

Raumlüftung mit Hochleistungs-Wärmerückgewinnung

Intermittierende und instationäre Betriebsweise auf Basis eines neu entwickelten Umschaltregenerators

Christoph Kaup, Brücken

Neben den bekannten Wärmerückgewinnungs-Einrichtungen (WRG) wie KV-Systemen, Plattenwärmeübertragern, Wärmerohren und den rotierenden Wärmeübertragern können auch mit Umschaltregeneratoren hohe Temperatur-Übertragungsgrade von bis zu 80 % erreicht werden.

Umschaltregeneratoren sind mit rotierenden Speichermassen eng verwandt, allerdings werden in ihnen die Speichermassen nicht kontinuierlich vom warmen zum kalten Luftstrom weitertransportiert, sondern mittels Umschaltklappen zwischen dem Lade- und dem Entladezyklus hin- und hergeschaltet. Im Einsatz sind heute üblicherweise zwei Regeneratorpakete, die abwechselnd zwischen Zu- und Abluft im Lade- oder im Entladezyklus Verwendung finden. Diese Pakete bestehen meist aus einer Vielzahl von Alumini-

umplatten, die mit einem engen Lamellenabstand zueinander aufgebaut sind.

Grundlage aller Verfahren ist ein kontinuierlich geförderter Zu- und Abluftstrom; zwischen diesen beiden Strömen wird mit den beschriebenen WRG-Einrichtungen Wärme transportiert.

Neues Verfahren der Raumlufttechnik zur intermittierenden Betriebsweise

Der wesentliche Unterschied des neuen Verfahrens mit einer intermittieren-

den Betriebsweise gegenüber den bestehenden Technologien liegt in der deutlichen Minimierung der Komponenten des RLT-Gerätes und der RLT-Anlage. Üblicherweise werden heute RLT-Geräte eingesetzt, die aus einem Abluftstrang und einem Zuluftstrang bestehen, welche beide kontinuierlich betrieben werden.

Hier nun setzt das neue innovative Verfahren an: Es wurde ein RLT-Gerät entwickelt, das nur noch einen Ventilator, einen Filter und einen Wärmeübertrager (Regenerator) benötigt, der so-

Autor



Dr.-Ing. Christoph Kaup, Jahrgang 1963. Geschäftsführender Gesellschafter von HOWATHERM Klimatechnik GmbH. Vorstandsmitglied und Obmann für Technik des Herstellerverbandes Raumlufttechnische Geräte e. V. Mitglied in Normungsgremien wie z. B. EN 13779, EN 13053 und EN 1886 sowie Richtlinienausschüssen wie z. B. VDI 6022, VDI 3803 und VDI 2071. Lehrbeauftragter am Umweltcampus Birkenfeld, Fachhochschule Trier, für Energieeffizienz und Wärmerückgewinnung.

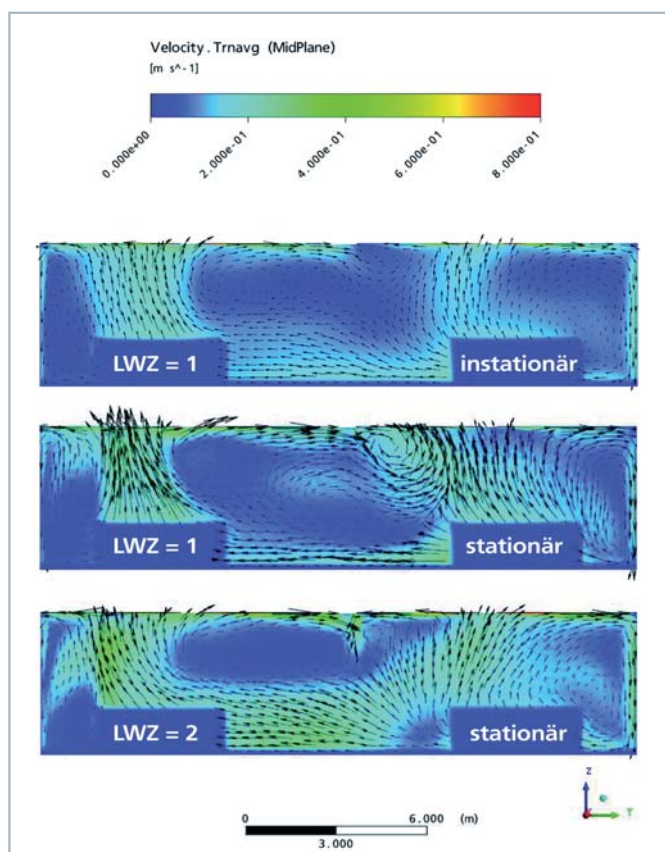


Bild 1

Mittlere Strömungsgeschwindigkeiten im Raum (vertikaler Schnitt) im Vergleich¹⁾

¹⁾ Untersuchungen verschiedener Varianten zur Hallenbelüftung durch den TÜV Süd mit dem 3D-Strömungssimulationsprogramm ANSYS CFX.

wohl für den Zuluftbetrieb, als auch für den Abluftbetrieb abwechselnd verwendet wird.

Auf den ersten Blick erscheint dieses Konzept kaum möglich, da sich im Abluftbetrieb ein Unterdruck und im Zuluftbetrieb ein Überdruck im Raum einstellt. Dieses Problem relativiert sich allerdings dadurch, dass zum Beispiel in industriellen Anlagen, Lagerhallen oder Verkaufsstätten meist immer eine Vielzahl von Anlagen installiert werden muss, um eine gleichmäßige Lüftungseffektivität des Raumes zu erreichen. Dabei werden die Anlagen so geschaltet, dass eine Hälfte im Abluftbetrieb arbeitet, während die andere Hälfte im Zuluftmodus operiert. Hierdurch wird die Lüftungseffektivität, also die Durchmischung des Raumes, wesentlich verbessert, da durch die instationäre Raumströmung eine Art „Stoßbetrieb“ erreicht wird und durch die impulsbehaftete Strömung eine deutlich höhere Induktion bewirkt wird. Stationäre Raumströmungen werden damit vermieden.

Dadurch, dass die Geräte sowohl Abluft als auch Zuluft aufbereiten, müsste theoretisch das neuartige RLT-Gerät mit doppelter Luftmenge ausgelegt werden, um die gleichen Luftwechsel zu erreichen, da nur in der Hälfte der Zeit der jeweilige Luftstrom transportiert wird.

Bei 3D-Strömungssimulationen (CFD), die nach vergleichenden Berechnungen an der neuen und an einer konventionellen Lüftungsanlage durch den TÜV Süd bestimmt wurden, stellte sich jedoch heraus, dass durch die intermittierende Betriebsweise (instationäre Strömung) die benötigten Luftwechsel reduziert werden können, da die Luftqualität durch die Impulslüftung signifikant verbessert wird. Hierbei wurde eine konventionelle Lüftungsanlage (stationäre Raumströmung) mit einer Luftwechselzahl (LWZ) von 2 und einem Luftwechsel von 1 mit zwei der intermittierenden Anlagen (instationäre Raumströmung) mit einem Luftwechsel von 1 verglichen (**Bilder 1 und 2**).

Bei den CFD-Simulationen²⁾ ergab sich, dass trotz der höheren Ausblasgeschwindigkeiten am Gitter die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten im Raum wesentlich niedriger sind und damit sogar die Behaglichkeit und der Komfort gesteigert werden können, da sich durch die erzwungene instationäre Raumströmung keine stationären

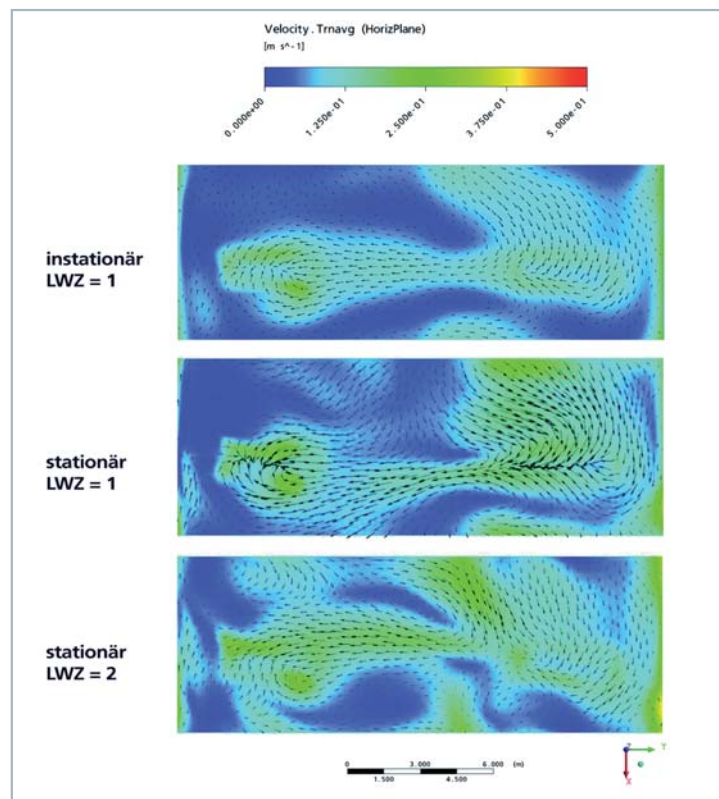


Bild 2

Mittlere Strömungsgeschwindigkeiten im Raum (horizontaler Schnitt 1,8 m) im Vergleich

Raumströmungswalzen aufbauen können.

Es zeigte sich weiterhin, dass sowohl die Temperaturverteilung in der Mittelebene des Raumes als auch die CO₂-Konzentration des verwendeten Tracerstoffes sehr homogen verteilt waren (**Bild 3**) und deutlich bessere Ergebnisse zur konventionellen stationären Lüftung erzielt wurden. Dieses Ergebnis ist deshalb so beachtenswert, da sich theoretisch bei gleicher Luftmenge auch gleiche Konzentrationen hätten einstellen müssen. Tatsächlich haben sich die mittleren Raumkonzentrationen im direkten Vergleich bei reduzierten Raumströmungsgeschwindigkeiten deutlich verringert. Wenn nun keine erhöhten thermischen oder stofflichen Lasten abgeführt werden müssen, die zwingend eine höhere Luftmenge fordern, kann mit dem neuartigen Verfahren die Lüftungseffektivität auch mit niedrigeren Luftmengen bei erhöhter Behaglichkeit sichergestellt werden. Durch die bessere Temperaturverteilung können aber auch höhere Temperaturdifferenzen toleriert werden.

Um die neue Konzeption umzusetzen, war es notwendig, die Zuführung der thermischen Energien einfach und effektiv zu gewährleisten. Hierzu war insbesondere ein effizientes und kompaktes Wärmerückgewinnungssystem zu

entwickeln, das intermittierend betrieben werden kann.

Im Abluftbetrieb muss die Wärme der Abluft effizient gespeichert werden können, die im Zuluftbetrieb effizient und gleichmäßig wieder an den Luftstrom abgegeben werden soll (siehe **Bild 4 und 5**). Es wird also diskontinuierlich Wärme über einen Wärmespeichervorgang vom Abluftstrom auf den Zuluftstrom übertragen.

Die Wärmerückgewinnung auf Basis eines Umschaltregenerators ist dabei zentraler Bestandteil des Konzepts. Erst damit konnte ein neuartiges raumlufttechnisches Gerät hergestellt werden, das intermittierend sowohl Zuluft als auch Abluft fördert.

Durch die intermittierende Betriebsweise der Geräte muss nicht mehr konstruktiv zwischen Abluft- und Zuluftgeräten unterschieden werden. Des Weiteren kann das erforderliche Kanalnetz sowohl als Zuluft- wie auch als Abluftnetz verwandt werden.

²⁾ CFD Computational Fluid Dynamics.

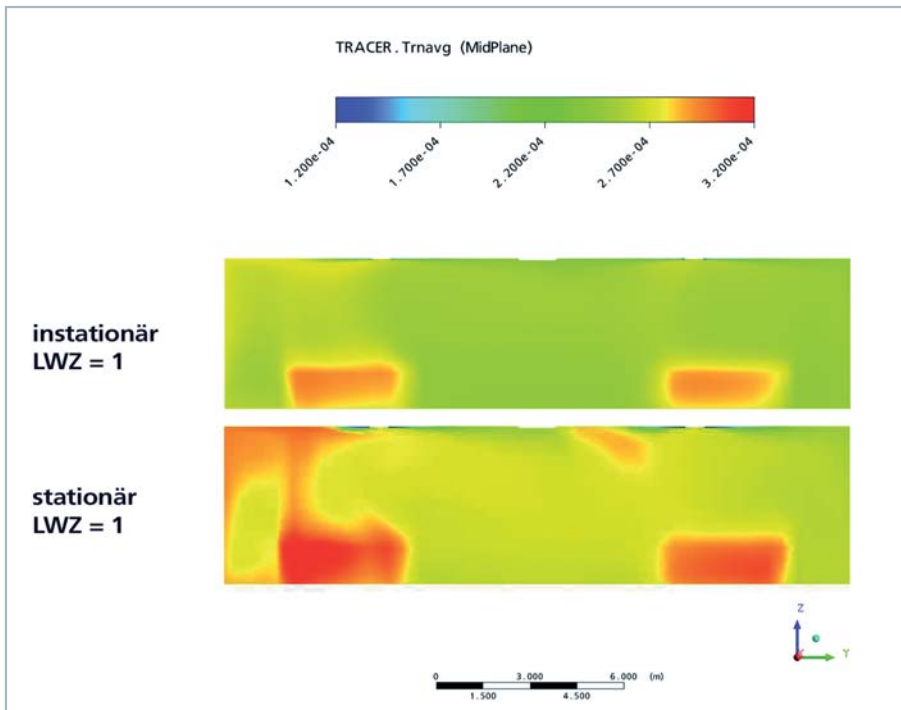


Bild 3

Konzentrationsverteilung des CO₂-Tracerstoffs im Vergleich bei LWZ = 1

somit die Masse des Regenerators geht nicht in den Wärmeübergangskoeffizienten α ein. Außerdem beschreibt der α -Wert nur die Wärmeübertragung infolge einer Temperaturdifferenz.

Ein sich ständig verändernder Temperaturgradient kennzeichnet jedoch instationäre Bedingungen. Er spielt also für die Beschreibung der Wärmeströme eine wichtige Rolle, da die Wandtemperatur des Regenerators nicht konstant ist und sich der umgebenden Fluidtemperatur annähert.

Die Wärmeleitfähigkeit λ des Speichermediums beschreibt die Vorgänge ebenfalls nicht umfassend, denn sie gibt an, welche Wärmemenge in einer Sekunde pro m² durch eine 1 m dicke Schicht eines Stoffes im Beharrungszustand (stationärer Temperaturzustand) hindurch geleitet wird, wenn das Temperaturgefälle zwischen den beiden Oberflächen 1 K beträgt. Die Gültigkeit der Wärmeleitfähigkeit λ fordert also ebenfalls den Temperaturbeharrungszustand, der jedoch bei Regeneratoren prinzipbedingt nicht vorliegen kann. Auch die spezifische Wärmekapazität c_p , also die Wärmemenge, die notwendig ist, um 1 kg eines Stoffes um 1 K zu erwärmen, beschreibt die Vorgänge nur unzureichend.

Die Geräte wurden mit einer effizienten Hochleistungs-Wärmerückgewinnung ausgestattet, so dass kein zusätzlicher Primärenergieträger im Luftstrom benötigt wird. Hierdurch wird der Energieverbrauch, aber auch der konstruktive Aufwand erheblich reduziert. Wird im konkreten Anwendungsfall trotzdem ein zusätzlicher Primärenergiebedarf benötigt, kann dieser zum Beispiel durch statische Heizflächen im Raum sichergestellt werden.

Physik der Umschaltregeneratoren

Neben den üblichen Grundlagen der Wärmeübertragung, also des Wärme-

übergangs von der Luft an den Wärmeübertrager und umgekehrt, spielen bei Regeneratoren natürlich auch Wärmespeichervorgänge eine entscheidende Rolle.

Die energetische Beurteilung eines Wärmeübertragers auf Basis eines Regenerators nur auf den Wärmeübergangskoeffizienten zu beschränken, ist deshalb völlig unzureichend und irreführend, da die Voraussetzung für die Gültigkeit der stationären Wärmeübertragung, nämlich der Beharrungszustand, nicht vorliegt. Der α -Wert eines Wärmeübertragers beschreibt den Wärmeübergang unter stationären, das heißt zeitlich unveränderlichen Randbedingungen. Die Wärmespeicherfähigkeit und

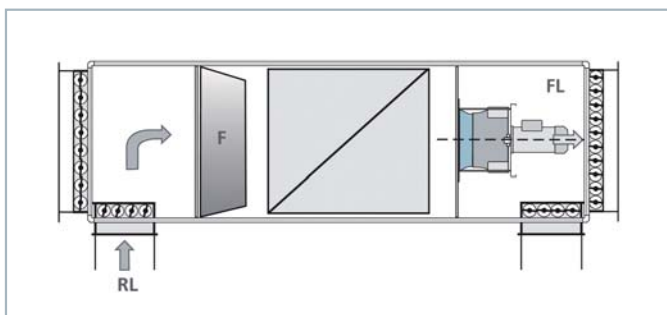


Bild 4

Intermittierendes RLT-Gerät mit Klappensteuerung im Abluftbetrieb

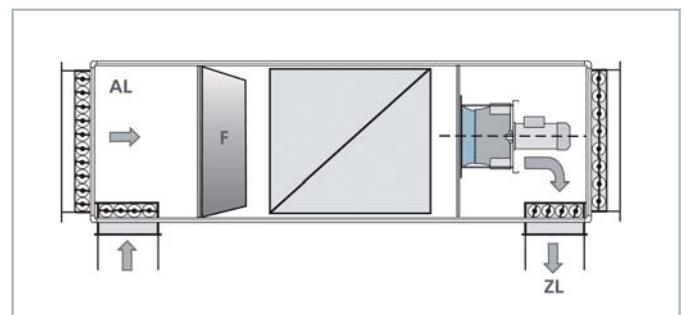


Bild 5

Intermittierendes RLT-Gerät mit Klappensteuerung im Zuluftbetrieb

	ρ [kg/m ³]	c_p [J/kg K]	Q_s [kJ/m ³ K]	λ [W/(m K)]	b [J / (m ² K s ^{0.5})]	a [m ² /s] x 10 ⁶
Kupfer	8.920	385	3.434	401,00	37.109	116,77
Aluminium	2.700	900	2.430	237,00	23.998	97,53
Stahl	7.800	420	3.276	48,00	12.540	14,65
Graphit	2.250	709	1.595	165,00	16.224	103,43
Wasser	1.000	4.190	4.190	0,58	1.559	0,14

Tabelle 1

Spezifische Speicher-
eigenschaften von ver-
wendeten Materialien

Speicherfähigkeit des Regenerators

Insofern spielen insbesondere drei zusammengesetzte Kenngrößen eine wichtige Rolle, um auch die instationären Vorgänge der Wärmespeicherung beurteilen zu können. Diese Kenngrößen werden in der Bauphysik zur Beurteilung der Speicherfähigkeit von Bauelementen und Werkstoffen verwendet [1]:

Die *Temperaturleitfähigkeit* a , auch „Wärmediffusivität“ genannt, ist ein Maß für die Geschwindigkeit, mit der sich unterschiedliche Temperaturen innerhalb des Materials ausgleichen. Sie ist also ein Maß für den Temperaturstrom, der sich bei Temperaturänderungen im Wärmeübertrager einstellt. Sie ist damit der Quotient aus der Wärmeleitfähigkeit zur Wärmespeicherfähigkeit eines Stoffes.

Eine Temperaturänderung pflanzt sich in einem Stoff umso schneller fort, je größer die Temperaturleitfähigkeit a dieses Stoffes ist.

$$a = \lambda / (\rho \cdot c_p)$$

mit:

a Temperaturleitfähigkeit [m²/s]

λ Wärmeleitfähigkeit [W/mK]

ρ Dichte [kg/m³]

c_p spezifische Wärmekapazität [J/kgK]

Es ist darauf hinzuweisen, dass bei der Temperaturleitfähigkeit a nicht allein die Wärmeleitfähigkeit λ maßgebend ist, sondern dass darüber hinaus die Dichte und die spezifische Wärmekapazität c_p des Speichermaterials mit einfließen.

Der *Wärmeeindringkoeffizient* b ist ein Maß für die Fähigkeit eines Speichermaterials, Wärme aufzunehmen oder wieder abzugeben. Wie die Temperaturleitfähigkeit a dient auch der Wärmeeindringkoeffizient zur Beurteilung des wärmetechnischen Verhaltens eines Stoffes unter instationären Temperaturbedingungen.

Je größer der Wärmeeindringkoeffizient ist, desto mehr Wärme wird aufgenommen oder abgegeben und je grö-

ßer der Wärmeeindringkoeffizient ist, desto schneller kann Wärme an der Oberfläche aufgenommen und in das Material abgeleitet werden.

$$b = \sqrt{(\lambda \cdot \rho \cdot c_p)}$$

mit:

b Wärmeeindringkoeffizient [J/(m²Ks^{0.5})]

Auch der Wärmeeindringkoeffizient b hängt von der Dichte, der Wärmeleitfähigkeit λ und von der spezifischen Wärmekapazität c_p ab.

Bei der Wärmeaufnahme oder -abgabe spielt auch das *Wärmespeichervermögen* eine Rolle. Es beschreibt die Wärmemenge, die das Material bei einer Temperaturdifferenz von 1 K speichern oder abgeben kann. Das Wärmespeichervermögen Q_s bestimmt maßgebend die instationären Verhältnisse eines Wärmespeichers. Je höher dieses ist, desto träger reagiert die Speichermasse auf Temperatur- und Wärmestromveränderungen.

$$Q_s = \rho \cdot c_p \cdot V$$

mit:

Q_s Wärmespeichervermögen [J/K]

V Speichervolumen [m³]

Hieraus wird ersichtlich, dass die spezifische Wärmekapazität, die Wärmeleitfähigkeit und das Raumgewicht der Speichermasse in die energetischen Überlegungen mit einbezogen werden müssen, wenn sachgerecht Temperatur- und Wärmetransportvorgänge beschrieben werden sollen. Aus **Tabelle 1** wird anschaulich, welche Speichereigenschaften die hierfür üblichen Materialien aufweisen.

Aus der Analyse der einzelnen Werte wird deutlich, dass insbesondere Kupfer und Aluminium besonders hohe Wärmeeindringkoeffizienten und vor allem eine sehr hohe Temperaturleitfähigkeit aufzeigen. Aber auch Graphit weist hohe Werte auf.

Und was das Speichervermögen von Wärme angeht, ist Wasser als Speichermedium unübertroffen.

Insofern ist es sinnvoll, die verschiedenen Materialien bei der Konstruktion von Regeneratoren zu verbinden. Zum Beispiel indem die Konstruktion des Wärmeübertragers aus klassischen Materialien wie Aluminium und Kupfer hergestellt wird, die dann beispielsweise mit einem beliebigen Speichermedium gefüllt werden kann. Damit kann durch die Wahl der Materialien die Speicherfähigkeit des Regenerators „abgestimmt“ werden und eine Dämpfung des Zulufttemperaturverlaufs erreicht werden, damit die Zulufttemperatur während des Entladevorgangs möglichst konstant bleibt.

Wärmeübergang am Regenerator

Nichtsdestoweniger müssen neben den instationären Vorgängen der Wärmespeicher auch die Wärmeübergänge der Luft an den Wärmeübertrager und umgekehrt beachtet werden.

Die Größenordnung des Widerstands wird durch den Wärmeübergangskoeffizienten α beschrieben. Durch eine erzwungene Konvektion und die Konstruktion des Wärmeübertragers kann dieser Koeffizient erhöht werden, um damit den Wärmeübergang zu verbessern.

Denn der zu übertragende Wärmestrom errechnet sich aus:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (\vartheta_w - \vartheta_f)$$

wobei:

\dot{Q} Wärmestrom [W]

α Wärmeübergangskoeffizient [W/(m²K)]

A Wärmeübertragerfläche [m²]

ϑ_w lokale und momentane Temperatur des Wärmeübertragers [°C]

ϑ_f lokale und momentane Temperatur des Fluids [°C]

Der Wärmefluss ist allerdings unter zeitlich veränderten Rahmenbedingungen, also unter Verwendung des substantiellen Differentialquotienten $d\vartheta/dt$, zu betrachten:

$$-\nabla \dot{q} = \rho \cdot c_p \cdot d\vartheta/dt$$

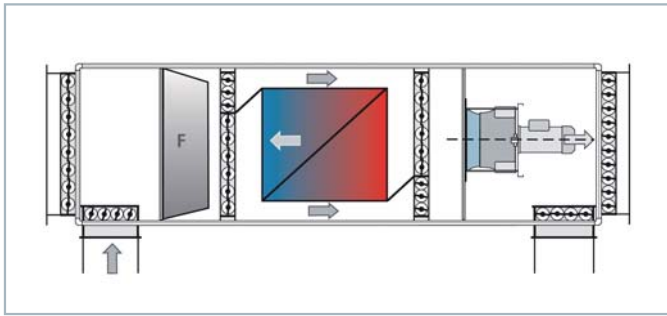


Bild 6

Umschaltregenerator mit integrierter Umkehr der Strömungsrichtung

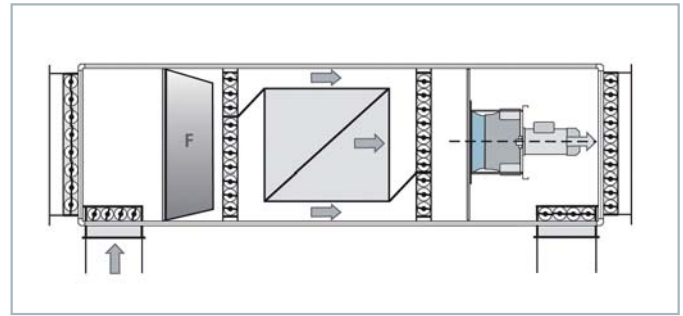


Bild 7

Umschaltregenerator im Bypassbetrieb

wobei:

∇ Nabla-Operator [Operations-Symbol, das die drei Differentialoperatoren bezeichnet]

ρ Dichte [kg/m³]

c_p spezifische Wärmekapazität [J/kgK]

Der Ausdruck besagt, dass die lokale Änderung der Wärmeflussdichte \dot{q} gleich der substanziellen Änderung der Enthalpie mit der Zeit ist. Gleichzeitig erfolgt die Wärmeübertragung durch Kontakt an der Oberfläche nach Fourier:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \partial \theta / \partial n$$

wobei:

λ Wärmeleitfähigkeit [W/mK]

n Ortskoordinate, Kontaktfläche [m²]

Der Wärmeübergangskoeffizient, der zu maximieren ist, errechnet sich aus:

$$\alpha = \dot{q} / (\theta_w - \theta_f) = Nu \cdot \lambda / l$$

wobei:

Nu Nußelt-Zahl (dimensionslose Kennzahl)

l charakteristische Länge der wärmeübertragenden Platte [m]

Die Nußelt-Zahl beschreibt damit in dimensionsloser Form den Wärmeübergangskoeffizienten α .

Die Nußelt-Zahl an einer ebenen Platte mit vorderer Stoßkante errechnet sich

bei turbulenter Strömung ($5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$ und $0.6 < Pr < 2000$) aus der empirischen Gleichung [2]:

$$Nu_{turb} = \xi / 8 \cdot Re \cdot Pr / [1 + 12.7 \cdot \sqrt{(\xi/8)} \cdot (Pr^{2/3} - 1)]$$

wobei:

ξ Widerstandsbeiwert der Platte mit:

$$\xi = 0,296 Re^{-0.2}$$

und:

Pr dimensionslose Prandl-Zahl, mit deren Hilfe eine zusätzliche Temperaturkompensation des Wärmeübergangs erzielt wird:

$$Pr = \rho \cdot v \cdot c_p / \lambda$$

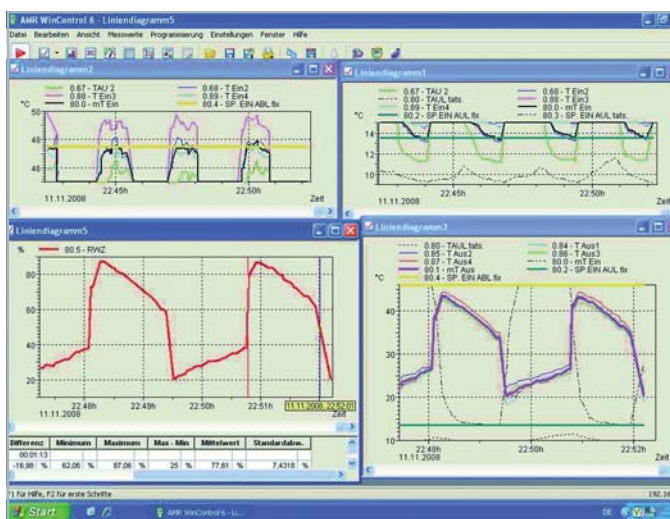


Bild 8

Messaufnahme eines Umschaltregenerators im intermittierenden Betrieb



Bild 11

Temperaturverlauf eines gedämpft abgestimmten Umschaltregenerators

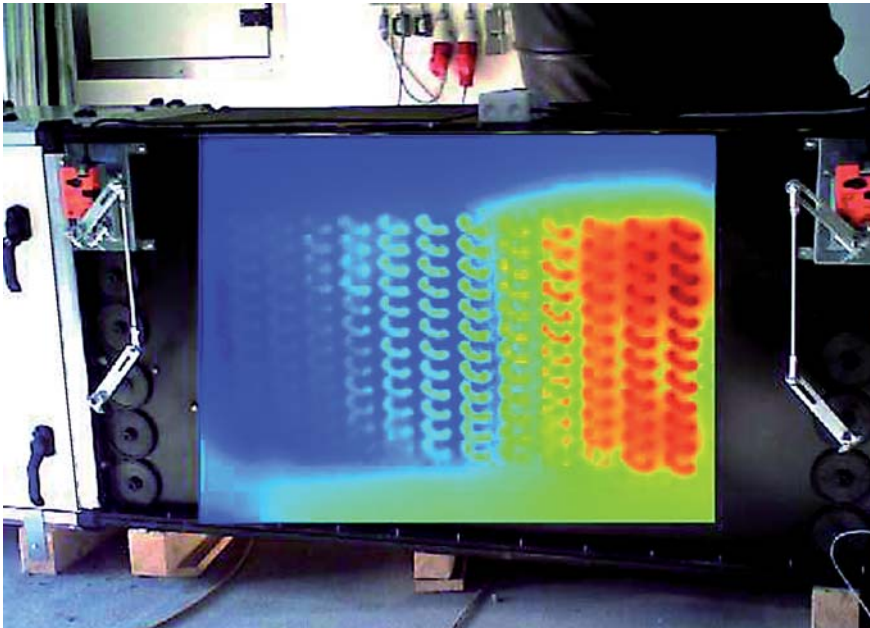


Bild 9

Infrarotaufnahme eines Umschaltregenerators in 2D-Darstellung

mit:
 ν kinematische Viskosität [m²/s]

Die Reynolds-Zahl Re ermittelt sich dann aus:

$$Re = w \cdot l / \nu$$

wobei:
 Re Reynolds-Zahl [dimensionslos]
 w Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

Man erkennt, dass neben den Stoffdaten die Strömungsgeschwindigkeit – aber auch die Form des Wärmeübertragers und damit sein Widerstandsbeiwert – die Güte der Wärmeübertragung beeinflussen. Durch die Optimierung der Parameter werden letztendlich hohe α -Werte erreicht, die zur optimalen Wärmeübertragung notwendig sind.

Des Weiteren ist es selbstverständlich notwendig, dass der Wärmeübergang auch im intermittierenden Betrieb im reinen Gegenstrom erfolgen muss, da im Gegenstrom der höchste Übertragungsgrad eines Wärmeübertragers gewährleistet ist.

Da konzeptbedingt die Strömungsrichtung im neu entwickelten RLT-Gerät nicht umgekehrt wird, ist im Regenera-

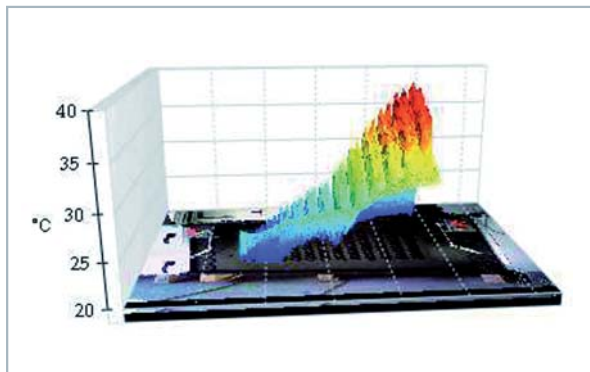


Bild 10

Infrarotaufnahme eines Umschaltregenerators in 3D-Darstellung

tor eine integrierte Strömungsumkehrung zwingend erforderlich (**Bild 6**).

Diese integrierte Umkehrung der Strömungsrichtung ermöglicht allerdings auch die Verwendung der Klappen als Bypasseinrichtung (**Bild 7**), wenn die Wärmerückgewinnung geregelt oder nicht benötigt wird (isothermischer Betriebszustand). Damit werden in diesem Betriebszustand die Druckverluste deutlich reduziert und somit Elektroenergie eingespart.

Die integrierten Bypassklappen könnten auch verwendet werden, wenn das RLT-Gerät als Entrauchungseinrichtung genutzt wird, um den Wärmeübertrager zu umgehen.

Messergebnisse

Mit einer optimierten Konstruktion lassen sich dann Temperaturübertragungsgrade von bis zu 90 % erreichen.

Aus **Bild 8** kann das Messergebnis für den mittleren Temperaturänderungsgrad von 78 % (rote Linie) entnommen werden.

Man erkennt links unten den Temperaturverlauf nach dem Regenerator (rosa Linie) und den Temperaturverlauf vor dem Regenerator (schwarze Linie). Auch die Umschaltzyklen zwischen dem Außenluft- und Fortluftbetrieb sind deutlich erkennbar. Die Zykluszeiten zwischen den beiden Betriebsmodi (Ab- und Zuluftbetrieb) betragen jeweils ca. 1 Minute.

Mit der Zykluszeit können zum einen der Übertragungsgrad des Regenerators und zum anderen die Temperaturspanne nach dem Regenerator, also der Zuluft bestimmt werden. Aus diesem Grund kann die Zykluszeit in Abhängigkeit der Betriebsparameter geregelt werden.

Die Differenzdrücke der WRG lagen dabei in einem üblichen Rahmen von rund 200 Pa.

Zur Optimierung der Konstruktion wurden auch bildgebende Verfahren wie Infrarotanalysen eingesetzt. **Bild 9** und **10** zeigen exemplarisch eine Infrarotaufnahme eines Funktionsmusters in Kombination mit dem visuellen Bild in einer 2D- und 3D-Technik.

Durch die Materialwahl der Konstruktion kann der Regenerator auch so abgestimmt werden, dass der Schwerpunkt der Optimierung nicht auf den maximal erreichbaren Übertragungsgrad gelegt wird, sondern auf ein möglichst konstantes Temperaturverhalten. Diese Charakteristik stellt **Bild 11** beispielhaft dar. Der Übertragungsgrad beträgt trotz gleicher Geometrie nur noch durchschnittlich 72 % (max. 76 %). Dabei wurde die Temperaturänderungsspanne auf der Zuluftseite trotz einer relativ langen

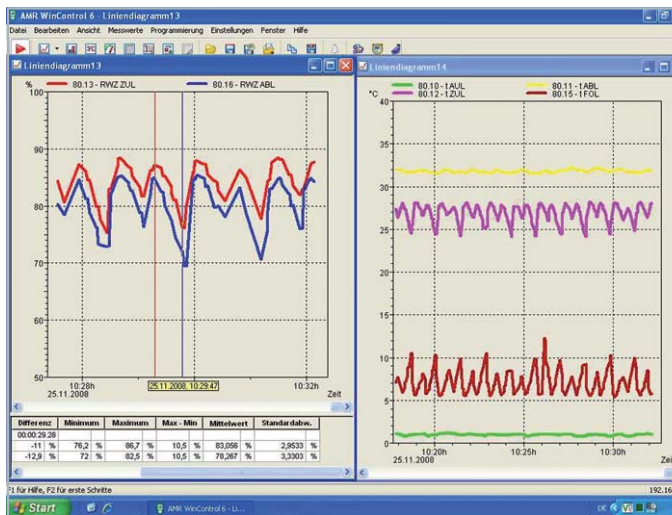


Bild 12

Messung eines Regenerators im kontinuierlichen Betrieb

Zykluszeit von jeweils mehr als 2 Minuten deutlich minimiert.

Der Übertragungsgrad von kontinuierlich arbeitenden Regeneratoren, also zwei Regeneratoren im Wechsel, ist in der Literatur mit bis zu 90 % beschrieben. Messungen auf dem Prüfstand haben tatsächlich Temperaturübertragungsgrade im Mittel von 83 % nachweisen können (siehe Bild 12). Die Zykluszeit lag dabei bei ca. 40 Sekunden.

Allerdings relativiert sich das Ergebnis, wenn man die Leckagen zwischen Abluft und Zuluft berücksichtigt, die sich an den Umschaltklappen gewissermaßen zwangsläufig einstellen, da Luftabsperrrklappen eine nicht zu verhindernde Leckage haben.

Diese Leckagen beeinflussen die Rückwärmzahl in diesem Fall um ca. 10 % (siehe Bild 13).

Dies ist im isothermischen Betrieb ohne Nutzung der Regeneratoren zu erkennen, da sich trotz fehlender WRG eine Temperaturdifferenz einstellt, die durch Leckagen, also durch ein Überströmen der warmen Abluft zur Zuluft, zustande kommt. Es handelt sich dabei um einen Umluftanteil, der nicht der WRG zugerechnet werden darf. Insofern reduziert sich die tatsächliche durch die WRG übertragene Leistung auf einen Temperaturübertragungsgrad von ca. 74 %.

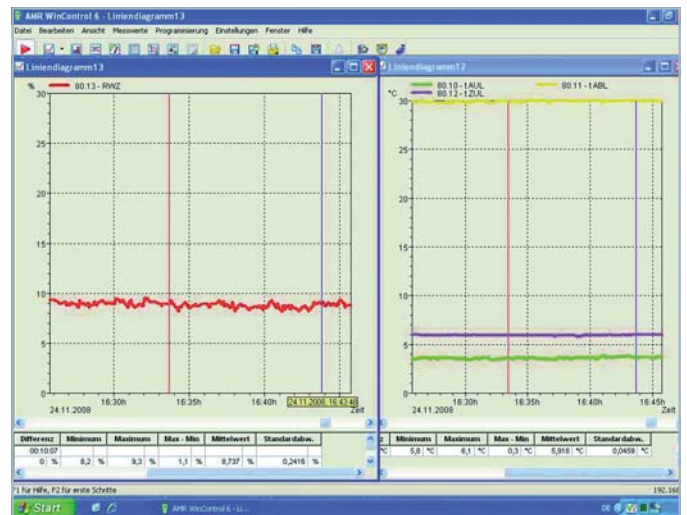


Bild 13

Messung der Leckage eines Regenerators im kontinuierlichen Betrieb

Bei einem intermittierenden Betrieb sind solche Effekte systembedingt ausgeschlossen. Aus diesem Umstand wird auch ersichtlich, dass aus energetischen Gründen möglichst luftdichte und schnell laufende Absperrklappen von hoher Bedeutung sind, um Leckagen in den Zyklen, aber auch während des Umschaltvorganges zu minimieren.

Fazit

Mit dem neuen Konzept einer intermittierenden RLT-Anlage können standardisierte RLT-Geräte mit einer hocheffizienten Wärmerückgewinnung hergestellt werden.

Das anspruchsvolle Entwicklungsziel ist ein hoher Temperatureaustauschgrad und eine gleichmäßige Wärmeabgabe. Der angestrebte Temperatureaustauschgrad von bis zu 90 % konnte erreicht werden. Damit reichen in den meisten Fällen die internen Lasten im Gebäude als Wärmequelle aus und es wird in den meisten Fällen keine zusätzliche Primärenergie im Luftstrom benötigt. Hiermit wird eine deutliche Minimierung der Komponenten des RLT-Gerätes erzielt.

So ist ein RLT-Gerät entwickelt worden, das mit beträchtlichen Einsparpotenzialen bei den Investitionskosten, aber auch bei den Betriebskosten nur

noch einen Luftstrang besitzt, der sowohl für den Zuluftbetrieb als auch für den Abluftbetrieb abwechselnd verwendet wird. Dadurch wird auch die Lüftungseffektivität – also die Durchmischung des Raumes – wesentlich verbessert.

Bei den Strömungssimulationen, die durch den TÜV Süd unter Verwendung des neuen Geräts zur Be- und Entlüftung erstellt wurden, zeigte sich, dass durch die intermittierende Betriebsweise (Stoßbetrieb) die benötigten Luftwechsel wesentlich reduziert werden können, da die Luftqualität durch die Impulslüftung erheblich verbessert wird. Hierdurch verbessert sich zusätzlich die Behaglichkeit im Raum deutlich. Dieser Umstand wirkt sich letztendlich wirtschaftlich vorteilhaft bei der Dimensionierung der Anlagen aus.

Literatur

- [1] Willems, W. M., Dinter, S., Schild, K.: Handbuch Bauphysik 1: Wärme- und Feuchteschutz, Behaglichkeit, Lüftung. Vieweg, 2006.
- [2] VDI-Wärmeatlas, 7. Auflage 1994: A7.