

3. Energieumwandlung

3.1 Heizwerte und Brennwerte

Durch die Oxidation des im Brennstoff enthaltenen Kohlenstoffs und Wasserstoff wird die chemische Enthalpie in Wärme umgewandelt. Eine abgegebene Reaktionsenthalpie wird thermodynamisch mit einem negativen Wert beschrieben. In der Verbrennungstechnik wird jedoch diese Enthalpie traditionsgemäß mit einem positiven Wert angegeben. Dieser wird dann als Heizwert oder Brennwert bezeichnet. Wird entsprechend Bild 3-1 das Gas nach der Verbrennung auf 0°C abgekühlt, so liegt das entstandene Wasser flüssig vor. Die dabei umgewandelte Enthalpie wird als Brennwert H_0 bezeichnet (Frühere Bezeichnung oberer Heizwert). Das Gas wird jedoch nach der Verbrennung mit Temperaturen oberhalb des Taupunktes abgeführt, so dass das Wasser dampfförmig vorliegt. Dadurch wird die Kondensationsenthalpie nicht in Wärme umgewandelt. Die dann umgewandelte chemische Enthalpie des Brennstoffs wird als Heizwert h_u bezeichnet (Frühere Bezeichnung unterer Heizwert). Beide Werte unterscheiden sich also nur um den Anteil der Kondensationsenthalpie

$$h_u = H_0 - x_{H_2O} \cdot \Delta h_v, \quad (3-1)$$

wobei x_{H_2O} der Wasseranteil im Gas ist und Δh_v (= 2500 kJ/kg) die spez. Verdampfungs- oder Kondensationsenthalpie des Wassers sind.

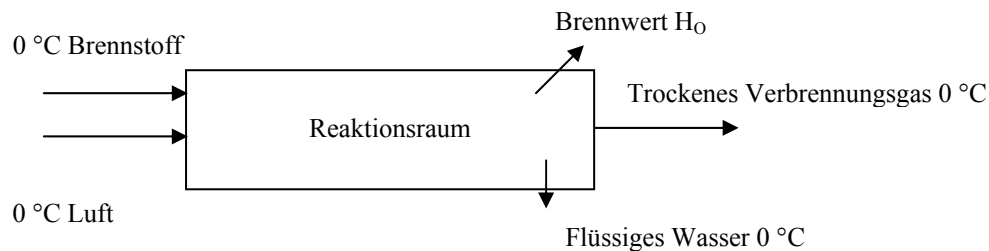


Bild 3-1: Bestimmung des Brennwertes

In Tabelle 3-1 sind Heiz- und Brennwerte für typische Brennstoffe aufgeführt. Die Werte für die fossilen Brennstoffe stellen Mittelwerte für Deutschland dar (Energiedaten des Bundesministeriums für Wirtschaft 1999). Wasserstoff besitzt den höchsten Heizwert bezogen auf die Masse. Hier ist der Unterschied zwischen Brenn- und Heizwert am größten. Dieser Unterschied ist bei den fossilen Brennstoffen bei Erdgas mit 10 % am höchsten. Bei Erdgas hängt der Heizwert vergleichsweise stärker von der Zusammensetzung ab. Ist diese bei Brenngasen bekannt, so kann der Heizwert über

$$h_u = \sum x_{iB} \cdot h_{u i} \quad (3-2)$$

berechnet werden, wobei x_{iB} die Massenanteile der brennbaren Gasanteile und $h_{u i}$ deren Heizwert sind. Die Anteile sind in der Regel CH_4 , H_2 und CO , deren Heizwerte in Tabelle 3-1 aufgeführt sind.

Bei festen und flüssigen Brennstoffen liegen die C- und H-Atome in verschiedensten Bindungsarten vor. Berechnet man den Heizwert entsprechend Gl. (3-2) aus dem C- und H Massenanteil der Brennstoffanalyse nach Tabelle 2-1, so ergeben sich folglich zu hohe Heizwerte. Insbesondere, wenn Sauerstoff bereits im Brennstoff vorhanden ist, wie z. B. bei

Methanol, ergeben sich erheblich höhere Heizwerte bei Vererdung der Gl. (3-2). Daher muss der Heizwert von flüssigen und festen Brennstoffen stets experimentell ermittelt werden. Die Heizwerte für die flüssigen Brennstoffe schwanken je nach Quellenangaben etwa $\pm 3\%$. Zu beachten ist die unterschiedliche Dichte bei den flüssigen Brennstoffen, da diese in der Regel nach Volumen (Liter) und nicht nach Masse verkauft werden. So besitzt ein Liter Dieselmotorkraftstoff etwa 14 % mehr Energie als ein Liter Ottomotorkraftstoff. Bei Steinkohlen hängen die Heizwerte von der Zusammensetzung, insbesondere vom Anteil der flüchtigen Bestandteile, ab und können daher etwa $\pm 8\%$ vom angegebenen Mittelwert abweichen. Rohbraunkohle hat einen relativ geringen Heizwert auf Grund des hohen Anteils an flüssigem Wasser. Braunkohlenstaub, der getrocknet ist, besitzt folglich einen höheren Wert. Dieser ist niedriger als der bei Steinkohlen wegen des Gehaltes an Sauerstoff (siehe Tabelle 2-1).

Der Heizwert von Hölzern hängt von deren Art und Feuchtigkeitsgehalt ab. In der Tabelle sind daher nur Anhaltswerte für den trockenen Zustand aufgeführt. Bemerkenswert ist, dass Holz relativ niedrige Heizwerte besitzt, insbesondere für den volumenbezogenen Wert. Daher ist der Energietransport bei Steinkohlen wesentlich effizienter als bei Holz.

Brennstoff	ρ kg/m ³ i.N.	Heizwert		Brennwert	
		MJ/m ³ i. N.	MJ/kg	MJ/m ³ i. N.	MJ/kg
Wasserstoff	0,090	10,8	120	12,8	142
Kohlenmonoxid	1,25	12,6	10,1	12,6	10,1
Methan	0,718	35,9	50,0	39,8	55,4
Propan	2,01	93,2	46,4	101,2	50,3
Erdgas L	0,83	31,8	38,3	35,2	42,4
Erdgas H	0,79	37,4	47,3	41,3	52,3
Kokereigas	0,51	17,5	34,3	19,7	38,6
Gichtgas	1,25 – 1,35	3,3 – 3,7	2,4 – 2,8	3,3 – 3,7	2,5 – 2,8
Biogas	0,92 – 0,98	18 – 21	18 – 23	20 – 24	20 – 25
		GJ/m ³ i. N.			
Heizöl EL	850	36,3	42,7	-	45,4
Heizöl S	950	39,0	41,0	-	43,3
Diesel	840	35,9	42,7	-	45,4
Benzin	730	31,3	42,9	-	46,5
Methanol	812	16,2	19,9	-	22,7
Äthanol	806	21,6	26,8	-	29,7
Graphit	2000	65,6	33,8	-	33,8
Steinkohle	1300	38,6	29,7	-	31,7
Koks	1000	28,7	28,7	-	28,9
Petrolkoks	700	21,6	30,9	-	-
Rohbraunkohle	1200	10,2	8,5	-	10,5
Braunkohlenstaub	1000	19 – 22	19 – 22	-	-
Hölzer (trocken)	700	12 – 15	17 – 21	-	18 – 22

Tabelle 3-1: Anhaltswerte für Heiz- und Brennwerte (Aktuelle Daten siehe Bundesministerium für Wirtschaft: www.bmwi.de)

Je höher der Heizwert von Brennstoffen ist, desto höher ist auch deren Luftbedarf. In Bild 3-2 sind für verschiedene brennbare Stoffe der Luftbedarf und der Heizwert eingezeichnet. Man erkennt, dass ein nahezu linearer Zusammenhang besteht. Zunehmend werden Brennstoffe eingesetzt, die aus Abfall- und Reststoffen hergestellt werden. Deren Zusammensetzung ist

oftmals nicht genau bekannt. Ist jedoch der Heizwert bekannt, kann der Luftbedarf in guter Näherung aus Bild 3-2 ermittelt werden.

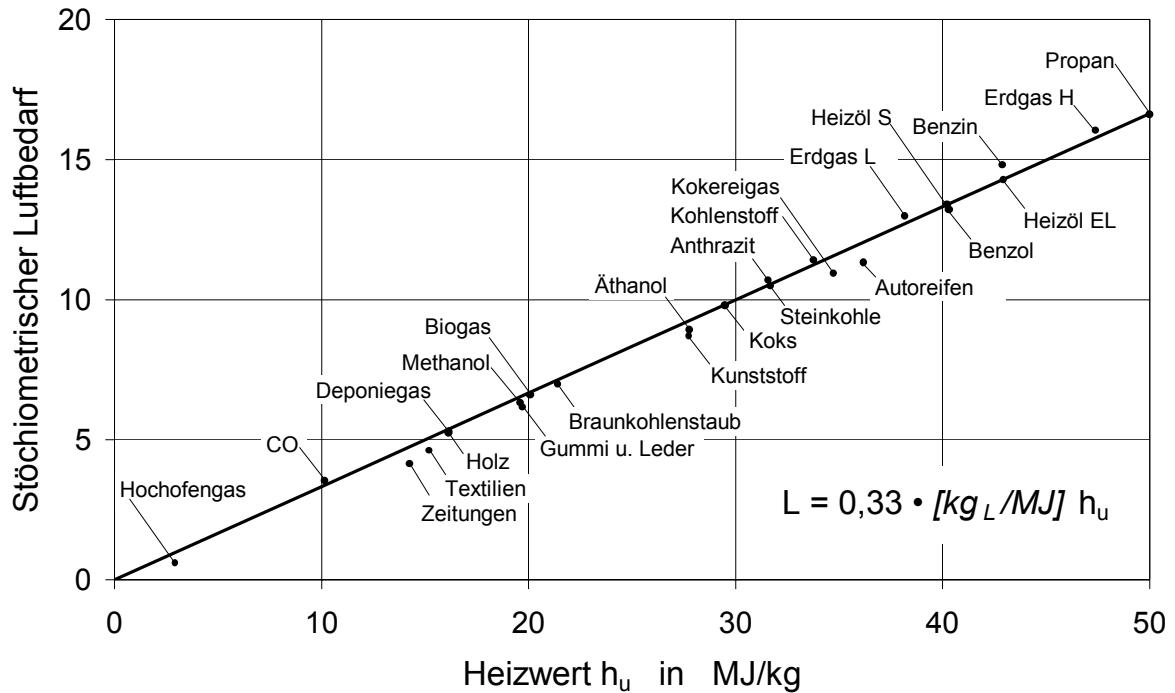


Bild 3-2: Zusammenhang zwischen Heizwert und Luftbedarf

Bei Heizwerten wird die Einheit der Energie oftmals anstatt in kJ in kWh oder bei älteren Quellen in kcal angegeben. Für Angaben von globalen Energieverbräuchen sind noch die Steinkohleneinheit (SKE), die Rohöleinheit (RÖE) und die Erdgaseinheit gebräuchlich. Die Umrechnung der verschiedenen Energieeinheiten ist der Tabelle 3-2 zu entnehmen.

	kJ	kcal	kWh	kg SKE	kg RÖE	m ³ Erdgas
1 Kilojoule (kJ)	-	0,2388	0,000278	0,000034	0,000024	0,000032
1 Kilocalorie (kcal)	4,1868	-	0,001163	0,000143	0,0001	0,00013
1 Kilowattstunde (kWh)	3 600	860	-	0,123	0,086	0,113
1 kg Steinkohleneinheit (SKE)	29 308	7000	8,14	-	0,7	0,923
1 kg Rohöleinheit (RÖE)	41 868	10 000	11,63	1,428	-	1,319
1 m ³ Erdgas	31 736	7 580	8,816	1,083	0,758	-

Tabelle 3-2: Umrechnungen für Energieeinheiten

Die Rohbrennstoffe müssen, wie teilweise im vorherigen Kapitel kurz beschrieben, nach der Gewinnung aus der Erde zur Nutzung aufbereitet werden. Die Aufbereitung kostet Energie. Zählt man die Energie für den Transport und die Speicherung hinzu, so ergibt sich die sogenannte Bereitstellungsenergie. Diese ist für einige Brennstoffe in Tabelle 3-3 zusammengestellt. Andere Quellen geben teilweise leicht abweichende Werte ($\pm 1\%$ des Anteils vom Heizwert) an. Für Erdgas und Erdöl benötigt man demnach etwa 10 bis 13 % und für Steinkohlen 7 % des Heizwertes zur Bereitstellung. Bei Steinkohlen müssen allerdings

nach dem Verbrennungsprozess noch erhebliche Energiemengen zur Entschwefelung und zur Entstaubung aufgebracht werden. Solche Bereitstellungsenergien sind in den Heizwerten nicht enthalten. Diese sind notwendig zur Ermittlung des kumulierten Energieaufwandes im Rahmen von Ökostudien, wie z. B. für Abwasserrohrleitungen bei Jeschar et al. 1995 und 1996 sowie Specht et al. 1996 gezeigt wurde.

Brennstoff	Bereitstellungsenergie	
	in MJ/kg	in % vom Heizwert
Erdgas	4,6	13
Heizöl L	4,7	11
Heizöl S	4,1	10
Steinkohle	2,1	7
Koks	6,0	21
Braunkohle	0,3	3
Strom ohne Verteilung	0.33 kWh _{el} /kWh _{prim}	
Strom mit Verteilung	0.315 kWh _{el} /kWh _{prim}	

Tabelle 3-3: Bereitstellungsenergie für fossile Brennstoffe nach Mauch 1997 und Forschungsstelle für Energiewirtschaft, München

3.2 Verbrennungsgastemperaturen

3.2.1 Bezeichnungen

Das Gas nach der Verbrennung wird als Verbrennungsgas und die Temperatur entsprechend als Verbrennungstemperatur bezeichnet (Bild 3-3). Bei einer adiabaten Verbrennung werden die höchsten Temperaturen erreicht. Bei Temperaturen oberhalb 1800 °C muss berücksichtigt werden, dass aus Gleichgewichtsgründen der Umsatz nicht als vollständig angesehen werden kann. Man unterscheidet dann zwischen der adiabaten Verbrennungstemperatur mit und ohne Dissoziation von Gaskomponenten. Diese Temperaturen wurden früher auch als theoretische bzw. kalorische Verbrennungsgastemperatur bezeichnet.

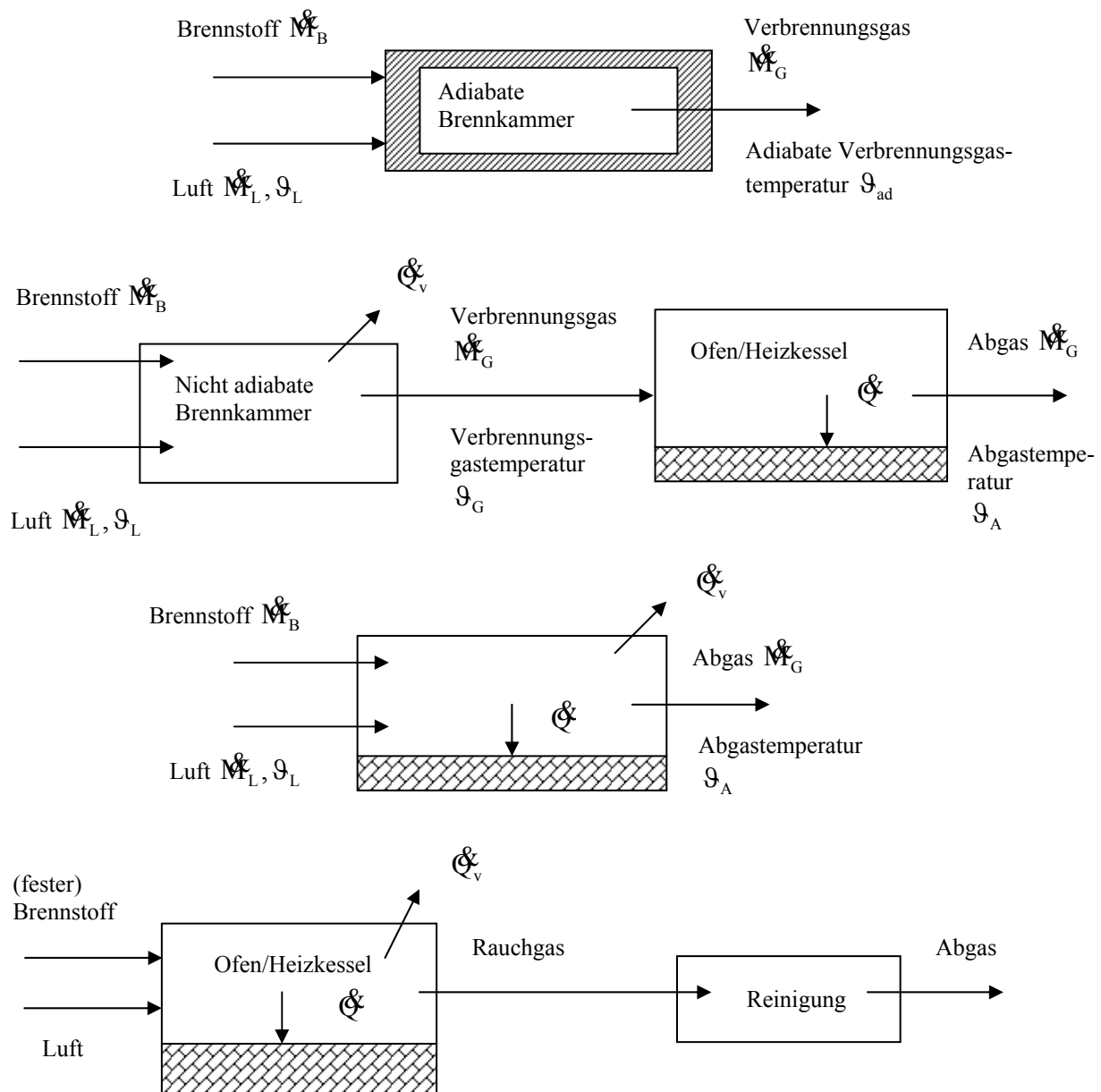


Bild 3-3: Verbrennungstemperaturen

Das nach der vollständigen Nutzung in die Umgebung abgegebene Gas wird als Abgas und die zugehörige Temperatur als Abgastemperatur bezeichnet. Die Verbrennung mit Wärmeabgabe kann entsprechend Bild 3-2 in zwei hintereinander geschalteten Apparaten oder auch nur in einem Apparat durchgeführt werden. Enthält das Gas nach der Verbrennung Staub, wie z. B. bei festen Brennstoffen oder stauberzeugenden Gütern, so wird es als Rauchgas bezeichnet. Erst nach der Reinigung ist es ein Abgas.

3.2.2 Adiabate Verbrennungstemperatur

Die Verbrennung in einer adiabaten Brennkammer ergibt die höchste Temperatur des Gases. Diese adiabate Verbrennungsgastemperatur ϑ_{ad} erhält man aus der Energiebilanz um die Brennkammer entsprechend Bild 3-2.

$$\dot{M}_B \cdot (h_u + c_{pB} \cdot \vartheta_B) + \dot{M}_L \cdot c_{pL} \cdot \vartheta_L = \dot{M}_G \cdot \bar{c}_{pG} \cdot \vartheta_{ad} + \dot{M}_G \cdot \Delta h_{diss} \quad (3-3)$$

Energie wird mit dem Massenstrom des Brennstoffs \dot{M}_B und der Verbrennungsluft \dot{M}_L zugeführt. Die mit dem Brennstoff zugeführte Enthalpie $c_B \cdot \vartheta_B$ ist gegenüber dem Heizwert h_u vernachlässigbar. Ausnahme sind lediglich heiße Schwachgase. Abgeführt wird die Enthalpie des Verbrennungsgasmassenstroms \dot{M}_G und Dissoziationsenthalpie der nicht vollständig oxidierten Gaskomponenten.

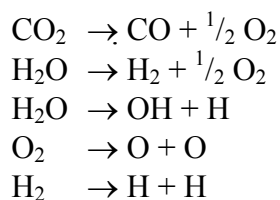
Für die Dissoziationsenthalpie gilt

$$\Delta h_{diss} = x_{CO} \cdot \frac{\Delta \tilde{h}_{CO}}{\tilde{M}_{CO}} + x_{H_2} \cdot \frac{\Delta \tilde{h}_{H_2}}{\tilde{M}_{H_2}} + x_O \cdot \frac{\Delta \tilde{h}_O}{\tilde{M}_O} + x_H \cdot \frac{\Delta \tilde{h}_H}{\tilde{M}_H}, \quad (3-4)$$

oder

$$\Delta h_{diss} = \tilde{x}_{CO} \cdot \frac{\rho_{CO}}{\rho_G} \cdot \frac{\Delta \tilde{h}_{CO}}{\tilde{M}_{CO}} + \tilde{x}_{H_2} \cdot \frac{\rho_{H_2}}{\rho_G} \cdot \frac{\Delta \tilde{h}_{H_2}}{\tilde{M}_{H_2}} + \tilde{x}_O \cdot \frac{\rho_O}{\rho_G} \cdot \frac{\Delta \tilde{h}_O}{\tilde{M}_O} + \tilde{x}_H \cdot \frac{\rho_H}{\rho_G} \cdot \frac{\Delta \tilde{h}_H}{\tilde{M}_H}, \quad (3-5)$$

wobei ρ_G die Dichte des Gases nach Gl. (2-45) und $\Delta \tilde{h}_i$ die Dissoziationsenthalpien der Reaktionen wie



usw. sind (Tabelle 2-6).

In Gl. (3-3) bedeuten noch c_{pB} und c_{pL} die spez. Wärmekapazität des Brennstoffs bzw. der Luft und \bar{c}_{pG} die mittlere spezifische Wärmekapazität des Gases nach der Verbrennung.

Die spezifische Wärmekapazität ist temperaturabhängig. Daher muss entsprechend der Definition der Enthalpie bei der Bilanzierung zwischen der Luft- und Gastemperatur ein mittlerer Wert eingeführt werden

$$\Delta h_{LG} = \int_{\vartheta_L}^{\vartheta_G} c_p(\vartheta) \cdot d\vartheta = \bar{c}_{pG} \cdot (\vartheta_G - \vartheta_L). \quad (3-6)$$

Für diesen gilt folglich

$$\bar{c}_{pG} = \frac{1}{T_G - T_L} \cdot \int_{T_L}^{T_G} c_p(T) \cdot dT \quad (3-7)$$

wobei zweckmäßigerweise absolute Temperaturen verwendet werden. Die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität einer Gaskomponente kann nämlich sehr gut durch die Potenzfunktion

$$c_p(T) = c_p(T_0) \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^n \quad (3-8)$$

angenähert werden [Müller 1968]. Damit ergibt sich als Mittelwert einer Gaskomponente

$$\frac{\bar{c}_p(T)}{\bar{c}_p(T_0)} = \frac{1}{n+1} \cdot \frac{(T/T_0)^{n+1} - 1}{T/T_0 - 1}. \quad (3-9)$$

Die mittlere spezifische Wärmekapazität des Gasgemisches erhält man aus der massenbezogenen Wichtung der spezifischen Wärmekapazität der einzelnen Komponenten

$$\bar{c}_{pG} = \sum x_{iG} \cdot \bar{c}_{pi} = \frac{1}{\rho_G} \cdot \sum \tilde{x}_{iG} \cdot \rho_i \cdot \bar{c}_{pi}. \quad (3-10)$$

In Tabelle 3-4 sind die spezifischen Wärmekapazitäten mit den dazugehörigen Exponenten n und die Dichten für die wichtigsten Gaskomponenten aufgeführt. Bild 3-4 zeigt die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität des Verbrennungsgases für vier typische Brennstoffe.

Für die Massenströme gilt

$$\dot{M}_L = \lambda \cdot L \cdot \dot{M}_B \quad (3-11)$$

und

$$\dot{M}_G = \dot{M}_B + \dot{M}_L = \dot{M}_B (1 + \lambda \cdot L). \quad (3-12)$$

Mit diesen beiden Gleichungen ergibt sich aus der Energiebilanz (3-3) für die adiabate Verbrennungstemperatur

$$\vartheta_{ad} = \frac{h_u}{(1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pG}} - \frac{\Delta h_{diss}}{\bar{c}_{pG}} + \frac{\lambda \cdot L}{1 + \lambda \cdot L} \cdot \frac{c_{pL}}{\bar{c}_{pG}} \cdot \vartheta_L. \quad (3-13)$$

Gas	c_p kJ/(kgK)	n -	ρ kg/m ³	\tilde{M} kg/kmol
N ₂	1,00	0,11	1,234	28,0
O ₂	0,90	0,15	1,410	32,0
CO ₂	0,84	0,30	1,939	44,0
H ₂ O	1,75	0,20	0,793	18,0
CO	1,00	0,12	1,234	28,0
H ₂	14,2	0,05	0,088	2,0

Tabelle 3-4: Spez. Wärmekapazität und Dichte bei 273 K und 1 bar

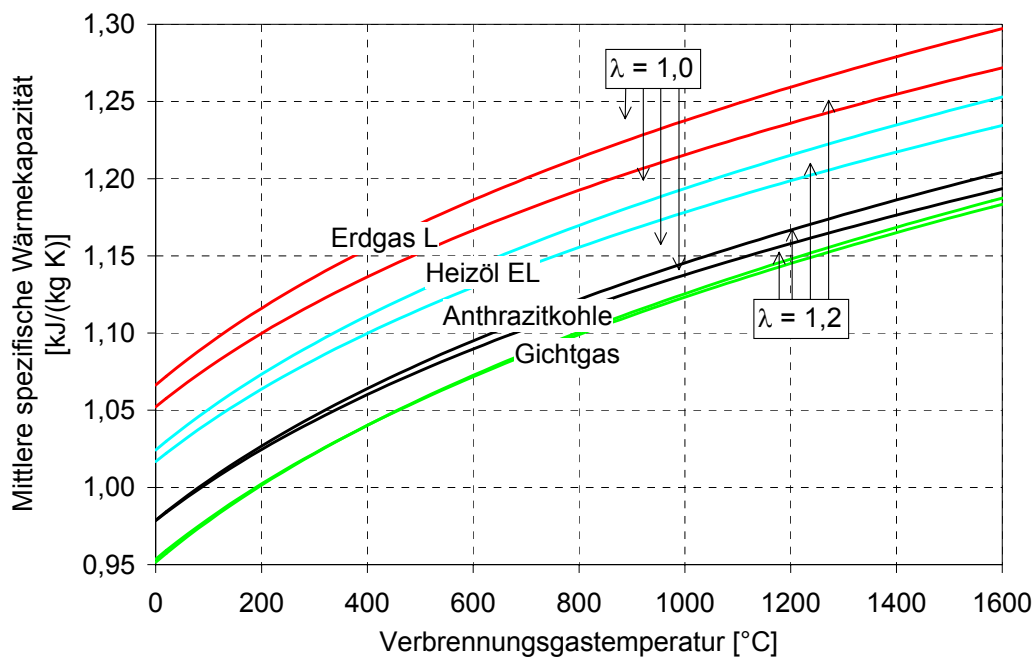


Bild 3-4: Mittlere spezifische Wärmekapazität des Verbrennungsgases

In Bild 3-5 wird die adiabate Verbrennungsgastemperatur nach Gl. (3-13) und die zugehörigen Konzentrationen bei der Verbrennung von Erdgas mit einer auf 800 °C vorgewärmten Luft gezeigt. Hieraus ist ersichtlich, dass sich die maximale Temperatur nicht bei einer stöchiometrischen Verbrennung ($\lambda = 1$) sondern, bei einer unterstöchiometrischen Verbrennung mit etwa $\lambda = 0,9$ ergibt. Die umgesetzte Enthalpie ist in diesem Fall zwar geringer als bei $\lambda = 1$, der Luftbedarf L ist jedoch ebenfalls geringer. Die verschiedenen Komponenten erreichen bei unterschiedlichen Luftzahlen ihre maximalen Konzentrationen.

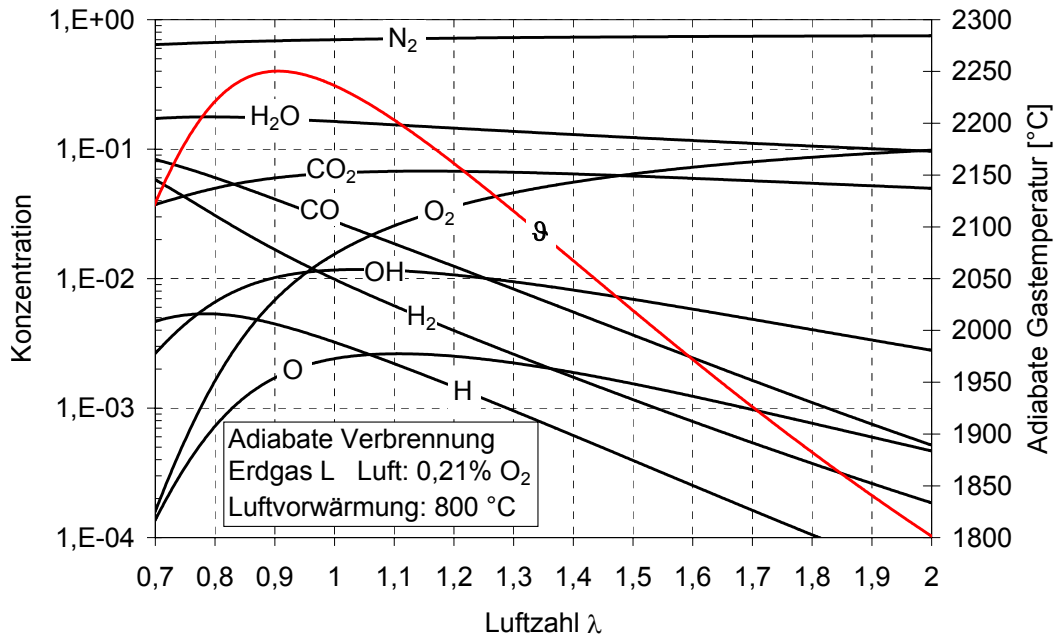


Bild 3-5: Temperatur und Konzentration bei der adiabaten Verbrennung von Erdgas L

In Bild 3-6 wird der Einfluss der Dissoziation auf die adiabate Verbrennungsgastemperatur beschrieben. Bei dem obersten Temperaturverlauf ist die Dissoziation nicht berücksichtigt. Der maximale Wert ergibt sich in diesem Fall bei $\lambda = 1$. Bei der mittleren Kurve ist die Dissoziation von CO_2 und H_2O berücksichtigt, bei der unteren Kurve zusätzlich auch die von O_2 und H_2 . Aus dem Bild ist ersichtlich, dass die Dissoziation nur etwa oberhalb Temperaturen von 1800 °C einen Einfluss ausübt und dass die Dissoziation von O_2 und H_2 bis zu Temperaturen von etwa 2300 °C noch vernachlässigbar ist.

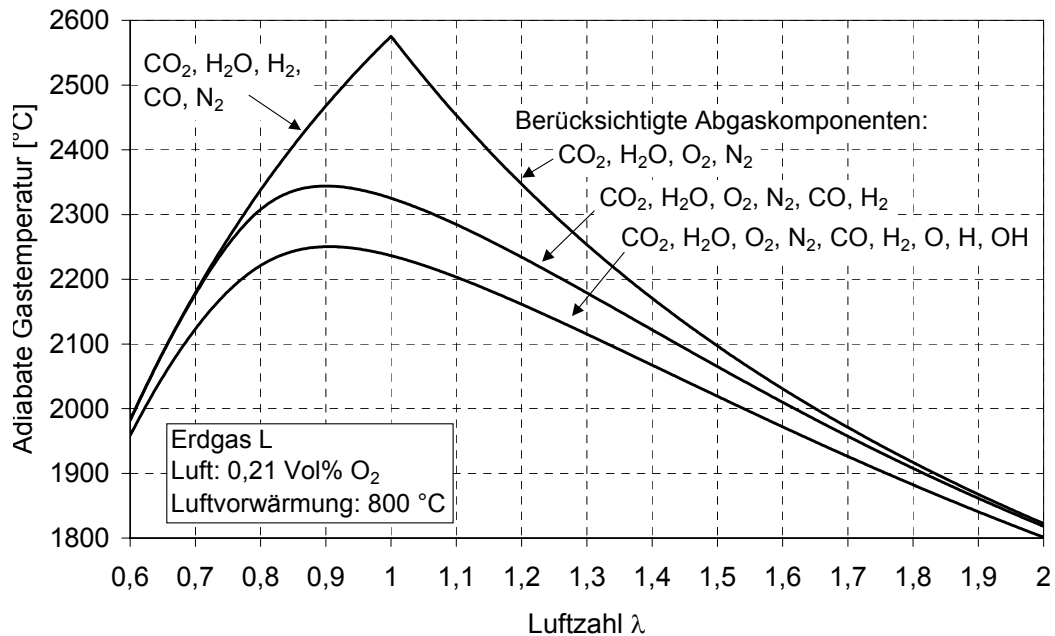


Bild 3-6: Vergleich der Gastemperatur mit und ohne Dissoziation

Ist die Luft nur wenig vorgewärmt, so beträgt die Enthalpie der Luft $\lambda \cdot L \cdot c_{pL} \cdot \vartheta_L$ nur etwa 1 bis 3 % des Heizwertes. Dann kann näherungsweise

$$\lambda \cdot L \cdot c_{pL} \approx (1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pG} \quad (3-14)$$

gesetzt werden. Für die Verbrennungsgastemperatur folgt somit

$$\vartheta_{ad} \approx \frac{h_u}{(1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pG}} - \frac{\Delta h_{diss}}{\bar{c}_{pG}} + \vartheta_L \quad (3-15)$$

Diese Temperatur ist demnach umso niedriger, je höher die Luftzahl ist, und umso höher, je höher die Luftvorwärmung und je höher der O₂-Gehalt der Verbrennungsluft und je niedriger damit der Luftbedarf ist.

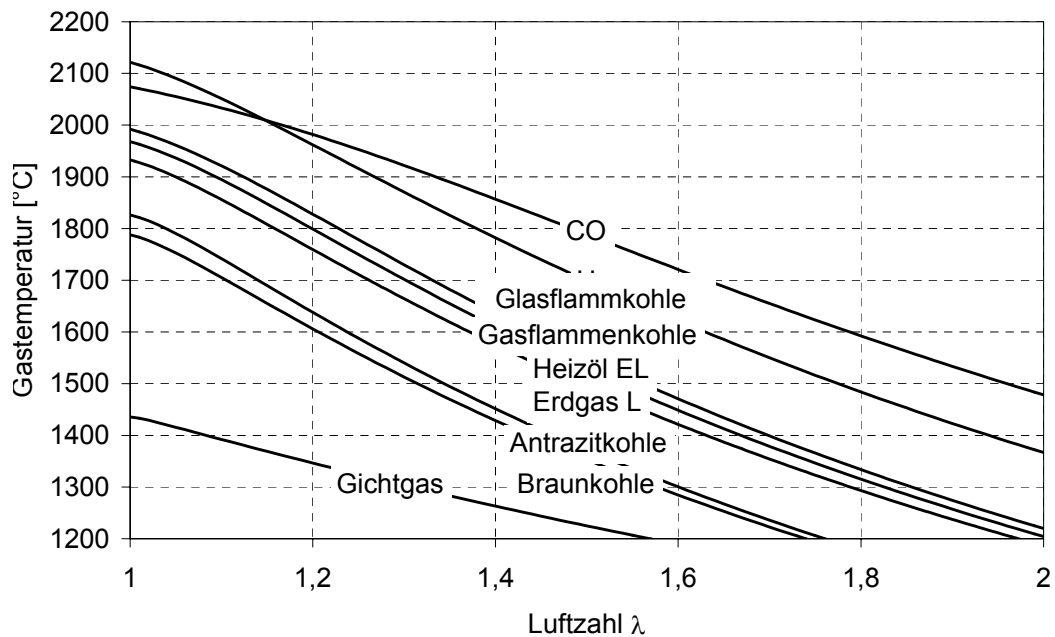


Bild 3-7: Adiabate Verbrennungstemperatur mit Dissoziation

Bild 3-7 zeigt die adiabate Flammentemperatur für typische Brennstoffe. Bei Heizöl ergibt sich nur eine geringfügig höhere Verbrennungsgastemperatur als bei Erdgas. Kohlen besitzen dagegen etwas niedrigere Verbrennungsgastemperaturen. Schwachgase wie Gichtgase ergeben nur niedrige Verbrennungsgastemperaturen. Daher zünden und verbrennen die Gase relativ schlecht, weshalb in diesen Fällen die Luft oft vorgewärmt wird. Kohlenmonoxid und Wasserstoff ergeben vergleichsweise die höchsten Verbrennungstemperaturen.

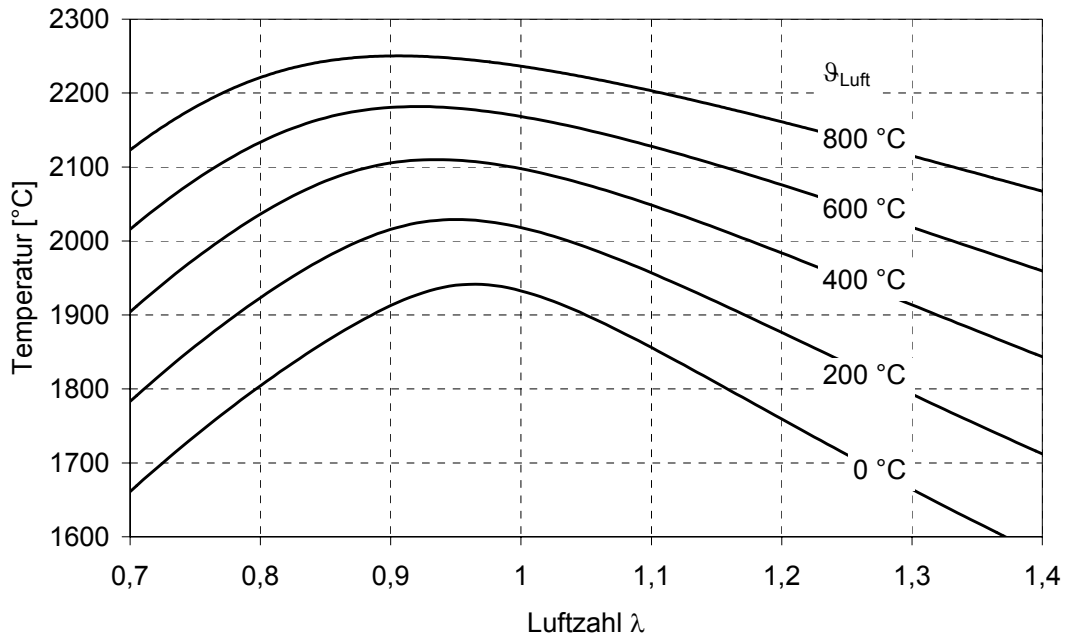


Bild 3-8: Einfluss der Luftvorwärmung auf die Verbrennungsgastemperatur

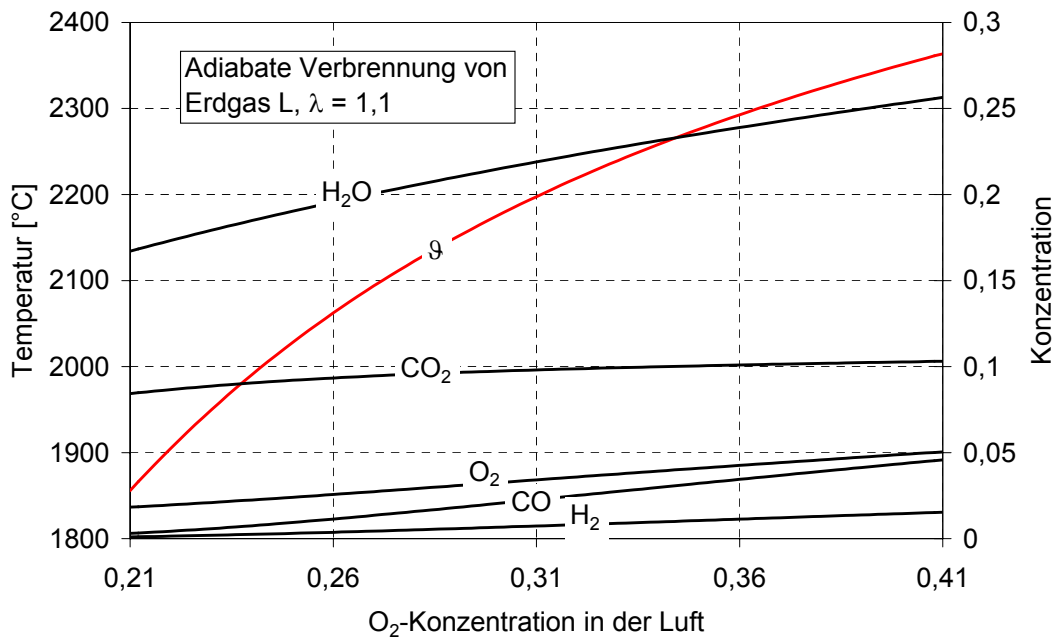


Bild 3-9: Einfluss der O₂-Anreicherung

Der Einfluss der Luftvorwärmung auf die adiabate Verbrennungsgastemperatur ist in [Bild 3-8](#) wiederum am Beispiel von Erdgas dargestellt. Je höher die Temperatur ist, desto geringer wird der Einfluss der Luftvorwärmung auf die adiabate Verbrennungsgastemperatur, da größere Anteile dissoziieren.

In [Bild 3-9](#) ist schließlich noch der Einfluss der O₂-Anreicherung der Luft dargestellt. Durch relativ geringe Sauerstoffanreicherungen lässt sich die adiabate Flammentemperatur bereits erheblich steigern.

3.2.3 Nichtadiabate Verbrennungsgas- und Abgastemperatur

In realen Brennkammern sind stets Wandverluste vorhanden. Da eine Verbrennung in der Regel mit Luftzahlen größer 1,1 durchgeführt wird, ist die Temperatur so niedrig, dass die Dissoziation vernachlässigt werden kann. Die Energiebilanz lautet dann

$$\dot{M}_B \cdot h_u + \dot{M}_L \cdot c_{pL} \cdot \vartheta_L = \dot{M}_G \cdot \bar{c}_{pG} \cdot \vartheta_G + \dot{Q}_V, \quad (3-16)$$

wobei \dot{Q}_V der Verlustwärmestrom ist. Mit der Näherung (3-14) ergibt sich für die Temperatur des Verbrennungsgases

$$\vartheta_G = \frac{h_u - \dot{Q}_V / \dot{M}_B}{(1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pG}} + \vartheta_L. \quad (3-17)$$

Gibt das Verbrennungsgas den Nutzwärmestrom \dot{Q} ab, so lautet die Energiebilanz

$$\dot{M}_B \cdot h_u + \dot{M}_L \cdot c_{pL} \cdot \vartheta_L = \dot{M}_G \cdot \bar{c}_{pG} \cdot \vartheta_A + \dot{Q}_V + \dot{Q} \quad (3-20)$$

wobei ϑ_A dann die Abgastemperatur ist. Für diese erhält man hieraus mit Gl. (3-14)

$$\vartheta_A = \frac{\dot{M}_B \cdot h_u - \dot{Q} - \dot{Q}_V}{\dot{M}_B \cdot (1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pA}} + \vartheta_L. \quad (3-21)$$

Die Höhe der Abgastemperatur hängt also von der Wärmeabgabe und damit Art des Prozesses ab.

3.3 Brennstoffbedarf

3.3.1 Feuerungstechnischer Wirkungsgrad

Als Brennstoffbedarf für den benötigten Wärmestrom \dot{Q} des durchzuführenden Prozesses ergibt sich aus der Energiebilanz (3-20)

$$\dot{M}_B \cdot h_u = \frac{\dot{Q}_+ + \dot{Q}_V}{1 - (1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pA} \cdot (\vartheta_A - \vartheta_L) / h_u} \quad (3-22)$$

Zum Vergleich von Prozessen wird der auf den Produktstrom \dot{M} bezogene spezifische Energiebedarf verwendet

$$\frac{\dot{M}_B \cdot h_u}{\dot{M}} = \frac{\Delta h + \dot{Q}_V / \dot{M}}{1 - (1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pA} \cdot (\vartheta_A - \vartheta_L) / h_u} \quad (3-23)$$

wobei Δh die spezifische Enthalpieänderung des Produktes entsprechend

$$\dot{Q} = \dot{M} \cdot \Delta h \quad (3-24)$$

ist.

Zur Beurteilung von Feuerungsanlagen wird der feuerungstechnische Wirkungsgrad

$$\eta_f = \frac{\dot{Q}_+ + \dot{Q}_V}{\dot{M}_B \cdot h_u} \quad (3-25)$$

eingeführt, der das Verhältnis der abgegebenen Wärme zur eingesetzten Brennstoffenergie angibt. Mit Gl. (3-22) erhält man

$$\eta_f = 1 - \frac{(1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pA} \cdot (\vartheta_A - \vartheta_L)}{h_u} \quad (3-26)$$

Dieser Wirkungsgrad ist in Bild 3-10 für die beiden Brennstoffe Erdgas und Heizöl dargestellt. Man erkennt, dass der Wirkungsgrad umso höher ist, je niedriger die Abgastemperatur ist und je mehr sich die Luftzahl dem stöchiometrischen Wert eins annähert. Bei gleicher Abgastemperatur und Luftzahl hat Heizöl zwar einen etwas höheren feuerungstechnischen Wirkungsgrad, in praxi müssen jedoch auf Grund des Säuretaupunktes bei Heizölfeuerungen höhere Abgastemperaturen eingehalten werden als bei Erdgasfeuerungen.

Zur Beurteilung der Isolierung einer Anlage wird der Apparatewirkungsgrad

$$\eta_a = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_+ + \dot{Q}_V} \quad (3-18)$$

eingeführt, der den benötigten (genutzten) Wärmestrom in Relation zur gesamten Wärmeerzeugung setzt. Zur Beurteilung des Anteils der genutzten Wärme zum aufgewendeten Brennstoff wird der Gesamtwirkungsgrad

$$\eta_{\text{ges}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_B \cdot h_u} \quad (3-27)$$

eingeführt. Mit Gl. (3-18) folgt dann für den Gesamtwirkungsgrad

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_f \cdot \eta_a \cdot \quad (3-28)$$

Dieser ist also kleiner als der feuerungstechnische Wirkungsgrad.

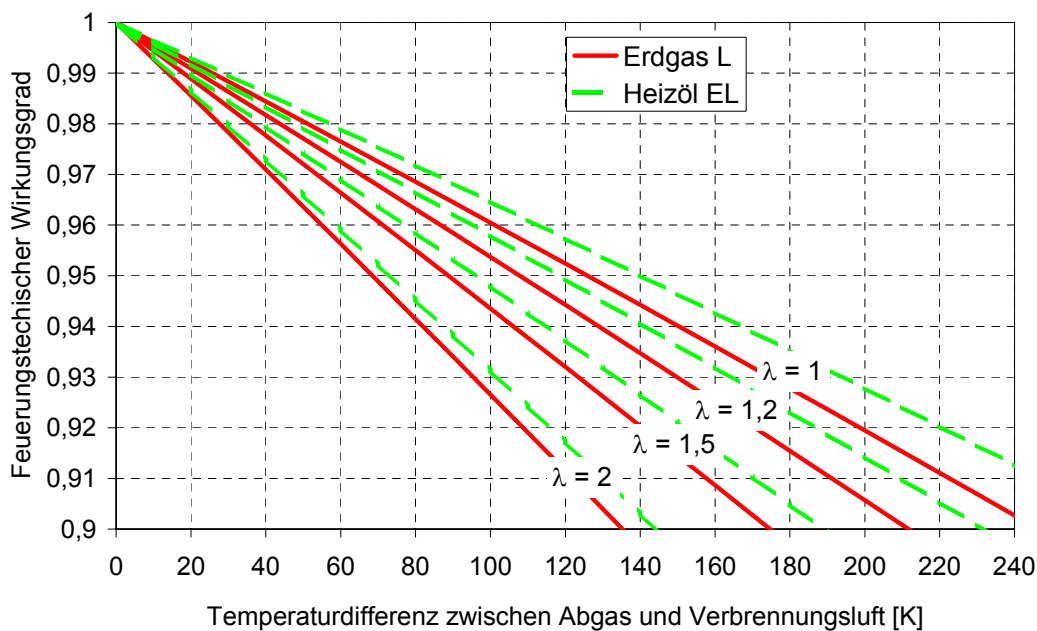


Bild 3-10: Feuerungstechnischer Wirkungsgrad

3.3.2 Wärmerückgewinnung aus dem Abgas

Bei vielen Prozessen der Hochtemperaturtechnik verlassen die Verbrennungsgase den Ofen mit Temperaturen weit oberhalb von 200 °C. In [Bild 3-11](#) ist deshalb der feuerungstechnische Wirkungsgrad bis Austrittstemperaturen von 1000 °C dargestellt. Man erkennt, dass die Wirkungsgrade bis auf etwa 40 % absinken.

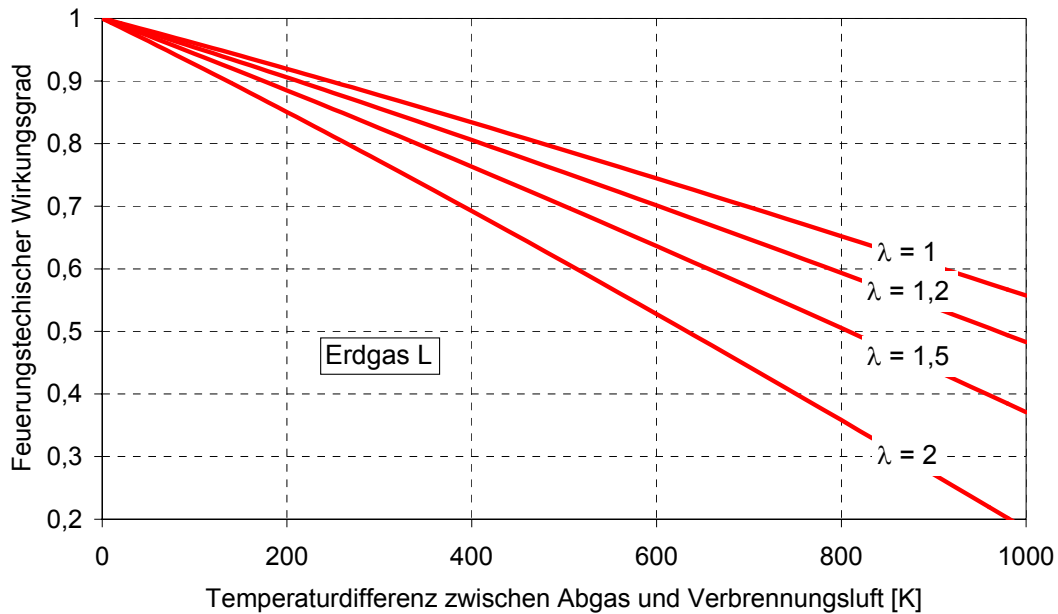


Bild 3-11: Feuerungstechnischer Wirkungsgrad für Erdgas

Zur Senkung des spezifischen Energieverbrauches bietet sich eine Wärmerückgewinnung aus dem heißen Gas an, indem die Umgebungsluft mit der Temperatur ϑ_L in einem Rekuperator auf die Temperatur ϑ_{LV} vorgewärmt wird, wie in Bild 3-12 prinzipiell dargestellt ist. Bezeichnet man den Brennstoffstrom mit und ohne Wärmerückgewinnung mit \dot{M}_B bzw. \dot{M}_{B0} , so lässt sich als Energieeinsparungsgrad

$$E = 1 - \frac{\dot{M}_B \cdot h_u}{\dot{M}_{B0} \cdot h_u} \quad (3-29)$$

definieren.

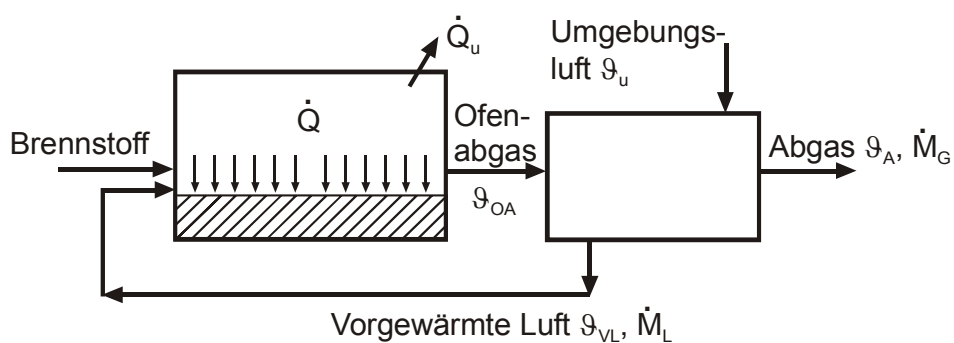


Bild 3-12: Feuerungsanlage mit Wärmerückgewinnung aus dem Abgas

Mit dem Brennstoffverbrauch nach Gleichung (3-22) erhält man daraus

$$E = 1 - \frac{h_u - (1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pAO} \cdot (\vartheta_{AO} - \vartheta_L)}{h_u - (1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pA} \cdot (\vartheta_A - \vartheta_L)} \quad (3-30)$$

wobei ϑ_A die Abgastemperatur hinter dem Rekuperator und ϑ_{AO} die Abgastemperatur des Ofens ist. Diese Temperatur wäre die Abgastemperatur ohne Wärmerückgewinnung. Die Höhe der Luftvorwärmung und damit die Temperaturabsenkung des Abgases hängt von der Güte des Rekuperators ab. Für dessen Beschreibung wird der Wirkungsgrad

$$\eta_R = \frac{\dot{M}_L \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_{LV} - \vartheta_L)}{\dot{M}_L \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_{AO} - \vartheta_L)} = \frac{\dot{M}_G \cdot \bar{c}_{pA} \cdot (\vartheta_{AO} - \vartheta_A)}{\dot{M}_L \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_{AO} - \vartheta_L)} \quad (3-31)$$

definiert, der die Enthalpieaufnahme der Luft bezogen auf deren maximale Enthalpieaufnahme (Erwärmung auf ϑ_{AO}) ist. Damit ergibt sich aus Gleichung (3-30)

$$E = 1 - \frac{h_u - (1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pA} \cdot (\vartheta_{AO} - \vartheta_L)}{h_u - (1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pA} \cdot (\vartheta_{AO} - \vartheta_L) \cdot \left(1 - \eta_R \cdot \frac{\lambda \cdot L \cdot c_{pL}}{(1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pA}} \right)} \quad (3-32)$$

und mit dem feuerungstechnischen Wirkungsgrad entsprechend Gleichung (3-26)

$$E = 1 - \frac{\eta_f}{1 - (1 - \eta_f) \cdot \left(1 - \eta_R \cdot \frac{\lambda \cdot L \cdot c_{pL}}{(1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pA}} \right)} \quad (3-33)$$

Dieser Energieeinsparungsgrad ist in Bild 3-13 dargestellt. Hieraus ist ersichtlich, dass sich insbesondere bei niedrigen feuerungstechnischen Wirkungsgraden durch die Wärmerückgewinnung viel Energie einsparen lässt. Bei einem feuerungstechnischen Wirkungsgrad von beispielsweise 0,5 und einem Rekuperatorwirkungsgrad von ebenfalls nur 0,5 ergibt sich eine relative Energieeinsparung von etwa 35 %.

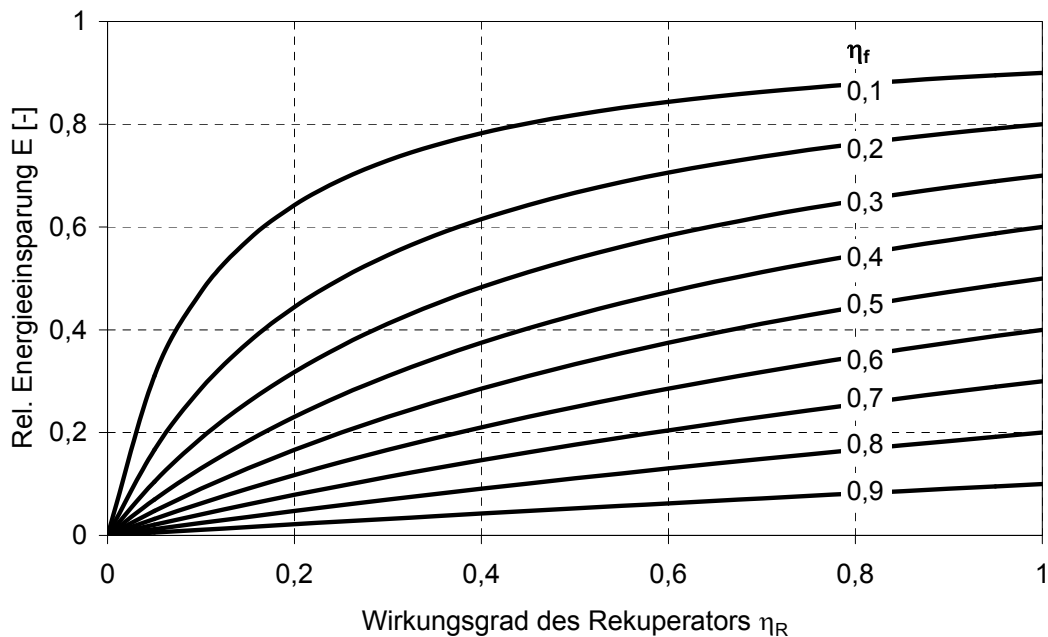


Bild 3-13: Relative Energieeinsparung durch Luftvorwärmung

Der Energieeinsparung stehen allerdings die Investitionskosten des Rekuperators gegenüber. Diese sind bis zu Luftvorwärmtemperaturen von etwa 600 °C noch relativ gering, da sie dann aus Stahl gebaut werden können. Lässt das Verbrennungsgas eine wesentlich höhere Vorwärmung der Luft zu, so werden hierzu in der Regel Regeneratoren aus keramischen Materialien eingesetzt. Es ist zu beachten, dass eine Luftvorwärmung problematisch werden kann bei Abgasen, die einen hohen Staubanteil oder flüssige Metalloxide (Anbackungen an den Wänden) oder korrosiv wirkende Spurengase enthalten.

3.3.3 Wärmerückgewinnung durch Brennstoffvorwärmung

Bei heizwertarmen Brennstoffen kann eine Wärmerückgewinnung aus dem Abgas wirtschaftlich sein, bei der nicht nur die Verbrennungsluft, sondern auch der Brennstoff vorgewärmt wird. In Bild 3-14 ist die Anordnung der Rekuperatoren und der Temperaturverlauf schematisch dargestellt. Hierbei wird vom Abgas der Ofenanlage zuerst die Luft auf die Temperatur ϑ_{LV} und dann der Brennstoff auf die Temperatur ϑ_{BV} vorgewärmt. Das Verbrennungsgas kühlt sich im ersten Rekuperator auf die Temperatur ϑ_{AL} und dann auf die endgültige Abgastemperatur ϑ_A ab. Für den Wirkungsgrad des Luftrekuperators gilt entsprechend Gl. (3-31)

$$\eta_{RL} = \frac{\dot{M}_L \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_{LV} - \vartheta_L)}{\dot{M}_L \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_{AO} - \vartheta_L)} = \frac{\dot{M}_G \cdot \bar{c}_{pA} \cdot (\vartheta_{AO} - \vartheta_{AL})}{\dot{M}_L \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_{AO} - \vartheta_L)} \quad (3-34)$$

und analog für den Brennstoffrekuperator

$$\eta_{RB} = \frac{\dot{M}_B \cdot c_B \cdot (\vartheta_{BV} - \vartheta_L)}{\dot{M}_B \cdot c_B \cdot (\vartheta_{AL} - \vartheta_L)} = \frac{\dot{M}_G \cdot \bar{c}_{pA} \cdot (\vartheta_{AL} - \vartheta_A)}{\dot{M}_B \cdot c_B \cdot (\vartheta_{AL} - \vartheta_L)} \quad (3-35)$$

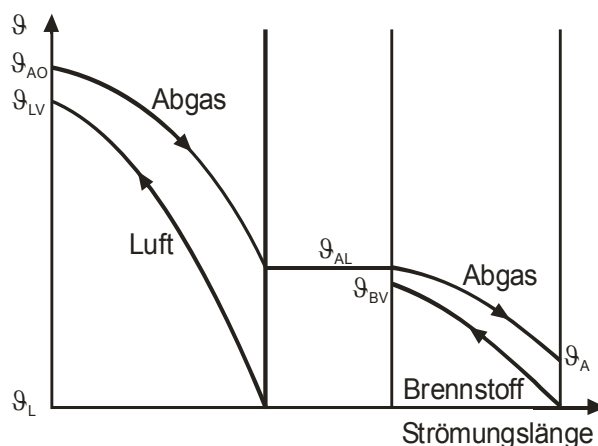
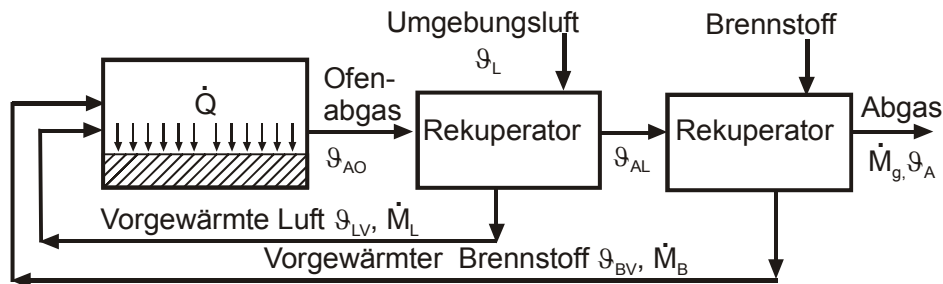


Bild 3-14: Prinzip der Luft- und Brennvorwärmung

Ersetzt man in Gl. (3-30) für die Energieeinsparung die Temperatur ϑ_A durch Gl. (3-35) und die Temperatur ϑ_{AL} durch Gl. (3-34) so folgt mit dem feuerungstechnischen Wirkungsgrad nach Gl. (3-26) für $\vartheta_A = \vartheta_{AO}$

$$E = 1 - \frac{\eta_f}{1 - (1 - \eta_f) \cdot (1 - \eta_{RL}^*) \cdot (1 - \eta_{RB}^*)} \quad (3-36)$$

mit

$$\eta_{RL}^* = \eta_{RL} \cdot \frac{\lambda \cdot L \cdot c_{pL}}{(1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pA}} \quad (3-37)$$

und

$$\eta_{RB}^* = \eta_{RB} \cdot \frac{c_B}{(1 + \lambda \cdot L) \cdot \bar{c}_{pA}} \quad (3-38)$$

Die Energieeinsparung ist in Bild 3-15 in Abhängigkeit vom Luftbedarf dargestellt, und zwar beispielhaft für $\lambda = 1,1$ und $c_{pL}/\bar{c}_{pA} = 0,9$ sowie $c_B/\bar{c}_{pA} = 0,9$. Ebenfalls eingetragen ist die Energieeinsparung E_L nur bei Luftvorwärmung ($\eta_{RB} = 0$). Aus dem Vergleich der Verläufe ist ersichtlich, dass eine Brennstoffvorwärmung nur bei Brennstoffen mit einem Luftbedarf kleiner als $L < 3$ zu einer nennenswerten Energieeinsparung beiträgt. Solch ein niedriger Luftbedarf ist nur bei heizwertarmen Brennstoffen gegeben.

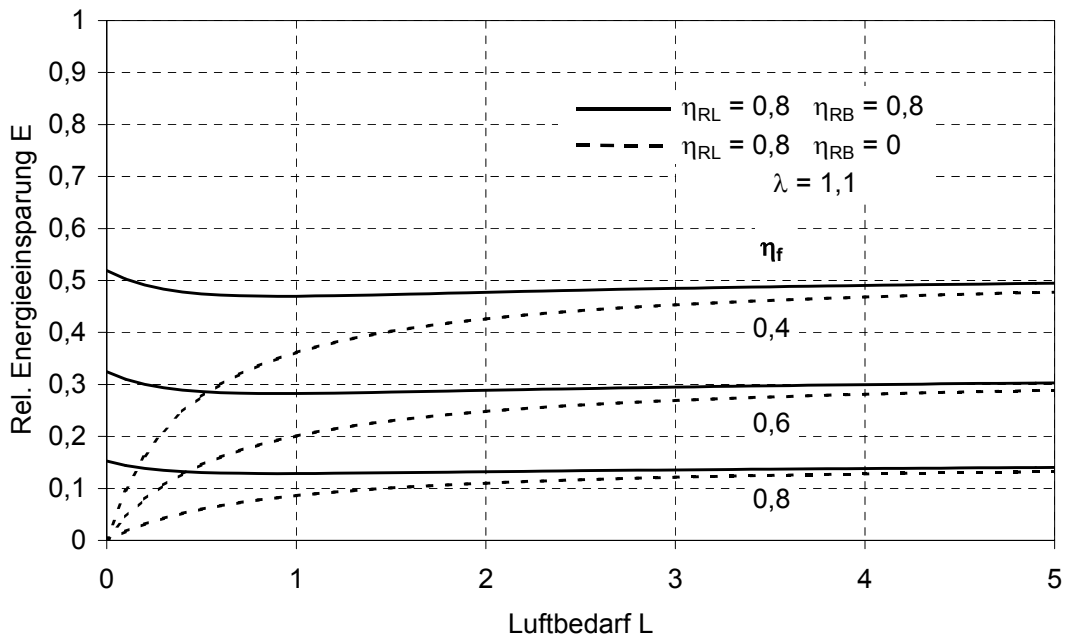


Bild 3-15: Relative Energieeinsparung durch Luft- und Brennstoffvorwärmung

3.3.4 O₂-Anreicherung der Luft

Eine weitere Möglichkeit zur Senkung des spezifischen Energieverbrauches besteht in der Sauerstoffanreicherung der Verbrennungsluft, wie schematisch in Bild 3-16 dargestellt ist. Die Luft aus der Umgebung wird mit reinem Sauerstoff vermischt, so dass die

Verbrennungsluft eine O_2 -Konzentration $\tilde{x}_{O_2L} > 0,21$ oder $x_{O_2L} > 0,23$ besitzt. Nach den Gleichungen (2-4) bzw. (2-5) sinkt dadurch der Luftbedarf und folglich auch der Abgasstrom, wodurch die Abgasverluste vermindert werden.

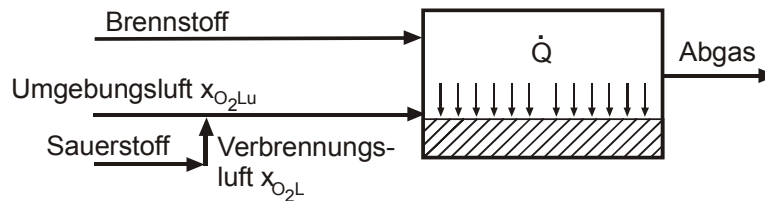


Bild 3-16: Senkung des spezifischen Energieverbrauches durch Sauerstoffanreicherung der Verbrennungsluft

Aus Gleichung (3-22) erhält man mit Gleichung (2-5) für den Brennstoffbedarf

$$\dot{M}_B \cdot h_u = \frac{\dot{Q}}{1 - \left(1 + \frac{\lambda \cdot O}{x_{O_2L}}\right) \cdot \bar{c}_{pA} \cdot (\vartheta_A - \vartheta_L) / h_u} \quad (3-39)$$

Definiert man die relative Energieeinsparung wiederum zu

$$E = 1 - \frac{\dot{M}_B \cdot h_u}{\dot{M}_{B0} \cdot h_u}, \quad (3-40)$$

wobei $\dot{M}_{B0} \cdot h_u$ der auf die O_2 -Konzentration der Umgebungsluft $x_{O_2LU} = 0,23$ bezogene Brennstoffbedarf ist, so folgt aus den obigen beiden Gleichungen

$$E = 1 - \frac{h_u - \left(1 + \frac{\lambda \cdot O}{x_{O_2LU}}\right) \cdot \bar{c}_{pA} \cdot (\vartheta_A - \vartheta_L)}{h_u - \left(1 + \frac{\lambda \cdot O}{x_{O_2L}}\right) \cdot \bar{c}_{pA} \cdot (\vartheta_A - \vartheta_L)} \quad (3-41)$$

In Bild 3-17 ist diese relative Brennstoffeinsparung in Abhängigkeit von der O_2 -Anreicherung der Luft beispielhaft für Erdgas dargestellt. Man erkennt, dass die Brennstoffeinsparung umso höher ist, je höher die Abgastemperatur ist und je stärker die Luftzahl von eins abweicht. Aus der Darstellung ist insbesondere ersichtlich, dass schon geringe Sauerstoffanreicherungen ausreichen, um relativ hohe Brennstoffeinsparungen zu erreichen, und dass eine weitere Anreicherung die Brennstoffeinsparung nur noch geringfügig erhöht.

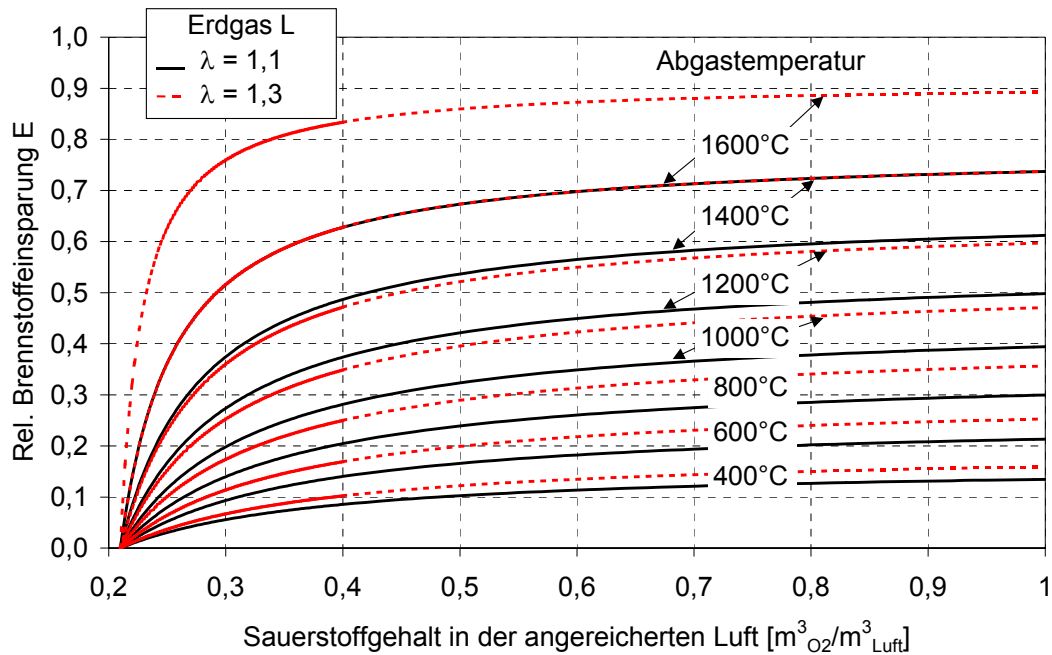


Bild 3-17: Einfluss des Sauerstoffgehalts der Verbrennungsluft auf die relative Brennstoffeinsparung

Den eingesparten Brennstoffkosten stehen jedoch die Sauerstoffkosten gegenüber. Zur wirtschaftlichen Beurteilung der O₂-Anreicherung werden daher die jeweiligen Kosten miteinander verglichen. Beim Betrieb ohne O₂-Anreicherung ergeben sich die Kosten zu

$$K_0 = \dot{M}_{B_0} \cdot k_B, \quad (3-42)$$

wobei \dot{M}_{B_0} der dann benötigte Brennstoffstrom und k_B der Preis des Brennstoffs ist. Beim Betrieb mit O₂-Anreicherung fallen die Kosten

$$K = \dot{M}_B \cdot k_B + \dot{M}_{O_2} \cdot k_{O_2} \quad (3-43)$$

an, wobei \dot{M}_{O_2} der eingesetzte O₂-Massenstrom und k_{O_2} der Preis des Sauerstoffs ist. Die Investitionskosten für die Installation der O₂-Anreicherung sind vergleichsweise gering und können im Sauerstoffpreis berücksichtigt werden. Die Höhe des O₂- Stromes hängt von der O₂-Anreicherung gemäß

$$\frac{\dot{M}_{O_2}}{\dot{M}_B} = \frac{\lambda \cdot O}{x_{O_2L}} \cdot \frac{x_{O_2L} - x_{O_2LU}}{1 - x_{O_2LU}} \quad (3-44)$$

ab. Definiert man eine Kosteneinsparung analog zur Brennstoffeinsparung

$$E_K = 1 - \frac{K}{K_0}, \quad (3-45)$$

so folgt mit den Gleichungen (3-40) bis (3-44)

$$E_K = E - (1 - E) \cdot \frac{\lambda \cdot O}{x_{O_2L}} \cdot \frac{x_{O_2L} - x_{O_2LU}}{1 - x_{O_2LU}} \cdot \frac{k_{O_2}}{k_B} \quad (3-46)$$

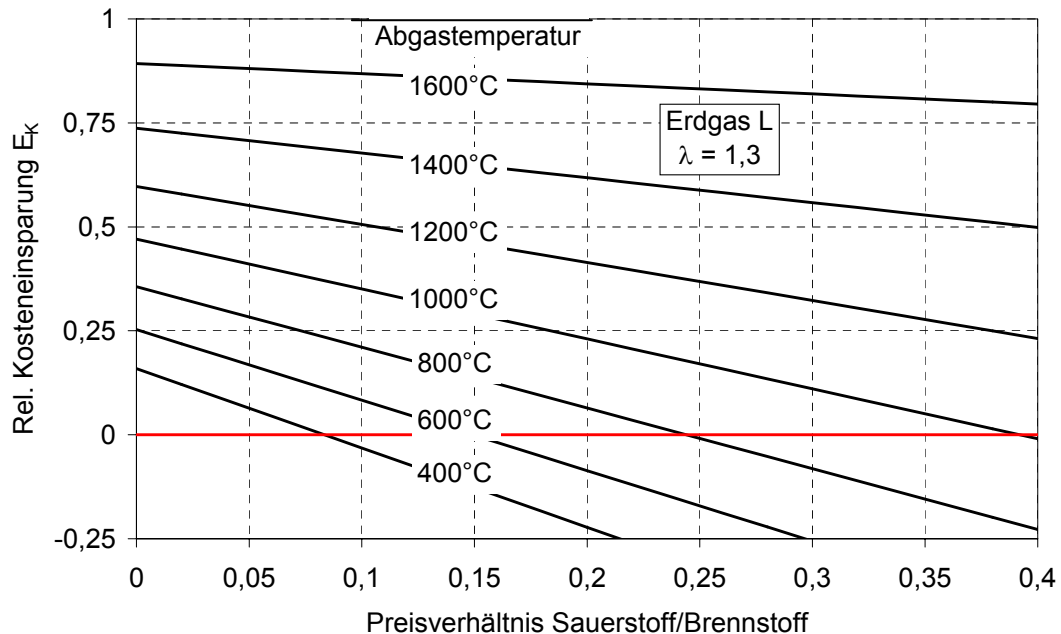


Bild 3-18: Relative Kosteneinsparung für reinen Sauerstoffbetrieb

Diese Gleichung zeigt, dass die Kosteneinsparung nicht von den Einzelpreisen, sondern nur vom Preisverhältnis abhängt. Wegen $k_{O_2} > 0$ ist die Kosteneinsparung stets kleiner als die Energieeinsparung. Nur im Idealfall $k_{O_2} = 0$ werden beide gleich groß. In Bild 3-18 ist die relative Kosteneinsparung in Abhängigkeit vom Preisverhältnis mit der Abgastemperatur als Parameter dargestellt, und zwar beispielhaft für Erdgas bei maximaler O_2 -Anreicherung ($x_{O_2L} = 1$). Die Kosteneinsparung nimmt linear mit steigendem Preisverhältnis ab. Unterhalb der Linie $E_K = 0$ führt die O_2 -Anreicherung zu einer Erhöhung der Kosten. Zur Zeit liegt das Preisverhältnis Sauerstoff zu Brennstoff ungefähr im Bereich 0,2. Demnach erhält man eine Kosteneinsparung erst bei Prozessen mit Abgastemperaturen oberhalb etwa 700 °C.

Das maximale Preisverhältnis, bis zu dem eine O_2 -Anreicherung noch wirtschaftlich ist, ergibt sich aus den Gleichungen (3-41) und (3-46) mit $E_K = 0$ zu

$$\left(\frac{k_{O_2}}{k_B} \right)_{\max} = \frac{\frac{1}{x_{O_2LU}} - 1}{\frac{h_u}{\bar{c}_{pA} \cdot (\vartheta_A - \vartheta_L)} - 1 - \frac{\lambda \cdot O}{x_{O_2LU}}} \quad (3-47)$$

Dieses Preisverhältnis hängt demnach nur von der Abgastemperatur, dem Brennstoff und der Luftzahl ab, dagegen nicht von der Höhe der O_2 -Anreicherung. In Bild 3-19 ist dieses maximale Preisverhältnis in Abhängigkeit von der Abgastemperatur für verschiedene Brennstoffe bei einer Luftzahl von 1,3 gezeigt.

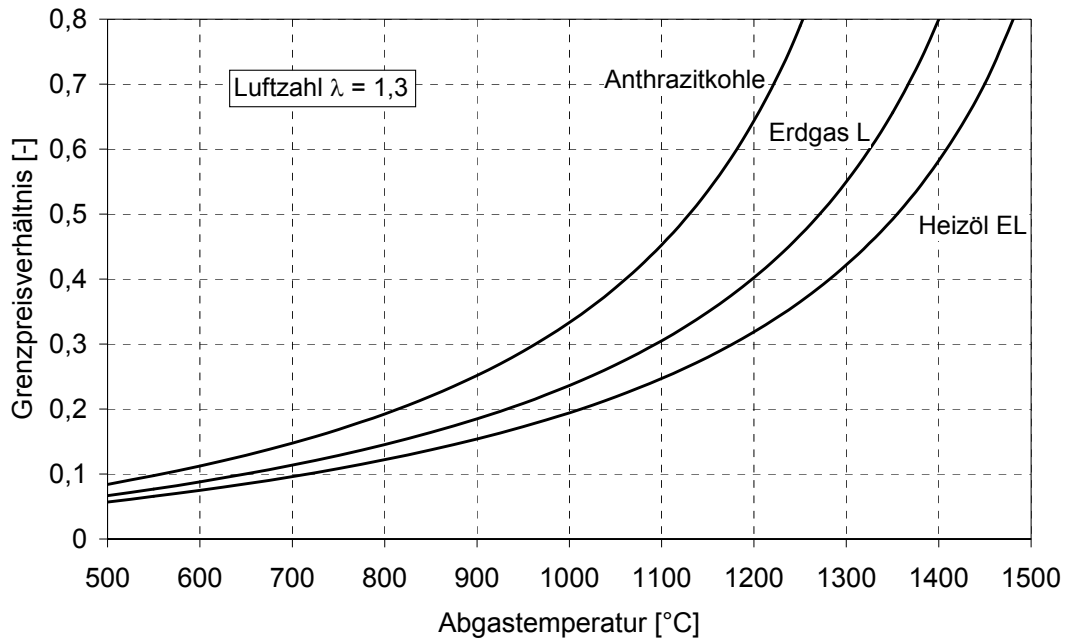


Bild 3-19: Grenzpreisverhältnis bei Sauerstoffanreicherung

Bei den derzeitigen Preisen lohnt sich eine O₂-Anreicherung zur Energieeinsparung in der Regel nicht. Eine Wärmerückgewinnung aus dem Abgas wird wirtschaftlicher sein. Eine O₂-Anreicherung kann jedoch aus anderen Gründen wirtschaftlich werden, beispielsweise wenn dadurch bei einer bestehenden Anlage eine Produktionssteigerung erreicht werden kann oder wenn bei sehr schmutzigen Abgasen, wie aus der Abfallverbrennung, zusätzliche Kosten bei der Abgasreinigung eingespart werden können.

3.4 Haushaltsfeuerungen

Haushaltsfeuerungen sind durch sehr niedrige Prozesstemperaturen gekennzeichnet, die durch die Rücklaufemperatur des Heizwasserkreislaufes gegeben sind. Zur Senkung des Energieverbrauches der privaten Haushalte können der feuerungstechnische Wirkungsgrad erhöht werden und der Brennwert genutzt werden.

3.4.1 Feuerungstechnischer Wirkungsgrad

Zur Energieeinsparung in den privaten Haushalten ist ab dem Jahre 1998 erneut ein höherer Wert für den feuerungstechnischen Wirkungsgrad der Heizungsanlagen vorgeschrieben (Tabelle 3-5). Je nach Größe der Anlage müssen die Wirkungsgrade oberhalb 89 bis 91 % liegen. Bei Altanlagen wird die Luft in der Regel durch die Injektorwirkung des austretenden Brennstoffs angesaugt. Dadurch ergeben sich Luftzahlen in der Größenordnung von drei, so dass entsprechend Bild 3-10 der geforderte Wirkungsgrad nicht eingehalten werden kann. Moderne Anlagen haben daher eine geregelte Luftzufuhr, um möglichst niedrige Luftzahlen, in der Regel um 1,1, einzustellen. Mit einer zusätzlich leicht abgesenkten Abgastemperatur erreichen moderne (konventionelle) Heizanlagen feuerungstechnische Wirkungsgrade um 94 %. Auf die sich hierbei eventuell ergebende Kondensatproblematik an den Schornsteinwänden auf Grund des höheren Wasserdampfanteils und damit der höheren Taupunkttemperatur wird hier nicht weiter eingegangen.

Nennwärmeleistung in kW	bis 1983	ab 1983	ab 1988	ab 1998
4 – 25	15	14	12	11
25 – 50	14	13	11	10
> 50	13	12	10	9

Tabelle 3-5: Grenzwerte in % für Abgasverluste bei Öl- und Gasfeuerungsanlagen nach Baujahr

3.4.2 Brennwertnutzung

In der Heizungstechnik kann auf Grund des niedrigen Temperaturniveaus der Prozesswärme Brennstoffenergie durch Brennwertnutzung eingespart werden. Hierbei wird ein Teil der Kondensationsenthalpie des Wasserdampfes im Abgas genutzt. Die Feuchte des Abgases wurde bereits mit Bild 2-10 erläutert. Die Taupunkttemperatur des Abgases ist in Bild 2-11 dargestellt. Danach muss das Abgas bei Erdgas unter 60 °C und bei Heizöl sogar unter 50 °C abgekühlt werden, bevor der Dampf kondensiert. Da Erdgas zudem noch den höheren Anteil an Wasserdampf besitzt, hat dieser Brennstoff den überwiegenden Marktanteil bei der Brennwertnutzung.

Je mehr das Abgas abgekühlt wird, desto mehr kondensiert folglich. Zur Beurteilung der Brennwertnutzung wird der Kondensationsgrad

$$\eta_{\text{Kon}} = 1 - \frac{x_{\text{H}_2\text{O}}(\mathcal{G}_A)}{x_{\text{H}_2\text{O}}(\mathcal{G}_t)} \quad (3-48)$$

eingeführt, wobei $x_{\text{H}_2\text{O}}(\vartheta_A)$ die Sättigungsfeuchte des Abgases der Temperatur ϑ_A und $x_{\text{H}_2\text{O}}(\vartheta_t)$ die Sättigungsfeuchte entsprechend Bild 2-10 bei der Taupunkttemperatur ist. Diese Feuchte ist die des Verbrennungsgases. Mit Gleichung (2-25) ergibt sich hieraus

$$\eta_{\text{gl}} = 1 - \frac{p_{\text{H}_2\text{O}}(\vartheta_A)}{p_{\text{gl}}(\vartheta_t)} \cdot \frac{p - p_{\text{gl}}(\vartheta_t)}{p - p_{\text{H}_2\text{O}}(\vartheta_A)} \quad (3-49)$$

mit den Gleichgewichtsdampfdruck des p_{gl} nach Gl. (2-26)

$$p_{\text{gl}}(\vartheta) = p_0 \cdot \exp\left[-\frac{\Delta h_{\text{Kon}}}{R_{\text{H}_2\text{O}}} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right)\right] \quad (3-50)$$

In Bild 3-20 ist der Kondensationsgrad in Abhängigkeit von der Abgastemperatur bei verschiedenen Luftzahlen für Erdgas und Heizöl dargestellt. Je niedriger die Luftzahl ist, desto mehr kondensiert.

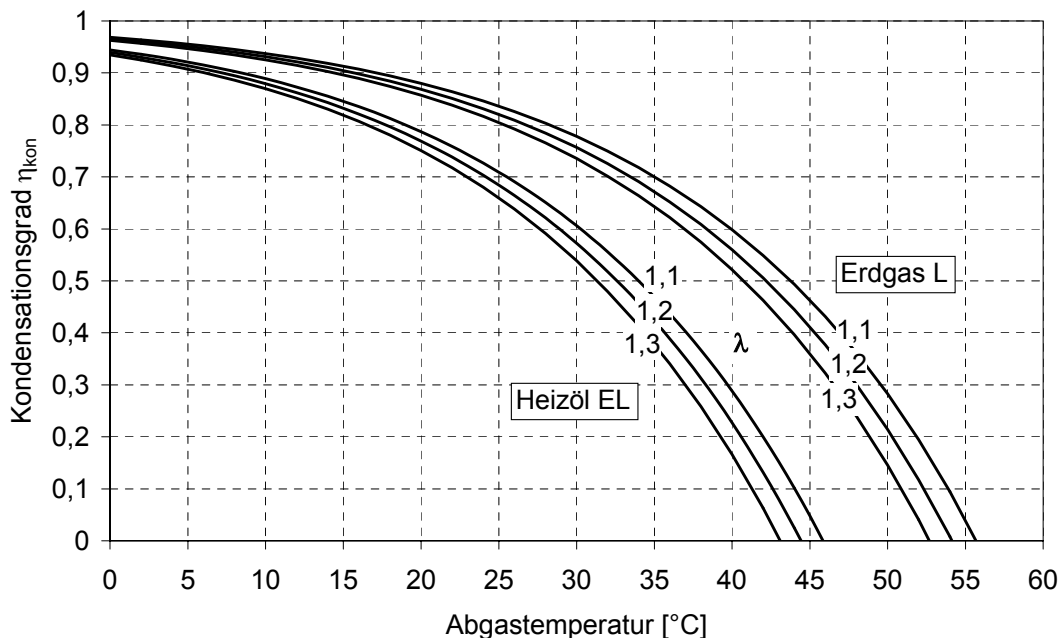


Bild 3-20: Kondensationsgrad Brennwertnutzung

Die Energieeinsparung beträgt

$$E = \eta_{\text{Kon}} \cdot \frac{H_0 - h_u}{h_u}, \quad (3-51)$$

wobei H_0 der Brennwert ist. Der Unterschied zum Heizwert ist bei Erdgas im Vergleich zu den anderen fossilen Brennstoffen am höchsten und beträgt entsprechend Tabelle 3-1 10,5 %. Bei einer maximalen Heiztemperatur von 40 °C mit einer Rücklauftemperatur des Heizungswassers von 30 °C ist eine Abkühlung des Abgases bis etwa 40 °C möglich. Nach Bild 3-20 beträgt dann die Brennwertnutzung 60 %. Der feuerungstechnische Wirkungsgrad beträgt bei dieser Abgastemperatur gemäß Bild 3-6 99 %. Der gesamte feuerungstechnische Wirkungsgrad bei Brennwertnutzung kann somit maximale Werte von 105 % (bezogen auf den Heizwert) erreichen. Gegenüber modernen konventionellen Heizungen mit

feuerungstechnischen Wirkungsgraden bis zu 94 % ist somit eine Energieeinsparung von rund 11 % möglich. Diese Einsparung besteht somit zu 6 % aus der Brennwertnutzung und zu 5 % aus der Senkung der Abgasverluste.

Der feuerungstechnische Wirkungsgrad ist traditionell auf den Heizwert bezogen, weshalb sich in der Brennwerttechnik Wirkungsgrade größer als eins eingebürgert haben. Bildet man thermodynamisch korrekter diesen Wirkungsgrad mit dem Brennwert, so ergibt sich der in Bild 3-21 gezeigte Verlauf für die beiden Brennstoffe Erdgas und Heizöl. Anhand dieser Darstellung lässt sich die Erhöhung des Wirkungsgrades durch eine Absenkung der Abgastemperatur direkt ablesen. Beispielsweise erhält man bei einer Erdgasfeuerung mit einer Luftzahl von 1,2 durch eine Absenkung der Abgastemperatur von 120 °C auf 40 °C eine Steigerung des Wirkungsgrades von 84 % auf 94 %. Man erkennt, wie wichtig bei der Brennwertnutzung besonders niedrige Abgastemperaturen und damit niedrige Heizungstemperaturen sind.

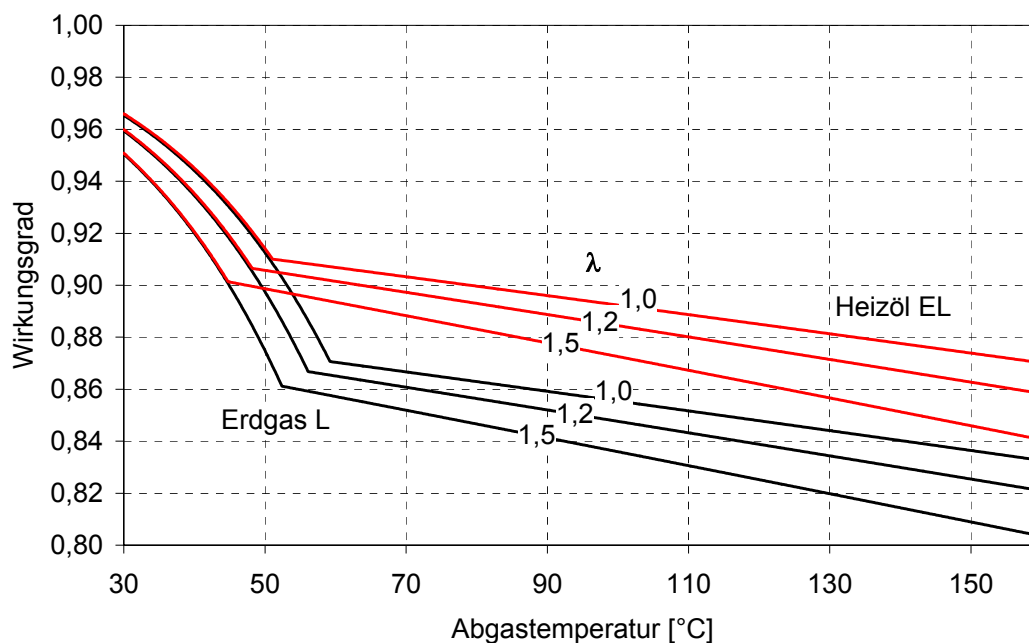


Bild 3-21: Wirkungsgrad von Feuerungsanlagen mit dem Brennwert als Bezugsgröße

Den eingesparten Brennstoffkosten stehen wiederum höhere Investitionskosten gegenüber, da die Brennwertkessel technisch aufwendiger sind und auf Grund der geringeren Heiztemperaturen größere Heizflächen benötigt werden. Bei bisher errichteten Häusern ist die Heizanlage auf höhere Vor- und Rücklauftemperaturen des Wasserkreislaufes als 40 bzw. 30 °C ausgelegt. Bei älteren Anlagen betragen die Vor- und Rücklauftemperaturen bis zu 70 bis 50 °C. Bei Ersatz dieser Heizung durch eine Brennwertheizung ist die Kondensationswärme folglich geringer als die oben angegebenen 6 %, was die Wirtschaftlichkeit verschlechtert. Dagegen kann bei Neubauten das Heizungssystem auf die niedrigen Wassertemperaturen ohne wesentlichen Zusatzkosten ausgelegt werden, wobei eine Fußbodenheizung sehr geeignet ist.

Da das Abgas einen Sättigungszustand besitzt, tritt an der Wand des Schornsteins Kondensation auf. Die Wand muss folglich säurebeständig ausgelegt sein. Daher werden als Schornstein meist Rohre aus Edelstahl oder speziellen Kunststoffen verwendet. Wird eine konventionelle Heizung durch eine Brennwertheizung ersetzt, muss auch der Schornstein

saniert werden. Soweit möglich, wird in diesen ein säurebeständiges Rohr eingezogen. Da der Abgasstrom bei einer neuen Anlage geringer ist, reicht ein kleinerer Querschnitt aus. Bei Brennwertheizungen bietet sich eine Installation auf dem Dach an, wodurch die Kosten für den Schornstein eingespart werden.

3.5 Verbrennung von Metallen

Nicht nur fossile Brennstoffe sondern auch eine Vielzahl weiterer Stoffe können oxidiert und damit verbrannt werden. Die meisten dieser Stoffe kommen jedoch nicht natürlich vor und sind folglich relativ teuer. Daher bleibt deren Oxidation auf Spezialfälle beschränkt. In diesem Abschnitt wird als Beispiel die Verbrennung von einigen Metallen behandelt. In Form von Staub können diese sehr gut reagieren und verbrennen.

In Bild 3-22 sind die Massenströme bei einer adiabaten Verbrennung dargestellt. Als Verbrennungsprodukt ergibt sich ein Metalloxid, das auf Grund der sehr hohen Verbrennungstemperatur flüssig vorliegt, und ein Gas, das aus Stickstoff und gegebenenfalls für Luftzahlen größer als eins aus Überschusssauerstoff besteht. Für die Massenströme gilt

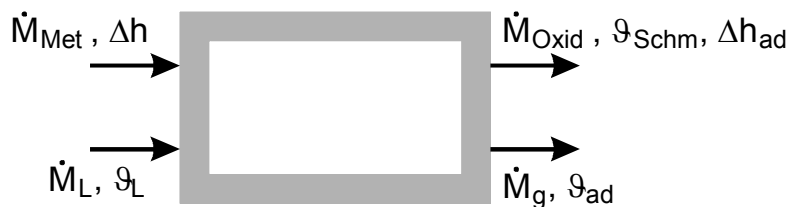


Bild 3-22: Massenströme bei der Metallverbrennung

$$\dot{M}_{\text{Ox}} = \dot{M}_{\text{Met}} \cdot (1 + L \cdot x_{\text{O}_2\text{L}}) \quad (3-52)$$

und

$$\dot{M}_{\text{G}} = \dot{M}_{\text{Met}} \cdot \lambda \cdot L \cdot x_{\text{N}_2\text{L}} + \dot{M}_{\text{Met}} \cdot (\lambda - 1) \cdot L \cdot x_{\text{O}_2\text{L}}, \quad (3-53)$$

wobei $x_{\text{N}_2\text{L}}$ und $x_{\text{O}_2\text{L}}$ die Massenkonzentrationen von Stickstoff und Sauerstoff in der Luft sind. Der Sauerstoff- und Luftbedarf berechnet sich nach den in Abschnitt 2-2 angegebenen Gln. (2-3) und (2-5). In der Tabelle 3-6 sind diese beiden Werte für die Verbrennung der vier Metalle Chrom, Aluminium, Magnesium und Eisen aufgeführt. Durch Vergleich mit den Tabellen 2-3 und 2-5 ist ersichtlich, dass Metalle einen sehr geringen Luftbedarf haben.

Metall	Oxid	O	L	Δh	\tilde{M}_{Met}	g_{Schm}	Δh_{Schm}	c	$g_{\text{ad}} (\lambda = 1)$
		$\frac{\text{kg}_{\text{O}_2}}{\text{kg}_{\text{Met}}}$	$\frac{\text{kg}_{\text{Luft}}}{\text{kg}_{\text{Met}}}$	$\frac{\text{MJ}}{\text{kg}_{\text{Met}}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{Oxid}}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{Oxid}} \cdot \text{K}}$	$^{\circ}\text{C}$
Cr	Cr ₂ O ₃	0,46	2,0	11,0	52	2330	853	0,86	3379
Al	Al ₂ O ₃	0,89	3,9	31,0	27	2054	1089	1,23	4782
Mg	MgO	0,67	2,9	25,0	24	2832	1946	1,34	4655
Fe	Fe ₃ O ₄	0,38	1,7	6,7	56	1597	595	0,88	2334

Tabelle 3-6: Zur Berechnung der Verbrennung von Metallen

Als Energiebilanz gilt

$$\dot{M}_{\text{Met}} \cdot \Delta h + \dot{M}_L \cdot c_L \cdot \vartheta_L = \dot{M}_{\text{Ox}} \cdot (c_{\text{Ox}} \cdot \vartheta_{\text{ad}} + \Delta h_{\text{Schm}}) + \dot{M}_G \cdot \bar{c}_G \cdot \vartheta_{\text{ad}} \quad (3-54)$$

Mit dem Metall wird Reaktionsenthalpie zugeführt. Die mit der Luft zugeführte Enthalpie ist vernachlässigbar. Mit dem Metalloxid wird auch Schmelzenthalpie abgeführt. Die spezifische Wärmekapazität c_{Ox} der Metalloxide ist in Bild 3-23 dargestellt. Die mittlere spezifische Wärmekapazität des Gases wird mit Gl. (3-10) berechnet. Mit den Gln. (3-52) und (3-53) folgt für die Verbrennungstemperatur

$$\vartheta_{\text{ad}} = \frac{\Delta h - (1 + L \cdot x_{\text{O}_2\text{L}}) \cdot \Delta h_{\text{Schm}}}{(1 + L \cdot x_{\text{O}_2\text{L}}) \cdot c_{\text{Ox}} + (\lambda - x_{\text{O}_2\text{L}}) \cdot L \cdot \bar{c}_G} \quad (3-55)$$

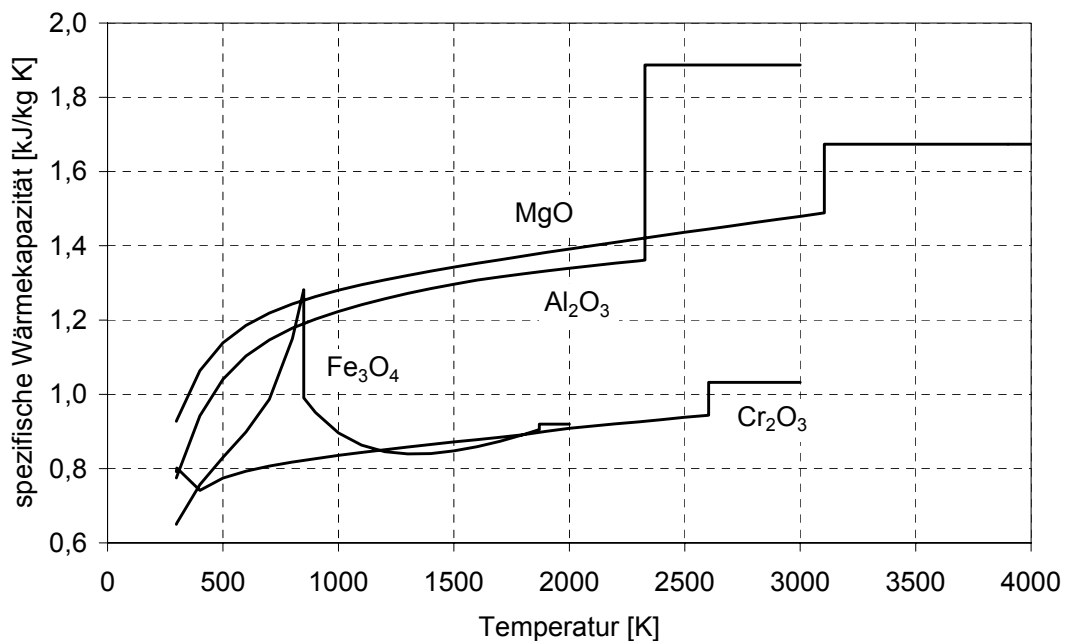


Bild 3-23: Spezifische Wärmekapazität der Metalloxide

Diese Temperatur ist für eine stöchiometrische Verbrennung ($\lambda = 1$) in Tabelle 3-6 mit den zugehörigen Enthalpien aufgeführt. Man erkennt, dass die Verbrennungstemperatur nicht nur viel höher als die Schmelztemperatur sondern auch sehr viel höher als die Verbrennungstemperatur der fossilen Brennstoffe ist. Die Verbrennungstemperatur ist trotz der gegenüber den fossilen Brennstoffen relativ niedrigen Reaktionsenthalpie so hoch, da der Sauerstoffbedarf so gering ist. Auf Grund ihrer hohen Temperatur leuchten die Metalloxide sehr hell. Daher werden diese bei Feuerwerken eingesetzt.