

Aus der in periodischen Abständen gemessenen Höhe des Sediments wird der prozentuale Anteil der abgesetzten Trockenmasse berechnet.

Die dynamische Viskosität wird mit einem Strukturrotationsviskosimeter gemessen. Andere Viskosimeter sind nicht geeignet, da Flüssigfuttermittel keine Newtonschen Flüssigkeiten sind, sondern strukturviskosen Charakter aufweisen. Die Haftmenge wird mit einer Präzisionswaage bestimmt. Dazu wird eine Werkstoffprobe in das Flüssigfuttermittel getaucht, wieder herausgenommen und die Haftmenge gewogen. Daraus läßt sich die Haftmenge je Flächeneinheit errechnen. Als Werkstoff wurde Piacryl verwendet.

#### 4.3. Darstellung und Auswertung der Versuchsergebnisse

Die Versuchsergebnisse sind in einem Nomogramm dargestellt (Bild 3).

Die Stoffkenngrößen Mischgüte, Sedimentation, Viskosität und Haftmenge werden in Abhängigkeit vom Zusatz des Emulgators, von der aufgeschlossenen Stärke und vom Einsatz des Kreiselmischers und der Kolloidmühle betrachtet. Gleichzeitig sind im Nomogramm die Zusammenhänge der vier Stoffkenngrößen dargestellt. Die Betriebsparameter Mischdrehzahl, Mischzeit und Temperatur und der Stoffparameter Trockensubstanzgehalt bleiben konstant:

- Mischdrehzahl  $n_M = 360 \text{ min}^{-1}$
- Mischzeit  $t_M = 5 \text{ min}$
- Temperatur  $T = 35^\circ\text{C}$
- Trockensubstanzgehalt  $Tr = 13,5 \%$

Durch den Einsatz der Kolloidmühle wird in erster Linie die Korngröße verringert. Sie beträgt beim Einsatz des Kreiselmischers  $d_k = 0,1 \dots 1,3 \text{ mm}$  und beim Einsatz der Kolloidmühle  $d_k = 0,02 \dots 0,2 \text{ mm}$ . Die Verringerung der Korngröße bringt

vor allem eine Verbesserung der Mischgüte und Verringerung der Sedimentation mit sich. Durch den Zusatz von geringen Mengen Zitronensäure als Emulgator (0,3 bis 1,0 %) kommt es zu einer Verbesserung der Mischgüte und zu einer Verringerung der Sedimentation, aber gleichzeitig zu einer geringfügigen Verschlechterung der Viskosität und der Haftmenge. Das Aufschließen der Stärke führt zu einer Verbesserung der Mischgüte, zu einer erheblichen Verringerung der Sedimentation, aber zu einer Erhöhung der Viskosität und der Haftmenge.

#### 5. Zusammenfassung

Die Ergebnisse der durchgeführten Betrachtungen lassen sich folgendermaßen zusammenfassen:

- Die Stoffkenngrößen von Flüssigfuttermitteln sind nicht hinreichend genug bekannt.
- Die Einflußparameter auf die Stoffkenngrößen sind so vielfältig, daß sie sich z. Z. kaum oder gar nicht mathematisch exakt formulieren lassen.
- Die Stoffkenngrößen wirken nicht getrennt voneinander, sondern beeinflussen sich gegenseitig.
- Bei der Herstellung von Flüssigfuttermitteln sollten die Möglichkeiten zur Verringerung der Korngrößen, der Einsatz von geeigneten Emulgatoren und aufgeschlossener Stärke überprüft werden.

#### Literatur

- [1] Füllr, C.; Ehlert, D.; Freitag, B.: Bedeutung von Stoff- und Wirkpaarungskenngrößen im Entwicklungs- und Konstruktionsprozeß. agrartechnik 24 (1974) H. 9, S. 441—444.
- [2] Lange, B.: Kolorimetrische Analyse. Weinheim: Verlag Chemie GmbH 1952.

A 9951

# Bewertung von Berechnungsmodellen zum Bestimmen der Lässigkeitsverluste in Zahnradpumpen

Dr.-Ing. E. Hlawitschka, KDT, Universität Rostock, Sektion Landtechnik

## 1. Aufgabenstellung

Das theoretische Bestimmen der inneren Lässigkeitsverluste in Zahnradpumpen ist heute nicht nur eine Aufgabe, die für den Bereich der Konstruktion dieser Elemente von Bedeutung ist, sondern auch in der Instandhaltung der mit Hydraulikanlagen ausgerüsteten Landmaschinen ist insbesondere unter dem Aspekt des Diagnostizierens des Schädigungszustands von Hydraulikbaugruppen dieses Problem von besonderem Interesse. So ist es durchaus möglich und wird zukünftig angestrebt, die Schadensgrenzen der in Zahnradpumpen verwendeten Bauteile anzugeben, wenn man die durch den Radial-, Axial- und Lagerspalt bedingten Lässigkeitsverluste kennt und besondere Kriterien zur Bewertung des Zustands der Zahnradpumpe zugrunde legt.

Neben experimentellen Untersuchungen ist derzeit besonders das Bestreben sichtbar, auf der Grundlage der aus der Strömungsmechanik abgeleiteten Beziehungen die Lässigkeitsverluste zu berechnen, die durch die verschiedenen funktionsbedingten Spalten in der Zahnradpumpe (Bild 1) hervorgerufen werden. Die meisten der Autoren, die ihre diesbezüglichen Ergebnisse veröffentlichten, gehen dabei zur Lösung dieser Aufgabe von den Navier-Stokesschen Bewegungsgleichungen aus, deren Lösung in geschlossener Form bisher jedoch nicht vorliegt. Es werden deshalb vereinfachende Annahmen bezüglich der Strömungsver-

## Verzeichnis der verwendeten Symbole

A	Dichtspaltquerschnitt	$s_a$	Axialspaltweite
b	Zahnradbreite	$s_L$	Lagerspaltweite
$b_a$	Axialspaltbreite	$s_r$	Radialspaltweite
$b_L$	Gleitlagerumfang	$u, v, w$	Strömungsgeschw. in Richtung der Achsen x, y, z
F	Kraft	$v_u$	Umfangsgeschwindigkeit
$l_a$	Axialspalllänge	$V_{th}$	theor. Verdrängervolumen
$l_k$	dichtende Radialspalllänge	$\dot{V}_a$	Axialspaltverlust
$l_L$	Gleitlagerbreite	$\dot{V}_L$	Lagerspaltverlust
$l_r$	dichtende Radialspalllänge	$\dot{V}_r$	Radialspaltverlust
m	Modul	$\dot{V}_{eff}$	effektiver Förderstrom
n	Drehzahl	$\dot{V}_{th}$	theoretischer Förderstrom
p	Druck	$\dot{V}_{ges}$	Gesamtlässigkeitsverlust
$\Delta p$	Druckdifferenz	x, y, z	Kennzeichnung der Raumachsen
$r_K$	Kopfkreisradius	$z_p$	Anzahl der sich im Radialspalt befindenden Zähne
$r_m$	mittlerer Radius	$\eta$	dynamische Viskosität
$r_n$	Nabenradius	$\vartheta_1, \vartheta_2$	Winkel entspr. Bild 1
$r_o$	Teilkreisradius	$\nu$	kinematische Viskosität
$r_L$	Lagerradius	$\rho_E$	Flüssigkeitsdichte
K	Faktor zur Kennzeichnung des Eingriffswinkels	$\zeta$	Faktor zur Kennzeichnung der Profilverschiebung
		$\psi$	Faktor zur Kennzeichnung des Überdeckungsgrades

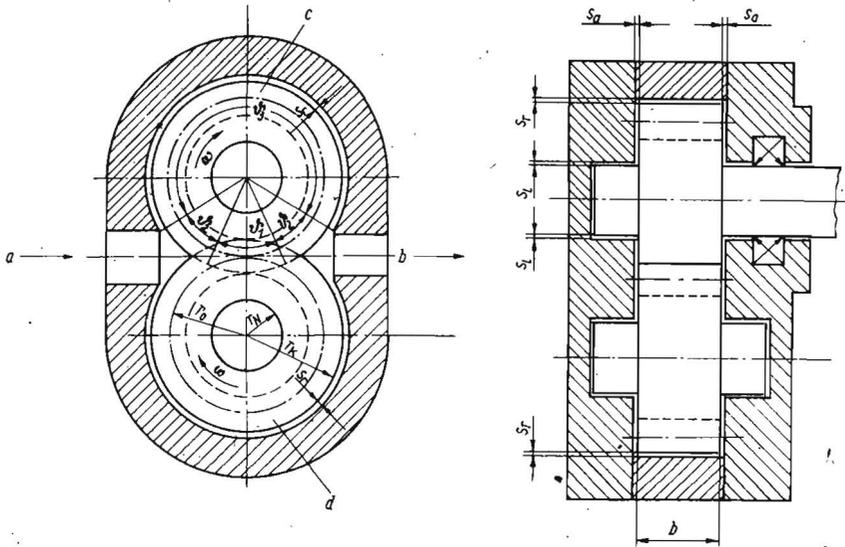


Bild 1. Schema einer Zahnradpumpe; a Saugseite, b Druckseite, c treibendes Rad, d getriebenes Rad

hältnisse in den engen Spalten der Zahnradpumpe getroffen. Durch diese Annahmen werden die dreidimensionalen Strömungsverhältnisse meist bis auf eine eindimensionale Strömung vereinfacht. Diese stark vereinfachte Navier-Stokessche Bewegungsgleichung lautet dann

$$-\eta \frac{d^2 u}{dy^2} = \frac{dp}{dx} \quad (1)$$

Im folgenden sollen einige der markantesten Modelle zum Berechnen der Lässigkeitsverluste in Zahnradpumpen vorgestellt werden. Die Anwendbarkeit bzw. Eignung dieser Modelle soll durch den Vergleich mit experimentell gewonnenen Ergebnissen beurteilt werden.

## 2. Vorstellung der wichtigsten Berechnungsmodelle

An dieser Stelle können die Berechnungsmodelle nur in ihrer endgültigen Form dargestellt werden. Bezüglich der Details wird auf die Originalarbeiten verwiesen.

### 2.1. Modell von Žalud

Žalud [1] legt den Fall einer eindimensionalen, laminaren Strömung einer zähen Flüssigkeit in den jeweiligen Spalten einer Zahnradpumpe zugrunde, die durch Gleichung (1) gekennzeichnet wird. Nach deren Integration unter speziellen Randbedingungen gelangt er über das Bestimmen der Strömungsgeschwindigkeit im Spalt zu den Lässigkeitsverlusten. Hierbei wurde das Druckgefälle  $dp/dx$  in den Spalten als konstante Größe angenommen. Im Ergebnis seiner Betrachtungsweise gibt Žalud folgende Gleichungen zum Berechnen der verschiedenen Lässigkeitsverluste an:

Lässigkeitsverlust im Radialspalt:

$$V_r = \frac{b \Delta p s_r^3}{12 \eta l_r} - \frac{b v_u s_r}{2} \quad (2)$$

Lässigkeitsverlust im Axialspalt:

$$V_a = \frac{b_a \Delta p s_a^3}{12 \eta l_a} \quad (3)$$

Lässigkeitsverlust infolge des Lagerspalts:

$$V_L = \frac{b_L \Delta p s_L^3}{12 \eta l_L} \quad (4)$$

Der Gesamtverlust ergibt sich als Summe der Teilverluste zu  $V_{ges} = V_r + V_a + V_L$

### 2.2. Modell von Pohlentz

Auch Pohlentz [2] legt die Gleichung (1) seinen Betrachtungen zugrunde und löst ähnlich wie Žalud dieses Problem. Er geht von konkreten Abmessungen der Elemente der Zahnradpumpe aus

und gibt folgende Gleichungen zur Berechnung der Teillässigkeitsverluste an:

Lässigkeitsverlust im Radialspalt:

$$V_r = 2 b \left[ \frac{\Delta p s_r^3}{12 \pi \eta r_k} - \frac{\pi n r_k s_r}{60} \right] \quad (5)$$

Lässigkeitsverlust im Axialspalt:

$$V_a = \frac{(r_o - r_N) \Delta p}{6 \eta} \left( \frac{1}{\pi r_m} + \frac{1}{r_o} \right) s_a^3 \quad (6)$$

Lässigkeitsverlust infolge des Lagerspalts:

$$V_L = \frac{2 \pi r_L}{3 \eta} s_L^3 \frac{0,8 \Delta p}{b_L} \quad (7)$$

Durch Summieren der Gleichungen (5) bis (7) erhält man wiederum den Gesamtlässigkeitsverlust.

### 2.3. Modell von Popov u. a.

Popov u. a. [3] [4] [5] vereinfachen die Navier-Stokessche Bewegungsgleichung nur soweit, daß der Fall einer ebenen Strömung behandelt werden kann. Unter erheblichem mathematischem Aufwand und unter Berücksichtigung konstruktiver Besonderheiten von Zahnradpumpen und der Verzahnungsgeometrie wird eine Lösung herbeigeführt.

Für Hochdruckzahnradpumpen werden folgende Gleichungen zum Berechnen der Lässigkeitsverluste angegeben:

Lässigkeitsverluste im Radialspalt:

$$V_r = 2b \left[ \frac{v_u s_r}{2} - \frac{s_r^3}{12 \eta l_k} \left( \frac{\lambda_{E1}}{z_p} p_o - \lambda_1 \right) \right] \quad (8)$$

Die Hilfsgrößen  $\lambda_{E1}$  und  $\lambda_1$  berücksichtigen Einflüsse, die durch die Verzahnungsgeometrie, die Spaltabmessungen und die Viskosität der Förderflüssigkeit bedingt sind.

Lässigkeitsverluste im Axialspalt:

$$V_a = \frac{s_a^3}{3 \eta} \left[ \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n - 1 \right] \left[ C_n (r_m^n - r_N^n) - D_n \left( \frac{1}{r_m^n} - \frac{1}{r_N^n} \right) \right] \quad (9)$$

Die Faktoren  $C_n$  und  $D_n$  lassen sich wie folgt berechnen:

$$C_n = \frac{2 \Delta p}{\pi n^2} \left[ \frac{(-1)^n}{\vartheta_3} \sin \frac{n \vartheta_3}{2} - \frac{1}{\vartheta_1} \sin \frac{n \vartheta_1}{2} \right] \frac{r_m^n}{r_m^{2n} - r_N^{2n}}$$

$$D_n = - \frac{2 \Delta p}{\pi n^2} \left[ \frac{(-1)^n}{\vartheta_3} \sin \frac{n \vartheta_3}{2} - \frac{1}{\vartheta_1} \sin \frac{n \vartheta_1}{2} \right] \frac{r_m^{2n} r_N^{2n}}{r_m^{2n} - r_N^{2n}}$$

Popov u. a. geben an, daß mit der Gleichung (9) eine ausreichende Genauigkeit zu erreichen ist, wenn bis  $n = 10$  summiert wird. Die

Gesamtlässigkeitsverluste werden auch hier durch das Summieren der beiden Teilverlustströme gewonnen.

#### 2.4. Modell von Schlösser

Schlösser [6] benutzt zur Verluststromberechnung nicht die Navier-Stokesche Bewegungsgleichung. Er hat bei entsprechenden Experimenten festgestellt, daß die Lässigkeitsverluste in Zahnradpumpen sehr wesentlich vom Druck, von den Spaltabmessungen sowie von der Viskosität der Förderflüssigkeit und deren Dichte bestimmt werden.

Unter der Voraussetzung, daß alle Leckspalten in Zahnradpumpen parallelgeschaltet sind, wird folgendes Berechnungsmodell angegeben:

$$V_{\text{Ges}} = C_{sv} \frac{\Delta p}{2 \pi \eta} V_{ih} + C_{pv} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_E}} \sqrt[3]{V_{ih}^2} \quad (10)$$

Die Verlustfaktoren lassen sich wie folgt bestimmen:

$$C_{sv} = \frac{\pi \sum \frac{s^3 b}{l}}{6 V_{ih}}$$

$$C_{pv} = \frac{\sum A}{\sqrt[3]{V_{ih}^2}}$$

Dieses Modell für die Gesamtlässigkeitsverlustberechnung weist als Besonderheit keine Drehzahlabhängigkeit auf.

#### 2.5. Modell von Oprean

Da Oprean [7] eine pessimistische Haltung zur Möglichkeit des Berechnens der Lässigkeitsverluste mit Hilfe der Navier-Stokeschen Bewegungsgleichung einnimmt, leitet er aus Energiebetrachtungen und unter Verwendung von experimentellen Ergebnissen der Lässigkeitsverlustmessung ein entsprechendes Berechnungsmodell ab. Für eine nicht in allen konstruktiven Details bezeichnete Zahnradpumpe wird folgende Gleichung zum Vorausberechnen der Gesamtlässigkeitsverluste angegeben:

$$V_{\text{Ges}} = 2 \pi b m^2 n (\zeta - K \psi) - \frac{49,89666 v^{0,236}}{p^{0,253} s_a^{0,118} s_r^{0,037}} \quad (11)$$

### 3. Bewertung und Einschätzung der Anwendbarkeit der Modelle

Die hier kurz dargestellten Modelle wurden hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit für die nach TGL 10859 standardisierten Zahnradpumpen aus der Fertigung des VEB Industriewerke Karl-Marx-Stadt überprüft. Zur numerischen Auswertung der angegebenen Modelle für die Lässigkeitsverlustberechnung wurden die konstruktiven Details dieser Pumpe den Zeichnungsunterlagen des Herstellers entnommen bzw. durch Messung am Objekt das jeweils notwendige Maß bestimmt. Bei der Rechnung konnte durch Variation der verschiedenen Konstruktions- und Betriebsgrößen ein Überblick über deren Einflüsse auf die Lässigkeitsverluste gewonnen werden. Parallel dazu durchgeführte Experimente erlaubten den Vergleich und damit die Bewertung der verschiedenen Berechnungsmodelle.

Zunächst kann festgestellt werden, daß die durch den Axialspalt bedingten Lässigkeitsverluste in der axialspaltausgeglichenen Zahnradpumpe infolge des kleinen und nahezu konstanten Axialspalts sehr klein sind und gegenüber den Radialspaltverlusten kaum ins Gewicht fallen. Diese Aussage spiegelt sich in allen diesbezüglichen Modellen wider.

Die Ergebnisse der Auswertung der verschiedenen Modelle zur Lässigkeitsverlustberechnung sind im Bild 2 dargestellt worden. Dieses Bild gestattet einen recht anschaulichen Vergleich der theoretisch und experimentell ermittelten Lässigkeitsverluste.

Die Ergebnisse des Modells von Žalud zeigen bei einem Vergleich mit den Versuchswerten zunächst gute Übereinstimmung hinsichtlich der Tendenz beider Ergebnisse. Es werden aber zu geringe Lässigkeitsverluste errechnet. Wenngleich auch der relative Fehler mit zunehmender Radialspaltweite kleiner wird, so kann doch bei den im Neuzustand der Pumpe üblichen Radialspaltweiten ein um mehr als 40% zu gering berechneter

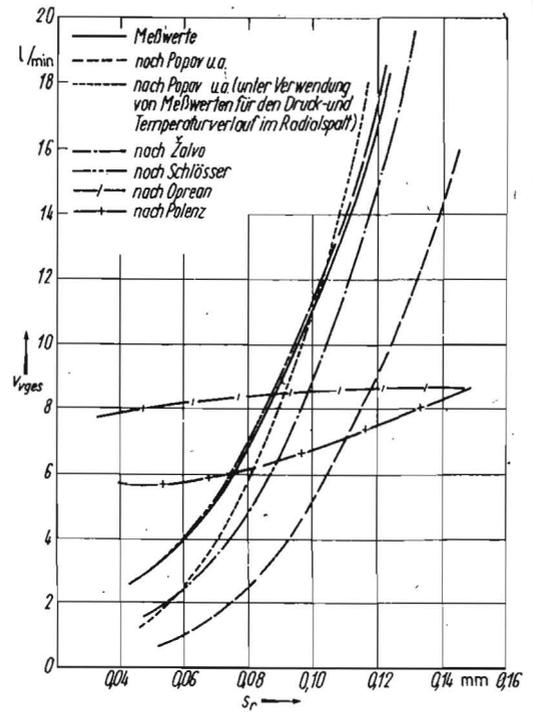


Bild 2. Darstellung der Ergebnisse der Lässigkeitsverlustermittlung auf rechnerischem und experimentellem Wege;  
 $n = 1450 \text{ U/min}$ ,  $p = 160 \text{ kp/cm}^2$ ,  $\eta = 0,4 \cdot 10^{-6} \text{ kp} \cdot \text{s/cm}^2$

Lässigkeitsverlust nicht befriedigen. Außerdem ergab sich, daß die nach Gleichung (4) errechneten sehr großen Anteile der Lässigkeitsverluste infolge des Lagerspiels im Widerspruch zu den Untersuchungsergebnissen an diesen Zahnradpumpen stehen. Offenbar ist also die Überbewertung der Lässigkeitsverluste infolge des Gleitlagerspalts die Ursache für die Annäherung zwischen Rechnung und Messung. Dieses Berechnungsmodell liefert deswegen Ergebnisse, die mit einer gewissen Zufälligkeit behaftet sind.

Das Modell von Pohlentz beschreibt das Verhalten der Lässigkeitsverluste in völlig unzureichendem Maße. Weder die Tendenz der Kurve noch ihre quantitativen Werte können akzeptiert werden. Als besonderer Grund dafür kann neben den stark vereinfachten Annahmen zur Lösung der Navier-Stokeschen Bewegungsgleichungen angegeben werden, daß infolge der Zahnlücken nicht die gesamte Radialspaltlänge  $2 \pi r_K$  (Gleichung (5)) als dichtende Länge angesetzt werden kann, sondern nur ein kleiner Teil derselben. Ebenso betont dieses Modell die Lagerschmierungsverluste (Gleichung (7)) zu stark (ein experimenteller Nachweis dieser Aussage konnte erbracht werden), wodurch die hohen Lässigkeitsverluste bei geringen Spaltweiten zustande kommen. Dieses Berechnungsmodell ist deswegen in der vorgestellten Form zum Vorausberechnen der Lässigkeitsverluste in Zahnradpumpen ungeeignet.

Die nach dem Modell von Popov u. a. errechneten Lässigkeitsverluste sind immer kleiner als die gemessenen. Auffallend ist die gute Übereinstimmung der Tendenz der Kurven, welche die Rechnung und das Experiment kennzeichnen. Die Vermutung, daß durch das Berücksichtigen des tatsächlichen Zustands und des Verhaltens der Förderflüssigkeit im Inneren der Zahnradpumpe eine Verringerung des Fehlers der Rechnung erreicht werden kann, wurde dadurch bestätigt, daß unter Benutzung des tatsächlichen Druck- und Temperaturverlaufs im Radialspalt eine weitgehende Annäherung zwischen den Ergebnissen der Rechnung und der Messung erzielt werden konnte. Unter solchen Voraussetzungen kann dieses Modell zur Berechnung der Lässigkeitsverluste empfohlen werden.

Das Berechnungsmodell von Schlösser liefert für den Nenndruck der Zahnradpumpe eine sehr gute Übereinstimmung mit den Meßwerten. Bei geringeren Drücken wächst allerdings der Fehler

beträchtlich an. Für diese Drücke werden immer zu hohe Lässigkeitsverluste berechnet. Die gute Übereinstimmung beim Nenndruck wurde erreicht, obwohl sich die im Berechnungsmodell getroffenen Annahmen nicht in jedem Fall mit den realen Verhältnissen in der Zahnradpumpe decken. Das bezieht sich besonders auf die Radialspalllänge und die Viskosität der Förderflüssigkeit im Spalt. Da nur im Nenndruckbereich die berechneten Lässigkeitsverluste eine zufriedenstellende Genauigkeit annehmen, kann dieses von Schlösser angegebene Modell nicht bedenkenlos angewendet werden.

Das Auswerten der von Oprean angegebenen Berechnungsgleichung erbrachte völlig unbefriedigende Ergebnisse. Die errechneten Lässigkeitsverluste zeigen weder eine quantitative Übereinstimmung noch kann der qualitative Charakter der dargestellten Kurve befriedigen. Es muß vermutet werden, daß die Verschiedenheit der den Untersuchungen zugrunde gelegten Zahnradpumpenkonstruktionen in Verbindung mit dem eingeschlagenen Lösungsweg diese großen Diskrepanzen ergibt. Das Modell ist demnach zur Anwendung auf Zahnradpumpen nach TGL 10859 ungeeignet.

Bei einer abschließenden Betrachtung der in dieser Arbeit vorgestellten Modelle zum Vorausberechnen der Lässigkeitsverluste in Zahnradpumpen nach TGL 10859 kann festgestellt werden, daß keines dieser Modelle kritiklos und ohne Berücksichtigung der konkreten Verhältnisse im Inneren der Zahnradpumpe

benutzt werden kann. Es konnte nachgewiesen werden, daß man mit dem Modell von Popov u. a. unter Verwendung des tatsächlichen Druck- und Temperaturverlaufs im Radialspalt der Zahnradpumpe eine ausreichende Genauigkeit bei der Vorausberechnung der Lässigkeitsverluste erreicht. Dennoch zeigte sich bei diesen Untersuchungen, daß das Problem der Lässigkeitsverlustberechnung in Zahnradpumpen derzeit als nicht gelöst angesehen werden kann und nach wie vor einer intensiven theoretischen Durchdringung bedarf.

#### 4. Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit werden markante Modelle verschiedener Autoren zum Vorausberechnen der Lässigkeitsverluste in Zahnradpumpen vorgestellt. Unter Benutzung dieser Modelle werden die Gesamtlässigkeitsverluste in der nach TGL 10859 standardisierten Zahnradpumpe mit axialem Spielausgleich, Baugröße A 25, berechnet und mit den Ergebnissen experimenteller Untersuchungen verglichen. Dabei ergab sich, daß diese Berechnungsmodelle mehr oder weniger große Unzulänglichkeiten aufweisen und ohne genaue Kenntnis der konkreten Druck- und Temperaturverhältnisse im Inneren der Zahnradpumpe zur Lässigkeitsverlustberechnung nicht ohne weiteres benutzt werden können.

(Schluß auf S. 515)

## Zur konstruktiven Gestaltung der Vorderwand von Standaufzuchtbuchten mit Großtrog für ferkelführende Sauen

Dr. med. vet. W. Grittner / Dipl.-Agr. Ing. Karin Bildt, Institut für Mechanisierung Potsdam-Bornim der AdL der DDR

### 1. Aufgabenstellung

Die Tierplatzausrüstungen zur Haltung ferkelführender Sauen sind wegen des hohen Arbeitsaufwandes in diesem Halungsabschnitt ein Forschungsschwerpunkt bei der Schaffung industriemäßiger Verfahren der Schweineproduktion.

Hierbei setzt die Einführung mechanisierter Fütterungsverfahren eine hohe Funktionssicherheit beim Zusammenwirken des Tieres mit der Buchtenvorderwand und der Fütterungseinrichtung voraus.

Die Aufgabe besteht in der Ermittlung der Funktionssicherheit dieser Ausrüstungskombination bei der Haltung ferkelführender Sauen mit fließfähiger Fütterung und in der Begründung der funktionellen Gestaltung durch Meßergebnisse von zugeordneten Tierkörperabmessungen und durch Beobachtungen des Tierverhaltens.

### 2. Schwerpunkte der Untersuchungen

- Funktionssicherheit der geschlossenen Trogklappe bei Absperrung der Sauen und Ferkel vom Trog zu den Fütterungszeiten und während der Futterdosierung
- Verhinderung des Einsteigens der Sauen und Ferkel in den Trog während der Futteraufnahme bei geöffneter Trogklappe
- lückenlose Trogentleerung durch die Sauen
- Gewährleistung der normalen unbehinderten Körperhaltung der Sauen beim Fressen und zwischen den Freßzeiten
- Verhinderung des Erdrückens von Ferkeln im Vorderwand- und Trogbereich
- Einsatz einer zusätzlichen Zapfentränke für Sauen und Möglichkeit des Einsatzes einer Sauenzapfentränke als Ferkeltränke.

Die nachfolgend beschriebenen Untersuchungen beziehen sich auf den durchgehenden ungeteilten Großtrog in Verbindung mit

der Standaufzuchtbucht Typ „Dummerstorf“ [1] und der Vorderwandgestaltung mit Absperrung nach Ducke u. a. [2]. Betrachtet wird der Halungsabschnitt von 7 Tagen vor dem errechneten Abferkeltermin bis zum 35. Lebenstag der Ferkel.

### 3. Versuchsaufbau

Bild 1 zeigt schematisch den Versuchsaufbau von 8 Buchten im Grundriß mit eingezeichnetem Füllstand und Freßbereich. Im Bild 2 ist der Grund- und Aufriß einer einzelnen Standaufzuchtbucht dargestellt.

Die Buchtenlänge betrug einheitlich 2050 mm, die Buchtenbreite im 1. und 2. Versuchsdurchgang 1800 mm und im 3. Versuchsdurchgang 1700 mm. Entsprechend lag die Versetzung der stirnseitig gegenüberstehenden Buchten bei 340 bzw. 390 mm. Die Versuche wurden in einem vollklimatisierten Raum der Tierversuchsanlage des Instituts durchgeführt.

### 4. Erläuterung der Halungsform und Konstruktion

Die Sauen wurden einstreuarmlig auf Betonfußboden gehalten. Die Fixierung erfolgte durch Sauen-Absperrbügel und zusätzliche Halsbügel- und Kettenanbindung. Die Trogabsperrung nach dem Prinzip der schwenkbaren Klappen war gruppenweise in 2 Stellungen möglich.

In der ersten Stellung pendelten die Klappen frei hin und her, so daß die Tiere ungehindert fressen konnten. In der zweiten Stellung verriegelte sich jede Trogklappe einzeln, wenn die Sau vom Trog zurücktrat.

Der Großtrog wurde gleichmäßig mit der vorgegebenen Futtermischung gefüllt, und die Sauen beider Buchtenreihen traten nach Freigabe der Klappenarretierung zur Futteraufnahme an den Großtrog heran. Damit wurden die Verhältnisse sowohl für den fest installierten Großtrog mit auf dem Trog fahrenden Futterwa-

## Künftige Organisation der Instandhaltung

Organisatorische Grundlage des technischen Fortschritts ist die Schaffung von Produktionsvereinigungen, die in der Lage sind, die weitestgehende Kooperation der spezialisierten Betriebe zu sichern, Hindernisse in der Organisation der Großbetriebe, die auf administrative Grenzen zurückzuführen sind, zu beseitigen und das Tempo des technischen Fortschritts im Wirtschaftsbereich durch Integration der wissenschaftlichen, Projektierungs-, Konstruktions- und technologischen Institutionen und der Instandsetzungsbetriebe zu erhöhen.

Der Generalplan wurde unter Berücksichtigung der Notwendigkeit der vollen Befriedigung der errechneten Bedürfnisse in der Instandhaltung für den Zeitraum bis 1990 bei einem Minimum an Aufwendungen, einschließlich Produktionskosten, Investitionen für Neubau und Rekonstruktion von Betrieben und Kosten für den Transport der zu reparierenden Objekte zwischen Auftraggeber und Instandsetzungsbetrieben erarbeitet.

Die spezialisierte Instandsetzung von Aggregaten, einschließlich Motoren, die Regenerierung von Einzelteilen, die Instandsetzung von Kraftfahrzeugen sowie die Instandsetzung von Ausrüstungen der Tierproduktion, wie Vakuumpumpen, Kompressoren usw., erfolgt in Betrieben der überregionalen Ebene, d. h., die Spezialisierung geht über die Gebiete und Republiken hinaus. Die Instandsetzungsbetriebe für Traktoren und Vollerntemaschinen sind in die Gebiete und Kreise eingeschlossen.

Die weitere Entwicklung der Instandsetzung ist gekennzeichnet durch die Schaffung und Rekonstruktion von Instandsetzungsbetrieben, Instandsetzungs- und Wartungskomplexen und Wartungstützpunkten für Kraftfahrzeuge und Traktoren. Betriebe für die Instandsetzung spezieller Vollerntemaschinen sowie Spezialbetriebe für die Instandsetzung von Einspritzpumpen und hydraulischen Anlagen werden neu errichtet.

Die Instandsetzung von Motoren und komplizierten Aggregaten von Traktoren, Kraftfahrzeugen und Vollerntemaschinen soll künftig vollständig in spezialisierten Betrieben der Vereinigung Selchostehnika erfolgen. Es ist vorgesehen, die Motoreninstandsetzung auf die projektierte Leistung von 15 000 bis 30 000 Stück je Jahr und die Kapazität der Instandsetzungsbetriebe für Einspritz- und Hydraulikanlagen auf 120 000 Stück je Jahr zu steigern.

Auf die zentralisierte Einzelteilinstandsetzung sollen etwa 100 Betriebe mit einer Gesamtleistung von 225 Millionen Rubel Warenproduktion spezialisiert werden. Die Gesamtkapazität für die Instandsetzung und Teilregenerierung wird auf 500 Millionen Rubel geschätzt.

Der Anteil der Betriebe von Selchostehnika an der Instandhaltung des Maschinen- und Traktorenparcs soll 66 % erreichen. Der Aufwand für die Instandhaltung, bezogen auf 1 Rubel bilanzierter Maschinenkosten, sinkt dabei von 23 auf 15 Kopeken. Die spezifische Anzahl der in der Instandhaltung Beschäftigten, bezogen auf 1 Million Rubel bilanzierter Kosten des Traktoren- und Maschinenparcs, sinkt von 45 auf 30 Arbeitskräfte.

## Gemeinsame Entwicklungsrichtlinien festgelegt

Die gegenwärtige Aufgabe besteht in der Realisierung der im Generalplan festgelegten Hauptentwicklungsrichtungen. Die Hauptprobleme, von deren Lösung der Erfolg abhängt, sind folgende:

- Vorbereitung von Projekten für den Neubau und die standardisierte Rekonstruktion vorhandener Betriebe für die gesamte im Generalplan vorgesehene Typenreihe von Betrieben/und Einrichtungen
- Erarbeitung konkreter Maßnahmen zur Gewährleistung der Funktion der Instandsetzungs-großbetriebe, die für die Versorgung mehrerer Gebiete bzw. Republiken vorgesehen sind
- Entwicklung und Überleitung neuer technologischer Prozesse und Ausrüstungen zur Realisierung der Vorzüge der industriellen Maschineninstandsetzung.

Die Lösung der erstgenannten Aufgabe hängt wesentlich von der Koordinierung der Tätigkeit der Forschungs- und Projektierungsinstitute ab. In den vergangenen Jahren leisteten die Mitarbeiter der Vereinigung Sojusselchostehnika eine gewaltige Arbeit zur Festigung der Beziehungen und Erweiterung der Koordinierung

der Tätigkeit zwischen den technologischen und Forschungsinstituten einerseits und den Projektierungsinstituten andererseits auf dem Gebiet der Erarbeitung von Projektierungs- und technologischen Unterlagen für neu zu schaffende und zu rekonstruierende Instandsetzungs- und Wartungsbetriebe für Selchostehnika.

Eines der Hauptdokumente für die Projektierung und die Entwicklung neuer technologischer Ausrüstungen und Prozesse sowie für die Koordinierung zwischen den Projektierungs- und Forschungseinrichtungen ist die von GOSNITI auf der Grundlage des Generalplans bis 1990 erarbeitete und von der Vereinigung Sojusselchostehnika bestätigte „Perspektivische Typenreihe der Instandsetzungs- und Wartungsbetriebe“.

Dieses Dokument ermöglicht es,

- die Typenprojekte zu ordnen und die Richtung der weiteren Projektierung so festzulegen, daß den perspektivischen Forderungen der weiteren Entwicklung der Instandsetzungsbasis in der Landwirtschaft entsprechende Betriebe geschaffen werden können
- den Komplex der Arbeiten zur Entwicklung neuer technologischer Prozesse und neuer leistungsfähiger Instandsetzungs-ausrüstungen für die Instandsetzungsbetriebe und Wartungstützpunkte für Kraftfahrzeuge und Traktoren festzulegen
- solche Bedingungen für die Erarbeitung von Perspektivplänen zur weiteren Entwicklung der Instandsetzungsbasis zu schaffen, bei denen die besten Lösungen im Rahmen der baulichen und technologischen Typenlösungen gefunden werden können.

Bestimmte Erfolge konnten in der Koordinierung der Arbeit der Projektierungs- und Forschungsinstitute bei der Erarbeitung von Perspektivtypenprojekten für die Instandsetzungs- und Wartungsbetriebe von Selchostehnika erzielt werden.

Die Grundrichtung bei der Lösung der dritten Aufgabe, d. h. der Schaffung neuer Prozesse und Ausrüstungen, ist die beschleunigte Entwicklung hochmechanisierter Fließlinien in der Instandsetzung einzelner Baugruppen und Aggregate. Damit werden gleichzeitig zwei Probleme gelöst. Die Fließlinien können als Elemente des technologischen Prozesses für die Hauptinstandsetzung von Maschinen in den Großbetrieben genutzt werden und die Grundlage für eine spezialisierte Instandsetzung einzelner Baugruppen und Aggregate bilden.

Bei der Entwicklung solcher Linien sind hydraulische Montage- und Demontagevorrichtungen, Auswuchtvorrichtungen, moderne Waschanlagen und leistungsfähige Kontroll- und Meßeinrichtungen einzusetzen.

A 9942

(Schluß von S. 510)

## Literatur

- [1] Žalud, F.: Charakteristicky zubových čerpadel. Strojrenství 4 (1954) č. 4.
- [2] Pohlentz, W.: Pumpen für Flüssigkeiten. Reihe Pumpen für Flüssigkeiten und Gase. Berlin: VEB Verlag Technik 1970.
- [3] Popov, M. P.; Deciu, E. D.; Mitrica, J.: Contributii la calculul pierderilor radiale in cazul pompelor si motorelor volumice. Studii cercetari mecanica aplicata, Bd. 15, Bucuresti 1964.
- [4] Popov, M. P.; Mitrica, J.: Influenta parametrilor constructivi ai pompelor cu roti dintate si pistoane asupra pierderilor volumice radiale. Studii cercetari mecanica aplicata, Bd. 17, Bucuresti 1964.
- [5] Popov, M. P.; Gogonea, S.; Mitrica, J.: Contributii la calculul pierderilor volumice prin jocul frontal al pompelor cu roti dintate. Studii cercetari mecanica aplicata, Bd. 19, Bucuresti 1965.
- [6] Schlösser, W. M. J.: Ein mathematisches Modell für Verdrängerpumpen und -motoren. Ölhydraulik und Pneumatik 5 (1961) H. 4.
- [7] Oprean, A.: Studiul teoretic si experimental al dibitului pompelor cu roti dintate. Buletinul Institutului Politehnic „Gheorghe Gheorghiu — Dej“, Bd. XXVII, H. 6, Bucuresti 1965.

A. 9976