

Energiebilanz von RLT-Geräten

Die Relevanz thermischer Energieverluste über die Gehäusekonstruktion

Im Zuge der Modernisierung im Bausektor konnten Wärmeverluste über die Gebäudehülle kontinuierlich gesenkt werden. Vor diesem Hintergrund gewinnt die Identifikation sekundärer Verlustquellen – wie zum Beispiel durch RLT-Geräte – mehr und mehr an Bedeutung. Trotz vieler Normen und Richtlinien, nach denen Gehäuse von RLT-Geräten konstruiert werden, sind die Kenntnisse über deren Gesamtenergiebedarf eher vage und unbestimmt.

TEXT: Lukas Thomas und Christoph Kaup

Im Rahmen einer Bachelorthesis wurden die Energieverluste über das Gehäuse genauer untersucht. Damit verbunden war die wirtschaftliche Bewertung des Einflusses der Wärmedämmung auf die Energiebilanz der Geräte. Die relevanten Daten wurden nach DIN EN 1886¹⁾ ermittelt.

Energieeinsparung bei RLT-Geräten

Der Energiebedarf eines raumluftechnischen Gerätes (RLT-Gerät) kann in zwei Kategorien eingeteilt werden. Das sind zum einen die thermischen Energien zum Heizen und Kühlen des Luftstroms, zum anderen der Elektroenergiebedarf, der hauptsächlich durch die Leistungsaufnahme der Ventilatoren zur Luftförderung bestimmt wird. Mit einer jährlich neu installierten Leistung von rund 300 MW in Deutschland bietet sich durch Senkung des Elektroenergiebedarfs von RLT-Gerä-

ten ein enormes Einsparpotenzial.²⁾ Wärmedämmung der Gebäudehülle und Einsatz von Wärmerückgewinnungssystemen in RLT-Geräten sind inzwischen eine Selbstverständlichkeit. Welche Bedeutung aber hat in diesem Kontext der Energieverlust über das Gerätegehäuse?

Der Wärmedurchgangskoeffizient

Die wohl wichtigste Kennziffer bei der Beurteilung der Wärmedämmeigenschaften eines RLT-Gerätegehäuses ist die Wärmedurchgangszahl, oft auch bezeichnet als U-Wert. Sie ist eine Kennziffer zur Beschreibung der hintereinander geschalteten Wärmeübergangs- und Wärmeleitungsvorgänge, die bei der Wärmeübertragung von einem warmen in ein durch einen Festkörper getrenntes kaltes Fluid stattfinden.

$$\dot{Q} = UA(\vartheta_1 - \vartheta_2)$$

wobei:

\dot{Q}	thermische Wärmeleistung [W]
U	Wärmedurchgangskoeffizient [W/m ² /K]
A	Wärmeübertragende Fläche
ϑ_1	Temperatur Fluid 1 [°C]
ϑ_2	Temperatur Fluid 2 [°C]

mit:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$$

wobei:

α_1	Wärmeübergangskoeffizient Fluid 1 [W/m ² /K]
α_2	Wärmeübergangskoeffizient Fluid 2 [W/m ² /K]
δ	Dicke der Isolierung [m]
λ	Wärmeleitwiderstand [W/m/K]

Die Gleichung zeigt, dass ein Wandbauteil mit geringer Wärmeleitfähigkeit und einer möglichst großen Dicke nötig ist, um einen kleinen U-Wert zu erreichen. Die inneren und äußeren Wärmeübergangskoeffizienten sollten so klein wie möglich sein. Der Wärmeübergangskoeffizient an der Innenwand eines RLT-Gerätegehäuses ist berechenbar mit dem Ansatz für erzwungene Konvektion durchströmter Körper. Wegen der geringen Strömungsgeschwindigkeiten in RLT-Geräten kann von einer laminaren Kanalströmung ausgegangen werden. Die äußere Wand kann mit dem Modell der natürlichen Konvektion beschrieben werden.

U-Wert-Bestimmung

In der Praxis erfolgt die Klassifizierung der Wärmedämmeigenschaften eines RLT-Gerätegehäuses durch die Einteilung in sogenannte T-Klassen, geregelt durch die Norm DIN EN 1886 (Tabelle 1).

U-Wert-Bestimmungen nach DIN EN 1886 sind laut Norm an einem Prüfgehäuse (Modelbox) durchzuführen. Dabei ist die grundlegende Anforderung, dass das geprüfte Gehäuse möglichst genau der Bauweise und der konstruktiven Qualität der für den Produktbereich typischen Ausführung entspricht. Die Model-

box muss dazu mit den identischen Fertigungs- und Montagethoden gefertigt werden wie Geräte aus der regulären Produktion.

Die Ermittlung des U-Wertes erfolgt indirekt durch Messung der Temperaturdifferenz zwischen innerer und äußerer Lufttemperatur und der zugeführten elektrischen Leistung. Der U-Wert ergibt sich so nach:

$$U = \frac{P_{el}}{A \Delta \vartheta_{air}}$$

mit:

- P_{el} Elektrische Heizung des Gehäuses [W]
- A Fläche des Prüfgehäuses (Modelbox) [m²]
- $\Delta \vartheta_{air}$ Temperaturdifferenz der Luft (innen zu außen) [K]

Zur Durchführung der Messung ist eine stationäre Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Innen- und mittlerer Außentemperatur herzustellen.

Mit einer zuzuführenden Leistung wird die Wärmedurchgangszahl errechnet, die schließlich zur Einteilung des Gerätegehäuses in die entsprechende T-Klasse verwendet werden kann.

Neben dem Wärmedurchgangskoeffizienten wird bei der Messung weiterhin der Wärmebrückenfaktor k_b der Gehäusekonstruktion bestimmt. So kann das Gehäuse in eine der fünf TB-Klassen eingeteilt werden (Tabelle 2).

Die TB-Klasse ist dabei ein Indikator für die Kondensationsneigung des Gehäuses, welche von TB1 bis TB5 ansteigt. Zur Bestimmung des Wärmebrückenfaktors einer Gehäusekonstruktion nach DIN EN 1886 muss die minimale Temperaturdifferenz zwischen einem Punkt auf der Gehäuseoberfläche des Prüfgehäuses und der Innenlufttemperatur unter Prüfbedingungen (stationäre Temperaturdifferenz von 20 K zwischen Innen- und Außentemperatur) ermittelt werden. Der Wärmebrückenfaktor berechnet sich dann nach:

$$k_b = \frac{\Delta \vartheta_{min}}{\Delta \vartheta_{air}}$$

mit:

$$\Delta \vartheta_{min} = \vartheta_i - \vartheta_{s,max}$$

wobei:

- ϑ_i jeweilige Innentemperatur [°C]
- $\vartheta_{s,max}$ max. Oberflächentemperatur [°C]

Messung an einem Baumuster³⁾

Nach DIN EN 1886 ergaben sich folgende Messwerte für die Wärmedurchgangszahl U:

$$U = \frac{P_{el}}{A \Delta \vartheta_{i \rightarrow a}} = \frac{445,18 W}{24,37 m^2 \cdot 20,56 K} =$$

$$0,88 \frac{W}{m^2 K}$$

$$U = 0,88 \frac{W}{m^2 K} \pm 0,009 \frac{W}{m^2 K} =$$

$$0,88 \frac{W}{m^2 K} \pm 1\%$$

Klasse	Wärmedurchgangszahl $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$
T1	$U \leq 0,5$
T2	$0,5 < U \leq 1,0$
T3	$1,0 < U \leq 1,4$
T4	$1,4 < U \leq 2,0$

Tabelle 1: Klassen der Wärmedurchgangszahlen nach DIN EN 1886.

Klasse	Wärmebrückenfaktor
TB1	$0,75 \leq k_b < 1$
TB2	$0,6 \leq k_b < 0,75$
TB3	$0,45 \leq k_b < 0,6$
TB4	$0,3 \leq k_b < 0,45$
TB5	keine Anforderung

Tabelle 2: Wärmebrückenfaktoren nach DIN EN 1886.

F U R N O T E N

- 1) DIN EN 1886:2009-07: Lüftung von Gebäuden – Zentrale raumluftechnische Geräte – Mechanische Eigenschaften und Messverfahren; Deutsche Fassung EN 1886:2007
- 2) Kaup, C.: Studie zur Entwicklung des Energiebedarfs zentraler Raumluftechnischer Anlagen in Nicht-Wohngebäuden in Deutschland, 2014.
- 3) Howatherm Klimatechnik GmbH, Prototypvariante System ETA 40T.

Mit diesem U-Wert wurde die Klasse T2 ($< 1,0 \text{ W/m}^2/\text{K}$) erreicht. Weiterhin wurde der Wärmebrückenfaktor der Modelbox bestimmt. Zur Ermittlung der maximalen Oberflächentemperatur wurden nach vorheriger Sondierung mit einem Infrarotthermometer sechs NTC-Temperaturfühler an den ungünstigsten (wärmsten) Stellen des Gehäuses außen angebracht.

Mit einer maximalen Oberflächentemperatur von $24,2 \text{ }^\circ\text{C}$ und einer mittleren Innentemperatur von $38,0 \text{ }^\circ\text{C}$ und einer Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außentemperatur von $20,8 \text{ }^\circ\text{C}$ ergibt sich der Wärmebrückenfaktor der Gehäusekonstruktion von:

$$k_b = \frac{38,0^\circ\text{C} - 24,2^\circ\text{C}}{20,8^\circ\text{C}} = 0,66 \pm 0,1\%$$

Mit diesem k_b -Wert wurde die Klasse TB2 ($> 0,6$) erreicht.

Gesamtenergiebetrachtung

Der Wärmedurchgangskoeffizient wird im Weiteren unter Gesamtenergiegesichtspunkten bewertet. Hierzu müssen zunächst die Energieverluste eines RLT-Gerätes über das Gehäuse ermittelt werden. Dies geschieht im Zuge einer Jahresenergiebetrachtung, wobei drei RLT-Geräte mit unterschiedlichen Luftvolumenströmen als konkrete Fallbeispiele dienen sollen. Die so bestimmten Verluste und die mögliche Verlustminderung durch Verbesserung des U-Wertes werden anschließend bewertet.

Jahresenergiebetrachtung

Die Berechnung der Verluste über die Gehäusehülle wurde an drei RLT-Geräten mit Wärmerückgewinnung (Doppel-Plattenwärmeübertrager) durchgeführt:

1. an einem kleinen Gerät mit einem Luftvolumenstrom von $4\,400 \text{ m}^3/\text{h}$,
2. an einem Gerät mit $14\,400 \text{ m}^3/\text{h}$ Volumenstrom, entsprechend der mittleren Luftmenge für RLT-Geräte in Nichtwohngebäuden
3. an einem großen Gerät mit $28\,800 \text{ m}^3/\text{h}$.

Die Berechnung wird beispielhaft für das mittlere Gerät durchgeführt, für die beiden übrigen wurde in gleicher Weise vorgegangen. Alle Geräte wurden mit einer

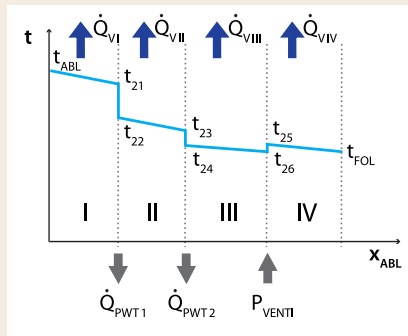


Bild 1: Temperaturverlauf im Abluftstrang.

Auslegungssoftware (HCAD der Howa-therm Klimatechnik GmbH) berechnet. Der über das Gehäuse abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_V berechnet sich mit:

$$\dot{Q}_V = UA(\vartheta_L - \vartheta_U)$$

mit:

$$\begin{aligned} \vartheta_L & \text{Luftinnentemperatur [}^\circ\text{C]} \\ \vartheta_U & \text{Umgebungstemperatur [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

Die örtliche Temperatur des Luftstromes hängt in dem betrachteten RLT-Gerät von vier Leistungen ab: der Verlustleistung über die Gehäusehülle, der durch die Wärmerückgewinnung (WRG) mittels Plattenwärmeübertrager eingebrachten Leistung, der Leistung, die durch die Ventilatereinheiten zugeführt wird, sowie bei der Zuluft der Leistung des Nacherhitzers beziehungsweise -kühlers. Zur Berechnung ist es somit sinnvoll, Zuluft- und Abluftstrang in Abschnitte zu teilen, welche einzeln berechnet werden können. Um die Grenzen dieser Abschnitte festzulegen soll zunächst das Temperaturprofil des Abluftstranges beispielhaft skizziert werden (Bild 1).

Für die Abluft ergeben sich somit die vier Bereiche $i = I$ bis IV sowie die entsprechenden Verlustwärmeströme über die jeweilige Gehäuseteilfläche \dot{Q}_{Vi} . Die Bestimmung der Leistung der WRG, der Ventilatereinheiten und die zusätzlich aufzubringenden Leistungen ergeben sich aus den Betriebszuständen des RLT-Gerätes.

Die Verlustwärmeleistung \dot{Q}_{Vi} ergibt sich durch Summation über alle Einzelverluste der n Abschnitte für das gesamte RLT-Gerätegehäuse.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{V\text{ges}} &= \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{Vi} = \\ &= f(t_{\text{AUL}}, t_{\text{ABL}}, \dot{Q}_{\text{WRG}}, \dot{Q}_{\text{ZUS}}) \end{aligned}$$

Die Verlustleistungen berechnen sich aus den Eingangs- ($\vartheta_{i,\text{in}}$) und Ausgangstemperaturen ($\vartheta_{i,\text{out}}$) in den jeweiligen Gehäuseabschnitten mit:

$$\vartheta_{i,\text{out}} = e^{-\frac{au}{\dot{m}c_{pL}}} l_i (\vartheta_{i,\text{in}} - \vartheta_U) + \vartheta_U$$

wobei:

- l_i Länge des jeweiligen Abschnitts [m]
- c_{pL} spezifische Wärmekapazität der Luft [kJ/kg]
- \dot{m} Luftmassenstrom [kg/s]

$$\dot{Q}_{Vi} = \dot{H}_{\text{in}} - \dot{H}_{\text{out}} = \dot{m}c_{pL}(\vartheta_{\text{in}} - \vartheta_{\text{out}})$$

Mit der zwischen i und $i + 1$ zugeführten Leistung \dot{Q} ergibt sich die Eingangstemperatur des folgenden Abschnitts:

$$\vartheta_{\text{in},i+1} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}c_{pL}} + \vartheta_{\text{out},i}$$

Die Leistungen der beiden Plattenwärmeübertrager, des Nacherhitzers beziehungsweise -kühlers und der Motor-Ventilator-Einheiten ergeben sich aus dem Betriebszustand des RLT-Gerätes. Der jeweilige Betriebszustand ist zum einen abhängig von den Anforderungen an das Lüftungsgerät, die sich vor allem aus der Nutzungsart des zu klimatisierenden Gebäudes ergeben, zum anderen von den klimatischen Bedingungen des Aufstellortes. Die Jahresenergiebetrachtung soll in diesem Fall für ein Bürogebäude durchgeführt werden mit einer Betriebsdauer von zehn Stunden pro Tag an fünf Tagen die Woche. Insgesamt ergibt sich so eine Betriebsdauer von $2\,607 \text{ h/a}$. Die für das Bürogebäude geforderten Raumlufttemperaturen (RL) in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur können Tabelle 3 entnommen werden. Es ergeben sich daraus, zusammen mit dem Wirkungsgrad der WRG (ETA), die von der WRG übertragenen Leistungen (\dot{Q}_{WRG}), die ebenfalls von der Außenlufttemperatur abhängig sind. Aus der Differenz der Temperaturerhöhung durch die WRG und der geforderten Zulufttemperatur (ZL) ergibt sich schließlich die zusätzlich in den Zuluftstrom einzubringende Leistung (\dot{Q}_{ZUS}).

Zur Bestimmung der Häufigkeit jedes so definierten Betriebszustands werden die Klimadaten des Aufstellortes der betrachteten Anlage benötigt. In der vorliegenden Berechnung wurde die globale

AL [°C]	RL [°C]	ETA [%]	WRG [°C]	ZL [°C]	d _T [°C]	Q _{WRG} [kW]	Q _{zus.} [kW]
-8,5	20,0	70,2	11,5	20,5	20,0	99,2	44,7
-7,5	20,0	70,5	11,9	20,5	19,4	96,2	42,7
-6,5	20,0	70,5	12,2	20,5	18,7	92,7	41,3
-5,5	20,0	70,5	12,5	20,5	18,0	89,2	39,8
-4,5	20,0	70,5	12,8	20,5	17,3	85,7	38,3
-3,5	20,0	70,5	13,1	20,5	16,6	82,2	36,9
-2,5	20,0	70,5	13,4	20,5	15,9	78,7	35,4
-1,5	20,0	70,5	13,7	20,5	15,2	75,2	33,9
-0,5	20,0	70,5	14,0	20,5	14,5	71,7	32,5
0,5	20,0	70,5	14,2	20,5	13,7	68,2	31,0
1,5	20,0	70,5	14,5	20,5	13,0	64,7	29,6
2,5	20,0	70,5	14,8	20,5	12,3	61,2	28,1
3,5	20,0	70,5	15,1	20,5	11,6	57,7	26,6
4,5	20,0	70,5	15,4	20,5	10,9	54,2	25,2
5,5	20,0	70,5	15,7	20,5	10,2	50,7	23,7
6,5	20,0	70,5	16,0	20,5	9,5	47,2	22,2
7,5	20,0	70,5	16,3	20,5	8,8	43,7	20,8
8,5	20,0	70,5	16,6	20,5	8,1	40,2	19,3
9,5	20,0	70,5	16,9	20,5	7,4	36,7	17,8
10,5	20,0	70,5	17,2	20,5	6,7	33,2	16,4
11,5	20,0	70,5	17,5	20,5	6,0	29,7	14,9
12,5	20,0	70,5	17,8	20,5	5,3	26,2	13,5
13,5	20,0	70,5	18,1	20,5	4,6	22,7	12,0
14,5	20,0	70,5	18,4	20,5	3,9	19,2	10,5
15,5	20,0	70,5	18,7	20,5	3,2	15,7	9,1
16,5	20,0	70,5	19,0	20,5	2,5	12,2	7,6
17,5	20,0	70,5	19,3	20,5	1,8	8,7	6,1
18,5	20,0	70,5	19,6	20,5	1,1	5,2	4,7
19,5	20,0	70,5	19,9	20,5	0,4	1,7	3,2
20,5	20,5	0,0	20,5	0,0	0,0	0,0	0,0
21,5	21,5	0,0	21,5	21,5	0,0	0,0	-7,4
22,5	22,5	0,0	22,5	22,5	0,0	0,0	-12,4
23,5	23,5	0,0	23,5	23,5	0,0	0,0	-17,4
24,5	24,5	0,0	24,5	24,5	0,0	0,0	-22,3
25,5	25,5	0,0	25,5	25,5	0,0	0,0	-27,3
26,5	26,0	70,5	26,1	20,0	-0,4	-1,7	-30,5
27,5	26,0	70,5	26,4	20,0	-1,1	-5,2	-32,0
28,5	26,0	70,5	26,7	20,0	-1,8	-8,7	-33,4
29,5	26,0	70,5	27,0	20,0	-2,5	-12,2	-34,9
30,5	26,0	70,5	27,3	20,0	-3,2	-15,7	-36,4
31,5	26,0	70,5	27,6	20,0	-3,9	-19,2	-37,8
32,5	26,0	70,5	27,9	20,0	-4,6	-22,7	-39,3
33,5	26,0	70,5	28,2	20,0	-5,3	-26,2	-40,7

Tabelle 3: Temperaturen und Leistungen im Jahresverlauf.

meteorologische Datenbank Meteonorm dafür verwendet. Hiermit ist es möglich, aus den Klimadaten von 8 300 Wetterstationen Stundenwerte für die Temperatur eines beliebigen Ortes zu generieren. Durch Umwandlung der Stundenwerte in Summenhäufigkeiten für jeden durch die Außenlufttemperatur definierten Betriebszustand aus Tabelle 3 lässt sich so die Häufigkeit in Stunden pro Jahr bestimmen. Als Standort für das gewählte Bürogebäude wurde Frankfurt am Main gewählt. Die Klimadaten wurden entsprechend mit Meteonorm für diesen Ort generiert.

Bei der Wahl der Umgebungstemperatur gilt es zu berücksichtigen, ob die RLT-Anlage in einer Technikzentrale aufgestellt ist oder als Außenaufstellung der Witterung ausgesetzt ist. Im ersten Berechnungsbeispiel wird angenommen, dass die Anlage außen aufgestellt wird.

Der jährliche Energieverlust des Zuluftstranges im Betriebszustand AL = 0,5 °C ergibt sich beispielsweise aus der Summe der Verlustleistungen aller fünf Abschnitte, multipliziert mit der Summenhäufigkeit des Betriebszustandes:

$$W_{VZUL,0,5^{\circ}C} = T_{0,5^{\circ}C,a} \sum_{k=1}^5 Q_{V_k}$$

Durch Summation über alle $h_w + h_k = 43$ Betriebszustände für das Heizen (h_w) und das Kühlen (h_k) ergibt sich der gesamte jährliche Energieverlust des Zuluftstranges mit:

$$W_{VZUL,w} = \sum_{h=1}^{h_w} W_{VZUL,h}$$

$$\forall W_{VZUL,h} \geq 0$$

$$W_{VZUL,k} = \sum_{h=1}^{h_k} W_{VZUL,h}$$

$$\forall W_{VZUL,h} < 0$$

Die Summation erfolgt getrennt für negative und positive Energieverluste, wobei positive Energieverluste einen aus dem Gehäuse austretenden Energiestrom und negative Energieverluste einen eintretenden Energiestrom bedeuten. Der Energieeintrag wird als Kühlverlust gewertet, da er der Kühlung entgegen wirkt.

Der Wärmestrom aus dem Gehäuse heraus wird als Heizverlust betrachtet. ▶

U	Verluste Heizen	Verluste Kühlen	Gesamtverluste	Netto Gesamtaufwand	Anteil [%]
$\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$	$\left[\frac{kWh}{a} \right]$	$\left[\frac{kWh}{a} \right]$	$\left[\frac{kWh}{a} \right]$	$\left[\frac{kWh}{a} \right]$	
0,1	-90	-4	-95	115 560	0,1
0,5	-452	-21	-473	115 560	0,4
0,88	-794	-37	-831	115 560	0,7
0,95	-857	-40	-897	115 560	0,8
1,0	-902	-42	-944	115 560	0,8
1,5	-1 350	-63	-1 413	115 560	1,2
2,0	-1 797	-84	-1 881	115 560	1,6
2,5	-2 242	-105	-2 347	115 560	2,0
3,0	-2 686	-126	-2 812	115 560	2,4

Tabelle 4: Jahresenergiebilanz Außenaufstellung

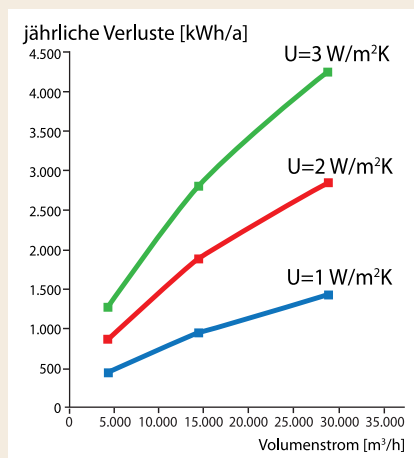


Bild 2: Jährliche Verluste aus Jahresenergiebilanz.

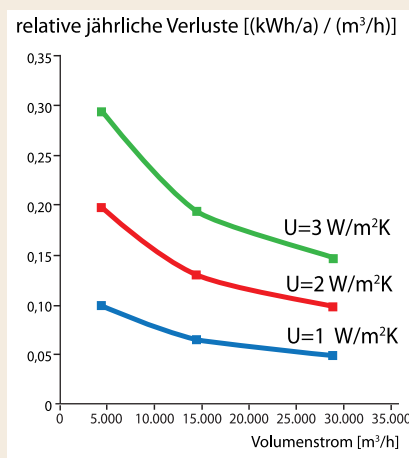


Bild 3: Jährliche Verluste aus Jahresenergiebilanz relativ zum Volumenstrom.

Die Unterteilung ist notwendig, weil Energieströme für Kälte- und Wärmeerzeugung monetär unterschiedlich bewertet werden müssen.

Die Berechnung für den Zuluftstrang des betrachteten RLT-Gerätes mit 14 400 m³/h erfolgt analog zum Abluftstrang und soll deswegen nicht näher erläutert werden.

Für die weiteren Abschnitte ergeben sich folgende Verlustleistungen bei einem Volumenstrom von 14 400 m³/h aus Tabelle 3. Die jährlichen Verluste des betrachteten RLT-Geräts unter Variation

des U-Wertes im Bereich der T-Klassen können, aufgespalten in Verluste während des Heiz- und des Kühlbetriebes, **Tabelle 4** entnommen werden. Außerdem findet sich hier der Anteil der Verluste am jährlichen, verlustfreien Gesamtaufwand. Es ist ein linearer Zusammenhang zwischen dem U-Wert einer Gehäusekonstruktion und dem jährlichen Energieverlust über das Gehäuse ersichtlich.

Nicht berücksichtigt wurden die durch die Außenaufstellung wirkenden variablen Umgebungsbedingungen. Insbesondere Sonneneinstrahlung und Wind können

das Ergebnis verändern. Weiter wurde die Berechnung unter der Annahme eines trockenen Luftstromes durchgeführt.

Es ist aus **Bild 2** ersichtlich, dass die Gerätegröße, definiert durch den Luftvolumenstrom, keinen linearen Einfluss auf die Verluste hat, sondern der formelmäßige Zusammenhang in guter Näherung durch eine Exponentialfunktion beschrieben werden kann. Durch die Darstellung der relativen Energiebilanz nach **Bild 3** wird deutlich, dass die Verluste relativ zur Gerätegröße mit steigendem Luftvolumenstrom sinken.

In **Tabelle 5** sind die Ergebnisse einer in gleicher Weise für ein Innengerät mit 14 400 m³/h durchgeführten Jahresenergiebetrachtung dargestellt. Die Raumtemperatur, die hier die für den Wärmedurchgang zu verwendende Umgebungstemperatur ist, wurde im Winter mit 17 °C und im Sommer mit 22 °C angenommen. Bei der Berechnung ist zu beachten, dass die Wärmeströme durch die Gehäusewände bei der Aufstellung in einer Technikzentrale, im Gegensatz zu dem vorher betrachteten Außengerät, nicht in jedem Fall als Verlust zu werten sind. Im Winter wirkt ein Wärmeeintrag von der vergleichsweise warmen Umgebungsluft in der Technikzentrale an die kalte Außenluft im Kanal unterstützend zu der gewünschten Heizwirkung. Im sommerlichen Kühlbetrieb kann ein ähnlicher Effekt durch die im Vergleich zur warmen Außenluft kühle Raumtemperatur beobachtet werden. Wärmeströme, die für die gewünschte Wirkung des RLT-Gerätes unterstützend wirken, müssen als Gewinn gewertet werden. In **Tabelle 5** werden deshalb Energiebilanzen aufgelistet. Diese bilden sich aus der Differenz der Gewinne und der Verluste, die sich aus dem Wärmedurchgang durch das Gehäuse ergeben. Im Vergleich zu den Ergebnissen für das Außengerät ist zu erkennen, dass nach dem Bilanzieren für jeden U-Wert, sowohl im Heiz- als auch im Kühlbetrieb, ein jährlicher Energiegewinn beobachtet werden kann. Weiter nimmt dieser Gewinn mit steigendem, also schlechter werdendem U-Wert zu. Insgesamt ergeben sich im Verhältnis zum Netto-Gesamtaufwand jedoch vernachlässigbar kleine Werte.

Fazit

Zusammen mit standortspezifischen Klimadaten ergibt sich ein Bild der so entste-

U	Bilanz Heizen	Bilanz Kühlen	Gesamtbilanz	Netto Gesamtaufwand	Anteil [%]
$\left[\frac{W}{m^2K} \right]$	$\left[\frac{kWh}{a} \right]$	$\left[\frac{kWh}{a} \right]$	$\left[\frac{kWh}{a} \right]$	$\left[\frac{kWh}{a} \right]$	
0,1	1	1	2	115 560	0,0
0,5	6	6	12	115 560	0,0
0,88	11	10	21	115 560	0,0
0,95	12	11	23	115 560	0,0
1,0	13	11	24	115 560	0,0
1,5	19	17	36	115 560	0,0
2,0	25	22	47	115 560	0,0
2,5	32	28	60	115 560	0,1
3,0	38	33	71	115 560	0,1

Tabelle 5: Jahresenergiebilanz Innenaufstellung.

henden jährlichen Wärmeverluste für ein Außengerät wie auch für ein Innengerät.

Die thermischen Verluste durch das Gehäuse sind mit 0,4 Prozent bis 2,4 Prozent des energetischen Gesamtaufwandes, je nach T-Klasse, bei Außengeräten zwar nicht zu vernachlässigen, aber bei üblichen U-Werten unter $1 \text{ W/m}^2/\text{K}$ mit etwa 0,8 Prozent vernachlässigbar gering. Selbst die beste Klasse T1 nach DIN EN 1886 mit Werten um $0,5 \text{ W/m}^2/\text{K}$ würde diese Verluste lediglich von 0,8 auf 0,4 Prozent reduzieren.

Positiv zu bewerten ist jedoch die bessere TB-Klasse, die sich in der Regel mit einer besseren Wärmedämmung (bessere T-Klasse) ergibt, die zu einer gezielten Verringerung der Kondensationsneigung führt. Zu nennen sind hier weniger energetische, sondern eher technische Aspekte, wie die Reduzierung von Hygienemängeln durch feuchte Bereiche, der Schutz des Baukörpers vor Kondensation oder der Schutz der RLT-Anlage vor einer möglichen Korrosion.

Generell können durch andere Ansätze zur Effizienzsteigerung von RLT-Geräten deutlich größere Effekte erzielt werden. Beispielsweise kann etwa durch die Investition in eine um fünf Prozent effizientere Ventilatoreinheit für das betrachtete Beispielgerät mit mittlerer Luftmenge nach 15 Jahren ein Kapitalwert von rund

4 000 Euro erzielt werden. Das ist das Vierhundertfache des Kapitalwertes der Ersparnisse durch eine angenommene zehnprozentige U-Wert-Verbesserung. Eine Relevanz der Gehäusekonstruktion im Kontext energetischer Optimierungsmaßnahmen ist, relativiert durch diese Zahlen, kaum feststellbar. ■



Lukas Thomas, B.Sc.

ist Masterstudent an der RWTH Aachen und Entwicklungsingenieur bei der Howatherm Klimatechnik GmbH, Brücken.

Bild: Lukas Thomas



Prof. Dr.-Ing. Christoph Kaup

ist Honorarprofessor am Umwelt-Campus Birkenfeld und Geschäftsführender Gesellschafter der Howatherm Klimatechnik GmbH, Brücken.

Bild: Schillerkrenz