

Entwicklung, Trends, Einsatz und Einbindung

Gas-Wandgeräte im Gebäudebestand

Teil 2

Rolf Egger*

Von den in Deutschland installierten Thermen gehen über 70 % in die Modernisierung und ersetzen dort verschiedene Typen von Altgeräten. Interessant sind dabei Fragen hinsichtlich Aufstellort, Betriebsweise, Abgas-Zulufführung, Anforderungen an die Hydraulik und an die Wärmeverteilungsanlage etc. Während sich der erste Teil des Beitrags (SBZ 5/98) mit Thermen befaßte, dreht sich im zweiten alles um die Brennwertechnik.

Die Grenze der Energieausnutzung konventioneller Wärmeerzeuger ist die Umwandlung der Brennstoffenergie in Heizwärme. Traditionell bedingt wird als technische Obergrenze für den Wärmeinhalt eines Brennstoffes der untere Heizwert zugrunde gelegt. Der Ursprung dieser Festlegung war, daß aus korrosionstechnischen Gründen der bei der Verbrennung als Reaktionsprodukt entstehende Wasserdampf nicht unter die Kondensationsgrenze abgekühlt werden durfte. Die im Wasserdampf enthaltene latente Wärme wurde als unvermeidlicher Verlust betrachtet und

blieb deshalb bei den energetischen Betrachtungen und der Bestimmung der Wirkungs- und Nutzungsgrade unberücksichtigt.

Energieausnutzung im Vergleich

Prinzipiell kann die Energieausnutzung zwischen Niedertemperatur- und Brennwertechnik durch Kesselwirkungsgrade verglichen werden.

Niedertemperatur-Technik (NT):

$$\eta_{K(NT)} = 1 - \frac{q_A + q_S}{100}$$

Brennwertechnik (BT):

$$\eta_{K(BT)} = 1 - \frac{q_A + q_S}{100} + \left[\frac{H_o - H_u}{H_u} \right] \cdot \alpha$$

$\eta_{K(NT)}$: Kesselwirkungsgrad NT

$\eta_{K(BT)}$: Kesselwirkungsgrad BT

q_A : Abgasverlust

q_S : Abstrahlverlust

H_u : unterer Heizwert

H_o : oberer Heizwert (Brennwert)

α : Kondensatzahl



Gegenüber Niedertemperatur- wird bei Brennwertechnik der Kesselwirkungsgrad $\eta_{K(BT)}$ um den Summanden für den Kondensationswärmeanteil erweitert. Neben den brennstoffspezifischen Konstanten für den oberen und unteren Heizwert ist der Kondensationswärmegewinn abhängig von der variablen Kondensatzahl. Sie gibt das Verhältnis aus kondensiertem Wasserdampf (Kondensatwasser) zu der als Reaktionsprodukt unvermeidlich entstehenden Wasserdampfmenge an. Je mehr sich $\alpha \Rightarrow 1$ nähert, um so größer ist die Kondensatwasser- und damit der latente Wärmegewinn. Der Wert für die Kondensatzahl hängt sowohl von der Konstruktion des Brennwertechnischen Gerätes, als auch von der hydraulischen Auslegung der Heizungsanlage ab. Der Abstrahlverlust über die Oberfläche der Wärmeerzeuger liegt in der Größenordnung $q_S < 1\%$ und kann bei den nachfolgenden energetischen Betrachtungen vernachlässigt werden. Somit wird der Kesselwirkungsgrad hauptsächlich vom Abgasverlust und korrespondierend hierzu vom feuerungstechnischen Wirkungsgrad bestimmt.

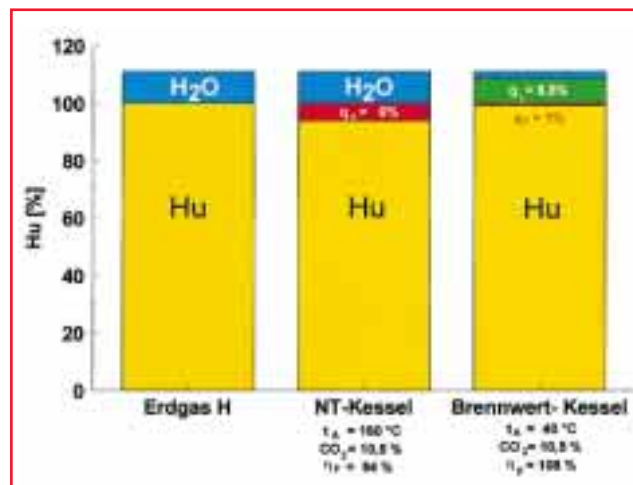


Bild 13 Brennstoffausnutzung von NT- und Brennwert-Kessel im Vergleich

* Dipl.-Ing. Rolf Egger, Fachreferent Technik Viessmann Akademie, 35107 Allendorf, Fax (0 64 52) 70 21 46

$$q_A = (t_A - t_L) \cdot \left[\frac{A_1}{CO_2} + B \right]$$

$$\eta_F = 1 - \frac{q_A}{100}$$

q_A : Abgasverlust
 t_A : Abgastemperatur
 t_L : Lufttemperatur
 A_1 : 0,37 (Erdgas)
 B : 0,007 (Erdgas)

Neben den brennstoffspezifischen Konstanten A_1 und B ist der Abgasverlust nur von den Variablen: Nettoabgastemperatur: „ $t_A - t_L$ “ und dem Verbrennungs-Luftüberschuß (meist gemessen in %- CO_2) abhängig. Der für eine stabile Verbrennung minimal mögliche Luftüberschuß (nahstöchiometrisch) hängt überwiegend von der Güte des Verbrennungssystems ab. Dagegen wird die untere Grenze der Abgastemperatur hauptsächlich durch die Kesselkonstruktion bestimmt. Um Schwitzwasserbildung und Korrosion auf den Heizflächen zu verhindern, haben NT-Kessel spezielle Heizflächen (z. B. mehrschalig „biferral“). Damit auch einer Kaminversottung vorgebeut wird, liegen die minimalen Abgastemperaturen im Bereich 140–160 °C. Mit praktisch einstellbaren CO_2 -Werten der Brenner wird die Energieausnutzung von NT-Wärmeerzeugern nur durch die Abgastemperatur begrenzt. Als Beispiel ergibt sich beim Betrieb eines NT-Kessels mit Erdgas L ($CO_2 = 10,5\%$, $t_A = 160\text{ °C}$) ein Abgasverlust von $q_A = 6,2\%$ und damit ein feuerungstechnischer Wirkungsgrad von $\eta_F = 93,8\%$.

Ganz im Gegensatz zu Niedertemperaturwerden für Brennwert-Wärmeerzeuger möglichst niedrige Abgastemperaturen gefordert. Je niedriger die Abgastemperatur, um so größer die Kondenswassermenge und damit die Kondensatzahl. Die jeweilige Ab-

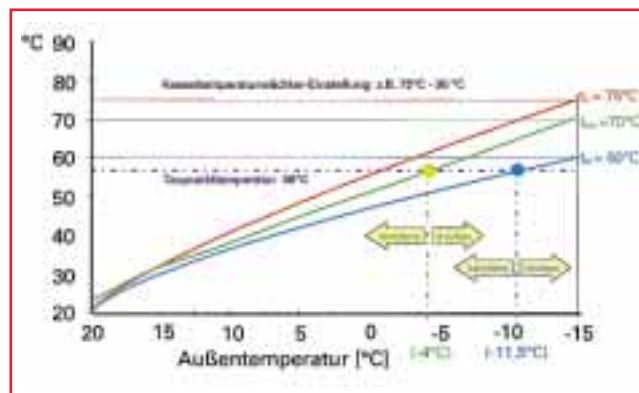


Bild 14 Kondensationsgrenzen Heizkreis 75/60 °C

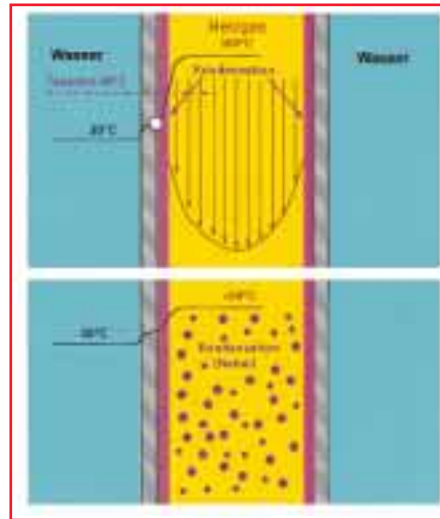


Bild 15 Kondensation an einschaligen Heizflächen

gastemperatur wird durch die niedrigste Temperatur im gesamten Heizkreis, der Rücklauftemperatur, bestimmt. Moderne Brennwertkessel erreichen hier Werte, die nur 10–15 K über den Rücklauftemperaturen liegen. Neben dem Kondensationswärmegewinn (latente Wärme) bewirken die niedrigeren Abgastemperaturen bei Brennwertgeräten gegenüber NT-Wärmeerzeugern auch wesentlich geringere Abgasverluste (siehe Beispiel Bild 13).

Anforderungen an die Wärmeverteilungsanlage

Der Austausch eines vorhandenen Kessels gegen ein Brennwertgerät scheidet oft an dem weit verbreiteten Vorurteil, daß Brennwertnutzung nur in Verbindung mit Niedertemperatur-Heizkreisen

möglich ist, die im Altbau nur in Ausnahmefällen vorliegen. Auch mit normal temperierten Wärmeverteilungssystemen, die z. B. als t_V/t_R

= 75/60 °C Anlagen ausgelegt sind, wird mit Brennwert- gegenüber NT-Technik eine deutlich höhere Energieausnutzung (Nutzungsgrad) erzielt. Entscheidend hierfür ist die Konstruktion der Brennwertgeräte, insbesondere im Hinblick auf die „Konvektions-Kondensations-Heizflächen“.

In Bild 14 sind für ein 75 / 60 °C ausgelegtes Wärmeverteilungssystem die Vor- und Rücklauftemperaturkurven zusammen mit dem Abgastemperaturverlauf eines modulierend betriebenen Brennwertkessels über den Außentemperaturen aufgetragen. Um zu hohen Nutzungsgraden zu gelangen, sollte der Kondensationsbetrieb noch bis zu möglichst niedrigen Außentemperaturen aufrecht erhalten werden können. Aus den Schnittpunkten der beiden Kurven für Heizgas- und Rücklauftemperatur mit dem Wasserdampftaupunkt (Bsp. 58 °C) ergeben sich zwei Außentemperaturgrenzen, die auf zwei unterschiedliche Kondensationsarten hinweisen. Der erste Schnittpunkt, Taupunkt-Rücklauftemperatur, liegt bei $t_{A(1)} = -11,5\text{ °C}$, der zweite, Taupunkt-Abgastempera-

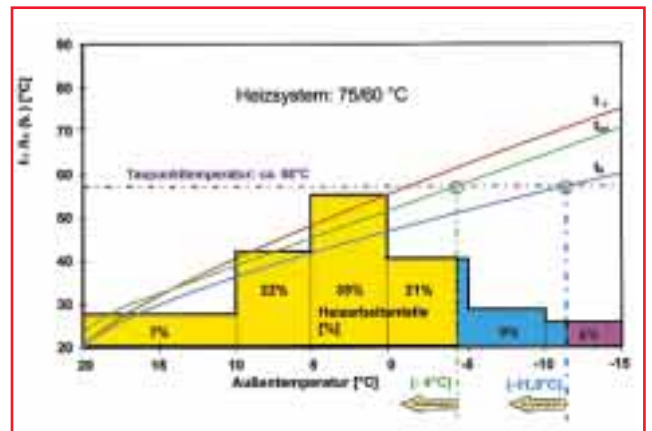


Bild 16 Einfluß der Kondensationsgrenzen auf die jährliche Heizarbeit

turkurve, bei $t_{A(2)} = -4\text{ °C}$. Je nach konstruktiver Gestaltung der Heizflächen kommt die eine oder andere Kondensationsart mehr zum Tragen.

Die Wärmeübertragungsverhältnisse von Heizgas an Wasser sind an einer einschaligen, dünnwandigen Heizfläche in Bild 15 dargestellt. Man erkennt, daß die heizgasseitige Oberflächentemperatur von der Wassertemperatur bestimmt wird. Dies trifft auch dann noch zu, wenn die Heizgastemperatur weit über der Wassertemperatur liegt. Der Grund hierfür ist der um ein vielfaches höhere Wärmeübertragungskoeffizient von Wasser gegenüber dem von Gasen. **Regel:** Die Temperaturdifferenzen verhalten sich umgekehrt proportional zu den Wärmeübertragungskoeffizienten.

$$\frac{\alpha_{HG}}{\alpha_W} \equiv \frac{\Delta t_W}{\Delta t_{HG}}$$

- α_W : Wärmeübertragungskoeffizient Wasser (~1000 W/m²K)
- α_{HG} : Wärmeübertragungskoeffizient Heizgas (~50 W/m²K)
- Δt_W : Temperaturdifferenz auf der Wasserseite
- Δt_{HG} : Temperaturdifferenz auf der Heizgasseite

Sobald die Temperatur auf der Wasserseite (Rücklauftemperatur) geringfügig unter dem Taupunkt (58 °C) liegt, kondensiert der Wasserdampf aus dem Heizgasstrom beim unmittelbaren Kontakt mit der (kalten) Heizfläche. Dieses „Beschlagen“ der Heizflächen kann bei einem Wärmeverteilungssystem 75/60 °C bis ca. $t_{A(1)} = -11,5$ °C Außentemperatur aufrecht erhalten werden. Wird der Heizgasstrom unter die Temperatur des Wasserdampftaupunktes abgekühlt, scheidet der Wasserdampf als „Nebel“ aus. Die minimale Außentemperaturgrenze für die Kondensation im Nebelgebiet liegt bei ca. $t_{A(2)} = -4$ °C.

Damit auch mit einem normal temperierten Wärmeverteilungssystem Brennwertnutzung über eine lange Heizperiode möglich ist, sollte die Kondensation bevorzugt auf den Heizflächen stattfinden. Der Einfluß der Kondensationsgrenzen auf die jährliche Heizarbeit ist in Bild 16 dargestellt.

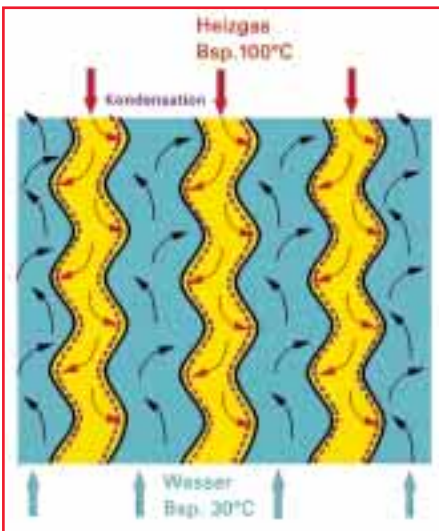


Bild 17 Inox-Crossal-Heizflächen speziell für Brennwertgeräte

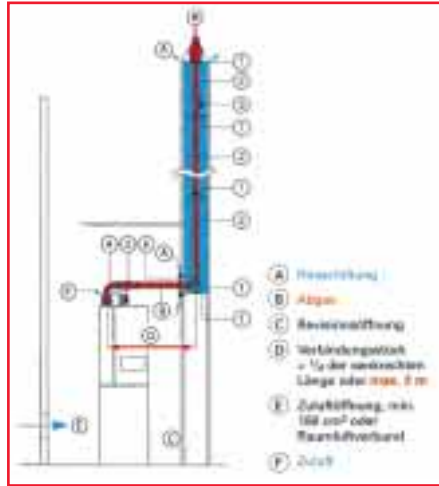


Bild 18 Abgasleitung aus Kunststoff (PPs) für Dachdurchführung durch einen Schacht, raumluftabhängiger Betrieb

Wärmeübertragungs- und Kondensations-Heizflächen

Auf der Grundlage der beschriebenen Erkenntnisse hat Viessmann für Brennwertgeräte spezielle Heizflächen entwickelt („Inox-Crossal-Heizflächen“). Sie bestehen aus dünnen Platten aus hochlegiertem, korrosionsbeständigem Edelstahl, die mit einem Netz von sich gegenläufig kreuzenden Einpressungen versehen sind. Für die Brennwerttechnik haben diese Heizflächen in zweifacher Hinsicht optimale Wärmeübertragungseigenschaften. Zum einen wird durch die Einpressungen das Heizgas beim Durchströmen so verwirbelt, daß der gesamte Heizgasstrom mit der wassergekühlten Oberfläche in direkten Kontakt kommt. Dies führt bei Rücklauftemperaturen, die nur geringfügig unterhalb des Wasserdampftaupunktes liegen, zur Kondensation auf der Heizfläche (s.o.). Die Wasserdampfkondensation (Brennwertnutzung) setzt somit schon weit oberhalb der Kondensationsgrenze im Heizgasstrom ein (Bild 17). Rund 90 % des jährlichen Heizenergieaufwandes können so mit Brennwertunterstützung abgedeckt werden.

Der zweite Effekt der „Inox-Crossal-Heizflächen“ resultiert aus dem hohen Wärmeübertragungsvermögen (k-Wert) als Folge der intensiven Verwirbelung der Heizgase. Dies führt zu Abgastemperaturen, die nur ca. 5–15K über den Rücklauftemperaturen liegen und damit über die gesamte Heizperiode auch zu geringen (sensiblen) Abgasverlusten. Beide Effekte, hohe Kondensationsraten und niedrige Abgastemperaturen, bewirken, daß mit normal temperierten 75/60 °C Wärmeverteilungssystemen Nutzungsgrade bis 103 % erzielt werden können. Das bedeutet gegenüber einem

NT-Wärmeerzeuger 9–10 % weniger Gas. Diese Eigenschaften sind geradezu prädestiniert für den Einsatz von Brennwertgeräten auch bei normal temperierten Wärmeverteilungsanlagen (Bsp. 75/60 °C).

Hydraulische Einbindung

Als Grundsatz für hydraulische Einbindung von Gas-Wand-Brennwertgeräten gilt, daß die dem Brennwertgerät zugeführte Rücklauftemperatur möglichst niedrig sein soll. Deshalb sind alle Maßnahmen, die eine Rücklauftemperaturerhöhung verursachen, zu vermeiden. Hierbei sollten die folgenden Grundsätze beachtet werden:

- 3-Wege- statt 4-Wegemischer
- kein Bypassventil
- kein Überströmventil, stattdessen differenzdruckgeregelte Umwälzpumpe (Anmerkung: Brennwertgeräte mit geringem Wasserinhalt – z. B. Umlaufwasserheizer – benötigen Einrichtungen zur Aufrechterhaltung einer Mindestdurchflußmenge)
- 2-Wege- statt 3-Wege-Thermostatventile)
- kein Pufferspeicher
- keine hydraulische Weiche

Die Forderung nach Verzicht auf alle Maßnahmen, die eine Rücklauftemperaturerhöhung zur Folge haben, läßt sich nicht in allen Fällen konsequent durchsetzen. Brennwertgeräte mit einem geringen Wasserinhalt, die nach dem Prinzip der Gasumlauflwasserheizer konstruiert sind, benötigen zur sicheren Betriebsweise einen Mindestvolumenstrom. Dies trifft besonders zu, wenn sich in der Wärmeverteilung

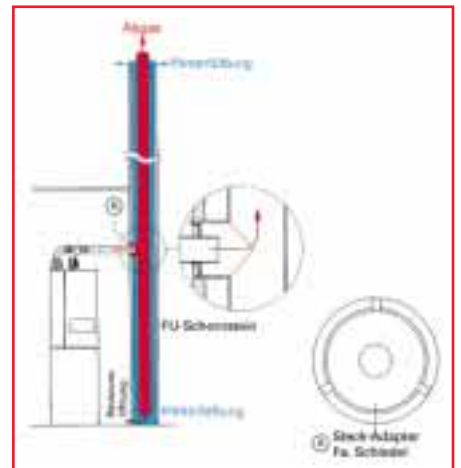


Bild 19 Anschluß mit Abgasleitung aus Kunststoff (PPs) an einen feuchteunempfindlichen Schornstein (FU-Schornstein-Unterdruck)

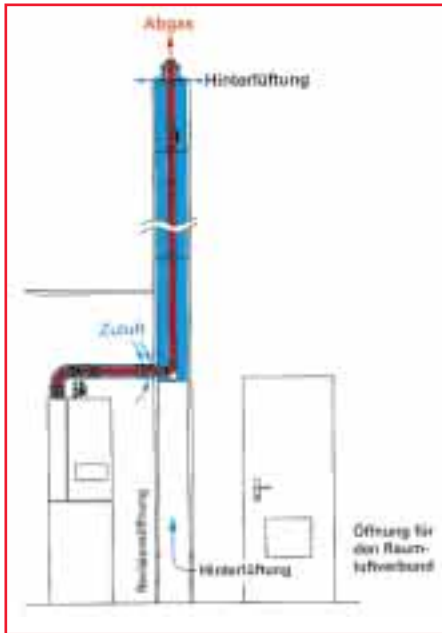


Bild 20 Abgasleitung Sonderbauart: raumluftabhängige Betriebsweise mit Verbrennungsluftzufuhr über Raumverbund

lungsanlage die Volumenströme, z. B. durch schließende Thermostatventile oder Veränderung der Mischerstellung, ändern. Ohne den ausgleichenden Eingriff von Regelorganen wie Bypass- oder Überströmventile besteht sonst die Gefahr, daß der Kesselregler den Brenner vorzeitig abschaltet. In jedem Fall kommt es zu Schwankungen der Vor- und Rücklauftemperaturen und damit zu einer Anhebung der mittleren Temperaturen. Die Konsequenzen sind höhere Abgastemperaturen und niedrigere Kondensationsraten.

Zum Verbesserung des Betriebsverhaltens von Brennwertgeräten mit geringem Wasserinhalt wird deshalb oft der Einsatz von Pufferspeichern empfohlen. Diese tragen zwar zur Lösung der vorgenannten hydraulischen Probleme bei, erzeugen aber auch selbst Verluste durch Wärmeabstrahlung und elektrische Energie für die Umwälzpumpe (ganz abgesehen von den zusätzlichen Investitionskosten).

Abgasableitung bei Brennwertgeräten

Für die Aufstellung von Gas-Wand-Brennwertgeräten und die hieraus resultierende Betriebsweise „raumluftabhängig“ oder „raumluftunabhängig“ gelten die gleichen Grundsätze wie für Umlaufwasserheizer. Der Unterschied bei der Verwendung von Abgasleitung, Abgas-/Zuluftsysteme (Betrieb im Überdruck), FU-Schornstein bzw. LAS (Betrieb im Unterdruck) liegt darin, daß aufgrund der niedrigen Abgastemperaturen bei Brennwertgeräten die Abgase in

der Regel unter Überdruck abgeleitet werden und somit hauptsächlich Abgasleitungen bzw. AZ-Systeme zum Einsatz kommen.

Die Verwendbarkeit eines FU- oder LAS-Schornsteins (Einfach- oder Mehrfachbelegung) bei raumluftunabhängigem Betrieb setzt in jedem Fall eine Überprüfung nach DIN 4705 voraus. An der Einleitstelle in den Schornstein muß Unterdruck sichergestellt sein.

Anders als bei den Thermen gibt es bei Gas-Wand-Brennwertgeräte für den raumluftabhängigen und raumluftunabhängigen Betrieb in der Regel keine unterschiedlichen Ausführungen. Die Geräte haben geschlossene Verbrennungskammern und arbeiten mit gebläseunterstützten Gasvormischbrennern. Bei der Aufstellung außerhalb von Aufenthaltsräumen (Zuluftöffnung mind. 150 cm²) wird die Verbrennungsluft über den Ringspalt des Kesselanschlußstückes angesaugt. Die Abgase werden unter Überdruck über eine Abgasleitung, die einem längsbelüfteten Schacht geführt ist, abgeleitet. Abgase und Hinterlüftung strömen im Gleichstrom (Bild 18). Herrscht an der Einleitstelle Unterdruck, kann das Verbindungsstück an einen FU-Schornstein angeschlossen werden (Bild 19). Das Verbindungsstück muß als (druckdichte) Abgasleitung ausgeführt werden.

Bei der Aufstellung in Aufenthaltsräumen und raumluftabhängigem Betrieb ist das AZ-Verbindungsstück bis an den Schacht heranzuführen. Die Zufuhr der Verbrennungsluft erfolgt über eine Öffnung direkt an der Einmündung (Bild 20). Die Verbrennungsluftversorgung des Raumes muß über „Raumluftverbund“ sichergestellt sein. □

Übers Internet können Sie die SBZ unter folgender eMail-Adresse erreichen:

sbz@shk.de