifische Kosten für die Kühldecke

- hohe Leistung der Kühldecke bei optimaler Behaglichkeit
- nachträgliche Installationen im Deckenbereich jederzeit möglich
- einfachste Montage der Kapillarrohrmatten am Hängungssystem der Paneeldecke
- minimale Abstimmung der Gewerke.

10.2 Kühldecken und Kühlwände direkt am Baukörper

Die Kühlfläche mit Kapillarrohrmatten kann an den Baukörper auch direkt angebracht werden. Den Aufbau einer solchen Konstruktion zeigt Bild 10.17. Die Oberfläche entspricht einer gestrichenen oder tapezierten bzw. einer gestrichenen Decke. Der Aufbau besteht aus:

- **Putz** mit integrierten Kapillarrohrmatten
- **Profilfolie** mit integrierten Kapillarrohrmatten, die am Baukörper "tapeziert" und verspachtelt werden; die Oberfläche erhält einen Kunststoffputz oder einen Anstrich.

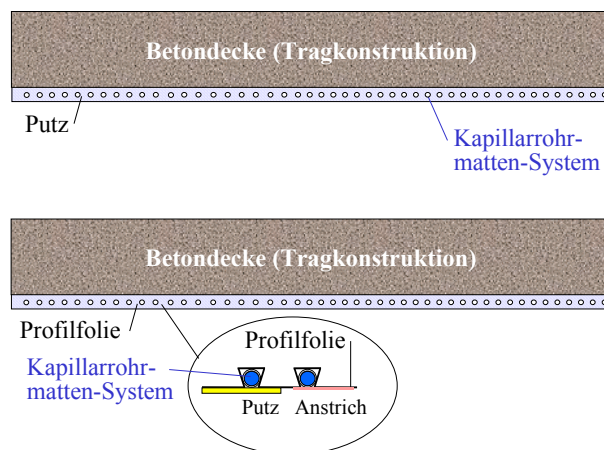


Bild 10.17 Kühlfläche direkt an der Decke oder an der Wand angebracht (Putz oder Profilfolie mit integrierten Kapillarrohrmatten), Oberfläche Kunststoffputz oder nach Verspachtelung Anstrich
Öffnungen für Kabeldurchgänge, Rauchmeldeeinrichtungen, Sprinklersysteme usw. können berücksichtigt werden.

- Die **Geometrie** der Kühlfläche ist **frei wählbar**, die Kapillarrohrmatten werden durch entsprechende Konfektionierung angepasst.
- Beliebige Anordnungen der **Öffnungen** sind möglich.

Die Weiterentwicklung der normalen Putzdecken mit integrierter Kapillarrohrmatte ist in mehreren Richtungen möglich:

- **Einsatz der Profilfolie**
- **Verwenden von Rauputzen**
- **Putze mit einer veränderten Wärmeleitfähigkeit**
- **Einsatz von Akustikputz für Kühldecken.**

Alle vier Möglichkeiten sind bezüglich ihres Entwicklungspotenzials abgeschätzt und experimentell überprüft worden.

Die Wärmeleitfähigkeit für Putze beträgt nach Firmenangaben:

- Normalputz der Fa. Knauf MP 75 $\lambda = 0,35 \text{ W/(m K)}$
- Akustik-Spritzputz der Fa. STO $\lambda = 0,10 \text{ W/(m K)}$.

Die niedrige Wärmeleitfähigkeit des Akustikputzes gründet sich vor allem auf den hohen Porengehalt. Für den Wärmeübergang erweist sich die Struktur des Akustikputzes aber vorteilhaft, da seine Oberfläche relativ rau ist, wodurch sich die Oberfläche zum Raum größer als die Projektionsfläche – die Deckenfläche – ergibt.

Aufgaben:

- Ermittlung der Oberflächenvergrößerung aus einem Putzprofil mit einfachen Mitteln
- Modellierung der Wärmetransportvorgänge für die in der Folie integrierte Kapillarrohrmatte
- Auswirkung der Oberflächenvergrößerung und Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit auf die Kühlleistung aller Putzsysteme.

10.2.1 Oberfläche von Rauputzen

Für eine Spritzputzfläche gibt es – im Gegensatz zu Ziehputzgestaltungen – keine bevorzugte Richtung. Somit ist es möglich, aus *einem* linearen Schnitt ausreichende Informationen über die Oberflächenstruktur zu erhalten. Entlang einer Achse x wird das Höhenprofil des Putzes in konstantem Abstand ΔG , welches später der Abstand eines quadratischen Gitters verkörpert, aufgenommen. Die x -Gitterpunkte beginnen bei 0 und enden bei der beliebigen Zahl $x_{\max}$. Das Ergebnis wird unter $h(x = 0 \dots x_{\max})$ abgelegt. Die x -Koordinate ist dabei ganzzahlig. Das Bild 10.18 zeigt wie aus einer Putzfläche eine Achsrichtung ausgewählt wird, um später ein entsprechendes Flächenquadrat nachzubilden. Bild 10.19 beinhaltet einen Beispielverlauf mit 11 Stützstellen für das Höhenprofil längs der x -Achse. Mittels Zufallsgenerator wird ein Gebirge mit der gleichen Verteilung der Höhen – wie auf der Achse x vorhanden – erzeugt (Bild 10.20). Zur Ermittlung der Oberfläche werden jeweils vier Punkte einer Deckfläche, die zu einem Grundquadrat gehören, herausgegriffen. Diese vier Punkte spannen im allgemeinen Fall eine räumlich gekrümmte Fläche auf (Bild 10.21). Um die Größe eines Raumflächenelementes zu bestimmen, wird dieses durch zwei Dreiecke approximiert. Dabei gibt es zwei Möglichkeiten, wie das Bild 10.22 zeigt. Die Berechnung der Dreiecksflächen wird für beide Faltungsvarianten durchgeführt und jeweils die Flächensumme gebildet. Der Größtwert findet bei der Gesamtflächenermittlung Verwendung.

Der Algorithmus zur Flächenermittlung basiert auf der Vektorrechnung.

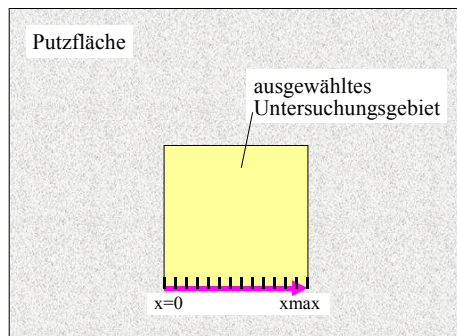


Bild 10.18 Putzfläche mit einem zu simulierenden Auswahlgebiet und einer Achse entlang derer das Höhenprofil aufgenommen wird

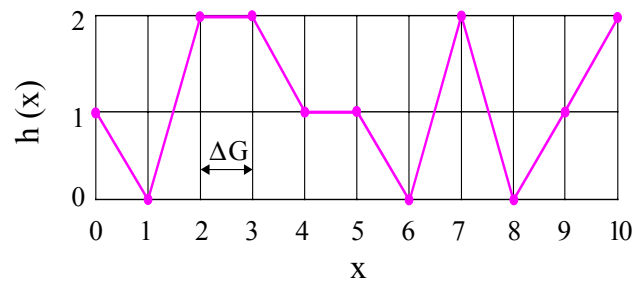


Bild 10.19 Höhenverlauf der Putzoberfläche entlang der x-Achse

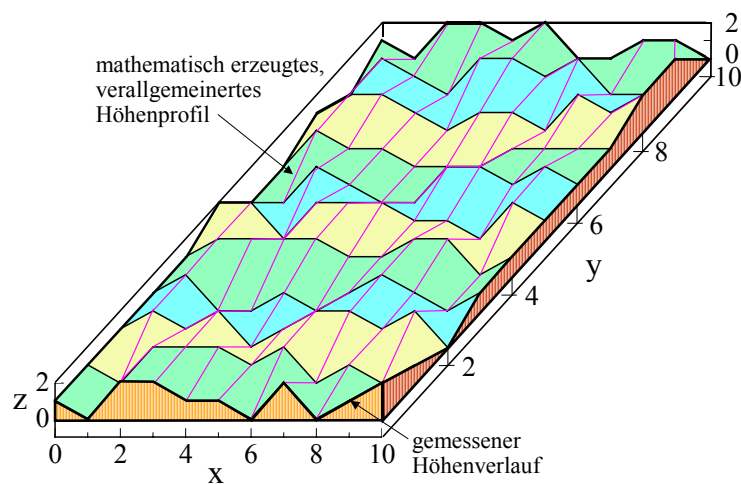


Bild 10.20 Mathematisch ermitteltes "Gebirge" aus den Grunddaten des Bildes 10.19
Der Verlauf im Bild 10.19 entspricht dem gemessenen Höhenverlauf an der Stelle $y = 0$.

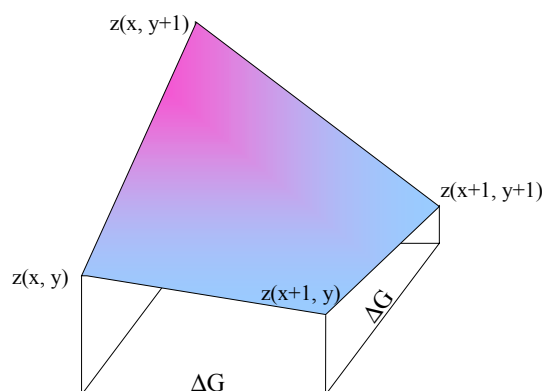


Bild 10.21 Fläche im Raum als Teil des Gebirges, die durch vier Punkte aufgespannt wird, wobei die Projektionsfläche ein Quadrat bildet

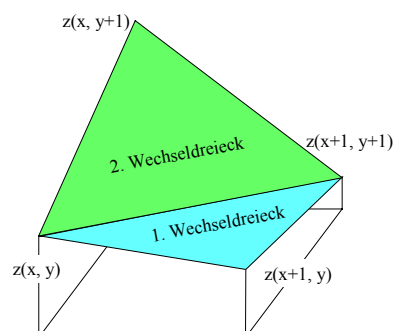
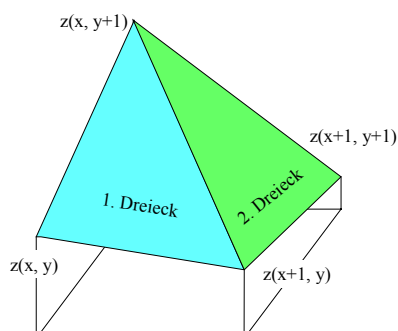


Bild 10.22 Möglichkeiten der Approximation der von vier Punkten aufgespannten Raumfläche durch zwei Dreiecke bei unterschiedlicher Annahme der Faltung

Die Flächenvergrößerung gegenüber der Projektionsfläche wird als Quotient f angegeben:

$$f = \frac{\text{berechnete Oberfläche des Deckgebirges}}{\text{Projektionsfläche} \equiv \text{Grundfläche}}.$$

Zugehörig zu der eindimensionalen Rauheitsverteilung nach Bild 10.19 sind die Berechnungsergebnisse der Flächenvergrößerung f von der Gebietsgröße abhängig. Beispiele:

10×10 Gittereinheiten ²	$f = 1,75 \dots 1,90$	ca. 9 %
54×54 Gittereinheiten ²	$f = 1,80 \dots 1,83$	ca. 1,7 %
109×109 Gittereinheiten ²	$f = 1,81 \dots 1,82$	ca. 0,6 %

Das Bild 10.23 zeigt den Zusammenhang zwischen dem Faktor f und der relativen Rauheit. Letztere ist für den Verlauf gemäß Bild 10.19 gleich 1 gesetzt. Die Dezimalen stellen die entsprechenden Teile der Höhen dar. Für eine reziproke Achsteilung f und eine lineare Teilung für die relative Rauheit r ergibt sich nahezu eine Gerade:

$$f^* = (1,039 - 0,491 r)^{-1} \quad \text{für } r = 0,01 \dots 1 \quad (10.3)$$

bzw. mit dem richtigen Wert für $r = 0$

$$f = (1 - 0,452 r)^{-1} \quad \text{für } r = 0 \dots 1. \quad (10.4)$$

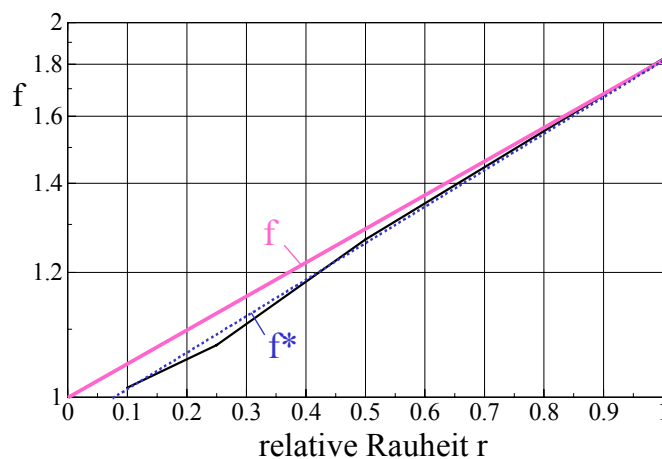


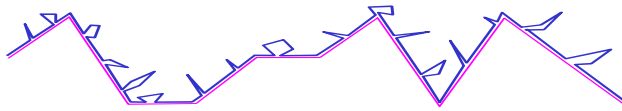
Bild 10.23 Zusammenhang zwischen der Flächenvergrößerung f und der relativen Rauheit r

Für die relative Rauheit von 1 gilt der Verlauf nach Bild 10.19.

Damit sind grundsätzlich gute Approximationsmöglichkeiten für die Ermittlung und zur theoretischen Darstellung der Oberfläche von Rauputzen gegeben.

Der Gitterabstand (Bild 10.19 und Bild 10.21) wird $\Delta G \approx 1$ mm gewählt, um praktikabel in der Durchführung bzw. technisch realistisch zu bleiben. Bei sehr kleinen Abständen könnte man sich in die Theorie der Fraktale von MANDELBROT begeben.

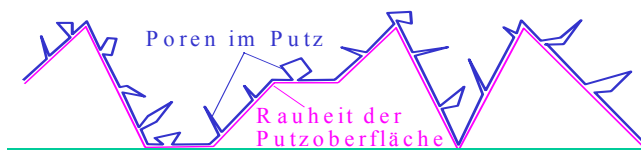
Die Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche wirkt auf die Anteile Konvektion und Strahlung sehr unterschiedlich. Die Zusammenhänge seien an dem detaillierten Höhenverlauf erläutert.



Die kleinen Poren im Akustikputz sind zwar mit Luft gefüllt, werden aber nicht von ihr durchspült, sodass hierfür keine **Konvektion**

angenommen wird. Der Gitterabstand ΔG ist so zu wählen, dass nur der violette Verlauf betrachtet wird. Diese **sichtbare Oberflächenvergrößerung findet** dagegen **volle Beachtung** (Bild 10.20).

Die Vertiefungen wirken bezüglich der **Strahlung** wie Öffnungen von Hohlkörpern. Aus ihnen treten außer der normalen Strahlung (Eigenemission) der Oberfläche noch die im Inneren des Hohlraumes wirkenden reflektierten Anteile hinzu. Aus der Sicht des Hohlraumes handelt es sich um die Flächenhelligkeit, die durch die Öffnung nach außen tritt. Sie ist höher als die Eigenemission. Nach einem Vorschlag von KAST wird sie durch ein höheres Emissionsverhältnis $\epsilon' > \epsilon$ erfasst [20]. Dieser Ansatz werde für die Poren im Putz verwendet. Für spezielle Geometrien der Vertiefungen liegen Berechnungsgleichungen für ϵ' vor. Für ein bereits hohes Emissionsvermögen ist die Steigerung relativ gering, beispielsweise folgt für $\epsilon = 0,9$ im praxisrelevanten Bereich maximal $\epsilon' = 0,95$. Da für übliche Baumaterialien $\epsilon = 0,93$ gilt, wird vorgeschlagen, für sehr poröse Putze mit einem leicht erhöhten Wert $\epsilon = 0,95$ zu rechnen.



Für die makroskopische Rauheit des Putzes – Vertiefungen hinter der grünen Linie – sollen die Strahlungsvorgänge detaillierter betrachtet werden. Die reale Oberfläche ist größer

als die grün angedeutete Ebene, aber es tritt infolge der gegenseitigen Verschattung (Eigenbestrahlung) eine Behinderung der Strahlung auf. D. h., die Strahlung eines jeden Oberflächenteilchens des Deckenputzes in den Halbraum trifft nicht zwangsläufig die übrigen Raumumfassungen (z. B. Wände oder Fußboden) wie dies bei einer glatten Oberfläche der Fall wäre. Die detaillierten Betrachtungen wurden mit einem eigens dafür entwickelten Rechenprogramm für unterschiedliche Rauheiten durchgeführt. Inhalt der Untersuchung ist das Feststellen der Strahlung der rauen Oberfläche, die in den Raum an Wände, zum Boden usw. gelangt. Der **Strahlungsflächenfaktor s** – bezogen auf die ebene (grüne) Grundfläche A_G – ist im Bild 10.24 in Abhängigkeit der Oberflächenvergrößerung f dargestellt. Die mathematische Approximation im Bereich $f = 1 \dots 2$ lautet:

$$s = 0,973 - 0,01 f + 0,037 f^2. \quad (10.5)$$

Eine große Oberflächenvergrößerung, als Folge der Rauheit führt nur zu einer relativ geringen Strahlungszunahme an die Umgebung. Ursache dafür ist die mit der Rauheit wachsende Eigenverschattung.

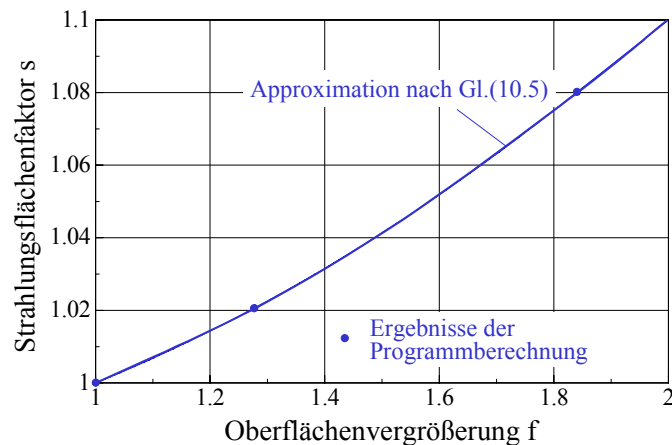


Bild 10.24 Strahlungsflächenfaktor s in Abhängigkeit der Oberflächenvergrößerung f nach Rechenwerten und einer Approximation

Der **Wärmestrom an eine Kühldecke durch Konvektion und Strahlung** ergibt sich mit der zugehörigen Temperaturdifferenz zu:

$$\dot{Q} = \dot{q} A_G = (\alpha_K A_G f + \alpha_S A_G s) (t_{\text{Raum}} - t_{\text{KD}})$$

$$\dot{Q} = \dot{q} A_G = (\alpha_K f + \varepsilon \sigma b s) A_G (t_{\text{Raum}} - t_{\text{KD}}) \quad (10.6)$$

mit den Größen

$\dot{Q}$ Gesamtwärmestrom

$\dot{q}$ Wärmestromdichte

A_G ebene Grundfläche (Fläche in der Gitterebene $\equiv$ Projektionsfläche des Deckgebirges)

f Flächenvergrößerungsfaktor infolge der Rauheit (Oberfläche des Deckgebirges / A_G)

s Strahlungsflächenfaktor infolge der Rauheit ($\sum \Phi_{i,j} A_i / \sum A_i$)

ε Emissionskoeffizient der rauen Fläche (Normalputz $\varepsilon = 0,93$, Putz mit hohem Porenanteil $\varepsilon = 0,95$)

σ Strahlungskonstante ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$)

b Temperaturfaktor (für Kühldecken gilt $b \approx 1 \cdot 10^8 \text{ K}^3$).

Einzelheiten über die Substitution von $\alpha_S = \varepsilon \sigma b$ und über b finden sich beispielsweise in [21].

Nach Gl. (10.2) gilt für den Gesamtwärmeübergangskoeffizienten an Kühldecken:

$$\alpha = 8,92 \Delta t^{0,1} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K}). \quad (10.7)$$

Bei Normprüfbedingungen beträgt das Verhältnis Konvektion zu Strahlung etwa 0,45 zu 0,55, sodass stark vereinfachend gesetzt werden kann:

$$\alpha_K \approx \alpha_S \approx 0,5 \alpha = 4,46 \Delta t^{0,1} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K}). \quad (10.8)$$

Es folgt nach Substitutionen in Gl. (10.6) für die Wärmestromdichte

$$\dot{q} = (\alpha_K f + \alpha_S s) (t_{\text{Raum}} - t_{\text{KD}}) = 4,46 (f + s) (t_{\text{Raum}} - t_{\text{KD}})^{1,1},$$

woraus sich der Gesamtwärmeübergangskoeffizient für raue Flächen α_{rau} ableitet:

$$\alpha_{\text{rau}} = 4,46 (f + s) (t_{\text{Raum}} - t_{\text{KD}})^{0,1} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}). \quad (10.9)$$

Im Fortgang ergibt sich mit Gl. (10.5)

$$\alpha_{\text{rau}} = (4,34 + 4,415 f + 0,165 f^2) (t_{\text{Raum}} - t_{\text{KD}})^{0,1} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}). \quad (10.10)$$

Die Erhöhung des Strahlungsanteiles durch die hohe Porenoberfläche wurde in dieser Berechnung nicht berücksichtigt.

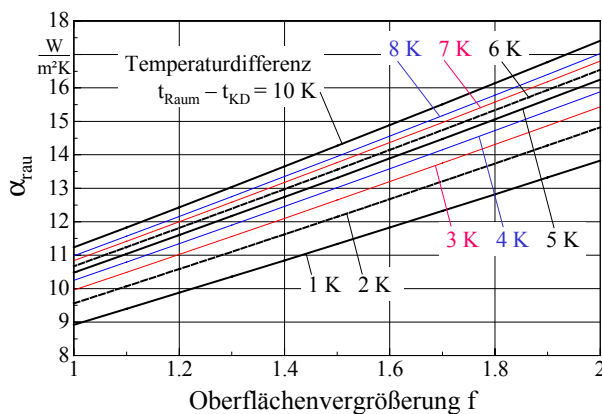


Bild 10.25 Gesamtwärmeübergangskoeffizient (Konvektion plus Strahlung) für raue Putzdecken im Kühlbetrieb bei verschiedenen Temperaturdifferenzen in Abhängigkeit der Oberflächenvergrößerung
Für $f = 1$ entspricht der Wert der Basiskennlinie nach DIN EN 1264/2, die für Fußbodenheizungen und glatte Kühldecken gilt.

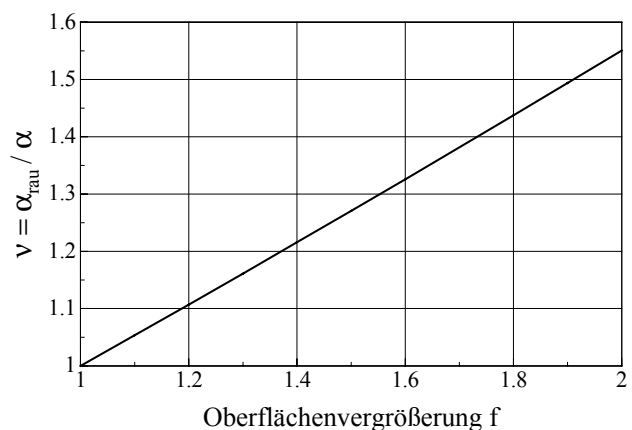


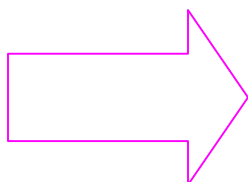
Bild 10.26 Erhöhungsfaktor v nach Gl. (10.11) für den Wärmeübergangskoeffizienten infolge der Rauheit der Oberfläche im Verhältnis zum Wert bei einer glatten Oberfläche gemäß Basis-kennlinie

Bezogen auf den Wärmeübergangskoeffizienten α für glatte Kühldecken folgt ein Erhöhungsfaktor

$$v = \frac{\alpha_{\text{rau}}}{\alpha}. \quad (10.11)$$

Er ist im Bild 10.26 dargestellt und gilt unabhängig von der Temperaturdifferenz.

Insgesamt ist festzustellen, dass die Vergrößerung des Wärmeübergangskoeffizienten infolge der rauen Putzoberfläche beachtlich ist.



Bericht im **Anhang N**:

"Untersuchung der Kühlleistung von Decken mit Kunststoff-Kapillarrohmatten und Rauputz bzw. Akustikputz unterschiedlicher Geometrie"
(80 Seiten)

10.2.2 Berechnungsmodell für heterogene Putzkühldecken mit Kapillarrohrmatten

In [13] ist ein Berechnungsmodell für ein Trockenfußbodenheizungssystem mit einer Profilfolie und integrierten Kapillarrohrmatten aufgestellt worden. Das Simulationsmodell ist am genormten Berechnungsverfahren der DIN EN 1264/2 verifiziert worden [13]. Auf dieser Grundlage wurde ein spezielles für eine Kühldecke mit Glatt- und Rauputz zugeschnittenes Modell entwickelt. Den zugehörigen Deckenaufbau zeigt das Bild 10.27.

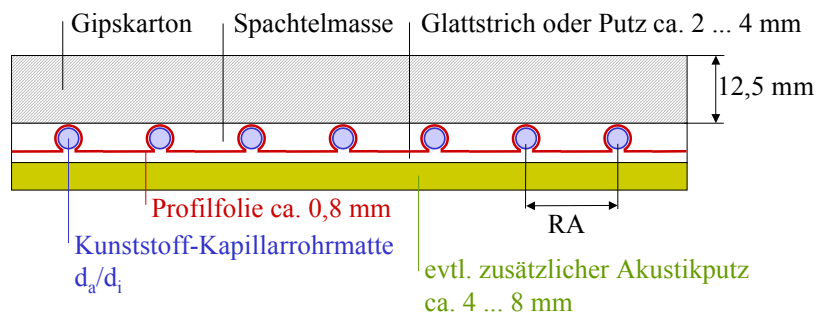


Bild 10.27 Aufbau und Geometrie der heterogen aufgebauten Putzkühldecke

Bei der wärmetechnischen Simulation werden die Folie und der Glattstrich unter dem Rohr als zwei wärmeleitende Rippen um das Rohr betrachtet. Zwischen den Rohren bilden beide Komponenten eine äquivalente, homogene Rippe. Der evtl. aufgebrauchte Zusatzputz ist modellgemäß an der horizontalen Wärmeleitung nicht beteiligt, er stellt somit einen normalen Wärmeleitwiderstand zum Raum dar. Die Leistungsberechnung wird für den Einbau in einem Normprüfraum vorgenommen. Die Ergebnisse sind im [Anhang N](#) zusammengestellt.

10.2.3 Kühlleistung bei Vergrößerung der Oberfläche und der Wärmeleitfähigkeit

Die Simulation der Kühlleistung von Putzdecken mit integrierten Kapillarrohrmatten ergab umfassende Ansatzpunkte zur Leistungssteigerung. Sie sind für homogene und heterogene Putzdecken im [Anhang N](#) detailliert aufgelistet. Die Tabelle 10.6, die aus den vorgenannten Einzelaussagen zusammengestellt wurde, ermöglicht einen schnellen Überblick über die erreichbaren Größenordnungen.

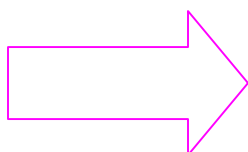
Hauptaussagen:

- Der heterogene Deckenaufbau verspricht bei sehr guter Ausführung (keine Luftspalte bei exakter Verspachtelung) infolge der dünnen Putzschichten große Leistungen.
- Bei der bisherigen Putzkühldecke ergab sich bei Normuntertemperatur eine Leistung von $79,1 \text{ W/m}^2$. Dieser Wert stimmte sehr gut mit der vorliegenden Normprüfung ($80,3 \text{ W/m}^2$) überein. Bei gleicher Wärmeleitfähigkeit des Putzes von $\lambda = 0,35 \text{ W/(m K)}$ folgt nunmehr eine Wärmestromdichte von $94,8 \text{ W/m}^2$. Dies entspräche einem Leistungszuwachs von ca. 20 %.

- Die Variation von Putzdicke und Wärmeleitfähigkeit führt zu Leistungsunterschieden bis 7 %.
- Die Vergrößerung der Oberfläche bewirkt eine große Leistungssteigerung ($f = 1,2$ bis 13 %).
- Ein zusätzlicher Akustikputz ergibt wegen der schlechten Wärmeleitfähigkeit ($\lambda_p = 0,1$ W/(m K)) eine starke Leistungsminderung. Die Variationen der Dicke und der Wärmeleitfähigkeit des Glattstriches ergaben nur sehr kleine Leistungsveränderungen (< 2 %).
- Verringerte Rohrabstände ($15 \text{ mm} \Rightarrow 10 \text{ mm}$) führten zu Leistungssteigerungen von ca. 6 %.
- Eine Erhöhung der Oberfläche des Akustikputzes bewirkt nur einen sehr geringen Zuwachs.
- Geringere Dicke und größere Wärmeleitfähigkeit des Akustikputzes können zu merklichen Verbesserungen der Leistung führen. Als Realisierungsmöglichkeiten sind Beimengungen mit guten Wärmeleiteigenschaften bzw. gut wärmeleitende "Stützgerüste" im Putz denkbar.

Tabelle 10.6 Matrix von Beeinflussungsmöglichkeiten bei thermisch aktiven Putzen

		Rohrabstand	Oberflächen- vergr.		Wärmeleitfähigkeit	Diverses
		15 mm $\Rightarrow$ 10 mm	0 % $\Rightarrow$ 20 %	0 % $\Rightarrow$ 40 %	W/(m K)	
homogene Putzdecke	Normalputz	+4 %	7 %	+13 %		
	Akustik- putz	+7 %	+5 %	+9 %	0,1 $\Rightarrow$ 0,3 +49 %	oberflächenna- he Verlegung +28 %
heteroge- ne Putzdecke	Normalputz		+13 %	+21 %	0,5 $\Rightarrow$ 1,0 0,35 $\Rightarrow$ 1,0 +4 ... 5 %	dicker Putz 4 mm und hohe Wärmeleitfä- higkeit + 7 %
	Akustik- putz	+5 ... 6 %	20 % $\Rightarrow$ 40 % 4 %		0,1 $\Rightarrow$ 0,2 +27 % 0,1 $\Rightarrow$ 0,3 +40 %	dünner Akustikputz 8 mm $\Rightarrow$ 4 mm +29 %



Bericht im **Anhang N**:

"Untersuchung der Kühlleistung von Decken mit Kunststoff-Kapillarrohmatten und Rauputz bzw. Akustikputz unterschiedlicher Geometrie"
(80 Seiten)

Weiterhin wurden zahlreiche Putzaufbauten und Zusammensetzungen hergestellt und vergleichenden Messungen im Prüfraum der Westsächsischen Hochschule Zwickau (FH) unterzogen. Die Ergebnisse sind ohne weitere Detaillierung im Bild 10.28 dargestellt.

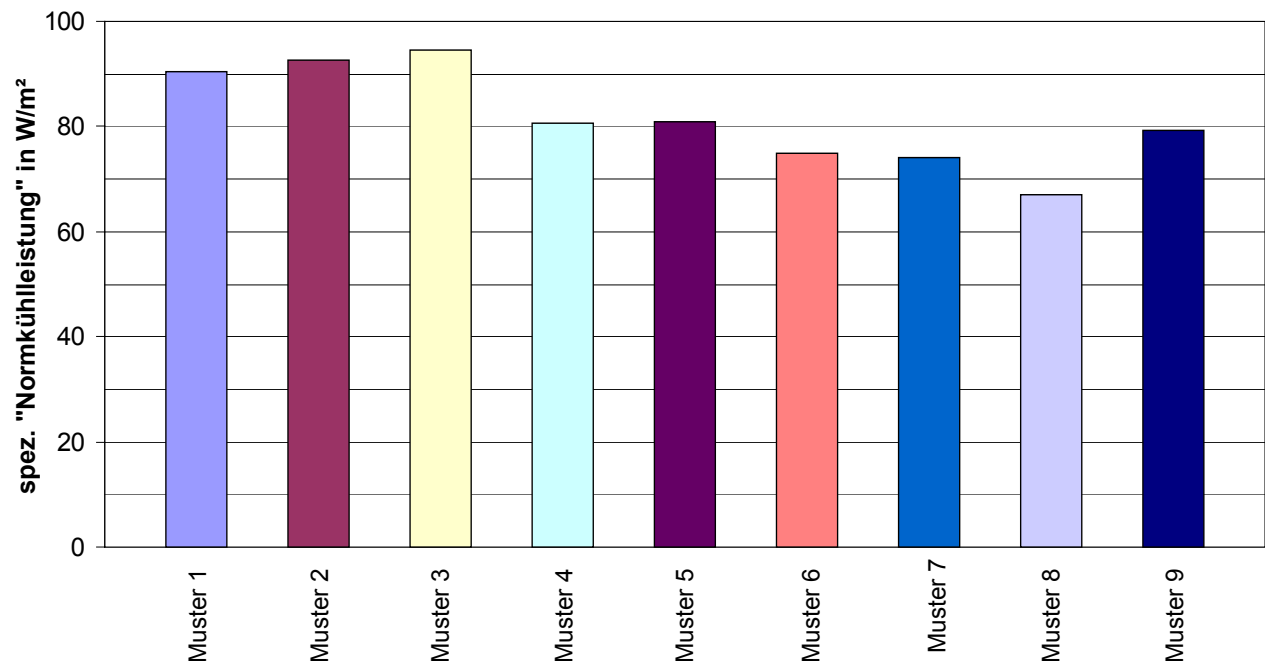


Bild 10.28 Ergebnisse von vergleichenden Leistungsmessungen bei Normuntertemperatur 10 K in einem Normprüfraum für Musterelemente (keine Deckenvollbelegung) mit unterschiedlichen Putzaufbauten, Putzzusammensetzungen und Oberflächenstrukturierungen

Aussage:

Das mögliche Entwicklungspotenzial, das Putzkühldecken mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten besitzen, wird sehr deutlich. Einen Teil davon haben neue Entwicklungen bereits erschlossen (siehe auch Bild 6.13).

10.3 Kühlsegel und flexible Kühlflächen

Als Kühlsegel werden **freihängende, schwermäßig über den Wärmequellen angeordnete Kühlflächen** bezeichnet. Ihre architektonische Gestaltungsvielfalt ist besonders groß (**glatte oder beliebig geschwungene Flächen mit gerader oder krummliniger Berandung**).

Als Materialien sind alle Varianten wie bei untergehängten Decken gemäß Abschnitt 10.1 geeignet, d. h., Gipskarton, Blechpaneele, Aluminiumstrangpressprofile, Streckmetall usw.

Von besonderem Interesse sind **Multifunktionselemente** mit integrierten

- **Leuchten**
- **Luftdurchlasselementen**

- Rauchmeldeeinrichtungen
- Sprinklerköpfen usw.

Verschiedene Entwicklungen sind im Rahmen des Forschungsthemas – vor allem aus technologischer Sicht in Verbindung mit Aluminium-Schichtenplatten – erfolgt.

Weiterhin gibt es zahlreiche Möglichkeiten, auch mit flexiblen Kühlflächen zu arbeiten (Bild 10.29). Sie können dauerhaft, fest installiert sein, aber es ist auch denkbar, diese bis zu einem gewissen Grad verschiebbar anzuordnen. Prinzipiell gibt es zwei Konstruktionsvarianten:

- freihängende Kapillarrohrmatten

Eine direkte Besonnung der Matten darf nicht auftreten bzw. es muss abgestimmt werden, inwieweit durch eine veränderte Materialwahl die UV-Strahlung zugelassen werden kann.

- Stoffsegel mit integrierten Kapillarrohrmatten

Die Matten sind von Stoffbahnen aus einem Glasseidengewebe eingehüllt. Die Farbgebung oder Beschichtung – beispielsweise Aluminium Foliebeschichtung – des Gewebes ist beliebig. Die Befestigung erfolgt mittels Zugseilen analog wie bei Zeltplanen.

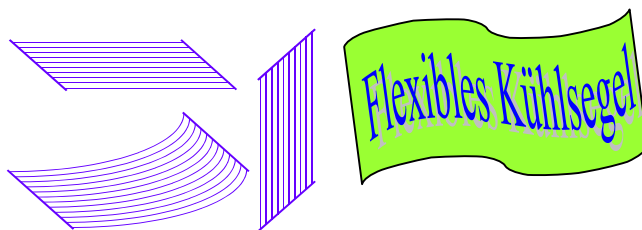


Bild 10.29 Flexible Kühlflächen in beliebiger ebener oder gekrümmter Anordnung in Form der freihängenden Kapillarrohrmatte oder umhüllt von beliebig gestalteten Stoffen – vorzugsweise von Glasseidengeweben –, die auch als Werbeträger nutzbar sind

Beide Systeme arbeiten trägheitslos – sobald sie vom Kaltwasser durchflossen werden – und sind somit sehr gut regelbar.

10.4 Kühlleistungen von Raumkühlflächen mit Kapillarrohrmatten

Zur Kühlung wird in der Regel Kaltwasser mit einer Temperatur von 16 °C verwendet. Die Leistungen sind nach DIN 4715 messtechnisch zu ermitteln (Normleistung für eine mittlere Unter-temperatur von 10 K). Für Produkte mit Kapillarrohrmatten der Fa. Clina gelten die Kennlinien nach den Bildern 10.30 sowie 10.31 und die Normkühlleistungen nach Tabelle 10.7, wobei die Leistungen für die speziellen Einsatzbedingungen vom Hersteller zu bestätigen sind.

Die Kühlleistung des Bodens wird bei Komfortbauten durch die Mindestlufttemperatur von 21 °C und den zulässigen vertikalen Lufttemperaturgradienten von 2 K/m begrenzt vgl. Abschnitt 6.4). Zudem ist der Wärmeübergangskoeffizient niedrig, da die kalte Luft am Boden verbleibt. Leistungsdaten werden in der Tabelle 10.8 genannt.

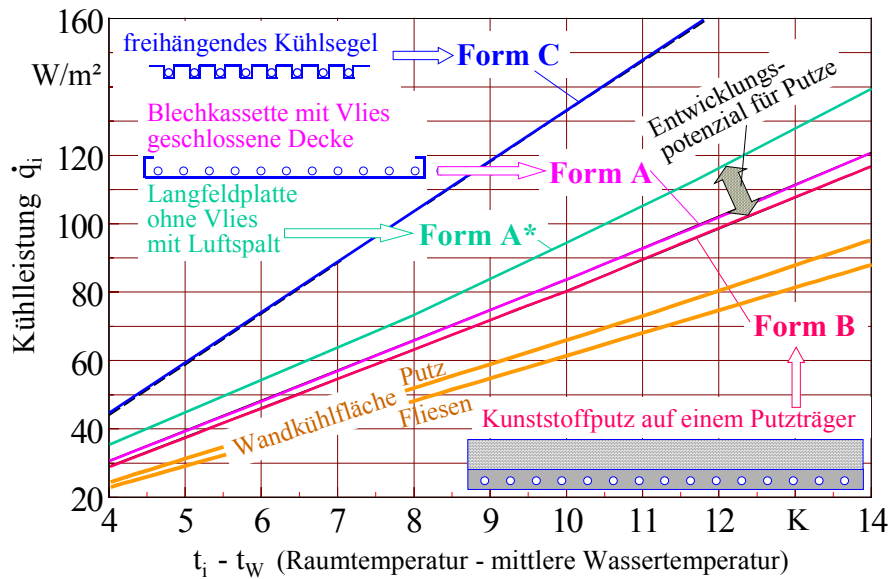


Bild 10.30 Kühlleistungen von Decken und Wänden in Funktion der Raumübertemperatur von Erzeugnissen der Fa. Clina

Die Leistungen offener, untergehängter Decken liegen je nach Öffnungsverhältnis zwischen den Leistungen der geschlossenen Decken und den Kühlsegeln.

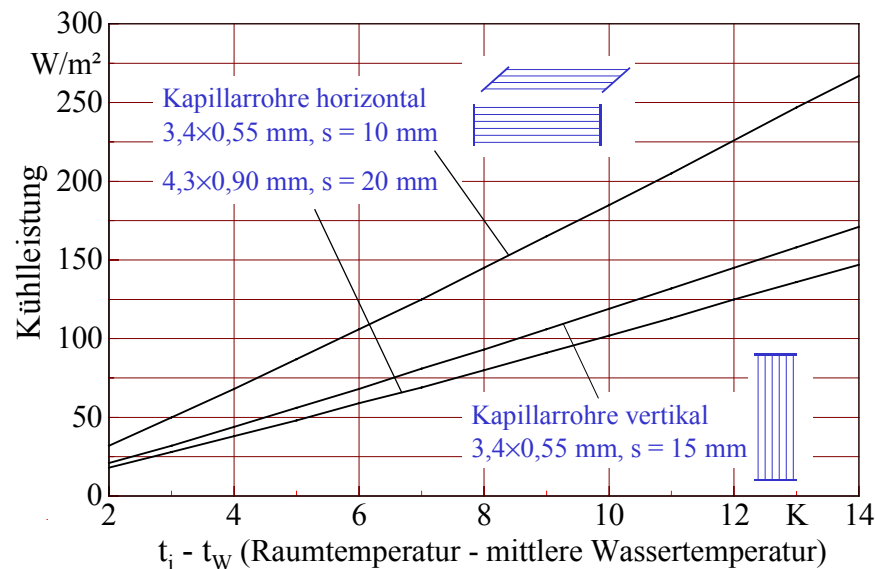


Bild 10.31 Kühlleistungen für freihängende Kapillarrohrmatten der Fa. Clina in Funktion der Raumübertemperatur

Tabelle 10.7 Normkühlleistungen (Untertemperatur von 10 K) von konventionellen und neu-entwickelten Erzeugnissen mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten der Fa. Clina

Konstruktionsart	Einsatzvariante	Kühlleistung W/m²
Putzkühldecke mit eingeputzter Kapillarrohrmatte 3,4x0,55 mm, RA 15 mm oder 4,3x0,8 mm, RA 20 mm, MP 75 der Dicke 9 mm oder mit gespachtelter Profildfolie	geschlossene Kühldecke	80,3 ... (94)
Gipskartonkühldecke mit aufgeklebter Kapillarrohrmatte 3,4x0,55 mm, RA 10 mm, Dicke 12,5 mm	geschlossene Kühldecke	70,7
Fermacellkühldecke mit aufgeklebter Kapillarrohrmatte 3,4x0,55 mm, RA 10 mm, Dicke 10 mm	geschlossene Kühldecke	77,3
Blähglaskühldecke mit eingestrichelter Kapillarrohrmatte 3,4x0,55 mm, RA 10 mm, Dicke 35 mm	geschlossene Kühldecke	70,0

Konstruktionsart	Einsatzvariante	Kühlleistung W/m ²
Stahlblechkassettenkühldecke mit Vlies und aufgeklebter Kapillarrohrmatte 3,4×0,55 mm, RA 10 mm, Kassette lackiert	geschlossene Kühldecke	83,5
Stahlblechpaneelkühldecke mit vollflächig verklebter Kapillarrohrmatte 3,4×0,55 mm, RA 20 mm, Paneel lackiert	Kühldecke mit Fugen	95,0
Kühlsegel mit Kapillarrohrmatte 3,4×0,55 mm sehr stark konstruktionsabhängig	Kühldecke seitlich offen und evtl. auch perforiert	ca. 90 ... 135
Paneel- oder Rasterdecke mit freigespannter Kapillarrohrmatte 4,3×0,8 mm, RA 10 ... 20 mm Belegungsgrad der Matte unterschiedlich	offene Kühldecke, Matten freihängend	90 ... 100 ¹⁾
Freihängende, horizontale textile Kühlsegel mit Kapillarrohrmatte 3,4×0,55 mm, RA 10 mm	Kühlsegel frei angeordnet	ca. 70 ... 80
Freihängende Kapillarrohrmatten 3,4×0,55 mm oder 4,3×0,8 mm	Matten freihängend	100 ... 185

¹⁾ Leistung auf Projektionsfläche der Matte bezogen

Tabelle 10.8 Rechnerische Kühlleistung des Bodens als Funktion der Untertemperatur

Konstruktionsart	Kühlleistung in W/m ²		
	4 K	6 K	8 K
Betonestrich mit Fliesen , eingegossene Kapillarrohrmatte 4,3×0,9 mm, RA 20...30 mm, Verlegetiefe 35 mm	19	28	37

10.5 Fußbodenheizungen mit Kapillarrohrmatten

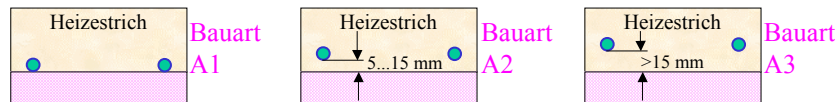
Klassische, sehr gut bewährte Konstruktionen werden modernen Lösungen, die zwar erprobt sind, aber deren Marktanteil noch sehr gering ist, gegenübergestellt. Als charakteristische Merkmale gelten die Formen der Rohrregister, die Estrichdicken sowie die Arten der Fußbodenbeläge.

Die markantesten Unterschiede bestehen in der **Form der Rohrregister**:

- Für die klassische Bauart wird aus der Vielzahl der Varianten ein vernetztes PE-Rohr mit den Abmessungen 17×2 mm und einer Wärmeleitfähigkeit $\lambda_R = 0,35 \text{ W/(m K)}$ ausgewählt. Die Rohrabstände betragen $RA = 150 \text{ mm}$ und $RA = 300 \text{ mm}$.
- Grundlage für die neuzeitlichen Konstruktionen bildet eine spezielle Kunststoff-Kapillarrohrmatte der Fa. Clina aus PP mit den Abmessungen 4,3×0,9 mm und einer Wärmeleitfähigkeit $\lambda_R = 0,21 \text{ W/(m K)}$. Die Röhrchenabstände betragen $RA = 20 \text{ mm}$ und $RA = 30 \text{ mm}$.

Für **schwimmende Estriche und Heizestriche** gelten die Anforderungen nach DIN 18560/02 mit

den Bauarten:



- Bei den klassischen Varianten werden meistens die Bauarten A1 und A2 eingesetzt. Für die weiteren Betrachtungen bildet die Bauart A2 die Grundlage. Für die Estrichnenndicke gilt $d_E = d_{R, \text{außen}} + 50 \text{ mm}$. Die Estrichschicht unter dem Rohr darf 5 ... 15 mm betragen. Gewählt werden eine Estrichnenndicke von 67 mm und eine Dicke der Unterschicht von ca. 5 mm.
- Bei den neuen Konstruktionen soll die Bauart A3, in Sonderfällen A1 Anwendung finden. Gegenüber den üblichen Einsatzbedingungen sind nachfolgende Änderungen kennzeichnend:
 - Die Heizwassertemperatur liegt unter 40 °C (Obergrenze bei Heizestrichen sind 60 °C).
 - Die im Estrich eingelegten Kapillarrohrmatten sind durch eine besondere Technologie (Gebrauchsmuster-Anmeldung der Fa. Clina) während der Estricheinbringung beweglich, d. h., die Matten schwimmen bis zu einer oberen Lagearretierung auf, können nach unten aber nachgeben. Die nach DIN 18560 Teil 2 aus technologischen Gründen geforderte Überdeckungshöhe des Estrichs über den Heizelementen von mindestens 25 mm bzw. etwa dem Dreifachen des Größtkorns des Zuschlages ist in dem Fall zu überdenken.

Nach DIN 18560/02 sind Abweichungen der Estrichnenndicke bei den Bauarten A1 und A3 auf $d_E = d_{R, \text{außen}} + 30 \text{ mm}$ zulässig, wenn dies entsprechende Eignungsprüfungen nachweisen. Bei einem Röhrchen-Außendurchmesser von 4,3 mm könnten somit Estrichdicken von 35 mm realisiert werden. Für die weiteren Berechnungen gilt eine Estrichdicke von 40 mm.

Für alle Heizestriche betrage nach DIN EN 1264 die Wärmeleitfähigkeit $\lambda_E = 1,2 \text{ W/(m K)}$.

- Um das Entwicklungspotenzial von Fußbodenheizungen mit Kapillarrohrmatten im Nassverlegesystem abschätzen zu können, wird als Vergleichsvariante eine Einbettung der Kapillarrohrmatten in einer Kleberschicht von 10 mm Dicke ($\lambda_K = 1,2 \text{ W/(m K)}$) betrachtet. Diese Schicht liegt auf einem Trockenestrich der Dicke 25 mm ($\lambda_{TE} = 0,21 \text{ W/(m K)}$).

Die Fußbodenheizflächen sind jeweils mit Parkett oder mit Fliesen belegt:

Belag	Dicke m	Wärmeleitfähigkeit W/(m K)	Wärmeleitwiderstand m ² K/W
Parkett			
Parkett	0,008	0,2	0,050
Kleber	0,002	0,2	
Fliesen			
Fliesen	0,010	1,0	0,014
Kleber	0,005	1,4	

Die Deckenaufbauten sind selbstverständlich für alle Varianten einheitlich gewählt:

Bauelement	Dicke mm	Wärmeleitfähigkeit W/(m K)
Wärmedämmung	50	0,040
Deckenkonstruktion	150	2,1

Die Fußboden- und Deckenaufbauten und die wärmetechnischen Größen der verwendeten Schichten sind in den Bildern 10.32 bis 10.34 dargestellt. Die Höhenlage der Kapillarrohrmatten wird zusätzlich variiert.

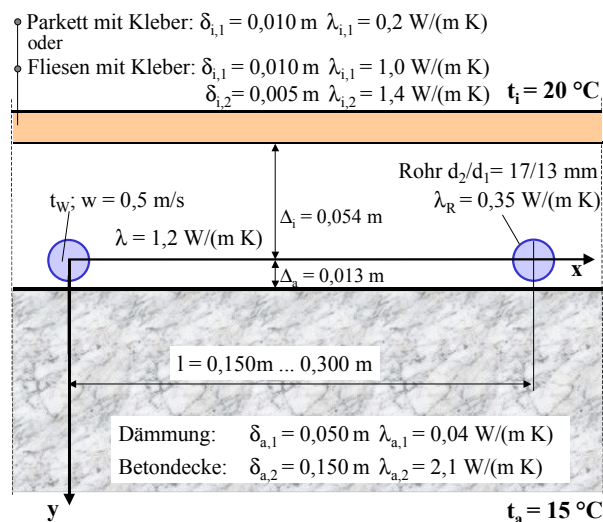


Bild 10.32 Konventionelle Fußbodenheizung mit einem Rohrregister (Rohr 17×2 mm, Abstand 150 mm und 300 mm) im Estrich und geklebtem Parkett- oder Fliesenbelag

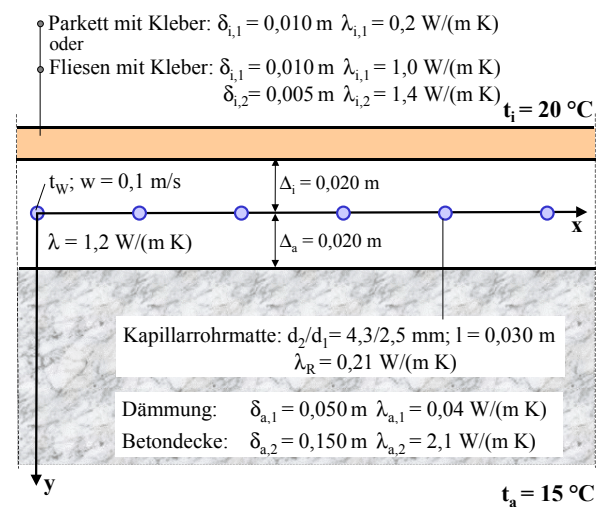


Bild 10.33 Neuzeitliche Fußbodenheizung mit einer Kapillarrohrmatte (Rohr 4,3×0,9 mm, Abstand 20 mm und 30 mm) im Estrich und geklebtem Parkett- oder Fliesenbelag

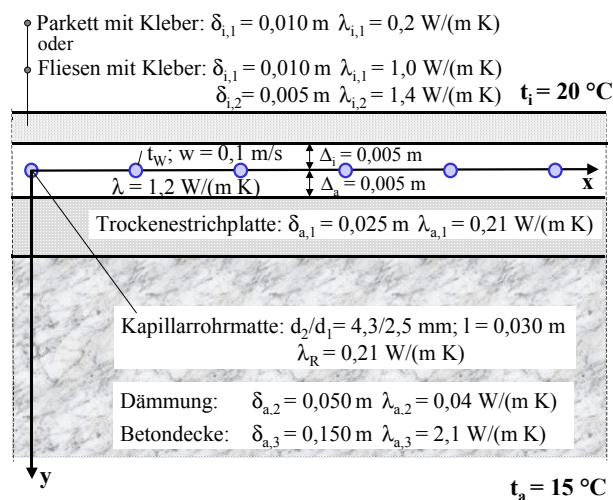


Bild 10.34 Sonderlösung einer Fußbodenheizung mit einer Kapillarrohrmatte (Rohr 4,3×0,9 mm, Abstand 20 mm und 30 mm) in einer Kleberschicht auf einer Trockenestrichplatte und geklebtem Parkett- oder Fliesenbelag

10.5.1 Stationäre Leistungsberechnung

Vereinfachend wird in allen Varianten nur in der rohrführenden Schicht die Wärmeleitung zweidimensional betrachtet. Alle anderen Schichten unterhalb und oberhalb der rohrführenden Schicht leisten somit rechnerisch keinen Anteil am horizontalen Wärmetransport. Dies ist eine gute Näherung bezogen auf die Dämmschicht unterhalb des Heizestrichs bzw. des Trockenestrichs unterhalb der Kleberschicht und bezogen auf den Parkettbelag, da deren Wärmeleitfähigkeiten viel kleiner sind als die Wärmeleitfähigkeit der rohrführenden Schicht. Es ist eine weniger gute Näherung bei Vorhandensein eines Fliesenbelages. Die konventionellen Verlegevarianten sind aufgrund der großen Rohrabstände am meisten benachteiligt. Eine Berechnung mit realen Größen zeigte jedoch die Kleinheit des Fehlers (bezogen auf die Übertemperatur nur ca. 1 %).

- Die vergleichenden Berechnungen werden für eine raumseitige Heizleistung $\dot{q}_1 = 50 \text{ W/m}^2$ vorgenommen. Die Raumtemperaturen betragen: $t_i = 20 \text{ °C}$; $t_a = 15 \text{ °C}$.
- Die erforderliche, mittlere Wassertemperatur ist von grundlegendem Interesse, um die exergetische Bewertung der Systeme nach Abschnitt 2 vornehmen und um anschließend das dynamische Aufheizverhalten untersuchen zu können.
- Nach DIN EN 1264/02 sind die maximalen Oberflächentemperaturen (senkrecht über dem Rohrscheitel) auf 29 °C begrenzt. Sie werden ermittelt.

Tabelle 10.9 zeigt die Ergebnisse in zusammengefasster Form.

Schlussfolgerungen aus der stationären Berechnung:

- Die mittleren Heizwassertemperaturen liegen bei den neuzeitlichen Fußbodenheizungen gegenüber der konventionellen Konstruktion mit $RA = 300 \text{ mm}$ Rohrabstand um ca. 9 K niedriger.
- Die Temperaturwelligkeit reduziert sich von ca. 3 K bei der konventionellen Konstruktion mit $RA = 300 \text{ mm}$ bei Einsatz von Kapillarrohrmatten auf 0 K.
- Die mögliche Absenkung der mittleren Heizwassertemperatur innerhalb der Variantenreihe der Kapillarrohrmatten beträgt:
 - ⇒ bei verringerter Verlegetiefe (10 mm statt 20 mm) ca. 0,4 K
 - ⇒ bei kleinerem Rohrabstand (20 mm statt 30 mm) ca. 0,4 K
 - ⇒ bei Ausschöpfung des Entwicklungspotenzials (Trockenestrich) ca. 0,6 K.

Tabelle 10.9 Ergebnisse der stationären Berechnung für $\dot{q}_i = 50 \text{ W/m}^2$ und $t_i = 20 \text{ °C}$

Konstruktion	Rohrabstand (Rohrtiefe) mm	Belag	Oberflächentemperatur		mittlere Wassertemperatur
			min.	°C max.	°C
Konventionelle Fußbodenheizung					
Bild 10.32	150 (54)	Parkett	24,6	25,0	32,4
	300 (54)		23,7	26,3	38,3
	150 (54)	Fliesen	24,6	25,0	30,5
	300 (54)		23,5	26,6	36,2
Neuzeitliche Fußbodenheizung					
Bild 10.33	20 (35)	Parkett	24,8	24,8	29,5
	30 (35)		24,8	24,8	29,9
	20 (30)		24,8	24,8	29,2
	30 (30)		24,8	24,8	29,7
	20 (20)		24,8	24,8	28,8
	30 (20)		24,8	24,8	29,3
	20 (10)		24,8	24,8	28,4
	30 (10)		24,8	24,8	28,8
	20 (35)	Fliesen	24,8	24,8	27,6
	30 (35)		24,8	24,8	28,1
	20 (30)		24,8	24,8	27,4
	30 (30)		24,8	24,8	27,9
	20 (20)		24,8	24,8	27,0
	30 (20)		24,8	24,8	27,4
	20 (10)		24,8	24,8	26,6
	30 (10)		24,8	24,8	27,0
Neuzeitliche Fußbodenheizung (Entwicklungspotenzial) mit Trockenestrichplatte					
Bild 10.34	20 (10)	Parkett	24,8	24,8	28,2
	30 (10)		24,7	24,9	28,7
	20 (10)	Fliesen	24,7	24,9	26,4
	30 (10)		24,7	25,0	26,8

10.5.2 Instationäres Verhalten (Aufheizvorgang)

Die Untersuchung erfolgt mit einem Algorithmus nach [13] mit folgenden Besonderheiten:

- Das Rohr wird als Rechteck, vorzugsweise als Quadrat approximiert. Es besteht bei den Kapillarrohren aus 12 bzw. 14 und bei den üblichen Fußbodenrohren aus 22 Gitterpunkten.
- Die Zeitschrittweite beträgt bei den Kapillarrohrmatten $\Delta\tau = 0,5 \text{ s}$ bzw. $0,4 \text{ s}$; bei den konventionellen Rohren wurde $\Delta\tau = 2,5 \text{ s}$ gewählt.
- Die Rohroberflächentemperatur wird den realen Verhältnissen angepasst, indem der Wärmestrom vom Rohr an das Bauteil im vorhergehenden Zeitschritt berechnet und für das reale Rohr (d_i/d_a , λ_R) aus der gegebenen Wassertemperatur bestimmt wird.
- Die Untersuchung erfolgt für die konstanten Raumtemperaturen $t_i = 20 \text{ °C}$ und $t_a = 15 \text{ °C}$.

- Die mittlere Wassertemperatur t_w springt zur Zeit $\tau = 0$ auf den Wert, der im stationären Berechnungsfall die Heizleistung $\dot{q}_i = 50 \text{ W/m}^2$ ergibt. Eine Dämpfung bei Temperatursprüngen ist eingebaut. Die Bauteiltemperatur entspricht zu Beginn der Raumtemperatur 20°C .
- Für die instationären Berechnungen gelten die ergänzenden Annahmen:

Baustoff	Dichte kg/m^3	Wärmeleitfähigkeit W/(m K)	spez. Wärmekapazität J/(kg K)
Estrich, Kleber oder Estrich plus Fliesenbelag	2100	1,2	1000

Als signifikante Ergebnisse werden die **Aufheizzeiten $\tau_{90\%}$** bis zum Erreichen der Heizleistungen $\dot{q}_i = 45 \text{ W/m}^2$ betrachtet. Die Aufheizverläufe sind aus Bild 10.35 ersichtlich. Bei den Kapillarrohrmatten sind jeweils nur der ungünstigste und der günstigste Verlauf dargestellt.

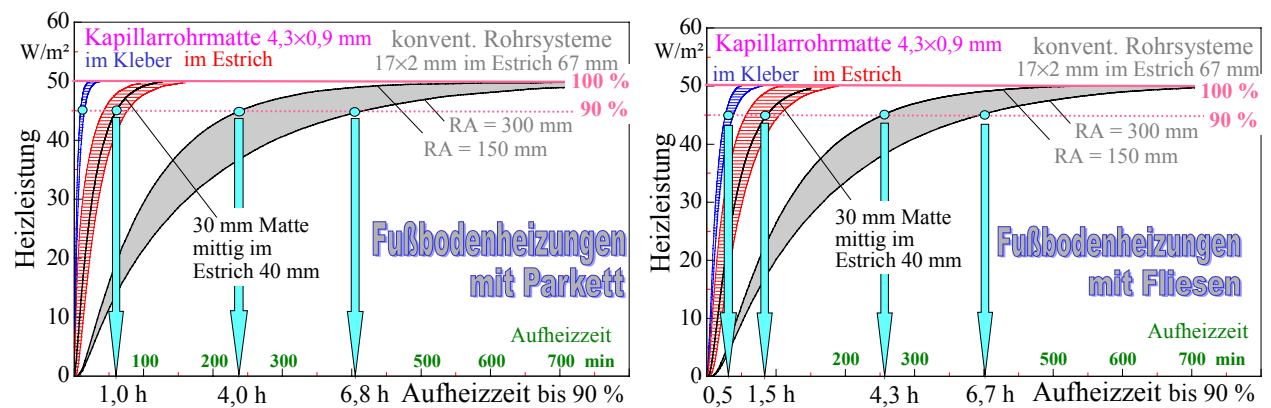


Bild 10.35 Heizleistung in Funktion der Aufheizzeit bei mittlerer Wassertemperatur, die eine Endleistung von 50 W/m^2 ergibt, für konventionelle und neuzeitliche Bodenheizungen ($t_i = 20^\circ\text{C}$)

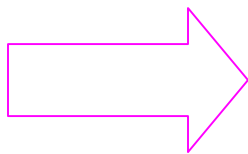
Schlussfolgerungen aus der instationären Berechnung:

- Fußbodenheizungen mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten zeichnen sich infolge der geringeren Trägheit durch bedeutend kürzere Aufheizzeiten aus als konventionelle Systeme.
- Bei mittiger Mattenlage im Estrich und $RA = 30 \text{ mm}$ ergibt sich gegenüber der konventionellen Systeme mit $RA = 300 \text{ mm}$ eine **Reduzierung der Aufheizzeit auf 15 %** (Parkett) bzw. **22 %** (Fliesen). Wählt man als Bezugswert das konventionelle System mit $RA = 150 \text{ mm}$, dann reduziert sich die Aufheizzeit der Kapillarrohrvariante auf ein **Viertel** bzw. auf ein **Drittel**.
- Der Fliesenbelag wurde bei der instationären Berechnung in die zweidimensionale Betrachtung einbezogen. Dadurch vollzieht sich auch in horizontaler Richtung, d. h. zwischen den

Rohren eine verstärkte Wärmeleitung. Diese bewirkt bei großen Rohrabständen eine Verkürzung der Aufheizzeit, wodurch die vergrößerte Speicherfähigkeit und die damit verbundene verlängerte Aufheizzeit teilweise kompensiert wird. Die Wirkung zeigt Bild 10.35 deutlich.

- Das Entwicklungspotenzial bezüglich kürzerer Aufheizzeiten ist bei Einsatz von Kapillarrohrmatten in einer Kleberschicht auf einer Trockenestrichplatte besonders groß.

Eine Zusammenfassung der stationären und instationären Ergebnisse zeigt das Bild 1.1!



Bericht im **Anhang O**:

"Untersuchung der Anheizvorgänge in Fußbodenheizungen mit Estrichverlegung"
(22 Seiten) plus zugehörige Rechnerausdrucke beim Verfasser

10.6 Leistungsermittlung von geschlossenen, thermisch aktiven Flächen – Normung

Die rasante Entwicklung der thermisch aktiven Flächen zur Raumkühlung – beispielsweise der Decken und Wände – führte zu einer Vielzahl von Lösungen. Außerdem ist es sinnvoll, Kühlflächen auch zur Raumheizung einzusetzen. Bei der Planung dieser variantenreichen Systeme, die zudem mit sehr unterschiedlichen Oberflächendesigns versehen werden, kann die Frage nach den Normleistungen kaum noch beantwortet werden.

- Die Leistungsprüfung von **Raumkühlflächen** hat nach der DIN 4715/01 durch Messung in einer genormten Prüfkabine zu erfolgen.
- Im Gegensatz dazu wird die Leistung von **Fußbodenheizflächen** durch eine genormte Berechnung nach DIN EN 1264/02 bestimmt.

Geschlossene Wärmeübertragerflächen sind nicht hinterlüftet. Damit lassen sich die Wärmetransportvorgänge mit theoretischen Mitteln eindeutig erfassen. Die Strahlungs- und Konvektionsverhältnisse ergeben sich im Normalfall durch bekannte thermodynamische Raumverhältnisse.

Für **Kühldecken** ist beispielsweise in Analogie zur **Fußbodenheizung** wegen der gleichen Wärmestromrichtung von unten nach oben der Gesamtwärmeübergangskoeffizient übernehmbar. Er folgt aus der sogenannten Basiskennlinie der DIN EN 1264/02. Für die Wärmestromrichtung von oben nach unten hat sich nach [2] der Gesamtwärmeübergangskoeffizient $\alpha = 6,7 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ bewährt.

Die **Wärmeleitung** innerhalb des Elementes kann mit wärmetechnischen Simulationsmodellen mathematisch sehr gut nachgebildet werden, z. B. analytisch nach [21] oder mittels FEM.

Damit kann man die "Ermittlung der Normleistung" aus einem definierten Wärmeübergangskoeffizienten der thermisch aktiven Flächen zum Raum und der Nachbildung der Wärmeleitung im Paneel "zusammensetzen".

Eine **zusätzliche Sicherheit** ist gegeben, wenn **Messwerte zur Verifikation** verfügbar sind und mit dem geprüften Modell lediglich Parametervariationen erfolgen.

Zur Leistungsbestimmung von Putzkühldecken mit Kapillarrohrmatten existiert ein Algorithmus, der auf einer Lösung der LAPLACESchen Differentialgleichung für zweidimensionale Temperaturverteilung nach FAXÉN basiert [13] (siehe auch **Anhang P**).

Die Randbedingungen der Simulation bezüglich des Wärmestromes zum oberen Raum sind angelehnt an die Prüfkabine nach DIN 4715/01 zu formulieren.

Die Leistung der im Bild 10.36 gezeigten Putzkühldecke mit der Kapillarrohrmatte 3,4×0,55 mm wurde gemessen und mittels Simulation überprüft. Die Ergebnisse im Bild 10.37 verdeutlichen die sehr gute Übereinstimmung (Simulation: 1,5 % Minderleistung). Damit ist die Sicherheit gegeben, dass auch veränderte Konstruktionen leistungsmäßig simuliert werden dürfen. Im Bild ist beispielsweise eine Kapillarrohrmatte 4,3×0,8 mm eingetragen.

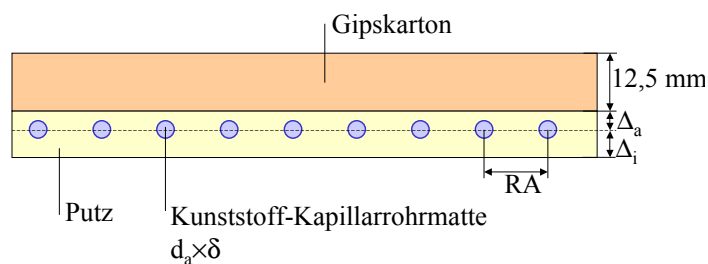


Bild 10.36 Geometrie der Putzkühldecke mit Kennzeichnung der einflussreichen Variationsparameter

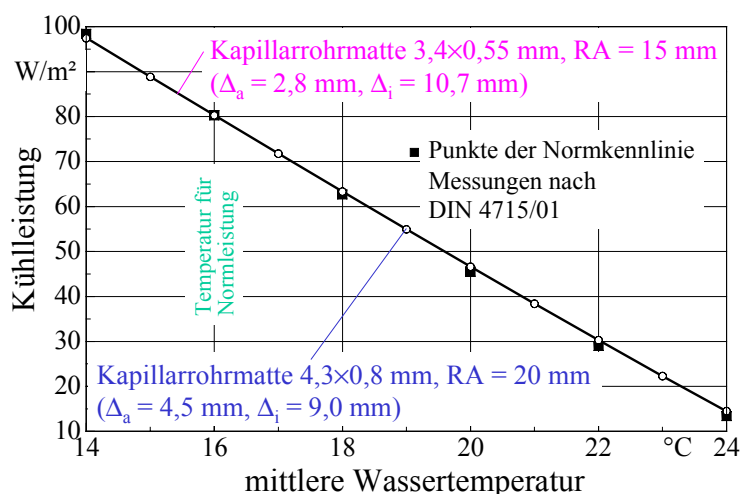


Bild 10.37 Kühlleistungen einer Putzdecke mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten der Fa. Clina bei einer Raumtemperatur von 26 °C in Abhängigkeit der mittleren Wassertemperatur für zwei unterschiedliche Mattentypen sowie der Vergleich mit Messwerten einer Normprüfung

Für **Heizdecken** existiert kein **Normprüfverfahren**. Es ist gut vorstellbar, die bewährte Simulationsmethode auch hierfür einzusetzen. Für die gleiche Decke ergeben sich die im Bild 10.38 dargestellten Wärmestromdichten.

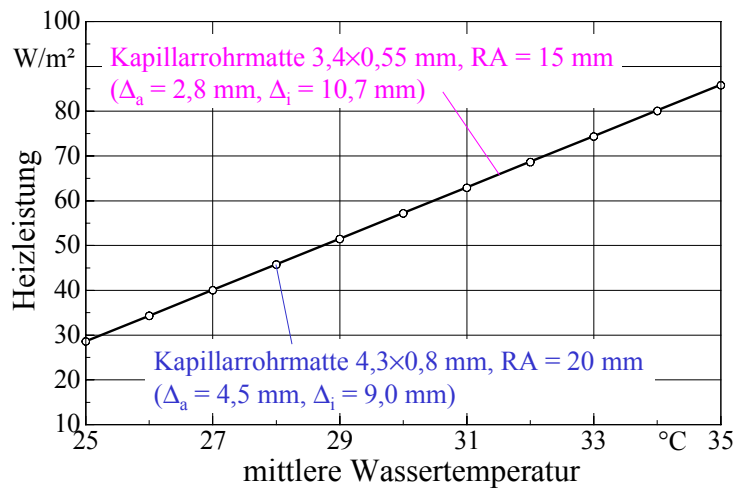
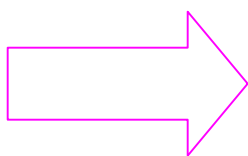


Bild 10.38 Simulierte Heizleistungen einer Putzdecke mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten der Fa. Clina bei einer Raumtemperatur von 20 °C in Abhängigkeit der mittleren Wassertemperatur für zwei unterschiedliche Mattentypen

Aussagen:

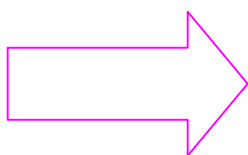
- Das Simulationsmodell ist durch die Verifikation mit Messungen nach DIN 4715/01 zur Ermittlung der Leistungen von geschlossenen Kühldecken mit integrierten Kapillarrohrmatten geeignet.
- Das Modell kann bei Berücksichtigung der veränderten thermodynamischen Bedingungen auch zur Bestimmung der Heizleistung von Decken Anwendung finden.
- In analoger Weise können damit auch die Heiz- und Kühlleistungen für Fußbodensysteme mit Kapillarrohrmatten berechnet werden.

Hierfür wurde der modifizierte Algorithmus auch bereits verifiziert [13, 21]. Dies ist zwingend notwendig gewesen, da die DIN EN 1264/02 die Bestimmung der Heizleistung von Fußbodenheizungen wegen der Geometrie der Kapillarrohre und den daraus folgenden konstruktiven Abmessungen ausschließt. Ihr Geltungsbereich ist für mehrere Parameter überschritten.



Bericht im Anhang P:

"Untersuchung der Kühlleistung von Putzdecken mit integrierten Kunststoff-Kapillarrohrmatten verschiedener Geometrie"
(57 Seiten)



Bericht im Anhang Q:

"Vorschlag und Beispiel für eine erweiterte Normleistungsbestimmung geschlossener Kühl- und Heizflächen mit integrierten Rohrgestern"
(18 Seiten)

11 Kühltürme mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten

Um die Lufttemperatur und die Luftfeuchte im Raum auf den erforderlichen Wert zu bringen und zu halten, besteht auch die kostengünstige Möglichkeit, durch **konvektiv arbeitende Kühlkörper im Raum** die Luft abzukühlen und evtl. gezielt zu entfeuchten, wobei das Kondensat zu sammeln und abzuführen ist. Die Ergebnisse von Abschnitt 4 zeigen, dass auch im Komfortbereich der Einsatz von Kühltürmen oder -säulen wärmephysiologisch vertretbar ist. Besonders günstig ist die Kombination mit Raumkühlflächen.

Die Bilder 11.1 und 11.2 zeigen prinzipielle Anordnungen der Kühltürme und mögliche direkte Verbindungen zu Raumkühlflächen.

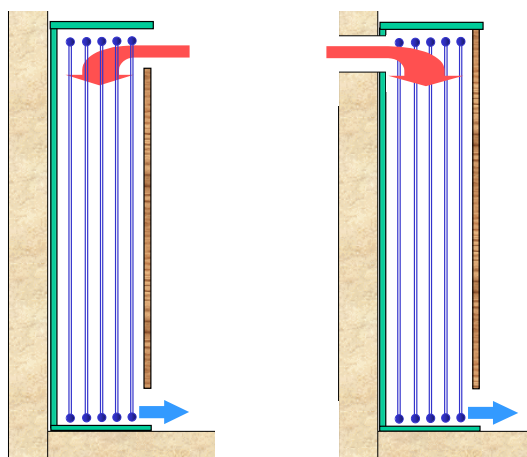


Bild 11.1 Schacht mit vertikal gespannten Kapillarrohrmatten zur Luftkühlung mittels Kaltwasser
links: Umluftkühler
rechts: Außenluftkühler

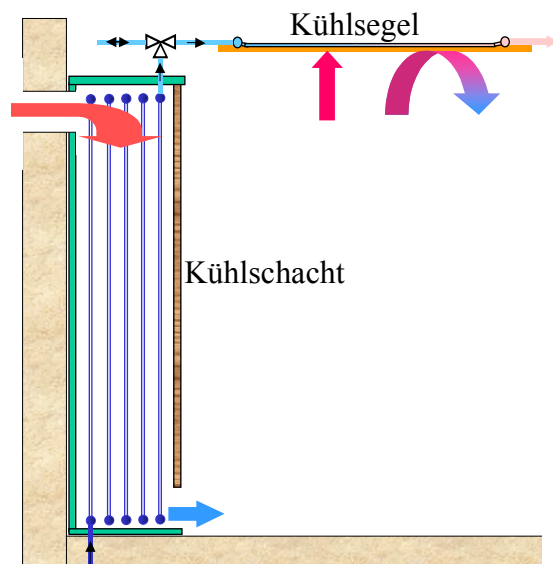


Bild 11.2 Schacht mit vertikal gespannten Kapillarrohrmatten zur Luftkühlung mittels Kaltwasser und nachgeschaltetem Kühlsegel
Der Betrieb des Kühlturmes und des Kühlsegels kann auch jeweils allein erfolgen.
Bei entsprechender Auslegung kann diese Schaltung "eigensicher" gegenüber Kondensatanfall am Kühlsegel sein.

In den Bildern 11.3 und 11.4 sind konstruktive Lösungen grundsätzlicher Art angegeben. Die Kaltwasserversorgung erfolgt durch ein Kunststoff-Rohrsystem mit festen oder langzeitbewährten flexiblen Anschlüssen. Die Anordnung der Luftkühlsäulen ist beliebig.

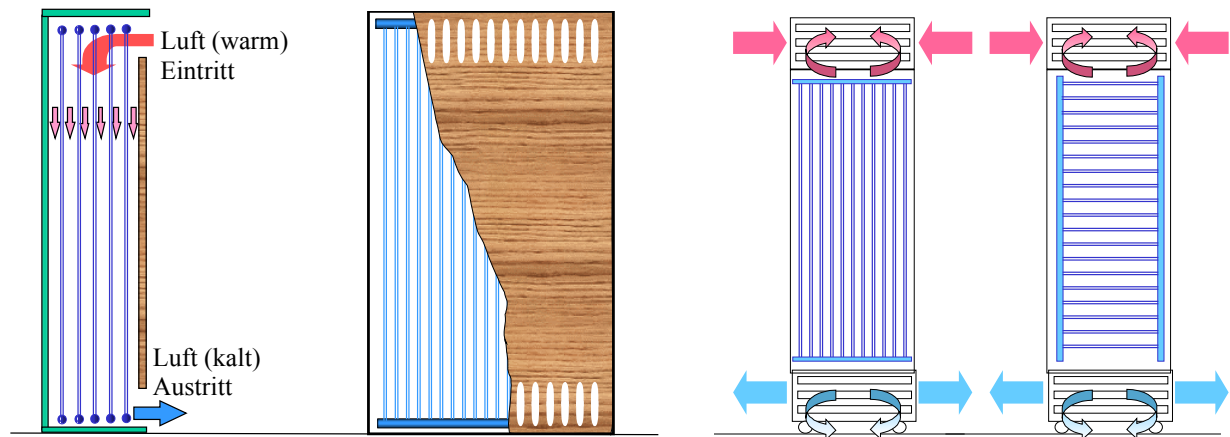


Bild 11.3 Kühltürme in verschiedenen Formen: Schrank in die Raummöblierung integrierbar oder fahrbare rechteckige Säule
Bei beiden Konstruktionen können die Matten vertikal- oder quergespannt werden.

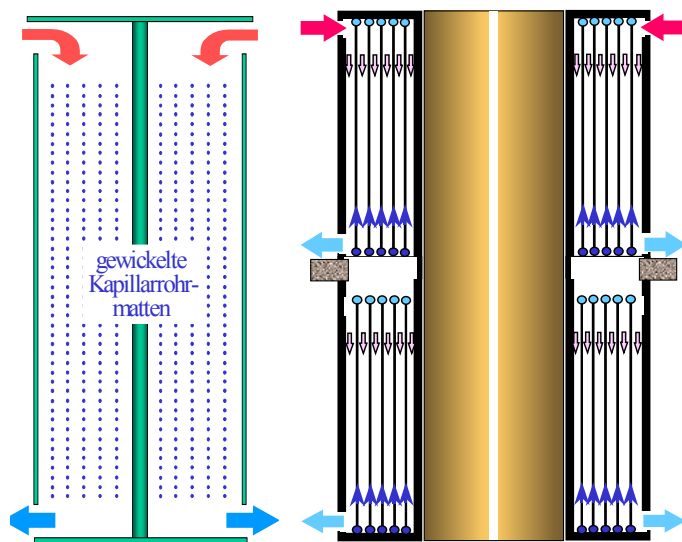


Bild 11.4 Kühltürme verschiedener Formen:
links: Zylindersäule mit gewickelten Kapillarrohrmatten
rechts: Massivsäule des Gebäudes mit einer schachtbildenden Verkleidung und vertikal angeordneten Kapillarrohrmatten, in Atrien kann diese Konstruktion sogar über mehrere Etagen geführt werden.

Anmerkungen:

- Alle vorgestellten Lösungen sind lediglich **Grundkonzepte**, die sehr **flexibel** den gestalterischen Vorgaben angepasst werden können.
- Die **Luftkühler in Schrankform** können wie üblich an Wänden aufgestellt werden oder gleichzeitig als **Raumteiler** dienen. Selbstverständlich sind auch Schachtausbildungen hinter Schrankmöbeln möglich. Der Einsatz ist in Büroräumen, Praxen, Hotelzimmern usw. gegeben.
- Die **Luftkühler in Säulenform** können mit viereckigem oder rundem Querschnitt ausgeführt werden. Ihre Anordnung erfolgt verteilt über den Grundriss beispielsweise in Großraumbüros, Verkaufsbereichen, Werkstätten usw.

- Zur **Leistungssteigerung** können **kleine Ventilatoren** in die Schränke oder Säulen eingebaut und zeitweise zugeschaltet werden. Dies kann z. B. zweckmäßig sein, wenn **platzsparende Konstruktionen** eingesetzt werden sollen oder wenn man mit **möglichst hohen Kaltwassertemperaturen** arbeiten möchte.
- Die **Betriebsweise mit Kondensatbildung** ist in Räumen ohne Luftklimatisierung – z. B. bei Fensterlüftung – angezeigt. Ein weiteres Einsatzgebiet wird in Gewerberäumen, Werkstätten sowie allgemein in Bauten südlicher Ländern (Mittelmeer- bzw. Golfraum) gesehen. Für das Kondensat sind im Boden der Schränke oder Säulen Sammelbehälter anzuordnen.
- Die **Geometrie** der Schächte (Schränke und Säulen) ist nahezu **frei wählbar**, die Kapillarrohrmatten werden durch entsprechende Konfektionierung angepasst.
- Beliebige Anordnung von **Öffnungen** ist möglich (Revisions- und Reinigungsöffnungen).
- Architektonisch **sehr attraktiv** können vor allem die **freistehenden Säulen** gestaltet werden.

11.1 Algorithmus zur Leistungsberechnung der Kühltürme

Im vorliegenden Fall werden in einem Schacht mit oberer Lufteintrittsöffnung und unterer Luftaustrittsöffnung hängend Kapillarrohrmatten angeordnet und im Gegenstrom- bzw. Kreuzgegenstrom vom Kaltwasser durchflossen. Die Luft im Schacht kühlt sich dadurch ab, ihre Dichte steigt gegenüber der Raumluft an, sodass ein positiver thermodynamischer Umtriebsdruck entsteht. Er wird auch als "Schwerkraftumtriebsdruck" oder "Auftriebsdruck" bezeichnet. Es stellt sich ein Luftvolumenstrom ein, bei dem der Auftriebsdruck und der Druckverlust beim Durchströmen des Schachtes sich das Gleichgewicht halten. Folgende Gegebenheiten sind relevant:

- Die Strömung im Schacht bewirkt eine **erzwungene Konvektion**. Sie ist in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit relativ genau berechenbar.
- Der **Volumenstrom** durch den Schacht und damit die Strömungsgeschwindigkeit im freien Schachtquerschnitt ist vom **Dichteunterschied** zwischen der Luft im Schacht und der Raumluft sowie vom **Strömungswiderstand im Schacht** einschließlich der Ein- und Austritte abhängig.
- **Unsicher** ist einerseits die **Ermittlung des Strömungswiderstandes**, da die Einordnung der Kapillarrohrmatten nicht nach einer ganz strengen Geometrie erfolgt. So ist beispielsweise die Lage der Verteilleitungen bezüglich des Strömungswiderstandes nicht genau erfassbar, die Kapillarrohre sind nicht exakt gerade und die Abstandshalter innerhalb der Matten wirken als kaum erfassbare Einzelwiderstände.

- Andererseits ist die Temperaturverteilung im Schacht sehr von der eingebrachten Wärmeübertragerfläche abhängig. Diese wirkt sich auf die Dichteverteilung und damit auf den Schwerkraftumtriebsdruck aus.
- Des Weiteren ist zwischen der **Anordnung der Kunststoff-Kapillarrohrmatten mit vertikalen oder horizontalen Rohren** zu unterscheiden.
- Die **Modellierungen** vor allem der **Einzelwiderstände** können **sehr unterschiedlich** erfolgen.

Die experimentale Untersuchung überprüft stets nur die Kühlleistung als integrale Summe aller denkbaren Einflüsse. Damit ist eine **Verifizierung der Einzeleinflüsse nicht möglich**.

11.1.1 Wärmetechnische Modellierung der Kapillarrohrmatten im Schacht

Zu untersuchen sind die beiden in den Bildern 11.5 und 11.6 dargestellten Formen von Kapillarrohrmatten.

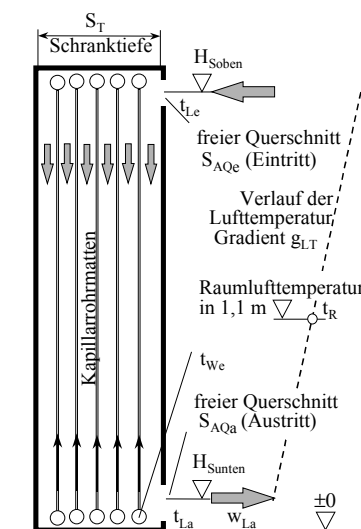


Bild 11.5 Schematischer Aufbau eines Kühlturms mit vertikal hängenden Kapillarrohrmatten

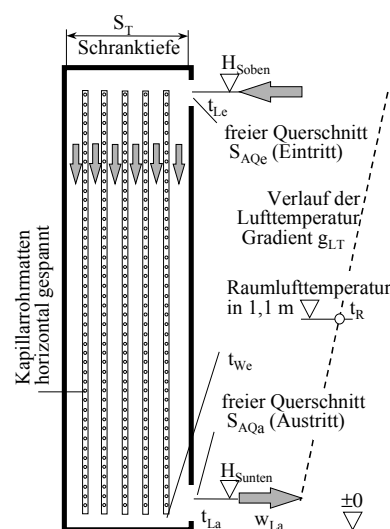


Bild 11.6 Schematischer Aufbau eines Kühlturms mit horizontal angeordneten Kapillarrohrmatten

Bei der wärmetechnischen Untersuchung ist von fest vorgegebenen Daten und von variablen Daten, die im Rahmen der Optimierung zu bestimmen sind, auszugehen. Es gelten:

Festwerte:

- Rohrdurchmesser $3,4 \times 0,55 \text{ mm}$
- Wärmeleitfähigkeit $\lambda = 0,21 \text{ W/(m K)}$

Variable Werte:

- Schranktiefe
- Größe der Schranköffnungen (oben und unten)

- Schrankhöhe (es interessiert nur der Höhenabstand zwischen den Öffnungen)
- Anzahl der Kapillarrohre
- Wassereintrittstemperatur
- Wasserdurchsatz.

Konvektiver Wärmeübergang an den Kapillarrohrmatten

Der **luftseitige Wärmeübergang** an den Kapillarrohrmatten im Schacht wird als erzwungene Strömung betrachtet.

Bei **Längsanströmung** erfolgt die Berechnung gemäß [24] in nachfolgenden Schritten:

$$K_L = \frac{v_{Lm} l_{\ddot{U}}}{r^2 w_{Lm}} \quad (11.1)$$

$$Nu_L = 2 \frac{0,55}{K_L^{0,5}} + \frac{10}{9} \frac{0,95}{K_L^{0,1}} \quad \text{Geltungsbereich } K_L = 0,001 \dots 10000 \quad (11.2)$$

$$\alpha_L = Nu_L \lambda_{Wand} / d_a, \quad (11.3)$$

wobei die Größen gelten

w_{Lm}	Geschwindigkeit im Schacht
$l_{\ddot{U}}$	Überströmlänge ($\equiv l_R$)
v_{Lm}	kinematische Viskosität bei Lufttemperatur
r	Zylinderradius ($\equiv d_a / 2$)
K_L	Krümmungsparameter
Nu_L	Nußeltzahl
α_L	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient
d_a	Außendurchmesser als charakteristische Länge
λ_{Wand}	Wärmeleitfähigkeit bei Wandtemperatur t_{Wand} .

Bei **Queranströmung** gelten:

$$Nu_{L0} = 0,3 + \left[0,441 Re_L Pr_{Lm}^{0,667} + \frac{Re_L^{1,6} Pr_{Lm}^2}{[27,027 + 66,027 Re_L^{-0,1} (Pr_{Lm}^{0,667} - 1)]^2} \right]^{0,5} \quad (11.4)$$

Geltungsbereich ($10 < Re_L < 10^6$)

$$Re_L = w_{LRB} l_{\ddot{U}} / v_{Lm} \quad (11.5)$$

$$l_{\ddot{U}} = \pi d_a / 2. \quad (11.6)$$

Als **Rohrhöhenunterschied** von nebeneinanderliegenden Kapillarrohren wird generell angenommen, dass nebeneinanderliegende Kapillarrohre um den halben Rohrabstand ($s_R/2$) versetzt sind.

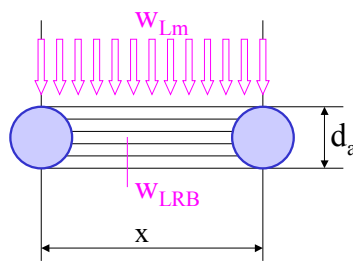
Dies erfolgt wechselseitig nach oben und unten, so dass für das Höhenmaß gilt:

$$s_h = s_R / 2, \quad (11.7)$$

woraus die **Luftgeschwindigkeit im Rohrbündel** ausgehend von der Luftgeschwindigkeit im freien Schachtquerschnitt bei mittlerer Lufttemperatur – berechnet als arithmetisches Mittel aus Ein- und Austrittstemperatur – folgt:

$$w_{LRB} = \frac{w_{Lm}}{1 - \frac{\pi d_a}{4 x}}. \quad (11.8)$$

Ableitung folgt aus der Kontinuitätsgleichung ($x \equiv 2$ Mattenabstände):



$$w_{Lm} x = w_{LRB} \frac{x d_a - \pi \frac{d_a^2}{4}}{d_a}$$

$$w_{Lm} = w_{LRB} \frac{d_a - \pi \frac{d_a^2}{4 x}}{d_a}$$

Die Berücksichtigung der Rohrreihenanzahl und der Anordnung ergibt die endgültige Nußeltzahl

$$Nu_L = Nu_{L0} \left[1 + \frac{2 d_a}{3 s_h} \left(1 - \frac{1}{n_R} \right) \right], \quad (11.9)$$

wobei diese Gleichung für Reihenzahlen $n_R < 10$ nach GNIELINSKI eingesetzt werden sollte. Sie gilt aber auch $n_R \rightarrow \infty$ und wird deshalb allgemeingültig verwendet.

Beachte: Bei Versatz der Rohrreihen ist die Anzahl doppelt so groß wie die Rohrzahl pro Matte! Schließlich folgt:

$$\alpha_L = Nu_L \lambda_{Lm} / l_{\bar{U}}. \quad (11.10)$$

Bis auf Gl. (11.3) gelten alle Stoffwerte bei mittlerer Lufttemperatur im Schacht. Als Approximationen werden die Angaben in [22] verwendet.

Strahlungswärmeübergang an den Kapillarrohrmatten

Die Einstrahlzahl an die Schachtwände bezogen auf die Mattenoberfläche ist nur bei Kenntnis der genauen Geometrie zu ermitteln. Da der Strahlungswärmeübergang gegenüber der Konvektion aber in diesem Fall von untergeordneter Bedeutung ist, werden näherungsweise folgende Vorschläge unterbreitet:

- Im ersten Fall sei angenommen, dass der Schacht stets so mit Kapillarrohrmatten gefüllt ist, dass die "Sicht" von einer Wandung auf die gegenüberliegende verstellt ist. D. h. wenn $A_M > A_{SW}$ gilt, ist die Einstrahlzahl auf die Gesamtheit der Mattenoberfläche $\Phi_{SW_M} = 1$. Daraus folgt nach der Reziprozitätsbeziehung $\Phi_{SW_M} A_{SW} = \Phi_{M_SW} A_M$ für die Einstrahlzahl Matte - Schachtwand:

$$\Phi_{M_SW} = \frac{A_{SW}}{A_M}. \quad (11.11)$$

- Ansonsten sei $\Phi_{M_SW} = 0,9$ angenommen.

Bei zwei unterschiedlichen Schachtwänden A_{SW1} und A_{SW2} sind entsprechende, näherungsweise Aufteilungen zu treffen:

$$\left. \begin{aligned} \Phi_{SW1_M} &= 1 \\ \Phi_{SW2_M} &= 1 \\ \Phi_{M_SW1} &= \frac{A_{SW1}}{A_M} \\ \Phi_{M_SW2} &= \frac{A_{SW2}}{A_M} \end{aligned} \right\} \text{wenn } A_M > A_{SW1} + A_{SW2}$$

$$\left. \begin{aligned} \Phi_{M_SW1} &= 0,9 \frac{A_{SW1}}{A_{SW1} + A_{SW2}} \\ \Phi_{M_SW2} &= 0,9 \frac{A_{SW2}}{A_{SW1} + A_{SW2}} \\ \Phi_{SW1_M} &= 0,9 \frac{A_M}{A_{SW1} + A_{SW2}} \\ \Phi_{SW2_M} &= 0,9 \frac{A_M}{A_{SW1} + A_{SW2}} \end{aligned} \right\} \text{wenn } A_M \leq A_{SW1} + A_{SW2}$$

Im Programm wird für die Mattenfläche A_M die gesamte Rohroberfläche A_R substituiert. Mit dem Emissionsgrad der Rohre ϵ_R sowie der Schachtwand ϵ_{SW} , der Strahlungskonstanten σ und dem Temperaturfaktor b berechnet sich der Wärmeübergangskoeffizient infolge Strahlung zu

$$\alpha_S = \Phi \epsilon_{SW} \epsilon_R \sigma b. \quad (11.12)$$

Der Temperaturfaktor werde um lange Iterationen zu vermeiden $b = 1 \cdot 10^8$ gesetzt.

Wärmestrom

Der Gesamtwärmestrom ergibt sich zu

$$\dot{Q} = \pi (d_a l_R n_R + 2 D_a L_v) \text{ Matten } k \Delta t_{\text{mittel}} \quad (11.13)$$

mit den Größen

d_a	Außendurchmesser der Kapillarrohre
l_R	Länge der Kapillarrohre
s_R	Abstand der Kapillarrohre an der Verteilleitung
n_R	Anzahl der Kapillarrohre
Matten	Anzahl der Matten
D_a	Außendurchmesser der Verteil- bzw. Sammelleitung

L_V	Länge der Verteil- bzw. Sammelleitung ($\equiv n_R s_R$)
k	Wärmedurchgangskoeffizient bezogen auf d_a
Δt_{mittel}	mittlere Temperaturdifferenz.

Betriebscharakteristik - mittlere Temperaturdifferenz

Die Wärmeübertragung zwischen dem Luft- und dem Wasserstrom wird mit Hilfe der Betriebscharakteristik nach BOŠNJAKOVIĆ für **reinen Gegenstrom** bei den **vertikal gespannten Matten** und für **Kreuz-Gegenstrom** bei den **horizontal angeordneten Matten** vorgenommen.

Aus luft- und wasserseitigem Wärmeübergangskoeffizient folgt unter Beachten des Rohrwärmeleitwiderstandes der Wärmedurchgangskoeffizient. Die Wärmeübertragerfläche (Kapillarrohroberfläche) ist bekannt, ebenso der Wasserdurchsatz und damit der Wärmekapazitätsstrom, woraus die charakteristische Größe $k A / \dot{C}_W$ folgt. (Sie wird in der neueren, amerikanischen Literatur NTU genannt.) Mit dem Verhältnis der Wärmekapazitätsströme R berechnet sich dann die Betriebscharakteristik P , woraus die Austrittstemperaturen für Wasser und Luft folgen. Es gelten:

dimensionslose Temperaturänderungen der Stoffströme $\equiv$ Betriebscharakteristik

$$P_1 = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2}; \quad P_2 = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2}; \quad (0 \leq P_i \leq 1) \quad (11.14)$$

Anzahl der Übertragungseinheiten (Number of Transfer Units)

$$NTU_1 = \frac{kA}{\dot{C}_1}; \quad NTU_2 = \frac{kA}{\dot{C}_2}; \quad (0 \leq NTU_i \leq \infty) \quad (11.15)$$

Wärmekapazitätsstromverhältnisse

$$R_1 = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}; \quad R_2 = \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1}; \quad (0 \leq R_i \leq \infty). \quad (11.16)$$

Betriebscharakteristik

$$P = P(NTU; R). \quad (11.17)$$

- Für den reinen **Gegenstrom-Wärmeübertrager** wird die Betriebscharakteristik für die Stoffströme $i = 1$ oder $i = 2$ durch die bekannten Zusammenhänge beschrieben:

$$P_i = \frac{1 - \exp[(R_i - 1)NTU_i]}{1 - R_i \exp[(R_i - 1)NTU_i]}, \quad \text{wenn } R_i \neq 1 \quad (11.18)$$

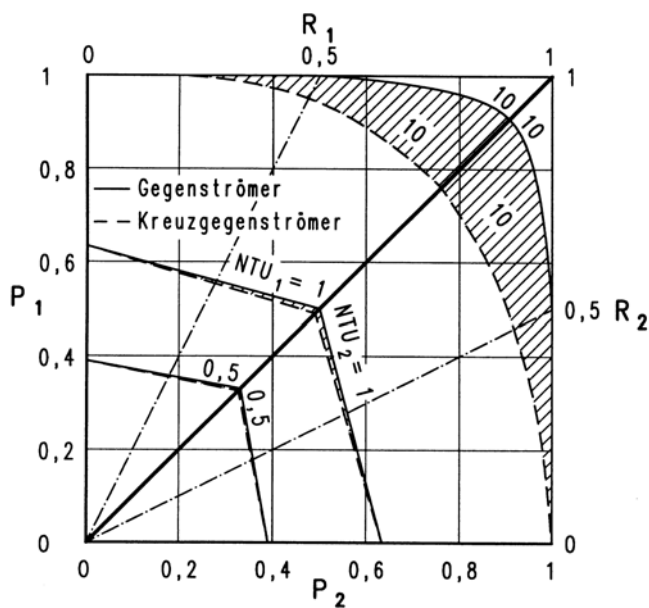
$$P = \frac{NTU}{1 + NTU}, \quad \text{wenn } R_1 = 1. \quad (11.19)$$

- Der **Kreuz-Gegenstrom-Wärmeübertrager** wird nach einer neuartigen Untersuchung [23] ap-

proximiert. Es folgt eine Kurzdarstellung: Die ideale Stromführung stellt der **reine Gegenströmer** dar. Seine Betriebscharakteristik sei P_g genannt. Der unter heutigen Bedingungen eingesetzte, schlechteste Wärmeübertrager sei **ein Kreuzgegenströmer mit zwei Rohrreihen und zwei Durchgängen, die gegensinnig zum Luftstrom** geschaltet sind. Nach [24] gilt für die Betriebscharakteristik

$$P_k = 1 - \left[\frac{y}{2} + \left(1 - \frac{y}{2} \right) \exp \left(\frac{2y}{R_1} \right) \right]^{-1} \quad \text{mit} \quad y = 1 - \exp \left(\frac{-R_1 NTU_1}{2} \right). \quad (11.20)$$

Es wird von dem **pragmatischen Ansatz** ausgegangen, dass alle heute real üblichen Hochleistungswärmeübertrager zwischen diesen beiden Apparaten liegen. Bild (11.7) zeigt die P-



Bereiche, die sich zwischen P_g und P_k ergeben, deutlich. Sie sind in Abhängigkeit von NTU und R sehr unterschiedlich. Ihr Maximum tritt für $NTU = \text{const}$ stets bei $R = 1$ auf.

Bild 11.7 Variationsbereiche der Betriebscharakteristika für Wärmeübertrager im Gegenstrom und im Kreuzgegenstrom mit zwei Rohrreihen sowie gegensinnig geschalteten Durchgängen

Die **Betriebscharakteristik für einen realen Wärmeübertrager** folgt näherungsweise dem Ansatz

$$P = P_g f_g + P_k (1 - f_g). \quad (11.21)$$

Der Faktor f_g ist ein Wichtungsfaktor, der den **"Gegenstromanteil"** angibt. Es gelten:

$f_g = 1$ reiner Gegenstrom

$f_g = 0$ Kreuzgegenstrom, 2 Rohrreihen, 2 Durchgänge, gegensinnig.

Spezielle Werte für f_g sind [23] oder dem **Anhang R** zu entnehmen.

Eine Iteration über die Annahme der Austrittstemperaturen schließt diesen wärmetechnischen Berechnungskomplex ab.

Wärmestrom der Schachtwände

Das wärmetechnische Verhalten der Schrankwände kann näherungsweise mit Hilfe des Modells nach Bild 11.8 erfasst werden.

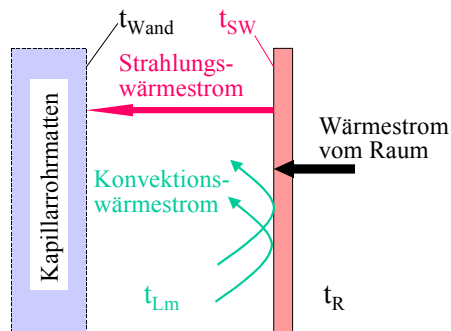


Bild 11.8 Schematische Darstellung der Wärmeströme an der Schachtwand

Die Wärmeströme werden an der inneren Oberfläche der Schachtwand bilanziert:

Strahlungswärmestrom

$$\dot{Q}_S = \alpha_S A_{SW} (t_{SW} - t_{Wand}) \quad (11.22)$$

Konvektionswärmestrom

$$\dot{Q}_K = \alpha_K A_{SW} (t_{SW} - t_{Lm}) \quad (11.23)$$

Raumwärmestrom

$$\dot{Q}_{Raum} = \left(\frac{1}{\alpha_R} + \frac{\delta_{SW}}{\lambda_{SW}} \right)^{-1} A_{SW} (t_R - t_{SW}) = \kappa_{SW} A_{SW} (t_R - t_{SW}) \quad (11.24)$$

Bilanz

$$\dot{Q}_S + \dot{Q}_K = \dot{Q}_{Raum} \quad (11.25)$$

Es gelten die Einzelgrößen:

α_S	Wärmeübergangskoeffizient infolge Strahlung nach Gl. (11.12)
α_K	Wärmeübergangskoeffizient infolge Konvektion ($\alpha_K \approx \alpha_L$, grobe Näherung)
α_R	Gesamtwärmeübergangskoeffizient auf der Raumseite ($\alpha_R \approx 7,7 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$)
$\delta_{SW}, \lambda_{SW}$	Dicke und Wärmeleitfähigkeit der Schachtwand
κ_{SW}	Teilwärmedurchgangskoeffizient der Schrankwand
t_{SW}	Temperatur der Schachtwand auf der Innenseite
t_{Wand}	Temperatur der Oberfläche der Kapillarrohrmatten
t_R	Raumtemperatur
t_{Lm}	mittlere Lufttemperatur im Schacht
A_{SW}	Fläche der Schachtwand.

Aus der Bilanzgleichung lässt sich die Temperatur der Schrankwand ermitteln:

$$t_{SW} = \frac{\alpha_S t_{Wand} + \alpha_K t_{Lm} + \kappa_{SW} t_R}{\alpha_S + \alpha_K + \kappa_{SW}} \quad (11.26)$$

Mit dieser wird dann der Wärmestrom bestimmt, beispielsweise nach Gl. (11.24).

11.1.2 Strömungstechnische Modellierung der Kapillarrohmatten im Schacht

Die strömungstechnische Modellierung hat den **Luftmassenstrom** durch den Schacht zu ermitteln. Er stellt sich als Gleichgewicht zwischen Druckverlust und thermodynamischem Umtriebsdruck ein. Die Simulation beinhaltet deshalb die Berechnung des **luftseitigen Druckverlustes** bestehend aus den Teilen Druckverlust bei der Einströmung, beim Durchströmen sowie bei der Ausströmung und die Berechnung des **Auftriebes** infolge des Dichteunterschiedes zwischen innen und außen. Für die zu untersuchenden Geometrien ist wiederum von den Bildern 11.5 und 11.6 auszugehen.

Luftseitiger Druckverlust

Bei der Ermittlung des Druckverlustes werden für die drei Abschnitte unterschiedliche Dichten und Geschwindigkeiten zugrunde gelegt. Es gelten:

Druckverlust am Lufteintritt bzw. am Luftaustritt

$$\Delta p_{Le} = \zeta_e \frac{\rho_{Le}}{2} w_{Le}^2; \quad \Delta p_{La} = \zeta_a \frac{\rho_{La}}{2} w_{La}^2 \quad (11.27)$$

Druckverlust in der Säule

$$\Delta p_{LS} = \left(\lambda \frac{l_{\text{Schacht}}}{d_h} + \zeta_i \right) \frac{\rho_{Lm}}{2} w_{Lm}^2 \quad (11.28)$$

mit den Einzelgrößen

ρ_{Le}	Dichte der Luft am Eintritt
ρ_{La}	Dichte der Luft am Austritt
ρ_{Lm}	mittlere Dichte des Luftstromes in der Säule
ζ_a	Einzelwiderstandsbeiwert beim Luftaustritt
ζ_e	Einzelwiderstandsbeiwert beim Lufteintritt
ζ_i	Einzelwiderstandsbeiwert beim Luftdurchtritt durch die Säule
λ	Rohrreibungsbeiwert für die Schachtdurchströmung
d_h	hydraulischer Durchmesser des Schachtes unter Beachtung des Rohrbündels
l_{Schacht}	Durchströmlänge des Schachtes
w_{Le}	Luftgeschwindigkeit am Eintritt
w_{La}	Luftgeschwindigkeit am Austritt
w_{Lm}	mittlere Luftgeschwindigkeit in der Säule.

Die Einzelwiderstandsbeiwerte beim Lufteintritt und beim Luftaustritt sind in Abhängigkeit der Öffnungsgeometrie bzw. der Gitterform beispielsweise nach [25] zu bestimmen.

Problematisch gestaltet sich die Ermittlung des **Rohrreibungsbeiwertes** λ und des **Einzelwiderstandes** ζ_i . Hierbei ist zwischen vertikal und horizontal gespannten Kunststoff-Kapillarrohrmatten zu unterscheiden.

Vertikale Kapillarrohrmatten

Der **Rohrreibungsbeiwert bei der Schachtdurchströmung** berechnet sich in den Schritten:

Hydraulischer Durchmesser

$$d_h = 4 A / U \quad (11.29)$$

A freier Querschnitt

U benetzter Umfang

Reynoldszahl

$$Re = w_{Lm} d_h / \nu_{Lm} \quad (11.30)$$

ν_{Lm} kinematische Viskosität der Luft im Schacht

Rohrreibungsbeiwert für den rechteckigen Schacht

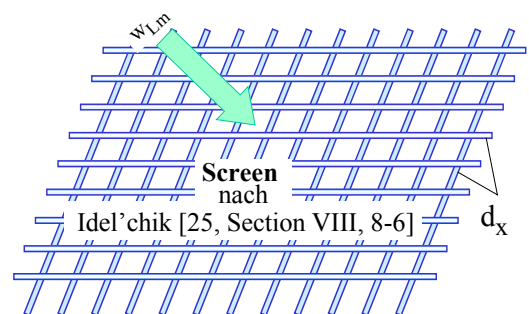
$$\lambda = 1,2 \cdot 64 / Re \quad \text{für } Re \leq 2320 \quad (11.31)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,71 d_h} \right] \quad \text{für } Re > 2320 \quad (11.32)$$

ε absolute Rauigkeit.

Der **Einzelwiderstandsbeiwert** wird durch Einbauten, dies sind die Verteil- und Sammelrohre im Strömungsquerschnitt und die Halterung der Kapillarrohre, verursacht. Angaben für Querschnittsverengungen sind in [26] allgemeingültig aus der Blendendurchströmung abgeleitet. Erste experimentelle Untersuchungen bestätigten diesen Ansatz für den vorliegenden Fall nicht.

In [25] ist ein sogenanntes "Screen" – bestehend aus einem Drahtgeflecht – definiert. Bezüglich der Geometrie kommt diese Form den Mattenhalterungen und den Verteil- bzw. Sammelsystemen nahe, weshalb die Angaben in [25] (Messwerte sowie Korrelationen) verwendet werden.



Es gelten für den Widerstand X mit der charakteristischen Abmessung d_x die Berechnungsschritte:

$$Re_{LS} = w_{Lm} d_x / \nu_{Lm} \quad (11.33)$$

$$q_u = \frac{\text{freier Querschnitt des Screens}}{\text{gesamter Anströmquerschnitt}} \quad (11.34)$$

$$\zeta_X = \left[1,3 (1 - qu) + \left(\frac{1}{qu} - 1 \right)^2 \right], \quad \text{wenn } Re_{LS} \geq 400 \quad (11.35)$$

$$\zeta_X = \left[1,3 (1 - qu) + \left(\frac{1}{qu} - 1 \right)^2 \right] k_{Re}, \quad \text{wenn } Re_{LS} < 400 \quad (11.36)$$

Re_{LS}	50	100	150	200	300	400
k_{Re}	1,44	1,24	1,13	1,08	1,03	1,01

Für diesen Zusammenhang wurde die Approximation ermittelt:

$$k_{Re} = 1,8 - 9,162182E-3 Re_{LS} + 4,4846E-5 Re_{LS}^2 - 1,031995E-7 Re_{LS}^3 + 9,002293E-11 Re_{LS}^4. \quad (11.37)$$

Die Berechnung hat für alle Widerstände $X = 1$ bis $X = n$ zu erfolgen, woraus dann der Einzelwiderstandsbeiwert für das Rohrbündel folgt:

$$\zeta_i = \sum_{X=1}^n \zeta_X. \quad (11.38)$$

Horizontale Kapillarrohrmatten

Die Ausführungen für Rohrbündelwärmeübertrager in [24, 25] sind bei Kapillarrohrmatteneinsatz (Geometrie, Reynoldszahlbereich) nicht anwendbar. Der Druckverlust im Schacht wird deshalb wiederum nach Gl. (11.28) unter Verwendung der Gln. (11.31) und (11.32) bestimmt. Es gelten:

Hydraulischer Durchmesser

Der in der Gl. (11.29) dargestellte, übliche Zusammenhang $d_h = 4 A / U$ wird wegen der diffusen Geometrie der Kapillarrohrmatten-Register mit waagerecht verlaufenden Röhren und senkrechten Verteilerrohren volumenbezogen gebildet.

$$d_h = \frac{4 A}{U} \frac{H_{\text{Register}}}{H_{\text{Register}}} = \frac{4 V_L}{A_O} \quad (11.39)$$

V_L Luftvolumen im Schacht

A_O benetzte Oberfläche im gesamten Schachtvolumen ohne obere und untere Deckflächen.

Einzelwiderstandsbeiwert

Der Einzelwiderstand wird bei horizontalen Kapillarrohren aus den Rohrreihen selbst nach den Gln. (11.33) bis (11.38) gebildet bzw. zusammengefasst. Der charakteristische Parameter d_X ist dann mit d_a identisch.

Die Simulationsergebnisse fanden eine gute experimentelle Bestätigung.

Thermodynamischer Umtriebsdruck

Die Grundlage der Berechnung für den "Auftriebsdruck" bildet

$$\Delta p_A = g \Delta H \Delta \rho \quad (11.40)$$

g Erdbeschleunigung

ΔH Höhenunterschied

$\Delta \rho$ Dichteunterschied zwischen der Luft im Schacht und außerhalb des Schachtes.

Zur genaueren Ergebnisermittlung wird die Höhe des Schachtes in mehrere Abschnitte unterteilt, z. B. in zehn gleiche Teile. Unter der Voraussetzung, dass die Wärmeübertragerfläche homogen über die Höhe verteilt ist, kann NTU nach Gl. (11.15) linear zur Höhe angesetzt werden. In [21] ist der **Verlauf der Heiz- und Kühlmedientemperatur längs der Wärmeübertragerfläche** angegeben. Er lautet für das Heizmedium – im vorliegenden Fall ist dies die Luft t_L – bei **Gegenstrom**

$$t_L = t_{Le} - \frac{t_{Le} - t_{Wa}}{1 - \frac{\dot{C}_L}{\dot{C}_W}} \left[1 - e^{-\left(\frac{1}{\dot{C}_L} - \frac{1}{\dot{C}_W}\right) k A^*} \right] \quad \text{für } \dot{C}_L \neq \dot{C}_W \quad (11.41)$$

$$t_L = t_{Le} - (t_{Le} - t_{La}) \frac{A^*}{A} \quad \text{für } \dot{C}_L = \dot{C}_W \quad (11.42)$$

mit

t_{Le} Lufteintrittstemperatur

t_{Wa} Wasseraustrittstemperatur

$\dot{C}_L$ Wärmekapazitätsstrom der Luft

$\dot{C}_W$ Wärmekapazitätsstrom des Wassers

k Wärmedurchgangskoeffizient

A^* Heizfläche als laufende Variable von 0 bis A .

Mit den im Abschnitt 11.1.1 definierten Größen kann die Gleichung vereinfacht werden

$$t_L = t_{Le} - \frac{t_{Le} - t_{Wa}}{1 - \frac{1}{R_W}} \left[1 - e^{(1 - R_W) NTU_W^*} \right] \quad \text{für } \dot{C}_L \neq \dot{C}_W \quad (11.43)$$

$$t_L = t_{Le} - (t_{Le} - t_{La}) \frac{NTU_W^*}{NTU_W} \quad \text{für } \dot{C}_L = \dot{C}_W, \quad (11.44)$$

wobei bedeuten:

R_W Wärmekapazitätsstromverhältnis Wasser zu Luft

NTU^* Anzahl der Übertragungseinheiten bezogen auf den Wasserkapazitätsstrom als Laufvariable.

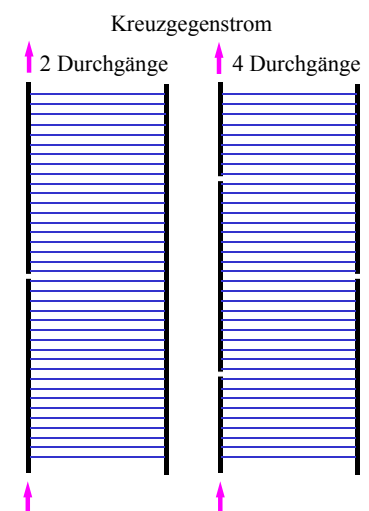
Für die Mitte eines jeden Abschnittes werden die Temperaturen sowie die Dichten der Luft in

und außerhalb des Schachtes gebildet und Gl. (11.40) ausgewertet. Die Lufttemperatur im Raum wird linear mit dem Gradienten g_{LT} gebildet, wobei in 1,1 m Höhe die Referenztemperatur t_R gilt. Das Berechnungsverfahren wird auch für **Kreuz-Gegenstrom näherungsweise benutzt**, wobei jedoch die berechnete Luftaustrittstemperatur t_{La} nicht unterschritten wird.

Eine Iteration über die Annahme des Luftmassesstromes schließt diesen strömungstechnischen Berechnungskomplex ab. Der Iterationszyklus umschließt auch das wärmetechnische Modell.

Der Algorithmus wurde programmtechnisch umgesetzt. Es gelten die Besonderheiten:

- Die Kondensation des Wasserdampfes an den kalten Rohrbündeln bleibt beim vorliegenden Rechengang zunächst unberücksichtigt.
- Der Wärmestrom über die Schachtwände kann zwei unterschiedliche Typen berücksichtigen. Dies ist sinnvoll, wenn z. B. die Frontplatte des Schachtes einen anderen Aufbau zeigt.
- Das Rohrregister bei horizontal gespannten Matten kann mehrgängig ausgebildet sein (siehe Skizze $\Rightarrow$).



11.1.3 Verifikation

Für die im Bild 11.9 dargestellten quadratischen Säulen wurden zahlreiche experimentelle Untersuchungen [27] vorgenommen. Ein kleiner Auszug der Ergebnisse ist im Bild 11.10 gezeigt,

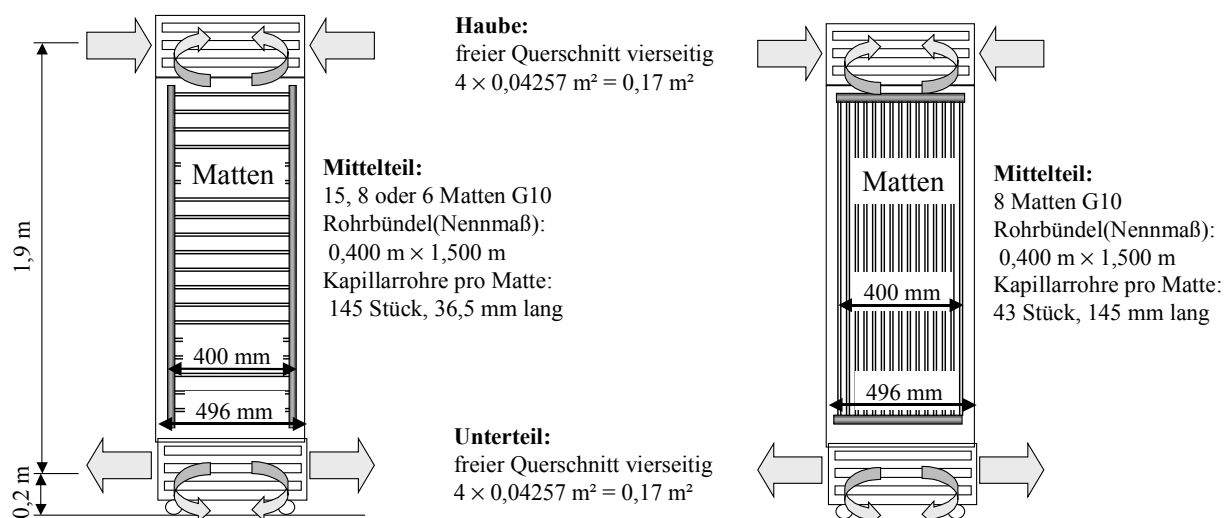


Bild 11.9 Quadratische Säulen mit horizontal- und vertikalgespannten Matten

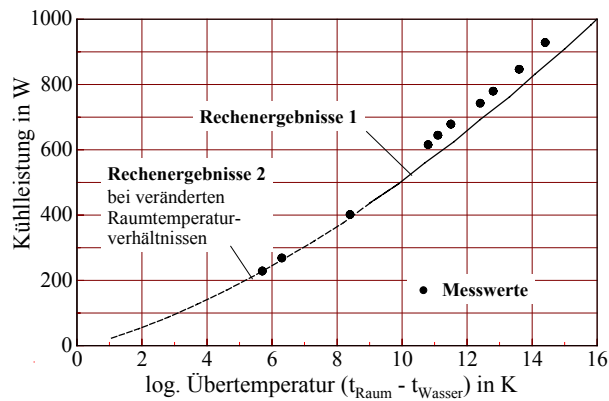
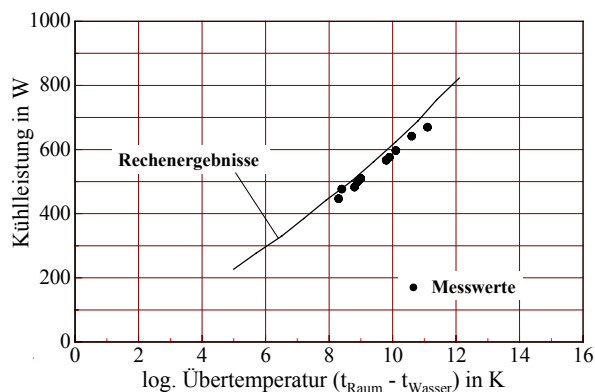
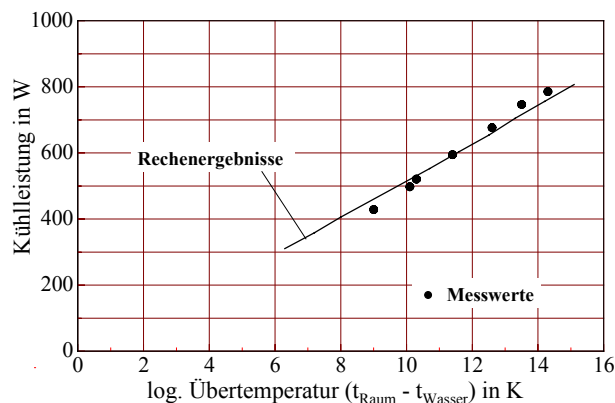


Bild 11.10 Gegenüberstellung der Rechenergebnisse und der Messwerte für die Varianten:

15 Kapillarrohrmatten; fünfgängig; horizontalgespannt; Wasserstrom $\approx 0,2 \text{ m}^3/\text{h}$; ohne Haube



15 Kapillarrohrmatten; fünfgängig; horizontalgespannt; Wasserstrom $\approx 0,1 \text{ m}^3/\text{h}$; mit Haube



8 Kapillarrohrmatten; eingängig; vertikalgespannt; Wasserstrom $\approx 0,2 \text{ m}^3/\text{h}$; mit Haube

Von der Fa. Clina wurde ein Kühlschacht mit einer sogenannten **gespreizten Matte** entwickelt (Bild 11.11), der einer Feinoptimierung zu unterziehen war. Die Berechnung der verschiedenen Kühlschachtvarianten erfolgt mit einem leicht verbesserten Programm, indem der vertikale Lufttemperaturgradient lastabhängig gestaltet ist.

Bei der Leistungsprüfung wurde bisher eine Prüfkabine nach DIN 4715 eingesetzt. Die Wärme wird dabei durch **Dummys** eingebracht. Im Weiteren wird geprüft, inwieweit sich eine veränderte wärmetechnische Konstellation auf die Leistung des Kühlschachtes auswirkt. Als Extremfall sei angenommen, dass die gesamte Wärme über die **Wände** in den Raum gelangt. Die Messwerte sind [27] entnommen (Bild 11.12).

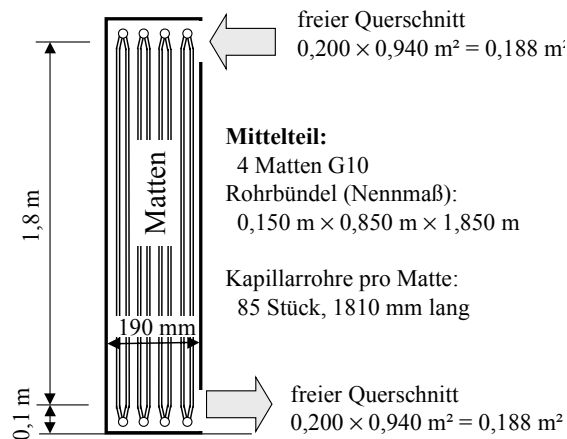


Bild 11.11 Schematischer Aufbau des Prototyps eines Kühlturms der Fa. Clina mit rechteckigem Querschnitt der Breite von 1 m (lichte Schachtbreite 940 mm)

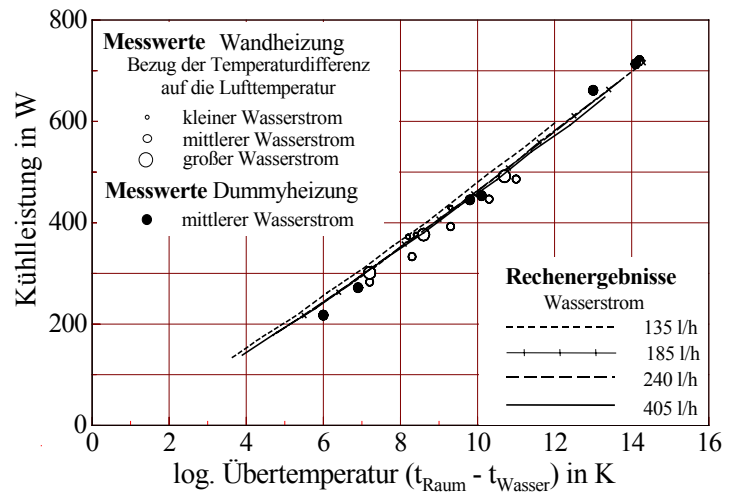


Bild 11.12 Gegenüberstellung der Rechnergebnisse für einen lastabhängigen Lufttemperaturgradienten und von Messwerten bei zwei verschiedenen Lasteinbringungsarten (Wandheizung, Dummyheizung) mit der Lufttemperatur in 1,1 m Höhe als Bezugstemperatur

Aussagen:

- Die **Übereinstimmung** der rechnerischen Ergebnisse mit den Messwerten ist für alle betrachteten Kühlturmprototypen **sehr gut**.
- Die Simulationsergebnisse korrelieren mit den Messwerten bedeutend besser, wenn die Raumübertemperatur mit der **Lufttemperatur in 1,1 m Höhe** gebildet wird. Dies ist logisch erklärbar, da der Kühlturm vornehmlich die Wärme aus dem Raum konvektiv aufnimmt.
- Der **vertikale Lufttemperaturgradient** ist bei der Simulation **leistungsabhängig anzusetzen**.

Nach den messtechnischen Untersuchungen des Prototyps wurden im Rahmen der Produktoptimierung weitere Messungen mit einer Vielzahl von Frontplatten vorgenommen [27]. Bild 11.13 zeigt einen Ausschnitt der Palette der Variationen für die Gestaltung der Frontplatte. Rauchversuche zeigten, dass fast unabhängig vom Öffnungsgrad sich der Luftein- bzw. der Luftaustritt im Bereich von etwa 1/5 der Höhe – hier sind dies ca. 400 mm – ausbildete. Diese Beobachtung traf nicht zu, wenn die Teilung der Öffnungen in der Frontplatte im unteren Bereich kleiner als im Mittel war (Anstau der kalten Luft bei den Varianten 8 und 11).

Die übrigen Varianten zeigten Simulationsergebnisse, die sehr gut mit den Messungen übereinstimmten (siehe **Anhang R**).

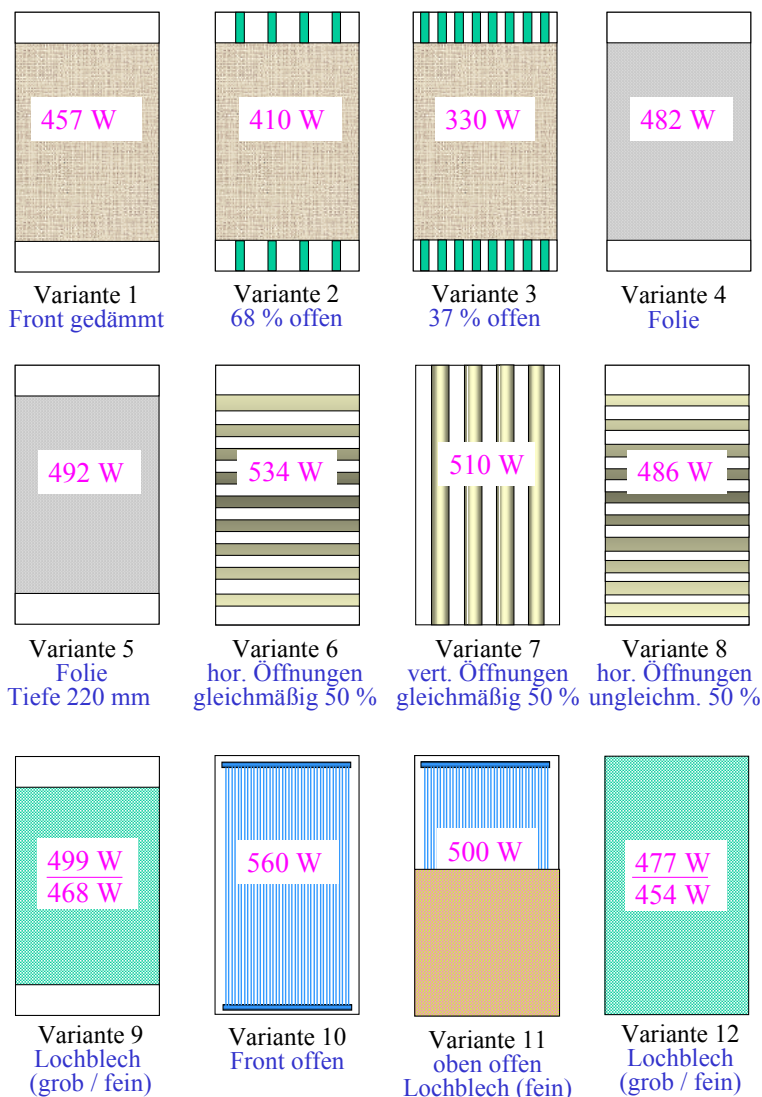


Bild 11.13 Beispiele für experimentell überprüfte Frontgestaltungen mit Angabe der Normkühlleistung (gültig für eine logarithmische Übertemperatur des Raumes von 10 K)

11.2 Produktoptimierung mittels Simulation

Anhand von 17 unterschiedlichen Varianten erfolgte die leistungsbezogene Optimierung des Kühlschachtes auf der Grundlage des Prototyps gemäß Bild 11.11 mittels Simulation. **Es gelten die Aussagen:**

- Der Einfluss des **freien Gitterquerschnittes** ist bedeutungsvoll. Bei 75 % Lochanteil ergibt sich eine Leistungsreduzierung von ca. 6 %, bei 37 % Lochanteil sogar von 27 %.
- Die Leistung stellt in erster Näherung eine **lineare Funktion der Höhe** dar. Ein 0,5 m höherer Schacht bewirkt eine Leistungssteigerung von 28,3 %, eine Reduzierung um 0,5 m führt zu einer Leistungseinbuße von 27,6 %.
- Eine vergrößerte **Schachttiefe** bei gleichbleibender Mattenzahl führt in den üblichen Geometriebereichen + 30 ... 60 mm zu einer Leistungszunahme von 6 ... 8 %.

- Bezüglich der **Mattenanzahl** gibt es ein deutliches Optimum. Schachttiefe 190 mm: 4 Kapillarrohrmatten sind eine sehr gute Lösung, 3 Matten $\Rightarrow$ -10 %, 5 Matten $\Rightarrow$ +4 %.
- Der Einfluss der **Öffnungsgröße** ist ab einem Grenzwert von untergeordneter Bedeutung (Vergrößerung von 200 mm auf 300 mm $\Rightarrow$ +4 ... 5 %). Der Lochanteil des Gitters ist bedeutungsvoller als die Öffnungsgröße, da dieser eine große Änderung der ζ -Werte bewirkt.
- Der **Wasserdurchfluss** nimmt großen Einfluss auf die Kühlleistung des Schachtes.
 Wasserdurchsatz +50 % $\Rightarrow$ Leistungszunahme 4 ... 11 %
 Wasserdurchsatz -50 % $\Rightarrow$ Leistungsabnahme 8 ... 18 %.
- Begrenzend wirken die zulässige Luftaustrittstemperatur und die Luftaustrittsgeschwindigkeit. Bild 11.14 gibt eine Situation bei einer Schwerkraftkühlung wieder [27].

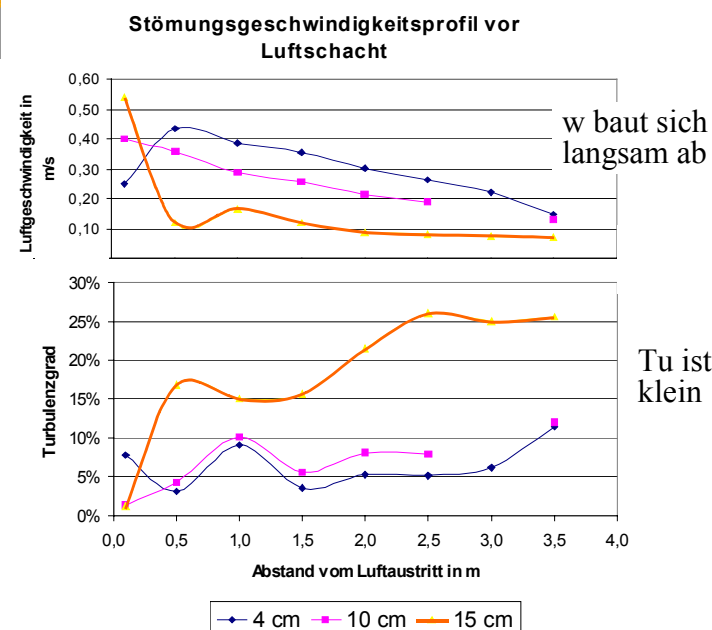
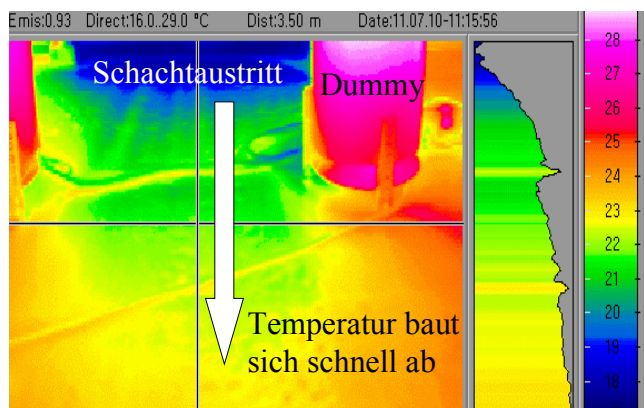


Bild 11.14 Änderung des Luftzustandes nach dem Austritt aus dem Kühlschacht

Bemerkenswert ist der schnelle Anstieg der Lufttemperatur nach dem Verlassen des Schachtes. Der Abbau der Luftgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Lauflänge erfolgt dagegen relativ langsam. Sehr vorteilhaft ist der niedrige Turbulenzgrad.

11.3 Kühlleistungen von optimierten Köhlschächten

Die Kühlleistungen der Clina-Schächte sind in sehr großem Maße von der Geometrie abhängig. Die Höhe der Schächte und die Ansaugtemperaturen haben weiterhin sehr großen Einfluss.

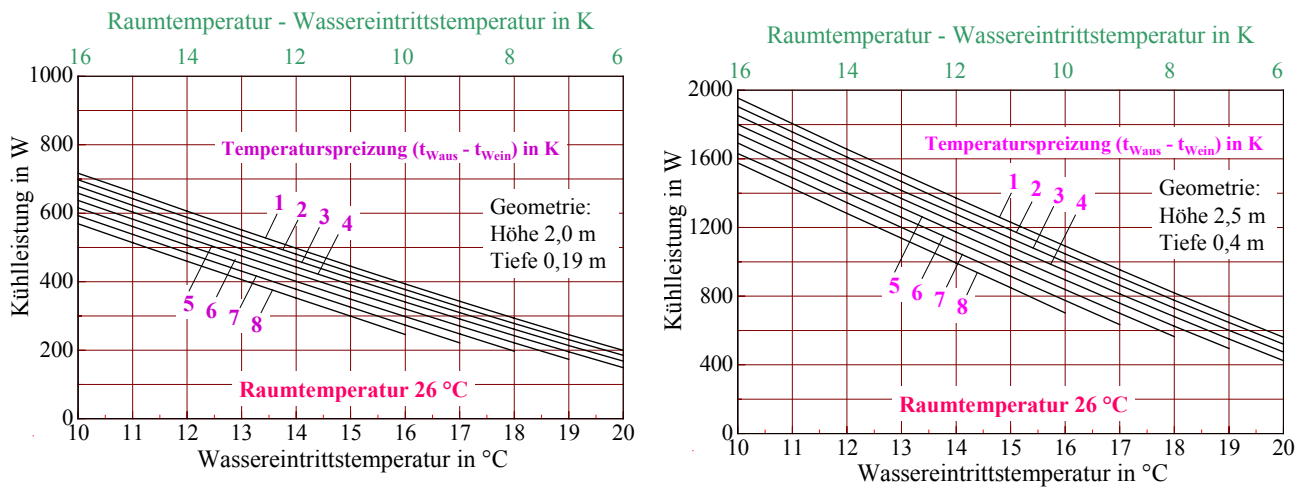
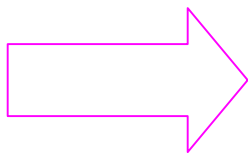


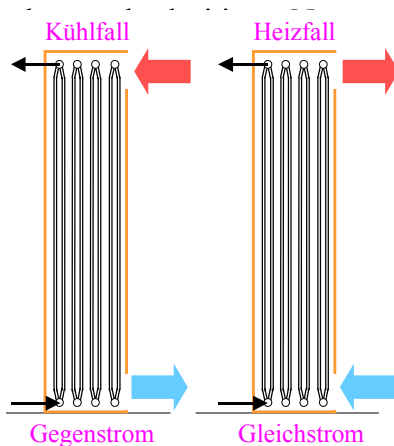
Bild 11.15 Kühlleistungen von verschiedenen Schachtkonstruktionen der Fa. Clina (Baulänge 1 m). Die Leistungen sind rechnerisch ermittelt und durch Messungen punktuell bestätigt worden.



Bericht im **Anhang R**:
 "Grundlagen zum Wärmeübergang bei Kapillarrohrmatten"
 (260 Seiten)

12 Heizschächte mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten

Vielfach besteht der Wunsch, die Köhlschächte auch zum Heizen zu verwenden, wobei die gesamte Heizlast oder eine gut regelbare Ergänzungslast zu decken ist. In der Regel sollte von



den Kapillaren Nutzlängen gestückte Kapillarrohrmatten als Kühleinrichtungen Schächte als Kühl- und Heizeinrichtungen ausgegangen werden. Im Bild 12.1 sind die Charakteristika zusammengestellt.

Bild 12.1 Durchströmungsrichtungen der Luft in Abhängigkeit des Betriebsfalls und übliche Richtung des Wasserstromes

Im **Kühlfall** liegen die **schwierigsten Arbeitsbedingungen** vor, beispielsweise wird aus thermodynamischen Gründen der Einsatz möglichst **hoher Kaltwassertemperaturen gewünscht** und in vielen Fällen ist **Kondenswasserbildung zu vermeiden**. Deshalb ist es selbstverständlich, Gegenstrom zwischen dem Wasser- und dem Luftstrom zu realisieren. D. h., Wasser strömt in den Kapillarrohrmatten von unten nach oben sowie die oben eintretende Luft kühlt sich im Schacht ab und fließt infolge der Schwerkraftwirkung im exakten Gegenstrom nach unten.

Im **Heizfall** tritt die bodennahe, kalte Luft unten in die Säule ein, wird an der Oberfläche der Kapillarrohrmatten erwärmt und steigt im Schacht auf. Wollte man auch im Heizfall die thermodynamisch beste Übertragungsform – den Gegenstrom – realisieren, dann müsste der Wassereintritt oben erfolgen. **Bei kombiniert genutzten Kühl- und Heizeinrichtungen wäre eine Umschaltung zwischen Vor- und Rücklauf erforderlich. Bei einigen Anlagen könnte dies sicherlich zentral realisiert werden, aber in den meisten Fällen besteht diese Möglichkeit nicht.** Damit bliebe nur die aufwändige Umschaltung vor Ort. Der Armaturen- und Verrohrungsaufwand führte aber in der Regel zu höherem Platzbedarf und verursacht vermehrte Installationskosten. Behält man die für den Kühlfall günstige Verrohrung auch im **Heizfall** bei, dann bedeutet dies Gleichstrombetrieb. Damit sind bei einer bestimmten Leistungsanforderung höhere Wassertemperaturen erforderlich, was thermodynamisch zwar ungünstiger, aber meistens problemlos umsetzbar ist.

Das bestehende Rechenprogramm muss unbedingt um diese Strömungsart ergänzt werden und bedarf selbstverständlich auch einer neuen Verifizierung anhand der Messwerte.

12.1 Experimentelle Untersuchungen

Untersucht wurde der im Bild 11.11 dargestellte Kühl-/ Heizschacht im Prüfraum nach DIN 4715. Dieser Prüfraum ist normalerweise zur Leistungsmessung an Kühldecken, Kühlwänden u.ä. vorgesehen.

Zur **Kühlleistungsmessung** werden die erforderlichen Wärmelasten durch spezielle **Dummys** eingebracht. Prüfräume zur Bestimmung der **Heizleistung** weisen die gleichen Abmessungen auf, die erforderlichen Kühllasten werden durch eine **Kühlung der Umfassungen** realisiert, so beispielsweise bei der Prüfung von Strahlplatten nach DIN V 4706. Um an die Prüfung angepasst zu verfahren, sind **zwei Wände als Kühlwände** gestaltet worden. Damit ergeben sich aus wärmetechnischer Sicht realistische Umgebungsbedingungen, wie sie beispielsweise in einem Eckraum mit zwei Außenfassaden vorliegen. Unter den genannten Bedingungen wurde im zweiten Teil die Heizleistung des gleichen Schachtes ohne Veränderungen der Wasseranschlüsse bestimmt [28].

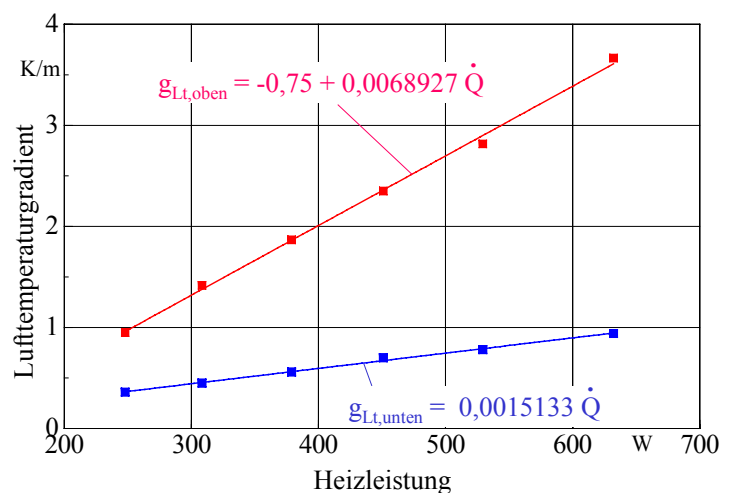
12.2 Algorithmus zur Leistungsberechnung von kombiniert genutzten Schächten

Der im Abschnitt 11 vorgestellte Algorithmus zur Kühlleistungsermittlung wurde geringfügig verändert:

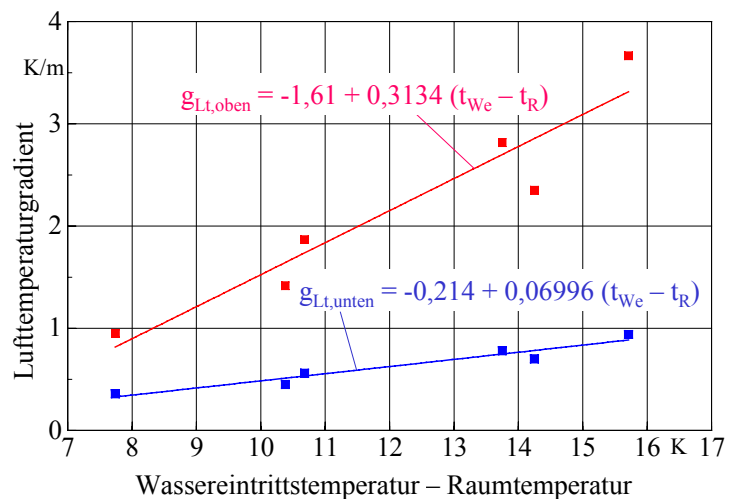
- Aus praktischen Gründen wird die Kühlleistung auf die Temperaturdifferenz Raumtemperatur – Wassereintrittstemperatur bezogen.
- Die Annahme für den vertikalen Lufttemperaturgradient g_{Lt} wurde höhenabhängig gesplittet. Es gelten für die Höhe bis 1,1 m $\Rightarrow g_{Lt} = 3 \text{ K/m}$ und über 1,1 m $\Rightarrow g_{Lt} = 0,5 \text{ K/m}$.

Zur Leistungsermittlung von Heizschächten wurde der vorhandene Algorithmus in nachfolgenden Punkten ergänzt:

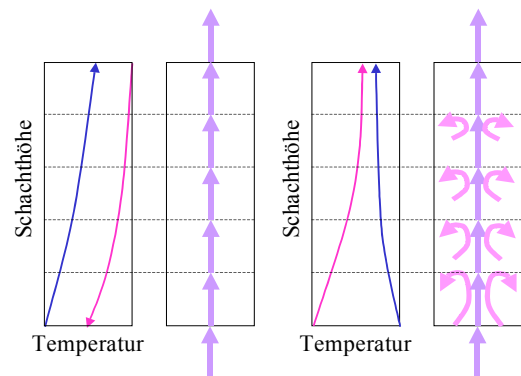
- Steuerung für Gleich- oder Gegenstrom eingeführt.
- Die Ermittlung der Medienaustrittstemperaturen für Gleichstrom erfolgt auf der Grundlage der bekannten Berechnung der Betriebscharakteristik.
- Die Stoffwerte und die Wärmeübergangskoeffizienten werden stets für die arithmetisch gemittelten Medientemperaturen (Ein- und Austrittstemperaturen) bestimmt. Gleiches gilt auch für die Ermittlung der äußeren Wandtemperatur der Kapillarrohrchen bei Gegenstrom. Im Falle des Gleichstromes wird die Rohroberflächentemperatur mit den mittleren Medientemperaturen, die bei der halben Heizflächengröße vorliegen, bestimmt.
- Der Lufteintritt liegt im Heizfall stets unten.
- Die Schätzung der Anfangstemperaturen für Wasseraustritt und Luftaustritt wurden geändert.
- Die Toleranzgrenzen für die Iterationsbeendigungen wurden verringert, da sich sonst in den Leistungskurven Schwankungen zeigen.
- Die Annahme für den vertikalen Lufttemperaturgradient g_{Lt} wurde wiederum gesplittet in einen unteren und einen oberen Bereich. Die beste Korrelation lieferte der Zusammenhang: vertikaler Lufttemperaturgradient = f (Heizleistung des Schachtes); siehe Skizze $\Rightarrow$



Aus Gründen der einfachen, iterationsfreien Handhabung wird jedoch der Zusammenhang vertikaler Lufttemperaturgradient $= f(\text{Temperaturdifferenz Wassereintritt} - \text{Raumtemperatur})$ nach nebenstehender Skizze implementiert.



- Die Auswertung der experimentellen Ergebnisse [28] führte zu einer weiteren halbempirisch begründeten Ergänzung. Beim Gegenstrom verändern sich die Temperaturdifferenzen mit der Schachthöhe nur relativ wenig, wodurch die Wärmestromdichten in erster Näherung gleich sind. Beim Gleichstrom liegen völlig andere Verhältnisse vor, da am Heizflächeneintritt die größte Temperaturdifferenz die höchste Wärmestromdichte bewirkt. Dies führt zu großen Konvektionsbewegungen, die durch die weiter oben liegenden Heizflächenabschnitte nicht unterstützt werden. Man kann sich sehr stark vereinfacht vorstellen, dass die erzwungene Grundströmung durch die Dichteunterschiede (Schachtluft – Raumluf) von Konvektionsströmungen, die mit unterschiedlicher Intensität an der Heizfläche entstehen, überlagert wird (Skizze). Diese stark turbulenten Auftriebsströmungen – analog der typischen Quellluftbewegungen im Freien – verursachen eine innere Reibung.



12.3 Verifikation und Leistungen

Die Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse und der Messwerte erfolgt in den Bildern 12.2. und 12.3.

Aussagen:

- Die Übereinstimmung der rechnerisch ermittelten und der gemessenen Leistungen ist sehr gut.
- Die maximalen Kennlinienabweichungen im Kühlfall ergeben sich bei Temperaturdifferen-

zen um etwa 14 K. In diesem Fall wird es in der Regel zur Kondenswasserbildung kommen, sodass die ermittelten Leistungen ohnehin eine Veränderung erfahren. Im unteren Leistungsbereich besteht praktisch völlige Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung. Dies stellt eine zusätzliche Verifikation des Algorithmus dar. Starken Einfluss auf die Kühlleistung nimmt das vertikale Lufttemperaturprofil im Raum. Der unterschiedlich angenommene Lufttemperaturgradient entspricht typischen Quelllüftungen und ist somit wirklichkeitsnah.

- Damit kann das ergänzte Rechenprogramm für Nutzrechnungen empfohlen werden.

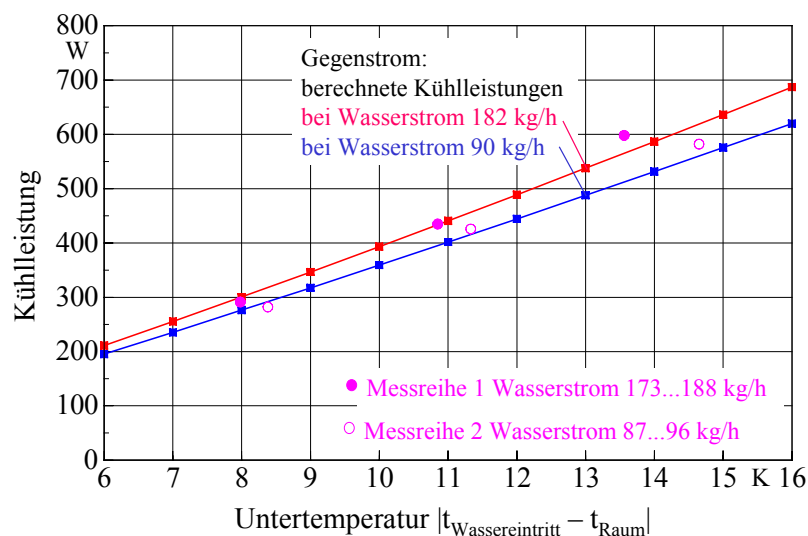


Bild 12.2 Kühlleistung des Schachtes gemäß Bild 12.1; Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse und der Messwerte für zwei unterschiedliche Wasserströme

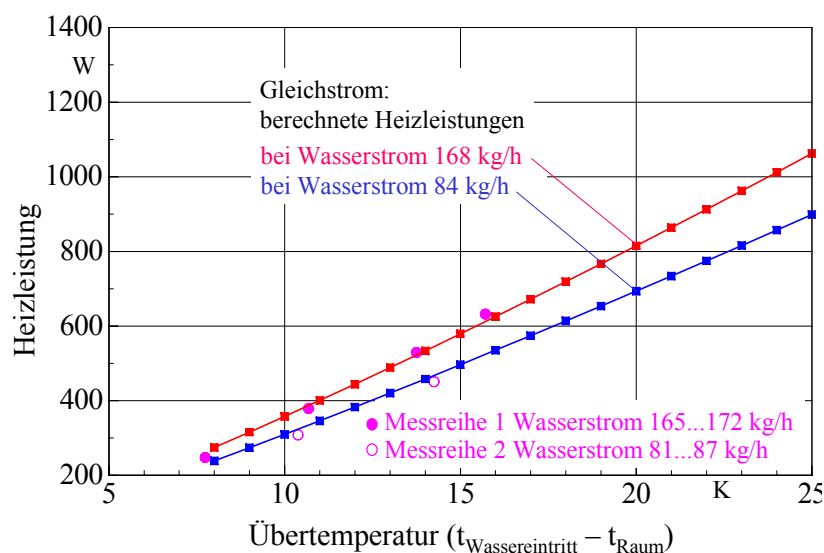


Bild 12.3 Heizleistung des Schachtes gemäß Bild 12.1; Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse des ergänzten Rechenprogramms und der Messwerte für zwei unterschiedliche Wasserströme

Der direkte Vergleich der Kühlleistung bei Gegenstrombetrieb und der Heizleistung bei Gleichstrombetrieb unter Verwendung des selben Schachtes und Rohrbündels bei stets gleicher Wasserdurchsatzmenge sowie Strömungsrichtung ist im Bild 12.4 gezeigt.

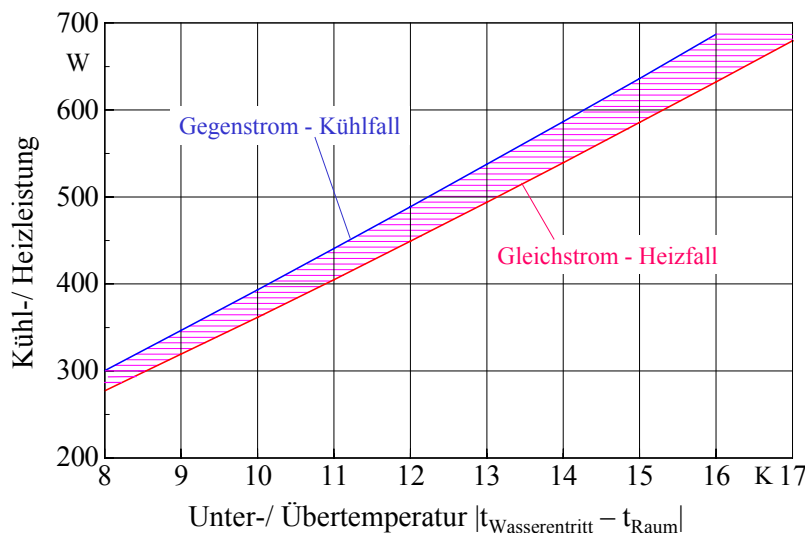
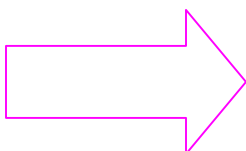


Bild 12.4 Vergleich der Kühlleistung mit der Heizleistung des Schachtes gemäß Bild 12.1 bei stets gleichen Wasseranschlüssen (Wassereintritt unten) und einem Wasserdurchsatz von ca. 180 kg/h

Aussagen:

- Die Heizleistung ist bezogen auf die absolute Differenz zwischen Wassereintrittstemperatur und Raumtemperatur bei gleichbleibender Wasserdurchströmung kleiner als die Kühlleistung. Ursache dafür ist die thermodynamisch ungünstigere Strömungsform (Gleichstrom statt Gegenstrom).
- Ist die Kühlleistung bekannt, dann kann bei gleichem Wasserstrom die $|\text{Heizleistung}| = |\text{Kühlleistung}|$ erreicht werden, wenn die Temperaturdifferenz von $|\text{Wassereintritt} - \text{Raum}|$ um etwa 1 K vergrößert wird.
- Bei größeren Temperaturdifferenzen als 16 K muss die Heizleistung separat bestimmt werden. Das zugehörige Rechenprogramm ([Anhang S](#)) ist zur Ermittlung geeignet.
- Bei **Heizen im Gegenstrombetrieb** kann in erster Näherung die $|\text{Heizleistung}|$ gleich der $|\text{Kühlleistung}|$ bei gleichem Wasserstrom und gleicher Differenz von $|\text{Wassereintritts-temperatur} - \text{Raumtemperatur}|$ gesetzt werden.



Bericht im **Anhang S**:

"Untersuchung der Heizleistung von wechselweise genutzten Kühl-/Heizschächten mit vertikalgespannten Kunststoff-Kapillarrohmatten"
(40 Seiten)

13 Thermoaktive Dämmung

Direkt aus den Überlegungen des Abschnitts 2.1 wird eine unkonventionelle Idee abgeleitet. Obwohl die Temperatur der Wärmequelle T_Q

- zwischen der technisch erforderlichen Heizmedienvorlauftemperatur $T_{H,V}$ und der Umgebungstemperatur T_U liegt ($T_{H,V} = T_H + \Delta t/2 > T_Q > T_U$), soll ohne Einsatz einer Wärmepumpe, Zusatzkessel usw. **ein Teil der Raumheizleistung**
- zwischen der technisch erforderlichen Kühlmedienvorlauftemperatur $T_{K,V}$ und der Umgebungstemperatur T_U liegt ($T_{K,V} = T_K - \Delta t/2 < T_Q < T_U$), soll ohne Einsatz einer Kältemaschine, Absorptionsapparat usw. **ein Teil der Raumkühlleistung**

übernommen werden, d. h., die vorhandene, dem Raum zuzuführende Heiz- oder Kühlleistung soll durch **direkte Nutzung dieser Wärmequelle** gesenkt werden. Die beabsichtigten Nutzungsbereiche hinsichtlich des Temperaturpotenzials sind im Bild 13.1 dargestellt. Dort wo Bild 2.2 einen erforderlichen Temperaturhub ausweist, soll nunmehr die direkte Nutzung der Quelle bzw. Senke erfolgen.

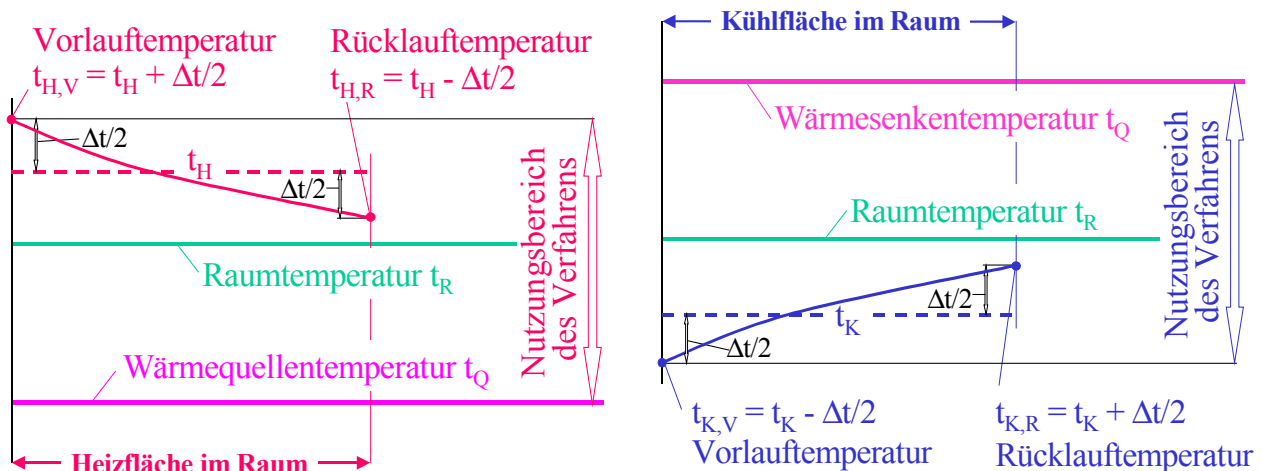


Bild 13.1 Temperaturschaubilder beim Heizen (links) und beim Kühlen (rechts) mit Kennzeichnung der Nutzungsbereiche des Verfahrens

Um die gestellte Aufgabe zu lösen, wird eine **thermoaktive Schicht**, die mit dem verfügbaren Heiz- oder Kühlmediennstrom der Temperatur T_Q beaufschlagt wird, in die äußere Raumumfassung (z. B. der Außenwand) so eingeordnet, dass im Heizfall die Temperatur an dieser Stelle über der Temperatur des unbeheizten Bauteiles oder im Kühlfall unter der Temperatur des ungekühlten Bauteiles an dieser Stelle liegt.

Die thermoaktive Schicht ist vorzugsweise äquidistant zu den Bauteiloberflächen einzuordnen und als wärmeträgerführendes System eine Kapillarrohrmatte (Abschnitt 1) zu integrieren.

Bild 13.2 zeigt im Heizfall die Temperaturverläufe in einer normalen Außenwand t und bei Einordnung einer thermoaktiven Schicht t_n .

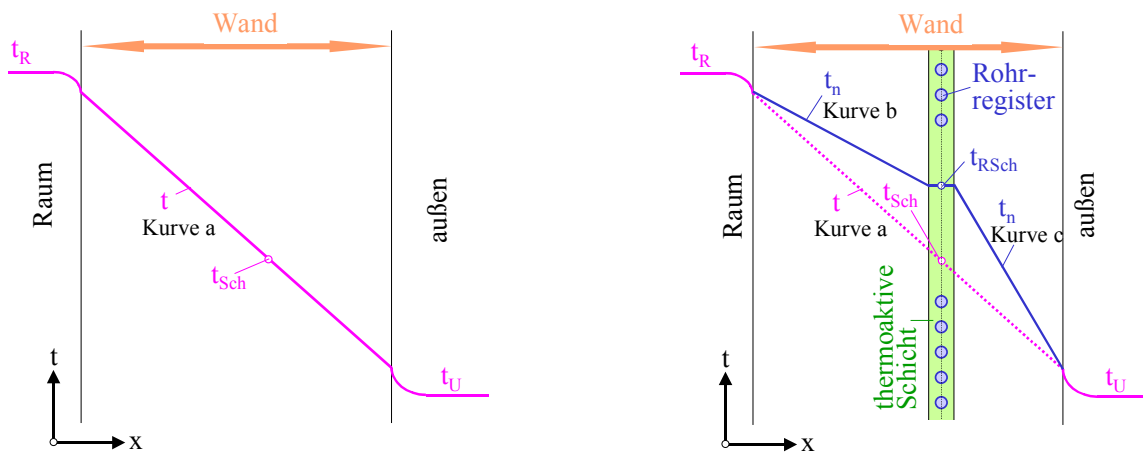


Bild 13.2 Temperaturverlauf in einer einschichtigen Wand (links) und in einer Wand mit thermoaktiver Schicht (rechts) im Heizfall

Die mittlere Temperatur in der thermoaktiven Schicht $t_{RSch} > t_{Sch}$ liegt zwischen der Raum- und der Umgebungstemperatur.

Die Wärmestromdichte berechnet sich nach dem FOURIERSchen Erfahrungsgesetz zu

$$\dot{q} = -\lambda \frac{dt}{dx}. \quad (13.1)$$

Da bei Einbau der thermoaktiven Schicht der Temperaturgradient $(-dt_n/dx)_{\text{Kurve b}}$ kleiner als im ursprünglichen Fall $(-dt/dx)_{\text{Kurve a}}$ ist, muss im Raum weniger Heizenergie zugeführt werden. Der Temperaturgradient $(-dt_n/dx)_{\text{Kurve c}}$ ist jedoch größer als im Ausgangszustand $(-dt/dx)_{\text{Kurve a}}$, was bedeutet, dass insgesamt ein größerer Wärmestrom an die Umgebung fließt.

Der in der Wand übertragene Wärmestrom ist aber geringerer Qualität. Die Bereitstellung kann nach unterschiedlichen Varianten erfolgen. Der erforderliche Aufwand ist dabei stark unterschiedlich. Es werden nachfolgend drei mögliche Varianten für den Heizfall diskutiert:

Variante 1

Der Wärmestrom ist beispielsweise aus der Umwelt direkt entnehmbar (Solaranlage im Winter, Grundwasser, Erdreich). Weiterhin sind Abwasser-, Abgas-, Rücklaufauskühlung usw. möglich. Als energetischer/exergetischer Aufwand ist nur die Transportenergie für den Wärmeträger erforderlich. Sie wird bei der weiteren Betrachtung vereinfachend vernachlässigt. Somit ist nur der reduzierte Wärmestrom für die Raumheizung $\dot{Q}_{H,R} < \dot{Q}_H$ nach Gl. (2.3) mit der Antriebsenergie für die Wärmepumpe P_{WP} vom Temperaturniveau der Quelle T_Q auf T_H bereitzustellen

$$P_{WP} = \left(1 - \frac{T_Q}{T_H}\right) \dot{Q}_{H,R} \frac{1}{\zeta_{WP}}. \quad (13.2)$$

Variante 2

Würde auch die Heizenergie für die thermoaktive Schicht mittels Wärmepumpe bereitgestellt werden müssen, dann sollten die beiden benötigten Temperaturniveaus (Raumheizung mit T_H und Wandheizung mit T_W) getrennt erzeugt werden (Zweistufenbetrieb). Die Exergiezufuhr (Antriebsenergie) ist ein Minimum, wenn die Temperaturen der Transformation exakt den Anforderungen entsprechen. Die Antriebsenergie ergibt sich als Summe aus der Versorgung der Raumheizung mit dem reduzierten Wärmestrom $\dot{Q}_{H,R} < \dot{Q}_H$ bei T_H und der Beheizung der thermoaktiven Schicht mit dem Wärmestrom $\dot{Q}_{H,W} > \dot{Q}_H - \dot{Q}_{H,R}$ bei T_W

$$P_{WP} = \left(1 - \frac{T_Q}{T_H}\right) \dot{Q}_{H,R} \frac{1}{\zeta_{WP,1}} + \left(1 - \frac{T_Q}{T_W}\right) \dot{Q}_{H,W} \frac{1}{\zeta_{WP,2}}. \quad (13.3)$$

Variante 3

Würde die Heizenergie in der richtigen Temperatur T_H verfügbar aber der Massestrom begrenzt sein, wie dies bei Nutzung geothermischer Quellen denkbar ist, bietet sich an, den Rücklauf aus der Raumheizfläche zur weiteren Abkühlung in das Rohrregister der thermoaktiven Schicht zu leiten. Der Wärmestrom wäre dann in der Summe größer ($\dot{Q}_{H,R} + \dot{Q}_{H,W} > \dot{Q}_H$), der verfügbare Massestrom würde aber weiter ausgekühlt werden.

Theoretisch wäre diese Schaltung auch bei Betrieb mit *einer* Wärmepumpe denkbar, aber in der Regel kaum wirtschaftlich. Die Antriebsenergie sinkt dadurch, dass die mittlere Temperatur des Heizmediums in diesem Betriebsfall kleiner als bei alleiniger Raumheizung ist ($T_H^* < T_H$). Die Temperaturanpassung kann aber im Jahresgang nicht immer optimal gewährleistet werden. Für die Antriebsleistung würde gelten

$$P_{WP} = \left(1 - \frac{T_Q}{T_H^*}\right) (\dot{Q}_{H,R} + \dot{Q}_{H,W}) \frac{1}{\zeta_{WP}}. \quad (13.4)$$

Die angegebenen Zusammenhänge gelten analog für die Raumkühlung.

Aussagen:

- Wärmestrom für die Raumheizung bzw. für die Raumkühlung verringert sich
- Wärmestrom, der in der thermoaktiven Schicht zu- bzw. abgeführt werden muss, ist größer als die Reduzierung des Wärmestromes in bzw. aus dem Raum

- exergetische Gesamtaufwendungen (Elektroantrieb für die Wärmepumpe bzw. Kältemaschine) verringert sich bei entsprechender Einordnung der thermoaktiven Schicht.

13.1 Optimierungsaufgaben

Der Nutzen des Verfahrens ist außer von den gegebenen Randbedingungen (z. B. Temperatur der Wärmequelle T_Q) in starkem Maße von der Einordnung der thermoaktiven Schicht im Bauteil abhängig. Bild 13.3 zeigt den Einfluss der Lage der thermoaktiven Schicht mit dem integrierten Rohrregister im Heizfall sehr deutlich. An Hand der Temperaturgradienten der Kurven b lässt sich bei gleicher Temperatur in der Rohrschicht t_{RSch} erkennen, wie unterschiedlich die raumseitig erforderlichen Wärmeströme sind.

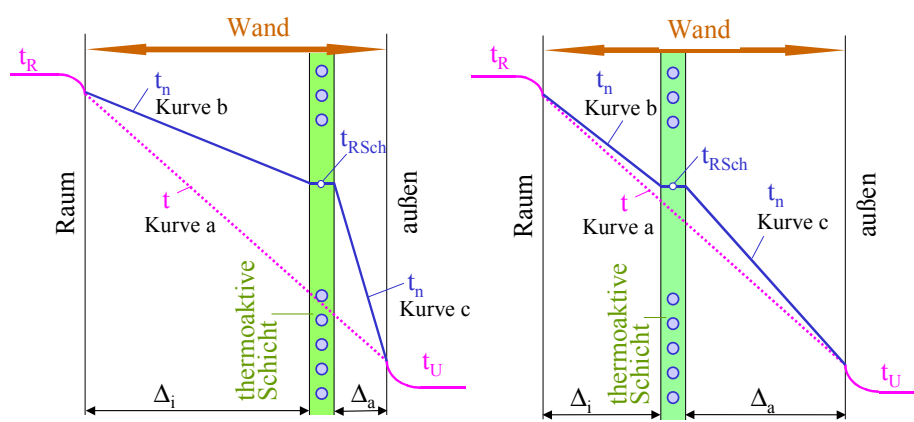


Bild 13.3 Auswirkung unterschiedlicher Einordnung der thermoaktiven Schicht auf den Temperaturverlauf in der Wand und den Temperaturgradienten der Kurve b, der der erforderlichen Wärmezufuhr im Raum direkt proportional ist

Die Zielstellungen der Optimierung können technischer, energetischer und/oder wirtschaftlicher Art sein. In der Regel wird primär die Frage zu beantworten sein, wo muss die thermoaktive Schicht eingeordnet werden, um die vorhandene Wärmequelle überhaupt nutzen zu können. Als zweites wird die Auswirkung der Lageveränderung auf den energetischen/exergetischen Aufwand untersucht. Die verschiedenen Möglichkeiten werden nachfolgend erörtert:

Variante 1

Ist der aus der Umwelt mit T_Q direkt einsetzbare Wärmestrom beliebig groß, dann ist man bestrebt, die thermoaktive Schicht möglichst weit nach außen zu legen. Im Heizfall reduziert sich der im Raum zuzuführende Wärmestrom dann in besonders großem Maße. Es liegt praktisch ein Randoptimum vor, d. h., das Minimum des Exergiestromes für die Raumbeheizung gemäß Gl. (13.2) wird durch die Realisierbarkeit der Schichtbeheizung diktiert sein. In der Wand muss $\dot{Q}_{H,W}$ zugeführt werden. Je weiter die thermoaktive Schicht nach außen verlegt wird, umso größer ist $\dot{Q}_{H,W}$, wobei es eine technische Begrenzung gibt. Die Wärmeströme betragen:

$$\dot{Q}_{H,R} = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\Delta_i}{\lambda} \right)^{-1} (t_R - t_{RSch}) A \quad (13.5)$$

$$\dot{Q}_{H,W} = \left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\Delta_a}{\lambda} \right)^{-1} (t_{RSch} - t_U) A - \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\Delta_i}{\lambda} \right)^{-1} (t_R - t_{RSch}) A. \quad (13.6)$$

Damit errechnet sich die Leistung der Wärmepumpe zu

$$P_{WP} = \left(1 - \frac{T_Q}{T_H} \right) \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\Delta_i}{\lambda} \right)^{-1} (t_R - t_{RSch}) \frac{A}{\zeta_{WP}}. \quad (13.7)$$

Zwischen T_Q und der mittleren Temperatur t_{RSch} besteht ein funktioneller Zusammenhang, der hauptsächlich von der Geometrie des Rohrregisters und den wärmetechnischen Einflussfaktoren (Wärmeübergang im Rohr, Wärmeleitfähigkeit und Dicke der Schicht) beeinflusst wird. Mit Ausnahme von Δ_i sind alle in Gl. (13.7) verwendeten Größen direkt oder indirekt vorgegeben. Die bereits diskutierte Aussage, dass ein Randoptimum bei großem Δ_i existiert, wird bestätigt. Allerdings muss t_{RSch} in einer konstanten Relation zu T_Q stehen.

Variante 2

Werden die Raumheizfläche und die thermoaktive Schicht von Wärmepumpen mit Heizenergie versorgt, dann ist eine echte Extremwertaufgabe zu lösen. Beide in den Gln. (13.5) und (13.6) angegebenen Wärmeströme gelten auch in diesem Fall. In Gl. (13.3) eingesetzt, folgt dann

$$P_{WP} = \left(1 - \frac{T_Q}{T_H} \right) \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\Delta_i}{\lambda} \right)^{-1} (t_R - t_{RSch}) \frac{A}{\zeta_{WP,1}} + \left(1 - \frac{T_Q}{T_W} \right) \left[\left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\Delta_a}{\lambda} \right)^{-1} (t_{RSch} - t_U) - \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\Delta_i}{\lambda} \right)^{-1} (t_R - t_{RSch}) \right] \frac{A}{\zeta_{WP,2}}. \quad (13.8)$$

Zwischen der mittleren Heizmedientemperatur T_W für die Beheizung der thermoaktiven Schicht und der mittleren Temperatur in der Schicht t_{RSch} besteht wiederum eine funktionelle Verknüpfung. Da weiterhin die Dicke der Wand vorgegeben ist, muss mit zunehmendem Δ_i die Restdicke Δ_a sinken (Bild 13.3). Damit ist eine zweidimensionale Optimierung gegeben. Die Variablen sind: Einordnung der thermoaktiven Schicht (Δ_i bzw. Δ_a) und Schichttemperatur (T_W bzw. t_{RSch}).

Variante 3

Bei Nutzung des Heizwärmestromes in der Raumheizfläche und in der nachgeschalteten thermoaktiven Schicht geht es in der Regel um die Minimierung des Massestromes (z. B. geothermische Nutzung). Dies ist ein Auslegungsproblem der beiden gekoppelten Wärmeübertrager. Nur wenn

eine Temperaturtransformation vorgeschaltet werden muss, ist eine energetische/exergetische Optimierung relevant.

Alle beschriebenen Heizvarianten treffen in völliger Analogie auch auf den Kühlfall zu.

13.2 Erweiterung des Verfahrens

Eine aus Mauerwerk und Dämmung zusammengesetzte Wand ist im Bild 13.4 dargestellt. In der Dämmung ist die thermoaktive Schicht integriert.

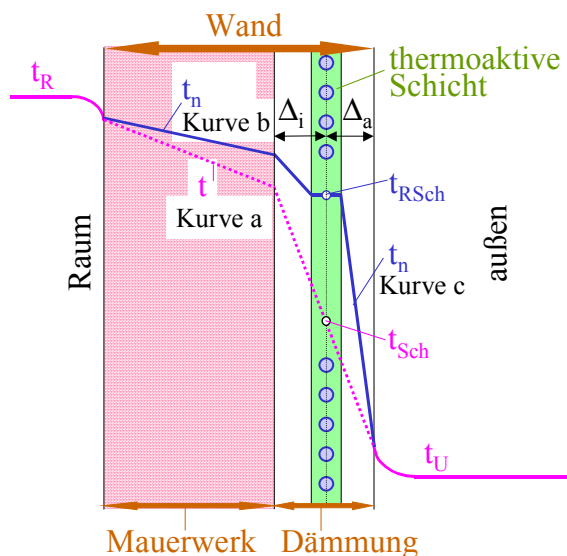


Bild 13.4 Wand bestehend aus Mauerwerk und einer Dämmschicht mit thermoaktiver Schicht

Wie bei den Varianten 1 und 2 festgestellt wurde, hat die Einordnung der thermoaktiven Schicht nach dem Temperaturangebot der Wärme- oder Kältequelle so zu erfolgen, dass eine möglichst große Einsparung an Heiz- oder Kühlleistung im Raum auftritt. Der hauptsächliche Variationsparameter ist hierbei die Lage der Schicht bezogen auf den Temperaturverlauf im Bauteil ohne das Rohrregister. Da der Temperaturgradient in den Dämmschichten der äußeren Raumbegrenzungen am größten ist, empfiehlt sich die **Einordnung der thermoaktiven Schicht** besonders in der **Dämmung**. Dies ist aus Bild 13.4 qualitativ sofort erkennbar, wenngleich man sich an den Gedanken einer beheizten und gekühlten Dämmung sicherlich erst gewöhnen muss.

Eine konstruktive Vereinfachung ist denkbar, wenn das Rohrregister direkt in die Dämmschicht integriert wird. Dies könnte durch Einförmigen, Einkleben, Einschäumen usw. erfolgen. Konstruktive Lösungen, die zu einer Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit im rohrnahen Dämmgebiet führen, sind thermodynamisch besonders vorteilhaft.

Beispiel zu Variante 1

Eine Wand nach Bild 13.4 besteht aus Mauerwerk ($\delta = 240 \text{ mm}$; $\lambda = 1 \text{ W/(m K)}$) und einer äußeren Dämmschicht ($\delta_D = 100 \text{ mm}$; $\lambda_D = 0,04 \text{ W/(m K)}$). Im Raum herrscht eine Temperatur $t_R =$

20 °C, die Außentemperatur (Umgebungstemperatur) betrage $t_a = -10$ °C. Zur Beheizung des Raumes dient ein Heizsystem im Raum mit der mittleren Heizmedientemperatur

$$t_H = 20 + 25 \cdot \left(\frac{20 - t_a}{34} \right)^{0,75} \quad \text{in } ^\circ\text{C}. \quad (13.9)$$

D. h., bei der Auslegungstemperatur $t_a = -14$ °C beträgt die mittlere Heizwassertemperatur 45 °C, bei $t_a = -10$ °C gelten ca. 43 °C. Zur Bereitstellung des Heizmedienstromes wird eine Wärmepumpe ($\zeta_{WP} = 0,5 = \text{const}$) eingesetzt. Die Wärmequelle hat die Temperatur $t_Q = 10$ °C. Die mittlere Heizmedientemperatur im Register t_W entspricht vereinfachend der Temperatur der Wärmequelle t_Q . Die Lage des Rohrregisters bezüglich Δ_i sowie Δ_a und das Rohrmaterial werden variiert.

Fall A: Kapillarrohrmatten der Fa. Clina mit $d_a/d_i = 4,3$ mm / 2,5 mm, Rohrabstand 10 mm

Fall B: Kunststoffrohrregister $d_a/d_i = 10$ mm / 8 mm, Rohrabstand 150 mm.

Ergebnisermittlung:

- Wärmestrom durch die Wand im Normalfall (keine thermoaktive Schicht) $\dot{q}_0 = 10,3$ W/m²
- Exergiezufuhr für den Wärmepumpenantrieb im Normalfall nach Gl. (13.7) bezogen auf die Wandfläche 2,1 W/m²
- Temperaturverteilung in der Dämmschicht bei Betrieb des Rohrregisters wird als zweidimensionales Wärmeleitproblem behandelt
- Rechenprogramm nach [13] liefert die Wärmeströme nach innen und außen
- Ermittlung des reduzierten Exergiestroms bei Betrieb des Rohrregisters (Antriebsleistung der Wärmepumpe) nach Gl. (13.7).

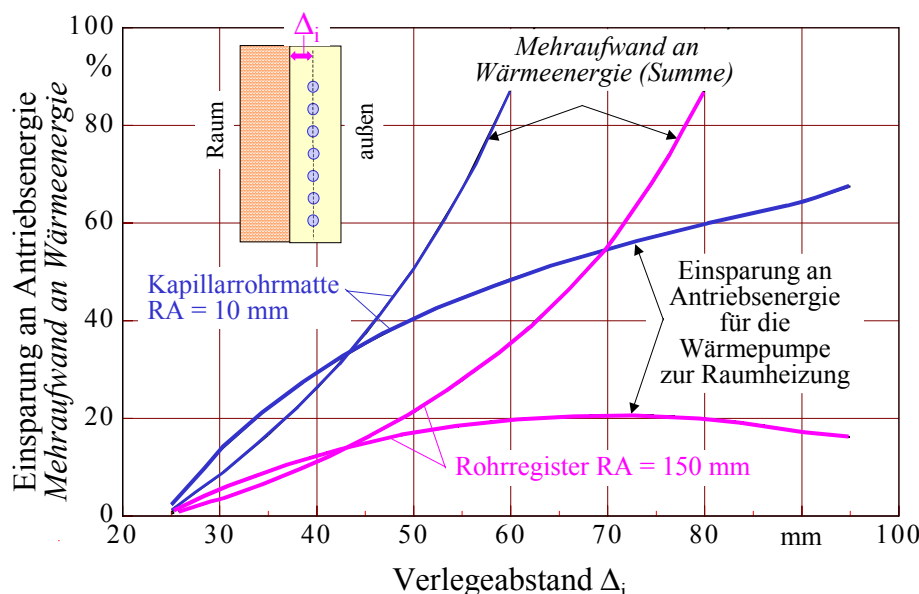


Bild 13.5 Einsparungen an Antriebsenergie für die Wärmepumpe ($\equiv$ Wärmestromersparnis für die Raumheizung) in Abhängigkeit der Anordnung der Rohrschicht innerhalb der Dämmung. Gleichfalls sind die Mehraufwendungen an kalorischer Energie als Summe dargestellt. Hierbei erfolgt keine Bewertung der Energie.

Aussagen zum Ergebnis (Bild 13.5):

- Bei Einsatz von Kapillarrohrmatten (Rohrabstand 10 mm) sind die Einsparungen an Antriebsenergie (Exergiestrom) mehr als doppelt so groß, wie bei Einsatz von Rohrregister mit einem Rohrabstand von 150 mm.
- Bei einer mittigen Anordnung der Rohre in der Dämmschicht ergibt sich für eine mittlere Wassertemperatur von 10 °C bei Kapillarrohrmatten eine Exergieeinsparung von 40,4 %. Um dies zu erreichen, ist allerdings eine Erhöhung des Wärmestromes um 50,7 % erforderlich. Dabei reduziert sich der hochwertige, im Raum zuzuführende Wärmestrom (Heizungsanlage) von 10,3 W/m² auf 6,1 W/m², also auf 59 %. Der in der Wand zuzuführende, minderwertige, aus der Wärmequelle direkt entnommene Wärmestrom beträgt 9,4 W/m². Bild 13.6 verdeutlicht dies anschaulich.
- Bei der Diskussion der Gl. (13.7) wurde festgestellt, dass ein Randoptimum vorliegt. D. h., je weiter die Rohrschicht nach außen rückt, umso höher sind die Exergieeinsparungen. Die Kurve für die Kapillarrohrmatten bestätigt dies auch. Dass im Gegensatz dazu bei Rohrregistern mit großen Rohrabständen ein deutliches Maximum bei $\Delta_i = 70$ mm existiert, liegt daran, dass die Schichttemperatur bei der Übertragung großer Wärmeströme (Rohrregister liegt weit außen) gegenüber der Wassertemperatur stärker abfällt als bei geringen Wärmeströmen. Dieser Effekt ist bei enger Rohrteilung nicht relevant.

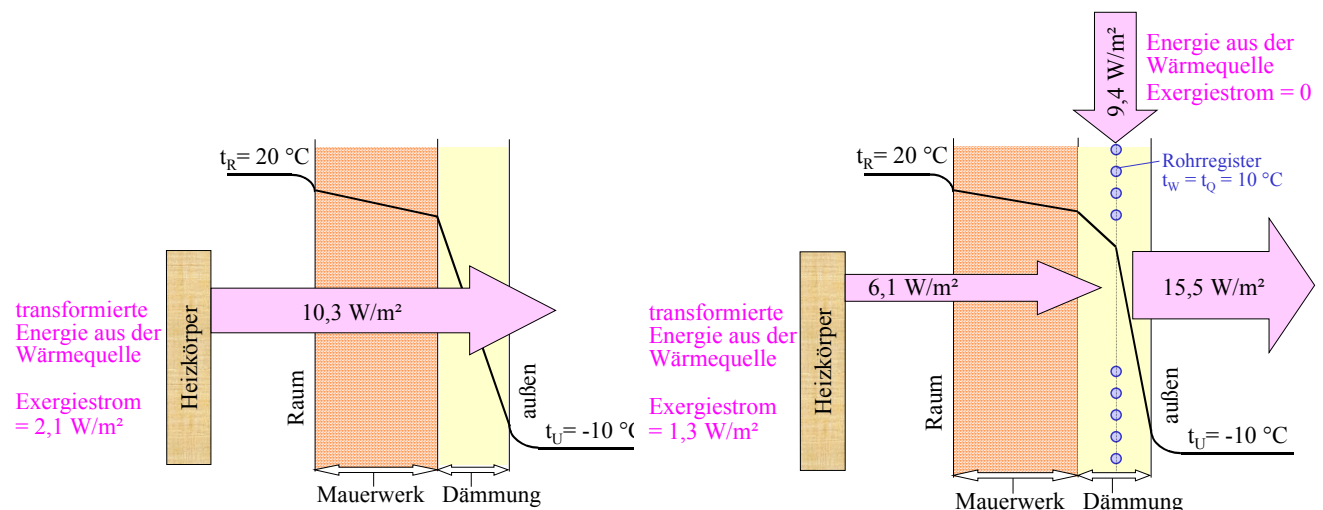


Bild 13.6 Wärmeströme bei konventioneller Raumheizung (links) und bei zusätzlichem Einsatz einer thermoaktiven Schicht gemäß Beispiel bei mittiger Anordnung der Kapillarrohrmatte (rechts)
Die Dicke der Pfeile ist ein Maß für den Wärmestrom.

Zusätzlich ist der Exergiestrom (Antriebsleistung für die Wärmepumpe) zur Bereitstellung der Heizenergie für den Raumheizkörper aus der verfügbaren Wärmequelle ($t_Q = 10\text{ °C}$) vermerkt.

Die Temperaturverläufe tragen nur qualitativen Charakter.

Beispiel zu Variante 2

Es wird das vorhergehende Beispiel mit Kapillarrohrmatten als Rohrregister bei sonst gleicher Konstruktion und gleichen thermischen Verhältnissen erneut aufgegriffen. Im Gegensatz zu Variante 1 werde nunmehr auch die Wassertemperatur, mit der das Rohrregister in der Wand beaufschlagt werden soll, variiert. Das Anheben der Wassertemperatur für die Wandbeheizung ausgehend von t_Q bedarf auch einer Exergiezufuhr. D. h., es werden zwei unterschiedliche Temperaturniveaus durch Wärmepumpen bereitgestellt, die mittlere Heiztemperatur t_H für den Raumheizkörper und die mittlere Wassertemperatur t_W für das Rohrregister in der Dämmung. Die Gesamtantriebsleistung ist dann ins Verhältnis zu setzen zur Leistung bei alleiniger Raumheizung nach konventioneller Art.

Ergebnisermittlung:

- Berechnung der Temperaturverteilung in der Wand und die Ermittlung der erforderlichen Wärmeströme werden wie im vorherigen Beispiel vorgenommen
- Exergiezufuhr für den Wärmepumpenbetrieb nach Gl. (13.8).

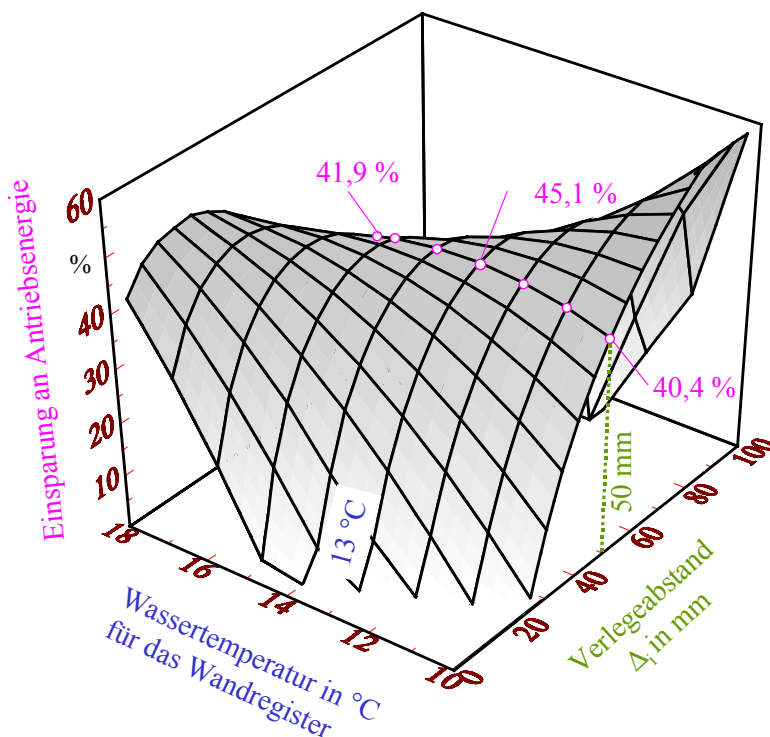


Bild 13.7 Einsparungen an Antriebsenergie für die Wärmepumpen in Abhängigkeit der Anordnung der Rohrschicht innerhalb der Dämmung und der gewählten mittleren Wassertemperatur im Rohrregister in der Wand

Aussagen zum Ergebnis (Bild 13.7):

- Die Form der Sattelfläche verdeutlicht, dass es sich um eine **zweidimensionale Optimierung** handelt. Die Einsparung an Antriebsenergie ist von der **Lage der Rohrschicht** und der gewählten **Wassertemperatur** abhängig.

- Liegt die Kapillarrohrmatte mittig in der Dämmschicht ($\Delta_i = 50$ mm), dann ergibt sich bei der Wassertemperatur von 13°C eine maximale relative Einsparung an Wärmepumpenleistung δ_p . Zugehörig entsteht ein relativer Mehrverbrauch an Wärmeenergie δ_Q . Der detaillierte Verlauf lautet:

t_w $^\circ\text{C}$	10	11	12	13	14	15	16	17	18
δ_p %	40,4	42,9	44,4	45,1	44,9	43,9	41,9	39,1	35,8
δ_Q %	50,7	58,3	65,9	73,4	81,0	88,5	96,0	103,4	111,6

Der Wert δ_p für $t_w = 10^\circ\text{C}$ entspricht dem Beispiel 1, da dies die Temperatur der kostenlos verfügbaren Wärmequelle ist.

- Verfolgt man den Verlauf bei $t_w = 13^\circ\text{C} = \text{const}$, ergibt sich in Abhängigkeit der Verlegetiefe der Zusammenhang:

Δ_i mm	20	30	40	50	60	70	80	90
δ_p %	18,8	33,1	41,1	45,1	46,0	43,0	32,8	-1,1
δ_Q %	9,4	24,8	45,1	73,4	115,3	183,9	316,6	686,7

Die Verlegung bei $\Delta_i = 60$ mm wäre aus exergetischer Sicht zweckmäßig. Der erforderliche Wärmestrom würde jedoch mehr als das Doppelte betragen.

- Die zweidimensionale Optimierung eröffnet einen sehr interessanten Spielraum für die technische Realisierung. So ist beispielsweise eine Einsparung an Antriebsenergie von ca. 40 % bei einem Gesamtwärmestrom von ca. $1,4 \dot{Q}_H$ und bei $3 \dot{Q}_H$ möglich.

13.3 Mögliche Anwendungen

Es wurde eine Idee vorgestellt, die zur Diskussion anregen soll. Vielleicht liegen die zukunfts-trächtigen Anwendungen auch in Bereichen, an die der Verfasser momentan gar nicht denkt.

Es sei gestattet, das Grundanliegen nochmals ganz simpel zu formulieren:

- Die typischen Heiz- und Klimatisierungskonzepte bestehen darin Heiz- oder Kühllasten, die durch Transmission im Raum auftreten, zu kompensieren, indem Stoffströme mit Temperaturen über bzw. unter der Raumtemperatur Wärmeübertragerflächen im Raum durchströmen.
- Es wird zur Energieeinsparung nach Wegen gesucht, diese Lasten möglichst gar nicht erst im Raum entstehen zu lassen bzw. zu verringern, indem bereits im Außenbauteil bei umweltnahen Temperaturen eine Kompensation vorgenommen wird.

So können beispielsweise in der Wetterschale (Außenhaut der Gebäude) Wärmeübertrager

integriert werden, die die solaren Lasten abführen, sodass diese das Rauminnere überhaupt nicht erreichen. Die Wärmeströme werden z. B. auf die Schattenseiten der Gebäude geführt oder in Erdreichspeicher geleitet (Bild 13.8). In analoger Weise kann mit Wärme aus dem Erdreich oder Grundwasser ohne Temperaturtransformation ein Teil der Wärmeverlustströme von Räumen vermieden werden, wenn Wandschichten an genau bestimmten Stellen beheizt werden.

- Diese großflächigen Wärmeübertrager, die kostengünstig herstellbar, flexibel einsetzbar sowie umweltverträglich sein müssen und außerdem gute thermodynamische sowie hydraulische Eigenschaften (geringe Grädigkeiten und Druckverluste) besitzen sollen, liegen mit den Kunststoff-Kapillarrohrmatten des derzeitigen Entwicklungsstandes variantenreich vor. Die Verbindung zur Bionik ist im Abschnitt 1.7 dargestellt worden.

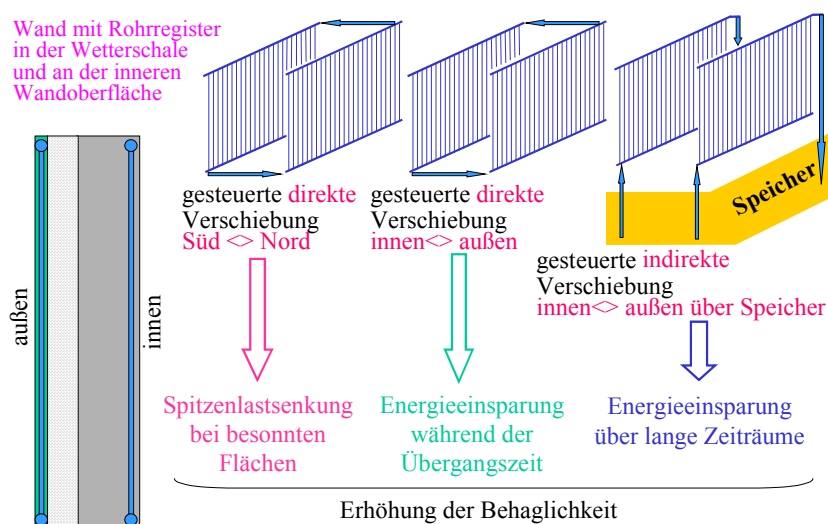


Bild 13.8 Außenwand mit zwei integrierten Kapillarrohrsystemen zur zeitweisen "Umgehung" der Wanddämmung. Bei Besonnung der Südfassade kann der nichtgewollte Wärmestrom an die Außenschicht der Nordfassade geleitet werden, um die Raumbelastung zu reduzieren. Während der Übergangszeit kann beispielsweise die innere Wärmelast an der Außenhaut abgegeben werden, wobei durch Zwischenschalten eines Erdreich- oder Fundamentspeichers die Nutzungszeit erweiterbar ist.

Um die Ingenieurphantasie weiter anzuregen, seien noch einige Beispiele – auch für weiterführende Forschungen und Entwicklungen geeignet – angeführt.

Nutzung von Solarkollektoren im Niedertemperaturbereich

Im Beispiel zu Variante 1 sind hohe exergetische Einsparungen bei $t_a = -10\text{ °C}$, einer verfügbaren mittleren Wassertemperatur von 10 °C und bei mittlerer Anordnung der Kapillarrohrmatten festgestellt worden. Dieses Sparpotenzial sinkt mit steigenden Außentemperaturen und ist bei $t_a > 0\text{ °C}$ nicht mehr existent. Es wäre deshalb sinnvoll, mit steigenden Außentemperaturen eine Solaranlage zuzuschalten, sobald diese mittlere Wärmeträgertemperaturen größer $(t_R + t_a)/2$ liefern kann. Dies wäre über lange Zeiträume des Jahres äußerst effizient. Bei üblicher Technik sind die niedrigen Kollektortemperaturen nicht direkt nutzbar. Entscheidend für die Bewertung der vorgeschlagenen Systeme ist die Temperatur der Wärmequelle und ihre Korrelation zur Umgebungstemperatur.

Einsatz von Fassadenkühlsystemen

Fassadenkühlsysteme dürften energetisch noch interessanter als Heizsysteme sein. Bild 13.9 zeigt den sommerlichen Verlauf der Sonnen-Luft-Temperatur für eine Ostwand eines Bauwerkes am Golf von Oman. Der Wärmeeintrag in ein klimatisiertes Gebäude lässt sich an Hand des Temperaturverlaufes erahnen. Mit Wasser von 30 °C – an der Küste vorhanden – könnte bereits eine sehr wirksame Aufnahme der Transmissionswärme vor Erreichen des Raumes bewirkt werden.

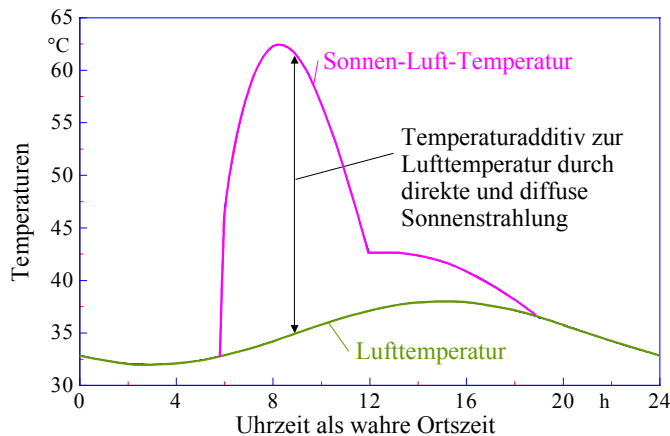


Bild 13.9 Tagesverlauf der Sonnen-Luft-Temperatur auf eine Ostwand im Sommer am Golf von Oman

Eine besonders wirksame Kühlung ist bei einigen Mittelmeerrainern denkbar. An der tunesischen Küste sind beispielsweise auch im August in ca. 3 m Tiefe nach Messungen Wassertemperaturen von 18 ... 20 °C verfügbar. Anwendungsgebiete wären auch in Deutschland vorstellbar, so z. B. die Kühlung der Dächer von Werkhallen oder Kühlhäusern, der Wände hinter Vollglas-Doppelfassaden usw., wobei mit Wasser aus freier Kühlung gearbeitet werden könnte. Eine besondere Herausforderung stellt bei der zeitgemäßen Glasarchitektur die Integration von Kapillarrohrmatten dar. Lösungsideen sind im Bild 13.10 gegeben.

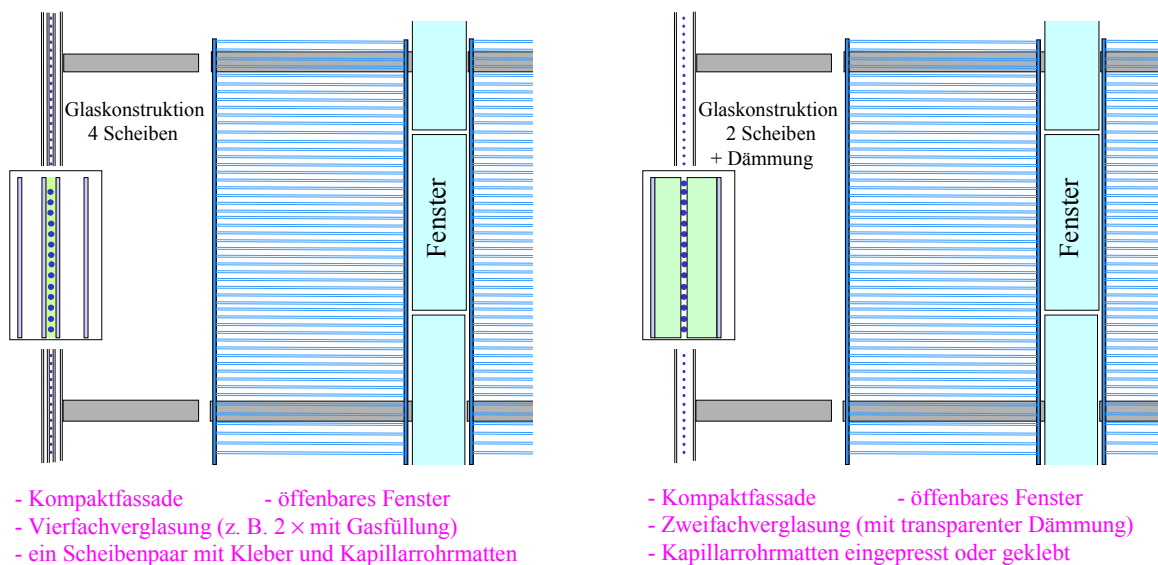
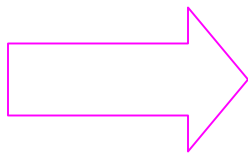


Bild 13.10 Ideenskizzen für transparente Fassaden mit integrierten Kunststoff-Kapillarrohrmatten

Fazit

- Mit dem Vorschlag einer **thermoaktiven Dämmung** soll eine Alternative zum bisherigen Weg immer dickerer Dämmungen vorgestellt werden. Die übliche dicke Dämmung ist in ihrer Wirkung "starr", die thermoaktive Dämmung lässt den Anschluss von "intelligenten" Systemen zu. In der hydraulischen Analogie ist dies mit dem Übergang einer festen Drosselblende zum dynamischen Volumenstromregler zu vergleichen. Übliche Phasenverschiebungen zwischen Ursache und Wirkung können verkleinert oder ausgeschaltet aber auch durch Zwischenspeicher (z. B. durch Fundament- bzw. Erdspeicherspeicher) gesteuert vergrößert werden.
- Besonders vorteilhaft ist die **Nutzung von "Einweg-Wärmeträgern"**, die die Wärmeübertragerflächen im Raum und in Reihe nachgeschaltet die Fassaden-Rohrregister beaufschlagen. Dies ist beispielsweise der Fall, wenn Brunnen-, Fluss- sowie Meerwasser zum Kühlen oder geothermische Energie oder Wärme aus saisonalen Speichern zum Heizen genutzt werden.
- Hauptziele sind die **Lastvermeidung bzw. -minderung** und die verstärkte Umweltenergienutzung durch das TGA-Gewerk.
- Die Kapillarrohrmatten bieten eine sehr gute Möglichkeit, die vorgestellte Idee zu realisieren.



Bericht im **Anhang T**:

"Möglichkeiten des Energieeinsatzes mit niedrigem Exergiepotenzial zum Heizen und Kühlen von Räumen"
(22 Seiten)

14 Weitere Entwicklungen und Untersuchungen

Auf dem Gebiet der technologischen Entwicklung der Kunststoff-Kapillarrohrmatten und ihrer praktischen Anwendung wurden weitere, nachfolgend genannte Arbeiten im Rahmen des F/E-Themas erfolgreich durchgeführt:

- Entwicklung und Optimierung der "dicken" Kapillarrohrmatte (Außendurchmesser 4,3 mm) mit den zugehörigen Einbautechnologien, beispielsweise im Beton
- Entwicklung von Strangpressprofilen aus Aluminium als universell einsetzbares Wärmeleitpaneel (Bild 10.3) zur Aufnahme von zwei unterschiedlichen Typen von Kapillarrohrmatten

- Entwicklung von mehreren Profolfolien für die werksseitige Bestückung mit Kapillarrohmatten zur rationellen Herstellung thermisch aktiver Fußboden-, Wand- und Deckenflächen
- Entwicklung und Optimierung von starren und flexiblen Kühlsegele
- Entwicklung verschiedener Putze (Rau- und Akustikputze) mit integrierten Kapillarrohmatten und Optimierung hinsichtlich der Kühlleistungen
- Entwicklung einer Steckverbindung zur Kostensenkung und Reduzierung der Montagezeit
- Entwicklung und Optimierung zahlreicher konvektiv arbeitender Wärmeübertrager (Kühl- und Heizschächte, Säulen mit unterschiedlichsten Mattengeometrien und Herstellungstechnologien)

Im Rahmen des F/E-Themas sind noch weitere, nicht detailliert aufgeführte theoretische und experimentelle Untersuchungen durchgeführt worden, die sich für zukünftige, vertiefende Forschungen und Entwicklungen empfehlen:

- Überlegungen zur Steuerung von thermisch aktiven Massivspeicherbauteilen
- Überlegung zur Gestaltung von Kunsteisbahnen mit Kunststoff-Kapillarrohmatten
- Wärmeübertrager für Meerwasser – Kaltwasser mit Kapillarrohmatten
- Wärmetechnische Besonderheiten bei Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohmatten in Latentwärmespeichern
- Experimentelle Untersuchungen zum Einsatz von Binäreis in Verbindung mit Kunststoff-Kapillarrohmatten (homogene Durchströmung der Matten ist möglich)
- Einbau von Kunststoff-Kapillarrohmatten als Erdkollektor mit zugehöriger Messtechnik für Feldmessungen nach Inbetriebnahme der neuen Versuchs- und Laborhalle an der Westsächsischen Hochschule Zwickau (FH)
- Experimentelle Untersuchungen zum Kondensationsverhalten von Kühlschächten unterschiedlicher Geometrie [29]
- Experimentelle und technologische Untersuchungen für thermisch aktive, geschäumte Wandpaneele für Klimakammern und Kühlzellen mit integrierten Kunststoff-Kapillarrohmatten.

15 Mögliche Energieeinsparungen bei umfassendem Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten in Einkaufszentren

In einer umfassenden Arbeit wurden die Einsatzmöglichkeiten von Kunststoff-Kapillarrohrmatten zur effektiven Kühlung von Einkaufszentren (Bild 15.1) betrachtet. Als Hauptaussage diente die Schätzung des Jahresenergiebedarfs. Die objektbezogenen Untersuchungen sind sehr verzweigt geführt worden:

- Variation des Luftaufbereitungsprozesses in der Teilklimaanlage
- Reduzierung des Luftvolumenstromes durch zusätzlichen Einsatz von
 - Speicherdecken
 - Kühldecken
 - kombinierten Speicher-Kühldecken
- Die Kälteversorgung der Zusatzsysteme erfolgt vorrangig mit Kälte aus der Umwelt. Wegen der allgemeinen Verfügbarkeit wurde die atmosphärische Luft als Wärmesenke verwendet. Es sind Nass- und Trockenkühler sowohl bei Nutzung in der Nacht als auch am Tage betrachtet worden.
- Die ergänzende Kälteversorgung erfolgt durch Kältemaschinen, die auf ein Kaltwassernetz mit konventionellem Temperaturniveau (RLT-Versorgung) und auf ein zweites Netz mit höherem Temperaturniveau (Flächenkühlsysteme) arbeiten. Weiterhin ist auch zwischen Nacht- und Tagbetrieb – je nach Verwendungszweck – unterschieden worden.



Bild 15.1 Blick in das untersuchte Einkaufszentrum mit Kennzeichnung möglicher Kühlflächen im Bereich der Verkaufsstraße

Die Randbedingungen der Untersuchung sind in Tabelle 15.1 und die Einsparpotenziale in Tabelle 15.2 aufgeführt.

Tabelle 15.1 Grundlegende Annahmen für die Untersuchung zur Energieeinsparung in Einkaufszentren durch veränderte Lüftung und umfassenden Einsatz der Kapillarrohrtechnik

Raumklima in Verkaufsräumen	• Raumtemperatur im Normalfall 22...24 °C • Anstieg bis auf 26 °C zulässig • Strahlungsasymmetrie bedenkenlos, bei Kühldecken stets kleiner 14 K • Luftwechsel kann aus hygienischer Sicht bei 3 m Raumhöhe von $LW = 6 \text{ h}^{-1}$ auf $LW = 4 \text{ h}^{-1}$ gesenkt werden, bei positiver Erfahrung ist auch $LW = 3 \text{ h}^{-1}$ diskussionsfähig • absolute Zuluftfeuchte $< 9 \text{ g}_w/\text{kg}_{tL}$, wenn nur Feuchteintrag durch Personen erfolgt • Luftqualität wird bei niedrigerer Enthalpie subjektiv besser bewertet
Energetische Grundstrategien zur effizienten Raumkühlung	• Einsatz von Wassersystemen, da niedrigere Transportenergie als bei Luftkühlsystemen • Einsatz von Flächenkühlsystemen mit hohen Kühlmedientemperaturen • getrennte Kälteerzeugung für unterschiedliche Temperaturniveaus (RLT-Anlage bzw. Kühldecke) • nächtliche Kühlung durch Nutzung der Luft als Wärmesenke • Kaltwasser aus der Umwelt (z. B. Grundwasser) vorrangig nutzen
Qualität natürlicher Wärmesenken	• atmosphärische Luft als Wärmesenke überall verfügbar, sinnvolle Nutzung nur über Nasskühler (Kühltürme) oder Hybridkühler möglich - Nasskühler sind für die nächtliche "Kältebeladung" der Speicherdecken bevorzugt einzusetzen $\Rightarrow$ jährliche Nutzungszeit ca. 87 % - Nasskühler eignen sich gut zur Kaltwasserbereitstellung für Kühldecken am Tage $\Rightarrow$ jährliche Nutzungszeit ca. 68 %
Grundsätzliche Anforderungen an Kühlflächen in Einkaufszentren und Einsatzvorschläge	• große spezifische Leistungen bei hohen Kaltwassertemperaturen • wartungsfreie Konstruktionen • flexibel anpassbare Geometrien • kein Stellflächenverlust • niedriges Preis-Leistungsverhältnis • Gestaltungsfreiheit für den Mieter • Einsatzvorschläge zur Erfüllung der obigen Forderungen: - Kühlflächen im Baukörper integriert (z. B. Speicherdecke) - Kühlflächen am Baukörper (z. B. Kühldecken und -segel) - flexible Kühlflächen (z. B. textile Kühlsegel) und Konvektionskühler (z. B. Kühltische) Konstruktionen mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten haben deutliche thermodynamische und hydraulische Vorteile

Kühlflächen im Baukörper	• Ortbetondecken mit 280 ... 300 mm Dicke und mittig eingeordnete Rohrregister bilden die Grundform der Speicherdecken Die Leistungen sind von der Beladung (Zeitdauer, Kaltwassertemperatur), vom Tagesgang der Raumtemperatur und vom Fußbodenaufbau stark abhängig: ⇒ Planungsgrundlage: 20 ... 30 W/m² ⇒ Leistungsregelung ist nicht möglich, da passive Entladung • kombinierte Speicher-Kühldecke mit beispielsweise 180 mm Dicke, bestehend aus einer Filigrandecke mit integrierter Kapillarrohrmatte und ergänzender Ortbetonschicht ⇒ kein Montage- und Kontrollaufwand für das Rohrregister auf der Baustelle ⇒ nächtliche Einlagerung von "Umweltkälte" möglich ⇒ geregelte Nachkühlung am Tage bei hoher Dynamik
Kühlflächen am Baukörper	• untergehängte Kühldecken in vielfältiger Konstruktion und beliebigem Design (z. B. Gipskarton, Blechkassetten, Langfeldplatten, Aluminiumstrangpressprofile, Dekorglasplatten, freigespannte Kapillarrohrmatten über offenen Rasterdecken) Die Normleistungen sind stark konstruktions- und temperaturabhängig: ⇒ geschlossene Decken 70 ... 95 W/m² ⇒ offene Decken und Segel ... 135 W/m² ⇒ Leistungsregelung ist sehr gut möglich • Kühlwände sind mit gleichen Konstruktionen realisierbar Die Leistungen sind etwas geringer als bei vergleichbaren Kühldecken. • Kühlböden ⇒ Leistung bei 6 K: 28 W/m²
Flexible Kühlflächen	• freihängende Kapillarrohrmatten ⇒ Normleistung: 100 ... 185 W/m² • freihängende textile Kühlsegel mit integrierten Kapillarrohrmatten ⇒ Normleistung: 70 ... 80 W/m² Leistungsregelung ist bei allen Systemen sehr gut möglich!
Kühlschächte	• konvektive Luftkühler in Schrank- oder Säulenform Leistungen stark konstruktions- und temperaturabhängig ⇒ Leistungssteigerung durch Einsatz eines Lüfters ⇒ Leistungsregelung ist sehr gut möglich
Lastannahmen für Einkaufszentren und Grundsätze zur Auslegung der zentralen Teilklimaanlage	• allgemeine Literatúrauswertung und Planungsangaben ⇒ Kühllast in den Shopbereichen 60 W/m² ⇒ Luftwechsel in den Standardshops 6 h⁻¹ ⇒ Abluftanteil 80 % des Zuluftvolumenstromes ⇒ Enthalprierückgewinnung mit 75 % ⇒ Anlagendruckverluste: Zuluft 1400 Pa, Abluft 800 Pa • Prämissen für die Auslegung der Zentralanlage ⇒ Für den Gesamtbilanzkreis Einkaufszentrum ist eine Zentralanlage energetisch stets effizienter zu betreiben, denn Schaltungen und Energiemanagement gestatten umfassendere Lösungen als bei Vorhandensein von Einzelanlagen.

	⇒ Nur Zentralanlagen mit einer hohen Kühllastkompensation ermöglichen es, annähernd ausgeglichene Temperaturverhältnisse im gesamten Einkaufszentrum zu erhalten und die geplanten Luftströme ohne Störungen durch örtlich auftretende Thermikeinflüsse zu führen. ⇒ Bei einer Unterversorgung durch die Zentralanlage gibt es keine Gewähr dafür, dass der Shopbetreiber seine evtl. bedeutend höheren Lasten auch tatsächlich durch eine ergänzende Umluftanlage abführt oder aber, dass die örtlich nicht kompensierten Lasten die Gesamtanlage doch indirekt belasten.
Grundlagen der Anlagenmodellierung	• Erarbeitung eines Rechenprogramms zur Ermittlung des spezifischen Energiebedarfs – speziell des Kältebedarfs – für die RLT-Anlage zur Versorgung der Standardshops • Beispielrechnungen für zwei verschiedene Standorte und unterschiedliche Betriebsweisen der Enthalprierückgewinnung • Näherungsvergleich mit Literaturangaben (Messwerte von Einkaufszentren lagen leider nicht vor)
Vorschläge für Systeme mit geringerem Energiebedarf	• Analyse des vorhandenen Kältebedarfs nach der Modellrechnung und Berechnung des Energiebedarfs für den Lufttransport • Untersuchungen verschiedener Systemvarianten Alle Berechnungen werden auf den Betriebszeitraum 1/2 Tag (4380 h/a) bezogen. Die genaue Realzeit ist bedeutungslos, da die Einsparungen stets nur in Relationen zum modellhaften Istzustand der konventionellen RLT-Anlage dargestellt werden. Von den zahlreichen untersuchten Varianten sind in Tabelle 15.2 nur die jeweils effektivsten Lösungen aufgeführt. Der in Tabelle 15.2 angegebene Bereich der Elektroenergieeinsparung bezieht sich auf unterschiedlich dimensionierte Kanalnetze.

Tabelle 15.2 Energieeinsparpotenziale in Einkaufszentren durch veränderte Lüftung und umfassenden Einsatz der Kapillarrohrtechnik

Systemvariante	Einsparpotenziale	
	Elektro	Kälte
• Veränderungen am Luftaufbereitungsprozess Aus energetischer Sicht wäre der Einbau einer Befeuchtungssektion vorteilhaft. Einsparpotenzial:	0 %	27 %
• Reduzierung des Luftvolumenstromes plus thermische Bauteilaktivierung (Speicherdecke) - Luftaufbereitungsprozess wird beibehalten - fehlende Kühlleistung des Luftstromes wird durch die Speicherdecke kompensiert (20 W/m² bei LW = 4 h⁻¹ und 30 W/m² bei LW = 3 h⁻¹) Einsparpotenzial bei LW = 4 h⁻¹: Einsparpotenzial bei LW = 3 h⁻¹:	28...51 % 43...68 %	28 % 43 %

Systemvariante	Einsparpotenziale	
	Elektro	Kälte
- Reduzierung des Luftvolumenstromes plus Kühldecke - Luftaufbereitungsprozess wird modifiziert - Kühlleistung der Kühldecke 40 W/m² bzw. 50 W/m² bei jeweils LW = 4 h⁻¹ und LW = 3 h⁻¹ - Einsparpotenzial bei Kühldeckenleistung 40 W/m² und LW = 4 h⁻¹: 25...48 % - Einsparpotenzial bei Kühldeckenleistung 40 W/m² und LW = 3 h⁻¹: 42...67 % - Einsparpotenzial bei Kühldeckenleistung 50 W/m² und LW = 4 h⁻¹: 23...46 % - Einsparpotenzial bei Kühldeckenleistung 50 W/m² und LW = 3 h⁻¹: 40...65 %		
- Reduzierung des Luftvolumenstromes plus kombinierte Speicher-Kühldecke - Luftaufbereitungsprozess wird modifiziert - Kühlleistung der Kühldecke 40 W/m² bei jeweils LW = 4 h⁻¹ und LW = 3 h⁻¹ - Einsparpotenzial bei LW = 4 h⁻¹: 24...47 % - Einsparpotenzial bei LW = 3 h⁻¹: 41...66 %		

Aussagen:

- Für die Standardshops werde vorerst ein 4-facher Luftwechsel pro Stunde vorgeschlagen. Die Dimensionierung der RLT-Anlage einschließlich der Kanalnetze ist hinsichtlich der Druckverluste zu optimieren.
- Bei sichtbaren Betondecken (beispielsweise in den Supermarktbereichen) sind kombinierte Speicher-Kühldecken, in den Bereichen mit unbedingter Anwendung von untergehängten Decken wären Kühldecken zu präferieren.
- Außer den gestalterischen Aspekten entscheiden der Belegungsgrad mit aktiven Kühlflächen und die Auslegungstemperaturen über die Kühldecken- bzw. Kühlsegelkonstruktionen. Die vorgeschlagene, zu realisierende Kühlleistung von 40 W/m² ist auf die Verkaufsfläche bezogen. Es ist auch zu prüfen, inwieweit Wandflächen – beispielsweise in den oberen Bereichen der Verkaufsstraßen – als Kühlflächen ausgebildet werden.

Die komplexe Untersuchung zeigte sehr deutlich, dass durch Anwenden der Kunststoff-Kapillarrohrmatten in modernen Kühlflächen erhebliche Einsparpotenziale erzielbar sind. Sie resultieren aus der Nutzung der Umweltenergie aber in sehr großem Umfang auch aus der veränderten Klimatisierungsstrategie durch Abkehr von großen Luftvolumenströmen. Diese Veränderung ist nur durch kostengünstige und effizient arbeitende Kühlflächen möglich. Da Kostendegressionen stets an hohe Fertigungsmengen gekoppelt sind, ist der Umsatz der Kapillarrohrmatten durch eine Vergrößerung des Marktes unerlässlich.

16 Empfehlungen für die Weiterführung der Kapillarrohrtechnik

Aufgrund der Analogie der Kapillarrohrmatten zum natürlichen Vorbild und der bisher gesammelten Erkenntnisse wird dem Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten noch ein hohes Entwicklungspotenzial vorausgesagt. Die bei der Themenbearbeitung durchgeführten Untersuchungen und Entwicklungen lassen aus momentaner Sicht zwei wichtige Arbeitsgebiete erkennen:

I. Umsetzung der Erkenntnisse in eine erweiterte Produktpalette und Markteinführung

Die Abschnitte 4, 6 und 7 zeigen die sehr breiten Einsatzmöglichkeiten der entwickelten Systeme und Komponenten bei der Gebäudekühlung und -heizung. Um das Potenzial zu nutzen, sind Systemanbieter mit einem entsprechenden Vertriebssystem einzubeziehen.

Aus diesem Zweck wurden bereits zahlreiche Vorträge mit entsprechenden Produktvorstellungen bei verschiedenen Firmen durchgeführt. Konkrete Verbindungen ergaben sich daraus zu acht Firmen, die entsprechendes Interesse an einer Mitarbeit zeigten. Sie verfügen über leistungsfähige Fertigungsstätten und fachlich kompetente deutschlandweite bis weltweite Vertriebssysteme. Die Liste der Firmen und ihre Interessenslagen werden im Erfolgskontrollbericht mitgeteilt.

II. Grundlagenuntersuchungen für spezielle Gebiete

Die bei der Bearbeitung erkannten und teilweise bereits vorbereiteten Forschungs- und Entwicklungsgebiete sind:

- Entwicklung von hocheffizienten Wärmeübertragern Wasser/Wasser mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten beispielsweise für die Kühlung mit Meerwasser oder zur thermischen Abwassernutzung
- Entwicklung einer neuen Generation von Wärmeübertragern Wasser/Luft mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten
- Entwicklung von Latentwärmespeichern mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten beispielsweise in Putzen mit Latentspeicheranteilen (Paraffinbasis) oder in reinen Latentspeichern
- Entwicklung von Komponenten mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten, die als Wärmeträger Binäreis nutzen
- Nutzerabhängige Optimierung von Erdkollektoren bestehend aus Kunststoff-Kapillarrohrmatten und experimentelle Langzeiterprobung eines bereits verlegten Systems (Laborhalle)
- Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Kondensationsverhalten von Kühlschächten und -säulen unterschiedlicher Geometrie.

Literaturverzeichnis

- [1] GLÜCK, B.: Hydrodynamische und gasdynamische Rohrströmung - Druckverluste (Reihe: Bausteine der Heizungstechnik). Berlin: Verlag für Bauwesen 1988 (ISBN 3-345-00222-1)
- [2] GLÜCK, B.: Wärmetechnisches Raummodell - Gekoppelte Berechnungen und wärmephysiologische Untersuchungen. Heidelberg: C. F. Müller Verlag 1997 (ISBN 3-7880-7615-1)
- [3] GLÜCK, B.: Atmosphärische Luft als Wärmesenke für die thermische Bauteilaktivierung, ki Luft- und Kältetechnik (2002) Heft 6
- [4] Länderarbeitsgemeinschaft Wasser, Stand 1984
- [5] REUB, M.; SANNER, B.: Auslegung von Wärmequellenanlagen erdgekoppelter Wärmepumpen. Heizung-Lüftung-Haustechnik (2000) Heft 4
- [6] GLÜCK, B.: Testreferenzjahr - ein Vorschlag zur Neudefinition und Ergänzung, Gesundheits-Ingenieur (1995) Heft 5
- [7] RUDOLF, H.: Psychosoziale Faktoren Hauptursache für Beschwerden in klimatisierten Gebäuden, TAB Technik am Bau (2002) H. 3
- [8] GLÜCK, B.: Thermische Bauteilaktivierung: Möglichkeit auch bei Bauwerkssanierungen, ki Luft- und Kältetechnik (2002) H. 4
- [9] DANIEL, T.; GRÄFF, B.: Leistungsbestimmung von Kühlböden. DKV-Tagung 1996
- [10] FEIST, W.: Vom Niedrigenergiehaus zum Passivhaus - Erfahrungen mit Gebäuden ohne Heizung. Institut für Wohnen und Umwelt, Darmstadt. Internet
- [11] STRUBELT, O.: Niedrigenergiehaus - Strom der verkaufte Allrounder. Heizung-Lüftung/Klima-Haustechnik (2000) Heft 12, S. 48 bis 50
- [12] UNBEKANNT: Innovative Technik im 1-Liter-Solarhaus. Heizung-Lüftung/Klima-Haustechnik (2001) Heft 1, S. 12
- [13] GLÜCK, B.: Thermische Bauteilaktivierung - Nutzen von Umweltenergie und Kapillarrohren. Heidelberg: C. F. Müller Verlag 1999 (ISBN 3-7880-7674-7)
- [14] GLÜCK, B.: Ortsabhängige Kühlleistung von Massivbauteilen mit integrierten Rohrregistern in Abhängigkeit der Rohrverlegung. Heizung-Lüftung-Haustechnik (2001) Heft 5
- [15] KÜLPMANN, R.: Untersuchungen zum Raumklimatisierungskonzept Deckenkühlung in Verbindung mit aufwärtsgerichteter Luftführung. Diss. TU Berlin, 1991
- [16] GLÜCK, B.: Einfluss einer wärmespeichernden Massivdecke auf die dynamische Leistungsaufnahme einer untergehängten Kühldecke, Heizung-Lüftung-Haustechnik (1992) Heft 7, S. 365 bis 369
- [17] GLÜCK, B.: Strahlungsheizung - Theorie und Praxis. Berlin: Verlag für Bauwesen; Karlsruhe: C. F. Müller Verlag 1982 (ISBN 3-7880-7157-5)

- [18] WINDISCH, K.: Spezielle Lösungen der zweidimensionalen stationären Wärmeleitgleichung und ihre Anwendung zur Klärung des Wärmeübertragungsmechanismus bei Strahlplatten. Diss. TU Dresden, 1969
- [19] ILLING, B.: Kühldeckensysteme - Frei gehängte Kapillarrohrmatten über Paneeldecke, CCI (2002) Nr. 10
- [20] KAST, W.: Die Erhöhung der Wärmeabgabe durch Strahlung bei Mehrfachreflexionen zwischen strahlenden Flächen. VDI Fortschritts-Bericht 6, 1965
- [21] GLÜCK, B.: Wärmeübertragung, Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren, 2. Auflage. Berlin: Verlag für Bauwesen 1990 (ISBN 3-345-00515-8)
- [22] GLÜCK, B.: Zustands- und Stoffwerte (Wasser, Dampf, Luft), 2. Auflage. Berlin: Verlag für Bauwesen 1991 (ISBN 3-345-00487-9)
- [23] GLÜCK, B.: Vergleichsprozesse der Klimatechnik. Heidelberg: C. F. Müller Verlag 1998 (ISBN 3-7880-7643-7)
- [24] VDI-Wärmeatlas. 8. Auflage. Düsseldorf: VDI Verlag 1997
- [25] IDEL'CHIK, I. E.: Handbook of Hydraulic Resistance – Coefficients of Local Resistance and of Friction. Moskau: Gosudarstvennoe Energeticheskoe Izdatelstvo 1960, Translation Jerusalem 1966
- [26] ESDORN, H.: Rietschel – Raumklimatechnik I. Grundlagen. 16. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hong Kong, Barcelona, Budapest: Springer-Verlag 1994
- [27] ILLING, B.; STEIN, D.; SCHMIDT, M.: Versuchsberichte zur Messung der Kühlleistungen an Kapillarrohrmatten. Westsächsische Hochschule Zwickau (FH), Fachbereich Versorgungs- und Umwelttechnik
- Bericht 1 vom Feb. 2000: Untersuchung einer Kühltür mit Kapillarrohrmatten
- Bericht 2 vom Juli 2000: Untersuchung eines Kühlturmes mit Kapillarrohrmatten
- Bericht 3 vom Juni 2000: Untersuchung der Kühlleistungen von freihängenden Kapillarrohrmatten bei der Lasteinbringung über die Wandflächen
- Bericht 4 vom Aug. 2000: Untersuchung der Kühlleistungen von freihängenden Kapillarrohrmatten bei der Lasteinbringung durch Dummys
- [28] ILLING, B.; STEIN, D.: Kurzbericht Kühl- und Heizschacht vom Dezember 2001 der Westsächsischen Hochschule Zwickau (FH), Fachbereich Versorgungs- und Umwelttechnik
- [29] ILLING, B.; KORNDÖRFER, S.; STEIN, D.; SCHMIDT, M.: Versuchsbericht zur Messung der Kühlleistungen mit gleichzeitiger Feuchte Kondensation in Kühltürmen mit Kapillarrohrmatten. Westsächsische Hochschule Zwickau (FH), Fachbereich Versorgungs- und Umwelttechnik, Bericht vom 1.5.2002

Zeitschriftenveröffentlichungen mit Bezug auf das bearbeitete F/E-Thema

1. Thermische Bauteilaktivierung – Stand und Entwicklungsmöglichkeiten, ki Luft- und Kältetechnik H. 3/00
2. Wärmeübertragung durch raumbegrenzende Heiz- und Kühlflächen mit geringem Exergieverlust - Lehren aus der BIONIK, Gesundheits-Ingenieur H. 4/00
3. Wassertemperaturen und Aufheizzeiten von Fußbodenheizungen mit Estrichverlegung, Heizung-Lüftung-Haustechnik H. 6/00
4. Wärmephysiologische Bewertung von Kühlsystemen zur Raumklimatisierung – Randbedingungen und Simulationsmodelle, Heizung-Lüftung-Haustechnik H. 9/00
5. Wärmephysiologische Bewertung von Kühlsystemen zur Raumklimatisierung - Lastmodellierung, Anlagenvariationen und Schlussfolgerungen, Heizung-Lüftung-Haustechnik H. 11/00
6. Wird die thermische Bauteilaktivierung kaputt aktiviert? CCI Nr. 13/00
7. Filigrandecken mit integrierter thermischer Bauteilaktivierung, TAB Technik am Bau H. 1/01
8. Möglichkeiten des Energieeinsatzes mit niedrigem Exergiepotenzial zum Heizen und Kühlen von Räumen, Gesundheits-Ingenieur H. 1/01
9. Luftheizung oder wasserbeaufschlagte Flächenheizung in Gebäuden mit niedrigem Heizwärmebedarf, Gesundheits-Ingenieur H. 4/01
10. Ortsabhängige Kühlleistung von Massivbauten mit integrierten Rohrregistern, Heizung-Lüftung-Haustechnik H. 5/01
11. Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Betons und der Bewehrung bei der thermischen Bauteilaktivierung, Heizung-Lüftung-Haustechnik H. 2/02
12. Basisüberlegungen zur Steuerung bei der Beladung von thermisch aktivierbaren Massivspeicherbauteilen, Heizung-Lüftung-Haustechnik H. 3/02
13. Vorschlag und Beispiel für eine erweiterte Normleistungsbestimmung für geschlossene Kühl- und Heizflächen mit integrierten Rohrregistern, Gesundheits-Ingenieur H. 1/02
14. Thermische Bauteilaktivierung mit kreuzmäanderförmigen Rohrregistern, TAB Technik am Bau H. 3/02
15. Kombination verschiedener Aktivflächensysteme im Raum und ihre Einflüsse auf die Behaglichkeit und die erforderlichen Wassertemperaturen, Heizung-Lüftung-Haustechnik H. 4/02
16. Atmosphärische Luft als Wärmesenke für die thermische Bauteilaktivierung, ki Luft- und Kältetechnik H. 6/02
17. Thermische Bauteilaktivierung auch bei Bauwerkssanierungen, ki Luft- und Kältetechnik H. 4/02
18. Die Zweiflächenbauteilaktivierung – Neue Wege für die Büroklimatisierung (Teil 1), TAB Technik am Bau H. 8/02
19. Die Zweiflächenbauteilaktivierung – Neue Wege für die Büroklimatisierung (Teil 2), TAB Technik am Bau H. 9/02
20. Kühldeckensysteme - Frei gehängte Kapillarrohrmatten über Paneeldecke, CCI 10/2002

Anhänge auf CD-ROM (nur für Teilnehmer an der F/E-Bearbeitung)

Anhang A:

"Mehrdimensionale Optimierung für raumbegrenzende Heiz- und Kühlflächen mit geringem Exergie- und Druckverlust – Lehren aus der Bionik"
(21 Seiten)

Anhang B:

"Wärmephysiologisches Empfinden des Menschen beim Einsatz großflächiger, thermisch aktiver Raumumfassungen und konvektiv arbeitender Wärmeübertragerelemente im Raum mit geringen Temperaturdifferenzen zum Aufenthaltsbereich"
(227 Seiten) Weitere 476 Seiten Rechnerausdrucke liegen bei F+E TGA vor.

Anhang C:

"Kombination verschiedener Flächenkühlssysteme im Raum und ihre Einflüsse auf die Behaglichkeit und die Kaltwassertemperatur (Clina-Baukasten)"
(104 Seiten)

Anhang D:

"Universeller Clina-Baukasten – Kühl- und Heizflächen – für alle Leistungsbereiche" (Kurzbericht als Firmenpräsentation)
(14 Seiten)

Anhang E:

"Clina-Baukasten – Messetafeln mit Darstellung der räumlichen Strahlungstemperatur- und Strahlungstemperatur-Asymmetrie über dem Raumgrundriss "
(Messeinformation als Firmenpräsentation)
(6 Seiten)

Anhang F:

"Quo vadis Büroklimateisierung? – Zweiflächen-Bauteilaktivierung?"
(30 Seiten)

Anhang G:

"Luftheizung oder wasserbeaufschlagte Flächenheizung in Gebäuden mit niedrigem Heizwärmebedarf?"
(27 Seiten)

Anhang H:

"Thermische Bauteilaktivierung mit Filigrandecken und integrierten Kapillarrohrmatten"
(21 Seiten)

Anhang I:

"Neue Simulationsmethodik der instationären, dreidimensionalen Vorgänge bei der thermischen Bauteilaktivierung mit Rohrregistern in Betondecken – Gegenüberstellung von Kreuzmäandern, Einfachmäandern und Kapillarrohrmatten"
(119 Seiten)

Anhang J:

"Einfluss der Wärmeleitfähigkeit und der Bewehrung von Massivspeicherdecken auf die

Kühlleistung"
(25 Seiten)

Anhang K:

"Ortsbezogene Kühlleistung von Massivbauteilen mit integrierten Rohrregistern in Abhängigkeit der Rohrverlegung"
(56 Seiten)

Anhang L:

"Optimierung des Wärmetransports in Blechkassetten-Kühldecken mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten in Abhängigkeit der Einbringung"
(24 Seiten)

Anhang M:

"Thermodynamische Voruntersuchung zum Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten in Deckensystemen von OWA für Kühlzwecke "
(71 Seiten)

Anhang N:

"Untersuchung der Kühlleistung von Decken mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten und Rauputz bzw. Akustikputz unterschiedlicher Geometrie"
(80 Seiten)

Anhang O:

"Untersuchung der Anheizvorgänge in Fußbodenheizungen mit Estrichverlegung"
(22 Seiten) plus zugehörige Rechnerausdrucke beim Verfasser

Anhang P:

"Untersuchung der Kühlleistung von Putzdecken mit integrierten Kunststoff-Kapillarrohrmatten verschiedener Geometrie"
(57 Seiten)

Anhang Q:

"Vorschlag und Beispiel für eine erweiterte Normleistungsbestimmung geschlossener Kühl- und Heizflächen mit integrierten Rohrregistern"
(18 Seiten)

Anhang R:

"Grundlagen zum Wärmeübergang bei Kapillarrohrmatten"
(260 Seiten)

Anhang S:

"Untersuchung der Heizleistung von wechselweise genutzten Kühl-/Heizschächten mit vertikalgespannten Kunststoff-Kapillarrohrmatten"
(40 Seiten)

Anhang T:

"Möglichkeiten des Energieeinsatzes mit niedrigem Exergiepotenzial zum Heizen und Kühlen von Räumen"
(22 Seiten)