Luftheizung oder wasserbeaufschlagte Flächenheizung in Gebäuden mit niedrigem Heizwärmebedarf?

Bernd Glück

Die Frage ist offenbar bereits von der Praxis zugunsten der Luftheizung beantwortet worden. Dennoch bestehen beträchtliche Zweifel an der Richtigkeit der Antwort. Selbstverständlich stellen alle technischen Entscheidungen Kompromisslösungen dar, wobei üblicherweise viele Aspekte in die Wertung einbezogen werden sollten. Im vorliegenden Fall besteht die Vermutung, dass niedrige Baukosten allein den Ausschlag gaben. Deshalb sollen einige weitere technische Unterscheidungsmerkmale dargestellt werden.

1. Grundanliegen der Wohnhäuser mit niedrigem Heizenergiebedarf

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

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

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

2. Derzeitige Konsequenz für die Heizungstechnik

Die wirkungsvolle Gebäudedämmung und ergänzende Konstruktionen, wie beispielsweise

- Dreifachverglasung der Fenster
- Dachdämmung 400 mm
- luftdichte Ausführung
- Erdkanäle zur Luftvorwärmung usw.

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

Das Heizsystem wird enorm minimiert oder entfällt ganz. Die ohnehin notwendige Lüftungsanlage ist in der Regel sehr einfach gestaltet und um eine elektrische Nachheizung ergänzt. Die Rechtfertigung – vom Kostendruck geprägt – geht von der Kleinheit der Heizlast aus. Bei Passivhäusern wird in [1] eine Heizlast $< 10\,W/m^2$ genannt.

Teilweise werden die „Vorteile der Elektroheizung" sehr unkorrekt dargestellt und indirekt der konventionellen Wasserheizung ein „gesundes Wohnklima" abgesprochen, wie in [2] geschehen. Solche Darstellungen belasten eine objektive Diskussion sehr bzw. machen sie unmöglich.

Einige Entwicklungen – beispielsweise in [3] aufgezeigt – verfolgen eine effiziente Wärmebereitstellung mit Wärmepumpen, die als Wärmequelle die Abluft nach der rekuperativen Wärmerückgewinnung verwendet. Die Wärmeverteilung im Gebäude stellt dennoch eine Schwachstelle dar, da die Wärmezufuhr an die Räume lediglich über die Zuluft ohne ein technisch hochwertiges Lüftungssystem erfolgt.

3. Generelle Nutzungsanforderungen und mögliche Defizite

Die wärmephysiologische Grundforderung besteht in der Realisierung einer behaglichen Raumtemperatur, die als operative Raumtemperatur (Empfindungstemperatur) t_R zu bestimmen ist. Theoretisch muss diese aus der Lufttemperatur t_L und der Strahlungstemperatur der Umgebung t_U paritätisch gemittelt werden, messtechnisch entspricht sie näherungsweise der Globetemperatur.

Die behaglichen Temperaturen sind der ISO 7730 in Abhängigkeit der Haupteinflüsse Aktivität und Wärme-

Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Glück, F+E TGA, 08547 Jößnitz (Plauen) und Westsächsische Hochschule Zwickau (FH).

Tabelle 1. Empfindungstemperaturen (operative Raumtemperaturen) nach ISO 7730 für typische Tätigkeiten und Bekleidungen im Wohnbereich bei w ≈ 0,2 m/s und φ = 50 %.

Aktivität		Bekleidung im Raum		
met	**(W/m²)**	**Sommer 0,5 clo**	**Übergang 0,75 clo**	**Winter 1 clo**
1	(58)	26,8 °C	25,3 °C	23,9 °C 22 °C ⇒ 11 % 20 °C ⇒ 32 %
ruhiges Sitzen				
1,2	(70)	25,5 °C	23,9 °C 26 °C ⇒ 12 %	22,3 % 26 °C ⇒ 21 % 20 °C ⇒ 11 % 18 °C ⇒ 25 %
leichte Tätigkeit				

leitwiderstand der Bekleidung zu entnehmen. Ein Auszug für typische Tätigkeiten und Bekleidungen im Wohnbereich findet sich in *Tabelle 1*. Einige Temperaturabweichungen zu niedrigeren und zu höheren Temperaturen (kursive Schreibweise) sind mit den zugehörigen Unzufriedenheitsgraden eingetragen. Daraus wird beispielsweise deutlich, dass beim Relaxen im Winter 20 °C eine viel zu niedrige Temperatur darstellt (Unzufriedenheitsgrad 32 %).

Der hohe Dämmstandard bietet im *Heizfall* grundsätzlich sehr gute Voraussetzungen für wärmephysiologisch behagliche Verhältnisse. Die Unterschiede zwischen Luft- und Strahlungstemperatur der Umgebung werden klein sein, sodass die Forderungen der ISO 7730 (*Fanger*sche Behaglichkeitsdiagramme gemäß *Bild 1*) erfüllt sind. Die Strahlungstemperaturasymmetrien und der vertikale Lufttemperaturgradient überschreiten in der Regel die zulässigen Grenzwerte nicht.

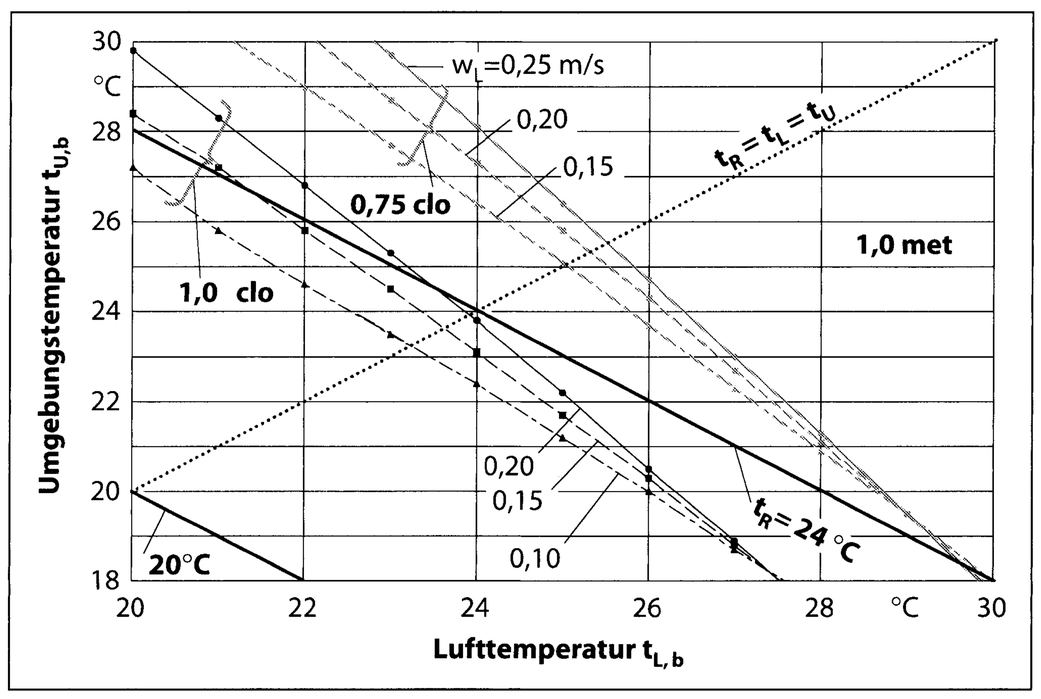

Bild 1. Behaglichkeitsdiagramm nach ISO 7730 für die Aktivität 1 met (ruhiges Sitzen) und den Bekleidungen 1 clo (winterliche Bekleidung bei Zimmeraufenthalt) sowie 0,75 clo (Übergangsbekleidung) mit Parameterkurven unterschiedlicher Luftgeschwindigkeiten.
Luftgeschwindigkeiten unter 0,15 m/s sind praktisch nicht realisierbar, Geschwindigkeiten über 0,2 /s sollten nach DIN 1946 T.2 vermieden werden.

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

Dennoch sieht es der Autor als seine Pflicht an, in sachlich nüchterner Weise auf mögliche Schwachpunkte des derzeit praktizierten Systems „Luftheizung" zu verweisen, wovon einige trotz der vorgenannten Voraussetzungen auch bereits von Nutzern beklagt wurden.

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

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

– Die Raumtemperatur lässt sich nicht so ideal konstant halten, wie dies bei guten, konventionellen Systemen gegeben ist.
  - Die Luftzufuhr wird nur in die Aufenthaltsräume vorgenommen über Küche, Bad und WC erfolgt die Abluftführung.
  - Die Luftmenge kann nur relativ grob eingeregelt werden.
  - Die Nachwärmung erfolgt in Stufenschaltungen, oftmals nur nach dem Pilotraumprinzip.

– Die Bauweise der Häuser mit niedrigem Heizbedarf geht von unterschiedlichen Philosophien aus.
  - In der Regel bevorzugt man eine schwere Bauweise mit großem transparenten Anteil, um eine große Energiespeicherung in den Raumumfassungen zu bewirken. Dadurch ist eine beachtliche Trägheit vorhanden, die meistens positiv als hohe Thermostabilität des Raumes angepriesen wird.

    Das Verändern der gewünschten Raumtemperaturen bereitet bei reinen Luftsystemen dann ziemliche Schwierigkeiten.
  - Bei einer leichten Bauweise, z. B. mit sehr gut gedämmten Holzumfassungen, gibt es diese Probleme nicht in dem Maße, allerdings leidet darunter die Effizienz der Speicherung der eingestrahlten Energie.

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

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

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

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

4. Anlagentechnische Anforderungen und vorhandene Defizite

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

– Der Anlagenbetrieb sollte mit einem *Minimum an Exergieeinsatz* erfolgen. Dies bedeutet *keine* elektrische Direktheizung und Verwirklichung niedrigster Heizmedientemperaturen.

Letzteres ist in [4] umfassend erläutert worden. Des einheitlichen Duktus wegen werden Teile von dieser Veröffentlichung nachfolgend zitiert. Das Ziel der Raumheizung ist es, den Raum auf konstanter Temperatur t_R bei niedrigerer Außentemperatur t_a 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 Umfassungen nach außen gelangt.

Der Exergiestrom („Exergie der Wärme") beträgt bezogen auf die Außentemperatur (Berechnung erfolgt mit den absoluten Temperaturen)

$$\dot{E}_{Q,H} = \left(1 - \frac{T_a}{T_H}\right)\dot{Q}, \qquad (1)$$

wobei der Klammerausdruck den *Carnot*-Faktor darstellt. Würde im Sonderfall der Heizwärmestrom mit Elektroenergie bereitgestellt, dann gilt für den aufgewendeten Exergiestrom

$$\dot{E}_{Q,H} = \dot{Q}, \qquad (2)$$

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

Mit dem Übergang an den Raum entsteht eine Qualitätsminderung der Wärme, denn es ist nur noch der Exergiestrom

$$\dot{E}_{Q,R} = \left(1 - \frac{T_a}{T_R}\right)\dot{Q}, \qquad (3)$$

vorhanden. Ist der Wärmestrom außen angekommen, ist der zugehörige Exergiestrom

$$\dot{E}_{Q,a} = \left(1 - \frac{T_a}{T_a}\right)\dot{Q} = 0. \qquad (4)$$

Die Differenz zwischen $\dot{Q}$ und $\dot{E}$ stellt den Anergiestrom $\dot{A}$ dar, d. h., der Wärmestrom bei Umgebungstemperatur besteht zu 100 % aus Anergie.

Die exergetischen Verluste betragen somit:

Verluststrom vom Raum nach außen

$$\dot{E}_{V,R-a} = \dot{E}_{Q,R} = \left(1 - \frac{T_a}{T_R}\right)\dot{Q}, \qquad (5)$$

Verluststrom vom Heizmedium an den Raum

$$\dot{E}_{V,H-R} = \dot{E}_{Q,H} - \dot{E}_{Q,R} = \left(1 - \frac{T_a}{T_H}\right)\dot{Q} - \left(1 - \frac{T_a}{T_R}\right)\dot{Q}. \qquad (6)$$

Tabelle 2. Exergieverluste unterschiedlicher Heizsysteme.

	Variante 1	**Variante 2**	**Variante 3**
Wärmebereitstellung	Elektrowiderstandsheizung	ideale Wärmepumpe $t_H = 43\,°C$	ideale Wärmepumpe $t_H = 27\,°C$
erforderlicher Exergiestrom $\dot{E}_{Q,H}$ (Gl. (1) oder (2))	1,000 $\dot{Q}$	0,136 $\dot{Q}$	0,090 $\dot{Q}$
Exergieverluststrom $\dot{E}_{V,R-a}$ Raum-außen (Gl. (5))	0,068 $\dot{Q}$	0,068 $\dot{Q}$	0,068 $\dot{Q}$
Exergieverluststrom $\dot{E}_{V,H-R}$ Heizfläche-Raum (Gl. (6))	0,932 $\dot{Q}$	0,068 $\dot{Q}$	0,022 $\dot{Q}$

Die ökologische Hauptzielstellung ist es, nur den minimal notwendigen Exergiestrom dem Heizsystem zuzuführen und den Anergiestrom im Kreislauf zu leiten. Dies gelingt, wenn beispielsweise ein idealer Wärmepumpenprozess (reversible Arbeitsweise des Kreisprozesses und exergieverlustfreie Wärmeübertragung am Kondensator und Verdampfer) zwischen dem Umgebungsreservoir mit der Temperatur t_a und der Heizmedientemperatur t_H arbeiten würde. D. h., es würde nur der Exergieverluststrom des Heizprozesses $\dot{E}_{Q,H}$ gedeckt.

Damit wird die zweite Zielstellung sofort ersichtlich, die Heizwassertemperatur so niedrig wie technisch realisierbar zu halten, um den Exergieverluststrom $\dot{E}_{V,H-R}$ zu minimieren.

Betragen die operative Raumtemperatur t_R = 20 °C (T_R = 293 K) und die Außentemperatur t_a = 0 °C (T_a = 273 K), so folgen für drei unterschiedliche Wärmebereitstellungsvarianten die Ergebnisse der *Tabelle 2.*

Erwartungsgemäß ist der Exergieverlust $\dot{E}_{V,R-a}$ für alle Varianten gleich, denn er ist systemunabhängig nur eine Funktion von der Raumtemperatur und Außentemperatur. Eine Reduzierung ist lediglich durch eine sogenannte thermoaktive Dämmung, die in [5] vorgestellt wurde, möglich.

Der Exergieverlust $\dot{E}_{V,H-R}$ unterliegt einer direkten Beeinflussung. Ökologisch frevelhaft ist der Einsatz einer Elektroenergieheizung. Für Flächenheizungen mit sehr großem Wärmedurchgangskoeffizienten und/oder Wärmeübertragerfläche ($kA \to \infty$) gilt $\dot{E}_{V,H-R} \to 0$. Praktisch sind gemäß Tabelle Verluste von (0,068 ... 0,022) $\dot{Q}$ erreichbar.

Damit ergeben sich beispielhaft die exergetischen Gesamtaufwendungen bezogen auf $\dot{Q}$:

– *14 ... 9 % bei Flächenheizungen*

– *100 % bei Elektroheizung.*

Ein Exergieverlust entsteht auch infolge der Rohrreibung beim Durchströmen der Wärmeübertragerfläche. Er liegt bei Flächenheizungen und verlustfreiem Pumpenbetrieb nach [4] bei beispielsweise $\dot{E}_{V,PH}$ = 0,0006 $\dot{Q}$.

– *Veränderte thermische Randbedingungen,* die durch die Nutzer gewollt sind (Einstellung einer neuen Raumtemperatur) oder durch äußere bzw. innere Laständerungen hervorgerufen werden, sollten eine *schnelle Kompensation* erfahren.

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

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

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

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

  Der Einsatz von Höchstleistungswärmeübertragerflächen bietet sich auch zur verstärkten Nutzung der Umweltenergie an. Die Energie aus Solarkollektoren kann über einen längeren Zeitraum zum Heizen Verwendung finden, und Erdkollektoren oder Fundament-Erdreichspeicher sind zum Kühlen [6] einsetzbar.

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

5. Effiziente Wärmeübertragungsflächen

Aus den vorgenannten Forderungen lautet die praktische Aufgabenstellung für die Raumheizflächen beispielsweise für Heizkörper, Wand- und/oder Fußbodenheizungen den Wärmedurchgangskoeffizienten k und die Fläche A möglichst groß zu gestalten. Dabei gibt es natürlich geometrische, wirtschaftliche und technische Grenzen. Letztere können z. B. hydraulische Grenzen sein.

In [4] wurde das natürliche Vorbild – der Blutkreislauf in seiner Eigenschaft als Wärmetransportsystem – für den Bau von effizienten Wärmeübertragerflächen gezeigt. Die charakteristischen Merkmale

– kleine Abstände der Fluidkanäle ohne erforderliche Wärmeleitrippen
– parallele Durchströmung aller Röhrchen mit Geschwindigkeiten von 0,05 ... 0,2 m/s mit kleinen Druckverlusten in den Rohrregistern
– sauerstoffdurchlässige Wandungen der Fluidkanäle

gelten gleichermaßen für das Blutgefäßsystem und in der technischen Entsprechung auch für Kunststoff-Kapillarrohrmatten aus PP, die in großer Vielfalt von der Fa. Clina, Berlin, produziert werden. Damit sind flächenförmige Wärmeübertrager für Raumbegrenzungen mit ausgezeichneten thermodynamischen und hydraulischen Eigenschaften leicht herstellbar. Die positiven Effekte beziehen sich auf beispielsweise

– hohe spezifische Leistungen bei Fußboden- und Wandheizungen [4; 6; 7; 9] infolge großer Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen Raum und Wasserstrom mit der Realisierbarkeit von niedrigen Heizwassertemperaturen
– gute Dynamik beispielsweise beim Aufheizen [4; 6; 7; 9]
– kleine Druckverluste [4]
– dünne Schichten am Baukörper oder direkte Integration in den Baukörper [6; 7; 8; 9]
– einfaches Handling z. B. durch Einputzen, „Tapezieren" von Profilfolien mit Kapillarrohrmatten, Verlegen im Fliesenkleber ohne Estrich, oberflächennahes Eingießen in Betonfertigteile (Filigrandecken [8])
– ökologische Anforderungen (voll recyclefähig, integrierbar in Beton, Gips, Lehm usw.).

Mit raumseitigen Wärmeübertragerflächen sind generell weitere günstige Eigenschaften verbunden:

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

Damit gibt es eine Vielzahl von innovativen Lösungsmöglichkeiten, die auch neuartige Baustoffe – beispielsweise Blähglas [9] – mit einschließen, sodass raumnahe Heiz- bzw. Kühlmedientemperaturen erreichbar sind.

6. Wärmetechnisches Verhalten eines Raumes in einem Passivhaus

6.1 Raumgeometrie und wärmetechnische Raumdaten

Die Geometrie für einen ausgewählten Raum ist *Bild 2* zu entnehmen. Es handelt sich um ein Wohnzimmer mit einer geschosshohen Vollglasfassade und mit zwei seitlichen

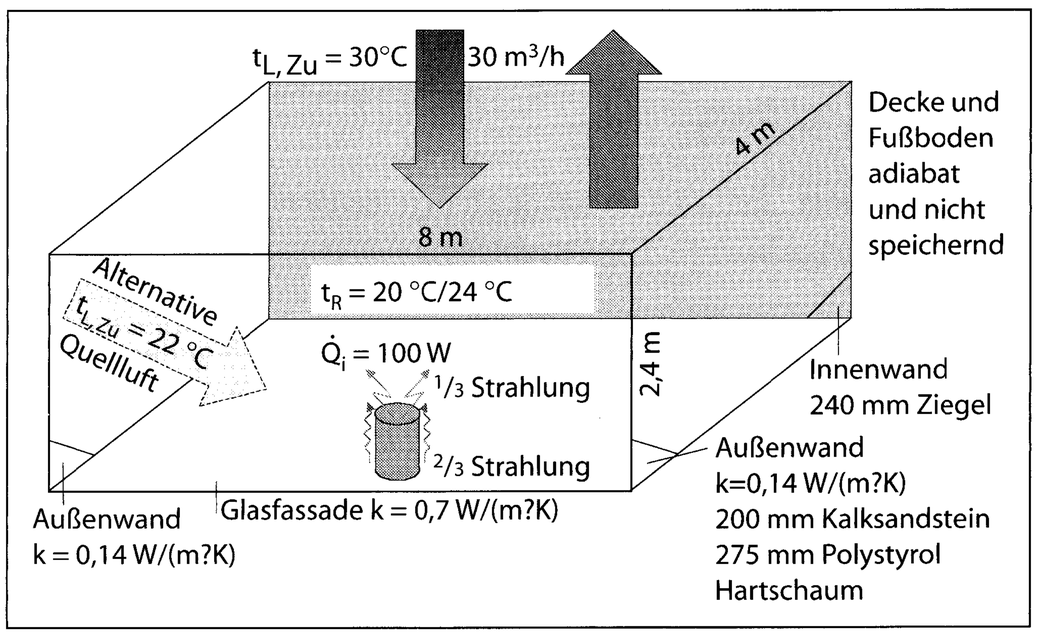

Bild 2. Grobskizze des zu untersuchenden Raumes in einem Passivhaus mit den wichtigsten geometrischen und wärmetechnischen Angaben. Es gilt die Außentemperatur 0 °C. Die Raumtemperatur beträgt wahlweise 20 °C bzw. 24 °C. Die Lüftung erfolgt mit der Zulufttemperatur von 30 °C. Bei einer Raumtemperatur von 24 °C ist auch eine Quelllüftung mit 22 °C denkbar. Im Raum befinden sich zwei Tische, die sich wärmetechnisch passiv verhalten und zwei Wärmequellen mit einer Gesamtleistung von 100 W.

Außenwänden. Alle weiteren Raumumfassungen grenzen an andere Räume.

Kennzeichnend für die Gebäude mit sehr geringen Heizlasten, speziell der Passivhäuser sind die besonders niedrigen Wärmedurchgangskoeffizienten der Raumumfassungen. Sehr unterschiedlich kann die Schwere der Gebäude sein. Die Unterschiede wurden bereits im Abschnitt „Nutzungsanforderungen" gegenübergestellt. Für die weiteren Untersuchungen ist eine mittlere Konstruktion ausgewählt worden. Die beiden Außenwände bestehen aus 200 mm Kalksandstein und 275 mm Polystyrol, bei der der Fassade gegenüberliegenden Innenwand handelt es sich um eine 240 mm dicke Ziegelwand und Fußboden sowie Decke seien nicht wärmespeichernd. Die wärmetechnisch relevanten Detaildaten finden sich ebenfalls im *Bild 2.* Vorhandene Innen- und Außenputze sind hierbei vernachlässigt worden. Bei einer schweren Bauweise wären die Decke sowie der Fußboden ebenfalls massiv und gut wärmeleitend, z. B. mit Fliesenbelag, ausgeführt. Sie würden die Trägheit wesentlich erhöhen.

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

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

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

Die Belüftung erfolgt mit einem Zuluftstrom von 30 m^3/h der Temperatur $t_{L,Zu}$ = 30 °C. Damit ist ein Luftwechsel von 0,39 h^{-1} gewährleistet. Alternativ dazu wird auch eine Quellluftvariante mit gleichem Luftvolumenstrom bei einer Zulufttemperatur von 22 °C betrachtet, die natürlich nur bei 24 °C Raumtemperatur qualitätsgerecht arbeitet.

Außer der Luftheizung werden auch eine Fußbodenheizung und eine Deckenheizung betrachtet. Für die wärmetechnische Charakteristik der Flächenheizungen gelten relativ geringe Teilwärmedurchgangskoeffizienten: $\kappa_{Fußboden}$ = 11 W/(m^2K) bzw. κ_{Decke} = 20 W/(m^2K). Der Teilwärmedurchgangskoeffizient ist in [4; 10] definiert. Er bezieht sich auf den Wärmefluss von der raumseitigen Oberfläche bis zum Wasser im Rohrregister.

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

6.2 Untersuchungsmethodik

Die Untersuchung wird mit dem in [10] entwickelten „Wärmetechnischen Raummodell" durchgeführt. Bestandteile dieses Modells sind die Ermittlungen:

- des genauen, geometriebezogenen Strahlungsaustausches nach der Methode des umschlossenen Raumes
- der Konvektionsströme für beispielsweise 10 horizontale Zonen gleicher Dicke
- der thermisch verursachten Auf- und Abtriebsströme
- der resultierenden, vertikalen Luftvolumenströme im Raum
- des wärmetechnischen Verhaltens der Umfassungen, z. B. der Wände
- des wärmetechnischen Verhaltens der Komponenten z. B. der Fußbodenheizung
- der Wirkungsweise von Quellluftsystemen
- der Strahlungstemperatur und der Strahlungstemperatur-Asymmetrie an jedem Raumpunkt
- des vertikalen Lufttemperaturprofils
- der Empfindungstemperatur in einer Prüfebene parallel zum Fußboden.

Die Berechnungen enthalten mehrere ineinandergeschachtelte Iterationsschleifen, wobei die Genauigkeitsgrenzen für die Massestrom- und Enthalpiebilanzen sowie für die Temperaturen einstellbar sind.

Das Raummodell arbeitet mit einem bausteinförmigen Programmaufbau und einer offenen, erweiterbaren Struktur. Die Bausteine beinhalten unterschiedliche Approximationsstufen von einfachen Näherungen bis hin zu exakten Lösungen. Die Zusammenstellung hat problemorientiert zu erfolgen, was natürlich entsprechende Fachkenntnisse beim Anwender voraussetzt. Die bestehende Bausteinreihe ist von jedermann ergänzbar.

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

6.3 Stationärer Betrieb

Für die zu untersuchenden stationären Betriebsfälle sollen ergänzend zu den in Verbindung mit *Bild 2* beschriebenen Randbedingungen wahlweise die operativen Raumtemperaturen (Empfindungstemperaturen) t_R = 20 °C und 24 °C gelten.

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

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

Tabelle 3. Ergebnisse der stationären Berechnung zur Raumheizung bei t_R = 20 °C und 24 °C sowie bei Einsatz einer Luft-, einer Fußboden- und einer Deckenheizung.

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

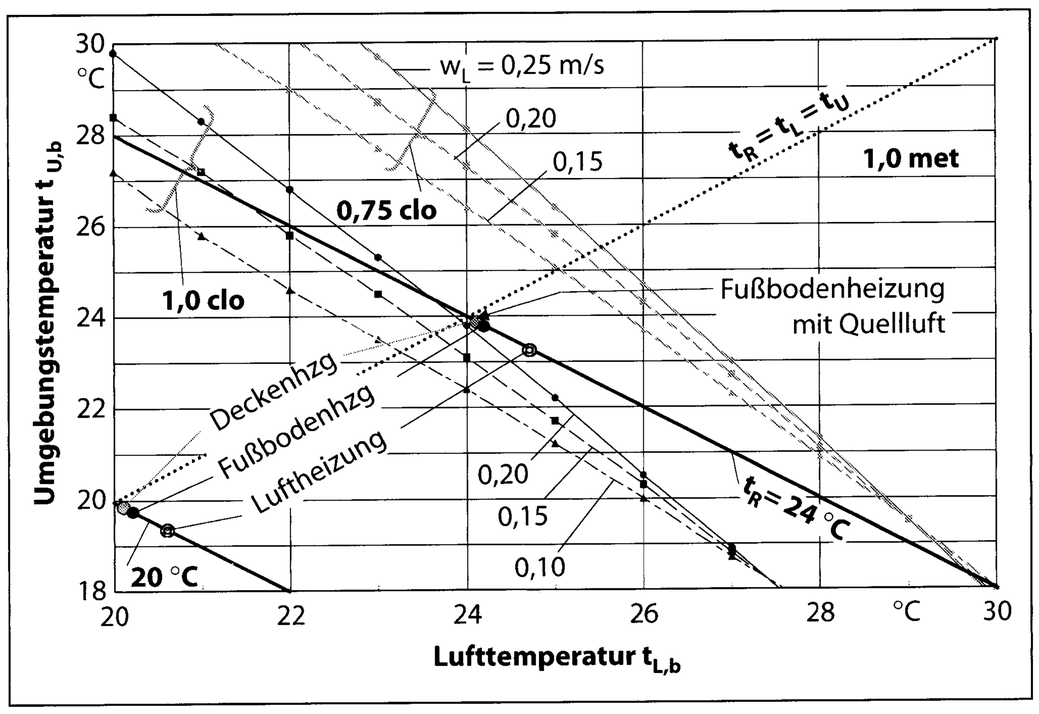

Bild 3. Behaglichkeitsdiagramm gemäß *Bild 1* mit den eingetragenen Ergebnissen der berechneten Varianten Decken-, Fußboden- und Luftheizungen bei stationären Betriebsbedingungen und Raumtemperaturen von 20 °C bzw. 24 °C.

- $\dot{Q}_{K,An}$ konvektiver Anpasswärmestrom, der dem Raum zusätzlich zu übertragen ist, um eine ausgeglichene Wärmebilanz zu erhalten
- $\dot{Q}_{F,Zu}$ Wärmestrom, der von einer Flächenheizung an den Raum übertragen wird
- $\dot{Q}_{Inter}$ Wärmestrom, der von den inneren Wärmequellen an den Raum übertragen wird
- $\dot{Q}_{Sum}$ Gesamtwärmestrom an den Raum.

Für den stationären Heizfall der Systeme Luftheizung, Fußbodenheizung und Deckenheizung finden sich die Ergebnisse in *Tabelle 3*. Des Weiteren sind die Luft- und Strahlungstemperaturen der Umgebung im *Bild 3* eingetragen.

Diskussion der Ergebnisse:

- Die geforderten Empfindungstemperaturen sind in allen Fällen erreicht worden, ihr Schwankungsbereich über dem Grundriss ist mit einer maximalen Abweichung von +0,1 K und –0,2 K sehr klein. D. h., aus wärmephysiologischer Sicht erfüllen alle Systeme die Anforderungen.
- Bei den Flächenheizsystemen wird deutlich, dass die Luft- und Umgebungstemperaturen sehr nahe beieinander liegen. Sie unterscheiden sich um maximal 0,4 K. Bei der Luftheizung betragen die Unterschiede bis 1,4 K.
- Die Abluftemperaturen sind erwartungsgemäß bei der Deckenheizung etwas höher als bei der Fußbodenheizung.
- Logischerweise geht die Wärmezufuhr durch die Zuluft mit ansteigender Raumtemperatur zurück.

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

Bei den Flächenheizungen kann dies durch eine erhöhte Heizmedientemperatur ausgeglichen werden. Obwohl für die Heizdecke lediglich ein Teilwärmedurchgangskoeffizient $\kappa = 20\,W/(m^2K)$ zugrunde gelegt wurde, ergeben sich mittlere Wassertemperaturen, die nur 1 K bis 1,6 K über der Raumtemperatur liegen. Bei den Fußbodensystemen sind konstruktionsbedingt die Teilwärmedurchgangskoeffizienten geringer, dennoch betragen sie nach [7] für innovative Lösungen beispielsweise $\kappa = 11\,W/(m^2K)$. Infolge des besseren Wärmeübergangskoeffizienten (Wärmestrom von unten nach oben) liegen die Wassertemperaturen in der gleichen Größe wie bei der Deckenheizung.

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

Bei den Flächenheizungen sind die mittleren Heizmedientemperaturen in *Tabelle 3* ausgewiesen, bei den Luftheizungen mit $t_{L,Zul}$ = 30 °C sei t_H = 40 °C angesetzt.

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

Im realen Betriebsfall eines irreversiblen Kreisprozesses ist noch ein exergetischer Wirkungsgrad (Bezeichnung nach *Baehr*) ζ_{WP} zu berücksichtigen, sodass für die Wärmepumpe die elektrische Antriebsleistung (≡ Exergiestrom)

$$P_{WP} = \dot{E}_{Heizung} = \left(1 - \frac{T_Q}{T_H}\right) \dot{Q}_H \frac{1}{\zeta_{WP}} \qquad (7)$$

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

Es soll weiterhin generell gelten, dass die Zuluft mittels Wärmepumpe erwärmt werde, wobei nur der Betrag für die Raumwärmezufuhr in Ansatz gebracht wird. Dies

Tabelle 4. Exergetische Aufwendungen bei stationärer Raumheizung für t_R = 20 °C und 24 °C sowie bei Einsatz einer Luft- und einer Fußbodenheizung.
Die Zulufterwärmung erfolgt mit einer Wärmepumpe, wobei nur die Raumwärmenutzung in Ansatz gebracht wird, was vorteilhaft für die Luftheizung ist. Im Falle der mit * gekennzeichneten Lösung würde auch der Anteil der Lufterwärmung, die der Raumheizung dient, elektrisch vorgenommen.

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

wirkt zugunsten der Luftheizung, da bei der Fußbodenheizung auch eine Quellluftvariante mit der niedrigeren Lufteintrittstemperatur von 22 °C sinnvoll wäre. In diesem Fall wird die Luft im Raum zusätzlich aufgeheizt (–28 W). Die dazu nötige Exergiezufuhr erbringt die Fußbodenheizung, ein Abzug für die verringerte, externe Luftaufheizung erfolgt nicht (Nachteil für die Flächenheizung).

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

Es gelten somit die exergetischen Aufwendungen für die Luft- und die Fußbodenheizung gemäß *Tabelle 4*. Die Variante Deckenheizung ist exergetisch mit der Fußbodenheizung praktisch deckungsgleich. Die Ergebnisse zeigen deutlich die *Überlegenheit der Flächenheizungen,* die aufgrund der niedrigen Heizmedientemperatur entsteht.

Beim Einsatz von Flächenheizungen ergeben sich folgende Exergieersparnisse:

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

6.4 Instationärer Betrieb

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

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

In den vorliegenden Fällen wird von einer Lüftung mit 30 m³/h bei einer Zulufttemperatur von 30 °C – gleich dem des stationären Falles – ausgegangen. Bei der Variante Fußbodenheizung mit linearer Temperaturzunahme sei zusätzlich der Einsatz eines Lüftungssystems mit niedrig temperierter Zuluft von $t_{L,Zu}$=22 °C betrachtet. Bei einer Raumtemperatur von 24 °C trägt dieses System den Charakter eines Quellluftsystems. Es bietet den Vorteil, den notwendigen Exergiestrom bei Einsatz von Flächenheizungen weiter absenken zu können.

Die Heizsysteme werden idealisiert mit einer völlig trägheitsfreien Arbeitsweise betrachtet. Dies trifft in der Realität besonders für die Fußbodenheizung nicht zu. Die Untersuchungen in [7] zeigen aber, dass moderne Fußbodenheizungen mit herkömmlichen Systemen, die durch große Rohrabstände und dicke Estrichschichten gekennzeichnet sind, bezüglich ihrer Dynamik nicht mehr vergleichbar sind. Die Aufheizzeiten sind bis auf 1/20 reduziert. Ähnlich liegen die Verhältnisse bei Wandheizungen [9], wobei innovative Systeme nur noch 1/6 der üblichen Aufheizzeiten benötigen.

Die Ergebnisse der umfangreichen instationären Berechnung werden der besseren Übersichtlichkeit in Diagrammen (*Bilder 4–9*) vorgestellt und nachfolgend besprochen

Diskussion der Ergebnisse:

- *Bild 4* zeigt den Anstieg des erforderlichen Gesamtwärmestromes eines trägheitsfrei arbeitenden Heizsystems an den Raum mittlerer Wärmespeicherkapazität. Obwohl die geforderte Raumtemperaturzunahme konstant 2 K/h ist, steigt der erforderliche Wärmestrom fortlau-

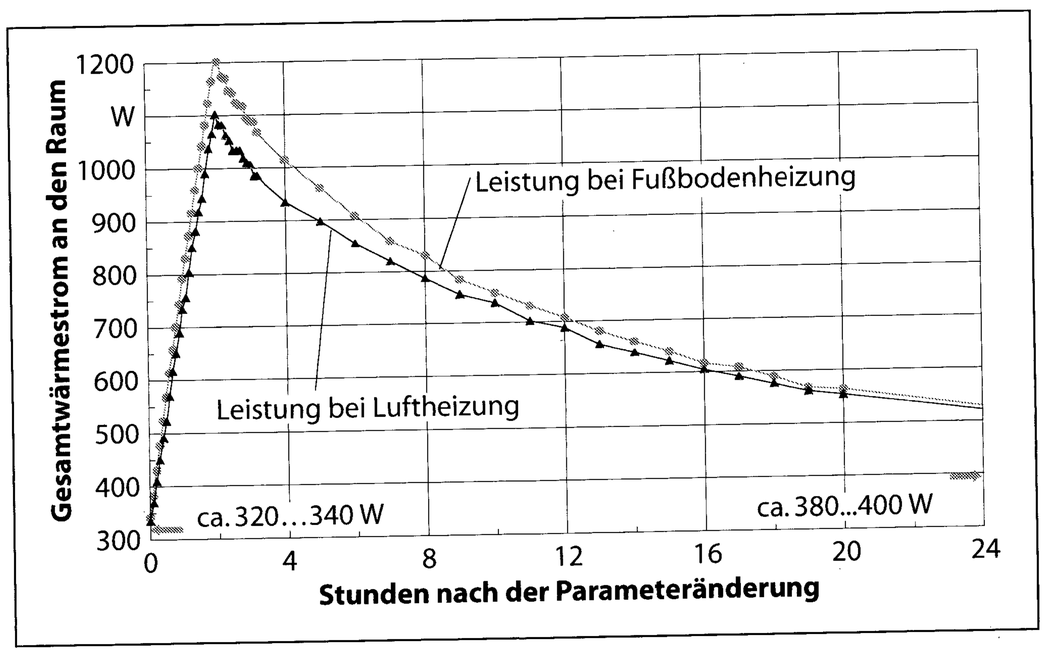

Bild 4. Erforderlicher Gesamtwärmestrom an den Raum bei einer linearen Raumtemperaturerhöhung (Aufheizzeit 2 Stunden) bei Einsatz einer Luft- und einer Fußbodenheizung.

fend von 317 W bzw. 336 W auf 1100 W bzw. 1200 W an. Die Ursache bildet das zeitverzögerte Aufheizen der Massivwände. Da dieses beim Wirken einer Flächenheizung schneller erfolgt als bei einer Luftheizung, ist der erforderliche Wärmestrom für die Fußbodenheizung zunächst größer.

- Da ein konstanter Aufheizstrom von 500 W relativ klein ist, bewirkt dieser nur eine sehr langsame Raumtemperaturerhöhung (*Bild 5*). Nach 10 Stunden sind erst etwa 22,8 °C erreicht. Aufgrund des intensiveren Wärmeübergangs an die Wände, liefert die Flächenheizung hierbei stets etwas niedrigere Raumtemperaturen.
- Wird dem Raum von Beginn an ein konstant hoher Wärmestrom von 1000 W zugeführt, steigen die Raumtemperaturen schnell an (*Bild 6*). Aus bereits genannten Gründen erreicht die Luftheizung bereits nach ca. 3/4 Stunden die gewünschte Raumtemperatur. Das Abschalten einer Leistungsstufe von 500 W führt aber sofort zu einem starken Abfall der Raumtemperatur um fast 2 K. Dies ist ein deutliches Zeichen dafür, dass die Wandtemperaturen noch sehr niedrig sind. Der anschließend durchgeführte, intermittierende Betrieb zwischen 500 W und 1000 W bewirkt einen Leistungsausfall, sodass die mittlere Raumtemperatur von 24 °C erst nach etwa 5 Stunden erreicht wird. Die Fußbodenheizung liefert erstmals nach etwa 1,5 Stunden die gewünschte Raumtemperatur, hält sie dann aber wegen der guten Regelbarkeit konstant.
- Interessanterweise unterscheiden sich gemäß *Bild 7* die Heizmedientemperaturen für die Fußbodenheizung nur relativ wenig in Abhängigkeit des Aufheizregimes. Maximal werden etwa 30 °C erforderlich, nur wenn die Luft mit 22 °C einströmt, muss die mittlere Wassertemperatur bis auf maximal 31 °C ansteigen.
- Insgesamt wird der neue stationäre Zustand erst nach sehr langen Zeiträumen erreicht, wie die Verläufe in den *Bildern 4 und 7* verdeutlichen, auch wenn die neue geforderte Raumtemperatur beispielsweise schon nach 2 Stunden realisiert ist.
- Sehr aufschlussreich ist das Beobachten des Aufheizvorganges im Behaglichkeitsdiagramm.

  Bild 8 zeigt, dass bei der Fußbodenheizung die Lufttemperatur t_L und die Strahlungstemperatur der Umgebung t_U näherungsweise linear zwischen dem alten und

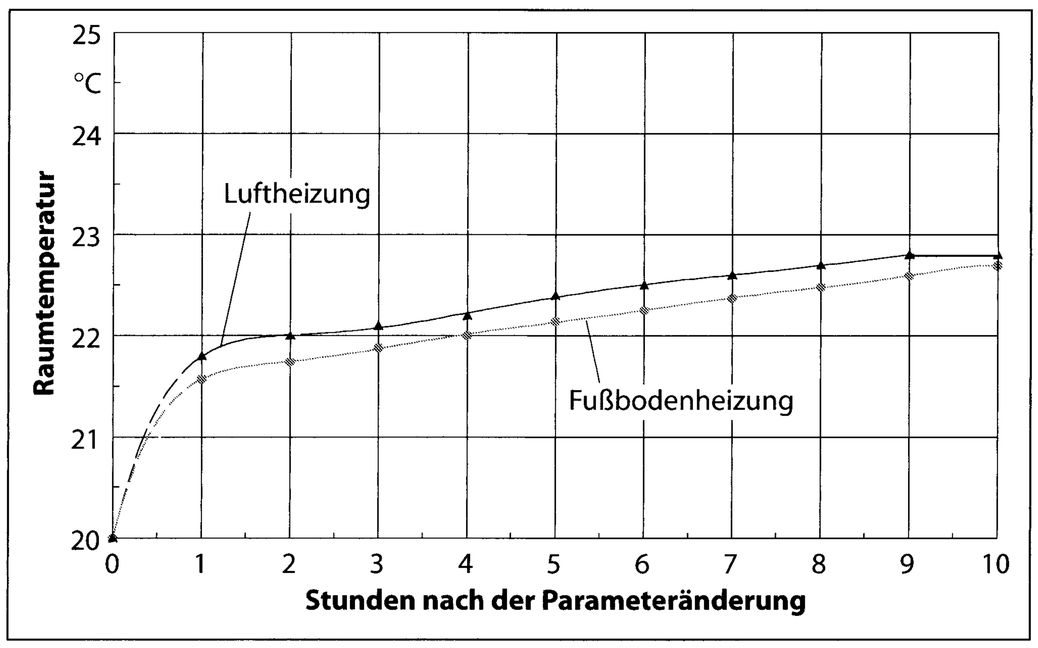

Bild 5. Raumtemperaturverlauf bei einer Raumaufheizung mit einer Luft- und einer Fußbodenheizung bei konstanter, kleiner Leistung von 500 W.

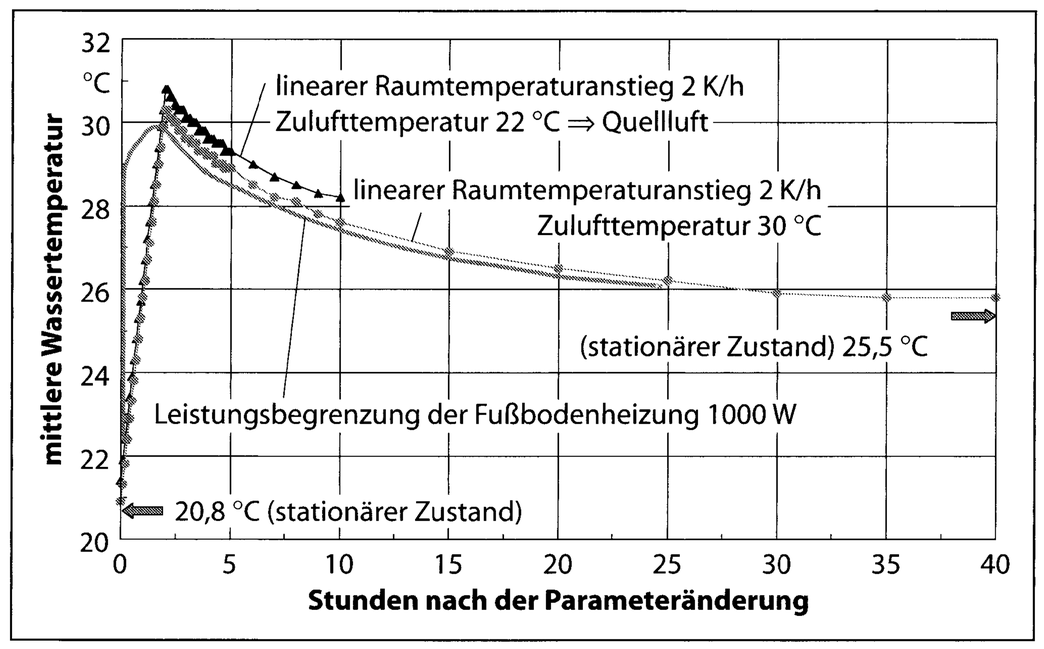

Bild 7. Verlauf der mittleren Wassertemperatur für die Fußbodenheizung während der Raumaufheizung nach unterschiedlichen Betriebsregimes.

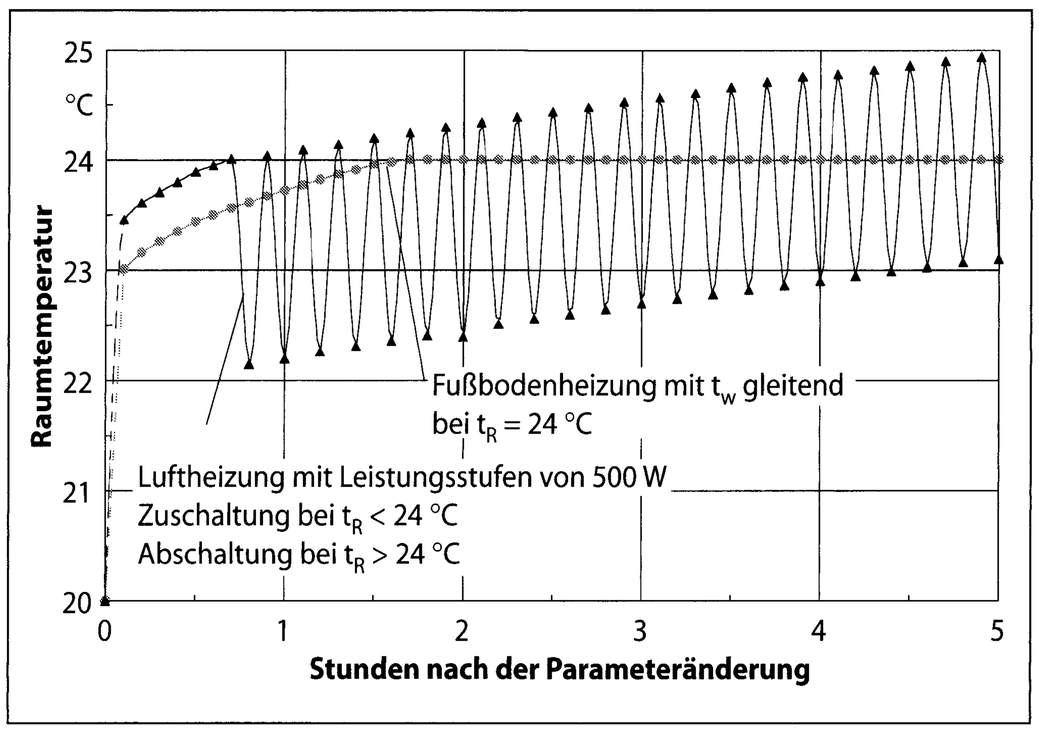

Bild 6. Raumtemperaturverlauf bei einer Raumaufheizung mit einer Luft- und einer Fußbodenheizung bei konstanter, großer Leistung von 1000 W, wobei nach Erreichen der neuen Raumsolltemperatur von 24 °C die Leistung der Fußbodenheizung durch die Wassertemperatur geregelt wird, während bei der Luftheizung eine Stufenschaltung von 500 W in Abständen von 6 min möglich ist.

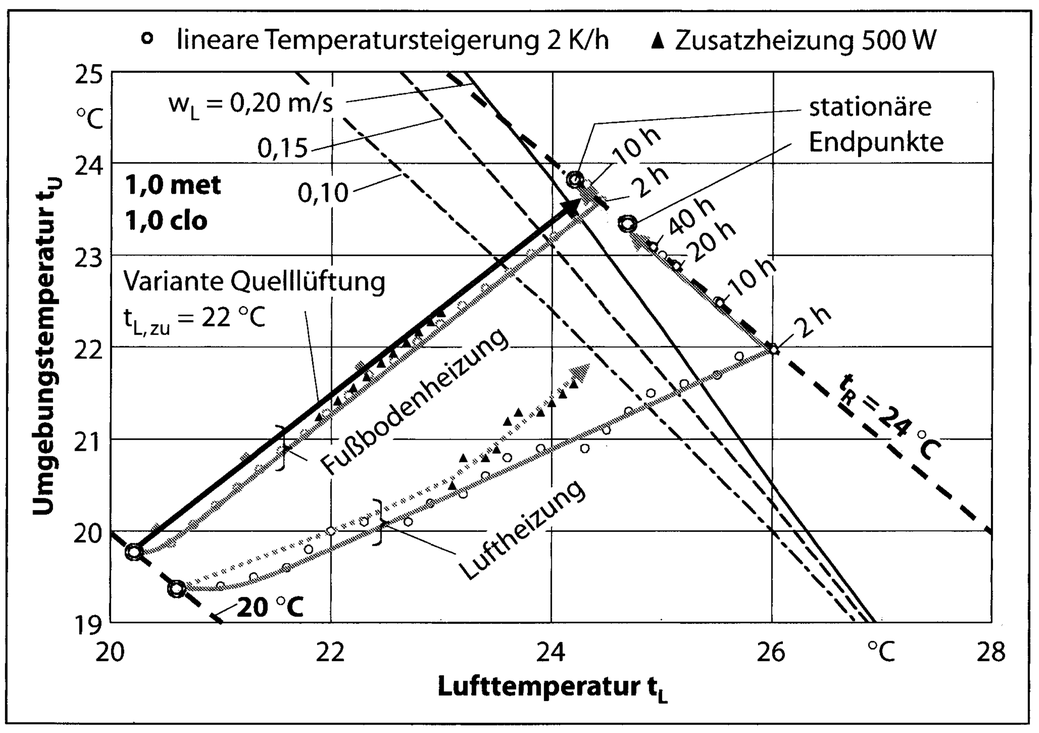

Bild 8. Aufheizvorgang des Raumes mit einer Luft- bzw. Fußbodenheizung im Behaglichkeitsdiagramm.
Das Betriebsregime geht von einer linearen Raumtemperaturerhöhung um 2 K/h bzw. von einer konstanten Heizleistung mit 500 W aus. Bei der Fußbodenheizung ist außerdem noch die Variante mit einer Zulufttemperatur von 22 °C betrachtet.

neuen Raumzustand verlaufen. Dies gilt fast unabhängig vom Aufheizregime. D.h., *die Strahlungstemperatur wird von Beginn des instationären Aufheizens „mitgenommen"*. Dies erfolgt umso intensiver, je größer der Anteil der Fußbodenheizung an der Gesamtwärmezufuhr ist, wie die Quellluftvariante verdeutlicht. Hierin liegt aus wärmephysiologischer Sicht der entscheidende Vorteil der Flächenheizungen.

Bei der Luftheizung wird in der Regel die gewünschte Empfindungstemperatur schneller erreicht, die Anpassung der Umgebungstemperatur dauert aber außerordentlich lange. So bewegt sich nach *Bild 8* von 2 Stunden bis über 40 Stunden die Raumtemperatur zwar auf der geforderten Empfindungstemperaturgeraden von 24 °C ohne jedoch den stationären Endzustand erreicht zu haben. Erfolgt die Aufheizung mit einer kleinen Leistung (500 W), dauert der Vorgang ohnehin viel länger, wodurch eine gleichmäßigere Änderung der Umgebungstemperatur auftritt (*Bild 8*).

– Wird eine Schnellaufheizung durch Einsatz eines großen Wärmestromes vorgenommen, sind die im *Bild 9* dargestellten Verhältnisse zu erwarten. Sie entsprechen

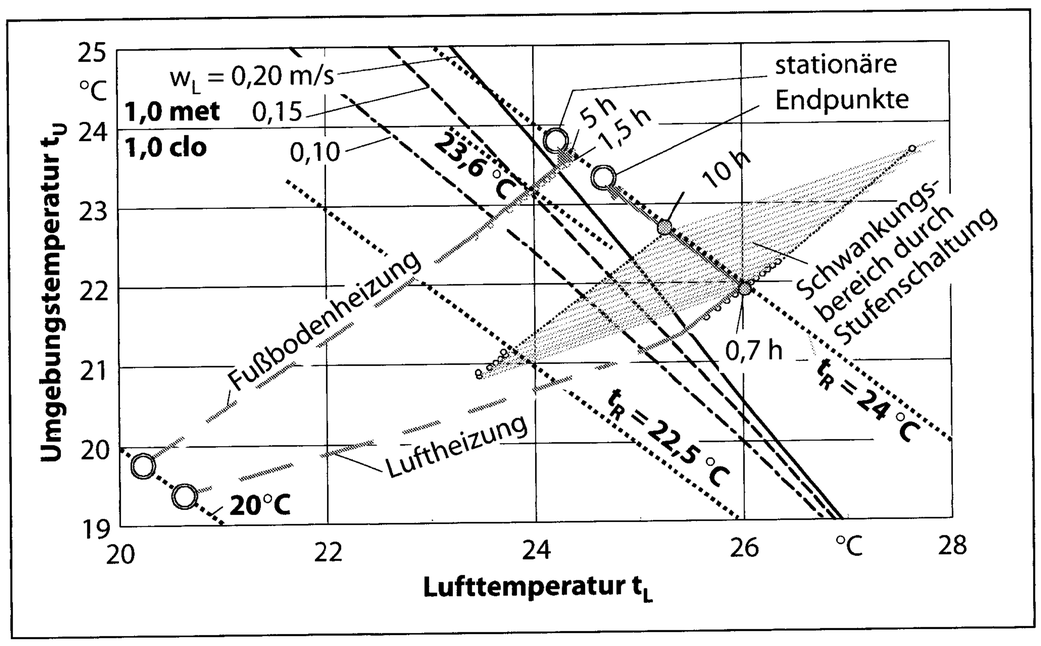

Bild 9. Aufheizvorgang des Raumes mit einer Luft- bzw. Fußbodenheizung im Behaglichkeitsdiagramm.
Dem Betriebsregime liegt eine konstante Heizleistung von 1000 W zugrunde. Bei der Fußbodenheizung wird nach Erreichen der neuen Raumtemperatur von 24 °C die Wassertemperatur geregelt. Die Luftheizung schaltet nach Überschreiten der Raumtemperatur von 24 °C auf die Heizstufe 500 W und bei Unterschreiten von 24 °C wieder auf 1000 W.

dem Vorgang gemäß *Bild 6*, wobei die operative Raumtemperatur in die aussagekräftigen Anteile Lufttemperatur und Strahlungstemperatur der Umgebung gesplittet ist.

Als sehr problematisch erweist sich in der Praxis die Bestimmung der Raumtemperatur. In guter Näherung kann sie mit dem Globethermometer [10] bestimmt werden. Dies wird in der Regel aber nicht verwendet, sondern eine reine Lufttemperaturmessung findet Anwendung.

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

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

Im stationären Fall sind die Abweichungen geringer, wie *Bild 3* bereits zeigte. Danach könnte man Sollwerte für die Lufttemperatur ableiten, um so eine gewisse Korrektur zu bewirken. Während des Aufheizvorganges mit Luftheizungssystemen würde dies aber nach *Bild 9* auch wieder zu merkbaren Fehlinterpretationen führen.

Die modellierte Dynamik des Raumes ist nur durch die Trägheiten der wärmespeichernden Außenwände und einer Innenwand gebildet worden. Damit reagiert der Raum schneller als in der Realität mit umfangreichem Interieur. In der Praxis wird häufig auch eine bewusst schwere Bauweise gewählt, sodass die Trägheit weiter ansteigt. Es sei auch darauf hingewiesen, dass bei dem Berechnungsmodell nach [10] die raumseitigen Oberflächen mit einer Schichtgrenze zusammenfallen, um den getrennten Wärmetransport durch Konvektion und Strahlung exakt nachzubilden. Bei Definition eines Gesamtwärmeübergangskoeffizienten verfährt man normalerweise wie auf der Außenwand und legt die reale Oberfläche mittig zwischen zwei Schichtgrenzen. Dennoch geben die Ergebnisse der Modellierung die Einflüsse der Heizsysteme trendmäßig richtig wieder.

7. Fazit und Empfehlungen zur Weiterentwicklung der Heizungstechnik

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

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

Selbstverständlich kann mit einer Luftheizung in gut gedämmten Gebäuden ein Raumzustand erreicht werden, der die Behaglichkeitsforderungen der ISO 7730 erfüllt. Luftheizungen mit einfachen Verteilsystemen bieten dennoch keinen dem sehr guten Dämmstandard adäquaten Wohnkomfort. Die gleichmäßige Luftverteilung im Raum bei niedrigen Geschwindigkeiten, die Erfüllung eines sehr niedrigen Geräuschpegels, die individuelle Temperaturregelung nach der Empfindungstemperatur in jedem Raum, das Aufheizverhalten nach subjektiven Solltemperaturän-

derungen oder infolge von geänderten inneren und/oder äußeren Lasten lassen mitunter Wünsche offen. Die Luftqualität bei Erdkanaldurchströmung wird skeptisch beurteilt. Die exergetischen Aufwendungen zur Luftaufheizung sind höher als bei Flächenheizungen.

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

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

- Es sind große Flächenheiz- und Kühlsysteme wegen ihrer wärmephysiologischen Vorteile einzusetzen, da sie während des instationären Aufheizens Vorteile bieten und im sommerlichen Kühlfall die Strahlungstemperatur der Umgebung wirkungsvoll reduzieren.
- Diese Flächenheiz- und Kühlsysteme sind exergetisch bedeutend günstiger als elektrisch arbeitende Luftsysteme. Es können raumnahe Wassertemperaturen zum Heizen oder Kühlen eingesetzt werden.
- Die Natur (Vorbild Blutgefäßsystem) lehrt den Bau von Flächenwärmeübertragern mit kleinen Abständen der Fluidkanäle und parallelem Durchfluss.
- In den Raumumfassungen (z.B. Fußboden, Wände, Decke) sind neuartige Hochleistungswärmeübertragerflächen zu integrieren.
- Es sollten Komplettsysteme zum Heizen und Kühlen angeboten werden mit den Zusatzvarianten:
  - Wärmeverschiebung zwischen den Räumen unterschiedlicher Himmelsrichtung, Geschosse und Nutzung
  - effektive Umweltenergienutzung durch den Einsatz von Solarkollektoren und von Erdreichkollektoren oder von Fundament-Erdreichspeichern über lange Zeiträume bei raumnahen Wassertemperaturen und kleinen Spreizungen
  - Einsatz von umschaltbaren Wärmepumpen.
- Nutzung vorhandener bzw. Entwicklung neuer, kostengünstiger Flächenheiz- und Kühlsysteme beispielsweise von Kunststoff-Kapillarrohrmatten im Wand- oder Deckenputz, als Tapeziervariante, in vorgeferigten Filigrandecken, in Holzpaneelen usw.

Literatur

[1] *Feist, W.:* Vom Niedrigenergiehaus zum Passivhaus – Erfahrungen mit Gebäuden ohne Heizung. Institut für Wohnen und Umwelt, Darmstadt. Internet.

[2] *Strubelt, O.:* Niedrigenergiehaus – Strom der verkannte Allrounder. Heizung-Lüftung/ Klima-Haustechnik (2000) H. 12, S. 48–50.

[3] Unbekannt: Innovative Technik im 1-Liter-Solarhaus. Heizung-Lüftung/Klima-Haustechnik (2001) H. 1, S. 12.

[4] *Glück, B.:* Wärmeübertragung durch raumbegrenzende Heiz- und Kühlflächen mit geringem Exergieverlust – Lehren aus der BIONIK. Gesundheits-Ingenieur (2000) H. 4, S. 189–196.

[5] *Glück, B.:* Möglichkeiten des Energieeinsatzes mit niedrigem Exergiepotenzial zum Heizen und Kühlen von Räumen. Gesundheits-Ingenieur (2001) H. 1, S. 23–31.

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

[7] *Glück, B.:* Wassertemperaturen und Aufheizzeiten von Fußbodenheizungen mit Estrichverlegung. Heizung-Lüftung/Klima-Haustechnik (2000) H. 6, S. 26–33.

[8] *Glück, B.:* Filigrandecken mit integrierter thermischer Bauteilaktivierung. Technik am Bau (2001) H. 1, S. 25–32.

[9] *Glück, B.:* Leistungen und Dynamik von Wandheizungen im Vergleich. Gesundheits-Ingenieur (1999) H. 4, S. 179–185.

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