

Die zweifellos gute Idee der thermischen Bauteilaktivierung zur Verringerung der klimatechnischen Aufwendungen hat sich sehr schnell verbreitet, wie Planun-

gen und Bauten mit diesem System be- weisen. Der Wissensstand über die Lei- stungsmöglichkeiten ist teilweise noch gering. Veröffentlichungen zu diesem Thema lassen sehr viele Wünsche offen

und gehen oftmals von falschen Ansät- zen aus. Es soll deshalb nachfolgend ver- sucht werden, auf einige Grundlagen ob- jektiv hinzuweisen.

Thermische Bauteilaktivierung

Bernd Glück, Jöbnitz (Plauen)

Stand der Diskussion

Die derzeitigen Diskussionen über die thermische Bauteilaktivierung weisen bewußt oder unbewußt einige Mängel auf, so daß die Sorge besteht, daß der Ruf dieses Systems durch unsachgemäßen Einsatz irreversiblen Schaden nimmt. Die Euphorie um die Doppelfassade, die zur „Klimafassade“ erklärt wurde, zeigte, wie Bedenken außer acht gelassen wurden. Sie zeigte aber auch, daß die physikalischen Tatsachen unbestechlich sind. Fehler werden auch nicht durch Negieren oder Schönreden eines großen Kreises von „Fachleuten“ – quasi durch Mehrheitsbeschluß – beseitigt. Wer auf Schwächen oder bestehende Überlegungen aufmerksam macht, handelt verantwortungsbewußt und ist nicht a priori zukunftsfeindlich. Nur wer die zukünftigen Anwendungsgebiete sorgfältig ausleuchtet, gibt dem Neuen eine bleibende Chance. Vieles gäbe es in den Veröffentlichungen zur thermischen Bauteilaktivierung zu entgegnen und zu vertiefen, denn manche Aussagen sind außerordentlich platt. Darüber täuschen auch aufwendige Versuche nicht hinweg. Dieser Widerspruch bliebe aber bruchstückhaft. Stattdessen wird der Versuch unternommen, einige Grundsätze anzusprechen, die nicht unbedingt neu, aber offensichtlich erinnerungswürdig sind.

Grundprinzipien der thermischen Bauteilaktivierung

Passivsystem

Bei der thermischen Bauteilaktivierung handelt es sich vom Grundsatz her um ein Passivsystem. Aktiv wird nur die Beladung des Bauteils (positiver oder negativer Wärmestrom) betrieben. Die Entladung des Bauteils, die zur

Raumheizung oder Raumkühlung dient, erfolgt rein passiv. Sie unterliegt nicht dem Einfluß des Raumnutzers, was ein entsprechendes Verständnis und einen Akzeptanzwillen voraussetzt.

Das System besitzt einen ausgeprägten Selbstregulierungseffekt, z.B. wird eine nachts abgekühlte Decke mit steigender Raumtemperatur den Wärmestrom aus dem Raum erhöhen. Analog zu einem Proportionalregler ist damit natürlich eine bleibende „Sollwertabweichung“ verbunden. D.h. im Klartext, es können keine Raumzustandsbereiche zugesichert werden, sie sind lediglich mit statistischen Mitteln abschätzbar. In entsprechende Simulationsrechnungen gehen die Witterungsverläufe, die Raumlasten und die Beladungscharakteristiken ein.

Die sinnvolle Betriebsweise von Passivsystemen – siehe diverse solare Nutzungssysteme – beinhaltet auch stets Prognoseelemente, beispielsweise zum Witterungsverlauf, zum Lastverlauf usw.

Diese Aufzählung muß die Nutzung der thermischen Bauteilaktivierung nicht ausschließen, sie ist dem Bauherren aber zu verdeutlichen. Akzeptanzverhalten im privaten Bereich kann bei gewerblicher Nutzung nicht vorausgesetzt werden.

Träges System

War man in der Vergangenheit stets bestrebt, alle Raumlasten möglichst schnell und nahezu trägheitslos zu kompensieren, ist nunmehr ein völliges Umdenken erforderlich. Abweichungen im Tagesverlauf gegenüber dem geplanten Gang können durch kurzfristiges Aktivieren des Systems nicht kompensiert werden. Die Reaktionszeiten sind erstens viel zu groß und zweitens würde die gewünschte Energieeinsparung meistens konterkariert. Zusatzsysteme sind in der Regel erforderlich. Betreffs der

Heizung hat man sich meistens mit der Installation eines Brüstungsheizsystems abgefunden.

Energieeinsatz

Das Hauptargument für den Einsatz der thermischen Bauteilaktivierung ist die Nutzung von Umweltenergie und damit die Abkehr vor allem von elektrisch erzeugter Kälte. Dieser gute Ansatz muß aber auch konsequent umgesetzt werden, denn nur er gestattet, auch Passivsysteme nachzuschalten. Infolge der Nichtregelbarkeit dieser Systeme ist stets eine gewisse „Energieverschwendung“ mit deren Einsatz verbunden. Nur was nichts kostet und die Umwelt nicht belastet, darf verschwendet werden! Der Energiemehrverbrauch hat mehrere Einflußfaktoren, beispielsweise falsche Ladestrategie durch fehlerhafte Prognose über Witterungs- und Lastverläufe, bleibende Abweichung beim Selbstreguliereffekt, Außerkräftsetzen des Selbstreguliereffektes durch Fensteröffnung usw.

Leider wird die Notwendigkeit des Umweltenergieeinsatzes mitunter absichtlich mißachtet, wenn beispielsweise damit geworben wird, daß die „Kältespeicherung“ nachts mit den Kältemaschinen erfolgt, die tagsüber anderweitig verfügbar sind [1]. Dieser Ansatz spiegelt primitivste Investorenmentalität wider. Billig in der Anschaffung, unverantwortlich hohe Energiekosten. Hier wird mehr Primärenergie vergeudet als bei einer zeitgleichen Bedarfskühlung. Wer Maschinenkapazität sparen will oder beabsichtigt kostengünstigen Nachtstrom einzusetzen, sollte besser eine Anlage mit Latentwärmespeicher bauen, die eine regelbare Raumkühlung zuläßt.

Funktionstüchtigkeit

Die „Verkäufer“ dieser Systeme stellen die Funktionstüchtigkeit stets sehr anschaulich für den Win-

Dr.-Ing. habil. Bernd Glück, geb. 1942, Studienrichtung TGA, war tätig am Institut für Thermodynamik und Energiewirtschaft der TU Dresden, in der TGA-Planung, im Industrieinstitut TGA und im Zentralbereich Ingenieurtechnik bei ROM in leitender Funktion auf dem Gebiet der Heizungs- und Lüftungstechnik, jetzt eigenes Forschungs- und Entwicklungsbüro TGA; bisher über 160 Buch- und Zeitschriftenveröffentlichungen.

ter- und Sommerbetriebsfall dar. Die Verhältnisse samt der Prognosen für den nächsten Tag sind dann eindeutig. Der kompliziertere, aber auch typischere Nutzungszeitraum ist durch die sogenannten Übergangsbedingungen geprägt. Morgens heizen, ab mittags kühlen; im Rauminnen stets kühlen, in Fasadennähe heizen. Das aktivierte Bauteil läßt sich aber nicht „abschalten“. Eine zusätzliche, trägheitsarme Heizung wird die Anpassung übernehmen, vor einer zusätzlichen Spitzenkühlung nimmt man aber – vielleicht noch – Abstand.

Speicherkapazität

Es werden stets spezifische „Speicherkapazitäten“ von 600 Wh/m² für eine 300 mm dicke Betondecke bei einer nutzbaren Temperaturdifferenz von 3 K genannt [1; 2]. Dieser Wert ist eine theoretische Größe. Ein physisch vorhandener Speicher sagt noch nichts über den Lade- oder Entladestrom aus. Die gespeicherte Wärme ist des weiteren stets auf eine Basis zu beziehen. Physikalisch begründet wäre es, die Raumtemperatur zu verwenden. Da diese sich im Tagesgang aber ändert, sollte man beispielsweise den flächenbezogenen Wärmestrom an den Raum oder vom Raum für einen „Normtagesgang“ berechnen oder messen.

Übrigens wird in [1] genannt, daß man über 10 Stunden einen Lasteintrag von 35 bis 40 W/m² wiederholbar kompensieren konnte. Dies ergibt 350 bis 400 Wh/m², d.h. es sind nur ca. 60 % der ursprünglichen Angabe.

Simulationsergebnisse

Viele Fachkollegen berufen sich auf durchgeführte Simulationen. Leider werden die Algorithmen nicht offengelegt, wie es eigentlich wissenschaftlicher Brauch sein müßte. Es wird beispielsweise bezweifelt, daß man stets die Temperaturdynamik im Deckenquerschnitt zweidimensional untersuchte und die Rohrlage und Rohrgeometrie mit einbezog. Dies stellt aber – wie noch gezeigt wird – einen sehr wichtigen Einflußfaktor dar. Bei den üblichen großen Rohr-

abständen ist keine verallgemeinerungsfähige, eindimensionale Betrachtung vertretbar.

Speicherfähigkeit als Funktion des Rohrsystems

In [3] wurden zwei unterschiedliche Systeme bezüglich ihrer Speicherwärme miteinander verglichen. Bezeichnenderweise ist dabei die Wärmespeicherkapazität der Decke jeweils gleich groß:

Dicke 300 mm, Belagdicke 10 mm, Wärmeleitfähigkeit des Betons 1,4 W/(m K) und des Belages 0,07 W/(m K), spezifische Wärmekapazität des Betons 1050 J/(kg K), Betondichte 2400 kg/m³), wasserdurchflossenes Rohrregister symmetrisch verlegt.

Variante I: (**Bild 1**), Kunststoffrohre 20x2 mm, Rohrabstand 300 mm

Variante II: (**Bild 2**), Kunststoffkapillarrohre 3,4x0,55 mm, Rohrabstand 15 mm.

Anstelle von aufwendigen dynamischen Modellen wurde zunächst ein stationärer Kühlfall betrachtet. Es wurde ein Simulationsprogramm nach [4; 5] benutzt, das auf den Algorithmus [6] zurückgeht. Dieser Algorithmus ist verifiziert, weshalb es unverständlich ist, daß in verschiedenen Laboratorien derzeit aufwendige stationäre Leistungsversuche an Bauteilen mit Rohrregistern erfolgen. Untersucht wurde die theoretisch verfügbare, „negative“ Speicherwärme bei einer Wassertemperatur von $t_w = 18^\circ\text{C}$ und einer konstanten Raumtemperatur von $t_{Ru} = t_{Ro} = 24^\circ\text{C}$.

Ergebnisse der Variante I:

Kühlleistung (Wärmeaufnahme vom unteren Raum und insgesamt): 17,9 W/m²; 27,0 W/m². Mittlere, minimale und maximale Temperatur an der Deckenunterseite: 22,1 °C; 22,1 °C; 22,2 °C.

Temperaturverteilung im Deckenquerschnitt für den halben Rohrabstand (150 mm): **Tabelle 1**.

Bezogen auf die Raumtemperatur von 24 °C sind in der Decke $q_s = -0,646 \text{ kWh/m}^2$ gespeichert.

Ergebnisse der Variante II:

Kühlleistung (Wärmeaufnahme vom unteren Raum und ins-

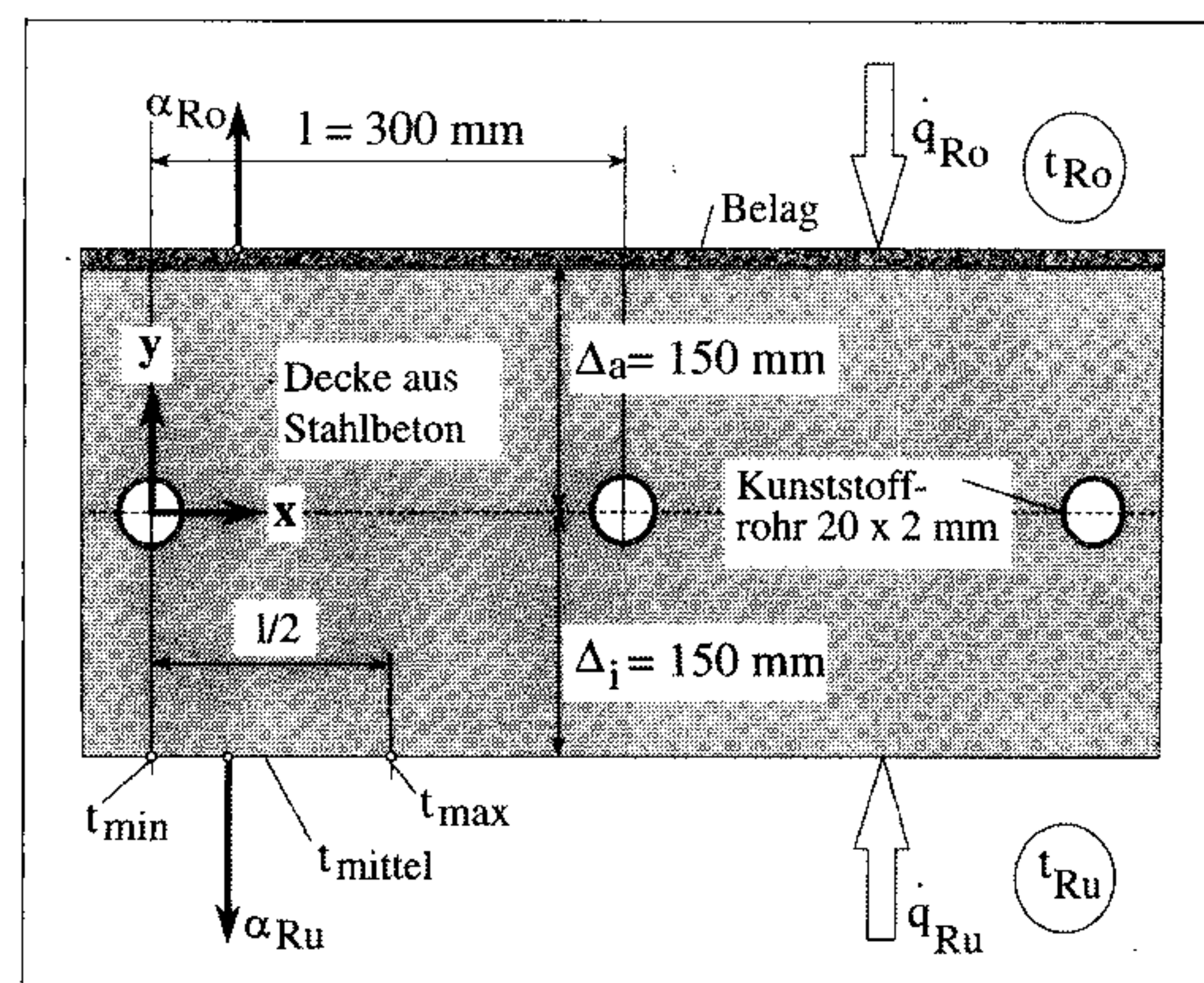


Bild 1 Aufbau einer thermisch aktiven Decke mit konventionellen Rohrregistern.

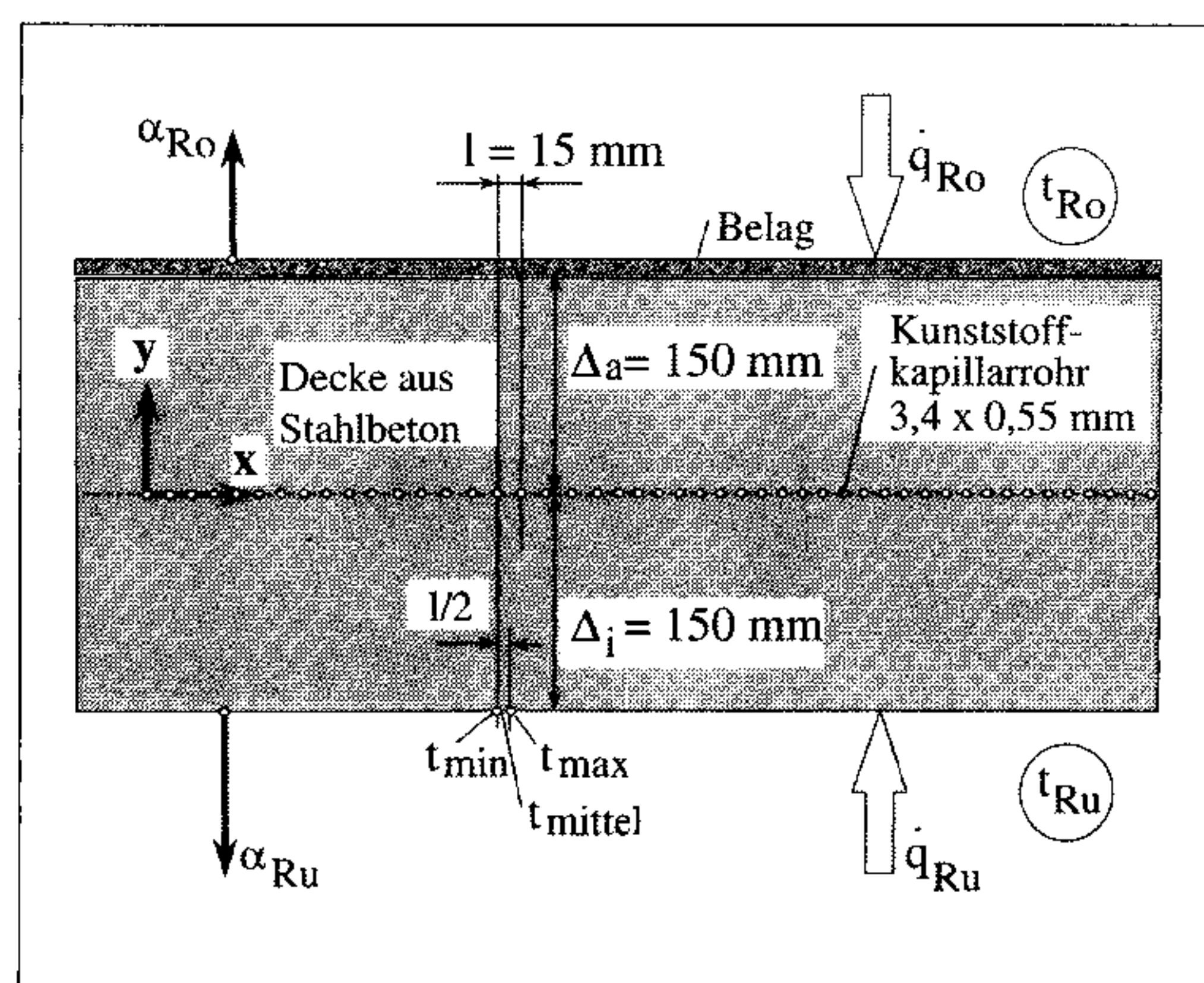


Bild 2 Aufbau einer thermisch aktiven Decke mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten zur Erhöhung der Wärmespeicherung und zur Verbesserung der Dynamik.

gesamt): 27,9 W/m²; 42,0 W/m². Mittlere, minimale und maximale Temperatur an der Deckenunterseite: 21,2 °C; 21,2 °C; 21,2 °C. Temperaturverteilung im Deckenquerschnitt für den halben Rohrabstand (7,5 mm): **Tabelle 2**. Bezogen auf die Raumtemperatur von 24 °C sind in der Decke $q_s = -0,982 \text{ kWh/m}^2$ gespeichert.

Tabelle 1 Stationäre Temperaturverteilung in einer Decke herkömmlicher Konstruktion nach Bild 1.

Temperaturen in °C	x = 0 mm	x = 50 mm	x = 100 mm	x = 150 mm
y = 150 mm	21,1	21,2	21,2	21,3
y = 100 mm	20,7	20,8	20,9	21,0
y = 50 mm	20,1	20,4	20,7	20,8
y = 0 mm	18,0 (Rohr)	20,2	20,7	20,8
y = - 50 mm	20,4	20,7	21,0	21,1
y = - 100 mm	21,4	21,4	21,5	21,6
y = - 150 mm	22,1	22,1	22,2	22,2

Tabelle 2 | Stationäre Temperaturverteilung in einer Decke mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten nach Bild 2.

Temperaturen in °C	x = 0 mm	x = 2,5 mm	x = 5 mm	x = 7,5 mm
y = 150 mm	19,7	19,7	19,7	19,7
y = 100 mm	19,2	19,2	19,2	19,2
y = 50 mm	18,7	18,7	18,7	18,7
y = 10 mm	18,3	18,3	18,3	18,3
y = 0 mm (Rohr)	18,0	18,2	18,2	18,3
y = -10 mm	18,4	18,4	18,4	18,4
y = -50 mm	19,2	19,2	19,2	19,2
y = -100 mm	20,2	20,2	20,2	20,2
y = -150 mm	21,2	21,2	21,2	21,2

Die Wärmekapazität der Decke ist natürlich gleich geblieben, aufgrund der Einbringung der Kapillarrohrmatte entsteht aber eine Erhöhung der Speicherwärme – in diesem Fall der „gespeicherten Kälte“ – um 52 %.

Die Grafik im **Bild 3** stellt diesen großen Unterschied nochmals gegenüber. Die Temperaturverläufe in unterschiedlichen Abständen unterhalb der Rohrebene sind jeweils entlang des halben Rohrabstandes aufgetragen. Sie liegen im Bauteil mit der Kapillarrohrmatte deutlich niedriger. Die Vertikalpfeile kennzeichnen den Temperaturbereich der Betondecke im stationären Ladezustand.

Es ist weiterhin bemerkenswert, daß die Kühlleistung (Wärmeaufnahme) des Bauteils im Falle des Kapillarrohrmatteneinsatzes ebenfalls um 56 % höher liegt, als im Falle herkömmlicher Verrohrung.

Instationäre, zweidimensionale Temperaturberechnung der Systeme

Zur Untersuchung der zweidimensionalen, instationären Wärmeleitung in Decken mit Rohrregistern wurde abgeleitet von der Fourierschen Differentialgleichung ein Rechenprogramm geschrieben, welches die numerische Lösung einer Differenzengleichung beinhaltet. Das Verfahren arbeitet rein explizit im Zeitschritt, weshalb aus Stabilitätsgründen eine Beschränkung für den Zeitschritt gilt, wobei α die Temperaturleitfähigkeit und $\Delta x, \Delta y$ die geometrischen Diskretisierungen darstellen:

$$\Delta \tau < \frac{1}{2\alpha \left(\frac{1}{\Delta x^2} + \frac{1}{\Delta y^2} \right)}$$

Beachte: Die Koordinaten x und y sind gegenüber dem stationären Algorithmus vertauscht! Als Besonderheiten wurden bei der Programmgestaltung berücksichtigt (vgl. **Bild 4**):

- Es wird stets ein Deckenabschnitt von Rohrmitte bis zur Symmetrieachse zwischen zwei Rohren betrachtet.
- Das Rohr wird als Rechteck, vorzugsweise als Quadrat approximiert und von einer Symmetrielinie zwischen zwei vertikalen Gitterlinien geschnitten.
- Das Rohr besteht aus minimal vier, in der Regel aus 12 Gitterpunkten.

● Die obere und die untere Deckenschicht liegen jeweils auf einer Symmetrielinie zwischen zwei horizontalen Gitterlinien, d.h., die jeweils begrenzenden Gitterlinien $i = 0$ und $i = imax$ liegen um eine halbe Schichtdicke außerhalb des Bauteils. Dadurch wird die Genauigkeit bei Randbedingungen 3. Art (Wärmeübergangsbedingung) erhöht.

● Die Rohroberflächentemperatur wird als Randbedingung 1. Art angesetzt. Ihre Größe wird den realen Verhältnissen angepaßt, indem der Wärmestrom vom Rohr an das Bauteil im vorhergehenden Zeitschritt berechnet und für das reale Rohr ($d_i/d_a, \lambda_{Rohr}$) aus der gegebenen Wassertemperatur bestimmt wird. Eine Dämpfung bei Temperatursprüngen ist eingebaut, da gemäß dem Differenzenverfahren zunächst sehr große Wärmestromdichten entstehen können.

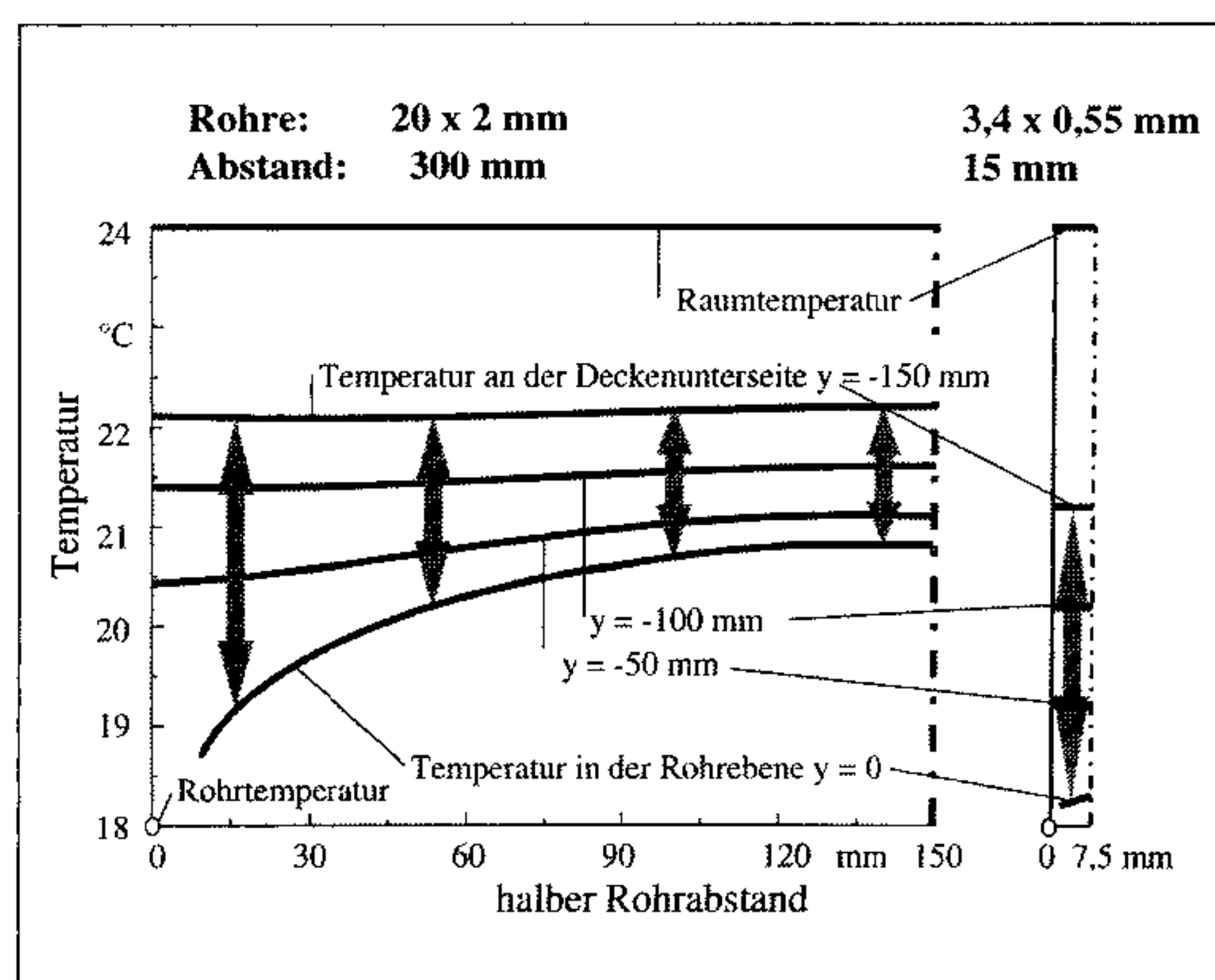
● Die Wassertemperatur t_w und die Raumtemperaturen t_{Ro}, t_{Ru} können als Zeitfunktionen vorgegeben werden.

● Die Wärmeübergangskoeffizienten (Konvektion und Strahlung) vom Bauteil zum Raum oben α_{Ro} bzw. unten α_{Ru} entsprechen bei Wärmestrom nach oben der Baskennlinie für Fußbodenheizung bzw. für Kühldecken

$$\alpha = 8,92 \Delta t^{0,1} \text{ W/(m}^2\text{K)},$$

bei Wärmestrom nach unten (Heizdecke bzw. Kühlboden) gilt in guter Näherung

Bild 3 | Temperaturverläufe bei Kühlung des Bauteils im stationären Zustand bei einer Wassertemperatur von 18 °C und einer Raumtemperatur von 24 °C, dargestellt von einer Rohrachse bis zur Mitte der jeweils rechts davon liegenden nächsten Rohrachse. Die Vertikalpfeile kennzeichnen den Temperaturbereich des Betons im stationären Ladezustand.



links: konventionelle Konstruktion nach Bild 1
rechts: Konstruktion mit Kapillarrohrmatte nach Bild 2
Die bezogen auf das Raumtemperaturniveau gespeicherte „Kälte“ ist beim Kapillarrohreinsatz um 52 % größer als bei der konventionellen Lösung.

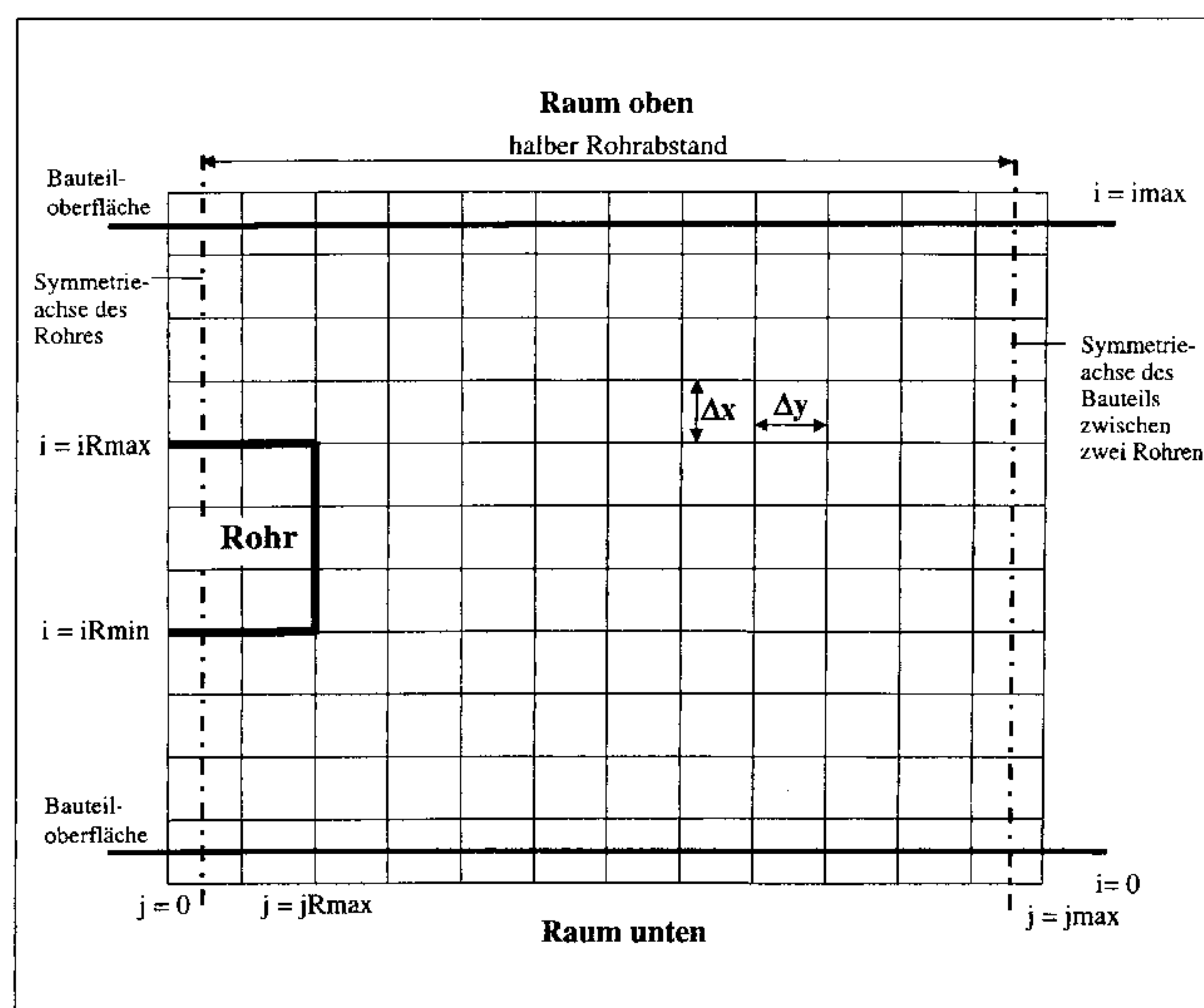


Bild 4 | Gitter für die dynamische, zweidimensionale Berechnung des Temperaturfeldes im Speicherbauteil nach einem numerischen Verfahren mit Darstellung der verwendeten Approximationen für die Rohre und Bauteilbegrenzungen.

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

● Da der Fußbodenbelag nur stationär, eindimensional wärmeleitend betrachtet wird, erfolgt die Zusammenfassung seines Wärmeleitwiderstandes mit α_{R0} zu einem Teilwärmedurchgangskoeffizienten κ_0 . Er wird im Algorithmus wie ein Wärmeübergangskoeffizient behandelt.

● Werden die Rohre zeitweise nicht durchflossen (passiv), dann wird das Bauteil als homogen betrachtet.

● Die im Bauteil gespeicherte Wärme wird für die Temperatur eines jeden Gitterpunktes berechnet, wobei auf die Temperatur des unter der Decke liegenden Raumes t_{Ru} bezogen wird.

● Es werden Bilanzrechnungen über die vom Rohr ins Bauteil eingetragene Wärme, die vom Bauteil an die Räume abgegebene Wärme und die gespeicherte Wärme vorgenommen. Hierbei ist die Genauigkeit allerdings begrenzt, da die Wärmeströme über mittlere Temperaturgradienten bestimmt werden.

Zunächst wurden Ausgleichsvorgänge berechnet, indem die Decken eine homogene Temperatur von 24°C aufwiesen und über eine unbegrenzt lange Zeit die Rohre mit Wasser der Temperatur $t_w = 18^\circ\text{C}$ beaufschlagt werden. Die Raumtemperaturen blieben $t_{Ru} = t_{R0} = 24^\circ\text{C} = \text{const.}$ Hierbei erfolgt ein asymptotischer Temperaturgang, der im stationären Zustand enden muß, welcher den Untersuchungen im o. Abschnitt „Speicherfähigkeit als...“ entspricht. Die Berechnung umfaßte die Varianten I und II (Bilder 1, 2). Des weiteren sind jeweils zwei unterschiedliche Gitterapproximationen (grob und fein) verwendet worden.

Variante I

Es wird die Konstruktion nach Bild 1 untersucht. Das grobe Gitter hat die Abmessungen $\Delta x = \Delta y = 15 \text{ mm}$, woraus sich zur Deckennachbildung gemäß Bild 4 $i_{max} = 21$ und $j_{max} = 11$ ergeben. Als Zeitschrittweite gilt $\Delta\tau = 100 \text{ s}$. Die Rohre werden nur durch vier Gitterpunkte approximiert, sie liegen symmetrisch in der Decke ($i_{Rmin} =$

10 , $i_{Rmax} = 11$, $j_{Rmax} = 1$). Damit beträgt der äußere Rohrumfang 60 mm , in der Realität $62,8 \text{ mm}$.

Für das feine Gitter gelten: $\Delta x = \Delta y = 5 \text{ mm}$, $i_{max} = 61$ und $j_{max} = 31$, Zeitschrittweite $\Delta\tau = 10 \text{ s}$. Die Rohre bilden ein Quadrat mit 12 Gitterpunkten. Die Lage ist wiederum symmetrisch in der Decke ($i_{Rmin} = 29$, $i_{Rmax} = 32$, $j_{Rmax} = 2$). Damit beträgt der äußere Rohrumfang unverändert 60 mm .

Die Oberflächentemperatur des Rohres wird jeweils den realen Bedingungen des kreisrunden Rohres angepaßt.

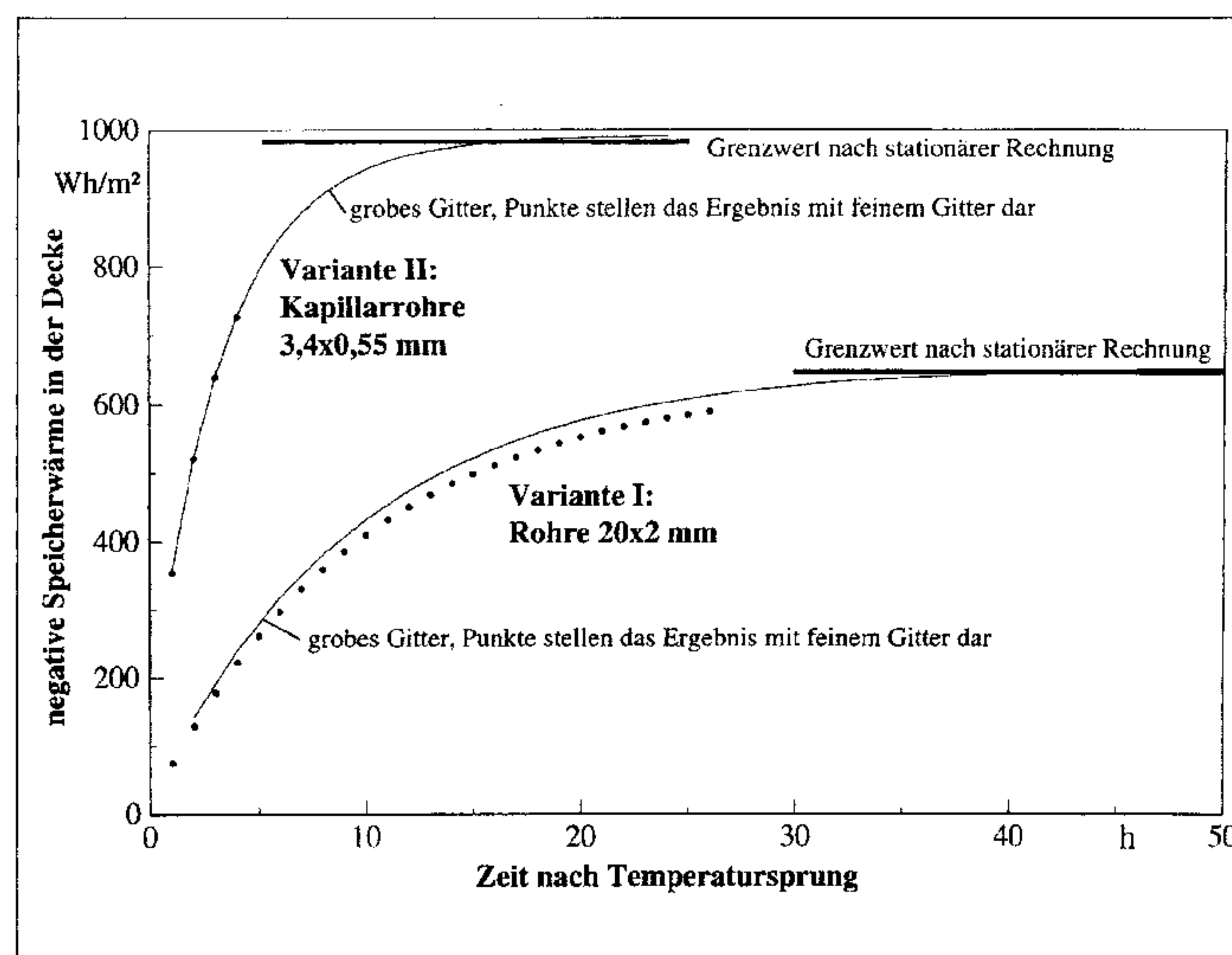
Aus der Vielzahl der Ergebnisse wird der zeitliche Verlauf der negativen Speicherwärme im Bauteil dargestellt (Bild 5). Nach etwa 40 bis 50 Betriebsstunden ist der stationäre Grenzwert erreicht. Die eingetragene Asymptote entspricht dem im o. Abschnitt „Speicherfähigkeit als...“ berechneten Wert.

Variante II

Der Einsatz der Kunststoff-Kapillarrohrmatten erfolgt nach Bild 2. Es werden wieder zwei unterschiedliche Gitterapproximationen vorgenommen.

Das grobe Gitter zeichnet sich durch die Parameter $\Delta x = 3 \text{ mm}$, $\Delta y = 2,5 \text{ mm}$ aus, woraus sich zur Deckennachbildung gemäß Bild 4 $i_{max} = 101$ und $j_{max} = 4$ ergeben. Als Zeitschrittweite gilt $\Delta\tau = 3 \text{ s}$. Die Rohre werden nur durch vier Gitterpunkte (Rechteck) approximiert, sie liegen fast symmetrisch in der Decke ($i_{Rmin} = 49$, $i_{Rmax} = 50$, $j_{Rmax} = 1$). Damit beträgt der äußere Rohrumfang 11 mm , in der Realität $10,7 \text{ mm}$.

Für das feine Gitter gelten: $\Delta x = 0,9 \text{ mm}$, $\Delta y = 0,938 \text{ mm}$, $i_{max} = 334$ und $j_{max} = 9$, Zeitschrittweite $\Delta\tau = 0,333 \text{ s}$. Die Rohre bilden ein Rechteck mit 12 Gitterpunkten. Die Lage ist wiederum fast symmetrisch in der Decke ($i_{Rmin} = 167$, $i_{Rmax} = 170$, $j_{Rmax} = 2$). Damit beträgt der äußere Rohrumfang $11,03 \text{ mm}$. Das feine Gitter wird nur im Bereich von $i_{Gu} = 157$ bis $i_{Go} = 180$ zweidimensional untersucht. In den anschließenden Bereichen bis zur Bauteilberandung erfolgt nur eine eindimensionale Verfolgung des Temperaturverlaufs,



da zwischen den Rohren kein Temperaturgradient mehr besteht.

Die Oberflächentemperatur des Rohres wird jeweils den realen Bedingungen des kreisrunden Rohres angepaßt.

Die Ergebnisse sind ebenfalls im Bild 5 wiedergegeben. Der Grenzwert der stationären Berechnung wird schon nach etwa 15 Stunden erreicht. Es tritt ein leichtes Überspringen auf.

Auswertung

Generell ist festzustellen, daß mit einem relativ groben Gitter gearbeitet werden kann, woraus kurze Rechenzeiten folgen.

Die asymptotische Annäherung des Ladeverlaufs an den für stationäre Bedingungen mit einem völlig anderen, verifizierten Rechenprogramm (Abschnitt „Speicherfähigkeit als...“) ermittelten Zustand kann als Bestätigung des neu aufgestellten Algorithmus mit den dort integrierten Näherungen gewertet werden.

Zur transparenteren Darstellung werden die Temperaturverteilungen in den Tabellen 3 und 4 angegeben. Die Temperaturen weichen gegenüber den Werten in Tabellen 1 und 2 nur um maximal $\pm 0,1 \text{ K}$ ab. Gleiches gilt für die mittlere, minimale und maximale Temperatur an der Deckenunterseite:

Rohre $20 \times 2 \text{ mm}$, Rohrabstand 300 mm , 50 Betriebsstunden:

$22,1^\circ\text{C}$; $22,0^\circ\text{C}$; $22,2^\circ\text{C}$

Rohre $3,4 \times 0,55 \text{ mm}$, Rohrabstand 15 mm , 24 Betriebsstunden:

$21,1^\circ\text{C}$; $21,1^\circ\text{C}$; $21,1^\circ\text{C}$.

Bild 5 Negative Speicherwärme im Bauteil als Zeitfunktion nach einem Temperatursprung.

Das Bauteil (Decke) hatte zu Beginn die homogene Temperatur von 24°C , die Wassertemperatur sprang zur Zeit 0 auf 18°C und blieb dann konstant.

Tabelle 3 | **Instationäre Temperaturverteilung in einer Decke herkömmlicher Konstruktion gemäß Bild 1 nach 50 Stunden unter Verwendung des groben Gitters ($\Delta x = \Delta y = 15\text{ mm}$).**

	j										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
i	20	21,1	21,1	21,1	21,1	21,1	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2
	18	20,8	20,8	20,9	20,9	20,9	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0
	16	20,5	20,6	20,6	20,7	20,7	20,8	20,8	20,9	20,9	20,9
	14	20,1	20,2	20,3	20,4	20,5	20,6	20,7	20,7	20,8	20,8
	12	19,4	19,7	20,0	20,2	20,4	20,5	20,6	20,7	20,8	20,8
	10	18,7	19,5	19,9	20,2	20,4	20,6	20,7	20,8	20,8	20,8
	8	20,1	20,2	20,4	20,5	20,7	20,8	20,9	20,9	21,0	21,0
	6	20,8	20,8	20,9	20,9	21,0	21,1	21,2	21,2	21,2	21,2
	4	21,3	21,3	21,3	21,4	21,4	21,4	21,5	21,5	21,5	21,5
	2	21,7	21,7	21,7	21,8	21,8	21,8	21,8	21,9	21,9	21,9
	1	21,9	21,9	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,1	22,1

Tabelle 4 | **Instationäre Temperaturverteilung in einer Decke mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten gemäß Bild 2 nach 24 Stunden unter Verwendung des groben Gitters ($\Delta x = 3\text{ mm}$, $\Delta y = 2,5\text{ mm}$).**

		j			
		1	2	3	4
i	100	19,7	19,7	19,7	19,7
	90	19,4	19,4	19,4	19,4
	80	19,1	19,1	19,1	19,1
	70	18,8	18,8	18,8	18,8
	60	18,5	18,5	18,5	18,5
	50	18,1	18,2	18,2	18,2
	40	18,7	18,7	18,7	18,7
	30	19,3	19,3	19,3	19,3
	20	19,9	19,9	19,9	19,9
	10	20,5	20,5	20,5	20,5
	1	21,1	21,1	21,1	21,1

Für die Kühlleistung (Wärmeaufnahme vom unteren Raum und insgesamt) gelten die Werte:
Rohre 20x2 mm, Rohrabstand 300 mm, 50 Betriebsstunden:
18,1 W/m²; 27,7 W/m²
Rohre 3,4x0,55 mm, Rohrabstand 15 mm, 24 Betriebsstunden:
28,5 W/m²; 43,0 W/m².

Die Unterschiede zu den stationären Berechnungen betragen 1 bis 3 %. Eine Ursache ist unter anderem in dem etwas unterschiedlichen Wärmeübergangskoeffizienten im oberen Raum begründet.

Es wird deutlich, daß in der gleichen Decke unter gleichen thermischen Bedingungen die Ladezustände und Ladezeiten wesentlich von der Rohrgeometrie abhängen:
Rohre 20x2 mm, Rohrabstand 300 mm:
nach 50 h $\Rightarrow q_s = 650\text{ Wh/m}^2$
Rohre 3,4x0,55 mm, Rohrabstand 15 mm:
nach 24 h $\Rightarrow q_s = 990\text{ Wh/m}^2$.

Damit ist die Wärmespeicherfähigkeit bei Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten um 52 % größer.
Die Dynamik ist ebenfalls wesentlich verbessert, da sich die Ladezeit auf ein Drittel verkürzt.

Instationäre Kühlleistungen der Decke bei vorgegebenen Temperatur-Tagesgängen

Um die dynamische Leistungsfähigkeit der Systeme unter praxisnahen Bedingungen vergleichen zu können, wäre es denkbar, einen gegebenen Raum mit definierten Belastungen und vorgegebenen, zeitlichen Kaltwasserverläufen mit unterschiedlichen Speicherkonstruktionen zu untersuchen. Die Aussagen gelten dann für diesen speziellen Raum, der spezielle Speicherbedingungen, beispielsweise des Mobilars, einschließt.

Übersichtlicher und zugleich verallgemeinerungsfähiger zur Leistungsdarstellung des Systems erscheint nachfolgendes Vorgehen. Es werden zeitliche Temperaturverläufe für den unteren und den oberen Raum $t_{Ru}(\tau)$ bzw. $t_{Ro}(\tau)$, die für Geschoßbauten vereinfachend gleich angenommen werden, vorgegeben. Des weiteren wird der Temperaturverlauf des Kaltwassers $t_w(\tau)$ einschließlich der Betriebszeiten definiert. Für diese „Normbedingungen“, die natürlich diskussionsfähig sind, werden dann Kühlleistungen als Zeitfolge bestimmt. Zweckmäßigerweise sollten dabei der Einschwingvorgang und der eingeschwungene Zustand

untersucht werden. Die Leistungen der unterschiedlichen Systeme sind dann objektiv vergleichbar, ähnlich dem Verfahren einer Normprüfung.

Folgender Vorschlag wird unterbreitet (τ in Uhrzeitstunden, t in °C):

$$\tau \geq 18 \dots < 24: \quad t_{Ru} = t_{Ro} = 26 - (\tau - 18)/3$$
$$\tau \geq 0 \dots < 8: \quad t_{Ru} = t_{Ro} = 24 - 3 \tau/8$$
$$\tau \geq 8 \dots < 10: \quad t_{Ru} = t_{Ro} = 21 + 3 (\tau - 8)/2$$
$$\tau \geq 10 \dots < 18: \quad t_{Ru} = t_{Ro} = 24 + (\tau - 10)/4$$
$$\tau \geq 18 \dots < 20: \quad t_w = 20$$
$$\tau \geq 20 \dots < 24: \quad t_w = 19$$
$$\tau \geq 0 \dots < 8: \quad t_w = 18$$

Von 8 bis 18 Uhr ist der Wasserkreislauf nicht in Betrieb. Bild 6 zeigt die Verläufe graphisch.

Als Startfüllung wird eine homogene Deckentemperatur von 24 °C verwendet. Als Berechnungsbeginn gilt 18 Uhr.

Es wurden wiederum die Konstruktionen der Bilder 1 und 2 untersucht, wobei generell mit den jeweiligen groben Gittern gearbeitet wurde. Eine Ausnahme bildete nur die Variante mit dem konventionellen Rohrsystem, welches vergleichsweise in den ersten 23 Betriebsstunden auch mit dem feinen Gitter untersucht wurde, da gemäß Bild 5 gitterabhängige Ergebnisse bemerkt wurden.

Aus der Ergebnisfülle ist für die diagrammatische Darstellung nur eine kleine Auswahl getroffen worden.

Bild 7 zeigt den zeitlichen Verlauf der negativen Speicherwärme in der Decke q_s (gespeicherte „Kälte“) über drei Betriebstage. Dieser Wert ist auf die jeweilige Raumtemperatur t_{Ru} bezogen, er stellt damit ein realistisches Potential dar. Die Vergleichsrechnungen mit dem feinen Gitter für die konventionelle Decke während der ersten 23 Stunden (Verlauf ist im Bild 7 gepunktet) ergab keine bemerkenswerten Unterschiede zum Ergebnisverlauf mit dem groben Gitter. Der Vorteil des Speicherkörpers, der mit einer Kunststoff-Kapillarrohrmatte bestückt ist, zeigt sich sehr deutlich:

- Die Aufladung erfolgt viel schneller.
- Die verfügbare „Kälte“ ist bedeutend größer. Sie beträgt beispielsweise am Ende des 72 h-Be-

triebes in der Kapillarrohrdecke $q_s = 1023 \text{ Wh/m}^2$, in der konventionellen Decke $q_s = 773 \text{ Wh/m}^2$. D.h. die abrufbare „Kälte“ ist um 32 % größer.

Im **Bild 8** ist der Verlauf der Kühlleistung, d.h. der Wärmestrom aus dem Raum aufgetragen. Dabei wurden die Anteile, die von der Decke und dem Fußboden aufgenommen werden, zusammengefaßt. Auch bezüglich dieses Parameters ist die Decke mit der Kunststoff-Kapillarrohrmatte der konventionellen Konstruktion überlegen:

- Die Einschwingphase ist so kurz, daß bereits am ersten Tag praktisch die volle Leistung verfügbar ist.

- Die spezifische Kühlleistung ist um 50 % höher.

Im Verlaufe des dritten Tages werden zwischen 8.00 Uhr bis 18.00 Uhr von der Decke insgesamt und als mittlere Leistung aufgenommen:

Rohre 20x2 mm, Rohrabstand 300 mm: 313,2 Wh/m²; 31,3 W/m²
Rohre 3,4x0,55 mm, Rohrabstand 15 mm: 468,7 Wh/m²; 46,9 W/m².

Der bereits im Abschnitt „Speicherfähigkeit als...“ für eine stationäre Betrachtung ermittelte Faktor 1,5 bestätigt sich auch für diese umfassende dynamische Simulation.

Falls man diese große Speicherwärme und Leistung nicht benötigen sollte, ist der Einsatz der Decke mit den Kunststoff-Kapillarrohrmatten dennoch energetisch günstiger, da man mit Wassertemperaturen zur Beladung der Decke auskäme, die näher an der Raumtemperatur lägen. D.h., man könnte verstärkt Umweltenergie direkt einsetzen oder Kältemaschinen mit höherer Leistungszahl betreiben und somit Primärenergie einsparen.

Die errechneten Leistungen zeigen sehr deutlich, daß der bereits angesprochene Speicherwert von 600 Wh/m², mit dem oftmals operiert wird, ein theoretischer Wert ist.

Kompensation von Lastspitzen

Mit den in den Bildern 1 und 2 gegebenen Konstruktionen ist das Abfahren von plötzlich auftretenden Lastspitzen durch eine gesteuerte, ergänzende Abkühlung der Decke mittels Kaltwasserdurchfluß nicht möglich. Die Untersuchungen im Abschnitt „Stationäre, zweidimensionale Temperaturberechnung...“ ergaben die im Bild 5 dargestellten Ladeverläufe. Parallel dazu entwickelt sich die Kühlleistung (Wärmeaufnahme aus dem Raum) unter Addition der Decken- und Fußbodenleistung nach **Tabelle 5**.

Die dabei auftretenden Leistungswerte sind nicht praxisrelevant. Sie sind viel zu niedrig, um eine wirkungsvolle Spitzenlastkompensation zu ermöglichen. Andererseits würde die Konstruktion in diesem Fall in der Regel mit elektrisch erzeugter Kälte stark heruntergekühlt (siehe Speicherwärme in Tabelle 5), wodurch die Nutzung von Umweltenergie in der nachfolgenden Nacht drastisch eingeschränkt würde.

Als vertretbare Alternative wird die Anordnung einer nahe der Deckenunterseite integrierten Kunststoff-Kapillarrohrmatte gesehen. Diese Lösung kommt einer Kühldeckenkonstruktion sehr nahe. Sie müßte zusätzlich in die Decke eingegossen oder in den Deckenputz nach bekanntem Prinzip eingebracht werden. Ihr Betrieb erfolgte zur Deckung des Spitzenbedarfs und wäre regelbar zu gestalten. Die

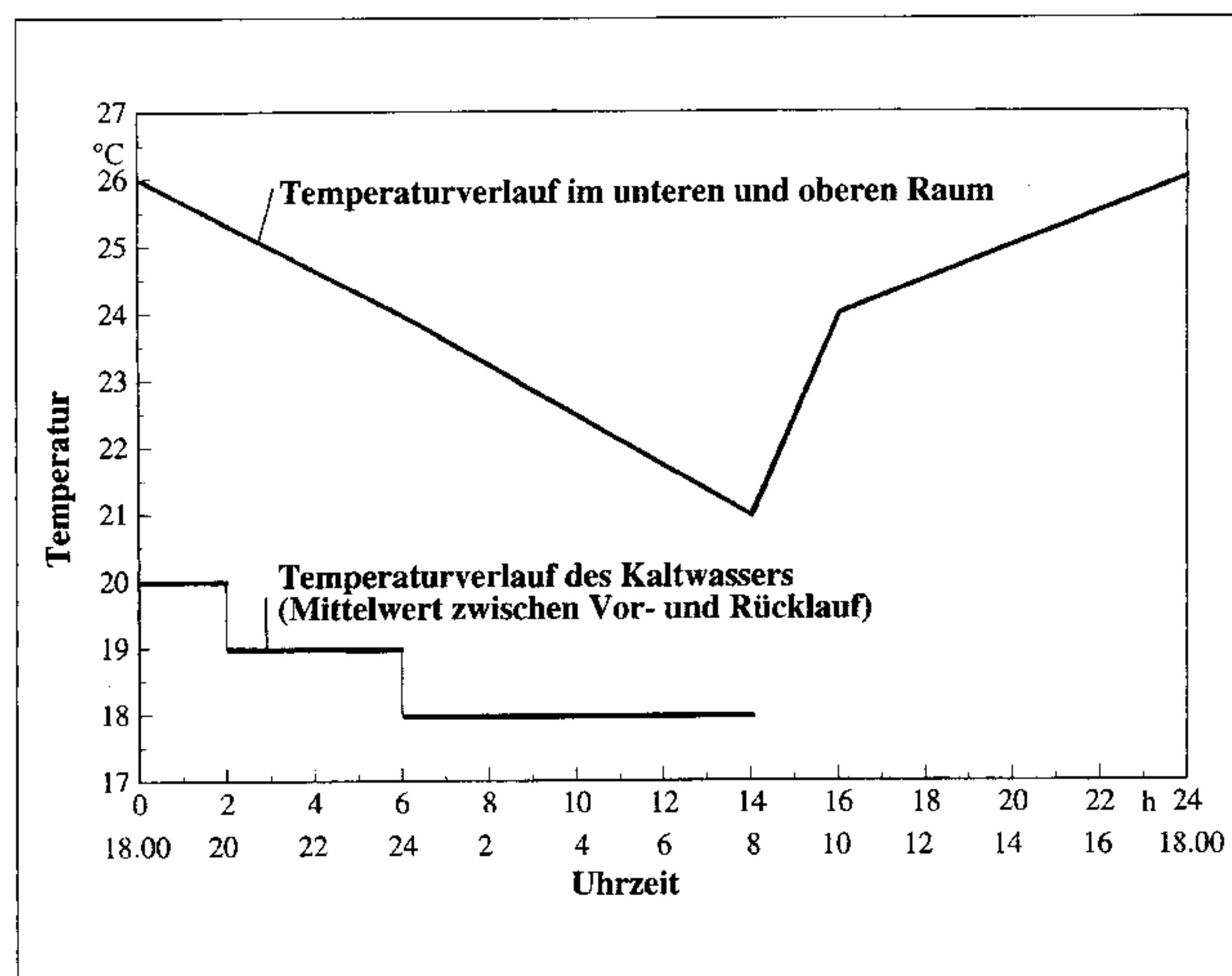


Bild 6 Normierte Zeitverläufe der Raum- und Wassertemperaturen zur wirklichkeitsnahen Bewertung der unterschiedlichen Deckenkonstruktionen hinsichtlich der negativen Speicherwärme im Bauteil und der Kühlleistung als Zeitfunktion.

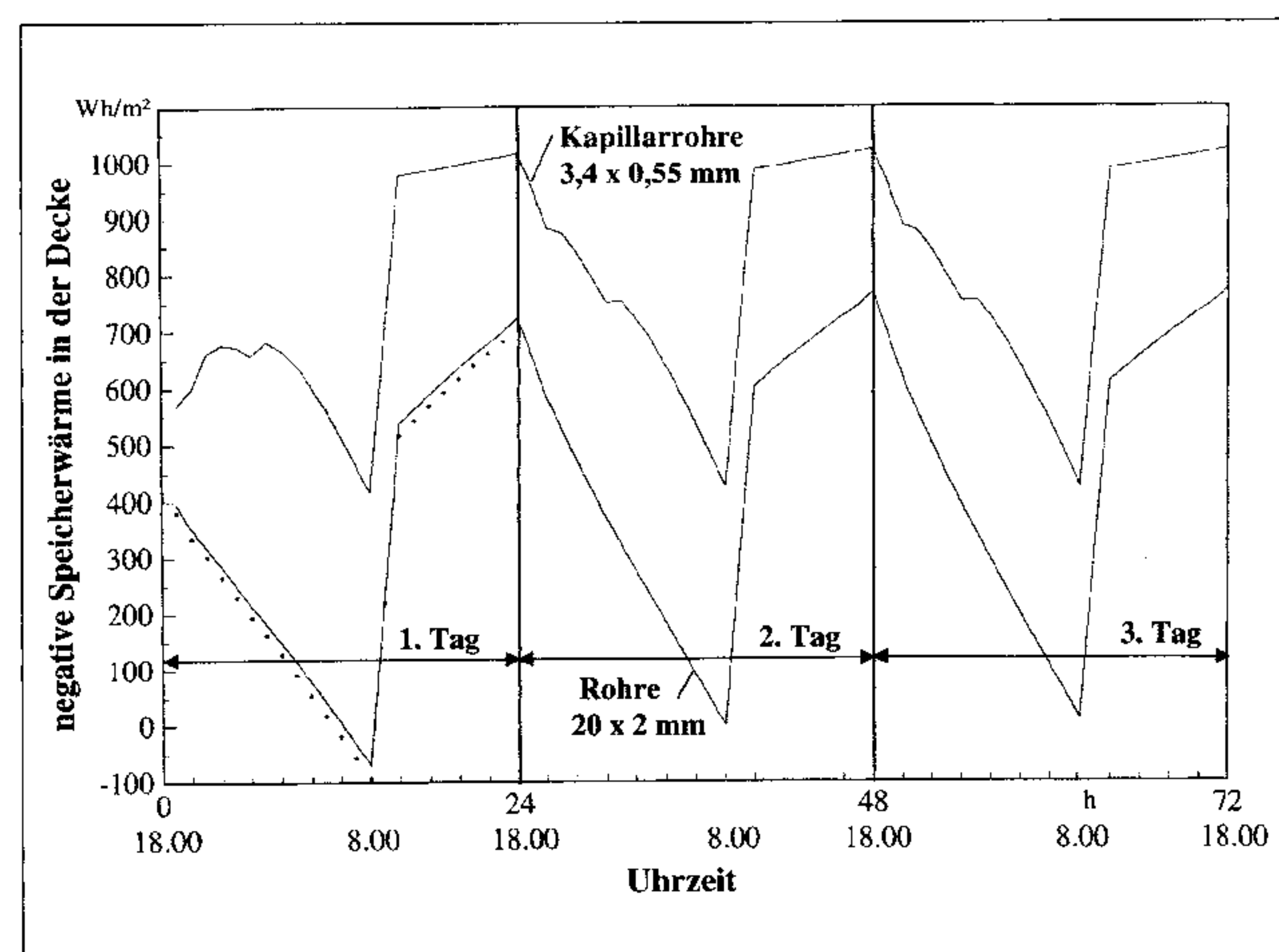


Bild 7 Verläufe der negativen Speicherwärme im Bauteil mit unterschiedlichen Rohrregistern als Zeitfunktion über 72 Betriebsstunden gemäß der thermischen Randbedingungen nach Bild 6.

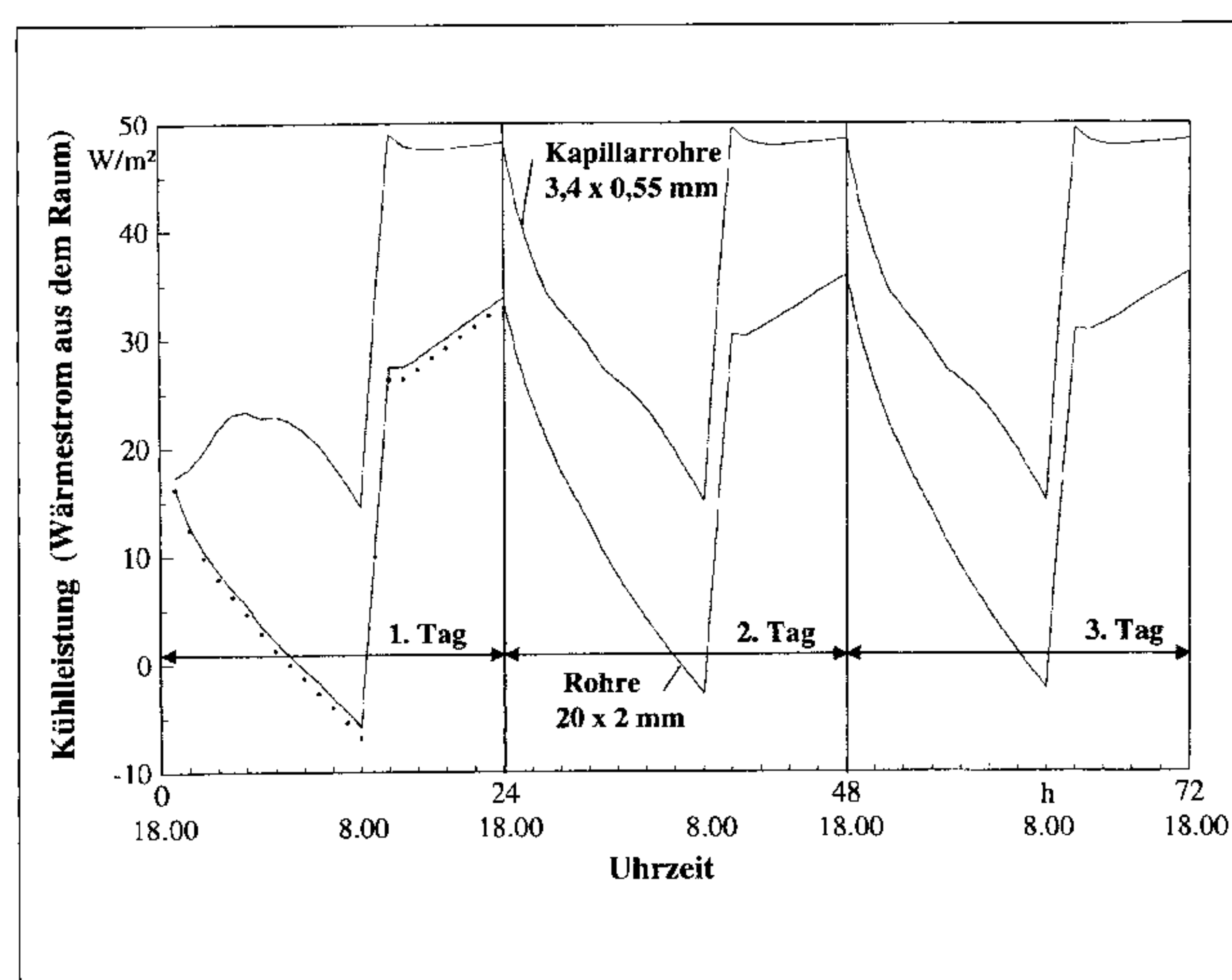


Bild 8 Verläufe der Kühlleistung (Decke plus Fußboden) für das Bauteil mit unterschiedlichen Rohrregistern als Zeitfunktion über 72 Betriebsstunden gemäß der thermischen Randbedingungen nach Bild 6.

Tabelle 5 | **Kühlleistung (Decke plus Fußboden) und negative Speicherwärme bei Abkühlung einer Decke der homogenen Temperatur von 24 °C mittels Wasserdurchfluß $t_w = 18\text{ °C}$ gemäß Abschnitt „Instationäre, zweidimensionale Temperaturberechnung der Systeme“ für zwei unterschiedliche Decken (instationäre, zweidimensionale Rechnung mit jeweils feinem Gitter).**

Zeit in h	Rohr 20x2 mm Teilung 300 mm		Rohr 3,4x0,55 mm Teilung 15 mm	
	Kühlleistung W/m ²	negative Speicherwärme Wh/m ²	Kühlleistung W/m ²	negative Speicherwärme Wh/m ²
1	0,3	75	1,4	354
2	1,8	129	9,3	521
3	3,9	178	17,5	640

Tabelle 6 | **Kühlleistung (Decke) und negative Speicherwärme bei Abkühlung einer Decke der homogenen Temperatur von 24 °C mittels Wasserdurchfluß $t_w = 18\text{ °C}$ gemäß Abschnitt „Instationäre, zweidimensionale Temperaturberechnung der Systeme“ für eine Decke mit oberflächen-naher Kunststoff-Kapillarrohrmatte – Bauart Kühldecke – (instationäre, zweidimensionale Rechnung mit grobem Gitter).**

Zeit in h	Rohr 3,4x0,55 mm Teilung 15 mm Überdeckung 4,5 mm		Rohr 3,4x0,55 mm Teilung 10 mm Überdeckung 1,5 mm	
	Kühlleistung W/m ²	negative Speicherwärme Wh/m ²	Kühlleistung W/m ²	negative Speicherwärme Wh/m ²
0,1	45,5	68	53,5	70
0,2	49,9	96	55,9	97
0,3	51,7	117	56,9	118
0,4	52,8	135	57,6	136
0,5	53,5	151	58,0	151
0,6	54,0	165	58,3	165
0,7	54,3	177	58,5	178
0,8	54,7	189	58,7	190
0,9	54,9	201	58,9	202
1,0	55,1	211	59,0	212

thermische Beeinflussung der Speicherdecke ist natürlich auch weiterhin nachteilig, sie ist aber um etwa 40 % niedriger als bei symmetrischer Rohrlage. Leistungen und negative Speicherwärme sind aus **Tabelle 6** ersichtlich. Der Rohrabstand von 15 mm und eine Überdeckung von 4,5 mm sind für die Anwendung zu bevorzugen. Wie die Werte der Tabelle 6 zeigen, bringt

eine kleinere Rohrteilung und eine kleinere Überdeckung keinen Vorteil. Eine Momentanleistung von 50 W/m² nach 12 Minuten Betriebszeit und eine stationäre Leistung von 55 W/m² nach einer Stunde, stellen sehr gute Werte dar, die eine Spitzenlastkompensation ermöglichen. Es sei nochmals darauf verwiesen, daß bei 24 °C Raumtemperatur nur mit 18 °C

Wassertemperatur gerechnet wurde. Diese Konstruktion ist auch zur „Wärmeverschiebung“ zwischen Räumen unterschiedlicher thermischer Belastung geeignet. Es besteht eine Patentanmeldung der Fa. Clina, Berlin.

Fazit

Die Berechnung eines instationären, zweidimensionalen Temperaturfeldes in einer mit wasserdurchflossenen Rohrregistern aktivierten Massivdecke ermöglicht es, die Art der verwendeten Rohrkonstruktionen zu bewerten. Sinnvolle Kriterien sind die auf die Raumtemperatur bezogene Speicherwärme und die Kühlleistungen der Decke und des Fußbodens. Zur Beurteilung wurden „normierte“ Verläufe der Raumtemperatur und der Wassertemperatur vorgegeben. Als besonders vorteilhaft erwies sich der Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten. Bezüglich der Dynamik und der realisierbaren Leistungen sind sie konventionellen Rohrregistern deutlich überlegen. Zur ausnahmsweisen Kompensation von plötzlich auftretenden Spitzenlasten sollten oberflächen-nah Kunststoff-Kapillarrohrmatten eingebaut werden, die dann kurzzeitig mit beachtlichen Kühlleistungen aktivierbar wären. [H 749]

Literaturangaben

[1] Oesterle, E.; Koenigsdorff, R.: Thermische Aktivierung von Bauteilen zum Heizen und Kühlen von Gewerbebauten. HLH Bd. 50 (1999) Nr. 1, S. 22-30.

[2] Hauser, G.: Weil der Kühlkältebedarf an Bedeutung gewinnt. architektur – Österreichisches Fachmagazin 1998 Heft Okt/Nov.

[3] Glück, B.: Wenn Bauteilheizung/-kühlung, dann bitte innovativ! CCI 1999 Nr. 3.

[4] Glück, B.: Strahlungsheizung – Theorie und Praxis. Berlin: Verlag für Bauwesen und Karlsruhe: C. F. Müller-Verlag 1981.

[5] Glück, B.: Wärmeübertragung, Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren, 2. Auflage. Berlin: Verlag für Bauwesen 1990.

[6] Faxén: Beräkning av värmeavgivning från rör, ingjutna i betongplattor, Teknisk Tidskrift Mekanik (1937) Heft 3.