

\dot{V}	Volumenstrom der Düse
w	Austrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit
δ	entspricht der Standardabweichung in Normalverteilung
η	dynamische Viskosität der Flüssigkeit
ξ	Düsenkonstante
ρ	Dichte der Flüssigkeit
ρ_L	Dichte der Luft
σ	Oberflächenspannung der Flüssigkeit (stat. Größe in Gl. (7))

Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [1] *Dombrowski, N. u. W.R. Johns*: The aerodynamic instability and disintegration of viscous liquid sheets. Chemical Engineering Science (London) Bd. 18 (1963) S. 203/14.
- [2] • *Brauer, H.*: Grundlagen der Einphasen- und Mehrphasenströmungen. Aarau und Frankfurt/M.: Sauerländer 1971.
- [3] *Schmidt, M.*: Einfluß physikalischer Flüssigkeitseigenschaften auf die Zerstäubung im Pflanzenschutz. Grundl. Landtechnik Bd. 30 (1980) Nr. 4, S. 126/34.
- [4] *Mugele, R.A. u. H.D. Evans*: Droplet size distribution in sprays. Industrial and Engineering Chemistry Bd. 43 (1951) Nr. 6, S. 1317/24.
- [5] *Mugele, R.A.*: Maximum stable droplets in dispersoids. AIChE Journal Bd. 6 (1960) Nr. 1, S. 3/8.
- [6] *Goering, C.E. u. D.B. Smith*: Equations for the droplet size distributions in sprays. Trans. ASAE Bd. 21 (1978) Nr. 2, S. 209/16.
- [7] • *Kreyszig, E.*: Statistische Methoden und ihre Anwendungen. Göttingen: Vandenhoeck und Ruprecht 1975, S. 425.
- [8] Mündliche Mitteilung der Fa. Desmarquest.
- [9] Düsenkatalog der Fa. Spraying Systems Co.
- [10] *Heidt, H.*: Automatisierte Tropfengrößen- und Belagsanalyse im chemischen Pflanzenschutz. Diss. TU Berlin, 1976.
- [11] *Selcan, Z.*: Tropfengrößenspektren und Stoffwerte der flüssigen Düngemittel. (Unveröffentlichter Institutsbericht).

Neuere Untersuchungen zur Strohverbrennung

Von Hans Wilhelm Orth, Dieter Wilkens und Fritz Meyer-Bothling, Braunschweig*

DK 662.636:633.004.12:662.91

Im Hinblick auf die Kostensenkung und eine mögliche Sicherung der Energieversorgung in der Landwirtschaft ist die Strohverbrennung in den letzten Jahren zunehmend Gegenstand neuerer Forschungsarbeiten geworden. Das Interesse der Forschung und der Industrie an der Strohverbrennung ist umso mehr begreiflich, als gerade das Stroh eine der wichtigsten regenerativen Energiequellen im landwirtschaftlichen Bereich darstellt [1].

In einer Reihe von grundlegenden Untersuchungen wurde auf die feuerungstechnischen Eigenschaften des Brennstoffes Stroh eingegangen [2, 3, 4]. Das Ziel weiterer Untersuchungen und Neuentwicklungen war im wesentlichen die Verbesserung des Wirkungsgrades der Feuerung bei Verringerung der Emissionswerte und die Steigerung des Bedienungskomforts. Gegenstand der hier beschriebenen Untersuchungen sind Leistungsmessungen an einer Versuchsanlage mit vorwiegend unterem Abbrand bei Variation des Füllungsgrades. Dabei sollen insbesondere die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad, die Brenndauer und die Abgasverluste ermittelt werden.

*) Prof. Dr.-Ing. H.W. Orth war Wiss. Oberrat am Institut für Technologie (Leiter: Prof. Dr.-Ing. W. Baader) der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft (FAL) in Braunschweig-Völkenrode und ist jetzt Professor an der Fachhochschule Braunschweig-Wolfenbüttel; Dipl.-Ing. D. Wilkens ist wiss. Mitarbeiter am Institut für Landmaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H.J. Matthies) der TU Braunschweig; Dipl.-Ing. F. Meyer-Bothling war Student an diesem Institut.

1. Einleitung

Die stärkere Nutzung des Getreidestrohes könnte auf lange Sicht zu einer wesentlichen Senkung der Energiekosten in der Landwirtschaft beitragen. So könnte beispielsweise das in der Landwirtschaft benötigte Heizöl weitgehend durch den Brennstoff Stroh ersetzt werden [5]. Bei dieser Kalkulation wird keineswegs von einer vollständigen Nutzung des gesamten Strohanfalles in der Bundesrepublik ausgegangen, es werden lediglich 20 % der jährlich anfallenden Strohmenge zugrunde gelegt.

Bei weiterer Einschränkung des Strohverbrauchs in der landwirtschaftlichen Produktion (z.B. zur Einstreu oder Fütterung) würde überdies noch ein erheblicher zusätzlicher Anteil für Heizzwecke außerhalb der Landwirtschaft zur Verfügung stehen. Die Beheizung von Gewächshäusern in Gartenbaubetrieben, von Schwimmbädern, von gewerblichen Trocknungsanlagen oder gegebenenfalls Gemeinschaftsheizanlagen kleinerer Siedlungen mit Stroh vorzugsweise im ländlichen Bereich wäre denkbar.

Der stärkeren Verbreitung der Strohverbrennung in den beispielhaft genannten Bereichen stehen allerdings bisher einige negative Eigenschaften dieses Verfahrens wie

- großes Brennstoffvolumen bei sperriger Struktur,
- hoher Bedienungsaufwand der Verbrennungsanlagen und
- häufige Überschreitung der gesetzlich zugelassenen Emissionswerte

entgegen. Vor allem bei den absätzig betriebenen Anlagen der unteren bis mittleren Leistungsklasse bereitet die Einhaltung der zulässigen Emissionswerte besondere Schwierigkeiten, da bei diesen Anlagen im Gegensatz zu den technisch sehr aufwendigen Feuerungsautomaten kein stationärer Verbrennungsvorgang stattfindet. So durchläuft hier die Verbrennung während des Abbrandes einer Befüllung verschiedene Phasen mit teilweise unterschiedlichen Anforderungen an die Verbrennungsanlage.

2. Feuerungstechnische Besonderheiten bei der Strohverbrennung

Die Strohverbrennung ist maßgeblich durch das bereits erwähnte große Brennstoffvolumen gekennzeichnet. Abhängig von der Aufbereitungsform kann das auf die Masse bezogene Brennstoffvolumen im Vergleich mit Holz bis zu 6 mal größer sein, Tafel 1. Ein Vergleich der auf die Masse bezogenen Werte V_m mit den auf den Heizwert bezogenen Werten V_H zeigt, daß die beträchtlich voneinander abweichenden Brennstoffvolumina weniger durch den geringeren spezifischen Heizwert (vgl. Tafel 2) als durch die normalerweise sehr viel geringere Schüttdichte verursacht werden, wenn man von der kostenintensiven Brikettierung des Strohs absieht. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit zur Bereitstellung größerer Transport- und Lagerungskapazitäten, aber auch die feuerungstechnische Konsequenz der Schaffung eines vergleichsweise großen Verbrennungsraumes.

Darüber hinaus wird durch die sperrige Struktur des Strohs der Verbrennung eine wesentlich größere Oberfläche angeboten als bei den kompakteren Festbrennstoffen. Daraus resultiert ein überaus rascher Abbrand ("Strohfeuer"). Aus früheren Untersuchungen [3] ist für Stroh der Einfluß der Kompaktheit des Brennstoffes auf die Geschwindigkeit des Brennstoffumsatzes bekannt, Bild 1.

Brennstoff	Brennstoffvolumen	
	massebez. V_m [m ³ /t]	heizwertbez. V_H [m ³ /GJ]
Strohhäcksel	20	1,4
Strohballen (HD- und Großballen)	10	0,7
Strohrikett	2,2	0,15
Stückholz	3,3	0,22
Braunkohlenrikett	1,4	0,10

Tafel 1. Brennstoffvolumen von Getreidestroh und einiger anderer Festbrennstoffe; nach [2, 6, 7].

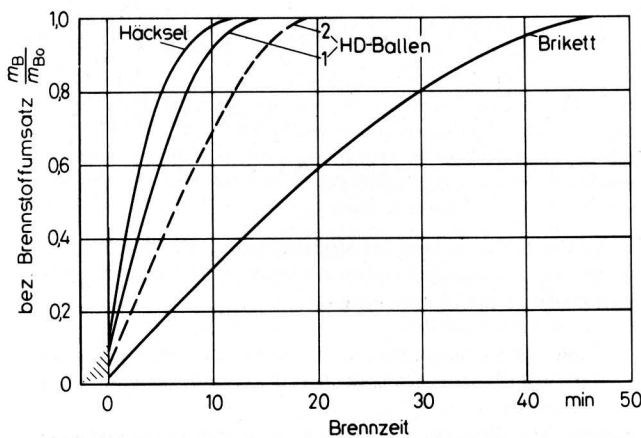


Bild 1. Verlauf des Brennstoffumsatzes bei Strohproben unterschiedlicher Dichte; nach [3].

Einwaage $m_{B0} \approx 23$ kg
 Feuchtegehalt $U = 6-8$ %
 Verbrennungsluftdurchsatz $V_L = 400$ m³/h

Schüttdichte:
 Häcksel $\rho \approx 50$ kg/m³
 HD-Ballen $\rho \approx 80$ kg/m³
 Brikett $\rho \approx 500$ kg/m³

Ein weiterer wesentlicher Einflußfaktor bei der Strohverbrennung ist der hohe Anteil flüchtiger Bestandteile, Tafel 2. Um eine zufriedenstellende Verbrennung zu gewährleisten, wird für eine absätzig betriebene Anlage eine zweistufige Verbrennung notwendig. Dabei findet in dem ersten, vielfach als Primärverbrennungszone bezeichneten Bereich unter Temperatureinwirkung die Entgasung des Brennstoffes statt. Der Entgasungsprozeß kann durch dosierte Zugabe von Verbrennungsluft in die Primärverbrennungszone gesteuert werden. Zum vollständigen Ausbrand erfordert das anfallende heterogene Schwelgasgemisch allerdings die Zufuhr weiterer Verbrennungsluft. Um jedoch die in der Primärverbrennungszone stattfindende Entgasung nicht unkontrollierbar werden zu lassen, sollte die zum Ausbrand erforderliche Verbrennungsluft in einem nachgeschalteten Sekundärverbrennungsbereich beigemischt werden. Das Temperaturniveau sollte hier mindestens 500 °C betragen, um die Zündung aller brennbaren Bestandteile des Rauchgases sicherzustellen, was letztlich sowohl den Wirkungsgrad der Feuerung als auch die Güte des emittierten Abgases günstig beeinflusst [8].

Neben den konstruktiven Einflußgrößen kommen betriebstechnische Einflüsse bei der Strohverbrennung zum Tragen. Allgemein bekannt sind die Einflüsse durch die Strohqualität, insbesondere durch den Feuchtegehalt, durch den Kaminzug und durch den Luftüberschuß (z.B. [2, 5]).

Weitgehend unbekannt und daher Gegenstand der nachfolgend beschriebenen Untersuchungen sind die Einflüsse durch die unterschiedliche Befüllung einer absätzig betriebenen Verbrennungsanlage. Die Untersuchungen sind im Hinblick auf folgende, den Verbrennungsablauf charakterisierende Größen durchgeführt worden: Kesselleistung, Kesselwirkungsgrad, Abgasverluste, Abgastemperatur, CO₂- und O₂-Gehalt im Abgas, Luftverhältnis, Luftdurchsatz.

Brennstoff	Heizwert lufttrocken kJ/kg	Anteil flüchtiger Bestandteile an der brennbaren Substanz %	Aschegehalt der lufttrockenen Substanz %	Bei $\lambda = 1$ auf Brennstoffmasse bezogen	
				Verbrennungsluftbedarf m ³ /kg	Rauchgasvolumen m ³ /kg
Steinkohle	32000	26,3	1,0-17	7,78	7,99
Koks	30000	3,8	10,0-19	7,72	7,83
Braunkohle	20000	57,5	1,3-17	4,72	5,31
Heizöl	42000	-	-	11,29	12,01
Holz	15000	70	0,5	4,02	4,73
Stroh	14200	80	5,0-6	4,04	4,70

Tafel 2. Feuerungstechnische Kenngrößen von Stroh, Holz und anderen Brennstoffen [5].

3. Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Die Messungen werden an einer absätzig betriebenen Versuchsanlage mit vorwiegend unterem Abbrand im Leistungsbereich von ca. 200 kW durchgeführt¹⁾. Die Verbrennungsanlage besteht im wesentlichen aus dem eigentlichen Strohkessel, dem Rauchgaswärmeaustauscher und einem Wärmespeicher, der die stark schwankende Wärmeleistung der Verbrennungsanlage an die Bedürfnisse der Verbraucher anpaßt, Bild 2. Im oberen Teil des Bildes ist der Rauchgasfluß dargestellt. Die Gesamtmenge der Verbrennungsluft wird durch das Abgasgebläse 9 bestimmt. Entsprechend der im Abschnitt 2 beschriebenen Forderung wird der Brennraum 4 und der Nachverbrennungsbereich 6 bzw. 7 getrennt mit Zuluft versorgt, wobei der Primärverbrennungsbereich 4 von dem Gebläse 1 durch den Düsenrost 3 ständig eine konstante Luftmenge 2 erhält. Die Differenzmenge wird durch eine Klappe in der Beschickungstür als Sekundärverbrennungsluft 5 der Nachverbrennungszone 6 bzw. 7 zugeführt.

¹⁾ Der Firma Liebhart KG, 3300 Braunschweig, sei an dieser Stelle für die großzügige Unterstützung gedankt.

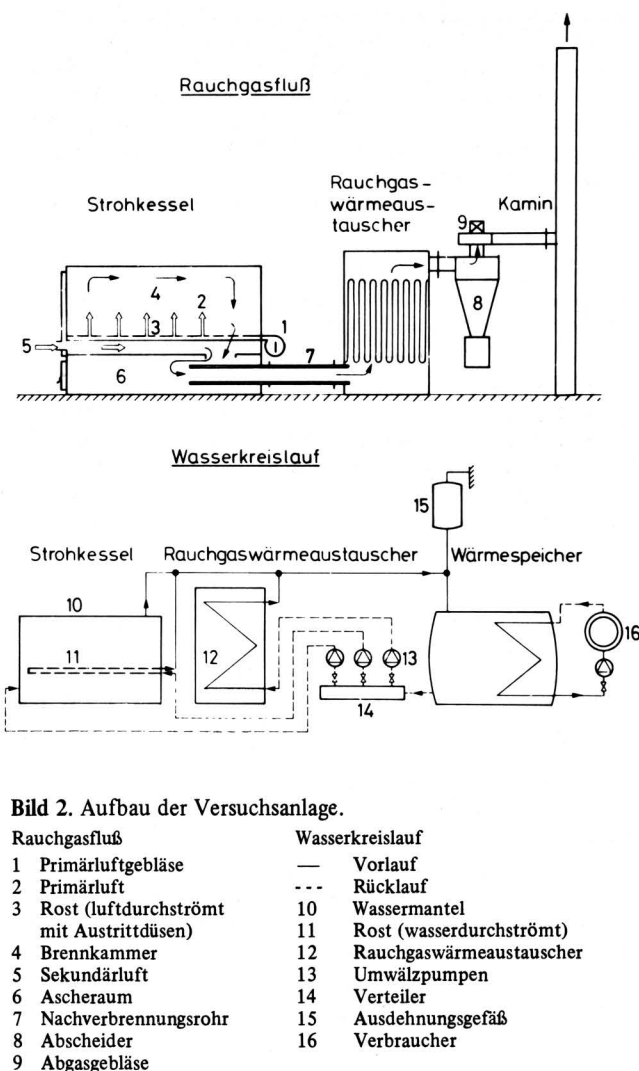


Bild 2. Aufbau der Versuchsanlage.

Rauchgasfluß		Wasserkreislauf	
1	Primärluftgebläse	—	Vorlauf
2	Primärluft	- - -	Rücklauf
3	Rost (luftdurchströmt mit Austrittsdüsen)	10	Wassermantel
4	Brennkammer	11	Rost (wasserdurchströmt)
5	Sekundärluft	12	Rauchgaswärmeaustauscher
6	Ascheraum	13	Umwälzpumpen
7	Nachverbrennungsrohr	14	Verteiler
8	Abscheider	15	Ausdehnungsgefäß
9	Abgasgebläse	16	Verbraucher

Der Wasserkreislauf des Wärmeerzeugers ist im unteren Teil des Bildes dargestellt. Die Wärmeleistung wird über drei Wärmeaustauscher abgeführt: Neben dem wassergefüllten Doppelmantel 10 der Brennkammer und dem separaten Rauchgaswärmeaustauscher 12 wird ein kleinerer Anteil der Leistung über den wassergekühlten Rost 11 abgegeben. Diese drei Teilwärmeströme werden einzeln gemessen und zu einer Gesamtwärmeleistung P addiert.

Zur Beurteilung der Verbrennung werden auch die Abgastemperatur ϑ_A und die entstehenden Abgase auf ihren CO -, CO_2 - und O_2 -Gehalt untersucht. Darüber hinaus werden die Luftdurchsätze während der Brennversuche mit Hilfe von Meßdüsen ermittelt.

Als einziger Parameter ist bei den Brennversuchen die Füllmenge variiert worden. Das Volumen des Brennraumes läßt eine maximale Füllmenge von 10 hochdruckgepreßten Ballen (HD-Ballen) zu (Füllungsgrad 100 %). Weitere Versuche sind mit Füllmengen von 8 HD-Ballen, 7 HD-Ballen und 4 HD-Ballen durchgeführt worden. Jeweils während eines Versuchsabbrandes sind alle Meßwerte kontinuierlich erfaßt worden, um vollständige Aussagen über das Verhalten während des Abbrandes zu gewinnen.

4. Versuchsergebnisse

Bei den durchgeführten Versuchsreihen wurden Messungen im Hinblick auf das Leistungsverhalten während des Abbrandes, im Hinblick auf die Abhängigkeit der Anlagenkennwerte vom Füllungsgrad und die Veränderung des Luftdurchsatzes während des Abbrandes durchgeführt. Dabei sind die auf den Füllungsgrad bezogenen Angaben über eine Abbrandperiode gemittelt worden.

4.1 Leistungsverlauf während des Abbrandes

Die Messungen der Wärmeleistung über eine Abbrandperiode von 60 min zeigen den typischen instationären Charakter eines Durchbrandofens auf. Im Bild 3 sind neben der Gesamtwärmeleistung P auch die Teilwärmeströme \dot{Q}_{10} , \dot{Q}_{11} und \dot{Q}_{12} aufgetragen (die Indizes weisen auf die Bezeichnung der entsprechenden Anlagenteile in Bild 2 hin). Im Anschluß an die Zündphase (Zündung durch die Restglutmenge), die mit einem geringfügigen Abfall der Wärmeleistung verbunden ist, ist ein überaus steiler Anstieg zu verzeichnen. Die maximale Leistung P_{\max} wird nach etwa einem Drittel der Abbrandperiode erreicht. Die Kurven der Teilwärmeströme weisen in etwa die gleiche Tendenz auf, wobei der verhältnismäßig kleine Wärmestrom der Rostkühlung \dot{Q}_{11} aufgrund der unmittelbaren Nähe zur Glutzone einen ausgeglicheneren Verlauf zeigt.

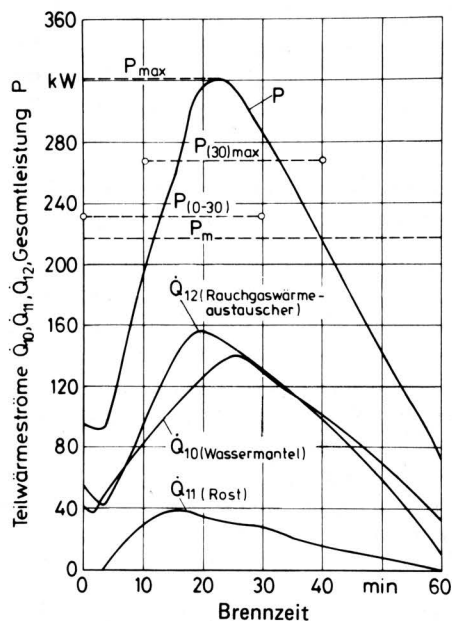


Bild 3. Teilwärmeströme und Gesamtwärmeleistung in Abhängigkeit von der Brennzeit; Füllungsgrad 70 % \cong 7 HD-Ballen.

Aus der Form der Leistungskurve wird die Schwierigkeit einer sinnvollen Leistungsangabe deutlich. Während die Maximalleistung P_{\max} , Bild 3, nur für eine relativ kurze Zeit zur Verfügung steht, fordert DIN 4702 Teil 2 eine Nennleistungsangabe, die der mittleren Leistung P_m über die Dauer eines Abbrandes entspricht. In einer österreichischen Richtlinie [9] wird vorgeschlagen, die maximale Leistung als gemittelten Wert der Leistung in den ersten 30 min der Brennzeit einer Füllung anzugeben ($P_{(0-30)}$). In Anlehnung an DIN 4702 wäre eine Leistungsangabe in Form der halbstündigen Höchstleistung $P_{(30)\max}$ individueller an jeden Kessel anzupassen.

4.2 Variation des Füllungsgrades

Der in Bild 3 dargestellte Verlauf der Wärmeleistung gilt für Verhältnisse, wie sie beim Nennleistungsabbrand vorliegen. Veränderte Betriebsbedingungen können die Leistungscharakteristik erheblich verändern. Die Bezeichnung Nennleistung P_{nenn} ist entsprechend DIN 4702 auch nur auf die maximal mögliche mittlere Leistung (P_m nach Bild 3) anzuwenden. Aus den durchgeführten Untersuchungen geht hervor, daß die mittlere Leistung P_m beispielsweise auch durch den Füllungsgrad der Verbrennungsanlage maßgeblich beeinflusst wird, Bild 4. Die Nennleistung P_{nenn} wird demnach nicht bei ganz gefülltem Kessel, sondern bei einem Füllungsgrad von ca. 70 % erreicht.

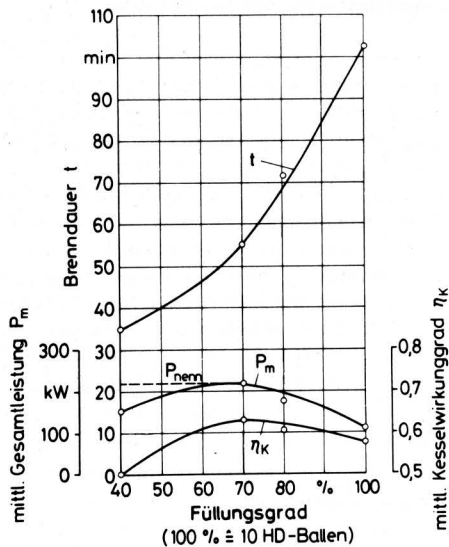


Bild 4. Brenndauer, mittlere Gesamtwärmeleistung und mittl. Kesselwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Füllungsgrad.

Der in Bild 4 ebenfalls aufgetragene mittlere Kesselwirkungsgrad η_k erreicht bei diesem Füllungsgrad seinen besten Wert mit 63%. Kleinere oder größere Füllungsgrade wirken sich sowohl auf die Leistung als auch auf den Wirkungsgrad negativ aus.

Die Brenndauer t weist eine direkte Abhängigkeit vom Füllungsgrad auf. Die größte Brenndauer läßt sich entsprechend den Ergebnissen in Bild 4 nicht mit dem besten Wirkungsgrad oder der maximalen mittleren Leistung zusammen erreichen.

Analog zur Abhängigkeit für den mittleren Kesselwirkungsgrad η_k wird auch bei den mittleren Abgasverlusten q_A der günstigste Wert bei einem Füllungsgrad von 70% erreicht, Bild 5. Der günstige Wert von $q_A = 25\%$ ist im wesentlichen der bei diesem Füllungsgrad nahezu vollkommenen Verbrennung zuzuschreiben, die durch ein Maximum im Verlauf der CO_2 -Kurve erkennbar wird. Für diese Annahme spricht vor allem auch, daß die mittlere Abgastemperatur ϑ_A bei diesem Füllungsgrad ihren Maximalwert annimmt, was die Abgasverluste eigentlich ungünstig beeinflussen müßte. Insgesamt können die Abgaswerte ($q_A = 25\%$; $\vartheta_A = 230\text{ °C}$) günstig beurteilt werden.

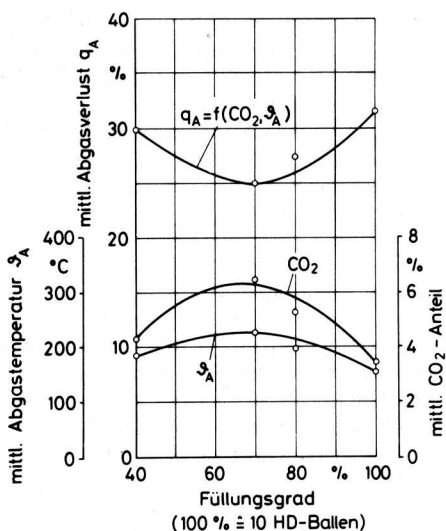


Bild 5. Abgasverluste sowie CO_2 -Anteil und Temperatur des Abgases in Abhängigkeit vom Füllungsgrad.

Wie die Vollkommenheit der Verbrennung durch den Füllungsgrad beeinflussbar ist, geht noch deutlicher aus Bild 6 hervor. Neben dem CO_2 -Gehalt sind hier auch der CO - und O_2 -Gehalt im Abgas über dem Füllungsgrad aufgetragen. Zu den relativ geringen CO -Anteilen ist zu bemerken, daß es sich um gemittelte Werte handelt, die kurzfristig bis hin zu Werten von 2–5% überschritten werden können. Derartige CO -Spitzen treten zusammen mit sichtbaren Rauchemissionen auf, die auf unverbrannten Kohlenstoff schließen lassen.

Im Bereich der kleinen Füllungsgrade deuten die höheren CO -Anteile auf ein zunehmendes Durchbrandverhalten des Ofens hin. Bedingt durch größere Hohlräume im Brennraum findet die Verbrennung nicht nur im Bereich des Rostes, sondern zunehmend im ganzen Brennraum statt.

Die stärkste Beeinflussung durch den Füllungsgrad erfährt das mittlere Luftverhältnis λ . Im idealen Befüllungszustand beträgt der Wert etwa 2,5 und steigt bei zunehmender und abnehmender Befüllung auf Werte von 4 und darüber an. Wie der Vergleich mit Bild 4 zeigt, lassen sich mit kleinem Luftverhältnis die günstigsten Wirkungsgrade erzielen (siehe auch [2]).

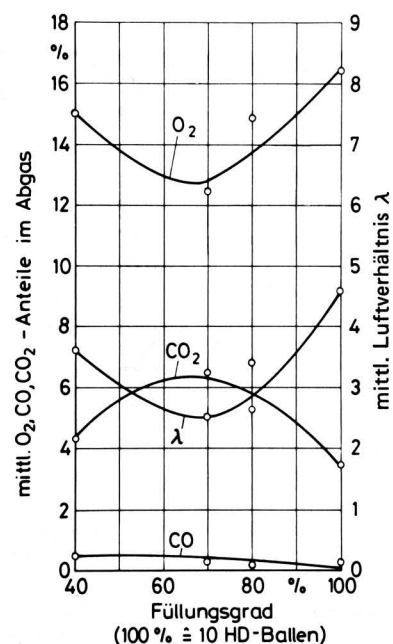


Bild 6. CO -, CO_2 - und O_2 -Gehalt im Abgas sowie Luftverhältnis in Abhängigkeit vom Füllungsgrad.

4.3 Verbrennungsluftdurchsatz

Der Verbrennungsluftdurchsatz der untersuchten Anlage war durch den in Abschnitt 3 beschriebenen Aufbau vorgegeben. In Bild 7 sind die Durchsätze an Primärluft \dot{V}_{L1} und Sekundärluft \dot{V}_{L2} sowie das Verhältnis $\dot{V}_{L1}/\dot{V}_{L2}$ über der Brennzeit aufgetragen. Aufgrund der konstanten Drehzahl des Primärluftgebläses wird durch den Düsenrost (Bild 2) ständig die gleiche Menge an Primärluft eingeblasen. Demgegenüber nimmt der Durchsatz an Sekundärluft während der Anfahrphase beträchtlich ab. Hervorgehoben wird dieser Verlauf durch verdampfendes Wasser, Freisetzung der flüchtigen Bestandteile und Expansion der Gase infolge der Temperaturerhöhung bei ebenfalls konstanter Drehzahl des Abgasgebläses. Zeitweilig übersteigt der Durchsatz an Primärluft den der Sekundärluft.

Mit fortschreitender Verbrennung nimmt die Gasfreisetzung aus dem Brennstoff ab, entsprechend nimmt der Durchsatz an angesaugter Sekundärluft wieder zu. Der überaus hohe Durchsatz an Sekundärluft drückt sich u.a. auch in den geringen CO_2 -Gehalten im Abgas während dieser Verbrennungsphase aus.

Besonders nachteilig wirkt sich das hohe Angebot an Sekundärluft auf die Temperatur in der Nachverbrennungszone aus. Wie eingangs erwähnt wurde, ist zur Verbrennung aller brennbaren Rauchgasanteile ein möglichst hohes Temperaturniveau notwendig. Durch starke Zufuhr von Sekundärluft wird die Temperatur in der Nachbrennzone aber negativ beeinflusst.

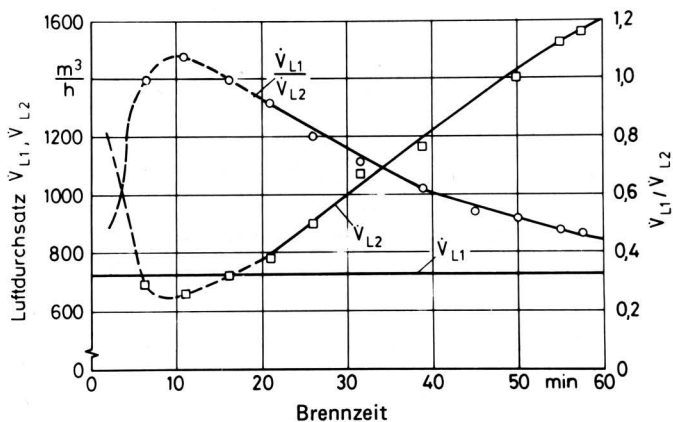


Bild 7. Durchsatz an Primärluft \dot{V}_{L1} , an Sekundärluft \dot{V}_{L2} und Verhältnis $\dot{V}_{L1}/\dot{V}_{L2}$ in Abhängigkeit von der Brennzeit; Füllungsgrad 70 % $\hat{=}$ 7 HD-Ballen.

5. Zusammenfassung und Folgerung

Absätzig betriebene Strohverbrennungsanlagen zeigen im Gegensatz zu den Feuerungsautomaten ein stark instationäres Betriebsverhalten, das bei den Durchbrandsystemen besonders ausgeprägt ist. Die Verbrennung ist gekennzeichnet durch eine geringe Schüttdichte des Brennstoffes, eine große reaktionsfähige Oberfläche und einen hohen Anteil der brennbaren Substanz an leicht flüchtigen Bestandteilen. Um dennoch eine umweltfreundliche Verbrennung zu ermöglichen, sollten bei der Erstellung solcher Anlagen bestimmte Konstruktionsprinzipien zugrunde gelegt werden:

- Getrennte Entgasungs- und Nachbrennzonen
- Ausreichende Dimensionierung der Brennstoffkammer mit dosierter Zugabe von Primärverbrennungsluft
- Nachbrennkammer mit hohem Temperaturniveau (ggf. Isolierung)
- Vorwärmung der Sekundärverbrennungsluft, um das für die vollständige Verbrennung geforderte Temperaturniveau zu erreichen
- Ausreichende Dimensionierung der Nachverbrennungskammer.

Neben den hiermit angeführten konstruktiven Gesichtspunkten sind für eine optimale Verbrennung noch betriebstechnische Einflussfaktoren mitbestimmend, von denen in den dargelegten Ergebnissen der Füllungsgrad (Füllmenge bezogen auf maximale Füllmenge) als ein wesentlicher Parameter betrachtet wurde. Dabei wurde deutlich, daß die die Verbrennungsanlage kennzeichnenden Leistungs- und Abgaswerte stark vom Füllungsgrad abhängig sind.

Bei der untersuchten Anlage wurde die maximale, über den Abbrand einer Füllung gemittelte Leistung (Nennleistung) bei einem Füllungsgrad von 70 % erreicht. Bei diesem Füllungsgrad wurde der beste Wirkungsgrad des Kessels mit $\eta_k = 63\%$ ermittelt. Günstige Werte ergaben sich bei diesem Füllungsgrad auch für das Luftverhältnis und die CO-, CO₂- sowie O₂-Gehalte im Abgas. Abweichungen sowohl zu größeren als auch zu geringeren Füllmengen führten zu schlechteren Werten.

Ganz offensichtlich gibt es für derartige Verbrennungsanlagen einen optimalen Füllungsgrad, der nicht mit der maximal möglichen Befüllung übereinstimmen muß. Demzufolge ist für die Bestimmung der Nennleistung der optimale Betriebspunkt zu ermitteln. Darüber hinaus ist aber auch für den optimalen Betrieb solcher Anlagen die Kenntnis des optimalen Betriebspunktes vorteilhaft.

Die Untersuchungen zum Verbrennungsluftdurchsatz haben Ansätze zur Verbesserung derartiger Verbrennungsanlagen aufgezeigt. Eine getrennte Zufuhr von Primär- und Sekundärluft soll eine kontrollierte Gasfreisetzung in der Brennkammer und den vollständigen Ausbrand in der Nachverbrennungszone ermöglichen.

Eine optimale Verbrennung der brennbaren Gase im Nachverbrennungsbereich erfordert neben der guten Vermischung des Gases mit Frischluft ein ausreichendes Temperaturniveau (mindestens 500 °C). Die Zufuhr von Sekundärluft sollte daher an den Verbrennungsprozeß angepaßt sein. Auf diese Weise wäre eine zu starke Kühlwirkung im Nachverbrennungsbereich vermeidbar, und die Abgasverluste könnten verringert werden.

Weiterführende Untersuchungen haben ergeben, daß bei geregelter Verbrennungsluftzufuhr eine Wirkungsgradsteigerung bei der untersuchten Anlage möglich ist.

Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [1] Wenner, H.L.: Energiebedarf in der Landwirtschaft. Bericht über das Fachgespräch vom 1./2. Dez. 1980, Landtechnik Weihenstephan 1981.
- [2] Hofstetter, E.M.: Feuerungstechnische Kenngrößen von Getreidestroh. Diss. TU München-Weihenstephan 1978; Forschungsbericht Agrartechnik MEG, Nr. 26.
- [3] Orth, H.W., H. Peters u. U. Köhler: Untersuchung der verbrennungstechnischen Eigenschaften von Getreidestroh. Grundle. Landtechnik Bd. 26 (1976) Nr. 6, S. 230/34.
- [4] •Orth, H.W.: Grundlagen des Brennverhaltens von Stroh. KTBL-Schrift Nr. 220, S. 125/37. Münster-Hiltrup: Landwirtschaftsverlag 1977.
- [5] Strehler, A.: Bisherige Erfahrungen mit Strohöfen. Teil 1 und 2, Landtechnik Bd. 36 (1981) Nr. 3, S. 144/48 und Nr. 4, S. 200/205.
- [6] Strehler, A.: Stand der Technik und weitere Entwicklung von Stroh- und Holzfeuerungsanlagen. Bericht über das Fachgespräch vom 1./2. Dez. 1980, Landtechnik Weihenstephan 1981.
- [7] •Gumz, W.: Kurzes Handbuch der Brennstoff- und Feuerungstechnik. 3. Aufl. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer 1962.
- [8] •Schuster, F.: Handbuch der Brenngase und ihre Eigenschaften. Braunschweig: Vieweg 1978.
- [9] Wörgetter, M.: Strohverbrennung in Österreich. Manuskript für einen Artikel in "Top-Agrar", Bundesversuchs- und Prüfungsanstalt Wieselburg, Österreich, 1979.
- [10] Meyer-Bothling, F.: Untersuchungen an einer Strohverbrennungsanlage. Unveröff. Diplomarbeit D 212, Institut für Landmaschinen der TU Braunschweig 1982.