BAUER Robert, GÖLLES Markus, BRUNNER Thomas, DOURDOUMAS Nikolaos, OBERNBERGER Ingwald, 2009: Eine Methode zur Bestimmung des Rauchgas-Massenstroms in einer Biomasse-Feuerung, In: International Journal Automation Austria, ISSN 1562-2703, Heft 1, Vol. 17 (2009) pp. 1-10

Eine Methode zur Bestimmung des Rauchgas-Massenstroms in einer Biomasse-Feuerung

R. Bauer*, M. Gölles†, T. Brunner†, N. Dourdoumas*, I. Obernberger†

Kurzfassung
In einer Biomasse-Feuerungsanlage stellt der Rauchgas-Massenstrom eine wichtige Prozessgröße dar. Trotzdem wird diese Größe bei typischen modernen Anlagen nicht ermittelt, weil die üblichen Messprinzipien entweder sehr teuer oder nicht für einen Dauereinsatz geeignet sind. In diesem Beitrag wird eine Methode vorgestellt, mit der über den Druckabfall eines Rauchrohr-Wärmeübertragers und mit Hilfe eines mathematischen Modells der Rauchgas-Massenstrom einfach, kostengünstig und sehr genau bestimmt werden kann.

Schlüsselwörter: *Biomasse-Feuerungsanlage, Rauchgas-Massenstrom, Modellbildung*

Abstract
The flue gas mass flow is an important process factor of a biomass furnace. In spite of its importance, it is not measured in typical modern plants, because the usual measuring principles are either very expensive or not applicable for long-term operation. This article presents a simple, cheap and accurate method for determining the flue gas mass flow based on the pressure drop of a gas tube heat exchanger and a mathematical model.

Key words: *Biomasse-Feuerungsanlage, Rauchgas-Massenstrom, Modellbildung*

1 Einleitung

Biomasse ist im Gegensatz zu fossilen Brennstoffen ein nachhaltiger, CO_2-neutraler Energieträger und wird deswegen in Zukunft immer wichtiger [5]. Allerdings weist sie im Vergleich zu fossilen Brennstoffen eine wesentlich größere Schwankungsbreite von Eigenschaften des Brennstoffs wie Wassergehalt, Korngröße, Dichte, etc auf. Soll der Verbrennungsprozess „gut“ geregelt werden, ist daher die Ermittlung von wichtigen Prozessgrößen entscheidend. Eine wichtige Größe ist der Rauchgas-Massenstrom, also der Massenstrom des heißen Gases, das den Feuerraum verlässt und etwa durch einen Wärmeübertrager geleitet wird. Beispielhaft zeigt Abbildung 1 eine typische moderne Biomasse-Flachschubrostfeuerung mit Rauchrohr-Wärmeübertrager. Aufgrund der Massenerhal-

*Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik, Technische Universität Graz, Kopernikusgasse 24, A-8010 Graz, email: robert.bauer@tugraz.at, nicolaos.dourdoumas@tugraz.at

†Austrian Bioenergy Centre GmbH, Inffeldgasse 21b, A-8010 Graz, email: markus.goelles@abc-energy.at, thomas.brunner@abc-energy.at, obernberger@bios-bioenergy.at

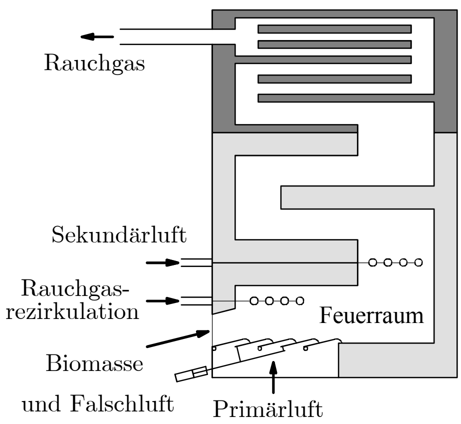

Abbildung 1: Eine typische moderne Biomasse-Feuerung

tung muss natürlich der Rauchgas-Massenstrom gleich der Summe der Massenströme aller in den Feuerraum eingebrachten Gase sowie der aktuell umgesetzten Masse des Brennstoffs sein. Die Massenströme der gewollt eingebrachten Luft (Primär- und Sekundärluft) sowie des rezirkulierten Rauchgases können zum Beispiel über Druckdifferenzen gut und kostengünstig bestimmt werden [1]. Wesentlich schwieriger ist die Bestimmung des Massenstroms der ungewollt eingebrachten Luft (der sogenannten Falschluft, die durch den Unterdruck im Feuerraum durch Ritzen und Löcher einströmt) und der Masse des aktuell umgesetzten Brennstoffs.

Durch die relativ hohe Temperatur und die Staubbeladung des Rauchgases ist eine Messung des Massenstroms nicht einfach. Meistens werden *Prandtl*-Rohre eingesetzt, die jedoch schnell verschmutzen und nicht für einen Dauereinsatz geeignet sind. Im vorliegenden Beitrag wird gezeigt, wie der Druckabfall über den Wärmeübertrager für eine sehr genaue Abschätzung des Massenstroms verwendet werden kann. Hierzu werden zunächst die in [1] vorgestellten mathematischen Modelle erweitert. Anschließend wird ein einfacher Zusammenhang zwischen Druckabfall und Massenstrom hergestellt, was insbesondere aufgrund der starken Temperaturänderung und dem weitgehend unbekannten Temperaturprofil im Wärmeübertrager bemerkenswert ist. Abschließend wird die Funktionstüchtigkeit des neu entwickelten Modells mit Messdaten, die im Rahmen von Testläufen an einer Versuchsanlage des K*plus*-Kompetenzzentrums Austrian Bioenergy Centre (thermische Nennleistung von 180 [kW]) aufgezeichnet wurden, gezeigt.

2 Druckabfall und Massenstrom

Strömt ein Fluid durch ein glattes Rohr, kann der „rohrige“ Druckabfall Δp mit

$$\Delta p = R_1 \dot{V}^{1.75} \qquad \text{mit} \qquad R_1 = 0.242 \frac{\mu^{0.25} \rho^{0.75} L}{D^{4.75}} \tag{1}$$

gut beschrieben werden [1]. Bei einer Blende ergibt sich für den „blendigen“ Druckabfall:

$$\Delta p = R_2 \dot{V}^2 \qquad \text{mit} \qquad R_2 = \frac{\rho}{2\alpha^2 A_\mathrm{d}^2} \tag{2}$$

Hierbei sind $\dot{V}$ der Volumenstrom, μ die Viskosität, ρ die Dichte, L die Rohrlänge, D der Rohrdurchmesser, α die Durchflusszahl (eine vom Öffnungsverhältnis und der *Reynolds*-Zahl abhängige, dimensionslose Kennzahl, die in [4] tabellarisch vorliegt und im vorliegenden Fall als konstant angenommen werden kann) und A_d die Querschnittsfläche der Blende. Meistens treten beide Arten von Druckabfall gleichzeitig auf (Abbildung 2), womit

$$\Delta p = R_1 \dot{V}^{1.75} + R_2 \dot{V}^2 \tag{3}$$

gilt. Nun soll die Abhängigkeit des Druckabfalls vom Massenstrom untersucht werden. Da

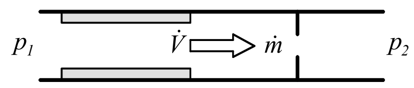

Abbildung 2: Rohriger und blendiger Druckabfall

Volumen- und Massenstrom über die Dichte ρ zusammenhängen

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}, \tag{4}$$

ergibt sich

$$\Delta p = \underbrace{\frac{R_1}{\rho^{1.75}}}_{=:\bar{R}_1} \dot{m}^{1.75} + \underbrace{\frac{R_2}{\rho^2}}_{=:\bar{R}_2} \dot{m}^2 \tag{5}$$

und für die neuen, massenstrombezogenen Widerstandswerte erhält man:

$$\bar{R}_1 = 0.242 \frac{\mu^{0.25} L}{\rho D^{4.75}} \qquad \text{und} \qquad \bar{R}_2 = \frac{1}{2\rho\alpha^2 A_\mathrm{d}^2}. \tag{6}$$

2.1 Temperaturabhängigkeit der Koeffizienten

Es soll zunächst die Temperaturabhängigkeit der Dichte ρ von einem idealen Gas betrachtet werden, für das die Gasgleichung

$$pv = RT \tag{7}$$

gilt (spezifisches Volumen v, spezifische Gaskonstante R, absolute Temperatur T). Man erhält

$$\rho(T) = \frac{1}{v} = \frac{p}{RT}, \tag{8}$$

bei annähernd konstantem Druck ist die Dichte daher indirekt proportional zur absoluten Temperatur. Die Viskosität μ eines Rauchgases mit typischer Zusammensetzung ist in grober Näherung direkt proportional zur absoluten Temperatur

$$\mu(T) \approx cT \tag{9}$$

(mit dem Proportionalitätsfaktor c), wobei die Temperaturabhängigkeit der Viskosität in Wirklichkeit etwas geringer ist (siehe Abbildung 3). In Gleichung (6) eingesetzt erhält

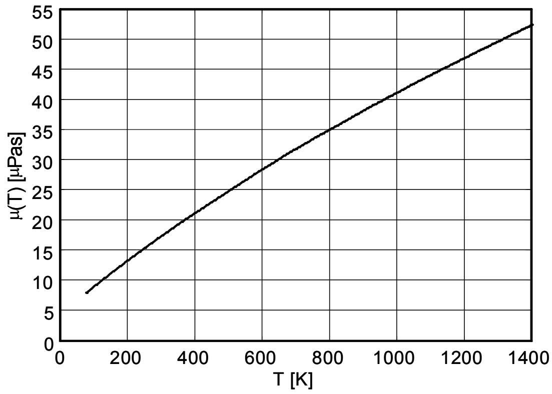

Abbildung 3: Viskosität als Funktion der Temperatur, beispielhaft für eine typische Rauchgaszusammensetzung

man

$$\bar{R}_1\left(T\right) = 0.242 \frac{c^{0.25} L R}{p D^{4.75}} T^{1.25}, \tag{10}$$

wobei die Viskosität eigentlich ein bisschen weniger stark von der Temperatur abhängt. Somit erscheint die Näherung

$$\bar{R}_1\left(T\right) \approx c_1 T \tag{11}$$

gerechtfertigt. Für $\bar{R}_2$ erhält man sogar exakt die proportionale Beziehung

$$\bar{R}_2\left(T\right) = \frac{R}{2 p \alpha^2 A_{\mathrm{d}}^2} T = c_2 T. \tag{12}$$

3 Druckabfall im Wärmeübertrager

Abbildung 4 zeigt den Rauchgasweg für einen typischen Rauchrohr-Wärmeübertrager, wie er für Warm- und Heißwasserkessel in Biomasse-Feuerungsanlagen eingesetzt wird [3]. Das Rauchgas wird in sogenannten Rauchgaszügen durch ein oder mehrere parallele Rohre geleitet und in den Wendekammern umgelenkt. Die Rohre selbst befinden sich im Inneren eines mit einem anderen Medium (meist Wasser) gefüllten Zylinders. Da die Wärme vom Rauchgas auf das andere Medium übertragen wird, sinkt die Temperatur des Rauchgases beim Durchströmen des Wärmeübertragers kontinuierlich und ist bei stationären Verhältnissen nur von der Position x abhängig.

Die in Abschnitt 2 hergeleitete Beziehung (5) für den gesamten Druckabfall

$$\Delta p = \bar{R}_1 \dot{m}^{1.75} + \bar{R}_2 \dot{m}^2 \tag{13}$$

würde nur bei konstanter Temperatur gelten. Diese Voraussetzung trifft beim Wärmeübertrager sicher nicht zu. Im Folgenden wird gezeigt, wie der Druckabfall bei einer sich stark ändernden Temperatur berechnet werden kann.

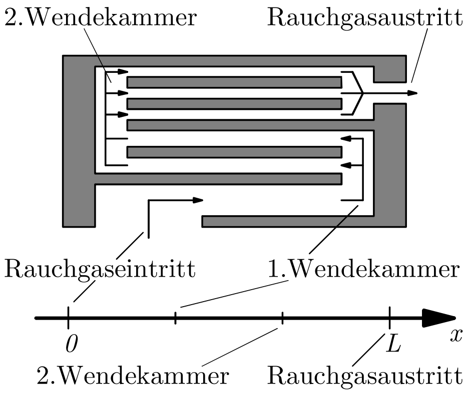

Abbildung 4: Weg des Rauchgases durch einen Rauchrohr-Wärmeübertrager mit mehreren Rauchgaszügen

3.1 Homogene Widerstandsverteilung

Zunächst soll eine homogene Verteilung für rohrigen und blendigen Widerstand im Wärmeübertrager angenommen werden (Abbildung 5). Diese im Allgemeinen nicht zutref-

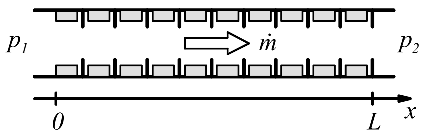

Abbildung 5: Homogene Verteilung von rohrigem und blendigem Widerstand im Wärmeübertrager

fende Annahme wird im nächsten Abschnitt wieder fallen gelassen, führt aber hier zu einer besonders einfachen Herleitung: Wäre nämlich die Rauchgastemperatur konstant, würde sich ein konstanter Druckabfall pro Längeneinheit ergeben. Bei nicht konstanter Rauchgastemperatur erhält man

$$\frac{d\left(\Delta p\right)}{dx} = \frac{\bar{R}_1}{L}\dot{m}^{1.75} + \frac{\bar{R}_2}{L}\dot{m}^2, \tag{14}$$

wobei die Koeffizienten $\bar{R}_1$ und $\bar{R}_2$ nur von der Temperatur abhängen, die an der jeweiligen Position herrscht. Für den gesamten Druckabfall ergibt sich

$$\Delta p = \int_0^L \left(\frac{\bar{R}_1\left(T\left(x\right)\right)}{L}\dot{m}^{1.75} + \frac{\bar{R}_2\left(T\left(x\right)\right)}{L}\dot{m}^2\right) dx \tag{15}$$

bzw. mit Gleichungen (11) und (12) eingesetzt:

$$\Delta p = \int_0^L \left(\frac{c_1 T}{L}\dot{m}^{1.75} + \frac{c_2 T}{L}\dot{m}^2\right) dx = c_1 \underbrace{\frac{1}{L}\int_0^L T\left(x\right) dx}_{=:\bar{T}_\mathrm{W}} \dot{m}^{1.75} + c_2 \underbrace{\frac{1}{L}\int_0^L T\left(x\right) dx}_{=:\bar{T}_\mathrm{W}} \dot{m}^2. \tag{16}$$

Das genaue Temperaturprofil im Wärmeübertrager ist daher gar nicht notwendig, es genügt eine einzige (!) „mittlere Wärmeübertrager-Temperatur“ $\bar{T}_{\mathrm{W}}$, mit der der gesamte Druckabfall beschrieben werden kann:

$$\Delta p = \bar{R}_1 \left(\bar{T}_{\mathrm{W}}\right) \dot{m}^{1.75} + \bar{R}_2 \left(\bar{T}_{\mathrm{W}}\right) \dot{m}^2. \tag{17}$$

3.2 Inhomogene Widerstandsverteilung

Nun soll eine beliebige Verteilung für rohrigen und blendigen Widerstand angenommen werden. Deren relative Verteilung soll mit einer normierten Verteilungsdichtefunktion $\alpha_1(x)$ für den rohrigen und mit $\alpha_2(x)$ für den blendigen Widerstand beschrieben werden, es gilt daher für beide Funktionen:

$$\int_0^L \alpha_1(x)\, dx = \int_0^L \alpha_2(x)\, dx = 1. \tag{18}$$

Für den Druckabfall pro Längeneinheit erhält man nun (vergleiche Gleichung (14))

$$\frac{d(\Delta p)}{dx} = \alpha_1 \frac{\bar{R}_1}{L} \dot{m}^{1.75} + \alpha_2 \frac{\bar{R}_2}{L} \dot{m}^2 \tag{19}$$

und für den gesamten Druckabfall ergibt sich

$$\Delta p = c_1 \underbrace{\frac{1}{L} \int_0^L \alpha_1(x)\, T(x)\, dx}_{=:T_{\mathrm{W}1}} \dot{m}^{1.75} + c_2 \underbrace{\frac{1}{L} \int_0^L \alpha_2(x)\, T(x)\, dx}_{=:T_{\mathrm{W}2}} \dot{m}^2. \tag{20}$$

Das genaue Temperaturprofil ist daher wieder nicht notwendig, es genügen diesmal zwei gewichtete „mittlere Wärmeübertrager-Temperaturen“ $T_{\mathrm{W}1}$ und $T_{\mathrm{W}2}$, mit denen der gesamte Druckabfall beschrieben werden kann:

$$\Delta p = \bar{R}_1 \left(T_{\mathrm{W}1}\right) \dot{m}^{1.75} + \bar{R}_2 \left(T_{\mathrm{W}2}\right) \dot{m}^2. \tag{21}$$

3.3 Berechnung des Rauchgas-Massenstroms

Wie in [1] gezeigt, kann die Summe zweier Potenzen näherungsweise mit einer einzigen Potenz dargestellt werden (Anhang A):

$$\Delta p = \bar{R}_1 \dot{m}^{1.75} + \bar{R}_2 \dot{m}^2 \approx \bar{R} \dot{m}^q. \tag{22}$$

Für den Massenstrombereich $0 \leq \dot{m} \leq \dot{m}_{\max}$ (mit dem anlagenspezifischen maximalen Rauchgas-Massenstrom $\dot{m}_{\max}$) können $\bar{R}$ und q mit

$$\bar{R} = \frac{\bar{R}_1 \dot{m}_{\max}^{1.75} + \bar{R}_2 \dot{m}_{\max}^2}{\dot{m}_{\max}^q} \qquad \text{und} \qquad q = \frac{1.75 \bar{R}_1 \dot{m}_{\max}^{1.75} + 2 \bar{R}_2 \dot{m}_{\max}^2}{\bar{R}_1 \dot{m}_{\max}^{1.75} + \bar{R}_2 \dot{m}_{\max}^2} \tag{23}$$

berechnet werden, für den Rauchgas-Massenstrom ergibt sich schlussendlich:

$$\dot{m}_{\mathrm{RG}} = \left(\frac{\Delta p}{\bar{R}}\right)^{1/q}. \tag{24}$$

4 Bestimmung der mittleren Wärmeübertrager-Temperatur

Die theoretische Berechnung der gewichteten mittleren Wärmeübertrager-Temperaturen T_{W1} und T_{W2} erweist sich als äußerst schwierig, da im Allgemeinen weder das Temperaturprofil noch die beiden Verteilungsdichtefunktionen α_1 und α_2 bekannt sind. Wünschenswert wäre daher eine einfache Bestimmung über andere Prozessgrößen. Simulationsstudien [3] zeigen, dass prinzipiell die Rauchgas-Eintrittstemperatur oder die Rauchgas-Austrittstemperatur geeignet wäre. Die Ermittlung der Eintrittstemperatur erweist sich aber als schwierig [2], weshalb im Folgenden die Rauchgas-Austrittstemperatur T_{RG} untersucht wird. Da aufgrund der Bauform des betrachteten Wärmeübertragers (siehe Abbildung 4) angenommen werden kann, dass die beiden Wärmeübertrager-Temperaturen T_{W1} und T_{W2} ähnlich groß sind, werden sie gleich gesetzt:

$$T_W := T_{W1} = T_{W2}. \tag{25}$$

Ein Ansatz mit unterschiedlichen Temperaturen führte zu keiner Verbesserung des Ergebnisses, womit die getroffene Annahme zusätzlich untermauert wird.

Bei einem Testlauf an einer Versuchsanlage wurden der Druckabfall über den Wärmeübertrager, der Rauchgas-Massenstrom $\dot{m}_{RG}$ (mit einem *Prandtl*-Rohr) und die Rauchgas-Austrittstemperatur T_{RG} gemessen. Abbildung 6 zeigt nun eine Gegenüberstellung der Rauchgastemperatur mit einer für jeden Zeitpunkt berechneten Wärmeübertrager-Temperaturen T_W. Diese Temperatur wurde so berechnet, dass der sich ergebende Rauchgas-Massenstrom nach Gleichung (24) mit dem Messwert übereinstimmt. Die dafür notwendigen Koeffizienten c_1 und c_2 (Gleichungen (11) und (12)) wurden zuvor mit Messdaten von Versuchen im kalten Zustand mit Hilfe numerischer Optimierungsalgorithmen unter Minimierung eines quadratischen Gütefunktionals ermittelt. Der in Abbildung

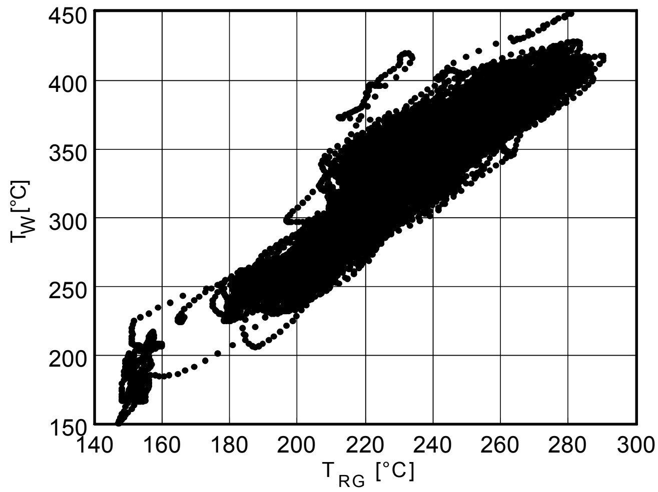

Abbildung 6: Rauchgas-Austrittstemperatur T_{RG} und berechnete Wärmeübertrager-Temperaturen T_W im Vergleich

6 erkennbare Zusammenhang legt einen affinen Ansatz der Form

$$T_W = kT_{RG} + d \tag{26}$$

nahe. Die Koeffizienten k und d wurden wieder mit Hilfe numerischer Optimierungsalgorithmen bestimmt. Die Funktionstüchtigkeit dieses Ansatzes sowie des gesamten mathematischen Modells wird im Folgenden gezeigt.

4.1 Experimentelle Verifikation

Abbildungen (7) und (8) zeigen den mit einem *Prandtl*-Rohr an einer Versuchsanlage des K*plus*-Kompetenzzentrums Austrian Bioenergy Centre (Rostfeuerung mit nachgeschaltetem Rauchrohr-Wärmeübertrager, thermische Nennleistung 180 [kW]) gemessenen sowie den mit dem mathematischen Modell berechneten Rauchgas-Massenstrom $\dot{m}_{\mathrm{RG}}$. Beide

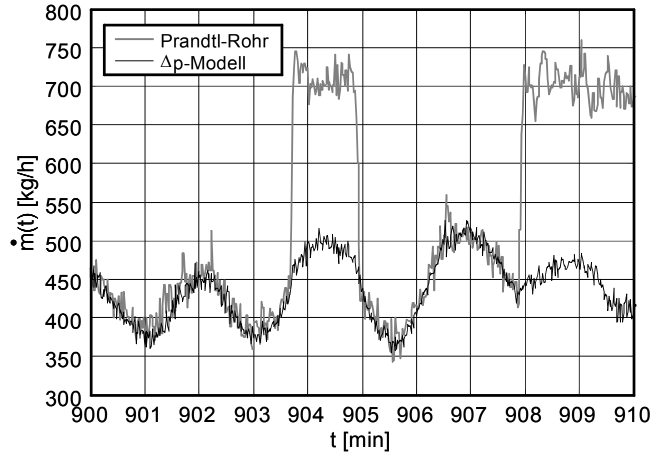

Abbildung 7: Modellvergleich bei Rückschlagklappenschwingen

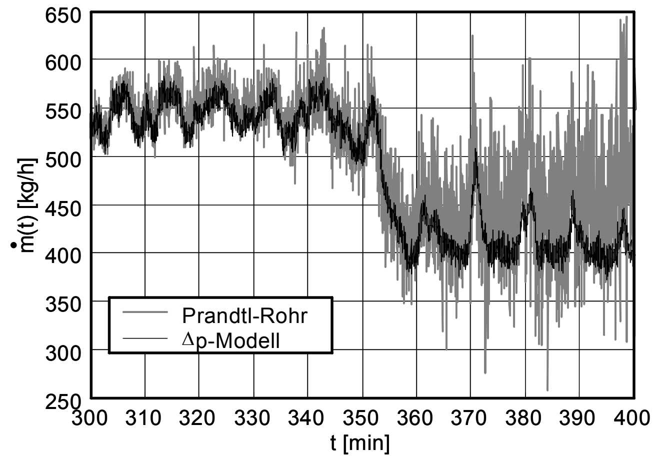

Abbildung 8: Modellvergleich bei verschmutzendem *Prandtl*-Rohr

Bilder zeigen auch die Problematik von *Prandtl*-Rohren: Bei Abbildung (7) schwingt eine Rückschlagklappe im Rauchgas-Rezirkulationskanal, verursacht Druckschwankungen in der gesamten Anlage und führt zu fehlerhaften Messwerten. Bei Abbildung (8) verlegen Asche-Partikel im Rauchgas zunehmend das *Prandtl*-Rohr und führen ebenfalls zu fehlerhaften Messwerten. Zu den Zeitpunkten, bei denen das *Prandtl*-Rohr richtig misst, ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung beider Werte. Im Gegensatz zur Messung mittels *Prandtl*-Rohr treten bei der Bestimmung des Rauchgas-Massenstroms über den Druckabfall des Wärmeübertragers die genannten Probleme nicht auf.

5 Zusammenfassung

Es wurde eine Methode vorgestellt, mit der über den Druckabfall eines Rauchrohr-Wärmeübertragers der Rauchgas-Massenstrom bestimmt werden kann. Hierfür ist die einmalige experimentelle Ermittlung der Konstanten c_1, c_2, k und d (Gleichungen (11), (12) und (26)) für den betrachteten Wärmeübertrager erforderlich. Die Methode ist einfach, kostengünstig und - im Vergleich zu üblicherweise eingesetzten *Prandtl*-Rohren - wesentlich zuverlässiger. Die Funktionstüchtigkeit wurde anhand von Versuchen an der Feuerungsanlage des K*plus* - Kompetenzzentrums Austrian Bioenergy Centre gezeigt. Folgende Einsatzmöglichkeiten sind denkbar:

- Der Rauchgas-Massenstrom kann nun über einen längeren Zeitraum auch unter industriellen Bedingungen zuverlässig und kostengünstig ermittelt werden.
- Mit dem Rauchgas-Massenstrom und einer groben Abschätzung der Massenbilanz können sofort fehlerhafte Zustände der Feuerungsanlage erkannt werden.
- Das entwickelte Modell kann für eine modellbasierte Regelung verwendet werden.

6 Danksagung

Diese Arbeit ist im Rahmen eines Projekts des Austrian Bioenergy Centre (K*plus*-Programm) entstanden, welches mit Mitteln der Republik Österreich sowie der Länder Steiermark und Niederösterreich gefördert wird.

A Eine Näherung für die Summe zweier Potenzen

Für gegebene Parameter $\bar{R}_1$, $\bar{R}_2$, q_1, q_2 sollen $\bar{R}$ und q so bestimmt werden, dass die Gleichung

$$\bar{R}_1\dot{m}^{q_1} + \bar{R}_2\dot{m}^{q_2} = \bar{R}\dot{m}^{q} \tag{27}$$

im Bereich $0 \leq \dot{m} \leq \dot{m}_{\max}$ näherungsweise „gut“ erfüllt ist. Für den speziellen Wert $\dot{m} = 0$ ist sie klarerweise exakt erfüllt. Gleiches gilt für die erste Ableitung der Gleichung nach $\dot{m}$:

$$q_1\bar{R}_1\dot{m}^{q_1-1} + q_2\bar{R}_2\dot{m}^{q_2-1} = q\bar{R}\dot{m}^{q-1}. \tag{28}$$

Daher ist die Gleichung (27) für $|\dot{m}| \ll 1$ (sogar unabhängig von der Wahl für $\bar{R}$ und q) näherungsweise erfüllt. Eine naheliegende Idee ist nun, $\bar{R}$ und q so zu bestimmen, dass die beiden Gleichungen (27) und (28) für den Wert $\dot{m} = \dot{m}_{\max}$ exakt gelöst sind. Dadurch ist die Gleichung (27) für $|\dot{m} - \dot{m}_{\max}| \ll \dot{m}_{\max}$ und somit im gesamten Bereich $0 \leq \dot{m} \leq \dot{m}_{\max}$ näherungsweise erfüllt. Es ergibt sich für $\bar{R}$ und q:

$$\bar{R} = \frac{\bar{R}_1 \dot{m}_{\max}^{q_1} + \bar{R}_2 \dot{m}_{\max}^{q_2}}{\dot{m}_{\max}^{q}} \qquad \text{und} \qquad q = \frac{q_1 \bar{R}_1 \dot{m}_{\max}^{q_1} + q_2 \bar{R}_2 \dot{m}_{\max}^{q_2}}{\bar{R}_1 \dot{m}_{\max}^{q_1} + \bar{R}_2 \dot{m}_{\max}^{q_2}}. \tag{29}$$

Für die spezielle Wahl $\dot{m}_{\max} = 1$ erhält man mit

$$\bar{R} = \bar{R}_1 + \bar{R}_2 \qquad \text{und} \qquad q = \frac{q_1 \bar{R}_1 + q_2 \bar{R}_2}{\bar{R}_1 + \bar{R}_2} \tag{30}$$

besonders einfache Berechnungsvorschriften.

Literatur

[1] Bauer R., Gölles M., Brunner T., Dourdoumas N., Obernberger I.: Modellierung der Druck- und Volumenstromverhältnisse in einer Biomasse-Feuerung. Automatisierungstechnik 55 (2007) 8, S. 404-410

[2] Bauer R., Gölles M., Brunner T., Dourdoumas N., Obernberger I.: Was messen Temperatursensoren in einer Biomasse-Feuerung wirklich? Automatisierungstechnik 55 (2007) 12, S. 600-607

[3] Bauer R., Gölles M., Brunner T., Dourdoumas N., Obernberger I.: Modellierung des dynamischen Verhaltens der Wärmeübertragung in einem Rauchrohr-Wärmeübertrager. Akzeptiert zur Veröffentlichung in Automatisierungstechnik

[4] Deutscher Normenausschuß: Durchflußmessung mit genormten Düsen, Blenden und Venturidüsen. DIN 1952, 1971

[5] Obernberger I.: Nutzung fester Biomasse in Verbrennungsanlagen. dbv-Verlag, Graz, 1997