Gesundheits Ingenieur

Haustechnik · Bauphysik · Umwelttechnik

Herausgegeben von K. W. USEMANN

121. Jahrgang 2000 · Heft 4 · Seite 189 – 240

unter Mitwirkung von F. Baum, H. Erhorn, E. Lahmann, H.-J. Moriske und H. Viessmann

in Verbindung mit dem Umweltbundesamt, Fachbereich Umwelt und Gesundheit, Wasser-, Boden- und Lufthygiene, Ökologie, Berlin-Dahlem; Bayerischen Landesamt für Umweltschutz, Augsburg und der Gesundheitstechnischen Gesellschaft, Berlin.

Wärmeübertragung durch raumbegrenzende Heiz- und Kühlflächen mit geringem Exergieverlust – Lehren aus der BIONIK

Bernd Glück

Wenn auch zukünftig an wasserdurchströmten Heiz- und Kühlsystemen in der technischen Gebäudeausrüstung festgehalten werden soll, muss deren Einsatz ökologisch und wirtschaftlich begründet sein. Eine der wichtigsten Grundlagen dafür ist die Nutzung von Umweltenergie in direkter Form oder temperaturtransformiert mittels Wärmepumpen bzw. Kältemaschinen. Diese Maschinen müssen mit geringen Temperaturhüben arbeiten, um effiziente Prozessführungen zu ermöglichen. Wärmeträgertemperaturen, die nur gering von der Raumtemperatur abweichen sind somit in allen Fällen zwingende Voraussetzung. Die Gestaltung der Heiz-/Kühlflächen hat dabei eine entscheidende Bedeutung. Entsprechende Zielfunktionen werden formuliert und technische Realisierungsmöglichkeiten zur Diskussion gestellt.

1. Entstehung der Exergieverluste

Beim Heizen eines Raumes ist die Aufgabe zu lösen, diesen Raum auf konstanter Temperatur T_i bei niedrigerer Umgebungstemperatur T_U zu halten. Dem Raum wird der Wärmestrom $\dot{Q}$ bei einer vorgegebenen Heizwassertemperatur T_H zugeführt, der im stationären Fall in gleicher Größe über die Wände nach außen abfließt. Der dabei auftretende Exergieverluststrom setzt sich – wenn man die Wärmebereitstellung unbeachtet lässt – aus zwei Summanden zusammen:

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

$$\dot{E}_{V,i-a} = \left(1 - \frac{T_U}{T_i}\right)\dot{Q} \tag{1}$$

Verlust infolge des Wärmestromes vom Heizmedium an den Raum

$$\dot{E}_{V,H-i} = \left(1 - \frac{T_U}{T_H}\right)\dot{Q} - \left(1 - \frac{T_U}{T_i}\right)\dot{Q}. \tag{2}$$

Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Glück, F + E TGA, Goethestraße 18, 08547 Jößnitz (Plauen).

Betragen die mittlere Heizwassertemperatur $t_H = 43\,°C$ ($T_H = 316$ K), die Raumtemperatur $t_i = 20\,°C$ ($T_i = 293$ K) und die Außentemperatur $t_U = 0\,°C$ ($T_U = 273$ K), so folgen daraus:

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

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

Beide Verluste sind direkt proportional dem Wärmestrom, 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 $\dot{Q} = k\,A\,(t_H - t_i)$ übertragen zu können, einen erhöhten Wärme-

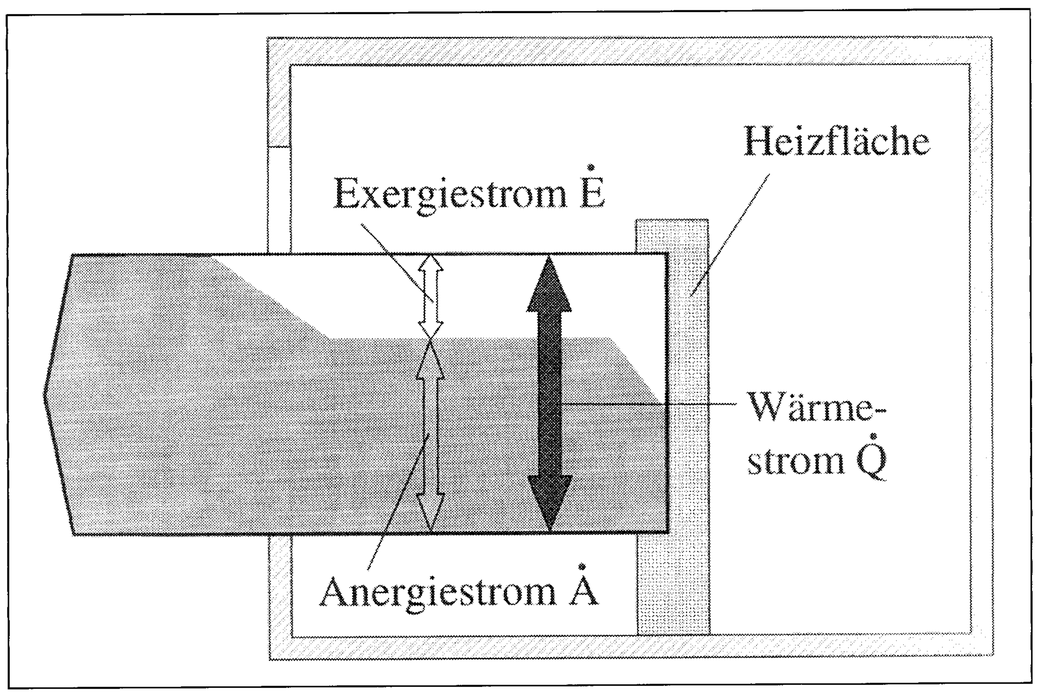

Bild 1. Wärmestrom sowie Exergie- und Anergieströme bei der Raumheizung.
Der vom Heizmedium bereitgestellte Wärmestrom zur Raumheizung besteht zu einem beachtlichen Teil aus Anergie und zu einem Restteil aus Exergie. Mit dem Übergang auf das niedrigere Raumtemperaturniveau nimmt die Qualität der Wärme ab, d. h., ein Teil an Exergie wird in Anergie überführt, es tritt ein Exergieverlust ein. Gleiches wiederholt sich qualitativ beim Übergang des Wärmestromes an die Atmosphäre. Im Ergebnis ist 100 % Anergie vorhanden.

durchgangskoeffizienten k und/oder eine vergrößerte Wärmeübertragerfläche A. Wäre A unendlich groß, ergäbe sich $\dot{E}_{V,H-i} = 0$.

Der Energiestrom, der vom Heizmedium an die Umgebung fließt ändert sich gemäß dem 1. Hauptsatz selbstverständlich nicht. Die Qualität der Wärme (Exergie) sinkt entsprechend dem 2. Hauptsatz dagegen auf Null ab, wie dies das *Bild 1* nochmals verdeutlicht. Der Heizenergiestrom besteht zu einem großen Teil aus dem Anergiestrom und zu einem kleineren Teil aus dem Exergiestrom, wie dies *Rant, Baehr* u. a. ausführlich darstellten. Bei jedem Wärmeübergang von einem höheren zu einem niederen Temperaturniveau nimmt der Anergiestrom zu und der Exergiestrom entsprechend ab. Das ökologische Ziel ist es, nur den Exergiestrom dem Heizsystem zuzuführen und den Anergiestrom im Kreislauf zu führen. Dies gelingt, wenn man eine Wärmepumpe einsetzt, die nur den Exergieverluststrom $\dot{E}_{V,H-i} + \dot{E}_{V,i-a}$ decken muss. Damit wird die zweite Zielstellung sofort ersichtlich, die Heizwassertemperatur so niedrig wie technisch realisierbar zu halten, um den Exergieverluststrom $\dot{E}_{V,H-i}$ zu minimieren. 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.

Ein Exergieverlust entsteht auch infolge der Rohrreibung beim Durchströmen der Heiz-/Kühlfläche. Der Druckverlust des Rohrsystems Δp wird durch die Pumpenleistung P überwunden, deren Antriebsenergie in guter Näherung völlig als Exergieverlust $\dot{E}_p$ zu werten ist. Sie beträgt bei verlustfreiem Pumpenbetrieb

$$\dot{E}_P \approx P = \dot{V}\,\Delta p = \frac{\Delta p}{c\,\Delta t\,\rho}\,\dot{Q}, \qquad (3)$$

wobei c spezifische Wärmekapazität, ρ Dichte und Δt die Temperaturspreizung des Wärmeträgers bedeuten. Das Einsetzen praxisüblicher Werte in Gl. (3) liefert für Wasser

$$\dot{E}_P = \frac{10000\ \text{Pa}}{4200\ \frac{\text{J}}{\text{kg K}}\ 4\ \text{K}\ 1000\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}\ \dot{Q} = 0{,}0006\ \dot{Q}.$$

Damit ist dieser Verlust kleiner als 1 % der für den Wärmetransport ermittelten Teilverluste $\dot{E}_{V,H-i}$ bzw. $\dot{E}_{V,i-a}$. Der durch den Pumpenantrieb entstehende Exergieverlust sowie der durch die Irreversibilitäten bewirkte Wärmestrom an den Wärmeträger können bei dieser Untersuchung unbeachtet bleiben. Dennoch ist der Druckverlust eine sehr wichtige Größe bei der Gestaltung des Heiz-/Kühlsystems und wird deshalb im Weiteren als maßgebliche technische Randbedingung behandelt.

2. Bionik

Auf der Suche nach innovativen Lösungen ist es u. a. sinnvoll die junge Wissenschaft BIONIK einzubeziehen. Sie lehrt, wie die natürlichen, bevorzugt die biologischen Vorgänge in den Bereich der Technik zu übertragen sind. Dabei können stets nur Teile der komplexen Vorgänge transferiert werden. So kann z. B. der Mensch den Vogelflug mit den schlagenden Flügeln nicht nachahmen, die Riefenstruktur der Haifischhaut aber auf einen Tragflügel eines Flugzeuges übertragen, damit die Querturbulenzen herabsetzen und Treibstoff einsparen.

Bezüglich der Temperierung der Raumumfassungsflächen 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. Die Teilaufgabe des Blutgefäßsystems – den Wärmetransport an die Umgebung zu übernehmen – kann jedoch eine technische Entsprechung durch Kunststoff-Kapillarrohrmatten in den Bauteilen finden.

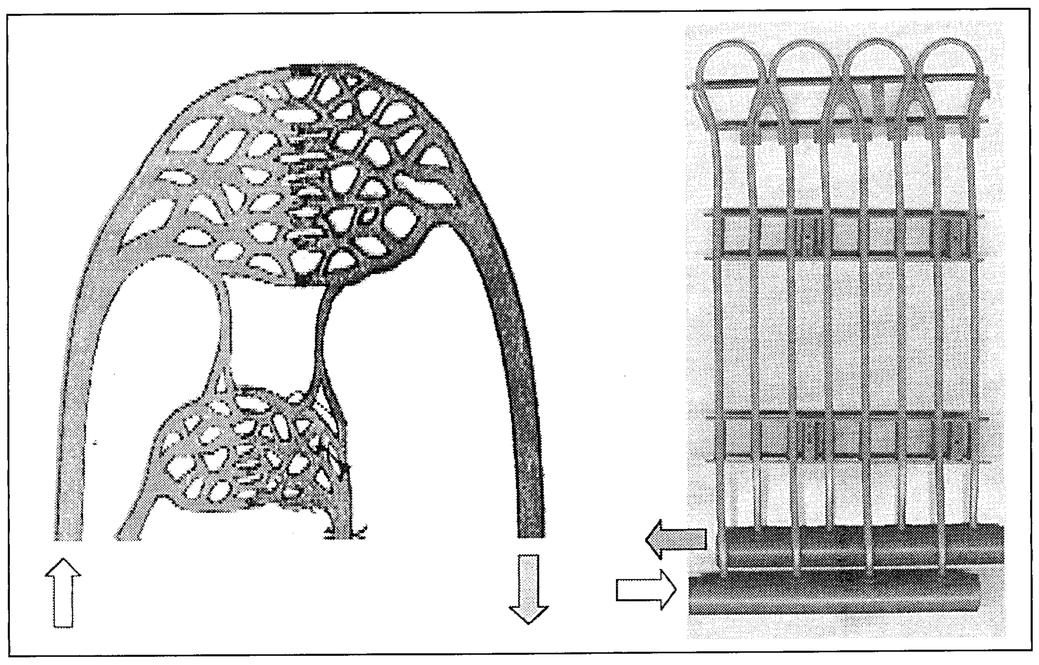

Bild 2. Teil des menschlichen Blutkreislaufes (links) und Kunststoff-Kapillarrohrmatte der Fa. Clina mit Röhrchen der Durchmesser 3,4×0,55 mm oder 4,3×0,9 mm mit Rohrabständen ab 10 mm (rechts). In beiden Fällen erfolgt eine Aufteilung des Gesamtmassestromes in parallel durchströmte Fluidkanäle. Die Strömungsgeschwindigkeiten in den Arterien und in den Kapillarrohren liegen in der gleichen Größenordnung von 0,05 m/s bis 0,2 m/s.

In der Wärmetechnik wird zur Erhöhung der Wärmestromdichte häufig mit Wärmeleitrippen zwischen Fluidkanälen gearbeitet. Beispiele finden sich bei Fußbodenheizungen, Strahlplatten- und Kühldeckenkonstruktionen usw. In der Natur sind nach Kenntnis des Verfassers derartige „Konstruktionen" nicht bekannt. Zur Erhöhung der Wärmestromdichte wird beispielsweise die Durchblutung der Blutgefäße gesteigert. Erste Untersuchungen ergaben, dass die sehr guten Wärmeübergangsbedingungen an Kapillarrohrmatten durch zusätzlich angebrachte Rippen kaum verbessert werden können. Dies bedeutet, man kommt mit diesem Bauelement „Kunststoff-Kapillarrohrmatte" der Natur bereits außerordentlich nahe. *Bild 2* demonstriert die Analogie.

Dass die BIONIK überhaupt eine sehr ernstzunehmende Wissenschaft mit erfolgreichen Ergebnissen werden konnte, gründet sich auf die Evolution.

Die Evolution liefert „Naturkonstruktionen", die effizient arbeiten und von großer Nachhaltigkeit sind, sodass diese Vorbild für analoge technische Nachbildungen sein können.

Der Verfasser sieht in der Evolution aber auch noch weitere vorbildhafte Eigenschaften, die die Ingenieure aufgreifen sollten:

- mehr Mut zum Probieren mit unkonventionellen Ideen, Baustoffen, Halbzeugen usw.
- mehr Nischenprodukte konzipieren und angepasst optimieren (global einsetzbare Lösungen sind die Ausnahme)
- sorgfältige Eignungstests (Simulationen, praktische Versuche) durchführen und behutsame Markteinführung vornehmen.

Vornehmlich die letzten beiden Punkte sind in jüngster Vergangenheit im Bereich der Technischen Gebäudeausrüstung gröblichst verletzt worden, indem beispielsweise die Doppelfassaden oder die thermische Bauteilaktivierung als typische Nischenanwendungen zum „modischen Allheilmittel" avancierten. Der Gedanke, dass die Werbung für ein Produkt entscheidender ist als der Inhalt, sollte von Ingenieuren nicht geteilt werden. In der Evolution entscheidet der Inhalt bzw. die Effizienz über den langfristigen Erfolg oder Misserfolg einer „Neuentwicklung"!

3. Effiziente Wärmeübertragungsflächen

Der Wärmestrom zwischen Heizmedium und Raum

$$\dot{Q} = k\,A\,(t_H - t_i) \tag{4}$$

bei einer gegebenen Temperaturdifferenz $(t_H - t_i)$ ist vom Wärmedurchgangskoeffizienten k und der Heizflächengröße abhängig. Werden beispielsweise Raumumfassungen (Fußböden, Wände, Decken) oder dazu parallele Flächen (aufgeständerte Böden, abgehängte Decken, Kühlsegel) als Wärmeübertragerflächen eingesetzt, so ergeben sich sehr große Werte A. Außerdem sind damit günstige Randbedingungen verbunden:

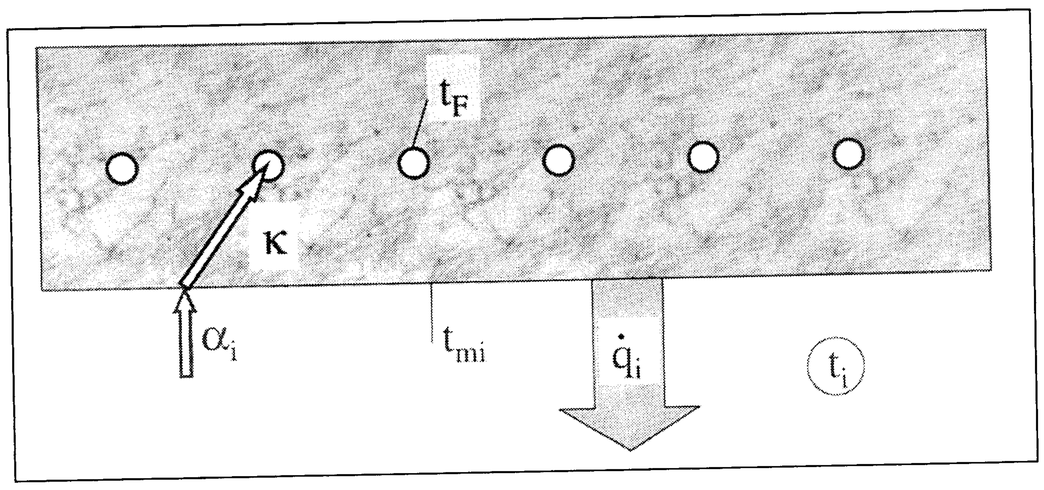

Bild 3. Konventionelle Rohrschlangen oder Kapillarrohrmatten integriert in eine Platte homogener Struktur.
Der Wärmeübergangskoeffizient α_i ist von den thermischen Gegebenheiten und der Orientierung des Wärmestromes bezogen auf die Schwerkraftwirkung abhängig. Der innere Wärmetransport wird durch den Teilwärmedurchgangskoeffizienten κ quantifiziert.

- keine Stellflächenveringerung
- hoher, behaglicher Strahlungsanteil bezogen auf den Menschen
- Möglichkeiten die Strahlungstemperatur-Asymmetrie und den vertikalen Lufttemperaturgradienten zu verringern.

Der Wärmedurchgangskoeffizient k setzt sich aus zwei Anteilen zusammen (*Bild 3*)

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\kappa}\right)^{-1}. \tag{5}$$

Der raumseitige Wärmeübergangskoeffizient α_i ist von der Lage der Fläche im Raum abhängig. Es gelten bei üblichen Einsatzfällen in normalgeschossigen Räumen für den *Wärmestrom nach oben* (Fußbodenheizungen, Kühldecken) die sogenannte Basiskennlinie z. B. nach DIN 4725

$$\alpha_i = 8{,}92\,|t_{mi} - t_i|^{0,1} \qquad \text{in W/(m}^2\text{K)}, \tag{6}$$

für den *Wärmestrom nach unten* (Deckenheizung) nach Untersuchungen mit dem Raummodell [1]

$$\alpha_i = 6{,}7\ \text{W/(m}^2\text{K)} \tag{7}$$

und für den *horizontalen Wärmestrom* (Wandheizung, Wandkühlung) gemäß Superposition des Strahlungs- und Konvektionsanteils

$$\alpha_i = 5{,}1 + 1{,}6\,|t_{mi} - t_i|^{0,3}\ \text{W/(m}^2\text{K)} \tag{8}$$

mit der mittleren raumseitigen Oberflächentemperatur der Wärmeübertragerfläche t_{mi} in °C. Die genannten Werte sind für glatte Flächen gültig, wodurch im üblichen Fall α_i konstruktiv nicht beeinflussbar ist.

Als charakteristischen Parameter für den Wärmetransport innerhalb der Konstruktion der Wärmeübertragerfläche (raumseitige Oberfläche bis zum Heiz-/Kühlmedium) wurde in [1] der Teilwärmedurchgangskoeffizient

$$\kappa = \frac{|\dot{q}|}{|t_{mi} - t_F|} \tag{9}$$

mit der spezifischen Leistung (Wärmestromdichte) $\dot{q}$ und der mittleren Fluidtemperatur (Wassertemperatur) in den Rohren t_F definiert. Er hat sich als Qualitätsmaßstab und als Komponentenkennwert beispielsweise auch bei Simu-

lationsmodellen für Kühl- und Heizflächen bewährt, da er in weiten Bereichen nahezu unabhängig von der Wassertemperatur und der Durchflussgeschwindigkeit in den Rohren ist.

Üblicherweise werden wasserbeaufschlagte Fluidkanäle in den Flächenwärmeübertragern analog *Bild 3* eingesetzt, wobei die Rohrsysteme auch an den Oberflächen der Paneele befestigt sein können (Fußbodenheizungen in Trockenverlegung, spezielle Kühldecken usw.). Die entscheidenden konstruktiven Einflussparameter auf den Teilwärmedurchgangskoeffizienten κ und damit auf die Leistung $\dot{q}$ sind

- der Rohrabstand (im Weiteren als RA bezeichnet)
- der Rohrdurchmesser
- die Intensität der Verbindung zwischen Rohr und Paneel.

Umfangreiche Untersuchungen [2; 3] ergaben sehr große Leistungen bei niedrigen Temperaturdifferenzen, wenn Kunststoff-Kapillarrohrmatten eingesetzt wurden.

Ein weiterer, sehr wichtiger Parameter ist die dynamische Leistungsanpassung – beispielsweise die Aufheizzeit. Auch diese wurde mit einem speziellen Programm (numerische Simulation der zweidimensionalen, instationären Wärmeleitung) betrachtet.

Die *Bilder 4* und *5* zeigen zusammengefasste Ergebnisdarstellungen für Fußboden- und Wandheizungen bei einer vorgegebenen Wärmestromdichte von 50 W/m². Die Zielstellungen niedrige Heizmedientemperaturen und geringe Aufheizzeiten werden am günstigsten durch im homogenen Baustoff integrierte Kunststoff-Kapillarrohrmatten realisiert. Vorteilhaft ist dabei vor allem, dass aufgrund der sehr kleinen Röhrchendurchmesser auch die Schichtdicken (Platten, Estrich) reduziert werden können und dies sich wiederum positiv auf die Dynamik der Systeme auswirkt. Bei genügend kleinen Rohrabständen sind gute Leistungswerte aber auch mit konventionellen Rohrschlangensystemen zu erreichen.

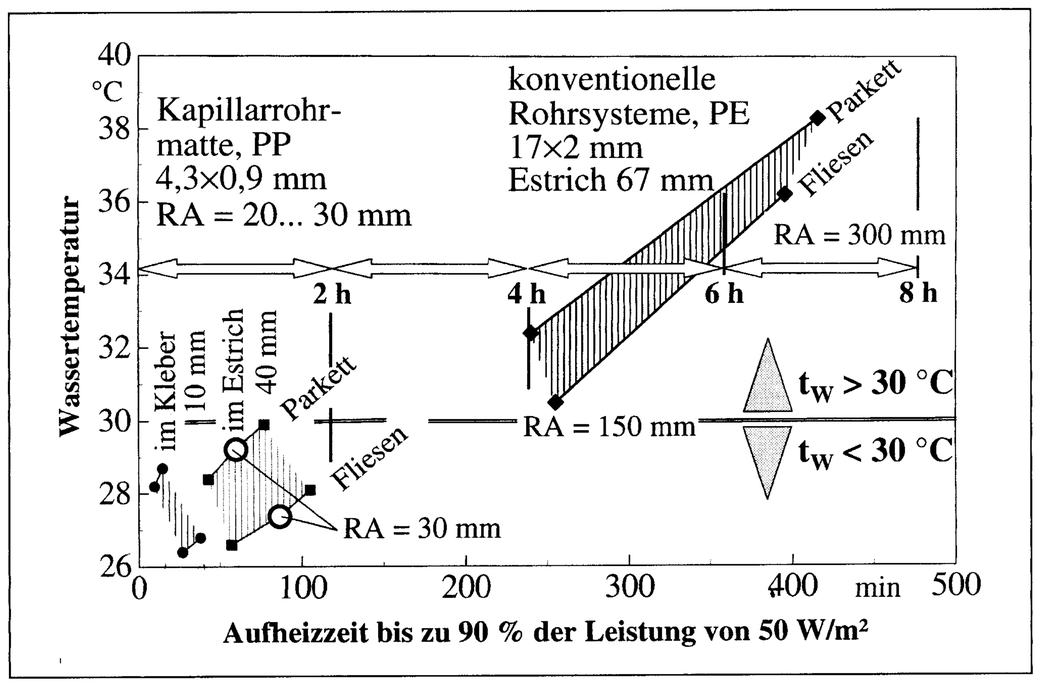

Bild 4. Fußbodenheizungen verschiedener Bauarten mit einer Wärmestromdichte von 50 W/m² bei einer Raumtemperatur von 20 °C im Vergleich der erforderlichen mittleren Heizwassertemperaturen und der Aufheizzeiten.
Bei den konventionellen Verlegearten (Rohrschlangen) sind auch kleinere Rohrdurchmesser und Rohrabstände gebräuchlich, die sich den Kapillarrohrsystemen gut annähern. Kapillarrohrmatten im Kleber verlegt sind als derzeitiges Optimalziel zu verstehen..

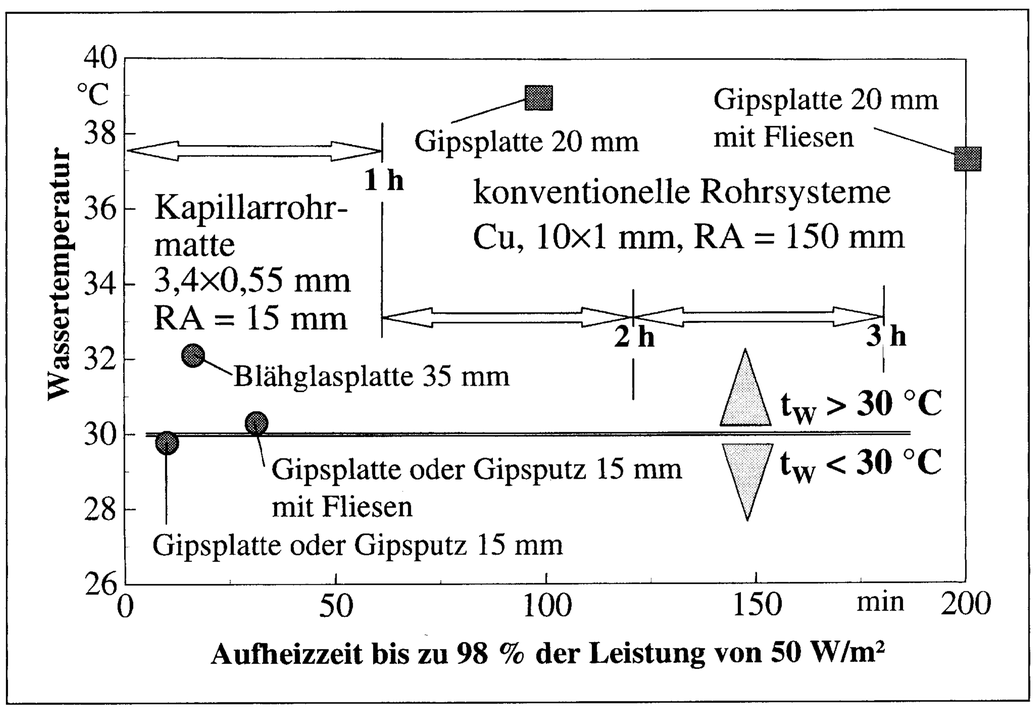

Bild 5. Wandheizungen verschiedener Bauarten mit einer Wärmestromdichte von 50 W/m² bei einer Raumtemperatur von 22 °C im Vergleich der erforderlichen mittleren Heizwassertemperaturen und der Aufheizzeiten.

Bemerkenswert ist auch, dass Kapillarrohrmatten in Baustoffen mit einer sehr kleinen Wärmeleitfähigkeit wie beispielsweise Blähglas mit λ = 0,09 W/(m K) bei relativ kleinen Medienübertemperaturen beachtliche Wärmestromdichten erbringen. Die Ursache liegt in den kleinen Rohrabständen begründet. D. h., neuartige Rohrregisterformen lassen auch bisher unübliche Baustoffe für die Paneele interessant werden.

4. Effiziente Bauteilspeicher

Bei Einsatz der thermische Bauteilaktivierung ist man bestrebt, Umweltenergie, die nur zeitlich begrenzt zur Verfügung steht – beispielsweise durch den Temperaturtagesgang geprägt –, 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. Ziel der Ingenieurarbeit muss es sein, den Speicher zu optimieren. D. h., er ist so zu gestalten, dass eine möglichst homogene Temperatur im Bauteil erreicht wird. Durch den Wärmefluss zum Raum sind im günstigsten Fall Isothermenflächen parallel zur Bauteiloberfläche möglich. Inwieweit man sich diesem Ideal annähert, ist von der Geometrie des Rohrsystems abhängig [2]. Kleine Rohrabstände – wie beispielsweise bei Kunststoff-Kapillarrohrmatten gegeben – stellen optimale Temperaturverteilungen sicher (*Bild 6*). Aber auch hier ist es wieder durch umfangreichen Rohreinsatz (kleine Rohrabstände) möglich mit konventionellen Lösungen große Speicherwerte zu erreichen. Im *Bild 7* ist die gesamte Palette der Möglichkeiten dargestellt. Als guter Korrelationsparameter hat sich hierbei der Quotient aus Rohraußenfläche bezogen auf die Bauteiloberfläche erwiesen. Je kleiner die Rohrabstände sind, umso besser ist das dynamische Verhalten. Die Abkühlung einer 300 mm dicken Betonmassivdecke von 24 °C bei einer konstanten Raumtemperatur von ebenfalls 24 °C mit einer mittleren Kaltwassertemperatur von 18 °C liefert für zwei extreme Rohrbestückungen folgende charakteristische Parameter bei Erreichen der Vollladung:

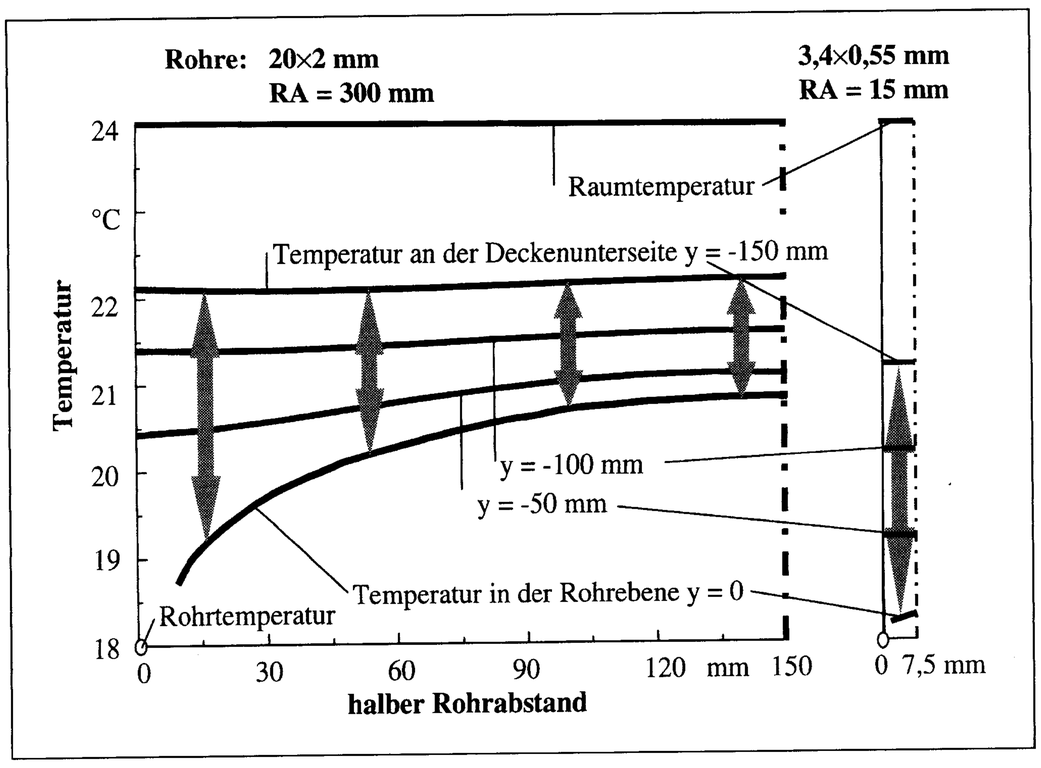

Bild 6. Temperaturverläufe bei Kühlung einer Massivdecke der Dicke 300 mm mit einer mittleren Kühlwassertemperatur von 18 °C bei einer Raumtemperatur von 24 °C unter stationären Bedingungen.
Auf der Oberseite befindet sich ein Kunststoffbelag (Dicke 10 mm). Das Rohrregister liegt mittig in der Decke.
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 („Speicherkälte") im Bauteil.

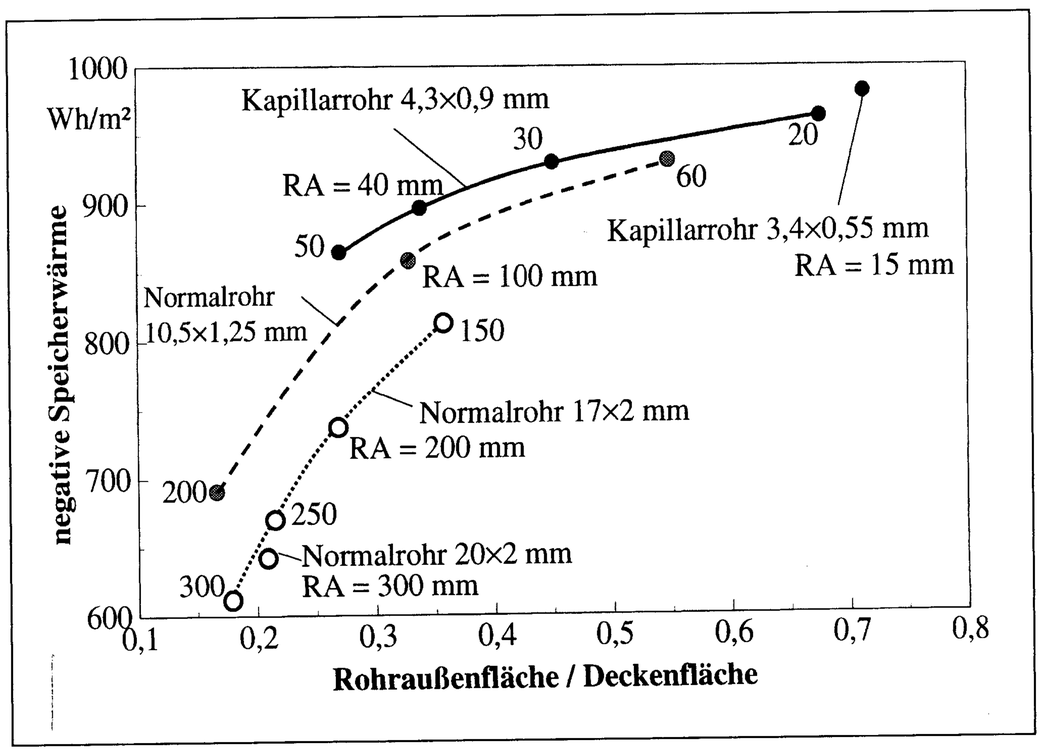

Bild 7. Korrelation zwischen der Rohroberfläche, die im Bauteil integriert ist, und der Speicherwärme unter gleichen Randbedingungen wie im *Bild 6* beschrieben.

– Normalrohr 20× 2 mm, RA = 300 mm ⇒
q_S = 645 Wh/m² nach ca. 40 h Betriebszeit
– Kapillarrohr 3,4 × 0,55 mm, RA = 15 mm ⇒
q_S = 982 Wh/m² nach ca. 20 h Betriebszeit.

Interessant sind auch die Wärmestromdichten (Kühlleistungen der Decke und des Bodens) im stationären Zustand von 28 W/m² bzw. 43 W/m².

Unter Bedingungen des eingeschwungenen Zustandes und bei Betrachten der derzeit realisierbaren Rohrbestückungen liegen die mittleren Kühlleistungen, die während des Nutzzeitraumes wirksam werden, näher beieinander wie *Bild 8* verdeutlicht.

Bei dicken Bauteilen oder reinen Wärmespeichern eignen sich mehrlagige Kapillarrohrmatten (*Bild 9*) besonders gut um homogene Speichertemperaturen zu erzielen.

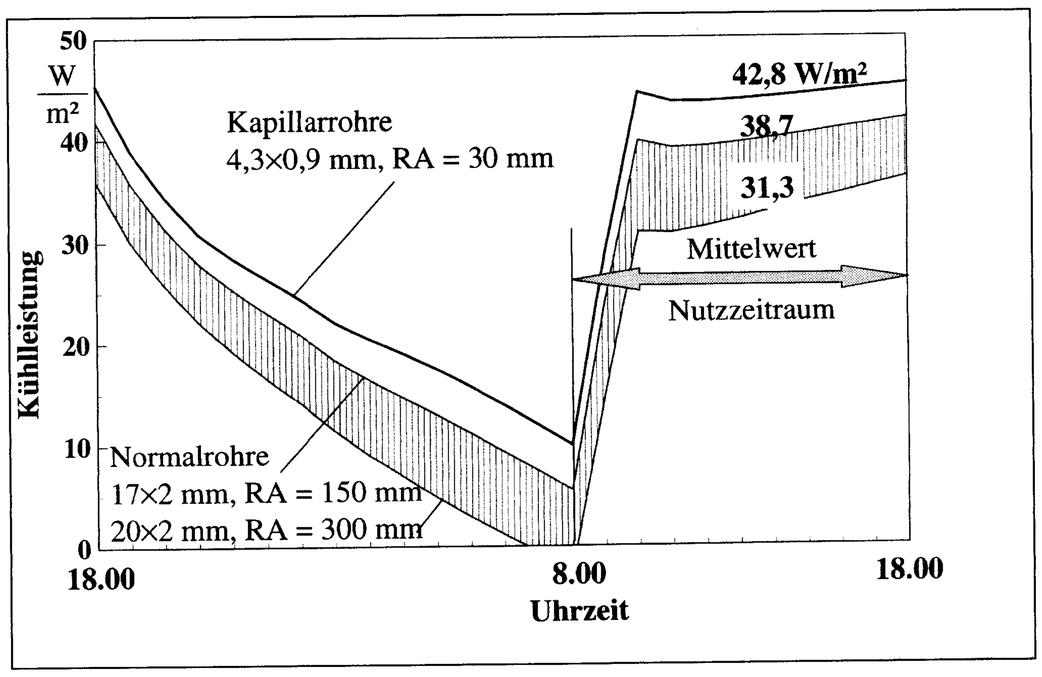

Bild 8. Kühlleistung (Wärmestrom aus dem Raum durch Wärmeaufnahme an der Deckenunterfläche und an der Fußbodenoberfläche) einer 300 mm dicken Betondecke im eingeschwungenen Zustand.
Es gelten die im *Bild 6* genannten konstruktiven Parameter. Die mittleren Leistungswerte beziehen sich auf zehn Stunden Nutzungszeit. Die Abkühlung der Decke erfolgt von 18^{00} Uhr bis 20^{00} Uhr mit einer mittleren Kaltwassertemperatur von 20 °C, von 20^{00} Uhr bis 24^{00} Uhr mit 19 °C und von 0^{00} Uhr bis 8^{00} Uhr mit 18 °C. Der angenommene Raumtemperaturverlauf schwankt zwischen 21 °C und 26 °C.

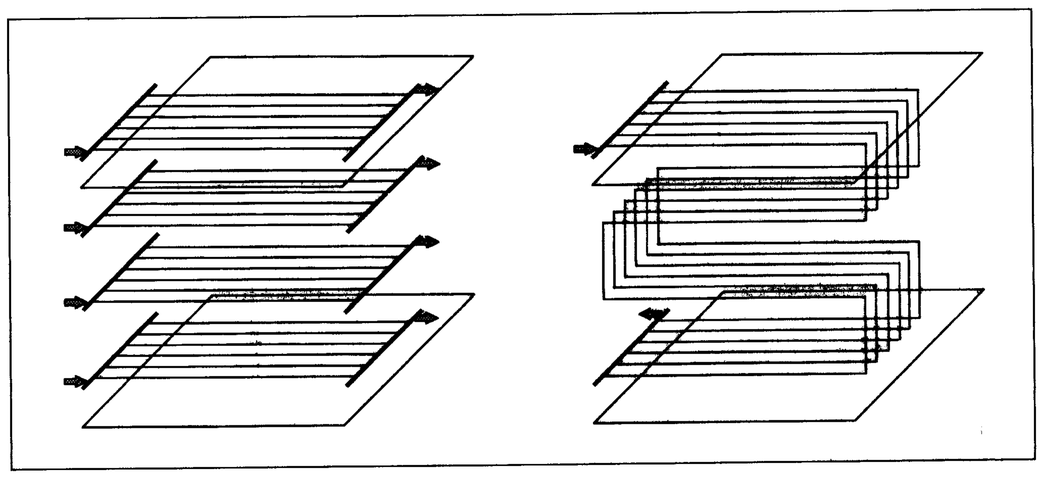

Bild 9. Einsatz von mehrlagigen Kunststoff-Kapillarrohrmatten in einem Speicher zur Erzielung einer homogenen Temperatur bzw. zum Erreichen von Isothermenflächen, die nahezu parallel zur Matte verlaufen.

5. Temperaturwelligkeit an der Oberfläche

Die Temperaturverläufe an der Bauteiloberfläche sollten möglichst geringe Temperaturunterschiede aufweisen.

Bei Fußbodenheizungen sind die maximalen Oberflächentemperaturen aus wärmephysiologischen Gründen begrenzt. Bei großen Temperaturwelligkeiten sind somit nur kleinere Wärmestromdichten realisierbar als bei nahezu homogenen Oberflächentemperaturen.

Bei aktiven Wand- und Deckensystemen werden durch große Temperaturwelligkeiten oftmals unschöne Farbveränderungen an der Oberfläche bewirkt.

In [2; 3] wurden unterschiedliche Wandsysteme detailliert untersucht und nachfolgende Temperaturverteilungen auf der raumseitigen Oberfläche (mittlere Temperatur t_{mi}; Minimaltemperatur tmin; Maximaltemperatur t_{max}; Welligkeit Δt_W) bei einer Raumtemperatur von 22 °C und der Wassertemperatur von 42 °C (Übertemperatur 20 K) durch Simulation ermittelt (siehe Tab. Seite 194 oben).

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. Demge-

Bauart	t_{mi} in °C	t_{min} in °C	t_{max} in °C	Δt_W in K
Kapillarrohrmatte RA = 15 mm in 15 mm Gips	38,0	38,0	38,1	0,1
Kupferrohrregister RA = 200 mm in 20 mm Gips	27,6	23,0	38,7	15,7
Kupferrohrregister RA = 150 mm in 20 mm Gips	29,5	25,0	38,6	13,6
Kupferrohrregister RA = 100 mm in 20 mm Gips	32,6	29,1	38,6	9,5
Kapillarrohrmatte RA = 15 mm in 35 mm Blähglas	34,3	33,7	35,0	1,3

genüber ergeben sich bei Kupferrohrregistern mit üblichen Rohrabständen beachtliche Temperaturschwankungen.

6. Druckverluste

Bezeichnend ist, dass beim ersten Betrachten von Kapillarrohrmatten mit Innendurchmesser der Röhrchen von 2,3 mm bzw. 2,5 mm sofort der *subjektive* Gedanke an einen *hohen* Druckverlust entsteht. Dies ist bei Auswertung der Rechenergebnisse aber *völlig unbegründet.*

Beispielhaft wird ein Raum mit einer Vollflächen-Fußbodenheizung von 20 m² betrachtet. Die Wärmestromdichte betrage 50 W/m². Für die Temperaturspreizungen des Heizwassers wurden 2 K sowie 4 K angesetzt und die Druckverluste für konventionelle Rohrverlegungen in mäanderförmigen Rohrschlangen (hintereinander oder bifilar) sowie für Kapillarrohrmatten untersucht (*Bild 10*). Die theoretischen Rohrlängen berechnen sich in allen Fällen gemäß

$$l = \frac{A_K}{RA} \tag{10}$$

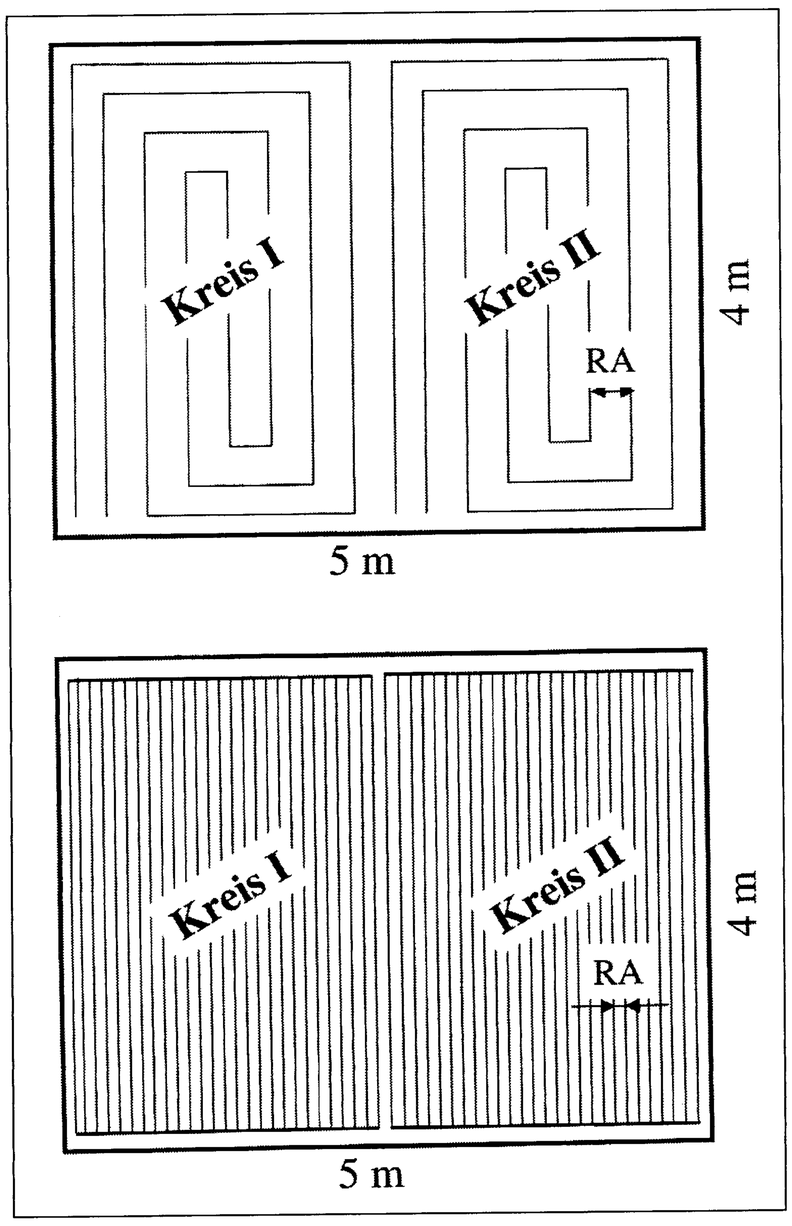

Bild 10. Beispiele für Rohranordnungen in einer Fußbodenheizfläche von 20 m².
oben: konventionelle Verlegung in Rohrschlangen (Vor- und Rücklauf sind stets abwechselnd verlegt).
unten: parallel angeordnete Kapillarrohrmatten
Die Rohrabstände RA sind in beiden Bildern nicht maßstäblich dargestellt!

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 [4] eingerechnet worden. Ein Auszug der umfangreichen Ergebnisse findet sich im *Bild 11*.

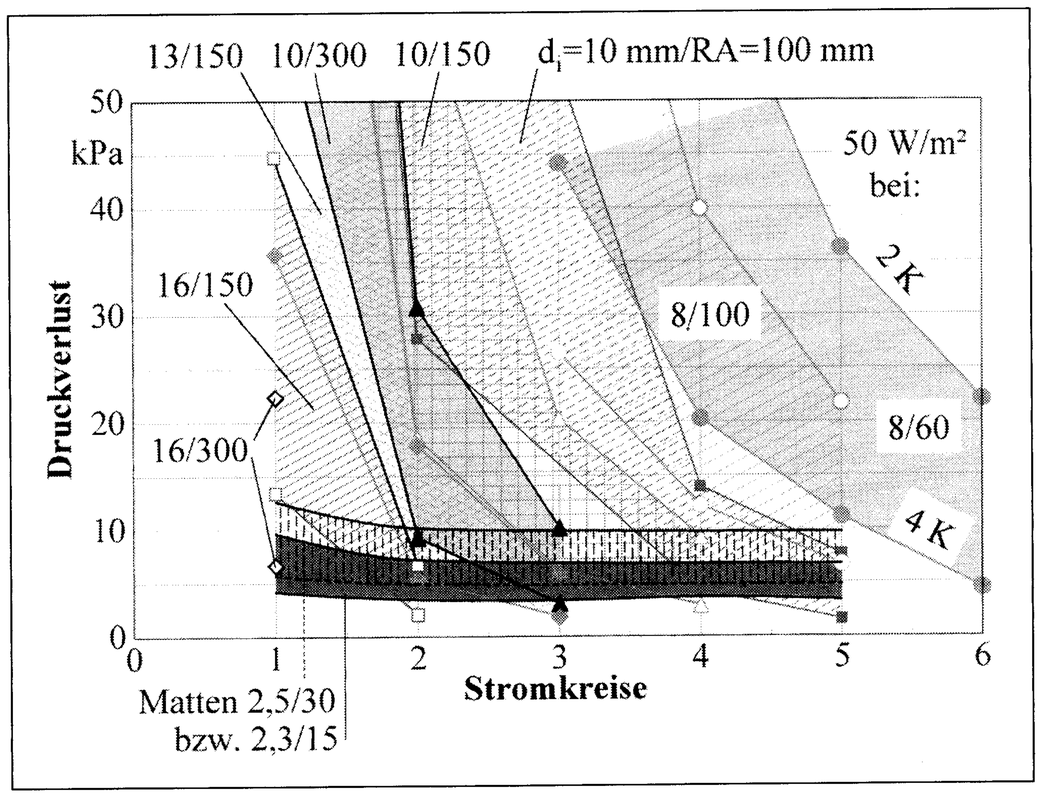

Bild 11. Fußbodenheizung mit einer Belegungsfläche von 20 m² und einer Wärmestromdichte von 50 W/m² mit unterschiedlichen Rohrsystemen im Vergleich der Anzahl der Stromkreise und der auftretenden Druckverluste.
Dargestellt sind die Ergebnisse für Temperaturspreizungen des Heizwassers von 4 K und 2 K (Kurve begrenzt den jeweiligen Bereich nach oben). Beschriftung der Bereiche: erste Zahl kennzeichnet den Rohrinnendurchmesser; zweite Zahl gibt den Rohrabstand an.

Es 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.
- 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 einen Druckverlust von etwa 22 kPa. Bei dieser Stromkreiszahl müssten bei Parallelanschluss an den Verteiler immerhin 12 Leitungen verlegt werden. Ein praktisch kaum realisierbarer Aufwand.
- Wollte man die aus Rohrschlangen gebildeten Stromkreise an eine übergeordnete Ringleitung im Tichelmann-Prinzip anschließen, kommt man der Parallel-

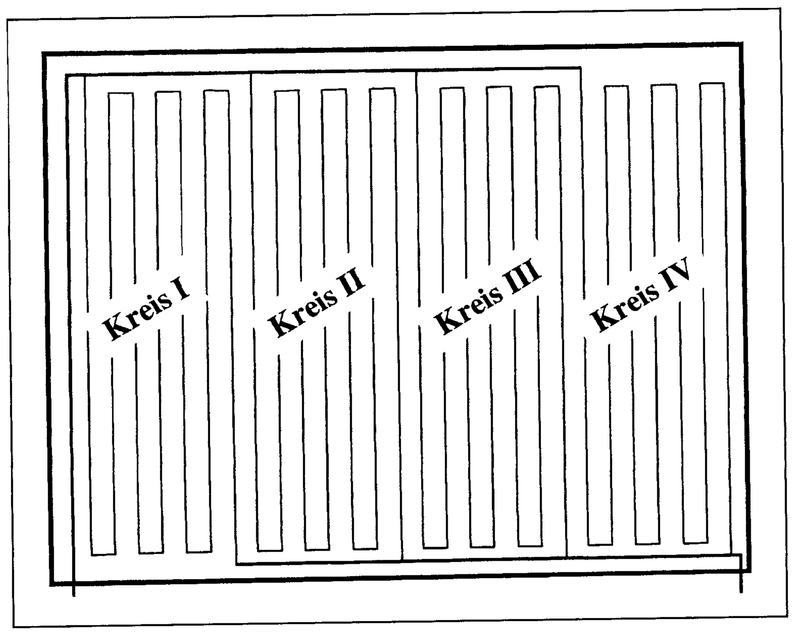

Bild 12. Aufteilung der Heizfläche in mehrere Heizkreise, die aus Rohrschlangen bestehen mit einer Verteil- und Sammelleitung nach dem Tichelmann-Prinzip.
Diese Verlegeart stellt einen Zwischenschritt zur Lösung mit Matten dar.

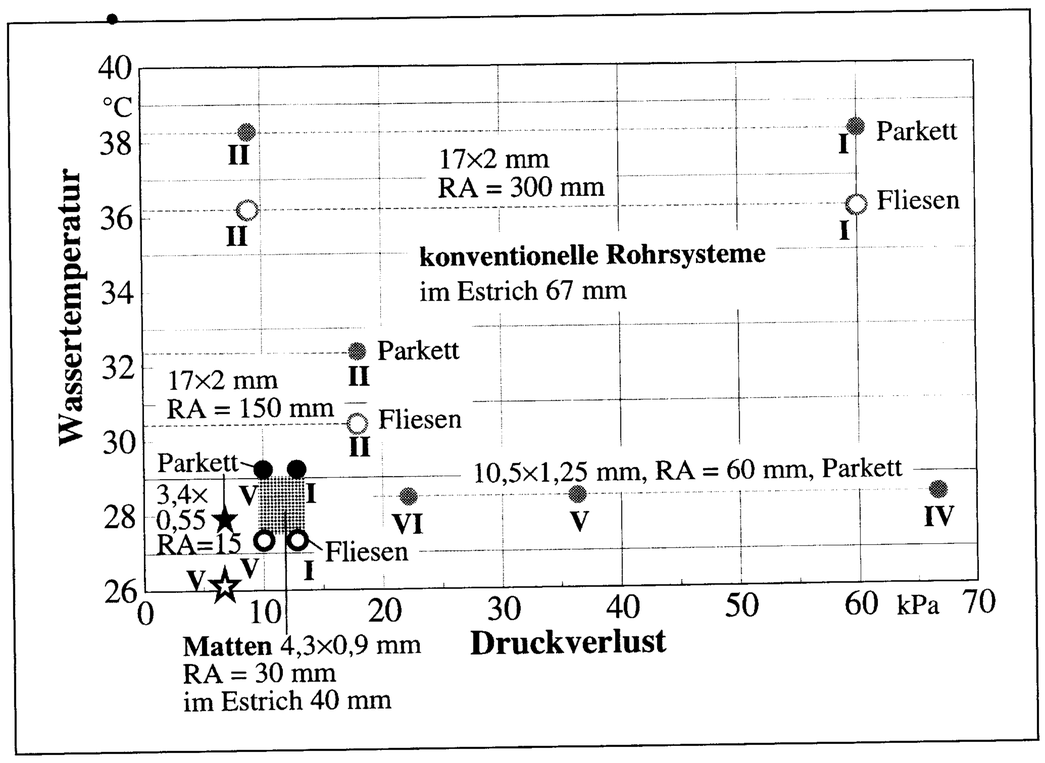

Bild 13. Fußbodenheizung mit einer Belegungsfläche von 20 m² und einer Wärmestromdichte von 50 W/m² mit unterschiedlichen Rohrsystemen im Vergleich der erforderlichen mittleren Heizmedientemperaturen und der auftretenden Druckverluste bei einer Temperaturspreizung von 2 K.
Die römischen Zahlen geben 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.

durchströmung sehr nahe (*Bild 12*). Im Extremfall entspricht diese Philosophie der Mattenlösung.

Das *Bild 13* zeigt wiederum die Kombination von zwei Entwicklungszielen, möglichst niedrige Wassertemperaturen und kleine Druckverluste. Die *Einzelziele* sind mit herkömmlichen Systemen erreichbar, beispielsweise sind *niedrige Wassertemperaturen* 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.*

7. Materialeinsatz und Schwächung des Bauteils

Bezüglich des Materialeinsatzes ist es nur sinnvoll, wärmetechnisch interessante sowie hydraulisch realisierbare

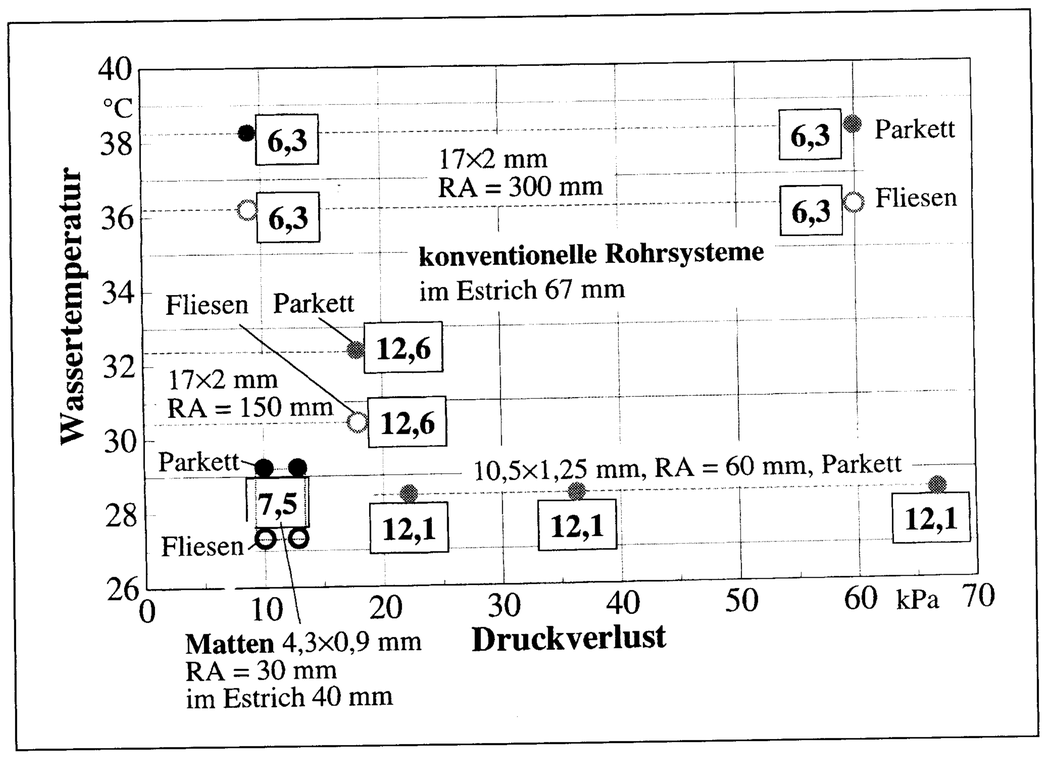

Bild 14. Fußbodenheizung mit einer Belegungsfläche von 20 m² und einer Wärmestromdichte von 50 W/m² mit unterschiedlichen Rohrsystemen im Vergleich der erforderlichen mittleren Heizmedientemperaturen und der auftretenden Druckverluste bei einer Temperaturspreizung von 2 K und Angabe des Materialeinsatzes (Zahlen stehen in Kästen) für die Kunststoff-Rohrregister (Schlangen bzw. Matten mit Verteilerrohren) in l/20 m².

Lösungen zu vergleichen. *Bild 14* wurde deshalb um die erforderlichen Materialvolumina ergänzt. Das Materialvolumen ist wiederum für den bereits mehrfach betrachteten 20 m² großen Raum ermittelt. Als gut vorstellbare Einheit wurde Liter pro Fläche (l/20 m²) gewählt. Unter optimalen thermodynamischen und hydraulischen Bedingungen liefert der Einsatz von Kapillarrohrmatten den sehr günstigen Wert von 7,5 l/20 m². Dies sind 19 % mehr als bei Rohrschlangen 17×2 mm, RA = 300 mm, aber 40 % weniger als bei Rohrschlangen 17×2 mm, RA = 150 mm und 38 % weniger als bei Rohrschlangen 10,5×1,25 mm, RA = 60 mm.

Bezüglich der Schwächung des Bauteiles werden zwei Größen diskutiert:

- Rohrvolumen einschließlich der Verteilung bei Matten in l/m²
- Rohrschnittfläche in der Registerebene m²/m² bzw. in %.

Für die relevanten Rohrschlangen- und Mattenvarianten gelten (siehe Tabelle Seite 195 unten):

Die Matte 4,3×0,9 mm; RA = 30 mm weist die optimalen Relationen auf.

8. Fazit

Mit konventionellen Rohrschlangensystemen, die in raumbegrenzenden Bauteilen integriert sind, können bei entsprechender Auswahl der Rohrdurchmesser und Rohrabstände

Registerform	Rohr mm	Rohrabstand mm	Rohrvolumen l/m²	Rohrschnittfläche %
Rohrschlange	17×2	300	0,76	5,7
Rohrschlange	17×2	150	1,51	11,3
Rohrschlange	14×2	100	1,54	14,0
Rohrschlange	10,5×1,25	60	1,44	17,5
Matte	4,3×0,9	30	0,64	14,3
Matte	3,4×0,55	15	0,76	22,7

die einzelnen Zielfunktionen (hohe Wärmestromdichten, große Speicherwärmen oder niedrige Druckverluste) sehr gut erfüllt werden, wobei in den meisten Fällen die übrigen Parameter dann ungünstige Werte aufweisen.

Bei Flächenheizungen und -kühlungen sowie bei flächenförmigen Speicherbauteilen mit Kapillarrohrmatten (parallele Durchströmung von Rohren kleiner Durchmesser mit geringen Rohrabständen) ergeben sich durchweg sehr gute Ergebnisse auch bezüglich kombinierter Zielfunktionen. Dies betrifft:

- *thermodynamische Kriterien*
  - niedrige Über- oder Untertemperaturen des Wärmeträgers (≡ mittlere Wassertemperatur nahe der Raumtemperatur) bei vorgegebener Wärmestromdichte sogar bei Baustoffen mit kleiner Wärmeleitfähigkeit
  - gute Dynamik des Systems beispielsweise kurze Aufheizzeiten
  - sehr geringe Temperaturwelligkeit an der Bauteiloberfläche und nahezu parallele Isothermenflächen zur Rohrregisterebene im Bauteil
  - große verfügbare Wärme in Speicherbauteilen zum Beispiel in Massivdecken
- *hydraulische Kriterien*
  - niedrige Druckverluste auch bei sehr kleinen Temperaturspreizungen
  - nahezu gleichmäßige Druckverluste auch bei unterschiedlichen Stromkreisflächen bei einer konstanten Flächenabmessung
  - einfache Planung infolge guter Verknüpfbarkeit der Stromkreise
- *bautechnische Kriterien*
  - geringer Materialeinsatz für das Kapillarrohrmatten-System
  - geringe Schwächung des Bauteils durch die Kapillarrohrmatten, mehrlagige Anordnungen möglich.

Die gleichzeitige sehr gute Erfüllung der unterschiedlichen Anforderungen erlaubt es, von einem *umfassenden optimalen Kompromiss* der technischen Lösung zu sprechen. 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 „verschwenden“ darf. Ist kaum potentielle Energie vorhanden, dann fließt er in parallelen Verzweigungen, wie z. B. in einem Mündungsdelta üblich.

Zusätzliche Wärmeleitrippen zwischen den Fluidkanälen – wie beispielsweise bei Fußbodenheizungen im Trockenverlegeverfahren üblich – bringen bei den kleinen Rohrabständen keine merkliche Verbesserung. Stattdessen wären nötigenfalls engere Rohrabstände sinnvoll. Die Natur arbeitet offenbar nach dem gleichen Bauprinzip.

Unter Nutzung der Kapillarrohrmatten können sogar Baustoffe mit kleiner Wärmeleitfähigkeit Verwendung finden. Man sollte mit Phantasie neue Konstruktionen entwerfen. Die Evolution probiert auch viele Dinge aus.

Hindernisse, die oftmals in der handwerklichen Umsetzung mit neuen Baustoffen oder Halbzeugen gesehen werden, sollten in Anbetracht der enormen technischen Entwicklung insbesondere auch im Bauwesen vor allem aber in Anbetracht der Leistungen der „natürlichen Baukünstler“ nicht leichtfertig vorgebracht werden.

Schätzungsweise eine Million m^2 Kunststoff-Kapillarrohrmatten im bewährten Kühldeckeneinsatz über Jahre hinweg sollten Mut machen, auch weitere Einsatzgebiete zu erschließen. Die besonderen Vorteile liegen bei der Erfassung, der Speicherung und der Verteilung von Umweltenergie.

Literatur

[1] *Glück, B.:* Wärmetechnisches Raummodell – Gekoppelte Berechnungen und wärmephysiologische Untersuchungen. Heidelberg: C. F. Müller Verlag 1997.

[2] *Glück, B.:* Thermische Bauteilaktivierung – Nutzen von Umweltenergie und Kapillarrohren. Heidelberg: C. F. Müller Verlag 1999.

[3] *Glück, B.:* Leistungen und Dynamik von Wandheizungen im Vergleich. Gesundheits-Ingenieur 120 (1999) H. 8, S. 179 – 185.

[4] *Glück, B.:* Hydrodynamische und gasdynamische Rohrströmung – Druckverluste (Reihe: Bausteine der Heizungstechnik). Berlin: Verlag für Bauwesen 1988.