Klein-Ölfeuerungsanlagen

Autor(en): **Stüssi, Heinz**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **94 (1976)**

Heft 43

PDF erstellt am: **15.05.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-73185

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

HERAUSGEGEBEN VON DER VERLAGS-AKTIENGESELLSCHAFT DER AKADEMISCHEN TECHNISCHEN VEREINE, 8021 ZÜRICH, POSTFACH 630

Klein-Ölfeuerungsanlagen

Von **Heinz Stüssi**, Mönthal

DK 697.4

1. Einleitung

Die im Herbst 1974 ausgelöste «Ölkrise» und die damit verbundenen Preissteigerungen auf dem Ölmarkt weckten wohl bei manchem Konsumenten den Sinn für Sparmöglichkeiten im Bereich der Raumheizung und der Warmwasseraufbereitung. Trotz eher düsterer Zukunftsperspektiven für die Ölverbraucher und der Einsicht, dass die heute weit verbreitete Öl-Raumheizung, vom Zweiten Hauptsatz der Thermodynamik[1]) aus gesehen, eine höchst fragwürdige Einrichtung darstellt, dürften noch etliche Jahre verstreichen, bis eine spürbare Senkung des Ölverbrauches für Heizzwecke durch das Ausweichen auf Ersatzlösungen eintreten wird.

Im Jahre 1974 wurden in der Schweiz in rund 0,5 Mio Kesseln etwa 6 Mio t Heizöl «Extra leicht» (EL) verfeuert. Davon dürften etwa 80% in kleinen[2]) bis mittleren Anlagen in Wärme umgewandelt worden sein; also hauptsächlich in jenen Einrichtungen, bei deren Planung und Unterhalt erfahrungsgemäss weniger Sorgfalt aufgewendet wird, als bei Grossfeuerungen.

Die oben genannten Fakten liessen es lohnend erscheinen, die mit Heizöl EL betriebene Kombination Brenner/Kessel etwas genauer zu untersuchen und nach Verbesserungsmöglichkeiten im Betrieb zu suchen. Die vorgeschlagenen Massnahmen und Konzepte stellen jedoch nur *einen* Schritt in den Bemühungen um eine sinnvollere Gestaltung des Wärmehaushaltes im Wohnbereich dar. Anstrengungen zur Verbesserung der Gebäudeisolation sowie eine sinnvolle Beschränkung der Raum- und Brauchwassertemperatur sind ebenso dringend und lohnend.

2. Die Eigenschaften von Heizöl EL

Heizöl EL besteht aus mehreren hundert verschiedenen Kohlenwasserstoffverbindungen. Die Gewinnung erfolgt durch Destillation von Rohöl im Temperaturbereich zwischen 180 und 360 °C. Je nach Herkunft (d.h. je nach der chemischen Zusammensetzung) des Ausgangsmaterials variieren die Eigenschaften des Brennstoffes. Tabelle 1 vermittelt in der ersten Kolonne einen Überblick über die wichtigsten Daten eines repräsentativen Heizöls EL, während die zweite Kolonne die im SNV-Normenblatt[3]) 181 160 festgehaltenen Grenzwerte zeigt.

Tabelle 1. Die wichtigsten Daten von Heizöl EL

		Durchschnittswerte	SNV-Grenzwerte	
Dichte (15 °C)	P	0,825	0,86	g/cm³
Viskosität (20 °C)		3,5	6	c. St.
Stockpunkt[1])		—15	—10	°C
Trübungspunkt[2])		— 9	— 6	°C
Unterer Heizwert[3])	H_u	10200	10000	Kcal/kg
Analyse	C	85,5		%
	H_2	13,5		%
	S	0,4	0,5	%
	O_2+N_2	0,5		%
	Asche	< 0,001	< 0,001	%
Spez. Luftbedarf (trocken)[4]) L_{min}		11,2		Nm³/kg
Spez. Abgasvolumen (feucht)[5]) V_{Fmin}		11,9		Nm³/kg
Spez. Abgasvolumen (trocken)[6]) V_{Tmin}		10,5		Nm³/kg
Max. CO_2-Gehalt im Abgas[7]) CO_{2max}		15,4		% (Vol)

[1]) Grenztemperatur, bei der die Fliessfähigkeit aufhört.

[2]) Trübungspunkt: Temperatur, bei der die Ausscheidung von Paraffinen einsetzt.

[3]) Bei diesem Heizwert ist die Kondensationswärme des bei der Verbrennung entstehenden Wasserdampfes in Abzug gebracht worden, da sie sich in der Praxis nicht auswerten lässt.

[4]) L_{min} = Menge an trockener Luft, die für die vollständige Verbrennung von 1 kg Brennstoff ohne Luftüberschuss (stöchiometrische Verbrennung) zur Verfügung stehen muss.

[5]) Abgasmenge einschliesslich Wasserdampf, die bei stöchiometrischer Verbrennung aus 1 kg Brennstoff entsteht.

[6]) Abgasmenge ohne Wasserdampf, die bei stöchiometrischer Verbrennung aus 1 kg Brennstoff entsteht.

[7]) CO_2-Gehalt des Abgases, der bei stöchiometrischer Verbrennung festgestellt wird. CO_{2max} hängt von der chemischen Zusammensetzung des Brennstoffes ab.

[1]) Vergl. AIP Conference Proceedings No 25, Efficient Use of Energy, p. 25–51. Die Einführung eines neuen Wirkungsgrades, des sogen. 2. Hauptsatz-Wirkungsgrades, gestattet, Prozesse nicht nur nach der Energieumsetzung zu beurteilen (1. Hauptsatz-Wirkungsgrad), sondern auch die mit einem speziellen Prozess verbundene Entropieänderung in Betracht zu ziehen.

[2]) Als klein werden Anlagen im Bereich von 20000 bis 100000 kcal/h bezeichnet.

[3]) SNV Schweiz. Normenvereinigung. Dieses Blatt enthält Grenzwerte der wichtigsten Eigenschaften von Heizöl EL.

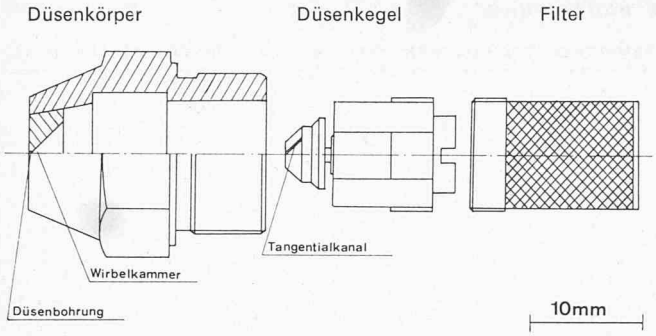

Bild 1. Bestandteile der Druckzerstäuberdüse

3. Der Brenner

Die Aufgabe des Brenners besteht darin, den Brennstoff und die notwendige Verbrennungsluft so aufzubereiten, dass ein zündfähiges Gemisch entsteht. Dabei soll hier nur die Druckzerstäubung zur Darstellung gelangen, da die anvisierten Anlagen ausnahmslos nach diesem Prinzip arbeiten.

Eine Zahnradpumpe saugt über ein Vorfilter und ein Feinfilter Heizöl aus dem Vorratstank an und leitet es über ein Druckregelventil einer Zerstäuberdüse unter einem konstanten Druck von etwa 10 bis 15 atü zu. Zwischen Druckregelventil und Zerstäuberdüse befindet sich zusätzlich ein Schnellschlussventil, das den Brennstoffstrom zur Düse beim Abschalten des Brenners rasch unterbricht und damit ein Nachtropfen verhindert; dies würde zu einem Verkoken des Brennstoffs an der Düsenmündung führen. Zuviel gefördertes Öl und allenfalls auftretende Gasblasen gelangen über eine Rückleitung zurück in den Öltank. Eine Entlüftung der Förderleitung und der Pumpe über die Düse wird durch das Schnellschlussventil verunmöglicht.

In der Zerstäuberdüse findet man das feinste Filter; es sollte möglichst alle Feststoffe zurückhalten, die die Düsenbohrung oder die Tangentialkanäle des Düsenkegels verstopfen könnten. Bild 1 zeigt schematisch den Aufbau einer Zerstäuberdüse.

Die Tangentialkanäle des Düsenkegels verleihen der einströmenden Flüssigkeit einen Drall. Der in der Wirbelkammer rotierende Brennstoff bewegt sich schliesslich längs der Düsenbohrung zur Mündung. Hier bildet sich wegen der Überlagerung der Rotation und der Translation des Heizöls eine kegelförmige Flüssigkeitshaut aus, die sich in Tröpfchen auflöst. Besitzen die entstandenen feinen Tropfen genügend hohe Relativgeschwindigkeit gegenüber der sie umgebenden Luft, so können innerhalb der Tropfenmasse durch Reibungskräfte Schwingungen angeregt werden, die eine weitere Aufspaltung bewirken.

Die Durchflussmenge je Zeiteinheit hängt bei vorgegebener Düse vom Quadrat des Zerstäubungsdruckes p und von der Viskosität des Brennstoffes ab. Das heisst, dass die Leistung der Anlage innerhalb gewisser Grenzen durch die Wahl des Öldruckes p eingestellt werden kann. Das Spektrum der Tropfengrösse ändert sich jedoch ebenfalls mit dem Druck, wobei mit sinkendem p die Tropfengrösse zunimmt. Daher muss ein minimaler Zerstäubungsdruck eingehalten werden, um eine hinreichend feine Zerteilung des Brennstoffes sicherzustellen. Die Grenzen des Tropfengrössenspektrums liegen bei normalen Drucken etwa zwischen 20 und 200 μm Tropfendurchmesser.

Die zur Verbrennung notwendige Luft wird durch ein Radialgebläse angesaugt, das mit der Brennstoffpumpe und dem Antriebsmotor auf einer Achse sitzt. Die Zufuhr der Verbrennungsluft erfolgt koachsial zur Leitung der Zerstäuberdüse. Am Ende des Luftkanals sorgt eine scheibenförmige Blende für kräftige Wirbelbildung, so dass eine intensive Mischung des Brennstoffkegels mit der Verbrennungsluft stattfindet.

Die Zündung des Gemisches geschieht beim Anfahren durch einen elektrischen Lichtbogen. Ein Streufeldtransformator[4]) liefert zwischen zwei Elektroden, die unmittelbar hinter der Zerstäuberdüse angeordnet sind, eine Spannung von etwa 10 kV. Dies führt zur Zündung eines Lichtbogens im Takt der Netzfrequenz. Die eingeblasene Verbrennungsluft schleppt die Entladung bis ins zündfähige Brennstoff-Luftgemisch und sorgt damit für das Einsetzen des Verbrennungsablaufes.

Ein Lichtfühler (meistens ein Photowiderstand), der auf das von der Flamme emittierte Licht anspricht, unterbricht über eine elektronische Schaltung die Speisung des Antriebsmotors und damit die Brennstofförderung, falls der Brenner beim Anfahren nicht innerhalb weniger Sekunden zündet oder die Flamme während des Betriebes erlischt.

Um erhöhte Betriebssicherheit zu erreichen, werden seit einigen Jahren auch einstrangige Brennstoffversorgungsleitungen installiert. Die Entlüftung der Leitung und Pumpe kann in diesem Fall nur über die Zerstäuberdüse erfolgen. Das bereits erwähnte Schnellschlussventil muss daher durch ein elektrisch betätigtes Solenoidventil[5]) ersetzt werden. Mittels einer einfachen Modifikation der elektronischen Schaltung (verzögertes Öffnen des Solenoidventils) lässt sich die Anlage so ausbauen, dass vor dem Anfahren des Brenners der Feuerraum des Kessels kurz mit Luft gespült wird. Damit wird während dieser kritischen Phase eine bessere Verbrennung erreicht. Seit einiger Zeit werden aus diesem Grund in steigendem Masse auch zweistrangige Anlagen mit einem Solenoidventil ausgerüstet.

4. Der Verbrennungsprozess

Der in Tröpfchen zerteilte Brennstoff unmittelbar ausserhalb der Düse bedarf nun der Überführung in die Gasphase, um mit dem Sauerstoff der Verbrennungsluft reagieren zu können. In diesem Gebiet muss eine Wärmequelle vorhanden sein, die dafür sorgt, dass die am leichtesten siedenden Bestandteile der Brennstofftropfen in Dampfform übergehen. Die notwendige Wärme wird aus zwei Quellen bezogen, nämlich durch Absorption von Strahlung aus der Reaktionszone und durch heisse rezirkulierende Verbrennungsgase, die der Flammenwurzel zugeführt werden. Eine weitere Temperatursteigerung bringt das entstandene Dampf/Luftgemisch auf Zündtemperatur. Die Verbrennung setzt ein. Durch die Wärmeentwicklung der Verbrennung werden immer höher siedende Bestandteile der Tröpfchen verdampfen, bis schliesslich Crackprozesse[6]) einsetzen und Kohlenstoffabscheidung auftritt. Am Ende bleibt nur noch ein Kohlenstoffpartikel übrig, das im Idealfall in der letzten Phase völlig ausbrennt. Die Geschichte eines Tropfens wird stark von seiner Grösse beeinflusst, denn die Intensität der Kohlenstoffabscheidung hängt vom zeitlichen Temperaturverlauf des Tropfenmaterials ab. Lange Verweilzeiten bei hoher Temperatur begünstigen die Kohlenstoffabscheidung.

[4]) Transformator mit Luftspalt im Kern. Damit sinkt die Sekundärspannung bei Belastung in stärkerem Masse als bei Transformatoren mit geschlossenem Kern.

[5]) Magnetspule betätigt Ventilkegel.

[6]) Cracking = Aufspalten schwererer Kohlenwasserstoffe in leichtere Bestandteile. Die Ausscheidung von Kohlenstoff tritt als Begleiterscheinung auf.

Damit neigen grosse Tropfen eher zur Russbildung. Zum einwandfreien Verlauf der Verbrennung ist ein breites Spektrum der Tropfengrösse notwendig. Kleine Tropfen erhitzen sich rasch, verdampfen und bestehen nur kurze Zeit (einige ms). Grosse Tropfen legen dank ihrer umfangreichen Masse eine längere Flugstrecke zurück, verdampfen wegen ihrer relativ geringen Oberfläche langsamer und leben dementsprechend länger (einige 10 ms). Bei gleichmässiger Tropfengrösse hätte örtlicher Sauerstoffmangel eine unvollständige Verbrennung zur Folge.

In der Ölflamme treten bei genügend hohen Temperaturen gleichzeitig Crack- und Oxydationsprozesse auf. Verlaufen die Crackprozesse schneller als die Oxydation, so tritt freier Kohlenstoff auf. Die Folge davon ist eine leuchtend gelbe Flamme, die sich dadurch auszeichnet, dass eine mehr oder weniger starke Russabscheidung auftritt, der Kohlenmonoxyd-Gehalt der Abgase jedoch nur unbedeutende Werte annimmt (einige 10 ppm[7])). Im umgekehrten Fall, wenn die Oxydation schneller verläuft als die Crackprozesse, fehlt der freie Kohlenstoff in der blau brennenden Flamme weitgehend; die Abgase weisen aber einen gewissen CO-Gehalt auf, der in vielen Fällen höhere Werte annimmt, als bei der gelben Flamme.

Zur vollständigen Verbrennung einer bestimmten Menge Heizöls muss eine bestimmte minimale Sauerstoffmenge zur Verfügung stehen, die sich aus der chemischen Zusammensetzung des Öls ermitteln lässt. In der Praxis wird jedoch eine grössere Menge benötigt, da die Mischung mit dem Brennstoff unvollkommen verläuft. Die Luftüberschusszahl λ gibt an, wievielmal grösser die durch den Brenner geblasene Luftmenge gegenüber der minimal notwendigen ist. Die zuviel geförderte Luft erhitzt sich in der Flamme und verlässt den Kessel mit der hohen Temperatur der Abgase, ohne am Verbrennungsprozess teilgenommen zu haben. Die Folge davon wird ein hoher Wert der Abgasverluste sein. Ein Luftüberschuss zeigt aber auch noch weitere unerwünschte Effekte: Heizöl enthält immer Schwefelverbindungen, die im Laufe der Verbrennung zu Schwefeldioxyd (SO_2) und teilweise zu Schwefeltrioxyd (SO_3) oxydiert werden. Die Bildung von SO_3, das mit dem in den Abgasen stets vorhandenen Wasser die ausserordentlich agressive Schwefelsäure (H_2SO_4) bildet, wird schon durch einen Luftüberschuss $\lambda > 1{,}05$ begünstigt. Tritt im Kessel Kondensation auf (kühle Teile des Feuerraumes und der Nachschaltheizflächen), so ist mit starker Korrosion zu rechnen. Dabei muss beachtet werden, dass der Taupunkt der Schwefelsäure je nach der Konzentration beträchtlich höher liegen kann, als derjenige von Wasserdampf.

Der Grad der unerwünschten Russabscheidung in der gelben Flamme hängt unter anderem von der Luftüberschusszahl λ ab, und zwar sinkt die Russbildung vorerst mit grösser werdendem λ, durchläuft ein Minimum, um dann bei weiter ansteigendem λ ebenfalls wieder höhere Werte anzunehmen. Das Ansteigen nach dem Durchlaufen des Minimums kann mit örtlicher Unterkühlung der Flammengase erklärt werden, wobei ein Gemisch von Russ und unverbrannten Crackprodukten ausgeschieden wird. Jede Anlage weist somit bezüglich Russbildung einen günstigsten Luftüberschusszahlbereich auf, der um so breiter ausfällt, je vollständiger die Gemischbildung abläuft (Bild 2).

Die Ermittlung des Russgehaltes der Abgase erfolgt in der Praxis mit Hilfe des Russtests nach *Bacharach*. Das DIN-Normenblatt 51402 beschreibt die Methode und die Auswertung der Messergebnisse. Mit Hilfe einer besonderen Pumpe wird aus dem Rauchrohr eine bestimmte Menge Abgas unter vorgeschriebenen Bedingungen über ein Papierfilter abgesaugt. Die auftretende Schwärzung des Filters lässt sich

[7]) 1 ppm = 1/1000000 (Gewicht oder Volumen).

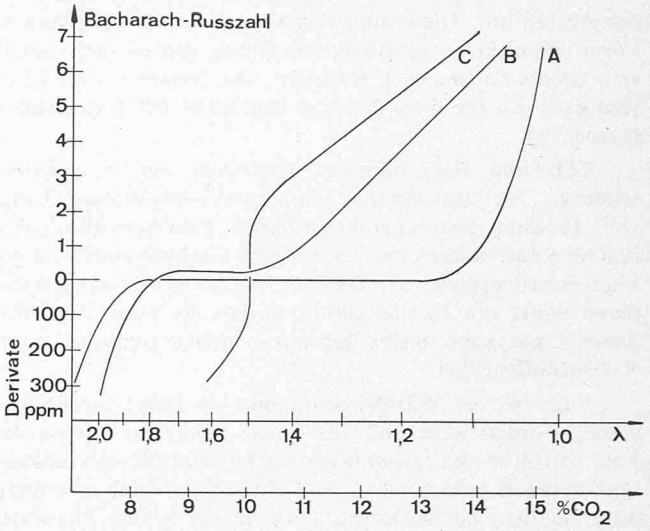

Bild 2. Die Russzahl bzw. der Gehalt an unverbrannten Ölderivaten dreier Ölfeuerungsanlagen in Funktion von λ bzw. CO_{2gem}

A Moderne, einwandfrei abgeglichene Anlage
B Ältere Anlage
C Völlig ungenügende Anlage

anhand einer gedruckten Vorlage klassifizieren. Die Skala reicht von 0 (keine sichtbaren Russspuren) bis 9 (intensive Schwärzung).

Der CO_2-Gehalt der Abgase bei stöchiometrischer Verbrennung von Heizöl EL beträgt unter Zugrundelegung der im Abschnitt 2 genannten chemischen Analyse etwa 15,4 Vol %. Bei λ-Werten grösser als 1 sinkt der CO_2-Gehalt entsprechend, während die Abgastemperatur steigt. Zwischen dem CO_2-Gehalt der Abgase und der Luftüberschusszahl λ besteht eine feste Beziehung, so dass sich die etwas unzugängliche Luftüberschusszahl λ für einen vorgegebenen Brennstoff durch den gemessenen CO_2-Gehalt des Abgases CO_{2gem} und eine Anzahl Konstanter darstellen lässt.

Die Bestimmung des CO_2-Gehaltes von Abgasen wird meistens nach der Methode von *Orsat* durchgeführt. Ein bestimmtes Volumen Abgas gelangt mit einem Stoff in Kontakt, der CO_2 chemisch zu binden vermag (z.B. Kalilauge KOH). Dadurch verschwindet das CO_2 (und auch das SO_2/SO_3) aus dem Abgas. Durch Vergleich der Volumina vor und nach dem Kontakt mit der KOH, lässt sich der CO_2- (einschl. SO_2/SO_3)-Gehalt des Abgases bestimmen. Da der Wasserdampf im Abgas bei dieser Prozedur kondensiert, bezieht sich der so bestimmte CO_2-Gehalt auf das trockene Abgasvolumen.

5. Der Kessel

Der Kessel sollte die vom Brenner erzeugte Wärme möglichst vollständig an das Kesselwasser abgeben. Die Übertragung erfolgt in modernen Anlagen hauptsächlich durch Strahlung und in geringerem Masse durch Konvektion[8]). Als Träger der Strahlung kommen in Frage: Freie Kohlenstoffteilchen, CO_2 und Wasserdampf in den Flammengasen.

Kohlenstoffteilchen besitzen eine relativ grosse Oberfläche und nehmen damit leicht Energie aus den heissen Verbren-

[8]) Abtransport von Wärme vom Ort der Wärmeproduktion durch strömende Medien.

[9]) $E = E_R \cdot \sigma \cdot T^4$, wobei E = Energiedichte gemessen am strahlenden Körper; E_R = relatives Strahlungsvermögen des Körpers; σ = Konstante des Stefan-Bollzmannschen-Strahlungsgesetzes; T = absolute Temperatur des strahlenden Körpers.

nungsgasen auf. Diese aufgenommene Energie wird dann in Form von elektromagnetischer Strahlung gemäss dem Gesetz von *Stefan-Boltzmann*[9]) emittiert. Das relative Emissionsvermögen E_R für diese Partikel liegt nahe bei 1 (schwarzer Körper[10])).

CO_2 und H_2O hingegen emittieren nur in gewissen schmalen Frequenzbändern; ihr Emissionsvermögen hängt vom Produkt einer charakteristischen Feuerraumdimension und dem Partialdruck der betreffenden Gaskomponente in der Flammenatmosphäre ab. Die in kleinen Heizkesseln erreichbaren Werte von E_R sind gering, so dass der Strahlungsanteil dieser Gase klein bleibt gegenüber demjenigen der freien Kohlenstoffpartikel.

Falls bei der Wärmeübertragung ein hoher Strahlungsanteil gefordert wird, und dies ist bei modernen Kesseln der Fall, so soll in der Ölflamme freier Kohlenstoff vorkommen. Dies bedeutet jedoch nicht, dass Russabscheidung erwünscht wäre, sondern der Kohlenstoff soll in der letzten Phase der Oxydationsprozesse möglichst vollständig verbrannt werden. Fehlt freier Kohlenstoff in der Flamme, so sinkt der durch Strahlung übertragene Wärmeanteil stark.

Die Wärmeübertragung durch Konvektion hängt stark von der Auftreffgeschwindigkeit der Verbrennungsgase auf die Feuerraumwände ab. In kleinen Anlagen kommen jedoch nur geringe Geschwindigkeiten vor, so dass die Wärmeübertragung durch Konvektion grosse Heizflächen verlangt, die in der Regel nicht zur Verfügung stehen. In der Folge treten hohe Abgastemperaturen beim Austritt aus dem Kessel mit entsprechenden Abgasverlusten auf.

[10]) Körper, für den $E_R = 1$ gilt.

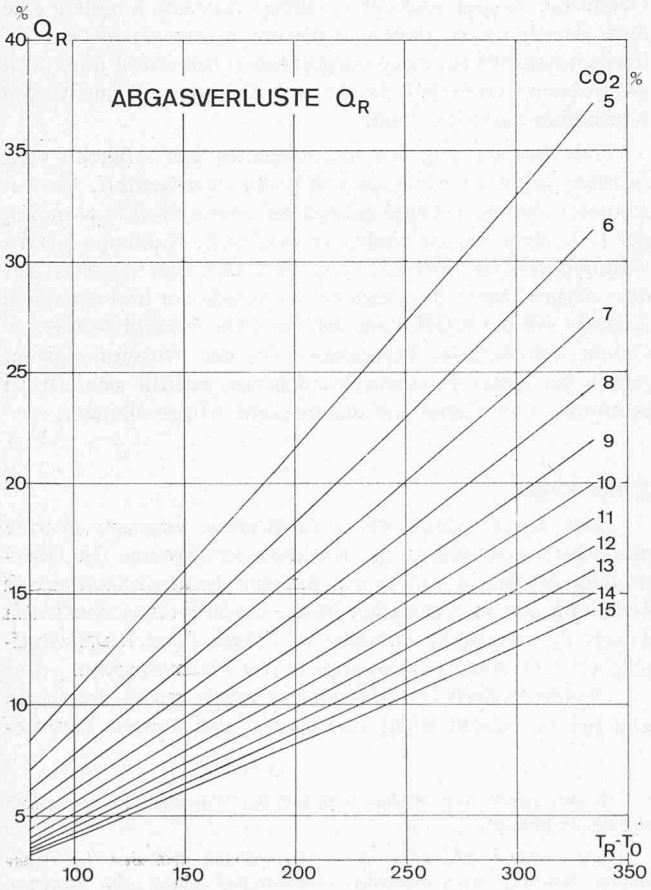

Bild 3. Die Abgasverluste Q_R

6. Der Wirkungsgrad des Systems Brenner/Kessel η_F

Unter dem System-Wirkungsgrad versteht man den Quotienten:

$$\eta_F = \frac{\text{Abgegebene Wärme in Form von warmem Heiz- oder Brauchwasser}}{\text{Zugeführte Wärme in Form von Brennstoff}}$$

η_F bleibt wegen den unvermeidbaren Verlusten stets kleiner als 1.

Die Verluste können in folgende Beiträge aufgegliedert werden:

a. Abgasverluste

b. Strahlungs- und Konvektionsverluste im Feuerraum und an der Kesselaussenhaut

c. unvollständige Verbrennung.

Zu a. Die Abgasverluste entstehen dadurch, dass die Verbrennungsprodukte den Kessel mit einer Temperatur T_R verlassen, die wesentlich über der Umgebungstemperatur T_0 liegen muss, um die Kondensation der stark korrosiven Schwefelsäure im Kessel und im Kamin zu vermeiden. Ferner trägt eine Luftüberschusszahl λ, die aus lufthygienischen Gründen > 1 sein muss, zur Anhebung dieser Verluste bei. Am stärksten fällt jedoch die Tatsache ins Gewicht, dass selbst bei stöchiometrischer Verbrennung etwa $^4/_5$ der zugeführten Verbrennungsluft aus Stickstoff bestehen. Dieser verhält sich bei der Verbrennung passiv, macht jedoch einen wesentlichen Bestandteil der heissen Abgasmenge aus.

Rechnerisch werden die Abgasverluste Q_R aus der Beziehung

$$Q_R = \frac{\left[V_{F\min} + \left(\frac{CO_{2\max}}{CO_{2\text{gem}}} - 1\right) V_{T\min}\right] \cdot Cp \cdot (T_R - T_0)}{Hu}$$

ermittelt. Cp bedeutet die spezifische Wärme des Abgases bei konstantem Druck. Diese Grösse ist eine Funktion der Abgaszusammensetzung, insbesondere des gemessenen CO_2-Gehaltes, $CO_{2\text{gem}}$ und der Abgastemperatur T_R. Um numerische Rechenarbeit zu vermeiden, wurde Q_R als Funktion von $T_R - T_0$ mit $CO_{2\text{gem}}$ als Parameter in einer graphischen Darstellung festgehalten (Bild 3). Die Kurvenschar gilt für Heizöl EL mit den in Abschnitt 2 genannten Eigenschaften. Zur Erläuterung wird ein Beispiel besprochen:
Messungen an einem Kessel ergaben folgende Resultate:

– Abgastemperatur am Kesselaustritt T_R	220 °C
– Raumtemperatur T_0	20 °C
– Temperaturdifferenz $T_R - T_0$	200 °C
– Gemessener CO_2-Gehalt des Abgases $CO_{2\text{gem}}$	9 %

Auf der Abszisse zeichnet man im Punkt 200 °C eine Senkrechte ein. Durch den Schnittpunkt mit der Kurve 9% CO_2 wird eine Senkrechte auf die Ordinate errichtet. Diese Senkrechte schneidet die Ordinate im Punkt 12,5%, d.h. in diesem Fall betragen die Abgasverluste Q_R etwa 12,5%.

Zu b. Die Strahlungs- und Konvektionsverluste Q_S entstehen dadurch, dass Wärme durch die Isolation des Kessels in die Umgebung entweicht. Besonders die schlecht oder gar nicht isolierten Feuerraumtüren tragen erheblich zu diesen Verlusten bei. Während der Betriebspausen bleibt im Feuerraum und im Kamin ein Luftzug bestehen, der zur Auskühlung des Kessels führt. Messungen an mehreren kleinen Kesseln ergaben, dass dieser zweite Beitrag etwa 10 bis 20% des gesamten Q_S ausmacht. Die Summe beider Verluste kann auf einfache Art angenähert ermittelt werden: Am Kessel werden alle Wärmebezüge (Heiz- und Brauchwasser) unterbunden. Registriert man nun über eine längere Dauer die Lauf- und Bereitschaftszeiten des Brenners (t_L bzw. t_B), wobei sich der

Kessel bei Versuchsbeginn und Versuchsende auf Betriebstemperatur befindet, so ergeben sich die Verluste Q_S näherungsweise zu:

$$Q_S = \frac{t_L}{t_L + t_B}.$$

Ein Beispiel zur Erläuterung: Der Brenner des oben erwähnten Kessels arbeitet bei Wärmebezug Null innerhalb von 2 h während 5 min, um die Betriebstemperatur aufrecht zu erhalten. In diesem Fall betragen die Verluste $Q_S = 5/120 = 4{,}16\,\%$.

Zu c. Bei kleinen Anlagen werden die Verluste durch unvollständige Verbrennung infolge ihrer geringen Grösse meistens vernachlässigt. Grundsätzlich sind aber die folgenden Beiträge zu erwähnen: Auswurf von unverbrannten Ölbestandteilen oder -derivaten, der CO-Gehalt des Abgases und der Auswurf von Russ.

Unverbrannte Ölbestandteile lassen sich auf dem Filterpapier bei der Russzahlbestimmung durch Behandlung mit Xylol (Gelbfärbung) nachweisen. Höhere Konzentrationen von unverbranntem Öl führen zu starker Geruchbelästigung. Bei einwandfrei arbeitenden Anlagen können mit der oben geschilderten Methode keine unverbrannten Ölbestandteile nachgewiesen werden. CO lässt sich in den Abgasen neuerer Brenner mit leuchtender Flamme meistens nur in Konzentrationen von einigen 10 ppm nachweisen. Ebenso sind Verluste durch Russauswurf sehr gering, da einwandfrei eingestellte, moderne Anlagen bei Russzahlen zwischen 0 und 1 arbeiten. Lediglich beim Anfahren des Brenners treten kurzzeitig (während etwa 1 s) höhere Russzahlen auf, die aber mit der Stabilisierung der Druckverhältnisse im Feuerraum auf die oben erwähnten Werte absinken.

Der System-Wirkungsgrad η_F nimmt damit unter Vernachlässigung von Punkt c die Form $\eta_F = 1 - Q_R - Q_S$ an; in unserem Beispiel also $\eta_F \simeq 83{,}3\,\%$. Diese charakteristische Kennzahl η_F einer Anlage stellt nun keine feste Grösse dar, die, einmal verwirklicht, über Jahre hinweg konstant bleibt. Verschmutzung des Brenners und der Feuerraumwände, abgenützte Zerstäuberdüsen, nicht mehr abgeglichene Organe der Luftmengeneinstellung, falsche Stellung der Zerstäuberdüse und ähnliche Mängel lassen η_F unter Umständen beträchtlich absinken. Daher sind die Bestrebungen der einschlägigen Industrie zu begrüssen, ein einfach zu bedienendes Gerät zu entwickeln, das dem Betreuer einer Anlage gestattet, den Zustand der Anlage dauernd zu überwachen. So kann er rechtzeitig erkennen, wann sich eine Überholung der Einrichtung durch Fachkräfte aufdrängt.

7. Der Gesamtwirkungsgrad η_T

Trotz der vorrangigen Bedeutung von η_F beschreibt diese Grösse das Betriebsverhalten einer Anlage nicht hinreichend. Der totale Wirkungsgrad η_T berücksichtigt neben η_F zusätzlich die Bereitschaftsverluste, die während den Brennerruhezeiten t_B entstehen. Die Bemessung des Kessels muss sich nach dem grössten Wärmebedarf richten; bei Teillastbetrieb entstehen daher beträchtliche Ruhezeiten des Brenners.

Der Gesamtwirkungsgrad

$$\eta_T = \eta_F \cdot \frac{1}{\frac{(t_B - t_L)}{t_L} Q_S + 1}$$

nähert sich somit η_F um so mehr, je kleiner die Differenz $t_B - t_L$ ausfällt. Im folgenden gelangen drei Fälle zur Darstellung, die einige Aktualität besitzen.

a. Winterbetrieb, ausschliesslich Raumheizung

Im schweizerischen Mittelland dürfte die mittlere jährliche Bereitschaftsdauer t_B einer Heizanlage etwa 5000 h betragen. Der Wert von t_L hängt vom Wärmebedarf, also unter anderem von der Differenz zwischen Innen- und Aussentemperatur, der Güte der Gebäudeisolation und der Bemessungsart der Kesselleistung ab. Ein Wohnhaus im Mittelland wird ein t_L von durchschnittlich etwa 1200 h erfordern.

Die Bestimmung von Q_S wurde im Abschnitt 6b geschildert; Werte von 4 bis 5% dürften bei älteren Kesseln häufig anzutreffen sein, während modernere Geräte nur noch etwa halb so grosse Q_S-Werte aufweisen.

Setzt man die Werte $t_B = 5000$ h; $t_L = 1200$ h und $Q_S = 4\,\%$ in den Ausdruck für η_T ein, so findet man

$$\eta_T = \frac{\eta_F}{1{,}127}$$

η_T wird somit um etwa 11,3% kleiner ausfallen als η_F.

b. Winterbetrieb, Raumheizung und Warmwasseraufbereitung (Kombikessel)

In diesem Fall liegt eine günstigere Situation vor als bei a. Die Brennerlaufzeit t_L nimmt je nach Warmwasserbedarf um etwa 10 bis 15% zu, während t_B unverändert bleibt. η_T steigt damit gegenüber Fall a auf den Wert

$$\eta_T = \frac{\eta_F}{1{,}112} \text{ bis } \frac{\eta_F}{1{,}105}$$

d.h. η_T wird damit gegenüber η_F nur um 10 bzw. 9,5% verringert.

c. Sommerbetrieb, d.h. ausschliesslich Warmwasseraufbereitung

Trifft man dieselben Annahmen über den Warmwasserverbrauch wie im Fall b, so findet man

$$\eta_T = \frac{\eta_F}{2{,}627} \text{ bis } \frac{\eta_F}{2{,}071}$$

d.h. η_T wird gegenüber η_F um 61,9 bzw. 51,7% kleiner ausfallen. Falls mit dem Warmwasser etwas haushälterischer umgegangen wird, als oben angenommen, so fällt η_T weiter ab und wird in vielen Fällen kaum noch 20% erreichen.

8. Konsequenzen für Betrieb und Unterhalt der Heizanlage

Der Brenner benötigt eine periodische Reinigung seiner Luftwege und des Ventilators. Verschmutzung dieser Teile senkt die je Zeiteinheit geförderte Luftmenge. Daraus ergeben sich Abweichungen vom optimalen λ. Im Durchschnitt dürfte für den Brenner einer kleinen Heizanlage in der üblichen Anordnung eine jährliche Reinigung genügen. Ein mit einer Betonfarbe gestrichener Boden des Heizraumes und eine ausreichend hohe Anordnung der Ansaugöffnung des Brenners (mindestens 30 cm über dem Boden) tragen wesentlich zur Sauberhaltung des Brenners bei.

Die Lebensdauer von Zerstäuberdüsen ist begrenzt; eine Kontrolle des Zustandes dieses wichtigen Organs in einem zweijährigen Rhythmus dürfte Deformationen der Düsenbohrung rechtzeitig erkennen lassen.

Zur jährlichen Kontrolle des Brenners gehört auch eine Reinigung der erwähnten drei Filter. Besonders wenn der Ölspiegel im Vorratstank auf wenige Zentimeter über dem Tankboden abgesunken ist, wird allfällig vorhandener Schlamm durch das rückströmende Öl aufgewirbelt und gelangt dann in die Filter.

Die jährliche Messung der Russzahl durch den Ölfeuerungskontrolleur gibt einen groben Hinweis, ob der Abgleich des Brenners durch Fachpersonal nötig wird.

Die dem Entwurf des Kessels zugrunde gelegten Werte für die Wärmeübertragung lassen sich in der Praxis nur bei sauberem Feuerraum (und Nachschaltheizflächen) verwirklichen. Messungen an verschiedenen Kesseln ergaben, dass eine Russschicht von 1 mm den Wirkungsgrad η_F um mehrere Prozente verringert. Mehrmaliges Kontrollieren des Feuerraumes während der Heizperiode und, falls nötig, eine Reinigung mit der Stahlbürste, können wesentlich zu einem guten System-Wirkungsgrad beitragen.

Falls die Neuanschaffung eines Kessels und/oder Brenners in Betracht gezogen wird, lohnt es sich heute in mehrfacher Hinsicht, der Planung der Anlage vermehrte Aufmerksamkeit zu schenken. Die Ölpreise werden höchst wahrscheinlich weiter ansteigen, so dass sich die Verwirklichung eines hohen η_F aufdrängt. Ferner ist zu erwarten, dass die gesetzlichen Vorschriften, die die Imissionen von Ölheizungen betreffen, verschärft und erweitert werden. Schliesslich sind in Zukunft Vorschriften über den minimalen Wert von η_F zu erwarten. Daher sollte bei der Anschaffung einer neuen Heizanlage auf folgende Punkte geachtet werden:

1. Die Feuerraumabmessungen des Kessels müssen den Empfehlungen des Eidg. Amtes für Umweltschutz entsprechen. Damit wird erreicht, dass Kessel und Brenner aufeinander abgestimmt sind. In diesem Zusammenhang muss erwähnt werden, dass die Feuerräume der sogenannten Umstellbrandkessel, die im selben Feuerraum die Verfeuerung von festen, flüssigen und gasförmigen Brennstoffen erlauben, für den Ölbetrieb zu grosse Abmessungen aufweisen und damit durchwegs schlechtere η_F erbringen als Kessel, die ausschliesslich für Ölbetrieb konstruiert sind.

2. Im Neuzustand sollten bei Anlagen mit Leistungen zwischen 20000 und 50000 kcal/h gleichzeitig folgende Messwerte verwirklicht werden:

- Mindestens 13% CO_2 im Rauchgas
- Russzahl zwischen 0 und 1
- Abgastemperatur (am Kesselaustritt gemessen) kleiner als 220 °C (falls das Kamin genügend gut isoliert ist, um Kondensation zu vermeiden)
- CO-Gehalt des Rauchgases höchstens einige 10 ppm (max. 100 ppm), Konvektions- und Strahlungsverluste Q_S kleiner als 2,5% bei Kombikesseln.

Damit wird η_F etwa 88 bis 89%. Leistungsstärkere Anlagen müssen noch höhere Werte von η_F zeigen.

Der maximale Wärmebedarf muss sorgfältig abgeschätzt werden. «Sicherheitszuschläge» sollen unterbleiben; damit wird t_L im Mittel angehoben, was sich in einem höheren η_T äussert. Die Warmwasseraufbereitung sollte während den Heizperioden durch einen Kombikessel erfolgen (vergl. 7a, b). Bei grösseren Anlagen wäre die Aufteilung der geforderten Leistung auf mehrere Kessel verschiedener Grösse sinnvoll; dies im Hinblick auf eine Verbesserung von η_T.

Bei der Planung des Kamins einer Heizanlage sollte der thermischen Isolation besondere Beachtung geschenkt werden. Gut isolierte Kamine erlauben tiefere Abgastemperaturen am Kesselaustritt und bringen damit höhere η_F.

Ältere Kessel lassen sich bezüglich Q_S verbessern. Dies geschieht durch eine sorgfältig angebrachte, lückenlose Isolation (40 bis 50 mm Glaswolle-Matten) aller beheizten Teile (auch der Kesselstandfläche). Bei der Beantwortung der Frage nach der wirtschaftlichsten Brauchwassertemperatur sind folgende Gesichtspunkte zu beachten: Hohe Brauchwassertemperaturen (80 bis 95 °C) fördern die Abscheidung der Härtebildner im Warmwasserspeicher, falls die Speisung durch hartes Trinkwasser erfolgt. Handelt es sich beim Speisewasser um aufbereitetes Oberflächenwasser, so muss im feuerverzinkten, im ungeschützten und im normalen kupfernen Boiler mit erhöhter Korrosion gerechnet werden (zum Teil Punktkorrosion). In diesem Fall drängt sich die Installation eines emaillierten Speichers oder einer Ausführung in rostfreiem Stahl auf. Wird der Warmwasserspeicher vom Heizkesselwasser umspült, d.h. fehlt eine Temperatursteuerung des Brauchwassers, so können tiefe Brauchwassertemperaturen zu Korrosionserscheinungen im Feuerraum und an den Nachschaltheizflächen führen, weil die bei der Verbrennung entstehende Schwefelsäure an diesen verhältnismässig kühlen Flächen kondensiert (vgl. Abschnitt 4). Ein vertretbarer Kompromiss der sich widersprechenden Forderungen wird im vorliegenden Fall die Wahl von etwa 70 °C als Brauchwassertemperatur sein.

In neueren Anlagen wird der Heisswasserspeicher oft vom Heizkessel getrennt aufgestellt. Die Erwärmung des Brauchwassers erfolgt dann durch das Kesselwasser, das mittels einer thermostatisch gesteuerten Umwälzpumpe einen im Speicher angeordneten Rohrwendel beheizt. Damit wird die Brauchwassertemperatur T_B unabhängig von der Heizwassertemperatur T_H, jedoch mit der Beschränkung $T_B \leq T_H$. In diesem Fall wäre eine Senkung der Brauchwassertemperatur auf 55 bis 60 °C empfehlenswert, falls vom Verbraucher keine berechtigten Einwände geltend gemacht werden. Ein weiterer Vorteil dieser Anordnung ergibt sich aus der Möglichkeit, den Speicher noch besser thermisch zu isolieren. Damit wird der Einbau einer zusätzlichen elektrischen Heizung sinnvoll, die im Sommer die möglicherweise unwirtschaftlich arbeitende Ölfeuerungfür die Warmwasseraufbereitung ersetzen kann. Ferner ermöglicht das geschilderte Konzept den einfachen Anschluss eines Sonnenkollektors, falls diese Erweiterung der Anlagekonkurrenzfähig wird.

Abschliessend soll noch auf drei Verbesserungsmöglichkeiten an Heizanlagen hingewiesen werden, die nicht in direktem Zusammenhang mit dem behandelten Thema stehen.

Oft führen nicht isolierte Heizwasserleitungen durch Kellerräume, deren Beheizung unerwünscht ist. Eine Glaswollisolation mit Nesselband umwickelt hilft, Verluste herabzusetzen.

Warmwasserleitungen sollen aus isolierten, möglichst dünnwandigen Rohren von kleinstmöglichem Innendurchmesser und minimaler Länge (unter Beachtung der Vorschriften des zuständigen Wasserwerkes) erstellt werden. Dadurch wird die abgekühlte Wassermenge, die bei gelegentlicher Benützung einer Zapfstelle erst ausfliessen muss, bevor Warmwasser zur Verfügung steht, klein gehalten. Diese letzte Bemerkung gilt besonders bei Altbausanierungen, wo oft gezögert wird, alte, bestehende Leitungen durch besser geeignete zu ersetzen.

Im Hinblick auf alternative Heizungsarten der Zukunft (z.B. Wärmepumpen, Sonnenkollektoren mit Speicher) sollten die Heizflächen in den zu beheizenden Räumen gegenüber der heute üblichen Bemessungsart wesentlich vergrössert werden, so dass mit Vorlauftemperaturen von etwa 30 bis 35 °C die notwendige Heizleistung erbracht werden kann. Dies könnte durch Heranziehen der Boden- und Wandflächen als Niedertemperaturheizflächen erfolgen.

Adresse des Verfassers: Dr. *Heinz Stüssi*, Im Dambock 139, 5237 Mönthal.