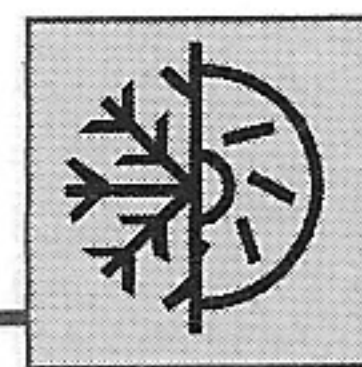




Konvektive Raumluftkühlung durch Einsatz von Kapillarrohrmatten

Abschätzung der Leistungspotentiale mit Simulationsmodellen

Über neuartige Fußbodenaufbauten mit geringen Konstruktionshöhen und hohen Wärmeleistungen bei extrem niedrigen Vorlauftemperaturen wurde in [1] berichtet. Diesen Konstruktionen ist eigen, daß in großem Maße Umweltenergie direkt oder nach Temperaturtransformation mit minimalem Energieaufwand einsetzbar ist. Es liegt nahe, diesen thermisch aktiven Flächen mit hohem Strahlungswärmestrom auch Konvektionssysteme zur preiswerten Kühlung der Luft ergänzend und vor allem bauteilkonform zur Seite zu stellen. Die Leistungspotentiale dieser Systeme werden mit Hilfe von Simulationsmodellen pragmatisch abgeschätzt.

■ Dr.-Ing. habil. Bernd Glück

F+E TGA, 08547 Jöbnitz (Plauen)

Grundsatzbetrachtungen

Die Kunststoff-Kapillarrohrmatten aus PP, die in großem Variantenreichtum von der Fa. Clina entwickelt und produziert werden, tragen deutliche Merkmale einer Basistechnologie. Kennzeichnend für eine Basistechnologie sind u. a.

- bessere Nutzung der Energiequellen,
- Kostenreduktion gegenüber konventionellen Technologien,
- Umweltverträglichkeit in der Herstellung und im Betrieb, Einsatz recycelbarer Materialien,
- Langzeitstabilität, chemisch resistent und inkrustationsfreier Werkstoff,
- Einfachheit im Aufbau,
- multivalente Einsatzmöglichkeiten,
- Massenproduktion.

Außer den bekannten Flächenheiz- und Flächenkühlssystemen mit integrierten Kapillarrohrmatten, die bei niedrigsten Temperaturdifferenzen zwischen Wärmeträger und Raum große Wärmeströme übertragen, gibt es weitere sehr interessante Einsatzmöglichkeiten. Diese dienen der Wärmeverschiebung in den ver-

schiedenartigsten Bauteilen von Gebäuden und Fahrzeugen, der Wärmespeicherung bei gleichzeitiger Homogenisierung der Speichertemperatur, der kombinierten Wärmeverschiebung und Wärmespeicherung in Bauteilen u.a.m. Spezielle Schaltungsmöglichkeiten bewirken beim Einsatz mehrlagiger, thermisch voneinander getrennter Matten in den Wärmeübertragerflächen hohe Temperaturspreizungen. Schließlich wird noch ein großes Einsatzpotential in Außenbauteilen gesehen, die zum intensiven Energieaustausch mit der Umwelt herangezogen werden. Über die genannten Einsatzgebiete werde gesondert berichtet.

Zwei konstruktive Eigenschaften der Kunststoff-Kapillarrohrmatten führen zu hervorragenden thermodynamischen Eigenschaften:

- Die kleinen Rohrabstände – ab 10 mm – ergeben bei eingegossenen Matten im dazwischen liegenden Baustoff nur geringe Temperaturunterschiede infolge Wärmeleitung, so daß die Größe des Wärmeleitkoeffizienten des Baustoffs ihre bisherige große Bedeutung verliert.

So sind beispielsweise hohe λ -Werte im Estrich von konventionellen Fußbodenheizungen zwingend, da die Rohrabstände konstruktiv groß gewählt werden. Zudem gestatten die kleinen Rohrdurchmesser auch die Estrichdicken, die bisher Mindestwerten zu entsprechen hatten, zu minimieren bzw. ganz auf den Estrich zu verzichten und die Kunststoff-Kapillarrohrmatten z. B. im Fliesenkleber zu verlegen. Dadurch reduziert sich auch der Wärmeleitwiderstand vom Rohrregister zum Raum. Somit sind gleich große Wärmeströme einer Fußbodenheizung bei stark reduzierten Heizwasserübertemperaturen erreichbar [1], beispielsweise von 20 K auf 12 K.

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

Werden Rohre von der Raumluft mit Geschwindigkeiten im Bereich von 0,05 m/s bis 0,5 m/s angeströmt, so ergeben sich für Kapillarrohre etwa dreimal größere Wärmeübergangskoeffizienten als für 1/2"-Rohre. Diese Tatsache ist von der Umströmung dünner Drähte bekannt und wird in der Meßtechnik beim Einsatz von Hitzdrähten auch vielfältig genutzt. Dieser physikalische Effekt wird durch die Ähnlichkeitstheorie nachvollziehbar beschrieben.

Damit ergeben sich interessante Einsatzmöglichkeiten zur Raumkühlung, die im weiteren untersucht werden.

Anwendungsmöglichkeiten

Selbstverständlich soll nicht den bewährten und wärmephysiologisch günstigen Kühldecken ein Marktsegment genommen und durch konvektiv arbeitende Kühlkörper ersetzt werden. Einsatzmöglichkeiten sind in folgenden Bereichen gegeben:



- Ergänzende Abdeckung der Kühlleistung in Räumen, die durch Kühldecken allein nicht erbracht werden kann. Dies kann auftreten, wenn die Räume thermisch hochbelastet sind oder wenn die verfügbare aktive Deckenfläche zu klein ist.
- Abdeckung der Kühlleistung in Räumen, die nur zeitweise und/oder besonders kostengünstig gekühlt werden sollen, beispielsweise Hotelzimmer, Supermärkte usw.
- Abdeckung der Kühlleistung in Sanierungsbauten, in denen ein nachträglicher Einbau einer Kühldecke technisch unmöglich ist oder nicht finanziert werden kann.
- Abdeckung der Kühlleistung in Räumen mit flexibler Nutzung, beispielsweise in Ausstellungsräumen, Studios usw. oder in örtlich begrenzten »Kühloasen«.
- Abdeckung der Kühlleistung in individuell gestaltbaren Mieteinheiten bei vorinstallierten Kaltwassersystemen.
- Abdeckung der Kühlleistung in individuell gestalteten Einzelräumen, beispielsweise auch bei dezentraler Kältebereitstellung
- Abdeckung der Kühlleistung in Fabrikationsräumen, Tierzuchtstätten usw.

Umfangreiche Einsatzgebiete der genannten und vor allem weiterer Fälle werden auch in den subtropischen und tropischen Ländern gesehen. Dort wird nur in Sonderfällen eine Komfortklimatisierung verlangt, in den meisten Fällen handelt es sich darum, die vorhandenen Lebensbedingungen erträglicher zu gestalten. Es sei die Bemerkung gestattet, daß unsere vertraute DIN 1946 u. a. nicht den »Weltstandard der Bedürfnisse« repräsentiert. Insofern stellt der Einsatz einfacher Kühlsysteme, die bei relativ hohen Wassertemperaturen sehr oft auch örtliche Ressourcen nutzen können, ein durchaus humanes Anliegen dar. Hierbei gibt es aber nur für preiswerte und effektive Lösungen einen Markt.

Physikalische Grundlagen

Zunächst werden die luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_K an der Rohraußenseite bei erzwungener Konvektion betrachtet. Nach [2, 3] gelten für horizontale Rohre mit dem Durchmesser d_a und der Luftgeschwindigkeit w_L die nachfolgenden Berechnungsschritte: Überströmlänge $l_U = \pi d_a / 2$ (1)

Reynoldszahl $Re_L = w_L l_U / \nu_L$ (2)
Nußeltgleichung Geltungsbereich ($10 < Re_L < 10^6$)

$$Nu_L = 0,3 + \left[0,441 Re_L Pr_L^{0,667} + \frac{Re_L^{1,6} Pr_L^2}{[27,027 + 66,027 Re_L^{-0,1} (Pr_L^{0,667} - 1)]^2} \right]^{0,5} \quad (3)$$

Wärmeübergangskoeffizient

$$\alpha_L = Nu_L \lambda_L / l_U \quad (4)$$

Alle Stoffwerte (kinematische Viskosität ν_L , Prandtlzahl Pr_L , Wärmeleitfähigkeit λ_L) gelten bei Lufttemperatur t_L . Die Ergebnisse sind aus Tabelle 1 ersichtlich. Der Vergleich der konvektiven Wär-

Die Berechnung des wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten nach [2, 3] erfolgt in den Schritten:

$$Reynoldszahl \quad Re_W = w_W d_i / \nu_W \quad (8)$$

Nußeltgleichungen mit der geraden Rohrlänge L_R

laminarer Bereich ($Re_W < 2300$)

und $0,1 < Re_W Pr_W d_i / L_R < 10^4$

$$Nu_W = (49,028 + 4,173 Re_W Pr_W d_i / L_R)^{0,333} \quad (9)$$

turbulenter Bereich ($Re_W > 2300$)

und $d_i / L_R < 1$

$$Nu_W = \frac{B(Re_W - 1000) Pr_W}{1 + 12,7 B^{0,5} (Pr_W^{0,667} - 1)} \left(1 + \left(\frac{d_i}{L_R} \right)^{0,667} \right) \quad (10)$$

mit $B = (5,15 \lg Re_W - 4,64)^{-2}$

w_L m/s	Kapillarrohr $d_a = 0,0034$ m			1/2" Rohr $d_a = 0,0269$ m		
	Re_L	Nu_L	α_L W/(m ² K)	Re_L	Nu_L	α_L W/(m ² K)
0,01	3	1,4	6,82	27	3,4	2,11
0,05	17	2,8	13,52	133	7,4	4,57
0,10	34	3,8	18,61	265	10,5	6,48
0,50	168	8,3	40,67	1327	24,5	15,17
1,00	336	11,8	57,85	2655	36,1	22,34
5,00	1678	27,9	136,61	13275	94,5	58,47

Tabelle 1: Konvektive Wärmeübergangskoeffizienten für querangeströmte Kapillarrohre und übliche 1/2" Rohre bei $t_L = 26$ °C

meübergangskoeffizienten in Abhängigkeit des Rohrdurchmessers zeigt deutlich den Vorteil des Kapillarrohreinsatzes.

Die Berechnung der freien Konvektion am horizontalen Rohr ist nach [2,3] aufwendiger: Rayleighzahl

$$Ra = \frac{g \Delta t d_a^3}{(t_L + 273) \nu_L a_L} \quad (5)$$

Nußeltgleichung Geltungsbereich ($0 < Ra < 10^{12}$)

$$Nu_L = 0,60 + \left[\frac{0,387 Ra^{0,167}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr_L} \right)^{0,563} \right]^{0,296}} \right]^2 \quad (6)$$

Wärmeübergangskoeffizient

$$\alpha_L = Nu_L \lambda_L / d_a \quad (7)$$

Alle Stoffwerte (kinematische Viskosität ν_L , Temperaturleitfähigkeit a_L , Prandtlzahl Pr_L , Wärmeleitfähigkeit λ_L) gelten bei mittlerer Grenzschichttemperatur $t_G = 0,5 (t_L + t_{Wand})$, wobei t_{Wand} die äußere Rohrtemperatur darstellt. Durch den Einfluß der Wandtemperatur ist die Berechnung nicht iterationsfrei.

Wärmeübergangskoeffizient

$$\alpha_W = Nu_W \lambda_W / d_i \quad (11)$$

Alle Stoffwerte des Wassers gelten bei mittlerer Medientemperatur.

Die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten k bezogen auf den Außendurchmesser

$$k = \left[\frac{d_a}{d_i \alpha_W} + \frac{d_a}{2 \lambda_R} \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha_L} \right]^{-1} \quad (12)$$

ist notwendig, um die Rohraußenwandtemperatur

$$t_{Wand0} = \frac{k}{\alpha_L} (t_W - t_L) + t_L \quad (13)$$

unter den getroffenen Annahmen berechnen zu können. Wenn $|t_{Wand0} - t_{Wand}| < 0,1$ K gilt, wird der Iterationszyklus mit $t_{Wand} = t_{Wand0}$ erneut durchlaufen.

Die Ergebnisse einer vergleichenden Rechnung für unterschiedliche Durchmesser und Rohrmaterialien bei jeweils zugeordneten, üblichen Wassergeschwindigkeiten sind in Tabelle 2 zusammengestellt. Der Vergleich der konvektiven

Kapillarrohr $d_a = 0,0034 \text{ m}$, $\lambda_R = 0,21 \text{ W/(m K)}$ $w_W = 0,1 \text{ m/s}$					1/2" Rohr $d_a = 0,0269 \text{ m}$, $\lambda_R = 50 \text{ W/(mK)}$ $w_W = 0,5 \text{ m/s}$				
Ra	Nu _L	k W/(m ² K)	t _{Wand} °C	α_L W/(m ² K)	Ra	Nu _L	k W/(m ² K)	t _{Wand} °C	α_L W/(m ² K)
36	1,4	10,2	16,47	10,7	18626	5,1	4,80	16,25	4,9

Tabelle 2: Konvektive Wärmeübergangskoeffizienten für horizontal angeordnete Kapillarrohre und übliche 1/2" Rohre bei freier Konvektion in Luft mit $t_L = 26^\circ\text{C}$ und einer Wassertemperatur $t_W = 16^\circ\text{C}$

Wärmeübergangskoeffizienten zeigt auch bei freier Konvektion deutlich den Vorteil des Kapillarrohreinsatzes. Ohne Wiedergabe der Berechnung sei mitgeteilt, daß bei vertikaler Anordnung der Kunststoff-Kapillarrohrmatten (Länge 0,5 ... 2 m) bei freier Konvektion $\alpha_L = 10,7 \dots 10,4 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ erreicht werden.

Freihängende Kunststoff-Kapillarrohrmatten

Würden die Matten frei im Raum angebracht, so ergibt sich noch eine zusätzliche Strahlungswärmestromaufnahme aus der Umgebung. Die Einstrahlzahl der Rohroberfläche an die Umgebung berechnet sich für unendlich lange Kapillarrohre zu

$$\Phi_{R,U} = 1 - 2 \Phi_{R,R} \quad (14)$$

mit der Einstrahlzahl $\Phi_{R,R}$ zweier Röhren aufeinander (Abstand der Rohrmitten s_R)

$$\Phi_{R,R} = \frac{1}{\pi} \left(\sqrt{\frac{s_R^2}{d_a^2} - 1} - \frac{s_R}{d_a} + \arcsin \frac{d_a}{s_R} \right) \quad (15)$$

Für den ungünstigsten Fall $s_R = 10 \text{ mm}$ und $d_a = 3,4 \text{ mm}$ ergibt sich $\Phi_{R,U} = 0,89$, woraus mit dem Emissionsgrad der Rohre ϵ_R , der Strahlungskonstanten σ und dem Temperaturfaktor b

$$\alpha_S = \Phi_{R,U} \epsilon_R \sigma b \approx 0,89 \cdot 0,93 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 1 \cdot 10^8 = 4,7 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

folgt. Damit ergibt sich der Gesamtwärmeübergangskoeffizient zu

$$\alpha_{\text{ges}} = \alpha_L + \alpha_S \quad (16)$$

In den Gln. (12) und (13) ist α_L durch α_{ges} zu ersetzen und in die Iteration einzubeziehen. Der Gesamtwärmestrom ergibt sich dann zu:

$$\dot{Q} = \pi d_a l_R n_R k (t_L - t_W) \quad (17)$$

Bei $n_R = 100$ Röhren pro 1 m (Rohr-
abstand $s_R = 10 \text{ mm}$) und einer Matten-
länge von $l_R = 1 \text{ m}$ folgt die Rohrau-
ßenfläche von $A_R = 1,068 \text{ m}^2/\text{m}^2_{\text{Matte}}$.

Dies bedeutet, daß die Rohraußenfläche 6,8% größer als die projizierte Mattenfläche ist.

Für horizontale Kapillarrohre mit 16°C Wassertemperatur in einer Umgebung von $t_L = 26^\circ\text{C}$ ergeben sich: $\alpha_K = 10,6 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, $\alpha_{\text{ges}} = 15,3 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, $k = 14,32 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, $t_{\text{Wand}} = 16,66^\circ\text{C}$. Damit ist unter Normbedingungen bei $\Delta t = 10 \text{ K}$ eine Leistung von 153 W/m^2 zu erwarten. Dieser Wert entspricht der Leistung wärmetechnisch sehr gut gestalteter, offener Kühldecken; er liegt weit über dem geschlossener Kühldecken. Ursache ist der relativ hohe Konvektionsanteil

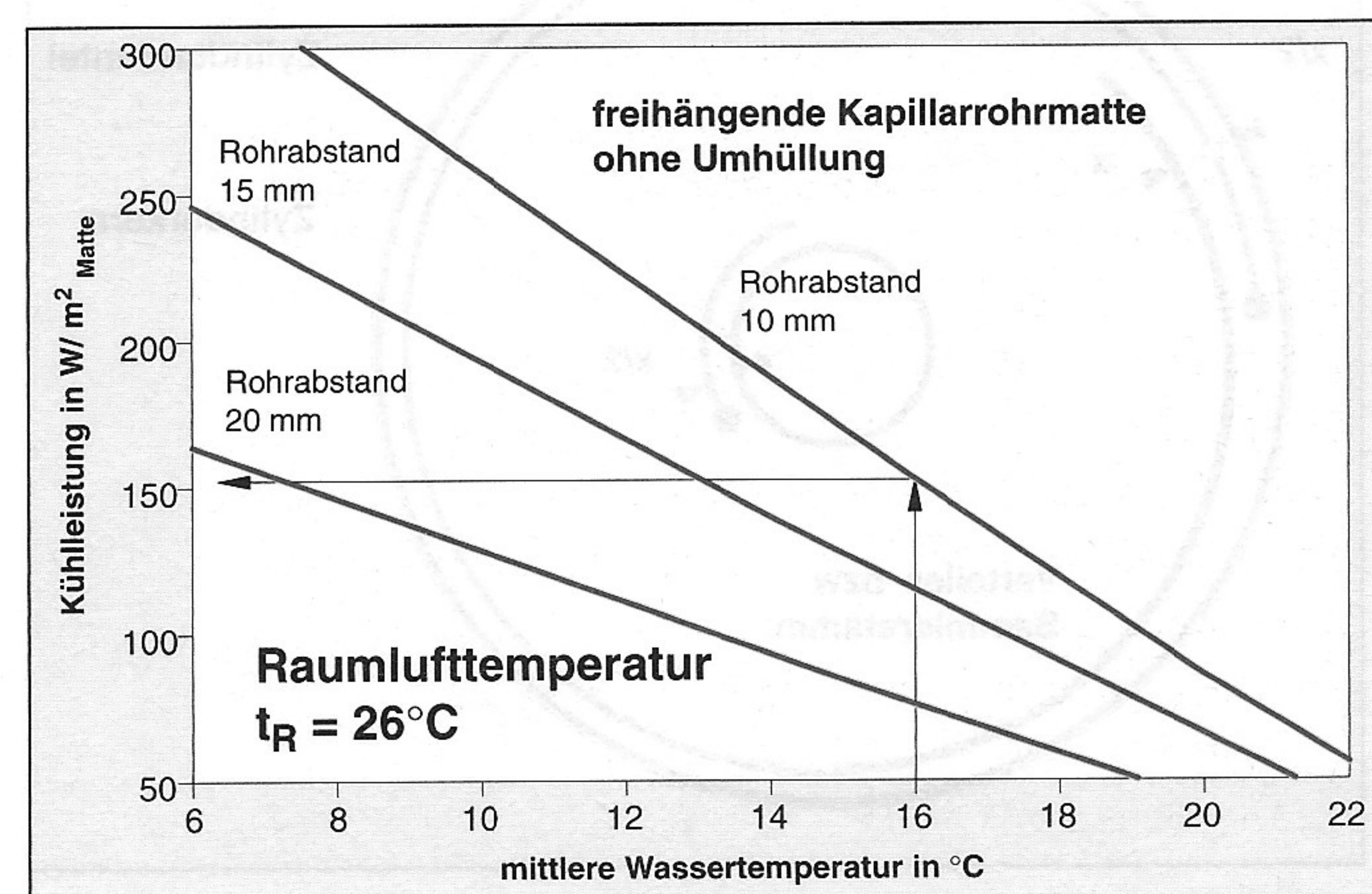


Bild 1: Kühlleistung freihängender Kapillarrohrmatten mit parallelen Rohren unterschiedlicher Abstände

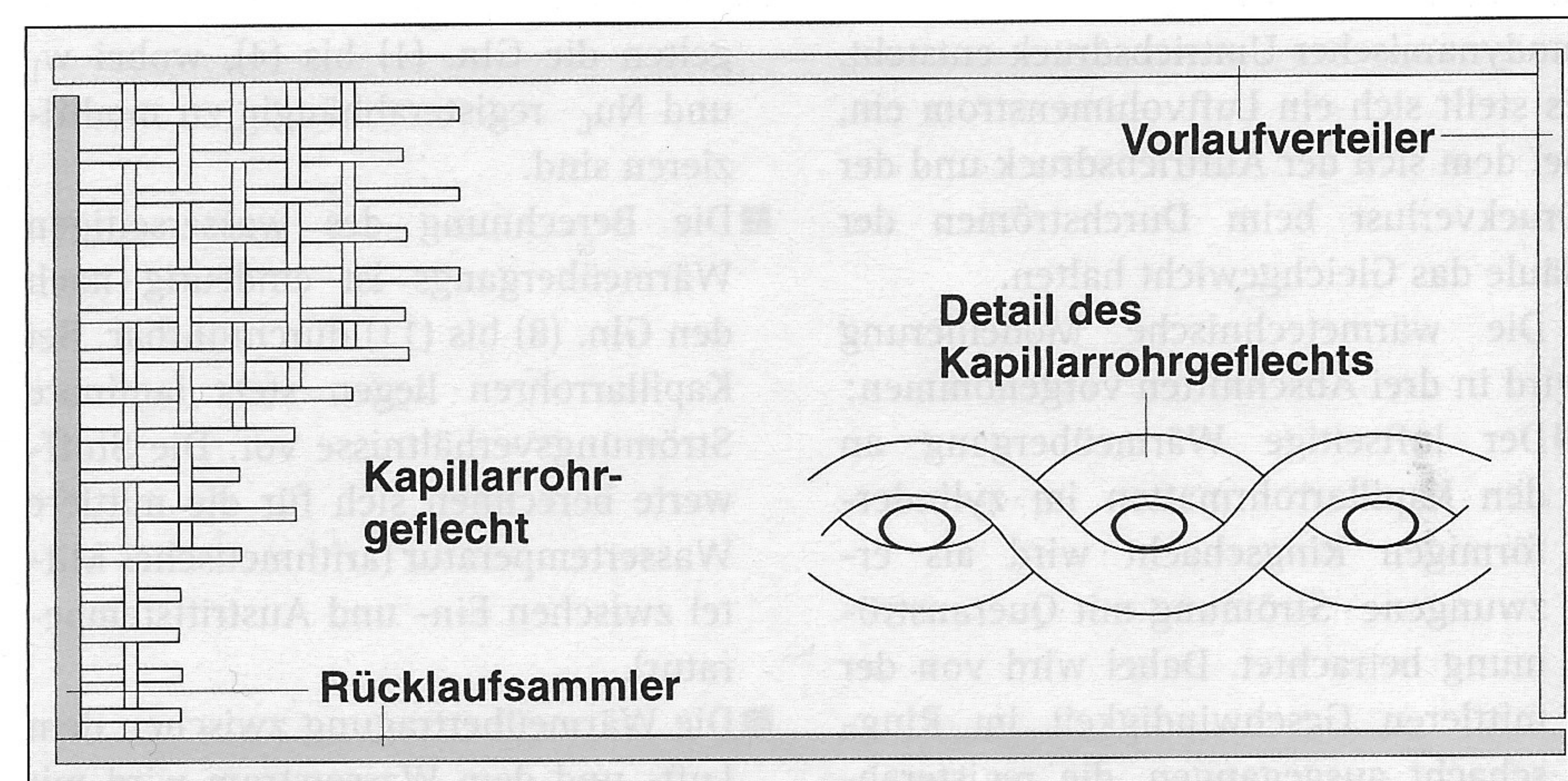


Bild 2: Beispiel für ein Kühlsegel bestehend aus einer geflochtenen Kapillarrohrmatte, wobei die Querverbindungen beispielsweise auch Metallstäbe in einem Rahmen liegend sein könnten

von 70%. Bei der Abschätzung des Leistungspotentials ist eine Umgebungstemperatur der Umfassungen gleich der Lufttemperatur angenommen worden. Bild 1 zeigt ein Leistungsdiagramm. Gestalterisch sind den möglichen Formen keine Grenzen gesetzt, so wären z.B. auch geflochtene Formen gemäß Bild 2 denkbar.

Säulenkühlung mit gewickelten Kunststoff-Kapillarrohrmatten

In einer freistehenden Säule mit oberer Luft Eintrittsöffnung und unterer Luftaustrittsöffnung werden nach einem Verfahren der Fa. Clina horizontal gewickelte Kapillarrohrmatten angeordnet (Bild 3). Die Distanz x zwischen den Wicklungen (Bild 4) ist einstellbar. Die Säulen haben einen luftundurchlässigen Mantel. Die Matten werden im Kreuzgegenstrom vom Kaltwasser durchflossen. Die Luft im Schacht kühlt sich dadurch ab, ihre Dichte steigt gegenüber der Raumluft an, so daß ein positiver ther-



Bild 3: Schematischer Aufbau einer zylindrischen Kühltür mit horizontal gewickelten Kapillarrohmatten und radialem Luftein- und Luftaustritt sowie Darstellung des vertikalen Lufttemperaturverlaufs im Raum

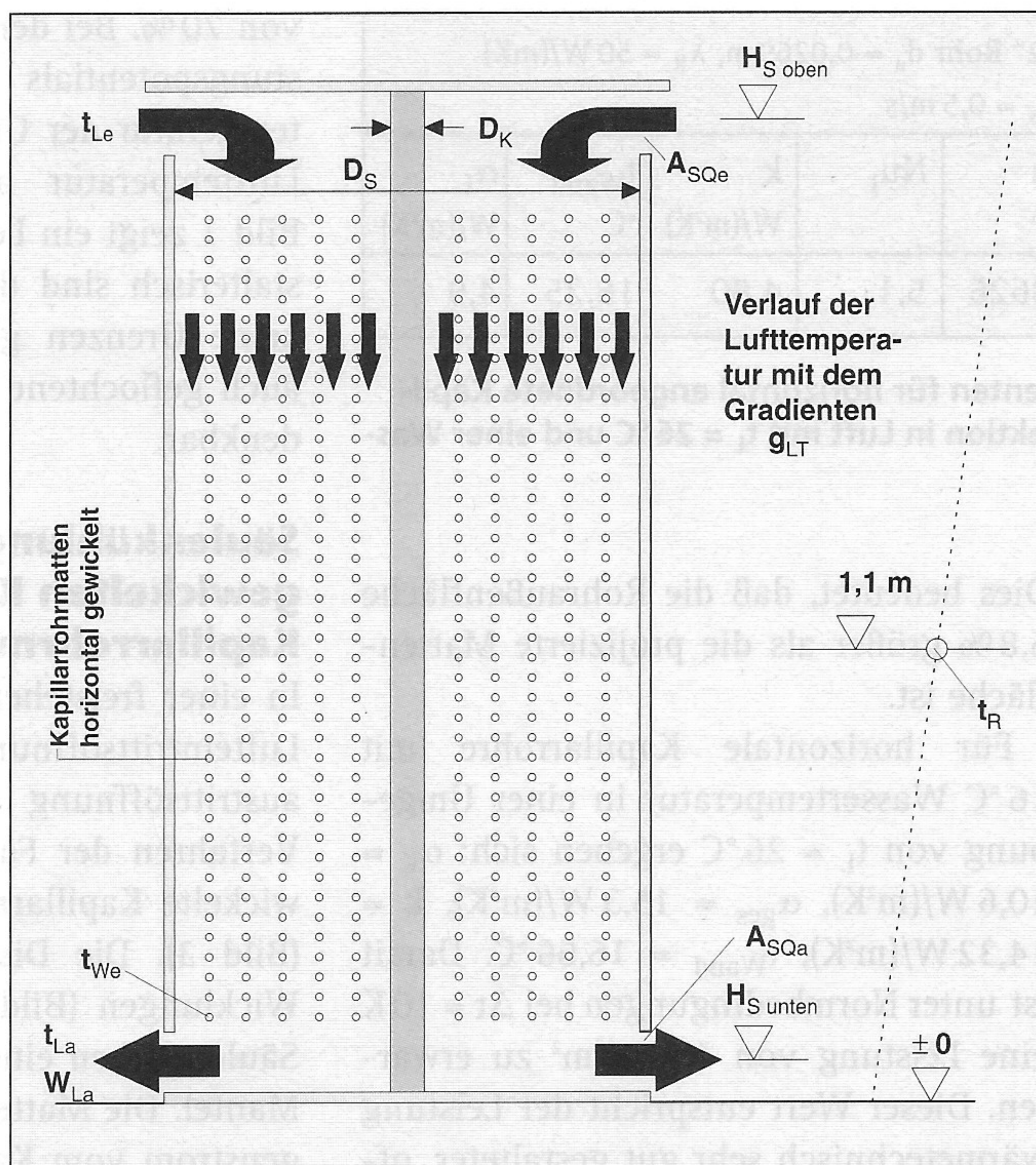
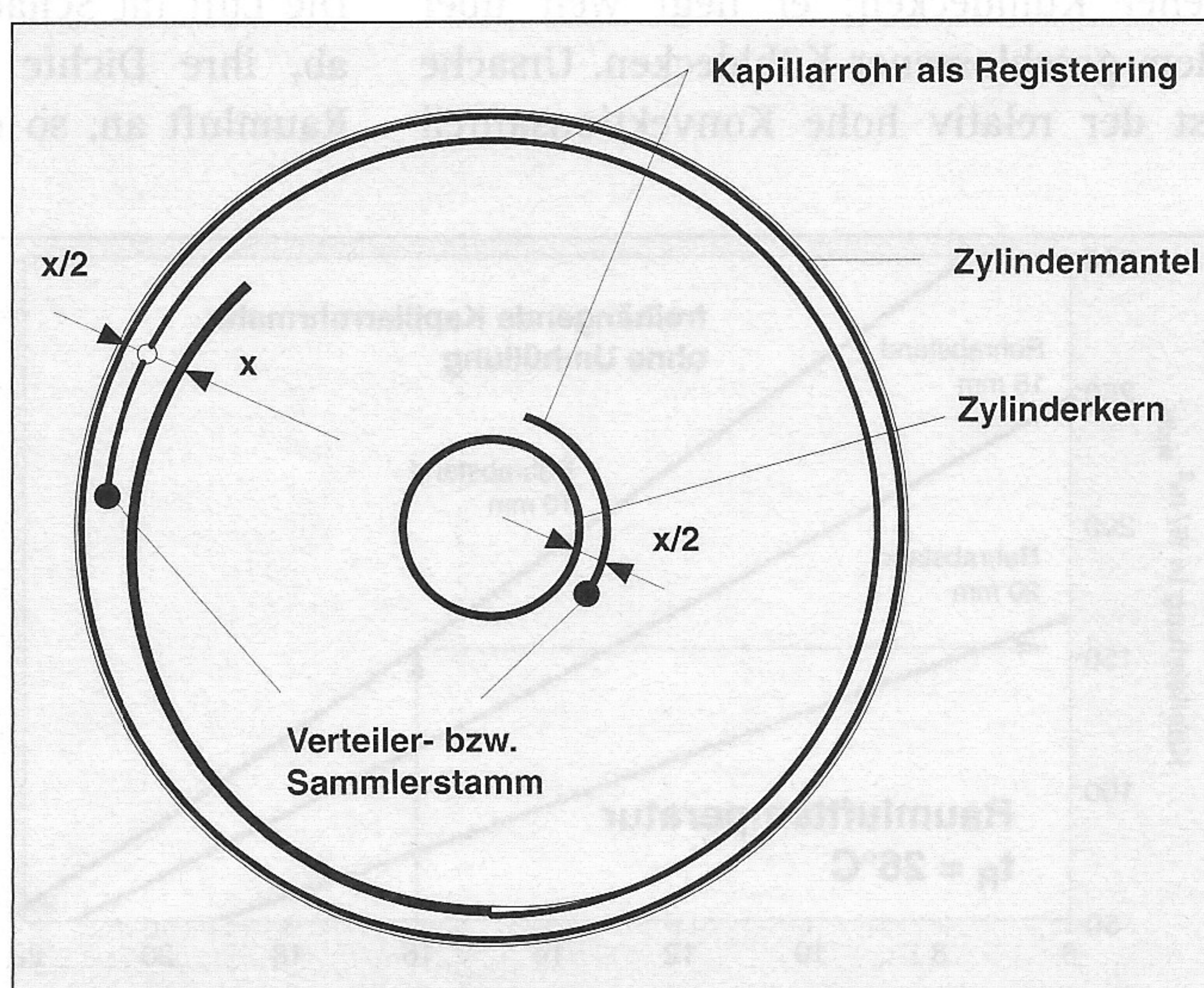


Bild 4: Säulenquerschnitt mit angedeuteten Registerringen und Kennzeichnung der Wickelabstände



modemischer Umtriebsdruck entsteht. Es stellt sich ein Luftvolumenstrom ein, bei dem sich der Auftriebsdruck und der Druckverlust beim Durchströmen der Säule das Gleichgewicht halten.

Die wärmetechnische Modellierung wird in drei Abschnitten vorgenommen:

- Der luftseitige Wärmeübergang an den Kapillarrohmatten im zylinderförmigen Ringschacht wird als erzwungene Strömung mit Queranströmung betrachtet. Dabei wird von der mittleren Geschwindigkeit im Ringschacht ausgegangen, die registerabhängig zu korrigieren ist. Die Stoffwerte werden für die mittlere Lufttemperatur im Schacht gebildet. Es

gelten die Gln. (1) bis (4), wobei w_L und Nu_L registerabhängig zu modifizieren sind.

- Die Berechnung des wasserseitigen Wärmeübergangs ist eindeutig nach den Gln. (8) bis (11) durchführbar. Bei Kapillarrohren liegen stets laminare Strömungsverhältnisse vor. Die Stoffwerte berechnen sich für die mittlere Wassertemperatur (arithmetisches Mittel zwischen Ein- und Austrittstemperatur).
- Die Wärmeübertragung zwischen dem Luft- und dem Wasserstrom wird mit Hilfe der Betriebscharakteristik für Kreuz-Gegenstrom-Wärmeübertrager vorgenommen. Aus luft- und wasser-

seitigem Wärmeübergangskoeffizient folgt unter Beachten des Rohrwärmeleitwiderstandes der Wärmedurchgangskoeffizient. Die Wärmeübertragungsfläche (Kapillarrohroberfläche) ist bekannt, ebenso der Wasserdurchsatz – und damit der Wärmekapazitätsstrom –, woraus die charakteristische Größe $kA/\dot{C}_W$ 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 t_{Wa} und Luft t_{La} folgen. Es gelten nach allgemeiner Darstellung: dimensionslose Temperaturänderungen der Stoffströme $\equiv$ Betriebscharakteristik

$$P_1 = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2}; \quad P_2 = \frac{t'_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2}; \quad (0 \leq P_i \leq 1) \quad (18)$$

Anzahl der Übertragungseinheiten (Number of Transfer Units)

$$NTU_1 = \frac{kA}{\dot{C}_1}; \quad NTU_2 = \frac{kA}{\dot{C}_2}; \quad (0 \leq NTU_i \leq \infty) \quad (19)$$

Wärmekapazitätsstromverhältnisse

$$R_1 = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}; \quad R_2 = \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1}; \quad (0 \leq R_i \leq \infty) \quad (20)$$

Betriebscharakteristik

$$P = P(NTU; R). \quad (21)$$

Der Kreuz-Gegenstrom-Wärmeübertrager wird nach einer neuartigen Untersuchung [4] approximiert. Die Berechnung der Betriebscharakteristik erfolgt für reinen Gegenstrom (Idealfall) mit dem Ergebnis P_g und für einen Kreuzgegenströmer mit zwei Rohrreihen sowie zwei Durchgängen im Gegensinn zum Luftstrom mit dem Wert P_k . Die Betriebscharakteristik für einen realen Wärmeübertrager folgt näherungsweise dem Ansatz

$$P = P_g f_g + P_k (1 - f_g). \quad (22)$$

Der Faktor f_g stellt einen Wichtungsfaktor dar, der den »erhöhten Gegenstromanteil« angibt. Die Register sind mit unterschiedlichen Gangzahlen möglich (Bild 5). Ihnen sind die f_g -Faktoren zugeordnet.

- Eine »innere« Iteration über die Annahme der Austrittstemperaturen schließt diesen wärmetechnischen Berechnungskomplex ab.
- Das wärmetechnische Verhalten des Zylindermantels und des eventuell vorhandenen Zylinderkerns wird nicht mit modelliert. Dieses Nichtbeachten

der zusätzlichen Konvektions- und Strahlungsflächen gewährt eine zusätzliche Sicherheit.

- Die Kondensation des Wasserdampfes an den kalten Rohrbündeln bleibt ebenfalls unbeachtet. Bei Oberflächentemperaturen an den Kapillarrohren von $< 14^\circ\text{C}$ ist bei sommerlichen Raumlufzuständen jedoch Kondensation zu erwarten. Sie wirkt leistungserhöhend.

Die strömungstechnische Modellierung gründet sich auf zwei Fundamentalbetrachtungen.

- Die Berechnung des luftseitigen Druckverlustes besteht aus den Teilen Druckverlust bei der Einströmung, beim Durchströmen und bei der Ausströmung. Problematisch ist die Berechnung des Einzelwiderstandsbeiwertes für das Rohrbündel ζ_{RB} . Die ausführlichen Darstellungen in [2, 5] sind für einen Geometrie- bzw. Reynoldszahl-Bereich gültig, der für die gewickelten Kapillarrohmatten nicht zutrifft. Die Angaben in [6, 7] sind allgemeingültig aus der Form für eine Blendendurchströmung abgeleitet. Es gilt mit A_{QL} freier Querschnitt, A_{D} Drosselquerschnitt und n_{R} Anzahl der Rohrringe der Ansatz

$$\zeta_{\text{RB}} = \left[\frac{A_{\text{QL}}}{A_{\text{D}}} \left(1 + \sqrt{a \left(1 - \frac{A_{\text{D}}}{A_{\text{QL}}} \right)} \right) - 1 \right]^2 n_{\text{R}} \quad (23)$$

wobei der Koeffizient a Werte zwischen 0 und 0,5 annehmen kann. Die dazwischen liegenden Werte sind von der Geometrie der Einbauten und der Reynoldszahl abhängig. Diese unsichere Aussage führt bei üblichen Säulen- und Wickelgeometrien zu gewaltigen Unterschieden bezüglich ζ_{RB} , so beispielsweise zu Verhältnissen von 1 zu 10. Diese Unterschiede beeinflussen natürlich das Ergebnis der Berechnung für die Kühlleistung der Säule enorm. Bis Meßergebnisse vorliegen, wird von nachfolgender Überlegung ausgegangen.

Die Druckverluste bei der Beschleunigung der Strömung bis zum engsten Querschnitt sind relativ klein. Entscheidend ist der Stoßverlust bei der Verzögerung der Strömung von der hohen zur niedrigen Geschwindigkeit. Die Maximalgeschwindigkeit tritt im engsten Strömungsquerschnitt auf, der in der Regel nicht identisch mit dem geometrisch engsten Querschnitt ist.

Entscheidend ist der Kontraktionsbeiwert μ , der die weitere Einschnürung der Strömung nach dem geometrisch engsten Einbauquerschnitt charakterisiert (Bild 6). Die Gl. (23) beinhaltet den Kontraktionsbeiwert, so daß auch

$$\zeta_{\text{RB}} = \left[\frac{A_{\text{QL}}}{A_{\text{D}}} \frac{1}{\mu} - 1 \right]^2 n_{\text{R}} \quad (24)$$

geschrieben werden kann. Nach Messungen an Rohreinläufen gilt für scharfkantige Einläufe $\mu = 0,59$ und für gut gerundete Düsen $\mu = 0,96$. Bis Messungen bekannt sind, wird in Betracht des Bildes 6 mit letzterem Wert gerechnet.

- Der Auftrieb ergibt sich infolge des Dichteunterschiedes zwischen innen und außen. Grundlage bilden die Dichten bei der jeweiligen arithmetisch gemittelten Temperatur. Als Bezugs-

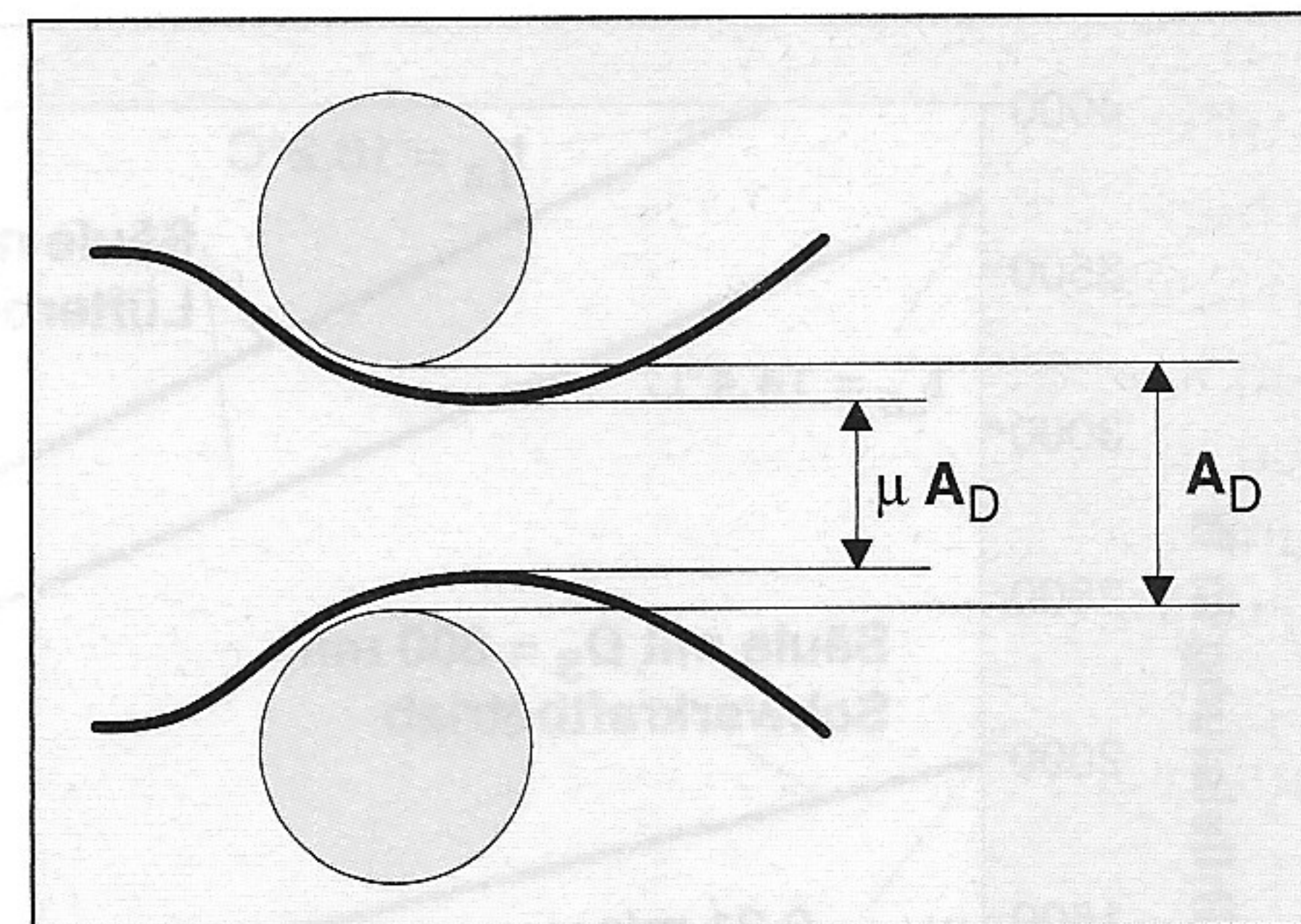


Bild 6: Darstellung der Stromeinschnürung beim Luftdurchtritt zwischen zwei benachbarten Kapillarrohren und Veranschaulichung des Drosselquerschnittes A_{D} sowie des Kontraktionskoeffizienten μ

werte gelten die Temperaturen in Höhe der unteren und oberen Säulenöffnung.

- Eine »äußere« Iteration über die Annahme des Luftmassenstromes schließt

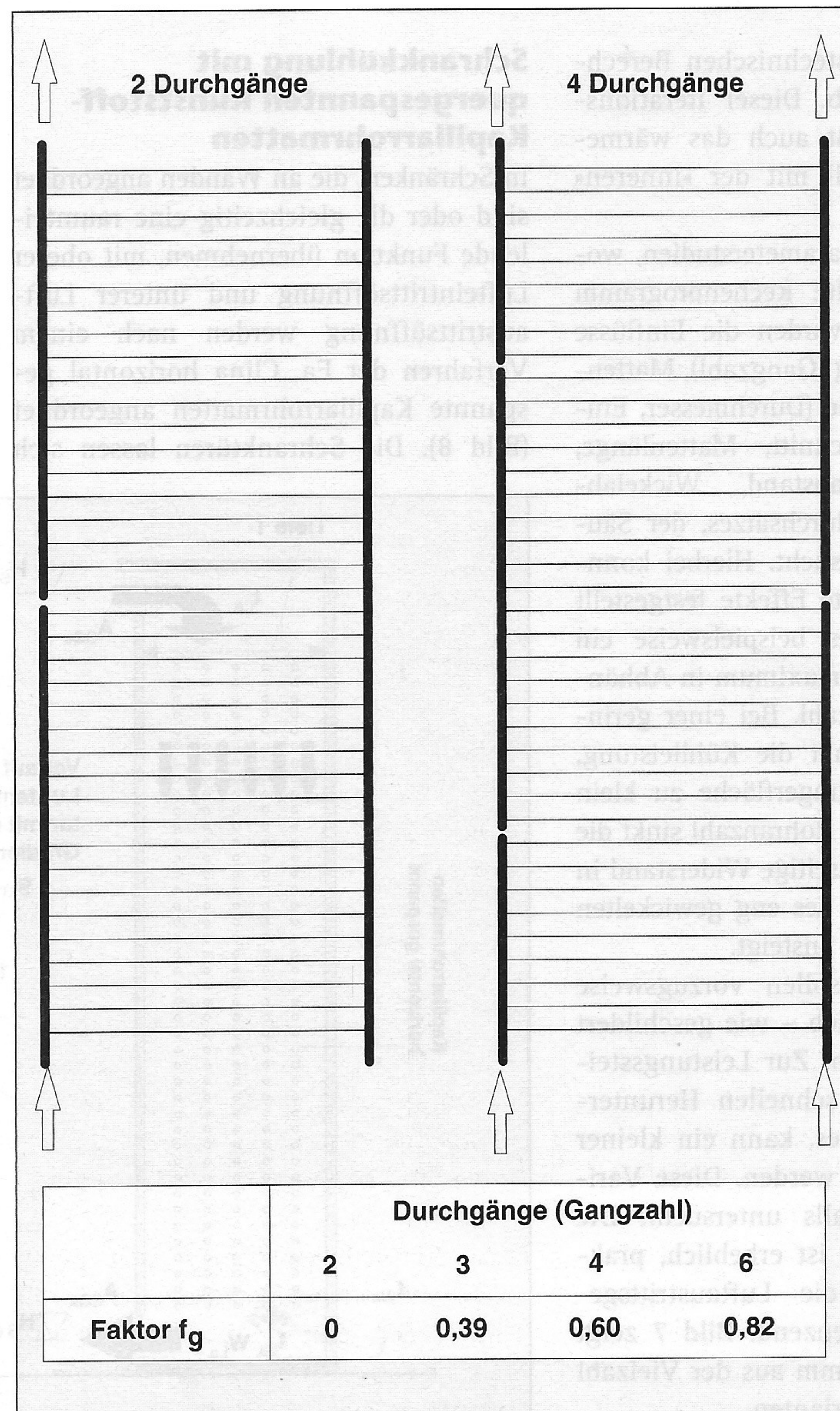


Bild 5: Vorschläge zur Registergestaltung mit unterschiedlichen Gangzahlen und Angabe des Gegenstromfaktors nach Gl. (22)

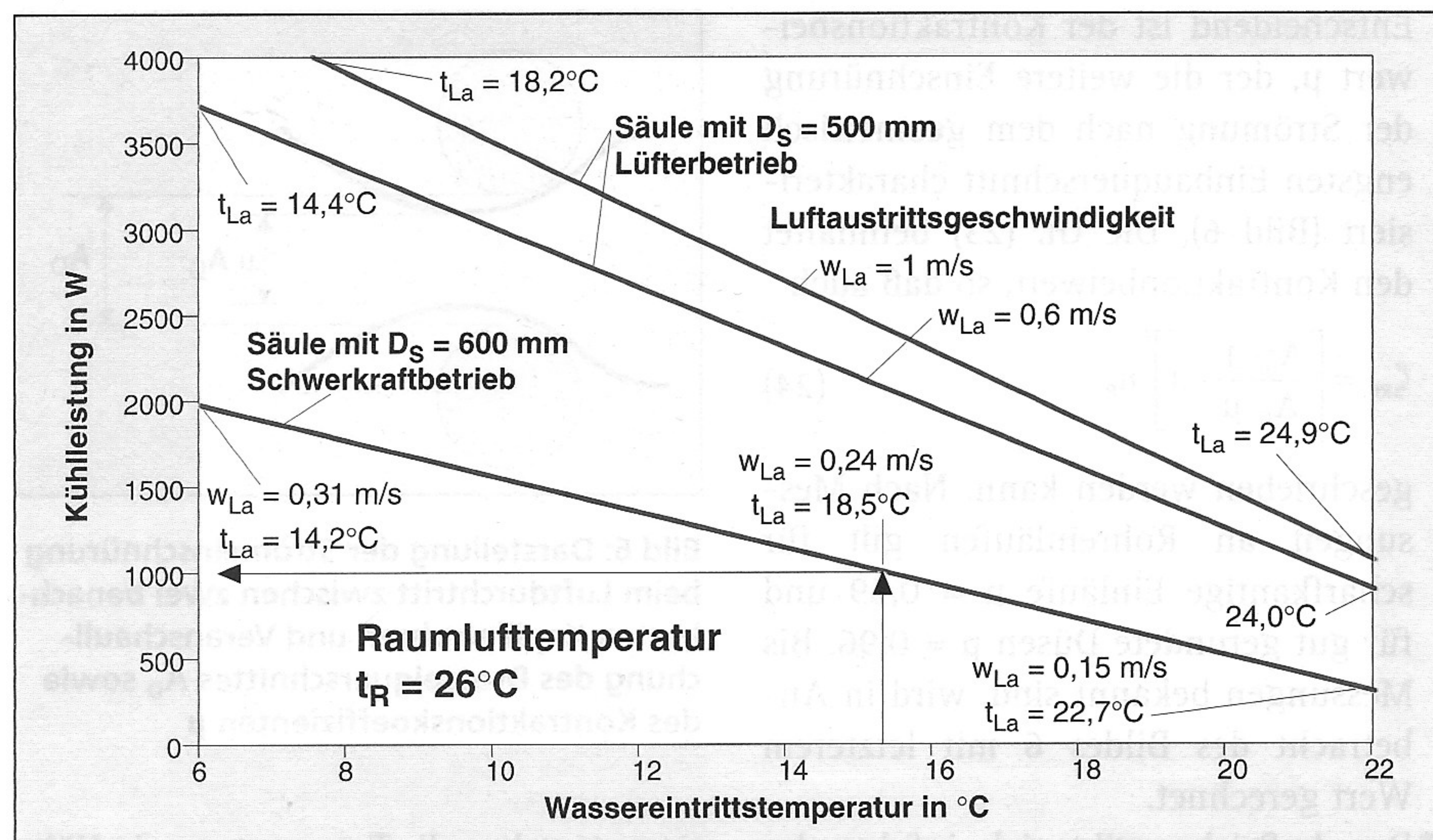


Bild 7: Kühlleistung von Luftkühlsäulen und Kennzeichnung der Luftaustrittszustände in Abhängigkeit der Wassereintrittstemperatur.
 Die Säule ist 2 m hoch. Der Wasserstrom beträgt bei Schwerkraftbetrieb $\dot{m} = 100 \text{ kg/h}$, bei Lüfterbetrieb $\dot{m} = 200 \text{ kg/h}$.
 Die Leistungskurven im Diagramm stellen lediglich eine kleine Auswahl der berechneten Varianten dar

diesen strömungstechnischen Berechnungskomplex ab. Dieser Iterationszyklus umschließt auch das wärmetechnische Modell mit der »inneren« Iterationsschleife.

In umfangreichen Parameterstudien, wozu sich das erstellte Rechenprogramm sehr gut eignete, wurden die Einflüsse der Mattenschaltung (Gangzahl), Matten- und Säulengeometrie (Durchmesser, Ein- und Austrittsquerschnitt, Mattenlänge, Rohranzahl, Rohrabstand, Wickelabstand), des Wasserdurchsatzes, der Säulenhöhe usw. untersucht. Hierbei konnten viele interessante Effekte festgestellt werden. So gibt es beispielsweise ein deutliches Leistungsmaximum in Abhängigkeit der Rohranzahl. Bei einer geringen Rohranzahl sinkt die Kühlleistung, da die Wärmeübertragerfläche zu klein ist. Bei einer großen Rohranzahl sinkt die Leistung, da der luftseitige Widerstand in der Säule – infolge des eng gewickelten Rohrbündels – stark ansteigt.

Die Kühltürme sollen vorzugsweise im Schwerkraftbetrieb – wie geschildert – eingesetzt werden. Zur Leistungssteigerung, z. B. zum schnellen Herunterkühlen eines Raumes, kann ein kleiner Lüfter zugeschaltet werden. Diese Variante wurde ebenfalls untersucht. Die Leistungssteigerung ist erheblich, praktisch wirkt nur die Luftaustrittsgeschwindigkeit begrenzend. Bild 7 zeigt ein Leistungsdiagramm aus der Vielzahl der betrachteten Varianten.

Schränkkühlung mit quergespannten Kunststoff-Kapillarrohrmatten

In Schränken, die an Wänden angeordnet sind oder die gleichzeitig eine raumteilende Funktion übernehmen, mit oberer Lufteintrittsöffnung und unterer Luftaustrittsöffnung werden nach einem Verfahren der Fa. Clina horizontal gespannte Kapillarrohrmatten angeordnet (Bild 8). Die Schranktüren lassen sich

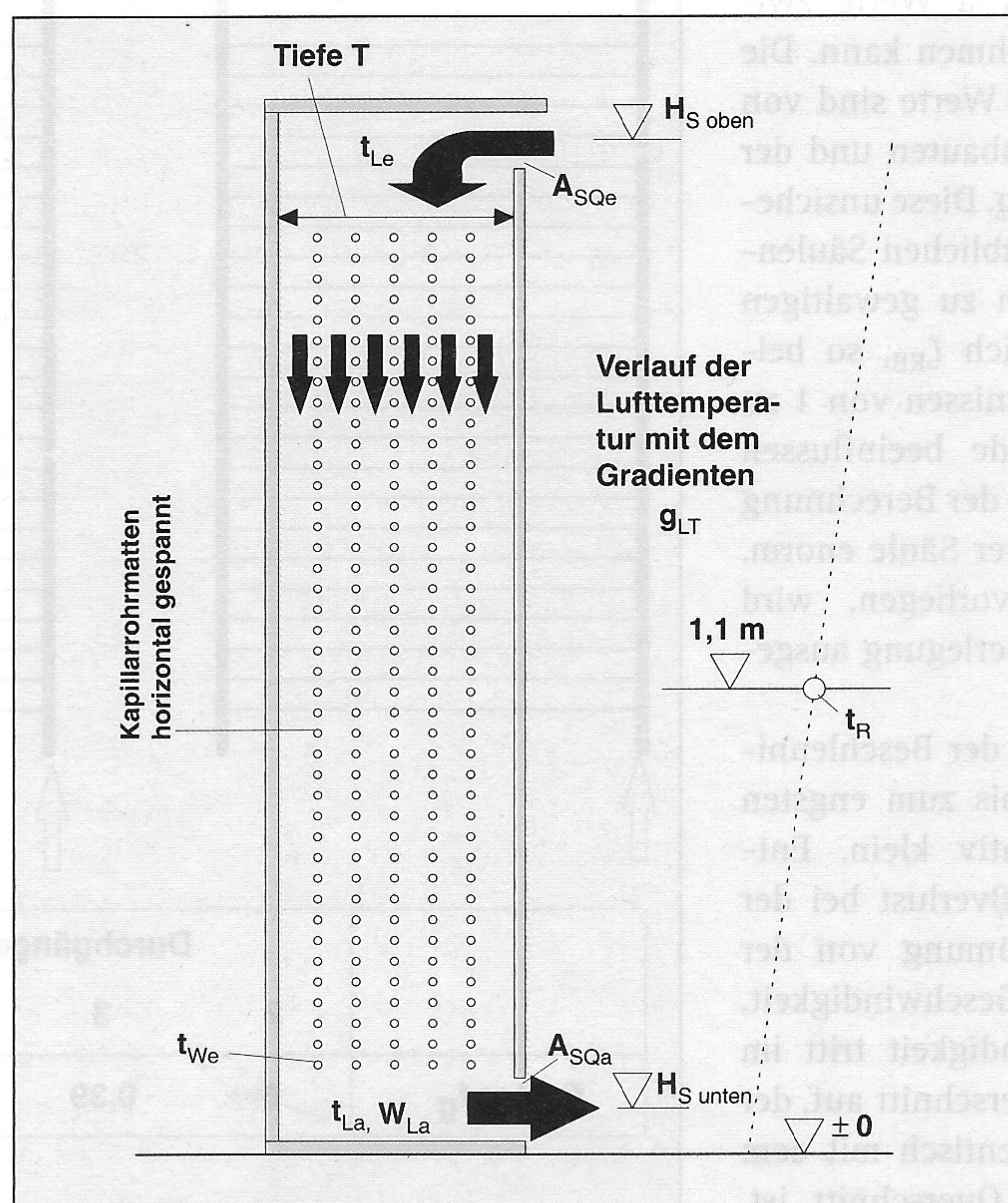


Bild 8: Schematischer Aufbau eines rechteckigen Kühltisches (Schranks) mit horizontal gespannten Kapillarrohrmatten und einseitigem Luftein- und Luftaustritt sowie Darstellung des vertikalen Lufttemperaturverlaufs im Raum

öffnen, so daß eine gute Reinigungsmöglichkeit besteht. Die Mattengeometrie ist außerordentlich variabel. Das physikalische Wirkprinzip entspricht natürlich dem der Kühltürme. Die wärme- und strömungstechnischen Modellierungen sind demzufolge auch denen für die Kühltürme sehr ähnlich.

Die umfangreichen Parameterstudien betrachteten wiederum Variationen der Mattenschaltung (Gangzahl), der Matten- und Schrankgeometrie (Schrankschneidtiefe, Ein- und Austrittsquerschnitt, Mattengröße, Rohranzahl, Rohrabstand, Registerabstand), des Wasserdurchsatzes, der Schrankhöhe usw. Zusätzlich zum Schwerkraftbetrieb wurde auch der Lüfterbetrieb in die Untersuchung einbezogen. Im Bild 9 sind ausgewählte Leistungskennlinien dargestellt.

Fazit

Die untersuchten Konstruktionsvarianten bestätigen die thermodynamisch günstigen Eigenschaften der Kunststoff-Kapillarrohrmatten bezüglich des konvektiven Wärmeübergangs bei freier und erzwungener Konvektion. Damit ergeben sich bei

- freihängenden Kunststoff-Kapillarrohrmatten,
- bei Säulen mit gewickelten Kunststoff-Kapillarrohrmatten und
- bei Schränken mit quergespannten Kunststoff-Kapillarrohrmatten

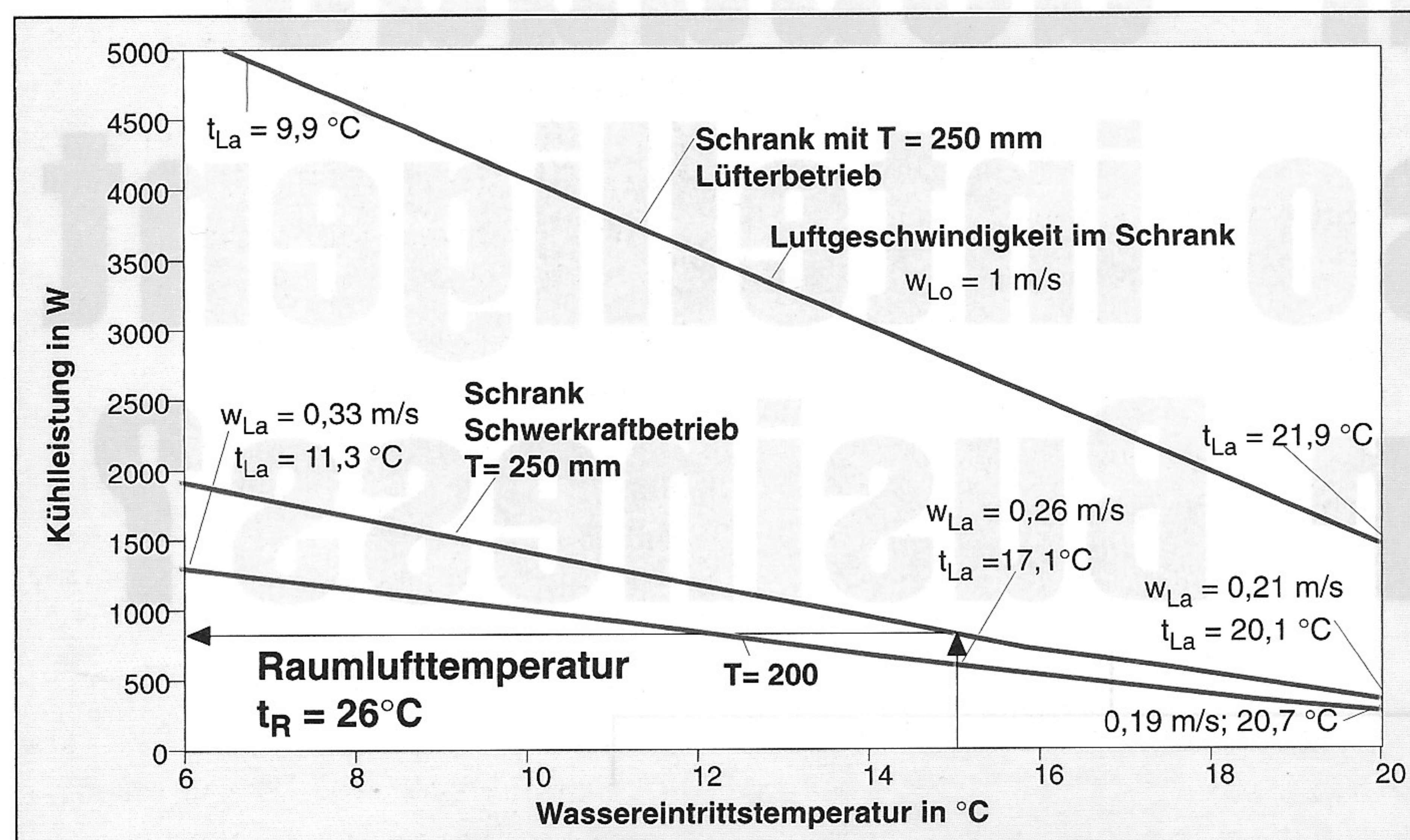


Bild 9: Kühlleistung von rechteckigen Luftkühlschächten (Schränken) und Kennzeichnung der Luftaustrittszustände in Abhängigkeit der Wassereintrittstemperatur.
Der Schränk ist 2 m hoch. Der Wasserstrom beträgt bei Schwerkraftbetrieb $\dot{m} = 100 \text{ kg/h}$ bei Bautiefe 200 mm und 200 kg/h bei Bautiefe 250 mm. Bei Lüfterbetrieb wird für alle Leistungen eine konstante Temperaturspreizung des Kaltwassers von 4 K zugrunde gelegt. Die Leistungskurven im Diagramm stellen lediglich eine kleine Auswahl der berechneten Varianten dar. Die Untersuchung erfolgte im Auftrag der Fa. Clina Heiz- und Kühlelemente GmbH, Berlin

sehr hohe Leistungswerte. Dadurch sind diese Kühlelemente

- im Schwerkraftbetrieb völlig geräuschlos und ohne Antriebsenergie zur Luftförderung einsetzbar und
- im Normalfall mit Wassereintrittstemperaturen $> 15^\circ\text{C}$ zu betreiben.

Diese hohen Temperaturen bieten die Möglichkeit über lange Zeiten des Jahres mit freier Kühlung auszukommen. Bei notwendiger Kälteerzeugung bieten die hohen Temperaturen beste Voraussetzungen, hohe Leistungszahlen zu erzielen. Damit kann in beiden Betriebsfällen sehr umweltfreundlich und ressourcenschonend gearbeitet werden.

Des weiteren besteht die Möglichkeit, diese Konvektionskühlelemente ergänzend zu Kühldecken zu installieren und ans gleiche Wassernetz anzuschließen. Damit kann man bauteilkonform – Kühldecken und Kühlkörper jeweils mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten bestückt – arbeiten. Damit sind Raumkühlsysteme mit hoher Wassertemperatur

- variantenreich bezüglich der Gestaltung und Formgebung,
- bedarfsangepaßt durch beliebige Bauteilverknüpfungen,
- flexibel bezüglich der örtlichen Anordnungsmöglichkeiten,
- ergänzbar durch zeitversetzte Nachrüstungen,

- preiswert bezüglich der Investitions- und Betriebskosten

gestaltbar. Die Flexibilität der Kunststoff-Kapillarrohrmatten bezogen auf ihre Größe und Form ermöglicht es dem Architekten, anspruchsvolle, eigenwillige und dennoch preiswerte Lösungen zu kreieren. So könnten die Matten auch mit Metallgeflechtem, Streckmetallen, Textilien aller Art u.a.m. kombiniert und beispielsweise als Kühlsegel gestaltet werden. Die Schränk- und Säulenelemente sind in sanierten Großraumbüros als Raumteiler mit schallabsorbierender Eigenschaft oder als »Pinnwände« bzw. »Litfaßsäulen« zusätzlich genutzt denkbar.

Der Anschluß an ein vorinstalliertes Kaltwassernetz mit flexiblen Anschlüssen im Doppelboden kann sich ändernden Nutzungen anpassen. Die Leistungsregelung kann durch die Insassen mittels Veränderung des Massestromes oder Verstellung der Luftdurchlaßelemente individuell erfolgen. Diese Möglichkeit stellt ein nicht zu unterschätzendes »psychologisches Plus« dar!

Zur Kühlung von Einzelräumen (Büros, Praxen, Werkstätten, Wohnräumen) mit dezentraler Kaltwassererzeugung sind die beschriebenen Kühlelemente ebenfalls gut geeignet.

Zur Leistungserhöhung der Kühlkörper mit Schächten (Säulen und Schränke) können fallweise zusätzliche Lüfter mit geringer Antriebsleistung vorgesehen und bei Bedarf zugeschaltet werden. Die damit erreichbaren Leistungen werden nur durch zulässige Austrittsgeschwindigkeiten begrenzt, die wiederum vom Einsatzfall abhängen.

Der Betrieb der schachtförmigen Kühlelemente ist ohne und mit Kondenswasserausscheidung möglich. Damit sind die Elemente sowohl im Komfortklimabereich in Kombination mit einem hygienisch bedingten Mindestvolumenstrom aufbereiteter Außenluft mit Taupunktüberwachung als auch in Bereichen mit ausschließlicher Leistungsregelung einsetzbar.

Die Fa. Clina entwickelte zusätzlich eine Sonderform der schachtförmigen Elemente mit Anschluß des Lufteintritts an die Außenatmosphäre. Damit wird Außenluft abgekühlt und nur durch den Dichteunterschied geräuschlos in den Raum gefördert.

Mit Simulationsmodellen auf theoretischer Basis ist das relativ große Leistungspotential der konvektiven Kühlelemente mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten abgeschätzt worden.

Die Gestaltungsvielfalt der Elemente sollte durch den Entwurf von Kleinserien aber auch Unikaten kreativ genutzt werden.

Literatur

- [1] Glück, B.: Umfassende Umweltenergienutzung durch Fußbodenheizung mit Kapillarrohrmatte – Leistungsermittlung mit verifiziertem Simulationsmodell, TAB Technik am Bau 1999 Heft 3
- [2] VDI-Wärmeatlas. 7. Auflage. Düsseldorf: VDI Verlag 1994
- [3] Glück, B.: Wärmeübertragung – Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren (Reihe Bausteine der Heizungstechnik). 2. Auflage. Berlin: Verlag für Bauwesen 1990
- [4] Glück, B.: Vergleichsprozesse der Klimatechnik. Heidelberg: C. F. Müller Verlag 1998
- [5] Idel'chik, I. E.: Handbook of Hydraulic Resistance – Coefficients of Local Resistance and of Friction. Moskau: Gosudarstvennoe Energeticheskoe Izdatel'stvo 1960, Translation Jerusalem 1966
- [6] Esdorn, H.: Rietschel – Raumklimatechnik I. Grundlagen. 16. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hong Kong, Barcelona, Budapest: Springer-Verlag 1994
- [7] Glück, B.: Hydrodynamische und gasdynamische Rohrströmung - Druckverluste (Reihe Bausteine der Heizungstechnik). Berlin: Verlag für Bauwesen 1988