

Wärmeübergangszahlen bei laminarer Rohrströmung von in Biogasanlagen genutzten nicht-newtonschen Fluiden

Von Hans Wilhelm Orth, Braunschweig, Wolfgang Pötke und Wolfram Sorge, Clausthal*)

Mitteilung aus dem Institut für Technologie der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode und dem Institut für Wärmetechnik und Industrieofenbau der Technischen Universität Clausthal

DK 631.862:662.767.1:536.243

Bei der Auslegung von Wärmeaustauschern bei Biogasanlagen ist die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von der Viskosität des Fluids und von dessen Strömungsform im Bereich der Austauschfläche zu berücksichtigen. Für Rinderflüssigmist unterschiedlichen Trockensubstanzgehaltes wurden diese Zusammenhänge am Beispiel der Rohrströmung aufgezeigt.

1. Einleitung

Bei mesophil oder thermophil betriebenen Biogasanlagen muß zur Aufrechterhaltung der Betriebstemperatur bzw. zur Aufheizung des Frischsubstrates Wärme zugeführt werden.

Abhängig von der verfahrenstechnischen Konzeption der Anlage werden hierzu Wärmeaustauschsysteme unterschiedlichster Art verwendet, wie beispielsweise innerhalb oder außerhalb des Reaktors liegende, absetzige oder kontinuierlich betriebene [1].

Obwohl bei ausgeführten Anlagen in vielen Fällen Wärmeaustauscher mit hohen Fluidgeschwindigkeiten, d.h. mit turbulenter Strömung, betrieben werden, erscheint eine laminare Strömungsform aus energetischen Gründen sinnvoll, weil dadurch Pumpenergie eingespart werden kann. Außerdem liegt diese Art der Anströmung bei allen in den Reaktor eingebauten Austauschsystemen ohne Zwangsdurchströmung an der austauschenden Fläche vor, so daß bei Kenntnis der den Wärmeaustausch charakterisierenden Kenndaten im laminaren Bereich aus Daten der Rohrströmung auf diese Verhältnisse geschlossen werden kann. Zur genaueren Auslegung von Austauschsystemen werden nachfolgend, in Ergänzung zu [1], Kenndaten für die laminare Rohrströmung mitgeteilt. Ziel dieses Teiles der Untersuchungen war neben der Verfeinerung der Meßmethode die erweiterte Darstellung von Ergebnissen in allgemeingültiger, d.h. dimensionsloser Form sowie die gleichzeitige Messung der für den Wärmeübergang relevanten Fluideigenschaften.

*) Prof. Dr.-Ing. H.W. Orth lehrt an der Fachhochschule Braunschweig-Wolfenbüttel; Dr.-Ing. W. Pötke ist Wiss. Assistent am Institut für Wärmetechnik und Industrieofenbau (Leiter: Prof. Dr.-Ing. R. Jeschar) der TU Clausthal; Dipl.-Ing. W. Sorge führte im Rahmen seiner Diplomarbeit an diesem Institut die Untersuchungen im Institut für Technologie (Leiter: Prof. Dr.-Ing. W. Bader) der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode, durch.

2. Theorie

Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten a einer Rohrströmung existieren für viele Fluide Gebrauchsformeln in dimensionsloser Form, die auf Messungen oder theoretisch begründete Berechnungen zurückgehen (z.B. [2]).

Die Berechnung des Wärmeübergangs newtonscher Fluide bei laminarer Strömung basiert auf der Annahme, daß Wärme nur durch Leitung quer zur Strömungsrichtung übertragen wird. Das laminare Strömungsprofil denkt man sich dabei aus dünnen Fluidschichten zusammengesetzt, die sich mit unterschiedlicher Geschwindigkeit in Strömungsrichtung bewegen und dabei aufeinander gleiten.

Wegen der Analogie von Impuls- und Wärmetransport kann aus dem Strömungsprofil auf das Temperaturprofil und den Wärmeübergang geschlossen werden.

Mit Hilfe der Ähnlichkeitstheorie wird der laminare Wärmeübergang zurückgeführt auf die Form

$$Nu = f(Pe \cdot d/L) \text{ bzw. } Nu = f(Re \cdot Pr \cdot d/L)$$

$$\text{(mit Nusseltzahl } Nu = \frac{a d}{\lambda_F}; \text{ Pecletzahl } Pe = Re \cdot Pr = \frac{w d \rho c_p}{\lambda_F};$$

$$\text{Reynoldszahl } Re = \frac{w d}{\nu} = \frac{w d \rho}{\eta}; \text{ Prandtlzahl } Pr = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda_F}.$$

Im einzelnen bedeuten dabei:

c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
d	Rohrdurchmesser
L	Rohrlänge
w	Fluidgeschwindigkeit
a	Wärmeübergangskoeffizient
λ_F	Wärmeleitfähigkeit des Fluids
η, ν	dynamische bzw. kinematische Viskosität
ρ	Fluidichte.

Die geringe Anzahl von maßgebenden Kennzahlen (siehe z.B. Hausen [3]) beruht darauf, daß unter der Voraussetzung ausreichender hydrodynamischer Anlaufstrecken das Strömungsprofil immer eine Parabel ist.

Für den Wärmeübergang an nichtnewtonsche Fluide muß die Abweichung vom parabelförmigen Geschwindigkeitsprofil durch einen zusätzlichen Parameter berücksichtigt werden.

Wird die Fließkurve eines Fluides nach Ostwald durch die Potenzfunktion zwischen Scherspannung τ und Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}$:

$$\tau = c \dot{\gamma}^m$$

beschrieben, so ist der Flüssigkeitsindex m ein derartiger Parameter. Die zur Berechnung der Reynoldszahl Re erforderliche Zähigkeit wird als repräsentative Zähigkeit mit

$$\bar{\eta} = c \left(2\pi \frac{\bar{w}}{d} \right)^{m-1} \text{ nach Chmiel [4] bzw.}$$

$$\bar{\eta} = \frac{c}{8} \left(8 + \frac{1 + 3m}{4m}\right)^m \left(\frac{\bar{w}}{d}\right)^{m-1} \quad \text{n. Metzner u. Reed [5]}$$

eingeführt (c Konstante).

Für eine laminare Strömung bei temperaturunabhängigen Stoffwerten gilt (ausführlich dargestellt in [6]):

$$\text{Nu} = f(\text{Pe} \cdot d/L, m) \quad \text{bzw. auch dargestellt als}$$

$$\text{Nu} = f(\text{Gz}, m) \quad (\text{mit Graetzzahl } \text{Gz} = (\pi/4) \cdot \text{Pe} \cdot d/L).$$

Flüssigmist, insbesondere bei Zusatz weiterer organischer Bestandteile wie z.B. Stroh, ist strukturviskos. Das bedeutet, daß sich ein Geschwindigkeitsprofil in der Rohrströmung einstellt, welches zwischen der Parabelform einer newtonschen Flüssigkeit ($m = 1$) und der vollständigen Pfropfenform ($m = 0$) liegen wird. In **Bild 1** sind zwei entsprechende Profile für $m = 0,35$ und $m = 0,1$ wiedergegeben.

Da das Geschwindigkeitsprofil sich auf den Wärmeübergang auswirkt, muß dieser zwischen dem für die beiden genannten Fälle der Pfropfenströmung und der newtonschen Strömung liegen, d.h. mit zunehmender Verdünnung wird wegen der Annäherung an newtonsches Verhalten (spitzeres oder ausgeprägteres Strömungsprofil) der Wärmeübergang von Flüssigmist schlechter. Zur Erklärung und Zuordnung von Meßergebnissen zum Wärmeübergang bei nichtnewtonschen Fluiden ist somit auch die Kenntnis der Fließeigenschaften der untersuchten Fluide von entscheidender Bedeutung.

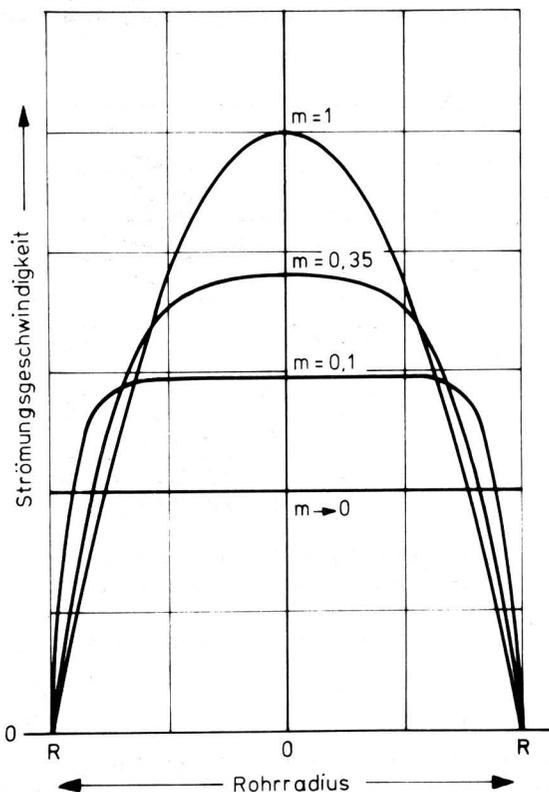


Bild 1. Laminare Geschwindigkeitsprofile strukturviskoser Fluide; berechnet nach dem Potenzansatz $\tau = c \dot{\gamma}^m$.

3. Versuchsanstellung und Meßmethode

Die Versuche wurden an dem früher beschriebenen System [1] mit einem Gegenstrom-Doppelrohrwärmeaustauscher durchgeführt.

Zur Verbesserung der Meßgenauigkeit und zur Verkürzung der Versuchszeiten wurde die zugeführte Wärme durch Bilanzierung des Heizwasserkreislaufes über die zugeführte elektrische Energie unter Berücksichtigung von Dissipationswärme der Pumpe und der Wärmeverluste des Heizwasserkreislaufes bestimmt, **Bild 2**.

Zur Fließkurvenmessung wurde ein Rohrreometer gebaut, da außer Gülle auch Fluide untersucht werden sollten, die Biomasse wie Stroh oder Maissilage enthalten. Diese Feststoffteilchen verhindern Messungen im Rotations- oder Kapillarviskosimeter. Außerdem entspricht die Rohrreometermeßanordnung der Rohrströmung im Wärmeaustauscher.

Die Meßstrecke besteht aus glatten PVC-Rohren mit 80 mm Innendurchmesser. Die Länge der Einlaufstrecke beträgt $L_n = 11$ m, die Länge der Druckverlustmeßstrecke $L_p = 6,46$ m. Die Länge der Einlaufstrecke reicht nach *Brauer* [7] zur vollständigen Ausbildung des Geschwindigkeitsprofils aus.

Die Messung des Druckverlustes erfolgt mit einem Quecksilber-U-Rohr-Manometer, dessen Zuleitungen mit Wasser gefüllt sind. Dieses ist vom Fluid durch eine weiche Gummimembran getrennt, um Verstopfungen des Meßsystems sicher zu vermeiden. Durch die Schlauch-Membran, die die Rohrleitung auf etwa 5 cm überbrückt, wird der Druck über den gesamten Rohrumfang auf das als Sperrflüssigkeit dienende Wasser des Meßsystems übertragen.

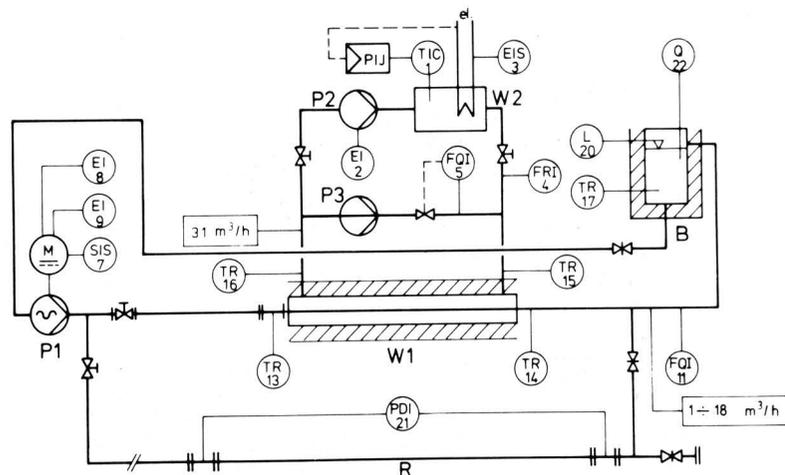


Bild 2. Fließbild der Versuchsanlage.

- W1 Doppelrohrwärmeaustauscher (Gegenstrom, innen Gülle, außen Heizwasser; Stahl, Außenisolierung; Länge 2 m, Außendurchm. 132 mm, Innendurchm. 80 mm, Wandstärke 5 mm)
 - W2 Elektrisch beheizter Wärmeaustauscher mit PDI-Festwerttemperaturregler
 - P1 Exzentrerschneckenpumpe
 - P2 zu W2 gehörige Pumpe
 - P3 Zusatzkreiselpumpe
 - B Güllespeicherbehälter, V = 500 l, isoliert
 - R Rohrreometer
- Weitere Bezeichnungen nach DIN 28004, Blatt 4 und DIN 19 227

4. Versuchsauswertung und Versuchsergebnisse

4.1 Versuchsauswertung

Fließkurve

Gemäß Ansätzen von *Chmiel* [4] werden aus der Druckverlustmessung Δp , der Geschwindigkeit \bar{w} bzw. dem Volumenstrom \dot{V} und den Abmessungen der Versuchsstrecke (Länge L und Durchmesser d) die repräsentative Schubspannung τ und die repräsentative Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ als Wertepaare der Fließkurve errechnet mit

$$\tau = \frac{\pi \Delta p}{16 L} d$$

$$\dot{\gamma} = \frac{2\pi}{d} \bar{w} = \frac{8 \dot{V}}{d^3}$$

Mit einer Ausgleichsgeraden wird dann nach dem Potenzgesetz von Ostwald $\tau = c \dot{\gamma}^m$ die Ostwald-Konstante c und der Fließindex m bestimmt.

Rohrreibungszahl

Aus den Druckverlustmessungen wird bei bekanntem Volumenstrom die Rohrreibungszahl ψ aus der Gleichung

$$\Delta p = \psi(L/d) \rho \bar{w}^2/2$$

bestimmt und in Abhängigkeit von der Reynoldszahl dargestellt.

Wärmeübergangskoeffizient

Bei Berücksichtigung der in gesonderten Versuchsläufen ermittelten Wärmeverluste des Heizsystems und der Dissipationswärme der Pumpe ergibt sich in der benutzten Versuchsanordnung als Zahlenwertgleichung die elektrische Heizleistung \dot{Q}_{el} in W zu

$$\dot{Q}_{el} = (N_{Th} - N_{P2}) f + 2260 \text{ W} - 30,6 \frac{\text{W}}{\text{K}} \cdot (\vartheta_{Th} - \vartheta_{\infty})$$

- mit N_{Th} Leistung des Thermostaten (W2 in Bild 2)
 N_{P2} Leistung der Pumpe 2 (P2 in Bild 2)
 f anteilige Einschaltzeit des Thermostaten
 $\vartheta_{Th} - \vartheta_{\infty}$ Temperaturdifferenz zwischen Thermostat und Umgebung.

Aus der Bilanz

$$\dot{Q}_{el} = k A (\bar{\vartheta}_w - \bar{\vartheta}_s)$$

- mit k Wärmedurchgangskoeffizient
 A Wärmeaustauschfläche
 $\bar{\vartheta}_w$ mittl. Wassertemperatur im Wärmeaustauscher
 $\bar{\vartheta}_s$ mittl. Fluidtemperatur im Wärmeaustauscher
wird mit Hilfe der an der Versuchsanlage gemessenen oder berechneten Temperaturen der Wärmedurchgangskoeffizient des Systems Wasser-Fluid bestimmt.

Der Wärmeübergangskoeffizient α_s des Fluids läßt sich dann aus der Beziehung

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{r_i \alpha_s} + \frac{1}{\lambda_R} \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{r_a \alpha_a}$$

berechnen, da die Abmessungen r_a und r_i des Wärmeaustauscherzwischenrohres, der Wärmeleitfähigkeit λ_R des Werkstoffes und der Wärmeübergangskoeffizient α_a des Wassers an die Zwischenwand bekannt sind [1].

4.2 Versuchsergebnisse

Fließkurven

In Bild 3 sind einige gemessene Fließkurven für Rinderflüssigmist unterschiedlichen Trockensubstanzgehaltes und in Bild 4 Kurven für Rinderflüssigmist, welcher mit unterschiedlichen Mengen gehäckselten Stroh angereichert wurde, dargestellt.

Die Meßergebnisse können im untersuchten Schergeschwindigkeitsbereich in guter Annäherung jeweils durch eine Gerade im doppellogarithmischen Netz abgebildet werden. Der Potenzansatz von Ostwald kann somit zur Beschreibung verwendet werden.

Für Rinderflüssigmist mit einem Trockensubstanzgehalt von $c_{TS} = 4,5\%$ wurde newtonsches Fließverhalten gemessen, was mit Angaben von Kumar u.a. [8] übereinstimmt. Für Schweinemist stellte dies auch Nanzer [9] fest.

Die aus diesen Werten für Rinderflüssigmist berechnete Viskosität zeigt, wie erwartet, wesentlich höhere Werte als bei Wasser.

Mit zunehmendem Trockensubstanzgehalt ist dann ein Abweichen vom newtonschen Verhalten festzustellen. Der Flüssigkeitsindex m wird mit zunehmendem TS-Gehalt kleiner, im untersuchten Bereich wurde bei einem TS-Gehalt von etwa 10% ein Wert von $m = 0,3$ ermittelt. Der Ostwaldfaktor, d.h. die Konstante c im Potenzansatz, verschiebt sich mit zunehmendem TS-Gehalt zu höheren Werten.

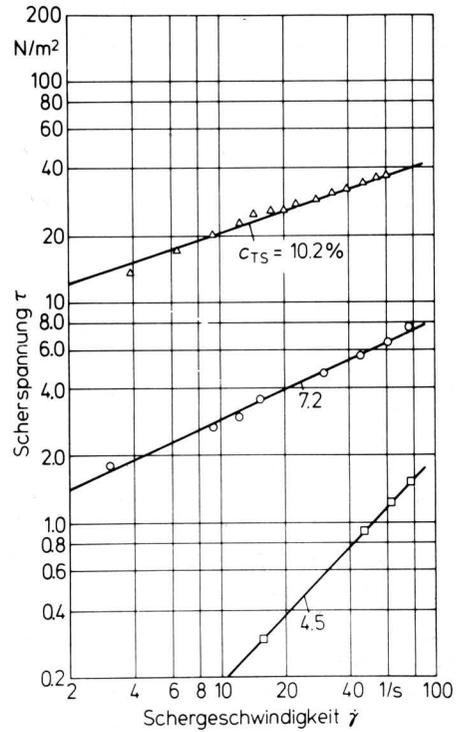


Bild 3. Fließkurven von Rinderflüssigmist unterschiedlichen Trockensubstanzgehaltes c_{TS} ; Substrattemperatur $\vartheta_S = 27$ °C.

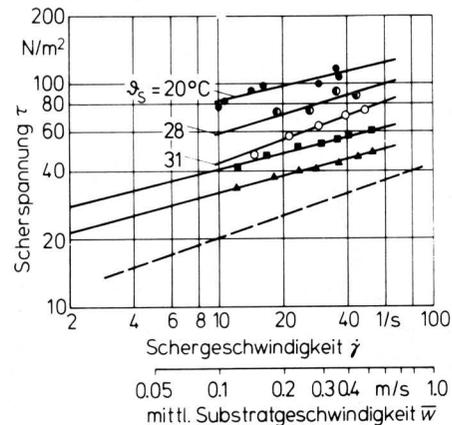


Bild 4. Fließkurven von Rinderflüssigmist bei Strohzugabe und unterschiedlichen Temperaturen; TS-Gehalt des Flüssigmistes $c_{TS} = 10,2\%$.

Strohzugabe	Substrattemp.	Strohzugabe	Substrattemp.		
—	0 %	20 °C	●	1,5 %	20 °C
▲	0,2 %	20 °C	◐	1,5 %	28 °C
■	0,8 %	20 °C	○	1,5 %	31 °C

Auch durch die Zugabe von Stroh wird dieses Verhalten prinzipiell nicht verändert. Der Flüssigkeitsindex wird infolge des etwas erhöhten Gesamttrockensubstanzgehaltes geringfügig kleiner, der Ostwaldfaktor erhöht.

Bei einem dickflüssigen Rindermist ($c_{TS} = 10,2\%$) wirkt sich also offensichtlich das zugesetzte Material nur wie eine Trockensubstanzerhöhung aus. Bei dünnerem Fluid ist zu erwarten, daß sich der vergrößerte Anteil an langen Partikeln zusätzlich in einer veränderten Fließcharakteristik bemerkbar macht.

In Bild 4 ist am Beispiel gleicher Strohzugabe von 1,5% der Temperatureinfluss dargestellt; mit zunehmender Temperatur des Fluids verschiebt sich die Fließkurve zu niedrigeren Werten, d.h. die Viskosität wird kleiner.

Druckverlust

Im laminaren Bereich der Rohrströmung gilt für die Rohrreibungszahl ψ bei newtonschen Fluiden die bereits von *Prandtl* gefundene Abhängigkeit von der Reynoldszahl Re

$$\psi = 64/Re.$$

Für nichtnewtonsche Fluide definierten *Metzner u. Reed* [5] eine modifizierte Reynoldszahl:

$$Re_M = \frac{\bar{w}^{2-m} d^m \rho}{\frac{c}{8} \left(8 + \frac{1+3m}{4} m\right)}$$

Werden die zugehörigen Werte aus der Rheometermessung ermittelt und ψ in Abhängigkeit von Re_M aufgetragen, so zeigt sich im untersuchten Bereich eine gute Übereinstimmung mit der theoretischen Abhängigkeit, in **Bild 5** dargestellt für drei Versuchsreihen. Die Abweichung beträgt etwa 10 %, unabhängig davon, ob das Fluid zusätzliches Stroh enthält oder nicht.

Daraus ist zu folgern, daß bei laminarer Strömung der Druckverlust für Rohrwärmeaustauscher bzw. Rohre allgemein mit guter Sicherheit nach dem im laminaren Bereich allgemein geltenden Gesetz bestimmt werden kann, wenn verlässliche Daten für das Fließverhalten vorliegen.

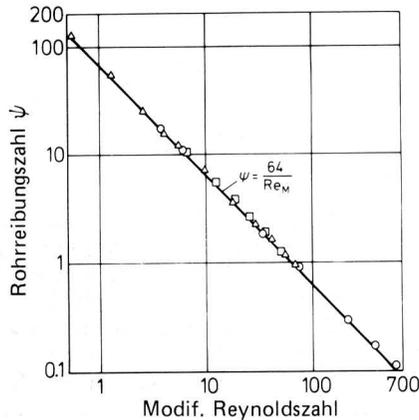


Bild 5. Rohrreibungszahl ψ bei laminarer Rohrströmung von Rinderflüssigmist; Gerade $\psi = 64/Re_M$ nach *Metzner u. Reed* [5] mit

- $\rho_{\text{Fluid}} \approx \rho_{\text{Wasser}}$
- \triangle $c_{\text{TS}} = 10,2\%$
- \circ $c_{\text{TS}} = 7,2\%$
- \square $c_{\text{TS}} = 4,5\%$

Wärmeübergangskoeffizient

Entsprechend den theoretischen Ansätzen sind die Ergebnisse für die Wärmeübergangszahlen in dimensionsloser Form in **Bild 6 und 7** dargestellt. Die Ausgleichsgeraden durch die Meßpunkte wurden grafisch festgelegt. In Bild 6 ist der bekannte Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten mit zunehmender Fluidgeschwindigkeit zu erkennen.

Gleichzeitig bestätigt sich die weiter oben gemachte Aussage, daß mit zunehmendem Trockensubstanzgehalt bei laminarer Strömung eine Verbesserung des Wärmeübergangs zu verzeichnen ist. Für den Trockensubstanzgehalt von 4,5 % ist allerdings zu vermerken, daß ab Fluidgeschwindigkeiten von etwa 0,5 m/s schon der turbulente Strömungsbereich erreicht wird (in Übereinstimmung mit zugehörigen kritischen Reynoldszahlen; errechnet in Anlehnung an *Brauer* [7]), so daß hier eine starke Zunahme der Wärmeübergangskoeffizienten mit weiter steigender Strömungsgeschwindigkeit zu erkennen ist. Die Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten vom Trockensubstanzgehalt wird im turbulenten Bereich anders sein als im laminaren.

Durch Zumischung von Stroh wurde das Fließverhalten geringfügig beeinflusst. Dieses ist in gleicher Weise auch bei den Wärmeübergangskoeffizienten zu verzeichnen. Mit zunehmender Strohzugabe ist eine Verbesserung des Wärmeübertragungsverhaltens aufgrund der höheren Viskosität zu beobachten. Wegen der insgesamt gesehen relativ kleinen Mengen an Stroh ist aber der Anstieg der Wärmeübergangskoeffizienten nur gering.

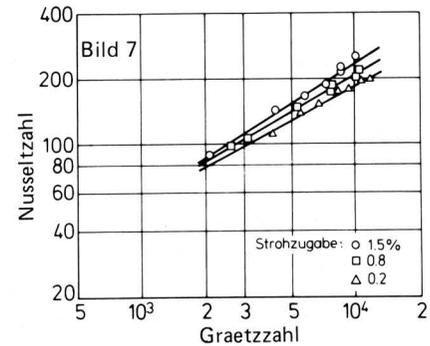
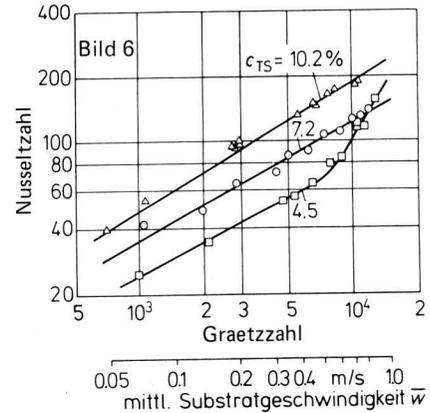


Bild 6 und 7. Nusseltzahl für Rinderflüssigmist in Abhängigkeit von der Graetzzahl bzw. der mittl. Substratgeschwindigkeit; Bild 6: bei unterschiedlichem Trockensubstanzgehalt des Flüssigmistes ($\lambda_{\text{Fluid}} \approx \lambda_{\text{Wasser}}$ und $d = 80$ mm); Bild 7: bei unterschiedlichen Strohzugaben.

5. Zusammenfassung

Im laminaren Strömungsbereich wird der Wärmeübergang an nichtnewtonsche Fluide sehr wesentlich von dem Fließverhalten des Fluids beeinflusst.

Für Flüssigmist liegt bei niedrigen Trockensubstanzgehalten ($c_{\text{TS}} < 4-5\%$) noch newtonsches Verhalten vor. Mit zunehmendem Trockensubstanzgehalt stellt sich ein strukturviskoses Fließverhalten ein. Die Ermittlung der Fließkurven mit Hilfe eines Rohrrheometers zeigt, daß die Ergebnisse sehr gut durch den Potenzansatz nach *Ostwald* ($\tau = c \dot{\gamma}^m$) beschrieben werden können.

Bei der laminaren Rohrströmung von Flüssigmist stellt sich mit zunehmendem Trockenmassegehalt allmählich ein pfropfenförmiges Strömungsprofil ein, welches den Wärmeübergang im Vergleich zu newtonschen Fluiden begünstigt.

Das Fließverhalten und die Wärmeübergangskoeffizienten von Flüssigmist mit unterschiedlichem Trockensubstanzgehalt und mit Anteilen von Stroh wurden gemessen und in Diagrammform dargestellt.

Sofern der gewählte Rohrdurchmesser in etwa dem hier untersuchten entspricht, können mit Hilfe dieser Ergebnisse Wärmeaustauscher im laminaren Strömungsbereich ausgelegt werden.

Aus der Untersuchung der Abhängigkeit auch für sehr kleine Strömungsgeschwindigkeiten ergeben sich Anhaltswerte für Wärmeaustauschsysteme, welche nicht mit Zwangsdurchströmung, sondern – z.B. bei Einbau im Reaktor – mit freier Anströmung aufgrund von Konvektions- und Mischvorgängen arbeiten.

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] Orth, H.W.: Bestimmung von Kennzahlen zur Wärmeübertragung bei Flüssigmist. Grndl. Landtechnik Bd. 31 (1981) Nr. 2, S. 47/50.
- [2] ●VDI-Wärmeatlas. Düsseldorf: VDI-Verlag 1977.
- [3] ●Hausen, H.: Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom. 2. Aufl. Berlin: Springer 1976.
- [4] Chmiel, H.: Wärmeübergang in der turbulenten Rohrströmung visko-elastischer Flüssigkeiten. Diss. RWTH Aachen 1971.
- [5] Metzner, A. u. J. Reed: Flow of non-newtonian fluids – correlation of the laminar, transition, and turbulent flow regions. AIChE-Journal Bd. 1 (1955) Nr. 4, S. 434/40.
- [6] Schümmer, P.: Gesetzmäßigkeiten der Modellübertragung bei rheologisch komplexem Stoffverhalten. Chem.-Ing.-Techn. Bd. 44 (1972) Nr. 18, S. 1057/60.
- [7] ●Brauer, H.: Grundlagen der Einphasen- und Mehrphasenströmungen. Aarau/Schweiz: Sauerländer 1971.
- [8] Kumar, M., D. Bartlett u. N. Mohsenin: Flow properties of animal waste slurries. Trans. ASAE Bd. 15 (1972) Nr. 4, S. 718/22.
- [9] Nanzer, K.: Beheizungssysteme für Biogasfermenter. Diplomarbeit am Institut für Verfahrens- und Kältetechnik der ETH Zürich, Zürich 1979.

Brasilianische Alkoholschlepper in der Prüfung

Von Rüdiger Krause, Braunschweig-Völkenrode*)

DK 631.372:662.754:661.722

Mit einer Erzeugung von 7,3 Mrd. l Alkohol aus Zuckerrohr (1984) und einem Anteil der Alkoholmotoren bei den PKW-Neuwagen von 90 % steht Brasilien sowohl bezüglich der Produktion als auch bezüglich des Verbrauchs von Alkohol in Kraftfahrzeugen weltweit an der Spitze.

Das eigentliche Problem der brasilianischen Energiebilanz ist der fast ausschließlich mit Dieselmotoren abgewickelte Transport in diesem Riesenland. Darüber hinaus soll aus strategischen Gründen die landwirtschaftliche Produktion von importiertem Dieselmotoren unabhängig werden. Die Verbrennung von Alkohol in Dieselmotoren bereitet jedoch bislang wegen der brenntechnischen Eigenschaften des Alkohols noch Schwierigkeiten. Die vorliegende Arbeit befaßt sich mit der Prüfung und der technischen und ökonomischen Beurteilung neuentwickelter, alkoholgetriebener Nutzfahrzeugmotoren für Ackerschlepper.

Gedankt sei allen brasilianischen Kollegen, die an der Prüfung der Schlepper sowie an der Auswertung der Ergebnisse mitgewirkt haben, insbesondere Herrn Eng. Paulo Renato Herrmann, dem damaligen Leiter der Prüfungsabteilung des Nationalen Zentrums für Agrartechnik (CENEA) in Brasilien.

*) Dr.-Ing. R. Krause ist Wiss. Oberrat am Institut für Technologie (Leiter: Prof. Dr.-Ing. W. Baader) der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode, und war 1982/83 als Leiter des Projektes der Gesellschaft für technische Zusammenarbeit (GTZ) in Brasilien beurlaubt.

1. Einleitung

Nachdem der Individualverkehr Brasiliens beachtlich weit von konventionellem Ottokraftstoff auf Alkoholbetrieb umgestellt ist (etwa 35 % des ursprünglichen Ottokraftstoffverbrauchs), wird nunmehr versucht, den hohen Verbrauch an Dieselmotoren durch Einsatz von Alkoholmotoren auch in Nutzfahrzeugen zu vermindern. Zahlreiche Motorenhersteller und die vier größten Ackerschlepperhersteller haben inzwischen entsprechende Produkte entwickelt und vorgestellt. Auch Lkws bis 15 t sind verfügbar. Mitte 1984 dürften etwa 3000 schwere Nutzfahrzeuge mit Alkoholbetrieb im Einsatz gewesen sein (allein etwa 1000 Schlepper der Marke Valmet mit MWM-Motor).

Per Dekret muß z.B. bis 1987 der gesamte Nutzfahrzeugpark im Zuckerrohranbau zur Ethanolgewinnung – nicht zuletzt auch aus strategischen Gründen – auf Alkohol umgestellt werden. Das entspricht etwa 40000 bis 50000 Fahrzeugen.

Im Rahmen eines Projektes der Technischen Zusammenarbeit (GTZ) konnten wir in den Jahren 1982 und 1983 im Nationalen Zentrum für Agrartechnik (CENEA) in Brasilien u.a. 6 Alkoholschlepper auf dem Prüfstand, auf der Betonbahn und im praktischen Feldeinsatz intensiv prüfen. Die Alkoholschlepper waren, abgesehen von den Motoren, jeweils nahezu baugleich mit den entsprechenden Dieselmanifesten, so daß wir uns im folgenden im wesentlichen auf den Motor und auf die durch den Betrieb mit wasserhaltigem Ethanol beeinflussten Kenngrößen wie Leistung, Drehmomentcharakteristik und Kraftstoffverbrauch sowie auf die Kosten beschränken wollen.

2. Grundsätzliches zum Verbrennungsverfahren und zum Kraftstoff

Zwei Typen von Verbrennungsmotoren beherrschen heute weltweit den mobilen Einsatz von Kraftmaschinen:

- Ottomotoren mit Vergaser bzw. elektronischer Einspritzung und Fremdzündung,
- Dieselmotoren mit Einspritzpumpe und Selbstzündung.