

Anlagenauslegung

Auswirkung von Leckagen in RLT-Anlagen auf deren Energiebedarf

Normative Grundlagen zu Leckagen in Raumluftechnischen Anlagen

Christoph Kaup, Brücken

Technische Anlagen wie RLT-Anlagen können nicht vollständig dicht ausgeführt werden. So müssen Leckagen in RLT-Anlagen im technisch zulässigen Rahmen grundsätzlich toleriert werden. Diese Leckagen haben im Hinblick auf die Energieeffizienz und Hygiene Auswirkungen auf die gesamte RLT-Anlage. Daher müssen Leckagen in der Auslegung der RLT-Anlagen entsprechend berücksichtigt werden. Sie können aber auch mittels entsprechender Maßnahmen minimiert werden.

Man unterscheidet drei Leckagearten: Leckagen der Wärmerückgewinnung, insbesondere zwischen den beiden Luftströmen; Leckagen der Gehäuse von RLT-Geräten; Leckagen des Kanalsystems (Luftverteilung).

Autor



Dr.-Ing. Christoph Kaup, Lehrbeauftragter für Energieeffizienz und Wärmerückgewinnung am Umwelt-Campus Birkenfeld, Hochschule Trier. Geschäftsführender Gesellschafter von HOWATHERM Klimatechnik GmbH. Mitglied in verschiedenen Normungsgremien wie zum Beispiel EN 13779, EN 13053 und EN 1886 sowie in verschiedenen Richtlinienausschüssen wie VDI 6022 und VDI 3803.

Leckagen der Wärmerückgewinnung (WRG)

Die Leckagen einer Wärmerückgewinnungseinrichtung entstehen systembedingt bei der Zusammenführung der beiden Luftströme. In Abhängigkeit von der Anordnung der Ventilatoren und des gewählten Wärmerückgewinnungssystems resultieren hieraus Differenzen zum Nennvolumenstrom. Diese Abweichungen haben Auswirkungen auf:

- die Leistung der Wärmerückgewinnung
- die Leistungsaufnahme der jeweiligen Ventilatoren und
- die Luftqualität.

Lediglich bei der Verwendung eines Kreislaufverbundsystems können systembedingt keine Leckagen – verursacht durch die WRG – entstehen.

Die genannten Auswirkungen müssen bei der Planung von RLT-Anlagen berücksichtigt werden. Hierzu bietet erstmals die VDI-Richtlinie VDI 3803 Blatt 5 [1] eine entsprechende technische Regel.

Die Leckagezahlen (L) beschreiben die durch Leckagen verursachten Massenstromänderungen im Vergleich zum leckagefreien System:

$$L_1 = \dot{m}_{11} / (\dot{m}_{11} - \dot{m}_{1-2}) = \dot{m}_{11} / \dot{m}_1$$

$$L_2 = \dot{m}_{21} / (\dot{m}_{21} - \dot{m}_{2-1}) = \dot{m}_{21} / \dot{m}_2$$

Dabei ist:

- L_1 Leckagezahl Fortluftstrom (1)
- L_2 Leckagezahl Außenluftstrom (2)
- \dot{m}_1 leckagefreier Fortluftstrom in kg/s
- \dot{m}_2 leckagefreier Außenluftstrom in kg/s
- \dot{m}_{1-2} Umluft-Leckage vom Fortluftstrom (1) zum Außenluftstrom (2) in kg/s
- \dot{m}_{2-1} Kurzschlussluft-Leckage vom Außenluftstrom (2) zum Fortluftstrom (1) in kg/s

Unabhängig vom Entstehungsort ist ein Leckagestrom die Summe aller Teilleckagen, die mit gleicher Richtung von dem einen in den anderen Luftstrom übertreten. Die entgegengesetzten Le-

ckageströme \dot{m}_{1-2} und \dot{m}_{2-1} treten gleichzeitig auf und mindern sich nicht wechselseitig.

Die Umluftzahl U beschreibt den Umluftanteil des Luftstroms auf der Austrittsseite der Außenluft.

$$U = \dot{m}_{1-2} / (\dot{m}_{21} - \dot{m}_{2-1}) = \dot{m}_{1-2} / \dot{m}_2$$

Die Leckagen sind bedingt durch die Anordnung der Ventilatoren und damit von den Differenzdrücken zwischen den beiden Luftströmen abhängig. Die Mitrotation bei Rotoren und das Umschaltvolumen bei Umschaltspeichern sind unabhängig vom Differenzdruck.

Die sich tatsächlich einstellenden Luftströme ergeben sich erst durch Korrektur der leckagefreien Luftströme.

Dabei sind die leckagefreien Luftströme (\dot{m}_1, \dot{m}_2), Planungsdaten und die Leckagen ($\dot{m}_{1-2}, \dot{m}_{2-1}$) sind Angaben des WRG-Herstellers, die auf Messungen beruhen sollten.

Zur Sicherstellung der erforderlichen Leistungen sind die Auswirkungen der Leckage bei der Auslegung der Wärmerückgewinnung zu kompensieren:

- bei der verwendeten Wärmerückgewinnung, indem die zugrunde liegenden leckagefreien Luftströme \dot{m}_1 und \dot{m}_2 um die durch die Leckage verursachten Unterschiede angepasst werden.

- bei den eingesetzten Ventilatoren durch Berücksichtigung der korrigierten Druckverluste und Leistungsaufnahmen bei den tatsächlichen Volumenströmen.

Liegen zum Zeitpunkt der Auslegung noch keine projektspezifischen Angaben über die Leckage vor, ist zur Berücksichtigung der Auswirkungen bei Rotationswärmeübertragern und Umschaltspeichern, gemäß VDI 3803 Blatt 5, zunächst von einer Leckage von 10 % auszugehen. Hierbei sind bei der Auslegung der Wärmerückgewinnung und der Ventilatoren der Anlage jeweils mindestens 10 % Volumenstromerhöhung auf beiden Luftseiten (Außenluft und Fortluft) zu berücksichtigen.

Die tatsächlichen Leckageraten der WRG können in Abhängigkeit des Differenzdruckes zwischen den beiden Luft-

| Dichtheitsklasse des Gehäuses | max. Leckluftrate (f_{400}) l/s/m ² | Filterklasse (EN 779) |
|-------------------------------|---|--------------------------|
| L1 | 0,15 | besser als F9 |
| L2 | 0,44 | F8 bis F9 |
| L3 | 1,32 | G1 bis F7 |

Die in der Tabelle genannten Leckluftraten entsprechen den Dichtheitsklassen von Kanälen in DIN EN 1507 und DIN EN 12237, (z. B. L2 = B), wobei die Prüfdrücke voneinander abweichen.

Tabelle 1

Dichtheitsklasse des Gehäuses von RLT-Geräten bei einem Prüfunderdruck von 400 Pa

| Dichtheitsklasse des Gehäuses | max. Leckluftrate (f_{700}) l/s/m ² |
|-------------------------------|---|
| L1 | 0,22 |
| L2 | 0,63 |
| L3 | 1,90 |

Klasse L1 für Geräte für spezielle Anwendungen, z. B. Reinräume

Tabelle 2

Dichtheitsklasse des Gehäuses von RLT-Geräten bei einem Prüfüberdruck von 700 Pa

strömen darunter, aber auch deutlich darüber liegen.

Leckagen an Gehäusen von RLT-Geräten

Anforderungen und Klassifikation der Leckage eines Gehäuses von RLT-Geräten müssen entsprechend der DIN EN 1886 [2] nach Unterdruck und Überdruck getrennt berücksichtigt werden.

Anforderungen im Unterdruckbereich

Die Leckluftrate des RLT-Gerätes wird üblicherweise bei einem Unterdruck von 400 Pa ermittelt und angegeben. Die in **Tabelle 1** genannten zulässigen Werte dienen zur Einteilung der Leckageklassen.

Klasse L1 gilt für Geräte für spezielle Anwendungen, z. B. Reinräume.

Im Fall, dass RLT-Geräte mit einem von 400 Pa abweichenden Druck betrieben werden, sind die Leckluftraten mit der folgenden Gleichung in die Werte für den tatsächlichen Druck umzurechnen:

$$f_m = f_{400} \left(\frac{\text{tats. Druck}}{400} \right)^{0,65}$$

dabei ist:

f_m die bei dem tatsächlichen Überdruck geltende Leckluftrate

f_{400} die für den Unterdruck von 400 Pa angegebene Leckluftrate (s. Tabelle 1)

Wenn nichts anderes festgelegt ist, wird der zulässige Wert der Gehäuseleckage in Abhängigkeit von der Filterklasse des RLT-Geräts definiert. Soweit eine mehrstufige Filterung verwendet wird, wird die Filterklasse des hochwertigsten Filters zugrunde gelegt.

Für spezielle Anwendungen kann die Leckluftrate auch unabhängig von der Filterklasse gewählt werden. Selbst RLT-Geräte ohne Filter sollten mindestens die Klasse L3 einhalten.

Anforderungen im Überdruckbereich

Bei RLT-Geräten, die unter Überdruck betrieben werden, müssen diese Gehäuseanteile getrennt vom Rest des Gerätes definiert werden, wenn der Betriebsdruck unmittelbar nach dem Ventilator +250 Pa übersteigt. Ansonsten kann die beschriebene Anforderung für den Unterdruck für das gesamte RLT-Gerätegehäuse als ausreichend angesehen werden. Der Überdruck, dem die Überdruckanteile des Gehäuses tatsächlich ausgesetzt sind, ist bestimmend, er muss mindestens jedoch 700 Pa betragen.

Es ist ebenfalls zulässig, das gesamte Gerät unter Über- und Unterdruck zu prüfen.

Die Leckluftrate des Gehäuses, das einem Überdruck ausgesetzt wird, muss der **Tabelle 2** entsprechen.

Werden Geräte mit einem von 700 Pa abweichenden Druck betrieben, kann die Leckluftrate mit der nachfolgenden Gleichung in einen Wert für den tatsächlichen Druck umgerechnet werden:

$$f_m = f_{700} \left(\frac{\text{tats. Druck}}{700} \right)^{0,65}$$

Dabei ist:

f_m die bei dem tatsächlichen Überdruck geltende Leckluftrate

f_{700} die für den Überdruck von 700 Pa angegebene Leckluftrate (siehe Tabelle 2)

Leckagen an Luftleitungen

Die Klassifizierung und die Prüfung der Dichtheit von runden Luftleitungen ist in der DIN EN 12237 [3], die von rechteckigen Luftleitungen in der DIN EN 1507 [4] definiert. Diese Klassifizierung gilt auch für andere Bauteile sowie für die gesamte RLT-Anlage.

Die Dichtheitsklasse sollte dabei so gewählt werden, dass weder die Infiltra-

tion in eine bei Unterdruck betriebene Luftleitung noch die Exfiltration aus einer bei Überdruck betriebenen Installation einen festgelegten Anteil des Luftvolumenstromes für die gesamte Anlage unter Betriebsbedingungen übersteigt. Um übermäßige Energieverluste zu vermeiden und die vorgesehene Luftverteilung zu gewährleisten, sollte dieser Anteil üblicherweise maximal 2 % der Gesamtluftmenge betragen. Dies entspricht im Allgemeinen der Klasse B nach DIN EN 12237 und der DIN EN 1507.

Die vereinbarten Luftvolumenströme, im Wesentlichen der Außenluftvolumenstrom je Person, müssen im Aufenthaltsbereich eingehalten werden. Hierzu ist der durch den Ventilator geförderte Luftstrom um den Anteil der Leckage zu erhöhen.

Wahl der Leckageklasse

Die Mindestdichtheitsklasse wird üblicherweise nach den folgenden Grundsätzen gewählt: Eine höhere Klasse ist notwendig, wenn die Gesamtfläche der Umhüllung, bezogen auf den Gesamtvolumenstrom, außergewöhnlich groß ist, die Druckdifferenz außergewöhnlich hoch ist oder wenn außergewöhnliche Probleme aufgrund von Leckagen entstehen können und sich diese Probleme aus der geforderten Luftqualität, einer möglichen Kondensationsgefahr oder aus anderen Gründen ergeben können [5].

Die Leckage von RLT-Geräten sowie von Geräteraumen und Kammern für Ventilatoren und andere Einrichtungen sollte die Anforderung nach Klasse A erfüllen. Dies entspricht der Klasse L3 für Gehäuse von RLT-Geräten nach DIN EN 1886.

Klasse B ist die allgemeine Mindestanforderung an Luftleitungen, aber auch an Fortluftleitungen, die im Gebäude einem Überdruck ausgesetzt sind.

Klasse C ist in vielen Fällen die empfohlene Mindestklasse, wenn eine hohe

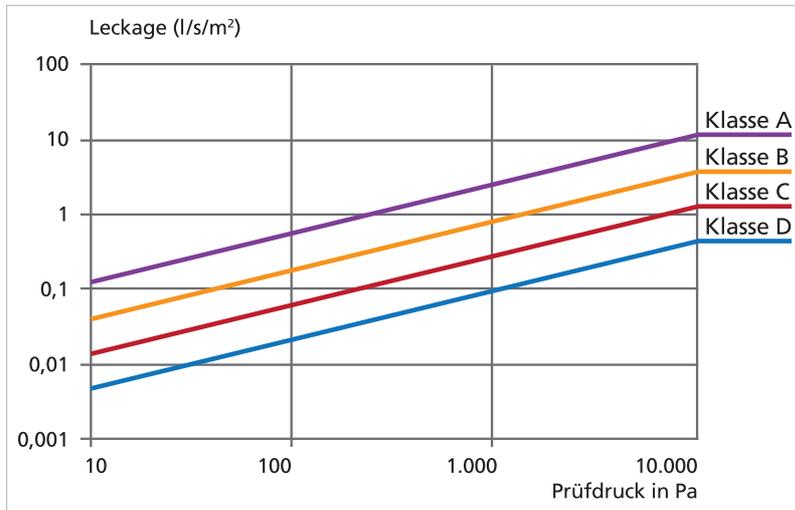


Bild 1

Dichtheitsklassen (Prüfdrücke siehe EN 1507 und EN 12237)

Druckdifferenz vorhanden ist oder wenn Leckagen zu einer Gefährdung der Raumluftqualität, der Regelung der Druckbedingungen oder der Funktionsfähigkeit der Anlage führen können. Dies können beispielsweise Kondensationsprobleme, bedingt durch Leckagen, sein.

Klasse D wird in besonderen Anwendungsfällen verwendet, vor allem bei Installationen mit sehr hohen Anforderungen in Bezug auf die Hygiene oder die Energieeffizienz (Bild 1).

In Übereinstimmung mit EN 12237 ist die maximale Leckage f unter Versuchsbedingungen (maximaler Prüfdruck, üblicherweise 2 000 Pa) gegeben durch:

Klasse A: $f = 0,027 \cdot p^{0,65}$

Klasse B: $f = 0,009 \cdot p^{0,65}$

Klasse C: $f = 0,003 \cdot p^{0,65}$

Klasse D: $f = 0,001 \cdot p^{0,65}$

wobei:

f = Leckage in l/s/m²

p = statischer Druck in Pa.

Auswirkungen der Leckage im Beispiel

An einem konkreten Beispiel soll die Auswirkung der Leckage verdeutlicht werden.

Hierzu wird ein RLT-Gerät mit einem Nennvolumenstrom von jeweils 10 000 m³/h für Zu- und Abluft betrachtet. Das RLT-Gerät wird dabei mit einem Rotationswärmeübertrager mit 70 % Nenntemperaturübertragungsgrad bei 200 Pa Differenzdruck je Luftseite zur Wärmerückgewinnung ausgestattet. Gemäß VDI 3803 Blatt 5 wird für die WRG von einer Leckage von 10 % des Nennvolumenstroms ausgegangen.

Durch die Wahl eines Kreislaufverbundsystems zur WRG kann diese Leckage vollständig ausgeschlossen werden.

Leckage am RLT-Gerät

Die Oberfläche des Gerätes beträgt ca. 40 m² je Luftseite (25 m² im Unterdruck und 15 m² im Überdruck).

Bei einer normativ als Mindestklasse geforderten Leckageklasse L3 (bis F7) ergibt dies bei 400 Pa eine Leckage auf der Saugseite von:

$L_{GS} = 1,32 \text{ l/s/m}^2 \cdot 25 \text{ m}^2 = 33,0 \text{ l/s}$

Bei einem Nennvolumenstrom von 10 000 m³/h sind dies:

$L_{GSR} = 33,0 \text{ l/s} / 1\,000 \text{ l/m}^3 \cdot 3\,600 \text{ s/h} / 10\,000 \text{ m}^3/\text{h}$

$L_{GSR} = 1,2 \%$

und auf der Druckseite ergeben sich folgende Werte:

$L_{GD} = 1,90 \text{ l/s/m}^2 \cdot 15 \text{ m}^2 = 28,5 \text{ l/s}$

$L_{GDr} = 28,5 \text{ l/s} / 1\,000 \text{ l/m}^3 \cdot 3\,600 \text{ s/h} / 10\,000 \text{ m}^3/\text{h}$

$L_{GDr} = 1,0 \%$

Durch die Wahl der höheren, heute üblichen Leckageklasse L2 ergäbe sich auf der Saugseite eine Leckage von:

$L_{GS} = 0,44 \text{ l/s/m}^2 \cdot 25 \text{ m}^2 = 11,0 \text{ l/s}$

Bei einem Nennvolumenstrom von 10 000 m³/h sind dies:

$L_{GSR} = 0,4 \%$

Und auf der Druckseite ergeben sich dann folgende Werte:

$L_{GD} = 0,63 \text{ l/s/m}^2 \cdot 15 \text{ m}^2 = 9,5 \text{ l/s}$

$L_{GDr} = 0,3 \%$

Man erkennt, dass die Leckage am Ge-

häuse des RLT-Geräts von insgesamt 2,2 % um den Faktor 3 auf etwa 0,7 % reduziert werden kann.

Leckage am Kanal

Gemäß den einschlägigen Normen (EN 1507 und EN 12237) soll mindestens die Klasse B für Luftleitungen gewählt werden. Damit errechnet sich die Leckage aus:

$f = 0,009 \cdot p^{0,65}$ in l/s/m²

Es ergäbe sich für ein 50 m langes Zu- und Abluftkanalsystem und für ein Abluftkanalsystem (Druckseite) von gleicher Länge, mit einer Oberfläche von jeweils 200 m² und einem mittleren Druck von 200 Pa, eine Leckage von:

$f = 0,009 \cdot 200^{0,65}$

$f = 0,282 \text{ l/s/m}^2$

und damit:

$L_{KD} = 0,282 \text{ l/s/m}^2 \cdot 200 \text{ m}^2$

$L_{KD} = 56,4 \text{ l/s} = 203 \text{ m}^3/\text{h}$

oder eine relative Leckage von:

$L_{KDr} = 2,0 \%$

Auf der Außenluft- und Fortluftseite (Saugseite) beträgt die Leckage bei jeweils 20 m Kanallänge (mit jeweils 80 m²) und einem mittleren Druck von 50 Pa dann:

$f = 0,009 \cdot 50^{0,65}$

$f = 0,114 \text{ l/s/m}^2$

und damit:

$L_{KS} = 0,114 \text{ l/s/m}^2 \cdot 80 \text{ m}^2$

$L_{KS} = 9,1 \text{ l/s} = 33 \text{ m}^3/\text{h}$

oder:

$L_{KSR} = 0,3 \%$

Durch die Wahl der nächst höheren Klasse C ergäbe sich eine Leckage von:

$f = 0,003 \cdot p^{0,65}$

Bezogen auf das Zu- und Abluftkanalnetz errechnet sich damit eine Leckage von:

$L_{KD} = 18,8 \text{ l/s} = 68 \text{ m}^3/\text{h}$

oder:

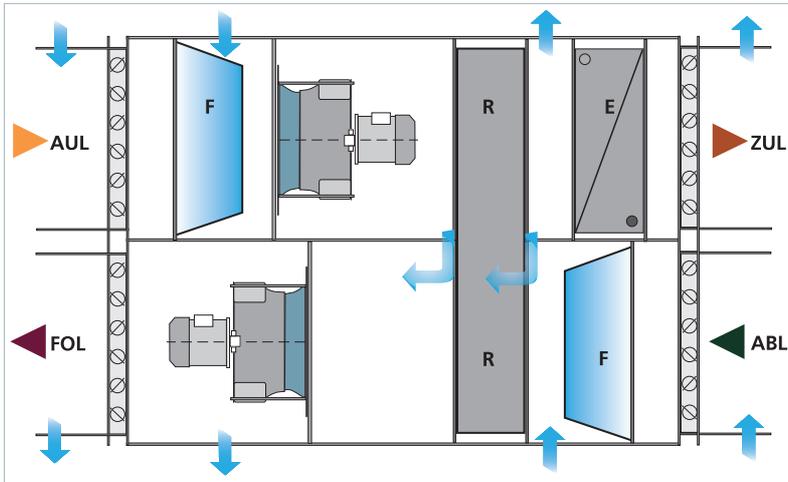


Bild 2
Anordnung der Bauteile im Berechnungsbeispiel (hygienisch optimal)

$L_{KDr} = 0,7 \%$

Und bezogen auf das Außen- und Fortluftkanalnetz von:

$L_{KS} = 3,0 \text{ l/s} = 11 \text{ m}^3/\text{h}$

oder:

$L_{KSr} = 0,1 \%$

Durch die Wahl der höheren Dichtheitsklasse können somit die Kanal-leckagen pro Luftseite von insgesamt 2,3 % auf 0,8 % und damit ebenfalls um den Faktor 3 reduziert werden.

Auswirkungen der Leckage auf den Energiebedarf

Beispiel mit Rotationswärmeübertrager

Die im Beispiel ermittelten Leckagen werden nun in einer Berechnung um den Anteil der auftretenden Leckagen korrigiert, um den geforderten Außenluftvolumenstrom zu gewährleisten. Dazu müssen die Leckagevolumenströme auf der Zuluftseite zusätzlich zum Nennvolumenstrom durch den Ventilator gefördert werden. Allerdings setzt dies auch auf der Abluftseite eine Korrektur voraus, da ansonsten ein Überdruck im Raum herrschen würde.

Hierzu wird zunächst die ungünstige Ausführung mit 10 % Leckage an der

Tabelle 4
Berechnung der Leckagen auf der Abluftseite

| Einfluss der Leckage bei RLT-Anlagen | | | Berechnung Zuluft | |
|---|--------------------------|---|--------------------|---|
| Zuluft-Volumenstrom _{Außenluft} | 10.000 m ³ /h | $t_{\text{Außenluft}} = 0,0 \text{ °C}$ | 200 Pa | Anordnung des Ventilators (Zuluft) nach der WRG Ventilatorwärme 1,5 K $t_{\text{WRG0}} = 17,5 \text{ °C}$ |
| Nennwirkungsgrad WRG | 70,0 % | Nenn dP WRG _{Zuluft} | | |
| | | dP_{gesamt} | 1.095 Pa | |
| $Pm_{\text{Auslegung}}$ | 5.093 W | ($\text{ETA}_{\text{System}} = 0,60$) | dP_{Nenn} | |
| Leckage Kanal _{saugseitig} | -0,3 % | ($t_{L1} = 10,0 \text{ °C}$) | 50 Pa | $V_{11} = 10.030 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow t_{K1} = 0,0 \text{ °C}$ |
| Leckage Gehäuse _{saugseitig} | -1,2 % | ($t_{L2} = 17,0 \text{ °C}$) | 250 Pa | $V_{12} = 10.150 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow t_{G1} = 0,2 \text{ °C}$ |
| Ventilatorwärme vor der WRG | 1,5 K | | | $t_v = 1,7 \text{ °C}$ |
| Leckage vor der WRG | 3,0 % | ($t_{L3} = 7,5 \text{ °C}$) | | $V_{13} = 9.846 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow t_{\text{WRG1}} = 1,7 \text{ °C}$ |
| Wirkungsgrad WRG _{korrigiert} | 70,4 % | | 195 Pa | $t_{\text{WRG}} = 18,1 \text{ °C}$ |
| Leckage nach der WRG | 7,0 % | ($t_{L4} = 24 \text{ °C}$) | | $V_{14} = 9.157 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow dt_{\text{WRG}} = 18,1 \text{ °C}$ |
| Ventilatorwärme nach der WRG | 0,0 K | | | $t_v = 18,1 \text{ °C}$ |
| Leckage Gehäuse _{druckseitig} | 1,0 % | | 400 Pa | $V_{15} = 9.065 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow dt_{G2} = 18,1 \text{ °C}$ |
| Leckage Kanal _{druckseitig} | 2,0 % | | 200 Pa | $V_{16} = 8.884 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow dt_{K2} = 18,1 \text{ °C}$ |
| Volumenstrom Raum _{tats.} | 8.884 m ³ /h | | | $V_{\text{vent}} = 10.150 \text{ m}^3/\text{h}$ |
| Außenluftvolumenstrom _{tats. (Raum)} | 8.752 m ³ /h | | | |
| Volumenstrom Raum _{notw. AUL bez.} | 10.150 m ³ /h | | | |
| Volumenstrom Raum _{notw. FOL bez.} | 10.150 m ³ /h | | | \Rightarrow Wärmebereitstellungsgrad 72,5 % |

© Dr.-Ing. Christoph Kaup, Umwelt-Campus Birkenfeld, 2014

(Exponent zur dP-Berechnung 1,6)

| Einfluss der Leckage bei RLT-Anlagen | | | Berechnung Abluft | |
|---|--------------------------|---|--------------------|--|
| Abluft-Volumenstrom _{Raumluft} | 10.000 m ³ /h | $t_{\text{Abluft}} = 25,0 \text{ °C}$ | 200 Pa | Anordnung des Ventilators (Abluft) nach der WRG Ventilatorwärme 1,0 K $t_{\text{WRG0}} = 7,5 \text{ °C}$ |
| Nennwirkungsgrad WRG | 70,0 % | Nenn dP WRG _{Abluft} | | |
| | | dP_{gesamt} | 767 Pa | |
| $Pm_{\text{Auslegung}}$ | 3.472 W | ($\text{ETA}_{\text{System}} = 0,60$) | dP_{Nenn} | |
| Leckage Kanal _{saugseitig} | -2,0 % | ($t_{L1} = 17,0 \text{ °C}$) | 200 Pa | $t_{K1} = 24,2 \text{ °C}$ |
| Leckage Gehäuse _{saugseitig} | -1,2 % | ($t_{L2} = 17,0 \text{ °C}$) | 200 Pa | $V_{11} = 10.200 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow t_{G1} = 24,1 \text{ °C}$ |
| Ventilatorwärme vor der WRG | 0,0 % | | | $V_{12} = 10.322 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow t_v = 24,1 \text{ °C}$ |
| Leckage vor der WRG | -7,0 % | ($t_{L3} = 18,1 \text{ °C}$) | | $t_{\text{WRG1}} = 24,0 \text{ °C}$ |
| Wirkungsgrad WRG _{korrigiert} | 68,6 % | | 217 Pa | $V_{13} = 10.535 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow t_{\text{WRG}} = 7,5 \text{ °C}$ |
| Leckage nach der WRG | -3,0 % | ($t_{L4} = 1,7 \text{ °C}$) | | $V_{14} = 10.455 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow dt_{\text{WRG2}} = 7,5 \text{ °C}$ |
| Ventilatorwärme nach der WRG | 1,0 K | | | $t_v = 8,5 \text{ °C}$ |
| Leckage Gehäuse _{druckseitig} | 1,0 % | | 100 Pa | $V_{15} = 10.350 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow dt_{G2} = 8,5 \text{ °C}$ |
| Leckage Kanal _{druckseitig} | 0,3 % | | 50 Pa | $V_{16} = 10.319 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow dt_{K2} = 8,5 \text{ °C}$ |
| Volumenstrom FOL _{tats.} | 10.319 m ³ /h | | | $V_{\text{vent}} = 10.455 \text{ m}^3/\text{h}$ |
| Volumenstrom Raum _{notw.} | 10.150 m ³ /h | | | |

© Dr.-Ing. Christoph Kaup, Umwelt-Campus Birkenfeld, 2014

(Exponent zur dP-Berechnung 1,6)

| Korrigierte Sollwerte Volumenstrom | | | | Korrigierte Sollwerte WRG | | Berechnung Zuluftseite | |
|---|---------|---------------|----------|---|---------|------------------------|----------|
| Außenluft | | 11.426 m³/h | | Außenluft | | 11.426 m³/h | |
| $V_{Vent. kor.} =$ | | 11.598 m³/h | | | | | |
| $Pm_{erf.}$ | 6.281 W | dP_{gesamt} | 1.249 Pa | $Pm_{erf.}$ | 6.483 W | dP_{gesamt} | 1.287 Pa |
| Kanal Saugseite | | 11.460 m³/h | 62 Pa | Kanal Saugseite | | 11.460 m³/h | 62 Pa |
| Gehäuse Saugseite | | 11.598 m³/h | 317 Pa | Gehäuse Saugseite | | 11.598 m³/h | 317 Pa |
| vor der WRG | | 11.250 m³/h | | vor der WRG | | 11.250 m³/h | |
| WRG _{tats.} | 66,8 % | | 241 Pa | WRG _{soll} | 70,0 % | | 280 Pa |
| NTU _{ist} | 2,01 | | | NTU _{kor.} | 2,33 | | |
| nach der WRG | | 10.462 m³/h | | nach der WRG | | 10.462 m³/h | |
| Gehäuse Druckseite | | 10.358 m³/h | 423 Pa | Gehäuse Druckseite | | 10.358 m³/h | 423 Pa |
| Kanal Druckseite | | 10.150 m³/h | 205 Pa | Kanal Druckseite | | 10.150 m³/h | 205 Pa |
| Volumenstrom Raum | | 10.150 m³/h | | Volumenstrom Raum | | 10.150 m³/h | |
| Außenluftvolumenstrom _{tats.} Raum | | 10.000 m³/h | | Außenluftvolumenstrom _{tats.} Raum | | 10.000 m³/h | |

© Dr.-Ing. Christoph Kaup, Umwelt-Campus Birkenfeld, 2014

(Exponent zur dP-Berechnung 1,6)

| Korrigierte Sollwerte Volumenstrom | | | | Korrigierte Sollwerte WRG | | Berechnung Abluftseite | |
|--|---------|---------------|--------|--|---------|------------------------|--------|
| Fortluft | | 10.150 m³/h | | Fortluft | | 10.150 m³/h | |
| $V_v =$ | | 10.612 m³/h | | | | | |
| $Pm_{erf.}$ | 3.949 W | dP_{gesamt} | 812 Pa | $Pm_{erf.}$ | 4.126 W | dP_{gesamt} | 847 Pa |
| Kanal Saugseite | | 10.353 m³/h | 211 Pa | Kanal Saugseite | | 10.353 m³/h | 211 Pa |
| Gehäuse Saugseite | | 10.478 m³/h | 216 Pa | Gehäuse Saugseite | | 10.478 m³/h | 216 Pa |
| vor der WRG | | 10.693 m³/h | | vor der WRG | | 10.693 m³/h | |
| WRG _{tats.} | 68,1 % | | 223 Pa | WRG _{soll} | 71,3 % | | 258 Pa |
| NTU _{ist} | 2,14 | | | NTU _{kor.} | 2,48 | | |
| nach der WRG | | 10.612 m³/h | | nach der WRG | | 10.612 m³/h | |
| Gehäuse Druckseite | | 10.506 m³/h | 108 Pa | Gehäuse Druckseite | | 10.506 m³/h | 108 Pa |
| Kanal Druckseite | | 10.474 m³/h | 54 Pa | Kanal Druckseite | | 10.474 m³/h | 54 Pa |
| Volumenstrom Fortluft _{tats.} | | 10.474 m³/h | | Volumenstrom Fortluft _{tats.} | | 10.474 m³/h | |

© Dr.-Ing. Christoph Kaup, Umwelt-Campus Birkenfeld, 2014

(Exponent zur dP-Berechnung 1,6)

Tabelle 6

Korrektur aufgrund der Leckagen auf der Abluftseite

Tabelle 7

Berechnung der Leckagen auf der Zuluftseite

dass daher der Außenluftanteil nur noch 8 752 m³/h beträgt.

Aufgrund der Leckagen und des Einflusses der Ventilatorwärme erhöht sich die Zulufttemperatur, so dass ein Wärmebereitstellungsgrad von 72,5 % erreicht wird. Da dem Raum eine zu geringe Außenluftmenge zugeführt wird, muss der Volumenstrom der Anlage

| Einfluss der Leckage bei RLT-Anlagen | | | | Berechnung Zuluft | | | |
|---|-------------|--------------------------|-------------|---|----------------------|--|---|
| Zuluft-Volumenstrom _{Außenluft} | 10.000 m³/h | $t_{Außenluft}$ | 0,0 °C | Anordnung des Ventilators (Zuluft) nach der WRG | | | |
| Nennwirkungsgrad WRG | 70,0 % | Nenn $dP_{WRG_{Zuluft}}$ | 250 Pa | Ventilatorwärme 1,5 K | | | |
| | | dP_{gesamt} | 1.152 Pa | $t_{WRG0} = 17,5 °C$ | | | |
| $Pm_{Auslegung}$ | 5.324 W | (ETA_{System} 0,60) | dP_{Nenn} | | | | |
| Leckage Kanal saugseitig | -0,1 % | ($t_{1=}$ 10,0 °C) | 50 Pa | | $t_{K1} = 0,0 °C$ | | |
| Leckage Gehäuse saugseitig | -0,4 % | ($t_{12=}$ 17,0 °C) | 250 Pa | $V_{11} = 10.010 m³/h \Rightarrow$ | $t_{G1} = 0,1 °C$ | | |
| Ventilatorwärme vor der WRG | 1,5 K | | | $V_{12} = 10.050 m³/h \Rightarrow$ | $t_v = 1,6 °C$ | | |
| Leckage vor der WRG | 0,0 % | ($t_{13=}$ 7,4 °C) | | $V_{13} = 10.050 m³/h \Rightarrow$ | $t_{WRG1} = 1,6 °C$ | | |
| Wirkungsgrad WRG korrigiert | 69,9 % | | 252 Pa | $V_{14} = 10.050 m³/h \Rightarrow$ | $t_{WRG2} = 17,9 °C$ | | |
| Leckage nach der WRG | 0,0 % | ($t_{14=}$ 24,7 °C) | | $V_{15} = 10.020 m³/h \Rightarrow$ | $t_v = 17,9 °C$ | | |
| Ventilatorwärme nach der WRG | 0,0 K | | | $V_{16} = 9.950 m³/h \Rightarrow$ | $dt_{G2} = 17,9 °C$ | | |
| Leckage Gehäuse druckseitig | 0,3 % | | 400 Pa | $V_{16} = 9.950 m³/h \Rightarrow$ | $dt_{K2} = 17,9 °C$ | | |
| Leckage Kanal druckseitig | 0,7 % | | 200 Pa | $V_{vent} = 10.050 m³/h$ | | | |
| Volumenstrom Raum _{tats.} | 9.950 m³/h | | | | | | |
| Außenluftvolumenstrom _{tats.} (Raum) | 9.900 m³/h | | | | | | |
| Volumenstrom Raum _{notw. AUL-bez.} | 10.050 m³/h | | | | | | |
| Volumenstrom Raum _{notw. FOL-bez.} | 10.050 m³/h | | | | | | \Rightarrow Wärmebereitstellungsgrad 71,8 % |

© Dr.-Ing. Christoph Kaup, Umwelt-Campus Birkenfeld, 2014

(Exponent zur dP-Berechnung 1,6)

Tabelle 5

Korrektur aufgrund der Leckagen auf der Zuluftseite

zum Raum hin von 8 844 m³/h auf mindestens 10 150 m³/h angehoben werden. Damit kein Unterdruck im Raum entsteht, muss auch auf der Abluftseite der raumbezogene Volumenstrom von 10 000 m³/h auf 10 150 m³/h erhöht werden. Die Auswirkungen dieser Korrekturen zeigen Tabelle 5 (Zuluftseite) und Tabelle 6 (Abluftseite).

Aus Tabelle 5 ist zu ersehen, dass aufgrund der höheren Volumenströme die Drücke der Komponenten steigen, aber der Nenntemperaturübertragungsgrad der WRG sinkt. Dies führt letztendlich dazu, dass die aufgenommene elektrische Ventilatorleistung in der Zuluft von 5,09 KW (Zuluft) auf 6,28 KW steigen muss, um den geforderten Außenluftvolumenstrom von 10 000 m³/h zu gewährleisten.

Soll nun im zweiten Schritt der geforderte Temperaturübertragungsgrad auch bei den erhöhten Luftmengen sichergestellt werden, muss die WRG in ihrer Fläche vergrößert werden. Dies führt zu einem höheren Druckabfall und somit zu einer aufgenommenen Leistung von 6,48 KW.

Auf der Abluftseite ergibt sich ein ähnliches Bild. Die Leistung steigt von nominal 3,47 kW (Tabelle 4) auf 4,13 kW (Tabelle 6).

Beispiel mit Kreislaufverbundsystem

Betrachtet man nun die zweite Ausführung mit einem Kreislaufverbundsystem zur WRG – mit einem systembedingt höheren Druckabfall von 250 Pa je Luftseite – und die niedrigeren Gehäuse- und Kanalleckagen, ergibt sich unter sonst gleichen Voraussetzungen folgendes Bild (siehe Tabelle 7 und 8):

Aufgrund der nicht vorhandenen Leckage an der WRG und der geringen Leckagen am Gehäuse des RLT-Gerätes und der Luftleitungen, wird dem Raum bei gleichen Bedingungen ein Volumenstrom von 9 950 m³/h zugeführt. Der Außenluftanteil beträgt darin 9 900 m³/h. Die Korrektur des Volumenstroms fällt damit deutlich geringer aus und liegt letztlich bei +100 m³/h. Der Volumenstrom zum Raum beträgt somit 10 050 m³/h (Tabelle 7).

Um ein ausgeglichenes Luftmengenverhältnis zu erreichen, muss der Volumenstrom auf der Abluftseite von 10 010 m³/h auf 10 060 m³/h erhöht werden (Tabelle 8).

Die Korrekturberechnung ergibt sich aus den Tabellen 9 und 10.

Tabelle 8

Berechnung der Leckagen auf der Abluftseite

Es wird ersichtlich, dass die Korrektur der aufgenommenen elektrischen Leistung in der Zuluft von 5,32 KW (Tabelle 7) auf 5,52 KW (Tabelle 9) deutlich moderater ausfällt. Auf der Abluftseite erhöht sich die Leistungsaufnahme von 3,7 KW (Tabelle 8) auf 3,84 KW (Tabelle 10).

Wird nun die aus thermischen Gründen sinnvolle Anordnung der Ventilatoren (Bild 3) verwendet, ergibt sich folgendes Szenario:

Die Leckage an der WRG wird nun energetisch günstig von der Abluft zur Zuluft übertragen. Diese Anordnung kann jedoch nur dann erfolgen, wenn aus hygienischen Gründen Umluft überhaupt zulässig ist.

Aufgrund der Leckagen wird nun dem Raum ein Zuluftvolumenstrom von 10 853 m³/h zugeführt. Bedingt durch die Leckagen beträgt der Außenluftanteil 9 702 m³/h.

Durch die Ventilatorwärme und die der Leckagen, insbesondere des Umluftanteils an der WRG, erhöht sich die Zulufttemperatur deutlich, so dass trotz einer Reduzierung des Temperaturübertragungsgrades von 70 % auf 68,8 % ein Wärmebereitstellungsgrad von 81,9 % erreicht wird.

Da dem Raum eine zu geringe Außenluftmenge zugeführt wird, muss der Volumenstrom der Anlage von 10 853 m³/h auf 11 187 m³/h korrigiert werden. Gleichzeitig muss diese Erhöhung aber auch auf der Abluftseite erfolgen, da es ansonsten zu einem Überdruck im Raum kommen würde.

Wegen der höheren Volumenströme steigen ebenfalls die Drücke der Komponenten, aber der Nenntemperaturübertragungsgrad der WRG sinkt. Dies führt letztendlich dazu, dass die aufgenommene elektrische Ventilatorleistung von 5,09 kW (Zuluft) auf 6,53 kW steigen muss, um den geforderten Außenluftvolumenstrom von 10 000 m³/h zu garantieren.

Soll nun im zweiten Schritt der geforderte Temperaturübertragungsgrad bei den höheren Luftmengen sichergestellt werden, muss die WRG in ihrer Fläche vergrößert werden. Dies führt zu einem höheren Druckabfall und dann zu einer aufgenommenen Leistung von 6,64 kW.

Auf der Abluftseite ergibt sich ein ähnliches Bild. Die Leistung steigt von nominal 3,47 kW auf 4,79 kW.

Tabelle 10

Korrektur aufgrund der Leckagen auf der Abluftseite

| Einfluss der Leckage bei RLT-Anlagen | | | | Berechnung Abluft | |
|---|-------------|-------------------------------|--------------------|--|--|
| Abluft-Volumenstrom _{Raumluft} | 10.000 m³/h | t _{Abluft} | 25,0 °C | Anordnung des Ventilators (Abluft) nach der WRG Ventilatorwärme 1,0 K t _{WRG0} = 7,5 °C | |
| Nennwirkungsgrad WRG | 70,0 % | Nenn dP WRG _{Abluft} | 250 Pa | | |
| | | dP _{gesamt} | 802 Pa | | |
| Pm _{Auslegung} | 3.704 W | (ETA _{System} 0,60) | dP _{Nenn} | | |
| Leckage Kanal _{saugseitig} | -0,7 % | (t _{t1} = 17,0 °C) | 200 Pa | V _{i1} = 10.070 m³/h ⇒ t _{k1} = 24,7 °C | |
| Leckage Gehäuse _{saugseitig} | -0,4 % | (t _{t2} = 17,0 °C) | 200 Pa | V _{i2} = 10.110 m³/h ⇒ t _{G1} = 24,7 °C | |
| Ventilatorwärme vor der WRG | 0,0 K | | | t _v = 24,7 °C | |
| Leckage vor der WRG | 0,0 % | (t _{t3} = 17,9 °C) | | V _{i3} = 10.050 m³/h ⇒ t _{WRG1} = 24,7 °C | |
| Wirkungsgrad WRG _{korrigiert} | 69,9 % | | 252 Pa | t _{WRG} = 7,4 °C | |
| dP WRG _{korrigiert} | | | | | |
| Leckage nach der WRG | 0,0 % | (t _{t4} = 1,6 °C) | | V _{i4} = 10.050 m³/h ⇒ dt _{WRG2} = 7,4 °C | |
| Ventilatorwärme nach der WRG | 1,0 K | | | t _v = 8,4 °C | |
| Leckage Gehäuse _{druckseitig} | 0,3 % | | 100 Pa | V _{i5} = 10.020 m³/h ⇒ dt _{G2} = 8,4 °C | |
| Leckage Kanal _{druckseitig} | 0,1 % | | 50 Pa | V _{i6} = 10.010 m³/h ⇒ dt _{k2} = 8,4 °C | |
| Volumenstrom FOL _{tats.} | 10.010 m³/h | | | V _{vent} = 10.050 m³/h | |
| Volumenstrom Raum _{notw.} | 10.050 m³/h | | | | |

© Dr.-Ing.Christoph Kaup, Umwelt-Campus Birkenfeld, 2014

(Exponent zur dP-Berechnung 1,6)

| Korrigierte Sollwerte Volumenstrom | | | Korrigierte Sollwerte WRG | | | Berechnung Zuluftseite | | |
|--|-------------|----------------------|---------------------------|--|-------------|------------------------|----------|--|
| Außenluft | 10.101 m³/h | | Außenluft | 10.101 m³/h | | | | |
| V _{Vent.korr.} = | 10.151 m³/h | | | | | | | |
| Pm _{erf.} | 5.494 W | dP _{gesamt} | 1.172 Pa | Pm _{erf.} | 5.518 W | dP _{gesamt} | 1.178 Pa | |
| Kanal _{Saugseite} | 10.111 m³/h | | 51 Pa | Kanal _{Saugseite} | 10.111 m³/h | | 51 Pa | |
| Gehäuse _{Saugseite} | 10.151 m³/h | | 256 Pa | Gehäuse _{Saugseite} | 10.151 m³/h | | 256 Pa | |
| vor der WRG | 10.151 m³/h | | | vor der WRG | 10.151 m³/h | | | |
| WRG _{tats.} | 69,6 % | | 256 Pa | WRG _{soll} | 70,0 % | | 261 Pa | |
| NTU _{ist} | 2,29 | | | NTU _{korr.} | 2,33 | | | |
| nach der WRG | 10.151 m³/h | | | nach der WRG | 10.151 m³/h | | | |
| Gehäuse _{Druckseite} | 10.121 m³/h | | 408 Pa | Gehäuse _{Druckseite} | 10.121 m³/h | | 408 Pa | |
| Kanal _{Druckseite} | 10.050 m³/h | | 202 Pa | Kanal _{Druckseite} | 10.050 m³/h | | 202 Pa | |
| Volumenstrom Raum | 10.050 m³/h | | | Volumenstrom Raum | 10.050 m³/h | | | |
| Außenluftvolumenstrom _{tats.} | 10.000 m³/h | | | Außenluftvolumenstrom _{tats.} | 10.000 m³/h | | | |

© Dr.-Ing. Christoph Kaup, Umwelt-Campus Birkenfeld, 2014

(Exponent zur dP-Berechnung 1,6)

Tabelle 9

Korrektur aufgrund der Leckagen auf der Zuluftseite

Bei der Verwendung eines Kreislaufverbundsystems zur WRG würde sich bei dieser Ventilatoranordnung dagegen nur der Wärmebereitstellungsgrad ändern, der von 71,8 % auf 76 % steigen würde. Alle anderen Daten änderten sich nicht.

Zusammenfassung

Leckagen beeinflussen die Hygiene und die Energieeffizienz in Raumlufttechnischen Anlagen deutlich.

An den Beispielen kann anschaulich

| Korrigierte Sollwerte Volumenstrom | | | Korrigierte Sollwerte WRG | | | Berechnung Abluftseite | | |
|--|-------------|----------------------|---------------------------|--|-------------|------------------------|--------|--|
| Fortluft | 10.050 m³/h | | Fortluft | 10.050 m³/h | | | | |
| V _v = | 10.100 m³/h | | | | | | | |
| Pm _{erf.} | 3.815 W | dP _{gesamt} | 815 Pa | Pm _{erf.} | 3.839 W | dP _{gesamt} | 820 Pa | |
| Kanal _{Saugseite} | 10.120 m³/h | | 204 Pa | Kanal _{Saugseite} | 10.120 m³/h | | 204 Pa | |
| Gehäuse _{Saugseite} | 10.161 m³/h | | 205 Pa | Gehäuse _{Saugseite} | 10.161 m³/h | | 205 Pa | |
| vor der WRG | 10.100 m³/h | | | vor der WRG | 10.100 m³/h | | | |
| WRG _{tats.} | 69,7 % | | 254 Pa | WRG _{soll} | 70,1 % | | 259 Pa | |
| NTU _{ist} | 2,30 | | | NTU _{korr.} | 2,35 | | | |
| nach der WRG | 10.100 m³/h | | | nach der WRG | 10.100 m³/h | | | |
| Gehäuse _{Druckseite} | 10.070 m³/h | | 101 Pa | Gehäuse _{Druckseite} | 10.070 m³/h | | 101 Pa | |
| Kanal _{Druckseite} | 10.060 m³/h | | 50 Pa | Kanal _{Druckseite} | 10.060 m³/h | | 50 Pa | |
| Volumenstrom Fortluft _{tats.} | 10.060 m³/h | | | Volumenstrom Fortluft _{tats.} | 10.060 m³/h | | | |

© Dr.-Ing. Christoph Kaup, Umwelt-Campus Birkenfeld, 2014

(Exponent zur dP-Berechnung 1,6)

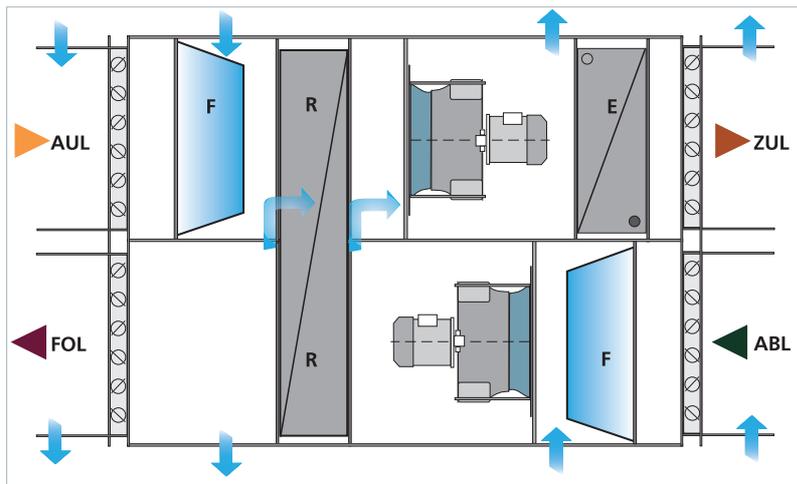


Bild 3

Anordnung der Bauteile im Berechnungsbeispiel (thermisch optimal)

15 bis 20 % erreicht werden (Tabelle 11).

Neben den energetischen Nachteilen kann auch Kondensation bedingt durch Leckagen zu erheblichen Problemen an Anlagenteilen führen.

Es ist deshalb nicht nur aus Gründen der Funktionssicherheit und Energieeffizienz sinnvoll und ratsam, möglichst leckagearme Systeme einzusetzen, sondern auch aus hygienischen Gründen.

| Variante und Anordnung | P_m Zuluft (kW) | P_m Abluft (kW) |
|--|-------------------|-------------------|
| Rotor hygienisch optimal | 6,48 | 4,13 |
| Rotor thermisch optimal | 6,64 | 4,79 |
| KV-System thermisch und hygienisch optimal | 5,52 | 3,84 |

Tabelle 11

Vergleich der elektrischen Leistungen (kW)

aufgezeigt werden, dass durch eine hohe Leckage an der Wärmerückgewinnung, die bei Rotationswärmeübertragern und Umschaltspeichern systembedingt auftritt, aber auch durch zu hohe Leckagen an den Gehäusen der RLT-Geräte sowie an den Luftleitungen, die aufgenommenen elektrischen Leistungen sehr deutlich steigen, wenn die Volumenströme den geforderten Außenluft-raten angepasst werden. Selbst wenn diese Erhöhung nicht erfolgt, wäre der

Vergleich mit einem leckagearmen System nur dann richtig, wenn das leckagearme System mit geringerer Luftmenge betrachtet würde, da dann der Außenluftanteil wieder vergleichbar wäre.

Je nach Anordnung der Ventilatoren können durch die Wahl von leckagefreien WRG-Systemen wie dem Kreislaufverbundsystem sowie durch niedrige Gehäuse- und Luftleitungsleckagen Elektroenergieeinspareffekte von etwa

Literatur

- [1] VDI 3803 Blatt 5: Raumlufttechnik, Geräteanforderungen, Wärmerückgewinnungssysteme (VDI-Lüftungsregeln): Ausgabe 2013.
- [2] DIN EN 1886: Lüftung von Gebäuden – Zentrale Raumlufttechnische Geräte – Mechanische Eigenschaften und Messverfahren; Deutsche Fassung 2009.
- [3] DIN EN 12237: Lüftung von Gebäuden – Luftleitungen – Festigkeit und Dichtheit von Luftleitungen mit rundem Querschnitt aus Blech, Deutsche Fassung 2003.
- [4] DIN EN 1507: Lüftung von Gebäuden – Rechteckige Luftleitungen aus Blech – Anforderungen an Festigkeit und Dichtheit, Deutsche Fassung 2006.
- [5] DIN EN 13779: Lüftung von Nichtwohngebäuden – Allgemeine Grundlagen und Anforderungen für Lüftungs- und Klimaanlage und Raumkühlssysteme; Deutsche Fassung 2007.