

Erklärung zu den verschiedenen Wirkungsgraden bei Wärmerückgewinnungsgeräten

Wärmerückgewinnungsgeräte mit Wärmetauschern werden hinsichtlich ihrer thermodynamischen Effizienz bewertet:

- 1 Temperaturwirkungsgrad
(= Rückwärmzahl)
(= Temperaturverhältnis)
- 2 Wärmerückgewinnungsgrad
- 3 Wärmebereitstellungsgrad
- 4 effektiver Wärmebereitstellungsgrad

Natürlich spielen bei der Wärmetauscherprüfung auch die Betriebsparameter eine Rolle:

- a) Welcher Luftdurchsatz: z. B. 100 m³/h oder 300 m³/h? → bei geringerem Volumenstrom steigt der Wirkungsgrad!
- b) Welche Luftfeuchte? → bei höherer Abluftfeuchte steigt der (feucht gemessene) Wirkungsgrad!
- c) Sind beide Volumenströme balanciert? $\dot{V}_{Zu} = \dot{V}_{Ab}$
- d) Welche Lufttemperaturen?

Daher sind vom DIBT/TZWL 3 Prüfpunkte vorgegeben:

Prüfpunkt	1	2	3
Ablufttemperatur	21 °C	21 °C	21 °C
Abluftfeuchte	36 %	46 %	56 %
Außenlufttemperatur	-3 °C	+4 °C	+10 °C
Außenluftfeuchte	80 %	80 %	80 %

DIBT – Deutsches Institut für Bautechnik Berlin
TZWL – Europäisches Testzentrum für Wohnungslüftungsgeräte Dortmund

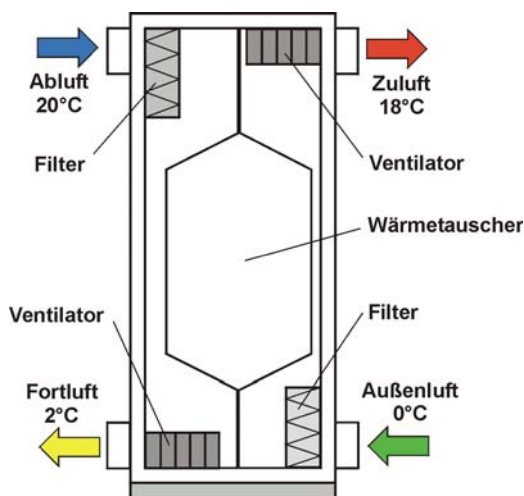
Tabelle 1: Vorgegebene Betriebsparameter bei 3 Prüfpunkten

1. Temperaturwirkungsgrad η_t

Dies ist die älteste Definition:

- a) zuluftseitig gemessen,
d. h. bezogen auf die Lufterwärmung:

$$\Delta t_1 = t_{Zu} - t_{Au} \quad (1)$$



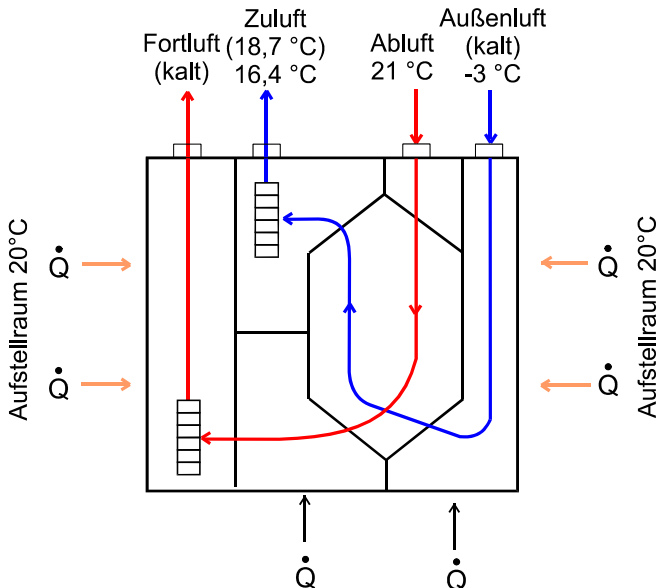
Index:

Zu = Zuluft
Au = Außenluft
Ab = Abluft
Fo = Fortluft

Bild 1: Zentralgerät mit Gegenstrom-Kanalwärmetauscher

$$\Phi = \eta_{t_1} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{\max}} = \frac{t_{Zu} - t_{Au}}{t_{Ab} - t_{Au}} \quad (2)$$

Hier gehen allerdings verfälschende Wärmeströme z. B. \dot{Q} in die Gleichung ein, die den Temperaturwirkungsgrad (zuluftseitig) beschönigen:



Wärmeübertragung \dot{Q} durch die Gehäusewandung bedeutet:

- Erwärmung der Außenluft, damit
 - höhere Eintrittstemperatur unmittelbar am Wärmetauscher
 - höhere Fortluft-Temperatur und damit höhere Wärmeverluste
 - höhere Zulufttemperatur und damit ein scheinbar! höherer Wirkungsgrad
- Erwärmung der Fortluft über das Gehäuse → Wärmeentzug aus dem Haus
- Unter Zugrundelegung der Temperaturen gemäß Geräte-Prüfbericht (TZWL Dortmund) ergibt sich eine Wärmeaufnahme durch die Gehäusewandung von $\dot{Q} = 143 \text{ W}$. Ohne diesen Wärmeklau liegt die Zulufttemperatur statt bei $18,7 \text{ °C}$ (= 90 % Temperaturwirkungsgrad) bei $16,4 \text{ °C}$ (= 80 % Temperaturwirkungsgrad).

Bild 2: Wärmeübertragung vom Aufstellraum über die Gehäusewandung an die kalte Außenluft und Fortluft

Die zuluftseitige Lufterwärmung kann gemessen werden

- a) bei Verwendung feuchter Abluft (siehe Tabelle 1)
- b) bei Verwendung trockener Abluft

Das Messprinzip nach b) ist in EN 308 näher erläutert, z. B.

- trocken – ohne Kondensation
- 50 mm Gehäusedämmung (dies wird m. E. bei keiner Prüfanstalt gemacht!)
- weiteres : siehe Anlage 1, Spalte 1

- b) abluftseitig gemessen,
d. h. bezogen auf die Luftabkühlung:

$$\Delta t_2 = t_{Ab} - t_{Fo} \quad (3)$$

$$\Phi = \eta_{t_2} = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_{\max}} = \frac{t_{Ab} - t_{Fo}}{t_{Ab} - t_{Au}} \quad (4)$$

Bei der abluftseitigen Ermittlung des Temperaturwirkungsgrades werden die in Bild 2 aufgezeigten Einflüsse (Wärmeaufnahme über das Gehäuse) beachtet. Wenn die Abluft trocken genug ist, wird beim Abkühlen kein Wasser auskondensieren. Deshalb fordert die an diesen

abluftseitigen Temperaturwirkungsgrad

angelehnte Prüfmethode des Passivhaus-Instituts (PHI) eine trockene Abluft beim Prüfen ($\varphi_{Ab} = 25...28 \% r.F.$) → siehe Anlage 1, Spalte 2.

Der effektive Wärmebereitstellungsgrad (im Prinzip: Temperaturwirkungsgrad) nach PHI berücksichtigt noch die zusätzlich in den Zuluftstrom eingebrachte Motorenergie P_{el} (2 Ventilatoren), die

- direkt vom Ventilatormotor an die umspülte Luft abgegeben wird und
- durch Reibung der Motor-/Ventilatormechanik abgegebene Wärme und
- durch Reibung im Rohrsystem (Druckverlust Δp_{extern}) entstehende Wärme

Die Unterschiede zwischen

- dem zuluftseitig gemessenen Temperaturwirkungsgrad $\left(\frac{18,8 - 4}{21 - 4} \right) = 87,1\%$ und
- dem abluftseitig gemessenen Temperaturwirkungsgrad $\left(\frac{21 - 8,9}{21 - 4} \right) = 71\%$

(bei dem gleichen! Gerät gemessen) sind enorm: 16 % Unterschied!! (siehe Anlage 1, 2. Beispiel: 1. und 2. Zeile)

Aus diesem Grund gibt es inzwischen eine europaweit einheitliche Herangehensweise, dass der zuluftseitig gemessene Wirkungsgrad korrigiert wird um einen effektiven Wirkungsgrad (η_{eff}) zu erhalten:

a) Niederösterreichische Landesregierung

$$\eta_{eff} = \eta - 12 \%$$

b) Energieetikette für Lüftungsgeräte in der Schweiz (Hochschule für Technik und Architektur Luzern) → siehe Anlage 4

$$\eta_{eff} = \eta - 12 \%$$

c) Passivhaus-Projektierungs-Paket (PHPP) des Passivhaus-Instituts (Dr. Feist)

$$\eta_{eff} = \eta - 12 \% \quad (5)$$

d) EnEV (deutsche Energieeinsparverordnung) → DIN 4701-10 (S. 59, Gl. 5.2.3-2)

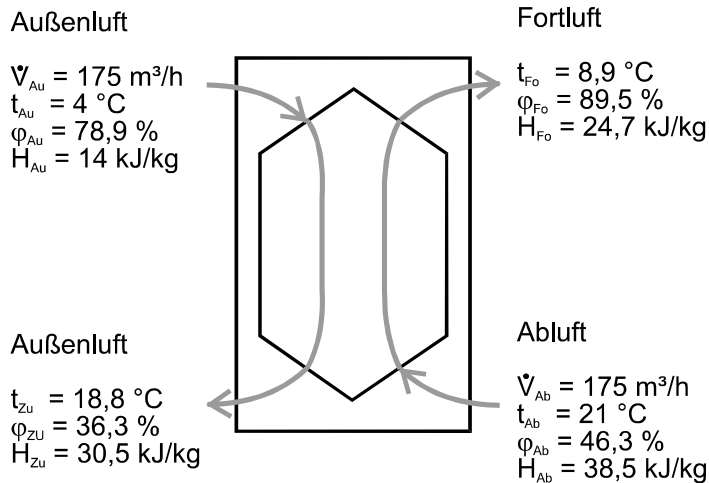
$$\eta_{eff} = \eta \cdot 0,91 \quad (6)$$

Ohne diese Korrekturwerte einen Wärmerückgewinnungsgrad (z. B. TZWL) zu verwenden, ist auf Grund der o. g. technisch-realen Hintergründe und der internationalen gesetzlichen Vorgaben nicht vertretbar!

2. Wärmerückgewinnungsgrad η_{WRG}

Will man bei Wärmerückgewinnungsgeräten die Effizienz beurteilen, ist es natürlich nicht ausreichend, nur mit Temperaturwerten der Luft zu operieren. Der Wärmeinhalt (bzw. die Enthalpie H) wird neben der Temperatur vom Anteil der Feuchte φ (verdunstetes Wasser) mitbestimmt.

Beispiel



Die im o. g. Beispiel aufgeführten Werte werden für einen Vergleich verwendet: $\eta_t - \eta_{WRG}$

	Temperaturwirkungsgrad η_t	Wärmerückgewinnungsgrad η_{WRG}
zuluftseitig	$\eta_{t_1} = \frac{t_{Zu} - t_{Au}}{t_{Ab} - t_{Au}} \quad (2)$ $\eta_{t_1} = \frac{18,8 - 4}{21 - 4}$ $\eta_{t_1} = 87 \%$	$\eta_{WRG_1} = \frac{H_{Zu} - H_{Au}}{H_{Ab} - H_{Au}} \quad (7)$ $\eta_{WRG_1} = \frac{30,5 - 14}{38,5 - 14} = 67 \%$ $\eta_{WRG_1} = 67 \%$
ablufseitig	$\eta_{t_2} = \frac{t_{Ab} - t_{Fo}}{t_{Ab} - t_{Fo}} \quad (4)$ $\eta_{t_2} = \frac{21 - 8,9}{21 - 4}$ $\eta_{t_2} = 71 \%$ <p>(Kondensation, d. h. latente Wärme findet hier keine Beachtung)</p>	$\eta_{WRG_2} = \frac{H_{Ab} - H_{Fo}}{H_{Ab} - H_{Au}} \quad (8)$ $\eta_{WRG_2} = \frac{38,5 - 24,7}{38,5 - 14}$ $\eta_{WRG_2} = 58 \%$

Tabelle 2: Unterschiedlich definierte Wirkungsgrade und deren unterschiedliche Ergebnisse an einem! Gerät

Es ist zu erkennen, dass bei der Betrachtung des gleichen Gerätes der Wärmerückgewinnungsgrad ($\eta_{WRG_1} = 67 \%$) deutlich niedriger liegt als der Temperaturwirkungsgrad ($\eta_{t_1} = 87 \%$) ... beide Wirkungsgrade zuluftseitig betrachtet.

Als in Deutschland 1995 die damals neue Wärmeschutzverordnung (WschVO '95) in Kraft trat, musste hinsichtlich der dort aufgeführten Anlagen mit Wärmerückgewinnung auch der Wärmerückgewinnungsgrad definiert werden. Hätte man die o. g. logische Definition:

$$\eta_{WRG_2} = \frac{H_{Ab} - H_{Fo}}{H_{Ab} - H_{Au}} \quad (8)$$

verwendet, würde ein doch relativ guter Wärmetauscher (Temperaturwirkungsgrad $\eta_{t_1} = 87\%$) mit einem Wärmerückgewinnungsgrad von nur $\eta_{WRG_2} = 58\%$ "bestraft" werden. Mein Eindruck ist, man war sich bei der Formulierung des Gesetzes mit der Wortwahl

„Wärmerückgewinnungsgrad η_W “

nicht bewusst, was man damit bewirkte. Wärmerückgewinnungsgeräte mit herkömmlichen Kreuzstrom-Wärmetauschern (alte Technik) erreichten damals wie heute kaum mehr als 65 % beim

Temperaturwirkungsgrad η_{t_1} !

Zur „Belohnung“ besserer Geräte hatte die WschVO '95 formuliert: „Soweit bei Anlagen mit Wärmerückgewinnung ein Wärmerückgewinnungsgrad η_W , der größer ist als 65 vom Hundert, im Bundesanzeiger veröffentlicht worden ist, darf der Lüftungswärmebedarf Q_L mit dem Faktor

$$0,8 \cdot (65/\eta_W)$$

multipliziert werden.“

Nun erreicht man aber beim ablufseitigen Wärmerückgewinnungsgrad (also über Enthalpie H berechnet) auch bei den besten Geräten nie einen Wert von

$$\eta_W = \eta_{WRG_2} = 65\%$$

(das marktbeste Gerät erreicht hier: 57 %, siehe Prüfbericht der VEW Energie AG → jetzt TZWL, Prüf-Nr. HM.03.11.028.0406, S. 30) also machte man sich Gedanken, wie man in der WschVO '95 proklamierten Wärmerückgewinnungsgrad mit einer Formel so definiert, dass er Werte erreicht, die dem Temperaturwirkungsgrad (zuluftseitig) nahe kommen: siehe dazu Forschungsbericht Uni Dortmund Prof. Schramek, Dipl.-Ing. Banck, S. 16-17, November 1995

$$\eta = \frac{\dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Fo}}{\dot{H}_{Ab}^* - \dot{H}_{Au}} \quad (9) \quad \dot{H}_{Ab}^* = \text{Enthalpie der Abluft bei } \underline{\text{Außenluftfeuchte}}$$

$\dot{H}_{Ab}^* \rightarrow$ d. h. also: sehr trockene Abluft, die es real nicht gibt! $\hat{=}$ wenig verdampftes Wasser $\hat{=}$ kleiner Zahlenwert!! für \dot{H}_{Ab}^* und höherer Wert für $\eta \rightarrow$ Ziel erreicht!

Später nannte man \dot{H}_{Ab}^* dann \dot{H}_{Zu}^* (... zur totalen Verwirrung aller Beteiligten).

Nach dieser Definition mit \dot{H}_{Ab}^* erreicht man bei dem o. g. marktbesten Gerät dann einen Wert von

$$\underline{\underline{\eta = 79,5\%}} \quad (\hat{=} \eta_{WRG_2})$$

Der Temperaturwirkungsgrad (zuluftseitig) bei dem gleichen Gerät liegt bei

$$\eta_{t_1} = \frac{t_{Zu} - t_{Au}}{t_{Ab} - t_{Au}} = \frac{20,6 - 4}{21,1 - 4} = \underline{\underline{97\%}} \dots$$

... also lagen noch „Welten“ ($\Delta\eta = 17,5\%$) zwischen dem neu definierten ablufseitigen Wärmerückgewinnungsgrad η (η_{WRG_2}) und dem zuluftseitigen Temperaturwirkungsgrad η_{t_1} .

Dem Fachmann ist bekannt, dass die im Wärmetauscher abgegebene Wärme

$$\Delta H_1 = \dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Fo} \quad (10)$$

kleiner ist als die Frischluftherwärmung

$$\Delta H_2 = \Delta H_1 + \dot{Q} = \dot{H}_{Zu} - \dot{H}_{Au} \quad (11)$$

Siehe hierzu: Bild 2

Die Frischluft wird also auch über den Wärmestrom \dot{Q} erwärmt, der über die Gehäusewandung vom Aufstellraum aufgenommen wird. Diese Wärme \dot{Q} dürfte nicht der Wärmerückgewinnung zugerechnet werden; Wärmerückgewinnung ist nur der Betrag ΔH_1 (s. o.).
ABER: Geht man allein von der Frischluftherwärmung

$$\Delta H_2 = \dot{H}_{Zu} - \dot{H}_{Au} \quad (11)$$

aus, hat man automatisch die Wärmerückgewinnung ΔH_1 um den Betrag \dot{Q} (Wärme über das Gehäuse) erhöht. Also gab es eine neue Definition des Wärmerückgewinnungsgrades, nämlich zuluftseitig:

$$\eta'_W = \frac{\dot{H}_{Zu} - \dot{H}_{Au}}{\dot{H}_{Zu} + \dot{H}_{Au}} \quad (12)$$

(siehe Anlage 2: Chronologische Wandlungen zur Berechnungsformel ...)
Mit dieser Gleichung erreicht man dann bei dem o. g. Gerät

$$\eta'_W = \eta_{WRG_2} = 99 \% \quad (\text{siehe Anlage 3}) \dots$$

... also einen ähnlich hohen Wert wie bei dem zuluftseitigen Temperaturwirkungsgrad ($\eta_t = 97 \%$).

3. Wärmebereitstellungsgrad

Der Wärmebereitstellungsgrad beinhaltet neben der im Wärmetauscher vom Abluftstrom an den Zuluftstrom übertragenden Wärme auch die Abwärme von den Ventilatoren (Motoren) ($\dot{Q}_{Zu,El}$):

$$\eta_{WBG} = \frac{\dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Fo} + \dot{Q}_{Zu,El}}{\dot{H}_{Zu} + \dot{H}_{Au}} \quad (13)$$

Die Einbeziehung der Ventilator-Motor-Abwärme im Wärmebereitstellungsgrad η_{WBG} ($= \eta'_W$) bewirkt eigenartigerweise dann eine Erhöhung des Wirkungsgrades, wenn besonders "stromfressende" Ventilatoren eingesetzt werden (siehe hierzu Pkt. 5).

Oberflächlich betrachtet könnte man meinen, dass

- die abgegebene Wärme $\dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Fo}$ zuzüglich
- der Motorenabwärme (Ventilatoren) $\dot{Q}_{Zu,El}$

gleichzusetzen ist mit der Frischluftherwärmung. Oben wurde aber schon dargelegt (Gleichung (11)), dass die Frischluft auch noch Wärme über die Gehäusewandung aufnimmt – je nachdem, wie stark die Dämmung ist (meist 15...20 mm) und inwiefern Wärmebrücken (innen und außen jeweils mit Blech verkleidete Geräte) auftreten. Ein innovatives Gerät fällt in dieser Hinsicht am Markt auf:

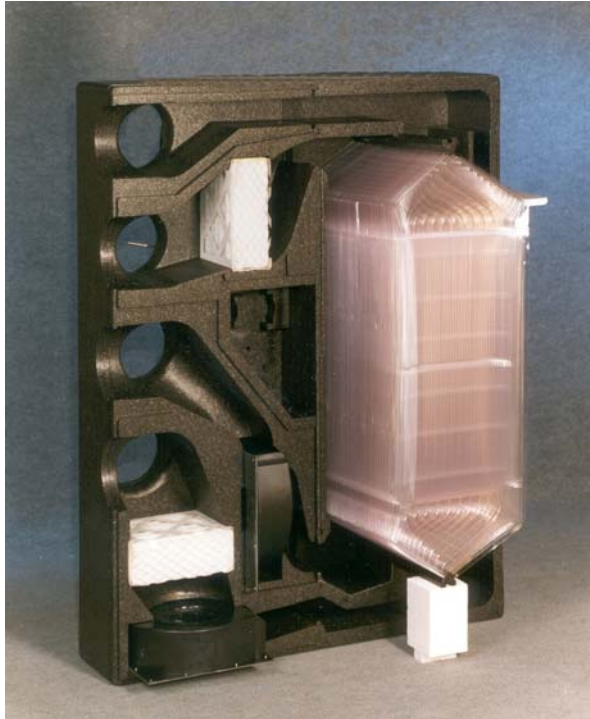


Bild 3: Wärmerückgewinnungsgerät „thermos“ in Schnittdarstellung (Fa. Paul)

Die gesamte Konstruktion besteht aus Schaum – kein Gramm Blech! Dämmdicke ca. 80 mm!! Also fließt kaum Wärme vom Geräteaufstellraum über die Schaumkonstruktion in das Gerät hinein. Mit großer Näherung gilt folglich die Gleichung:

$$\dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Fo} + \dot{Q}_{Zu,El} = \dot{H}_{Zu} - \dot{H}_{Au} \quad (14)$$

Gemäß Definition zum Wärmebereitstellungsgrad (beinhaltet die Ventilatorabwärme) kann dann auch der Wirkungsgrad nach Gleichung (12) als Wärmebereitstellungsgrad bezeichnet werden.

4. Effektiver Wärmebereitstellungsgrad (nach Passivhaus-Institut)

Dieser Wirkungsgrad wird abluftseitig gemessen und ist der eigentlich „echte“, denn

- a) er vermeidet die Erfassung der Wärme, die die Zuluft aufnimmt, denn damit würde man einen höheren Wirkungsgrad vortäuschen
- b) er erfasst die Wärme \dot{Q} , die über das Gehäuse die kühle Fortluft erwärmt (siehe Bild 2) und damit den Wirkungsgrad tatsächlich verschlechtert
- c) er vermeidet die „theoretisch formulierte Abluftenthalpie H_{Zu}^{**} “, die bei Außenluftfeuchte (sehr trocken) definiert ist.

Allerdings geht in diesen effektiven Wärmebereitstellungsgrad der Messwert der trockenen Abluft ein, d. h. die Kondensationswärme (latente Wärme), die bei üblicher feuchter Abluft anfällt, bleibt unberücksichtigt; der tatsächliche Wärmebereitstellungsgrad liegt deshalb etwas höher. Deshalb wird in dem Zertifikat für passivhaustaugliche Wärmerückgewinnungsgeräte auch der Wirkungsgrad benannt:

z. B. $\eta_{eff} > 92 \%$ (thermos 200 DC Fabrikat Paul)

5. Leistungsfaktor ϵ

Eine Zusammenfassung der Kennzahlen ist in Anlage 5 enthalten. Dort ist auch der Leistungsfaktor aufgeführt:

$$\epsilon = \frac{\dot{H}_{Zu} - \dot{H}_{Au}}{P_{el}}$$

$$\dot{H}_{Zu} - \dot{H}_{Au} = \text{Nutzenergie}$$

$$\text{Exakt sollte die Nutzenergie aber definiert sein: } \dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Fo} + P_{el}$$

P_{el} = Energieaufwand (Ventilatoren, Steuerung ...)

Dieser Leistungsfaktor liegt bei guten Wärmerückgewinnungsgeräten bei ca. 20, d. h. dort geht auch der geringe Stromverbrauch bei Ventilatoren und Steuerung als positiver Aspekt ein. Hingegen bewirken Energiesparventilatoren eine Verschlechterung des Wärmebereitstellungsgrades (siehe Gleichung (13)).

Die verschiedenen Kennzahlen der Paul-Geräte sind in Anlage 6 zusammengefasst.

Anlagen

1. Prüfmethode für Wärmerückgewinnungsgeräte
2. Chronologische Wandlung zur Berechnungsformel für den Wärmebereitstellungsgrad
3. Auszug aus dem Prüfbericht der VEW Energie AG (jetzt TZWL) HM.03.11.028.0406, S.18
4. Energieetikette für Lüftungsgeräte (Deckblatt und S. 5)
5. Kennzahlen für WRG-Geräte
6. Wärmebereitstellungsgrad und Stromverbrauch von Paul-Geräten für Wärmerückgewinnung

Stand: 27.02.07

Prüfmethoden für Wärmerückgewinnungsgeräte

1) Prüfmethode	1	2	3	4
2) Norm	nach DIN EN 308	in Anlehnung an DIN EN 308 gemessen bei Hochschule Zwickau	nach Passivhaus-Institut PHI	nach Deutschem Institut für Bautechnik DIBT
3) Formel für	Temperaturänderungsgrad $\eta_t = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}}$ ↑ gemäß Pkt. 6.4, S. 6 t_{22} – Zuluft-Temp. t_{21} – Außenluft-Temp. = 5 °C t_{11} – Abluft-Temp. = 25 °C t_{w11} = Abluft-Feuchtkugel-Temp. < 14 °C $\hat{=} \varphi_{Ab} \approx 28\% \text{ r.F.}$, d. h. keine Kondensation	trockenen Wärmebereitstellungsgrad $\eta_t = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}}$ t_{22} – Zuluft-Temp. t_{21} – Außenluft-Temp. = 4-6 °C t_{11} = Abluft-Temp. = 21 °C $\varphi_{Ab} \approx 25-28\% \text{ r. F.}$, d. h. keine Kondensation	effektiven, trockenen Wärmebereitstellungsgrad $\eta_{WRG,eff} = \frac{\vartheta_{Ab} - \vartheta_{Fo} + \frac{P_{el}}{\dot{m} \cdot c_p}}{\vartheta_{Ab} - \vartheta_{Au}}$ $\vartheta_{Au} \approx 4-6\text{ °C}$ $\vartheta_{Ab} \approx 21\text{ °C}$ $\varphi_{Ab} = 25-28\% \text{ r.F.}$ P_{el} = Leistungsaufnahme der Gebläse	Wärmebereitstellungsgrad $\eta'_W = \frac{\dot{H}_{Zu} - \dot{H}_{Au}}{\dot{H}_{Zu}^* - \dot{H}_{Au}}$ ¹⁾ (siehe Anlage: Chronol. Wandl. der Berechnungsformel) \dot{H}_{Zu}^* – Abluftenthalpie bei Außenluftfeuchte MP = Messpunkt: MP 1: $t_{Au} = -3\text{ °C}$, $\varphi_{Ab} = 36\%$ MP 2: $t_{Au} = +4\text{ °C}$, $\varphi_{Ab} = 46\%$ MP 3: $t_{Au} = +10\text{ °C}$, $\varphi_{Ab} = 56\%$ bei allen MP: $\varphi_{Au} = 80\%$ $t_{Ab} = 21\text{ °C}$
4) Wirkungsgrad-Messung berechnet:	zuluftseitig	zuluftseitig	ablufseitig	zuluftseitig
Messung	trocken – ohne Kondensat	trocken – ohne Kondensat	trocken – ohne Kondensat	feucht – mit Kondensat
5) Gehäuse-Zusatzdämmung	Gehäuse bei Prüfung 50 mm isoliert η erscheint hierbei etwas besser als effektiv bei Methode 3	- η erscheint höher als bei Methode 1, da bei Methode 2 ohne zusätzliche Gehäusedämmung die Zuluft mehr erwärmt wird, aber niedriger als bei Methode 4 Methode 4: feuchte und höhere Leckage zulässig	- η stellt hier einen effektiven Wert dar, der bei feuchter Abluft ca. 3-5 % höher liegt	- η erscheint hier deutlich höher als effektiv bei Methode 3
6) Dichtheit	bei 100 Pa: int. Leckage $\leq 3\%$ bei 250 Pa: ext. Leckage $\leq 3\%$	bei 100 Pa: int. Leckage $\leq 3\%$ bei 100 Pa: ext. Leckage $\leq 3\%$	bei 100 Pa: int. Leckage $\leq 3\%$ bei 100 Pa: ext. Leckage $\leq 3\%$	bei 100 Pa: int. Leckage $\leq 5\%$ bei 100 Pa: ext. Leckage $\leq 5\%$
7) Verhältnis abgegebener zu aufgenommener Wärme	$P_1 = c_p \cdot \dot{m}_{m11} \cdot \Delta t_{11-12}$ $P_2 = c_p \cdot \dot{m}_{m22} \cdot \Delta t_{22-21}$ $0,95 \leq \frac{P_1}{P_2} \leq 1,05$	-	-	

↑
1) manchmal wird auch angegeben:
 $\eta'_W = \frac{\dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Fo} + \dot{Q}_{Zu,EL}}{\dot{H}_{Zu}^* - \dot{H}_{Au}}$
gemessen wird aber $\dot{H}_{Zu} - \dot{H}_{Au}$

	1. Beispiel: gut wärmegeädmmtes Gehäuse geringe Leckagen: extern: 1 %, intern: 2,7 %	2. Beispiel: schlecht wärmegeädmmtes Gehäuse hohe Leckagen: extern: 4 %, intern: 4 % nach TZWL-Prüfbericht PLO1R09.11, Tab. 6, 5. Spalte
	$t_{Au} = 6,5\text{ °C}$ $t_{Ab} = 21,1\text{ °C}$ $t_{Zu} = 19,8\text{ °C}$ $\dot{V} = 185\text{ m}^3/\text{h}$	$\varphi_{Au} = 78,9\% \text{ r.F.}$ $t_{Au} = 4\text{ °C}$ $t_{Ab} = 21\text{ °C}$ $t_{Zu} = 18,8\text{ °C}$ $\dot{H}_{Ab}^* = 31,2\text{ kJ/kg}$ aus h-x-Diagramm $\dot{V} = 175\text{ m}^3/\text{h}$
1) DIN EN 308	$\eta_t = \frac{t_{Zu} - t_{Au}}{t_{Ab} - t_{Au}} = \frac{19,8 - 6,5}{21,1 - 6,5} = \frac{13,3}{14,6} = 91,4\%$	$\eta_t = \frac{t_{Zu} - t_{Au}}{t_{Ab} - t_{Au}} = \frac{18,8 - 4}{21 - 4} = 87,1\%$
3) PHI	$\eta_{WRG,eff} = \frac{\vartheta_{Ab} - \vartheta_{Fo} + \frac{P_{el}}{\dot{m} \cdot c_p}}{\vartheta_{Ab} - \vartheta_{Au}} = \frac{21,1 - 9,2 + \frac{55,6}{185 \cdot 1,2 \cdot 0,28}}{21,1 - 6,5} = \frac{11,9 + 0,89}{14,6}$ $\eta_{WRG,eff} = 87,6\%$	$\eta_{WRG,eff} = \frac{\vartheta_{Ab} - \vartheta_{Fo} + \frac{P_{el}}{\dot{m} \cdot c_p}}{\vartheta_{Ab} - \vartheta_{Au}} = \frac{21 - 8,9 + \frac{40,9}{196 \cdot 0,28}}{21 - 4} = \frac{12,1 + 0,745}{17}$ $\eta_{WRG,eff} = 75,6\%$
4) DIBT	$\eta'_W = \frac{\dot{H}_{Zu} - \dot{H}_{Au}}{\dot{H}_{Zu}^* - \dot{H}_{Au}} = \frac{25 - 11,5}{26,2 - 11,5} = \frac{13,5}{14,7} = 91,8\%$	$\eta'_W = \frac{\dot{H}_{Zu} - \dot{H}_{Au}}{\dot{H}_{Zu}^* - \dot{H}_{Au}} = \frac{29,56 - 14,61}{31,2 - 14,61} = 90,1\%$
	$\Delta\eta = \eta'_W - \eta_{WRG,eff} = 91,8 - 87,6 = 4,2\%$	$\Delta\eta = \eta'_W - \eta_{WRG,eff} = 90,1 - 75,6 = 14,5\%$
Fazit	geringe η -Wert-Abweichungen bei gut gedämmten Gehäusen	deutliche η -Wert-Unterschiede bei schlecht gedämmten Gehäusen

Chronologische Wandlungen zur Berechnungsformel für den Wärmebereitstellungsgrad

1. Forschungsbericht Uni Dortmund, Prof. Schramek, Dipl.-Ing. Banck, S. 16-17 – November 1995

$$\eta = \frac{\dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Fo}}{\dot{H}_{Ab}^* - \dot{H}_{Au}} \quad \text{Wärmerückgewinnungsgrad} \quad \dot{H}_{Ab}^* = \text{Enthalpie der Abluft bei Außenluftfeuchte}$$
$$\eta'_W = \frac{\dot{Q}_{Bereit}}{\dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Au}} = \frac{\dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Fo} + \dot{Q}_{Zu,El}}{\dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Au}} \quad \text{Wärmebereitstellungsgrad}$$

2. VEW Energie AG – 25.02.1997, 07.05.1997, 25.09.1997

$$\eta'_W = \frac{\dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Fo} + \dot{Q}_{Zu,El}}{\dot{H}_{Zu}^* - \dot{H}_{Au}} \quad \dot{H}_{Zu}^* = \text{Enthalpie der Abluft bei Außenluftfeuchte}$$

3. DIBT – 04.07.1997

$$\eta_W = \frac{\dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Fo}}{\dot{H}_{Zu}^* - \dot{H}_{Au}}$$

4. TZWL – 14.01.2003

$$\eta'_W = \frac{\dot{H}_{Zu} - \dot{H}_{Au}}{\dot{H}_{Zu}^* - \dot{H}_{Au}}$$

5. DIBT – Juli 2004

$$\eta'_{WRG,unkorrigiert} = \frac{\dot{H}_{Zu} - \dot{H}_{Au}}{\dot{H}_{Zu}^* - \dot{H}_{Au}}$$

Stand: 29.06.06

Auszug aus dem Prüfbericht der VEW Energie AG (jetzt TZWL)
HM.03.11.028.0406, S.18

VEW ENERGIE AG
 Anwendungstechnik
 H VKS At
 Prüfstelle

Prüfbericht

Seite 18 von 39
 Datum: 17.07.1998
 Prüfungsnummer:
 HM.03.11.028.0406

6 THERMODYNAMISCHE PRÜFUNG

Um die wichtige Frage nach der energetischen Effizienz zu beantworten, wurde das Gerät auf einem thermodynamischen Prüfstand vermessen. In zwei Klimakammern wurden die folgenden Luftzustände für die Raum- und Außenluft konditioniert und konstant gehalten.

Meßpunkte:

	Meßpunkt 1	Meßpunkt 2	Meßpunkt 3
Außenlufttemperatur	-3°C	4°C	10°C
Außenluftfeuchte	80% rel. Feuchte	80% rel. Feuchte	80% rel. Feuchte
Raumlufttemperatur	21°C	21°C	21°C
Raumluftfeuchte	36% rel. Feuchte	46% rel. Feuchte	56% rel. Feuchte

An den genannten Punkten werden der Wärmerückgewinnungsgrad und der Wärmebereitstellungsgrad an den einzelnen Volumenströmen ermittelt.

Das elektrische Wirkungsverhältnis, die Primärenergieeinsparung und die Abminderungsfaktoren (lt. Wärmeschutzverordnung) werden im jeweiligen Kennfeld dargestellt.

6.1 WÄRMEBEREITSTELLUNGSGRAD

	200 m ³ /h	270 m ³ /h
Meßpunkt 1	98 %	95 %
Meßpunkt 2	99 %	96 %
Meßpunkt 3	99%	98 %
Mittel	99%	97 %

Energieetikette für Lüftungsgeräte (Deckblatt und S. 5)

FHZ —> FACHHOCHSCHULE ZENTRALSCHWEIZ



HTA —> HOCHSCHULE FÜR TECHNIK+ARCHITEKTUR LUZERN
WISSENS— UND TECHNOLOGIETRANSFER HLKS

**Energieetikette für Lüftungsgeräte
Geräte mit Wärmerückgewinnung sowie
Geräte mit Wärme- und Feuchterückgewinnung**

**Reglement für die technische Prüfung
(Entwurf 19.12.2005)**

HTA LUZERN
Technikumstrasse 21
CH—6048 Horw

T: 041—349—32—24
F: 041—349—39—14
W: www.hta.fhz.ch/hlk

2.3.3 Temperaturverhältnis

Das Temperaturverhältnis ist gemäss Norm EN 13141-7 definiert: Temperaturdifferenz zwischen einströmender und ausströmender Abluft geteilt durch die Temperaturdifferenz zwischen der einströmenden Luft der beiden Luftströme. Für die Energieetikette ist das Temperaturverhältnis auf Abluftseite massgebend. Es wird ohne Kondensation ermittelt.

Bei Geräten mit Rotoren wird die Spülluftmenge berücksichtigt. Das heisst, dass das gemessene abluftseitige Temperaturverhältnis anhand des Verhältnisses von Abluft- und Spülluftmassenstrom korrigiert wird. Das Verhältnis von Abluft- und Spülluftmassenstrom kann mit einer Spurengasmessung ermittelt werden.

Das Temperaturverhältnis ist abhängig von der internen Leckage. Da der Wert auf die Abluftseite bezogen ist, ist die Leckage vom Abluft- in den Zuluftvolumenstrom bereits berücksichtigt. Das heisst, dass Geräte mit einer hohen Leckage entsprechende tiefere Rückwärmzahlen aufweisen. Die Geräteprüfung beim Passivhaus-Institut und das heutige Prüfreglement der HTA Luzern schlagen diesen Wert vor. Bei Prüfungen nach TZWL muss dies in der Umrechnung berücksichtigt werden. Wenn nur der Wärmebereitstellungsgrad vorliegt, wird das Temperaturverhältnis wie folgt bestimmt:
 Temperaturverhältnis = Wärmebereitstellungsgrad - 12%

2.3.4 Rückfeuchtezahl

Die Rückfeuchtezahl des gesamten Gerätes gibt an, wie viel von der absoluten Feuchtedifferenz zwischen Abluft und Aussenluft an die Zuluft übertragen wird. Die Rückfeuchtezahl wird in Prozentpunkten angegeben werden. Die Rückfeuchtezahl bezieht sich auf die Zuluftseite.

Im Gegensatz zur Rückwärmzahl kann in der Regel davon ausgegangen werden, dass die Rückfeuchtezahl durch Energie- und Stoffflüsse über das Gerätegehäuse nicht verfälscht wird. Deshalb ergibt die zuluftseitige Messung keine zu hohen Werte.

2.3.5 Luftfilter

Filter werden nach der EN 779 beurteilt. Weiter gilt die Filterrichtlinie des SWKI (zur Zeit in Überarbeitung).

2.3.6 Filter-Bypass-Volumenstrom (von Zuluftfiltern)

Der Filter-Bypass-Volumenstrom beschreibt den Zuluftvolumenstrom, der nicht durch den Filter strömt.

Die EN1886 (1998) lässt bei einem Prüfdruck von 400 Pa folgende maximale Leckluftraten zu:

Filterklasse	G1 bis F5	F6	F7	F8	F9
Max. Leckluftrate am Filter	6%	4%	2%	1%	0.5%

Tabelle 3: Zulässige Filterbypassleckage nach EN1886

2.3.7 Interne Leckagen

Die interne Leckage beschreibt die Übertragung von der Abluft auf die Zuluft. Meist wird dieser Wert durch eine statische Druckbeaufschlagung und Volumenstrommessung durchgeführt. Diese Messung sagt aber wenig aus über die Leckage im realen Betrieb.

Eine aussagkräftige Messung über die internen Leckagen im realen Betrieb kann mit einer Spurengasmessung durchgeführt werden.

Kennzahlen für WRG-Geräte

Wärmebereitstellungsgrad

$$\eta = \frac{H_{\text{Zuluft}} - H_{\text{Außenluft}}}{H_{\text{Abluft}} - H_{\text{Außenluft}}} = \frac{t_{\text{Zu}} - t_{\text{Au}}}{t_{\text{Ab}} - t_{\text{Au}}} \quad (\text{TZWL 2003}) \quad \text{bei ausbalancierten Masseströmen} \quad \frac{\dot{m}_{\text{Zu}}}{\dot{m}_{\text{Ab}}} = 1$$

H_{Abluft}^* – Abluftenthalpie bei Außenluftfeuchte

Wärmebereitstellungsgrad $\eta'_{\text{WBG}} =$

- unkorrigiert → Korrektur PHI: $\eta - 12\%$
EnEV: $\eta \cdot 0,91$
- korrigiert = effektiv → gemessen nach PHI
≙ annähernd DIN V 4701-10

$$\eta_{\text{WRG,eff}} = \frac{t_{\text{Ab}} - t_{\text{Fo}} + \frac{P_{\text{el}}}{\dot{m} \cdot c_p}}{t_{\text{Ab}} - t_{\text{Au}}}$$

elektrisches Wirkverhältnis

$$\varepsilon_{\text{el}} = \frac{\dot{Q}_{\text{WRG}} + P_{\text{elektr,Ventilator}}}{P_{\text{elektrGesamt}}}$$

spez. elektrische Leistung $P_{\text{el}} = \frac{P}{\dot{V}} \rightarrow P_{\text{el}} = 0,45 \text{ W/m}^3/\text{h}$ (Grenzwert Passivhaus)

Leistungsfaktor $\varepsilon = \frac{\Delta \dot{Q}}{P_{\text{el}}} \rightarrow \text{WP} \sim 3; \text{WRG} \sim 20$

Aufwandszahl $e = \frac{Q_p}{Q_h}$ siehe DIN V 4701-10

Q_p = Primärenergie
 Q_h = Heizenergie

Stand: 28.06.06

Wärmebereitstellungsgrade und Stromverbrauch von PAUL-Geräten für Wärmerückgewinnung

Geräte-Typ	\dot{V}	η'_{WRG} nach DIBT	η_{eff} nach PHI (trockene Abluft)	η nach EN 308 (trockene Abluft)	η eigene Messung (PAUL)	P_{el} spez. elektr. Leistungs- aufnahme	bei Δp	P_{el}	bei Δp	
	[m ³ /h]	[%]	[%]	[%]	[%]	[W/(m ³ /h)]		[Pa]		[W]
ventos 50 DC	40				83	0,3	0	12	0	
						0,55		38		22
	80					0,4	0	32	0	
					0,51	35		41		35
climos 100 DC	93		82	85,8		0,4	100	38,7	100	
	100				89					
	112			85,4				46,6		100
climos 150 DC	93		82	85,8		0,41	100	38,7	100	
	100			85						
	112			85,4	0,41	100		46,6		100
multi 100 DC	93			82,7			100	33	100	
	112		79	81,5		0,36		39		100
	75	95								
	100	87						44 ¹⁾		100
	125	85						66 ¹⁾		100
multi 150 DC	93		79	82,7		0,36	100	33	100	
	112			81,5				39		100
	130			79,7				47		100
santos 250 DC	150				95 ²⁾	0,41	100	66	100	
atmos 175 DC	120		88	93,6		0,3	100	38,2	100	
	185			91,4				55,6		100
thermos 200 DC	146		92			0,27 ³⁾	100	40 ³⁾	100	
	152				0,28 ³⁾	43 ³⁾		100		
	200	99				0,27 ³⁾		~ 54 ³⁾		100
thermos 300 DC	220					0,27 ³⁾		~ 59 ³⁾	100	
	270	97				0,29		~ 79 ³⁾	100	
campus 500 DC	280		85	85,8		0,25	100	71	100	
	400		83	84,6		0,28		111		100
	500				93					

¹⁾ nach TZWL

²⁾ nach holländischer Prüfmethode bei $\varphi_{Ab} = 40$ % rel. Feuchte, $t_{Ab} = 22$ °C, $\varphi_{Au} = 75$ %, $t_{Au} = 0$ °C
beim santos F 250 DC → $\eta = 127$ % (bezogen auf sensible Wärme im Abluftstrom)

³⁾ mit verbesserten Ventilatoren (seit 05/05)