

# Verschleißeinfluss auf das Förderverhalten von Drehkolbenpumpen

Influence of Mechanical Wear  
on the Pumping Behaviour  
of Rotary Lobe Pumps

Gefördert vom:



**Bornimer Agrartechnische Berichte**

Heft 47

Potsdam-Bornim 2005

# **Verschleißeinfluss auf das Förderverhalten von Drehkolbenpumpen**

Influence of Mechanical Wear  
on the Pumping Behaviour  
of Rotary Lobe Pumps

Gefördert vom:



---

**Bornimer Agrartechnische Berichte**

Heft 47

Potsdam-Bornim 2005

**Herausgeber:**

Leibniz-Institut für Agrartechnik Potsdam-Bornim e.V. (ATB)  
Max-Eyth-Allee 100  
14469 Potsdam

☎ 0331 5699-0  
Fax 0331 5699-849  
E-Mail atb@atb-potsdam.de  
Internet www.atb-potsdam.de

**Bearbeiter des ATB:**

Dr.-Ing. habil. Meno Türk  
Dipl.-Ing. (FH) Thomas Zenke

**Projektpartner:**

**Hugo Vogelsang Maschinenbau GmbH**  
Dipl.-Ing. Burkhard Verhülsdonk  
Dipl.-Ing. Paul Krampe  
Dipl.-Ing. (FH) René Brückner

**Typographische Gestaltung:**

Ulrike Seifert

November 2005

Herausgegeben vom Leibniz-Institut für Agrartechnik Potsdam-Bornim e.V. (ATB) mit Förderung des Bundesministeriums für Wirtschaft und Arbeit (BMWA) im Rahmen eines Kooperationsprojektes (AiF) "Prototypentwicklung von Drehkolbenpumpen mit einstellbaren Spalten"  
Förderkennzeichen: KF 0096306 KSR 1

Für den Inhalt der Beiträge sind die Autoren verantwortlich.

Eine Weiterveröffentlichung von Teilen ist unter Quellenangabe und mit Zustimmung des Leibniz-Instituts für Agrartechnik Potsdam-Bornim e.V. möglich.

ISSN 0947-7314

© Leibniz-Institut für Agrartechnik Potsdam-Bornim e.V., Potsdam-Bornim 2005

# Inhaltsverzeichnis

	<u>Seite</u>
1	Aufgabenstellung ..... 5
2	Stand der Erkenntnisse ..... 6
3	Untersuchungen der Verschleißwirkungen ..... 9
3.1	Versuchsmethodik ..... 9
3.1.1	Versuchsstand ..... 9
3.1.2	Versuchsmaterial ..... 14
3.1.2.1	Flüssigfutter ..... 14
3.1.2.2	Glycerin ..... 20
3.1.2.3	Wasser ..... 20
3.1.3	Versuchsdurchführung ..... 21
3.1.3.1	Drucklastkennlinien ..... 21
3.1.3.2	Sauglastkennlinien ..... 26
3.1.3.3	Messungen des Verschleißzustandes der Pumpe beim Fördern gegen einen geschlossenen Schieber ..... 27
3.1.3.4	Messungen der Spaltströmung in Abhängigkeit von der Kolbenstellung ..... 28
3.2	Versuchsauswertung und Ergebnisse ..... 29
3.2.1	Einflussgrößen auf das Drucklastverhalten ..... 29
3.2.1.1	Verschleiß (Spaltform und Spaltgeometrie) ..... 29
3.2.1.2	Stoffeigenschaften ..... 31
3.2.1.3	Pumpendrehzahl ..... 32
3.2.1.4	Wellendurchbiegung ..... 33
3.2.2	Einflussgrößen auf das Saugverhalten ..... 33
3.2.2.1	Pumpendrehzahl ..... 33
3.2.2.2	Verschleiß ..... 34
3.2.2.3	Viskosität ..... 35
3.2.2.4	Förderdruck ..... 36
3.2.3	Verschleißdiagnose im Betrieb ..... 37
3.2.4	Winkelabhängige Spaltströmung ..... 39
4	Optimierung der Pumpenauslegung ..... 40
4.1	Berechnung der Spaltverluste ..... 40
4.1.1	Berechnung der Spaltverluste bei gerade verzahnten Drehkolben ..... 41
4.1.2	Berechnung der Spaltverluste bei schräg verzahnten Kolben ..... 42
4.1.2.1	Grundlagen ..... 43
4.1.2.2	Spaltgeometrie ..... 43
4.1.2.3	Viskosität der Fördermedien ..... 46
4.1.3.4	Iterative Berechnung der Spaltströmung ..... 46
4.1.2.3	Berechnungsergebnisse ..... 50
4.2	Pumpenauslegungsprogramm CAPS ..... 52
4.2.1	Programmgrundlagen ..... 52
4.2.2	Programmaufgaben ..... 52
4.2.3	Anwendungsbeispiel ..... 55

Seite

5	Verschleißkompensation durch konstruktive Maßnahmen .....	58
5.1	Nachstellbares Pumpengehäuse .....	58
5.1.1	Verschleißkompensation durch austauschbare Gehäusehalbschalen ..	58
5.1.2	Verschleißkompensation durch nachstellbare Gehäusehalbschalen.....	59
5.1.3	Verschleißkompensation durch austauschbare Stirnplatten .....	61
5.2	Verschleißkompensation durch nachstellbare Kolben .....	61
5.3	Verschleißminderung durch eine zusätzliche Lagerstelle .....	63
6	Zusammenfassung .....	66
7	Literatur .....	68
8	Formelzeichen und Abkürzungen .....	70
9	Verzeichnis der Bilder .....	73
10	Tabellenverzeichnis .....	74

## 1 Aufgabenstellung

In der Landwirtschaft haben Transportprozesse eine große wirtschaftliche Bedeutung, dazu zählt auch die Rohrleitungsförderung fluider Stoffe mit Hilfe von Pumpen. Für Schlämme und andere Dickstoffe mit einer Viskosität von mehr als 500 mPa s können Kreiselpumpen nicht mehr wirtschaftlich eingesetzt werden. Dann verwendet man in der Landwirtschaft, Kommunaltechnik und Industrie häufig kontinuierlich arbeitende ventillose Drehkolbenpumpen, wie z. B. Exzentrerschneckenpumpen oder zweiwellige selbstabdichtende Drehkolbenpumpen, die zugleich Förderungs- und Dosieraufgaben erfüllen können.

Durch Verschleiß verändert sich das Förderverhalten von Verdrängerpumpen ganz erheblich. Dabei ist der Zusammenhang zwischen den Stoffeigenschaften und den Förderaufgaben eines definierten Pumpentyps von großer Bedeutung. In der Regel werden Pumpen für Wasser ausgelegt, d. h. die Spalte zwischen Drehkolben und Gehäuse sowie zwischen den beiden Kolben sind minimiert. Werden diese Pumpen für hochviskose Schlämme mit abrasiven Fremdstoffen, wie z. B. Klärschlamm, eingesetzt, tritt erheblicher Verschleiß auf und die Nutzungsdauer der Pumpen ist unbefriedigend. Mit zunehmendem Kolbenverschleiß vergrößern sich die Spalte zwischen Kolben und Gehäuse. Die Folge sind erhöhte Rückströmungsverluste in der Pumpe, die sich negativ auf den volumetrischen Wirkungsgrad auswirken.

Zur optimalen Pumpenauslegung mit maximaler Lebenszykluszeit (Nutzungsdauer) ist daher auch eine Anpassung der Spaltweiten an die realen Stoffeigenschaften der Fördermedien erforderlich. Dazu sind grundlegende Kenntnisse zur Wirkung von Verschleiß auf das Strömungsverhalten praktischer fluider Stoffe in Drehkolbenpumpen und auf die Förderkennlinien notwendig.

Das Saugverhalten ist für die Pumpenauslegung ebenfalls von Bedeutung. Eine wesentliche Ursache für Störungen an Pumpenanlagen ist Kavitation, die zumeist eine Folge ungünstiger Strömungs- und Druckverhältnisse ist. Kavitation verursacht erhebliche Lärmemissionen, mechanische Schwingungen, auf Dauer Verschleiß und schließlich den vollständigen Zusammenbruch (Abreißen) des Förderstroms. Im Extremfall kann das zur Zerstörung der Pumpenanlage führen. Kavitation muss daher unbedingt vermieden werden. Die wichtigsten Einflussgrößen (Verschleiß, Viskosität, Förderdruck, Pumpendrehzahl) müssen daher untersucht und bewertet werden.

Folgende Aufgaben sollen gelöst werden:

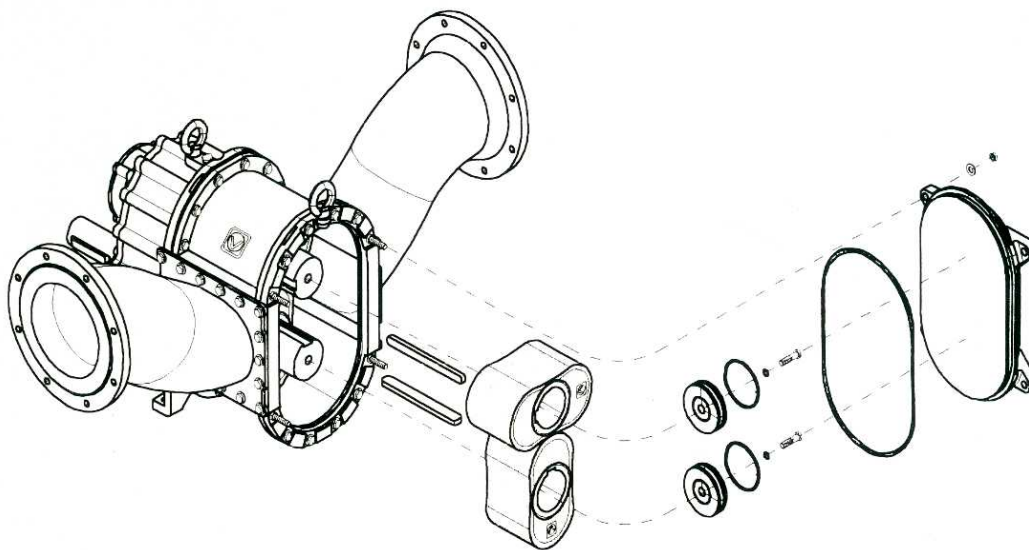
- Entwicklung von praktikablen Messmethoden für die Bestimmung der Spaltströmungen in Drehkolbenpumpen zur ganzheitlichen Charakterisierung des Verschleißzustandes,
- Untersuchung des Förderverhaltens in Abhängigkeit vom Pumpenverschleiß und vom Stoffverhalten im Druck- und im Saugbereich, Kennzeichnung und Bewertung der Einflussgrößen auf den Pumpenverschleiß,

- Entwicklung von Berechnungsmodellen für die Korrektur der theoretischen Pumpenkennlinien in Abhängigkeit von spezifischen Förderaufgaben (Drehzahl, Durchsatz, Druck), Fließeigenschaften der Fördermedien, Einsatzzeiten, Spaltgrößen und -formen (Verschleißzustand) als Basis für ein neues Berechnungskonzept und ein Pumpenauslegungsprogramm für gerade und schräg verzahnte Drehkolbenpumpen,
- Tests und Bewertung von neu entwickelten technischen Lösungsvarianten zur Verschleißkompensation bei Drehkolbenpumpen.

Diese Untersuchungen wurden in Kooperation und mit Unterstützung der Hugo Vogel-sang Maschinenbau GmbH Essen/Oldbg. im Zeitraum 2002 bis 2004 durchgeführt. Das Kooperationsprojekt wurde vom BMWA innerhalb des Programms PRO INNO gefördert.

## 2 Stand der Erkenntnisse

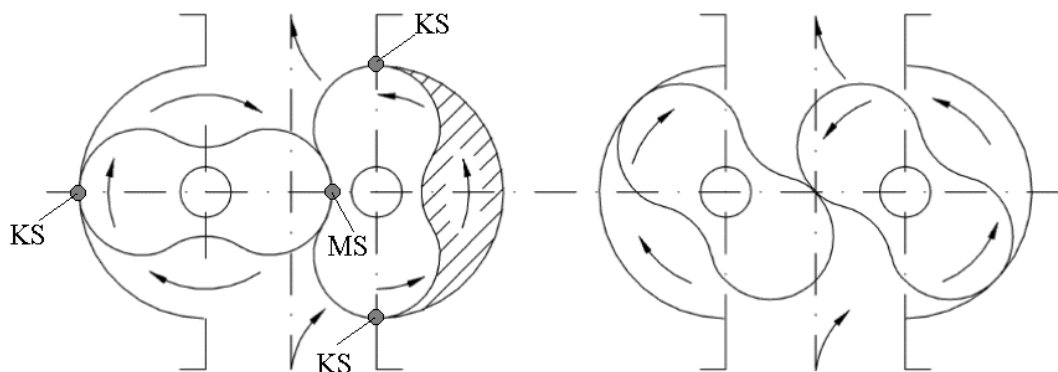
Drehkolbenpumpen sind ventillose selbstabdichtende Verdrängerpumpen. Die zweiwelligen Verdrängerpumpen arbeiten nach dem Roots-Prinzip. Zwei über ein Gleichlaufgetriebe angetriebene Drehkolben (**Bild 1**) rotieren parallel und sind möglichst eng verzahnt, berühren sich jedoch nicht.



**Bild 1:** Explosionszeichnung einer Drehkolbenpumpe

Drehkolbenpumpen haben große Querschnitte im Förderraum zwischen Drehkolben und Gehäuse und werden aufgrund ihrer kompakten Bauweise und schonenden Förderung gern an Stelle von einwelligen Exzentrerschneckenpumpen verwendet. Gegenüber Kreiselpumpen (dynamisches Prinzip) besitzen Drehkolbenpumpen (Verdrängungsprinzip) ein gutes Ansaugverhalten und sind weitgehend vom Förderdruck unabhängig [6].

Die Flüssigkeit wird in den von Kolben und Gehäuse gebildeten Kammern (**Bild 2**) von der Saugseite zur Druckseite der Pumpe gefördert.

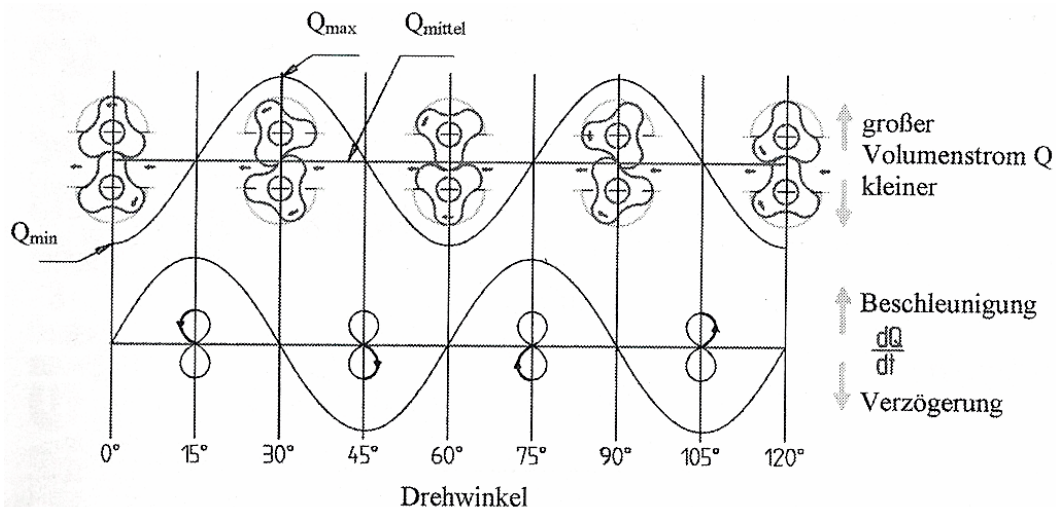


**Bild 2:** Förderprinzip von Drehkolbenpumpen (Ovalkolben)

Die Größe der gekennzeichneten Spalte (MS = Mittenspalt, KS = Kopfspalt) ist verschleißbedingt. Durch die Spalte strömt ein geringer Teil der geförderten Flüssigkeit zurück. Dieser Verlustvolumenstrom  $Q_S$  soll so gering wie möglich sein.

Das Gleichlaufgetriebe befindet sich außerhalb des Pumpenraumes und überträgt die gesamte Energie. Dadurch wird der Verschleiß der Kolben reduziert und lange Trockenlaufzeiten sind möglich. Durch eine aufvulkanisierte Gummibeschichtung auf den Kolben wird der Verschleiß beim Fördern von Suspensionen mit abrasiven Feststoffen reduziert [8].

Die Form der Drehkolben ist durch die Flügelanzahl und die Flügelform (gerade oder schräg verzahnt) bestimmt [3]. Zum Kennlinienverhalten von Drehkolbenpumpen mit gerade verzahnten Ovalkolben liegen ausführliche Erkenntnisse vor [1] [2]. Gerade verzahnte Drehkolbenpumpen erzeugen durch das Beschleunigen und Verzögern der Flüssigkeitssäule in der Rohrleitung eine erhebliche Pulsation von Druck und Volumenstrom (**Bild 3**), die durch den internen Verdrängungsmechanismus begründet ist.



**Bild 3:** Volumenstrom und resultierende Pulsation einer dreiflügeligen gerade verzahnten Drehkolbenpumpe [3]



Durch die Entwicklung von schräg verzahnten Drehkolben (**Bild 4**) konnte das funktionsbedingte Pulsationsproblem hinreichend gelöst werden. Die Folge ist ein wesentlich stabileres Förderverhalten im Druck- und im Saugbereich sowie eine deutliche Reduzierung der Drehmomentschwingungen [3]. Die Ursache liegt in dem konstruktiv bedingten Förderprinzip. Bei schräg verzahnten Kolben beträgt der Umschließungswinkel über die Kolbenlänge genau eine halbe Zahnteilung (**Bild 3**). Daraus resultiert innerhalb einer Periode eine unendliche Anzahl kleinster Teilvolumenströme, die einen nahezu pulsationsfreien Gesamtvolumenstrom, also eine kontinuierliche Befüllung und Entleerung der Förderkammern, ergeben [3].



**Bild 4:** Pulsationsarme schräg verzahnte Drehkolben

Drehkolbenpumpen besitzen bis zum Eintritt von Kavitation ein stabiles Saugverhalten. Bei Kavitation bilden sich Unterdruckzonen an der Saugseite der Pumpe oder in den Pumpenkammern, in denen der statische Druck örtlich unter den Dampfdruck der Förderflüssigkeit sinkt, so dass Dampfblasen entstehen [11]. Zur Vermeidung von Pumpenkavitation ist eine bestimmte saugseitige Druckhöhe erforderlich. Dazu wurde der Begriff  $NPSH_r$  (required Net-Positive-Suction-Head) definiert.  $NPSH_r$  beschreibt den absoluten Einlassdruck, der zur Vermeidung von Kavitation mindestens auf der Saugseite der Pumpe vorliegen muss. Er stellt somit einen wesentlichen Sicherheitsparameter bei der Auslegung einer Pumpanlage dar [11]. Bei der Pumpenanwendung ist die Überwachung von Sicherheitsgrenzen vor dem Auftreten von Kavitation notwendig, die z. B. durch die Reduzierung der Förderhöhe oder des Förderstromes um einen bestimmten Betrag (z. B. 3 %) gekennzeichnet werden [15]. Bei Drehkolbenpumpen mit stabilen Saugkennlinien muss vor allem die Veränderung des Förderstromes beobachtet werden [11].

Zweiwellige Drehkolbenpumpen besitzen unter bestimmten betrieblichen Voraussetzungen erhebliche Vorteile gegenüber anderen Verdrängerpumpen-Bauarten (wie z. B. Exzentrerschneckenpumpen) und insbesondere Kreiselpumpen. Um eine optimale Auslegung von Drehkolbenpumpen (Pumpentyp, Drehzahl, Spaltweiten) mit schräg verzahnten Kolben bezüglich realer Förderaufgabe zu gewährleisten, fehlen Grundlagenkenntnisse über das Zusammenwirken von Verschleiß, Förderstrom und Wirkung der

Stoffeigenschaften (Viskosität, Feststoffanteil). Diese grundlegenden Zusammenhänge wurden untersucht und sollen insbesondere in einem neuen Berechnungskonzept sowie in einem Pumpenauslegungsprogramm Anwendung finden.

### 3 Untersuchungen der Verschleißwirkungen

#### 3.1 Versuchsmethodik

##### 3.1.1 Versuchsstand

Die Pumpversuche erfolgten mit Hilfe des Förderversuchsstandes im ATB (**Bilder 5 und 6**). Folgende Messungen können durchgeführt werden:

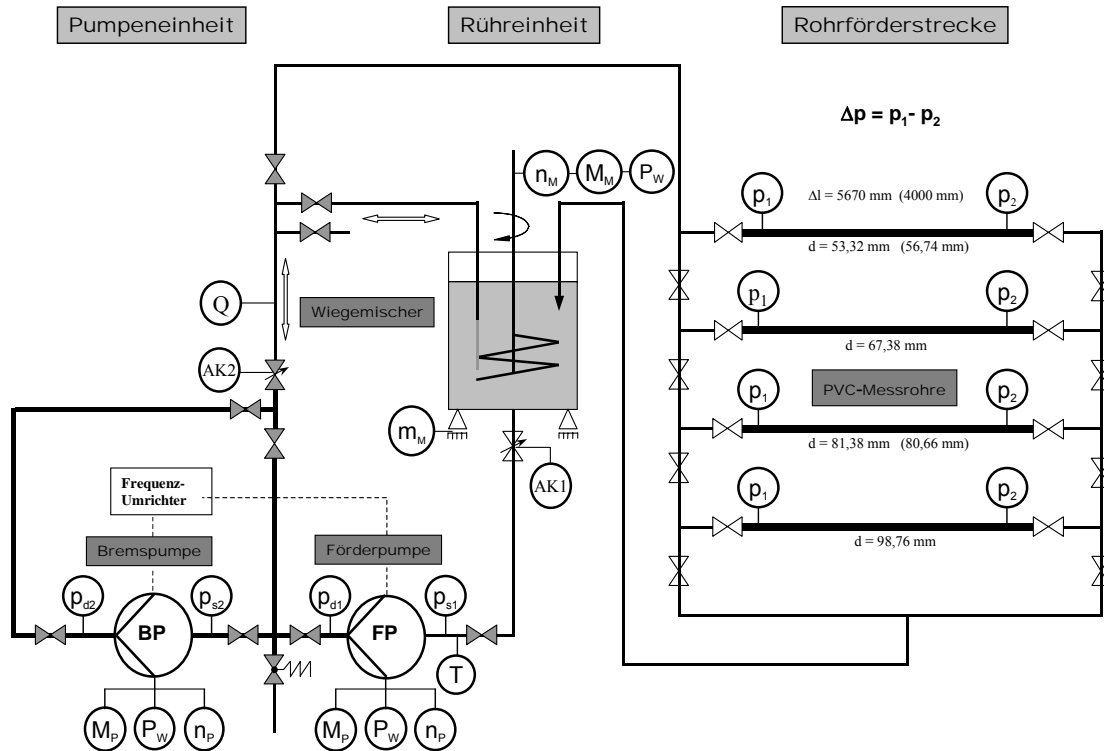
- Aufnahme statischer Drucklastkennlinien  $Q, M_d = f(p, n_P)$ ,
- Aufnahme statischer Sauglastkennlinien und Kavitationsbeobachtungen  $Q, M_d = f(p_S, n_P)$ ,
- Messungen der Spaltströmung  $Q_S = f(\alpha)$  in Abhängigkeit von der Kolbenstellung,
- Messungen des Verschleißzustandes der Pumpe beim Fördern gegen einen geschlossenen Schieber  $p_d = f(n_P)$ ,
- Aufnahme von Rohrkenlinien viskoser Flüssigkeiten und Suspensionen zur Kennzeichnung des Fließverhaltens in Abhängigkeit von Belastungszeit und -höhe  $\eta_S = (t, \gamma, T)$  bei Laminarströmung und Turbulenz.



**Bild 5:** Pumpenversuchsstand

Der Förderversuchsstand (**Bilder 5 und 6**) besteht aus drei komplexen Baueinheiten:

- Pumpeneinheit (zwei in Reihe geschaltete Drehkolbenpumpen),
- Röhreinheit (Vorratsbehälter mit Wiegeeinrichtung und Rührwerk),
- Rohrförderstrecke zur Ermittlung des Fließ- und Förderverhaltens viskoser Fluide.



**Bild 6:** Schema des Pumpenversuchsstandes

Die Pumpeneinheit besteht im Wesentlichen aus zwei baugleichen in Reihe angeordneten Drehkolbenpumpen vom Typ V 136-140 Q der Firma Hugo Vogelsang Maschinenbau GmbH, die in beiden Förderrichtungen arbeiten können und deren Drehzahlen jeweils über Frequenzumformer eingestellt werden. Beide Pumpen werden mit 30 kW-Drehstrommotoren über Drehmomenten-Messwellen angetrieben. Die Drehkolben der Pumpen lassen sich in kürzester Zeit nach Demontage des Pumpendeckels austauschen. Die Kolben haben 4 Flügel (Verdrängerkolben) mit einer Breite von 140 mm. Die Förderpumpe (FP) ist eine speziell ausgerüstete Versuchspumpe, an der verschiedene Verschleißzustände durch austauschbare Stirnplatten, Gehäusehalbschalen und Drehkolben simuliert werden können. Die zweite Pumpe arbeitet vorzugsweise als Bremspumpe (BP), d. h. sie dient ausschließlich zur Einstellung des Förderdruckes. An jeder Pumpe werden der saug- und druckseitige Druck  $p_d$  und  $p_s$ , die Pumpendrehzahl  $n_P$ , das Drehmoment  $M_P$ , die elektrische Wirkleistung  $P_W$  sowie Volumendurchsatz  $Q$  und Temperatur  $T$  des Fördermediums gemessen. Beiden Pumpen sind Absperrventile vor- und nachgeschaltet. Auf der Saugseite der Förderpumpe ist eine fein regulierbare Drosselklappe angeordnet. Die Antriebswellen beider Pumpen lassen sich blockieren, so dass drehwinkelabhängige Spaltstrommessungen (je  $11,25^\circ$ ) wechselseitig möglich sind.

Die Rühreinheit besteht aus einem Vorratsbehälter mit Rührwerk und Wiegeeinrichtung (Wiegemischer einer Schweinefütterungsanlage). Das Rührwerk (Bandschneckenmischer) kann über Frequenzumformer mit verschiedenen Drehzahlen betrieben werden und verhindert die Sedimentation von Suspensionen (z. B. Flüssigfutter). Die Wiegeeinrichtung dient der genauen Dosierung beim Anmischen von Flüssigfutter.

Mit Hilfe der Rohrförderstrecke werden Rohrkenlinien entsprechend Gl. (1) aufgenommen, um das Fließ- und Förderverhalten von reinviskosen Newtonschen Flüssigkeiten und nicht-Newtonschen Suspensionen entsprechend **Bild 7** (S. 14) im Laminar- und Turbulenzbereich zu kennzeichnen.

$$\frac{\Delta p}{\Delta l} = f(Q) \quad (1)$$

Dabei können verschiedene Rohrkreisläufe im Bereich  $d = 53$  bis  $99$  mm zusammenschaltet werden. Die Messrohrleitungen sind aus PVC und haben je eine Messlänge von  $5,76$  m mit ca.  $1$  m Beruhigungsstrecke vor und hinter den Druckmessstellen. Entgegen früheren Messungen [14], bei denen induktive Differenzdruckgeber eingesetzt wurden, werden die Druckverluste jedes Messrohres aus den Einzeldruckmessgrößen entsprechend Gl. (2) berechnet, die jeweils mit gekapselten örtlichen Drucksensoren aufgenommen werden. Eine Messfehleranalyse ergibt keine Unterschiede. Der Einsatz von Drucktransmittern der Fa. Keller ist dagegen bei Suspensionen und Dickstoffen erheblich störungssicherer, weil Verstopfungen und Undichtigkeiten des Druckübertragungssystems ausgeschlossen sind.

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (2)$$

Die detaillierten technischen Daten der eingesetzten Geräte und Messeinrichtungen sind in **Tabelle 1** aufgeführt.

Alle Messdaten für die Rohr- und Pumpenkenlinien werden mit Hilfe eines Messrechners aufgenommen, aufbereitet und gespeichert. Dazu wurde ein spezielles Messprogramm auf der Basis von LabView entwickelt, das eine nutzerfreundliche Bedienung durch die grafische Darstellung der Messwerte in Echtzeit ermöglicht.

Tabelle 1: Geräte und Einrichtungen

Benennung	Einzelheiten	Technische Kennzeichnung	Messgröße/ Messbereich/ Abmessungen	Funktion	Hersteller/ Lieferant	Bemerkung
Fördereinrichtung	Förderpumpe	VX 136-140 Q	$Q = 0 - 120 \text{ m}^3/\text{h}$	Fördern	Hugo Vogel-sang Maschi-nenbau GmbH	Spezial-anfertigung
	Drehstrom-motor mit Getriebe		$P_{\text{max}} = 30 \text{ kW}$	Antrieb der Pumpe	Hugo Vogel-sang GmbH	
	Drehmo-menten-Messwelle	Torquemaster TM 113	$M_d = -1000 \text{ bis } 1000 \text{ Nm}$	Erfassung von Drehzahl und Drehmoment	Vibro-Meter GmbH Frank-furt/M.	
	Frequen-zumrichter	VC-400	$P_{\text{max}} = 30 \text{ kW}$ $I_{\text{max}} = 60 \text{ A}$ $f = 0 - 400 \text{ Hz}$	Drehzahlste-ruerung der Pumpe	Elpro AG Berlin	
Drossleinrichtung	Bremspumpe	VX 136-140 Q	$Q = 0 - 120 \text{ m}^3/\text{h}$	Drosseln	Hugo Vogel-sang Maschi-nenbau GmbH	
	Drehstrom-motor mit Getriebe		$P_{\text{max}} = 30 \text{ kW}$	Antrieb der Pumpe	Hugo Vogel-sang GmbH	
	Drehmo-menten-Messwelle	DataFlex 42/1000	$M_d = -1000 \text{ bis } 1000 \text{ Nm}$	Erfassung von Drehzahl und Drehmoment	KTR Kupp-lungstechnik GmbH	
	Frequen-zumrichter	ASM 50-TD	$P_{\text{max}} = 27 \text{ kW}$ $I_{\text{max}} = 70 \text{ A}$ $f = 0 - 1000 \text{ Hz}$	Drehzahlsteue-rung der Pumpe	Robert Bosch GmbH Er-bach/Odw.	
	Drossel-klappe	DN 150		saugseitige Drosselung der Förderpumpe	Georg Fischer CH-Scheffer-hausen	
Küh-ler	Milchkühler	DARI-KOOL ESA 40	$V = 0,9 \text{ m}^3$	Kühlen der Fördermedien	DARI-KOOL Gelsenkirchen	

Fortsetzung Tabelle 1

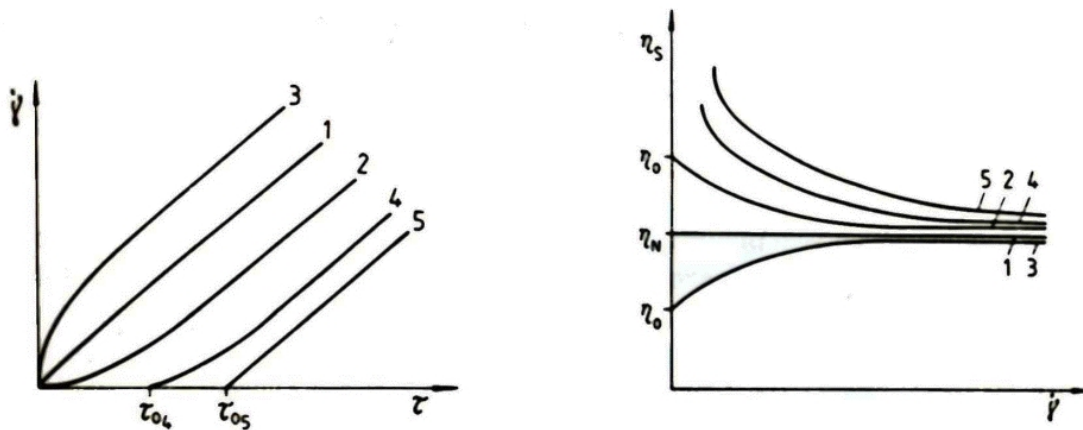
Benennung	Einzelheiten	Technische Kennzeichnung	Messgröße/ Messbereich/ Abmessungen	Funktion	Hersteller/ Lieferant	Bemerkung	
Rühreinheit	Vorratsbehälter		V = 2,5 m <sup>3</sup> H = 1600 mm D = 1500 mm	Anmischen von Futtermischungen	Maschinenfabrik Schauer, Prambachkirchen, Österreich		
	Drehstrommotor		P <sub>max</sub> = 4,4 kW	Antrieb des Rührwerks			
	Rührwerk		n <sub>max</sub> = 96 U/min	Mischen			Bandschneckenrührer
	Wiegeeinrichtung	Flüme-Wiege zelle BLC 1,8 t	m <sub>max</sub> = 1800 kg	Massenbestimmung			3-Punkt-Rahmen auf Wiegezelle
	Messcomputer	MPS MEGACOMP MEG 68	Messwertanzeige in kg	Messwerterfassung			Netzanschluss: 220 V Schnittstelle: RS 422
	Frequenzumrichter	VC-400	P <sub>max</sub> = 30 kW I <sub>max</sub> = 60 A f = 0 - 400 Hz	Drehzahlsteuerung des Rührwerks	Elpro AG Berl		
Rohrförderstrecke	PVC-Rohre	DN 100 DN 80 DN 65 DN 50	d <sub>i</sub> = 98,76 mm d <sub>i</sub> = 81,38 mm d <sub>i</sub> = 67,38 mm d <sub>i</sub> = 53,32 l = 5670 mm				
	Differenzdruckmesser	PA-35/80797-1 PA-35/80797-1 PA-35/80797-3 PA-35/80797-5	p = 0 - 1 bar p = 0 - 1 bar p = 0 - 3 bar p = 0 - 5 bar	Messung der Druckdifferenz über die Rohrlänge	Keller AG, Jestetten		
Temperaturfühler		PZ 100	T = -50 - 250 °C	Temperaturmessung	RS Components GmbH Mörfelden		
Drucksensor		PAA-25/8797-3 PAA-25/8797-30 PAA-25/8797-30 PAA-25/8797-30	p = 0 - 3 bar p = 0 - 30 bar p = 0 - 30 bar p = 0 - 30 bar	Saugdruck Förderdruck Saugdruck Förderdruck	Keller AG Jestetten	vor Förderp. hinter Förderp. vor Bremsp. hinter Bremsp.	
induktiver Durchflussmesser		Altometer SC 100 AS DN 80	Q <sub>max</sub> = 214 m <sup>3</sup> /h	Volumenstrommessung	Krohne Messtechnik Duisburg	für inhomogene Flüssigkeiten und Suspensionen mit hohem Feststoffanteil	
Messcomputer		PC-Pentium 1		Messwert- und Datenerfassung			

### 3.1.2 Versuchsmaterial

#### 3.1.2.1 Flüssigfutter

Drehkolbenpumpen werden am Häufigsten zum Fördern von Gülle, Flüssigfutter, Bio- und Klärschlamm eingesetzt. Als praktisches Beispielsmedium wurde für die Pumpversuche Flüssigfutter verwendet, weil die Futterzusammensetzung einfach variiert werden kann und die Handhabung hygienisch sicherer ist.

Flüssigfutter ist ein Gemisch aus verschiedenen Getreideschroten und Wasser im Massenverhältnis von 1 : 2 bis 1 : 3 und kann als nicht-Newtonsche quasihomogene Suspension klassifiziert werden. Nicht-Newtonsche Flüssigkeiten verändern in Abhängigkeit vom Schergefälle ihre Viskosität. Typische Fließ- und Viskositätsfunktionen von Newtonschen und nicht-Newtonschen Flüssigkeiten sind im **Bild 7** dargestellt.



**Bild 7:** Fließ- und Viskositätsfunktionen Newtonscher (1 - reinviskoser) und nicht-Newtonscher Flüssigkeiten (2 - strukturviskos, 3 - dilatant, 4 - nicht-linearplastisch, 5 - linearplastisch)

Grundsätzlich unterscheidet man mit steigendem TS-Gehalt zwischen pseudoplastischem (auch strukturviskosem) und plastischem Fließverhalten (Fließgrenze  $\tau_0 > 0$ ). Bei hochkonzentrierten Suspensionen wie z. B. unbelasteter Rindergülle mit TS > 12 % kann man auch ausgeprägtes thixotropes Fließverhalten (Zeitabhängigkeit) beobachten, d. h. mit der Belastungszeit verringert sich die Viskosität (Sol-Gel-Umwandlung), während im Ruhezustand wieder eine Struktur aufgebaut wird und sich damit die Viskosität erhöht.

Das Fließverhalten landwirtschaftlicher Suspensionen kann wie folgt klassifiziert und modelliert werden:

- Pseudoplastisches Fließverhalten

Pseudoplastisches Fließverhalten wird im **Bild 7** durch die Kurven 2 und 3 beschrieben. Typisch für dieses Verhalten ist eine nicht vorhandene Fließgrenze, d. h. die Kennlinie verläuft durch den Koordinatenursprung. Mathematisch wird dieses Verhalten mit Hilfe des Ostwald-De-Waele-Gesetzes beschrieben:

$$\tau = k \cdot \dot{\gamma}^n \quad (3)$$

K = Konsistenzkoeffizient

n = Fließexponent

Die Viskosität  $\eta$  ist der Anstieg der Fließkurve (**Bild 7**), d. h. sie ist keine Stoffkonstante, sondern eine Funktion der Schergeschwindigkeit. Man spricht daher auch von einer sog. Scheinviskosität.

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad (4)$$

Der Fließexponent  $n < 1$  kennzeichnet die Größe des nicht-Newtonschen Verhaltens, denn für  $n = 1$  erhält man aus Gl. (2) das Newtonsche Fließgesetz:

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (5)$$

#### - Plastisches Fließverhalten

Charakteristisch für sog. plastische Fluide (Kurven 4 und 5 im **Bild 7**) ist die Existenz einer Fließgrenze  $\tau_0$ . Unterhalb der Fließgrenze treten nur elastische Verformungen auf, nach Überschreiten der Fließgrenze tritt Scherung und damit bleibende Verformung auf. Mathematisch wird dieses Verhalten durch das Bingham-Gesetz (linearplastisches Fließverhalten, Kurve 5) oder durch das Herschel-Bulkley-Gesetz (nicht-linearplastisches Fließverhalten, Kurve 4) beschrieben:

$$\tau = \tau_0 + \eta_{pl} \cdot \dot{\gamma} \quad (\text{Bingham-Gesetz}) \quad (6)$$

$$\tau = \tau_0 + k \cdot \dot{\gamma}^n \quad (\text{Herschel-Bulkley-Gesetz}) \quad (7)$$

Beispiele für nicht-linearplastisches Verhalten sind Dickgülle (TS > 10 %) und Flüssigfuttermischungen (TS > 32 %).

Die Fließkennlinien von Flüssigfutter wurden mit Hilfe der Rohrförderstrecke (Bild 5), des Rohrviskosimeters (**Bild 8**) oder eines Rotationsviskosimeters mit großer Spaltweite (**Bild 9**) gemessen.





**Bild 8:** Rohrviskosimeter



**Bild 9:** Rotationsviskosimeter MC 1 - RM 300

**Messwerte im Rohrviskosimeter:**

Durchsatz  $Q$  in  $\text{m}^3/\text{h}$

Druckdifferenz  $\Delta p$  in kPa

Messlänge  $\Delta l$  in m

Rohrdurchmesser  $d$  in m

**Berechnung und Darstellung der Fließkurven:**

Wandschubspannung

$$\tau_W = \tau_{max} = \frac{\Delta p}{\Delta l} \cdot \frac{d}{4} \quad \text{in Pa} \quad (8)$$

Newtonsche Schergeschwindigkeit

$$\dot{\gamma}_N = 8 \cdot \frac{v}{d} = 32 \cdot \frac{Q}{(\pi \cdot d^3 \cdot 3600)} \quad \text{in 1/s} \quad (9)$$

Fließkurven

$$\tau_r = f(\dot{\gamma}_r) \quad (10)$$

Die sog. repräsentativen Werte für Schubspannung und Schergradient, also die von der Geometrie der Messeinrichtung unabhängigen Messwerte der Fließkurve, ergeben sich wie folgt [5]:

$$\tau_r = \tau_W \cdot \frac{\pi}{4} \quad (11)$$

$$\dot{\gamma}_r = \dot{\gamma}_N \cdot \frac{\pi}{4} \quad (12)$$

Damit können die exakten Fließkennwerte K und n berechnet werden.

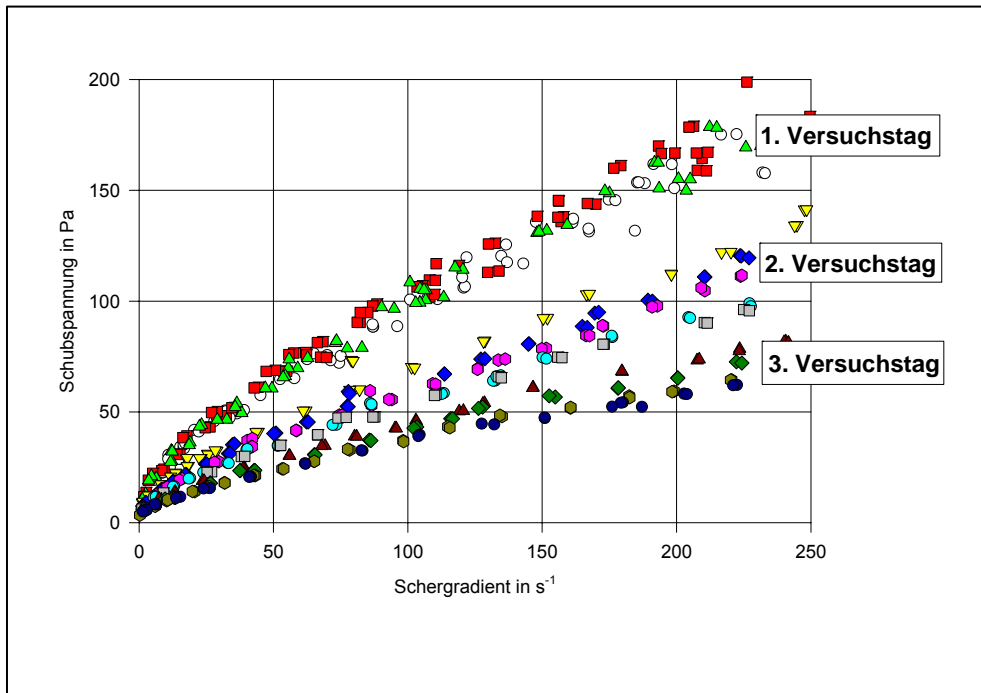
Zur Versuchsdurchführung wurden zwei verschiedene Flüssigfuttermischungen angesetzt, die sich aus Trockenfutter (Getreideschrot) und Wasser in einem Massenverhältnis von 1 : 3 und 1 : 2 zusammensetzten.

Zusammensetzung des Trockenfutters (in Masse-%):

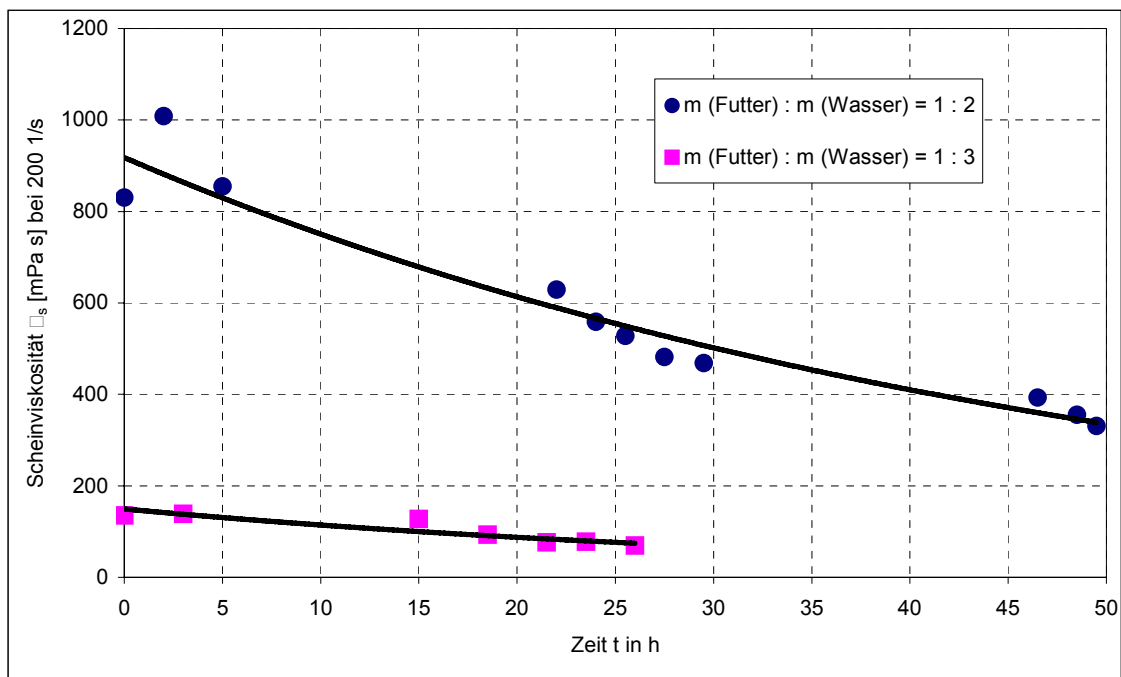
Weizenschrot	43 %
Gerstenschrot	43 %
Sojaschrot	12 %
Mineralstoffe	2 %

Durch Zugabe von 0,7 % Milchsäure mit einer Konzentration von 50 % sollten Gärungsprozesse der Futtermischung während der mehrtägigen Pumpversuche verhindert werden.

Das Fließverhalten hat einen erheblichen Einfluss auf das Kennlinienverhalten von Drehkolbenpumpen. Flüssigfutter verändert sein Fließverhalten durch Zeit- und Belastungseinflüsse (Quellung, Alterung, Zerkleinerung). Deshalb wurden vor und nach jeder Aufnahme von Drucklastkennlinien die Rohrkennlinien ermittelt sowie Proben zur Bestimmung von TS-Gehalt, Dichte und pH-Wert genommen.



**Bild 10:** Fließkurven von Flüssigfutter im Rohrviskosimeter (Vers. 680) bei Pumpenversuchen an drei aufeinander folgenden Versuchstagen



**Bild 11:** Scheinviskosität von Flüssigfutter in Abhängigkeit von der Zeit

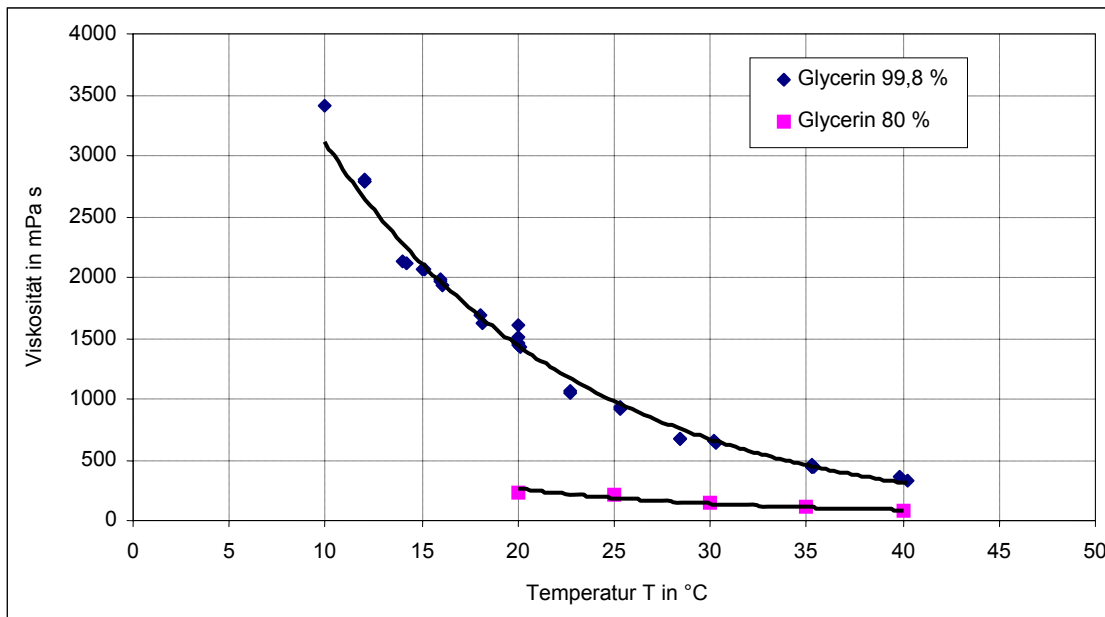
**Tabelle 2:** Stoffkennwerte der untersuchten Futtermischungen

Vers.-Nr.	m <sub>Futter</sub> : m <sub>Wasser</sub>	TS [%]	Dichte kg/m <sup>3</sup>	K	n	pH-Wert	η <sub>s</sub> [mPa s]
673/1	1 : 3	23,5	1096	0,339	0,819	4,85	135,7
673/2	1 : 3	22,8	1091	0,417	0,782	4,94	138,7
673/3	1 : 3	22,8	1090	0,381	0,781	4,97	127,6
673/4	1 : 3	22,7	1089	0,205	0,845	4,93	93,8
673/5	1 : 3	22,5	1081	0,119	0,913	4,78	76,8
673/6	1 : 3	22,4	1083	0,098	0,940	4,54	78,3
673/7	1 : 3	22,4	1089	0,119	0,892	4,24	69,9
680/1	1 : 2	31,2	1100	5,662	0,621	4,57	830,2
680/2	1 : 2	30,8	1118	5,418	0,644	4,66	1008,4
680/3	1 : 2	31,0	1126	5,402	0,636	4,70	855,0
680/4	1 : 2	30,6	1116	3,778	0,646	4,78	629,1
680/5	1 : 2	30,8	1137	3,142	0,659	4,78	558,9
680/6	1 : 2	30,5	1131	2,794	0,671	4,79	528,2
680/7	1 : 2	30,6	1135	2,626	0,665	4,80	481,7
680/8	1 : 2	30,6	1134	2,569	0,664	4,79	468,7
680/9	1 : 2	30,6	1136	1,947	0,684	4,50	393,3
680/10	1 : 2	30,6	1073	1,804	0,679	4,47	355,2
680/11	1 : 2	30,5	1092	1,741	0,672	4,39	330,9

Die Pumpversuche mit Flüssigfutter wurden über einen Zeitraum von 2 bzw. 3 Tagen durchgeführt. Die Zeitabhängigkeit des Fließverhaltens (**Bilder 10 und 11**) ergibt sich vor allem durch Zerkleinerungsvorgänge, Alterung und die Erwärmung des Futters beim kreisförmigen Umpumpen. Dieser Einfluss erschwert die Interpretation der Pumpenkennlinien in Abhängigkeit vom Verschleißzustand der Pumpe. Deshalb wurden systematische Pumpversuche mit Newtonschen Flüssigkeiten unterschiedlicher Viskosität (Glycerin, Wasser) durchgeführt, bei denen sich die Viskosität nur mit der Temperatur und nicht mit der Belastungszeit und -höhe verändert.

### 3.1.2.2 Glycerin

Glycerin kommt in tierischen und pflanzlichen Fetten und Ölen vor und fällt u. a. als Nebenprodukt bei der Biodieselerzeugung an. Glycerin ist eine hoch viskose, geruchlose, süßlich schmeckende, hygroskopische Newtonsche Flüssigkeit, d. h. die Viskosität verändert sich nur mit der Temperatur (**Bild 12**). Aus diesem Grund wurde Glycerin zwischen den Pumpenversuchen mit Hilfe eines Kühlaggregates (Milchkühler) gekühlt. Glycerin ist mit Wasser mischbar und ermöglicht deshalb den Ansatz von Verdünnungen zur stufenweisen Einstellung der Viskosität.



**Bild 12:** Viskositäten von Glycerin in Abhängigkeit von der Temperatur

Die Versuche wurden mit zwei verschiedenen Viskositäten ( $\eta_{80\%, 20^\circ\text{C}} = 230 \text{ mPa s}$ ,  $\eta_{99,8\%, 20^\circ\text{C}} = 1450 \text{ mPa s}$ ) durchgeführt.

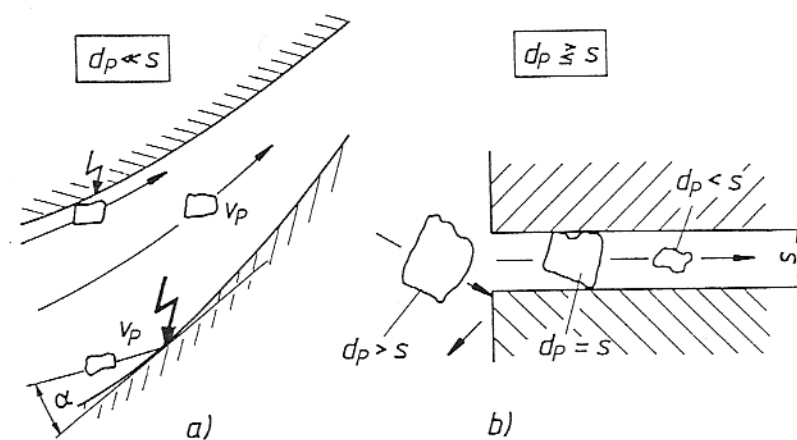
### 3.1.2.3 Wasser

Wasser ist eine Newtonsche Flüssigkeit, deren Viskosität nahezu unabhängig von der Temperatur ist. Aus diesem Grund wird Wasser zumeist zur Ermittlung von Pumpenkennlinien genutzt. Viskosität und Struktur der Fördermedien haben jedoch einen erheblichen Einfluss auf das Förderverhalten von Drehkolbenpumpen. Daher ist mit Wasser nur eine unvollständige Beschreibung der zu untersuchenden Einflussgrößen möglich. Die Untersuchung der drehwinkelabhängigen Spaltströme sowie die Verschleißermittlung durch Fördern gegen einen geschlossenen Schieber erfolgten jedoch ausschließlich mit Wasser. Flüssigfutter und Glycerin erwiesen sich für diese Messungen als ungeeignet.

### 3.1.3 Versuchsdurchführung

#### 3.1.3.1 Drucklastkennlinien

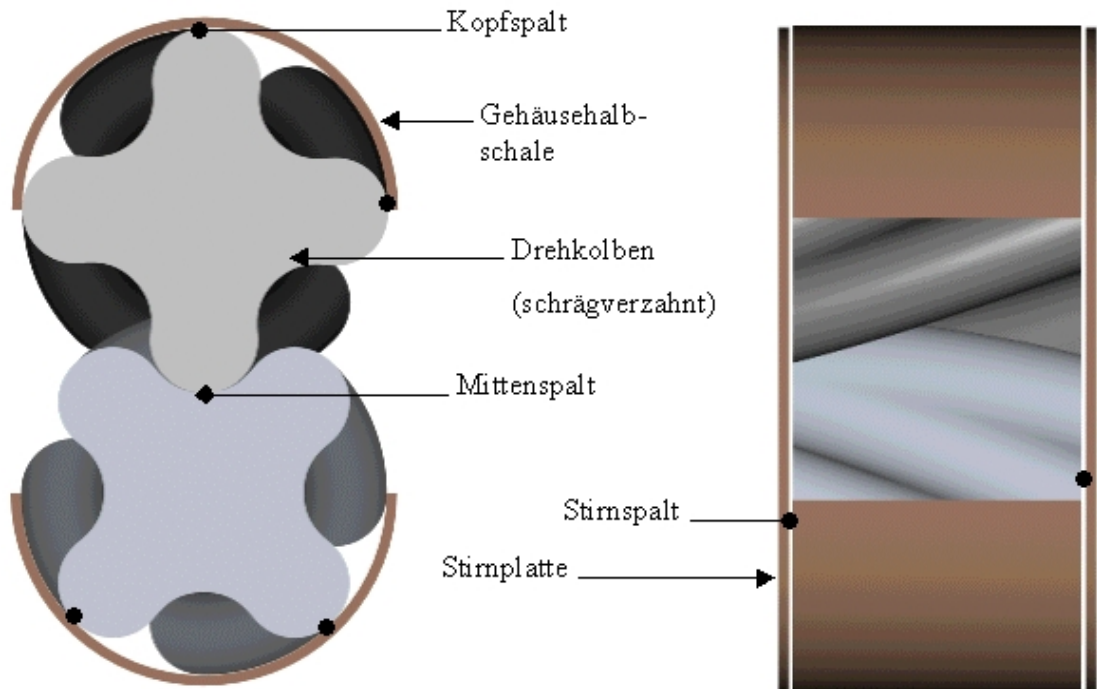
Die Drucklastkennlinien von Drehkolbenpumpen sind in starkem Maß von der Größe der Spalte in der Pumpe abhängig. Die Spalte vergrößern sich durch Verschleiß während der Betriebszeit einer Pumpe, zumeist durch Gleit- und Strahlverschleiß beim Fördern von Suspensionen mit abrasiven Fremdstoffen [12]. Die Drehkolben sind mit einer Gummischicht versehen und am Kolbenkopf erfolgt der größte Materialabtrag. Das ist begründet durch die Gleitgeschwindigkeit des rotierenden Kopfes gegenüber dem feststehenden Pumpengehäuse (Gleitverschleiß) sowie durch die hohe Geschwindigkeit der Leckageströmung durch die schlitzförmigen Kopfspalte (Strahlverschleiß), s. **Bild 13**.



**Bild 13:** Partikelbewegung bei (a) Strahl- und (b) Gleitverschleiß [12]

Bei Drehkolbenpumpen treten grundsätzlich drei verschiedene Spaltformen entsprechend **Bild 14** auf, die im Einzelnen untersucht und bewertet werden sollen.

- **Kopfspalt** (zwischen Kolbenkopf und Gehäuse)
- **Mittenspalt** (zwischen den Kolbenköpfen)
- **Stirrspalt** (zwischen der Stirnseite des Kolbens und dem Pumpendeckel bzw. Getriebeseite des Pumpengehäuses)



**Bild 14:** Spaltformen in einer schräg verzahnten Drehkolbenpumpe

Der Einfluss der Kopf-, Mitten- und Stirnspalte auf die Kennliniencharakteristik wurde durch den Einbau verschiedener Bauelemente (Gehäusehalbschalen und Stirnplatten mit unterschiedlicher Dicke, Drehkolben mit unterschiedlichem Durchmesser) systematisch untersucht.

- Gehäusehalbschalen mit unterschiedlicher Dicke  $t$   
 $t = 6 \text{ mm}; 6,5 \text{ mm}; 7 \text{ mm}; 7,5 \text{ mm}; 8 \text{ mm}; 8,5 \text{ mm}; 9 \text{ mm}; 9,5 \text{ mm}$



**Bild 15:** Austauschbare Gehäusehalbschalen

- Stirnplatten verschiedener Dicke  $t$   
 $t = 2 \text{ mm}; 2,5 \text{ mm}; 3 \text{ mm}; 3,5 \text{ mm}; 4 \text{ mm}$



**Bild 16:** Austauschbare Stirnplatten

- Drehkolben mit verschiedenen Durchmessern  $d_K$   
 Die Flügelspitzen wurden auf das vorgegebene Maß  $d_K$  abgefräst, um eine Abstufung der Kopfspalte zu erreichen.  
 $d_K = 176 \text{ mm}; 175 \text{ mm}; 174 \text{ mm}; 173 \text{ mm}; 172 \text{ mm}; 171 \text{ mm}; 168 \text{ mm}$



**Bild 17:** Austauschbare schräg verzahnte Drehkolben (links = verschlissen, rechts = neu)

Die Drehkolbenpumpe ist einseitig gelagert und kann zwecks Austausch der einzelnen Elemente einfach über den seitlichen Pumpendeckel geöffnet werden (s. **Bilder 1** und **15**).

Durch die verschiedenen Einbauelemente können die Spalthöhen stufenweise verändert werden. Die Kopfspalte lassen sich stufenweise ( $\Delta s_K = 0,5 \text{ mm}$ ) im Bereich 0 bis 2,5 mm, die Mittenspalte 0 bis 5 mm und die Stirnspalte 0 bis 2,5 mm variieren. Durch Kombination der Spaltgrößen kann man auch "realen Verschleiß", also eine gleichmäßig verschlissene Pumpe, simulieren. Die Förderversuche wurden schwerpunktmäßig mit vierflügeligen schräg verzahnten Drehkolben in gummierter Ausführung durchgeführt.



Mit dem in **Bild 5** dargestellten Versuchsstand können Pumpenkennlinien für verschiedene Drehzahlen ( $n_p = 100$  bis  $600$  U/min) über einen breiten Druckbereich ( $p = 0$  bis  $8$  bar) für diverse Verschleißzustände der Pumpe aufgenommen werden.

### Messwerte:

Durchsatz  $Q = f(p; n_p)$  in  $m^3/h$

Pumpendrehmoment  $M_p = f(p)$  in  $N\ m$

Elektrische Wirkleistung des Pumpenantriebs  $P_w = f(p)$  in  $kW$

Pumpendrehzahl  $n_p$  in  $U/min$

Druck hinter der Pumpe  $p_d$  in  $bar$

Saugseitiger Druck vor der Pumpe  $p_s$  in  $bar$

Stofftemperatur  $T$  in  $^{\circ}C$

### Berechnung:

Pumpendruck

$$p = p_d - p_s \quad (13)$$

mechanische Antriebsleistung (Wellenleistung):

$$P_{WE} = 0,00010472 M_p n_p \quad \text{in kW} \quad (14)$$

- theoretischer Volumendurchsatz

$$Q_{th} = V_{geo} n_p 60 \quad \text{in } m^3/h \quad (15)$$

mit dem geometrischen Kammervolumen der Pumpe VX 136-140 Q:

$$V_{geo} = 0,00257929084 \text{ m}^3$$

wird

$$Q_{th} = 0,1547574 n_p \quad \text{in } m^3/h \quad (16)$$

- Winkelgeschwindigkeit der Pumpe:

$$\Omega = \frac{2 \pi n_p}{60} \quad \text{in } 1/s \quad (17)$$

- von der Pumpe real abgegebene hydraulische Leistung:

$$P_H = \frac{p Q}{36} \quad \text{in kW} \quad (18)$$

- Pumpendrehmoment, berechnet auf der Grundlage der abgegebenen hydraulischen Pumpenleistung  $P_H$ :

$$M_H = \frac{P_H}{\Omega} = \frac{265,26 \, p \, Q}{n_P} \quad (19)$$

### Wirkungsgrade

- a) Energetischer Wirkungsgrad oder Gesamtwirkungsgrad der **Pumpe**  $\eta_P$  beinhaltet alle Verluste der Pumpe:

$$\eta_P = \frac{M_H}{M_P} = \frac{P_H}{M_P \, \Omega} \quad (20)$$

$$\eta_P = \frac{p \, Q \, 9549,3}{36 \, M_P \, n_P} = \frac{265,26 \, p \, Q}{M_P \, n_P} \quad (21)$$

- b) Volumetrischer Wirkungsgrad oder Füllungsgrad der Pumpe  $\eta_V$  beschreibt im Wesentlichen die hydraulischen Verluste zwischen Saug- und Druckraum, also die innere Dichtheit der Pumpe:

$$\eta_V = \frac{Q}{Q_{th}} \quad (22)$$

$$\eta_V = \frac{6,461727 \, Q}{n_P} \quad (23)$$

Dabei ist  $(Q_{th} - Q)$  der Leckstrom  $Q_s$ , also der Durchsatzverlust infolge Verschleiß.

### Darstellung:

#### Pumpendruck

$$p = f(Q; n_P) \quad (24)$$

$\eta_P; \eta_V = f(p)$  mit  $n_P$  als Parameter oder  $\eta_P; \eta_V = f(n_P)$  mit  $p$  als Parameter

### 3.1.3.2 Sauglastkennlinien

Die Versuche zur Ermittlung der Sauglastkennlinien wurden mit Wasser und Glycerin durchgeführt.

Bei Drehkolbenpumpen können ungünstige Strömungs- und Druckverhältnisse zu Kavitation führen, d. h. es ergeben sich instabile Förderzustände (Druck- und Durchsatzschwankungen) sowie typische Geräusche, die zwei charakteristischen Kavitationszuständen zugeordnet werden:

- 1) Der **Kavitationsdruck  $p_{s1}$**  entspricht dem absoluten saugseitigen Druck, bei dem erste zischende Geräusche in der Pumpe auftreten. Damit wird der Beginn von **Spaltkavitation** [11] gekennzeichnet. Spaltkavitation entsteht, wenn durch die Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit im Spalt (z. B. zwischen Kolbenkopf und Gehäuse) der statische Druck unterhalb des Dampfdrucks der Förderflüssigkeit absinkt.
- 2) Der **Kavitationsdruck  $p_{s2}$**  entspricht dem absoluten saugseitigen Druck, bei dem periodische hämmernde Druckschläge und Knattergeräusche einsetzen. In diesem Druckbereich tritt ausgeprägte Kavitation auf und der Förderstrom reißt schlagartig ab. Hierbei tritt auch **Verdrängungsraumkavitation** [11] auf, die durch eine ungenügende Befüllung der Verdrängerkammer verursacht wird. Diese Verdrängungsraumkavitation wird der Spaltraumkavitation überlagert.

#### Messwerte:

Durchsatz  $Q = f(p; n_P)$  in  $m^3/h$

Pumpendrehmoment  $M_P = f(p)$  in N m

Elektrische Wirkleistung des Pumpenantriebs  $P_W = f(p)$  in kW

Pumpendrehzahl  $n_P$  in U/min

Druck hinter der Pumpe  $p_d$  in bar

Saugseitiger Druck vor der Pumpe  $p_s$  in bar

Stofftemperatur  $T$  in °C

#### Darstellung:

absoluter saugseitiger Pumpendruck

$$p_S = f(Q; n_P) \quad (25)$$

Folgende Abhängigkeiten der Saugkennlinien wurden in den Versuchen untersucht:

- *Pumpendrehzahl* (Förderdruck, Viskosität und Verschleiß sind konstant) im Bereich von  $n = 200, 300 - 600$  U/min beim Fördern von Wasser mit  $T = 20$  °C.
- *Verschleiß der Kolben* (Förderdruck, Drehzahl und Viskosität sind konstant) durch Einbau unterschiedlich verschlissener Kolben. Dadurch werden Kopfspalte  $s_K = 0,5$  mm,  $1,5$  mm und  $2,5$  mm realisiert [8].
- *Viskosität des Fördermediums* (Förderdruck, Drehzahl und Verschleiß sind konstant) durch Versuche mit Wasser ( $T = 20$  °C,  $\eta = 1$  mPa s) und Glycerin ( $T = 20$  °C,  $\eta = 1450$  mPa s).
- *Förderdruck* (Verschleiß, Drehzahl und Viskosität sind konstant) im Bereich von  $p_d = 2$  bis  $6$  bar.

### 3.1.3.3 Messungen des Verschleißzustandes der Pumpe beim Fördern gegen einen geschlossenen Schieber

Durch Verschleiß verändern sich die Pumpenkennlinien. Deshalb müssen beim praktischen Einsatz vor Ort ohne Pumpendemontage oft sofortige Entscheidungen gefällt werden. Dazu ist eine *Verschleißdiagnose* anhand gemessener Förderdaten oder einfacher Messverfahren notwendig.

Zur Untersuchung des Verschleißzustandes der Pumpe wurde die Methode *Fördern gegen geschlossenen Schieber* angewendet. Diese Messungen konnten allerdings nur mit Wasser realisiert werden, weil bei Flüssigfutter und Glycerin Strömungsanomalien auftraten. Bei Flüssigfutter kam es aufgrund der grobkörnigen Struktur zur Verstopfung der Spalte, d. h.  $Q_s = 0$ . Glycerin erwärmte sich während der Versuche sehr schnell, so dass eine konstante Viskosität nicht zu realisieren war.

Lässt man eine verschlissene Drehkolbenpumpe bei langsam steigender Drehzahl gegen einen geschlossenen Schieber fördern, wird  $Q = 0$  und  $Q_{th} = Q_s$  [13]. Der theoretische Durchsatz entspricht dann also dem Spaltstrom und man erhält eine für den Verschleißzustand der Pumpe charakteristische Druck-Drehzahl-Kennlinie  $p = f(n_p)$ .

Diese Kennlinien wurden für verschiedene Spaltgrößen und -formen aufgenommen. Ein Punkt dieser Kennlinie entspricht bei einer konstanten Drehzahl dem Schnittpunkt der Pumpenkennlinie  $Q = f(p)$  mit der  $p$ -Achse, wenn nach kontinuierlicher Druckerhöhung  $Q = 0$  wird. Wenn man weiterhin unterstellt, dass sich alle Pumpenkennlinien unterschiedlicher Drehzahlen für  $p \rightarrow 0$  dem konstanten Wert  $Q_{th}$  nähern, also auch  $Q_s = 0$  wird, sind die Schnittpunkte der Pumpenkennlinien mit der Durchsatz- und der Druckachse bekannt. Die realen Pumpenkennlinien können unter dieser Voraussetzung näherungsweise konstruiert werden (s. auch **Bild 30**).

Der Vorteil dieses Diagnoseverfahrens liegt in der einfachen Realisierung. Die Pumpe muss nicht geöffnet werden und man kann sie vor Ort testen, wenn ein drehzahlvariabler Antrieb und ein Drucksensor vorhanden sind.

Inwiefern diese Annahmen auf die Verschleißdiagnose im Betrieb übertragbar sind, soll anhand von Versuchen überprüft werden.

**Messwerte:**

Pumpendrehzahl  $n_P$  in U/min

Druck hinter der Pumpe  $p_d$  in bar

Saugseitiger Druck vor der Pumpe  $p_s$  in bar

Stofftemperatur  $T$  in °C

**Berechnung:**

Pumpendruck  $p = p_d - p_s$

**Darstellung:**

Pumpendruck

$$p_s = f(n_P) \quad (26)$$

### 3.1.3.4 Messungen der Spaltströmung in Abhängigkeit von der Kolbenstellung

Bei gerade und schräg verzahnten Kolben treten während des Förderprozesses Rückströmungen durch die Spalte (Kopf-, Mitten- und Stirnspalt) auf. Diese Rückströmungsverluste (Leckagen) beeinflussen den Fördervolumenstrom und können auch bei schräg verzahnten Drehkolben geringförmige Pulsationen verursachen. Die Winkelabhängigkeit der Leckageströmung sollte deshalb untersucht werden.

An der blockierten Bremspumpe werden bei definierter Winkelstellung der Kolben die Kennlinien  $Q_S = f(p)$  aufgenommen. Die blockierte Pumpe wird als Strömungswiderstand angesehen und der Spaltstrom  $Q_S$  wird stufenweise bei verschiedenen Winkelstellungen von 0° bis 180° in Stufen von 11,25° bei Drücken von  $p = 2$  bar, 4 bar und 6 bar gemessen. Die Antriebswelle der Bremspumpe wurde mit einer Halterung (**Bild 18**) fixiert, die eine stufenweise Einstellung des Drehwinkels  $\alpha$  ermöglicht. Auch mit Hilfe dieser Testmethode kann der integrale Verschleißzustand einer Pumpe gekennzeichnet werden. Das kann unter bestimmten technischen Voraussetzungen sogar ohne Pumpendemontage vor Ort erfolgen.

**Messwerte:**

Durchsatz  $Q = f(p; n_P)$  in m<sup>3</sup>/h

Pumpendrehzahl  $n_P$  in U/min

Druck hinter der Pumpe  $p_d$  in bar

Saugseitiger Druck vor der Pumpe  $p_s$  in bar

Stofftemperatur  $T$  in °C

Winkelstellung der Kolben  $\alpha$  in °

**Berechnung:**

Pumpendruck

$$p = p_d - p_s$$

**Darstellung**

$$Q_s = f(\alpha; p)$$

(27)

**Bild 18:** Fixierung der Bremspumpe

### 3.2 Versuchsauswertung und Ergebnisse

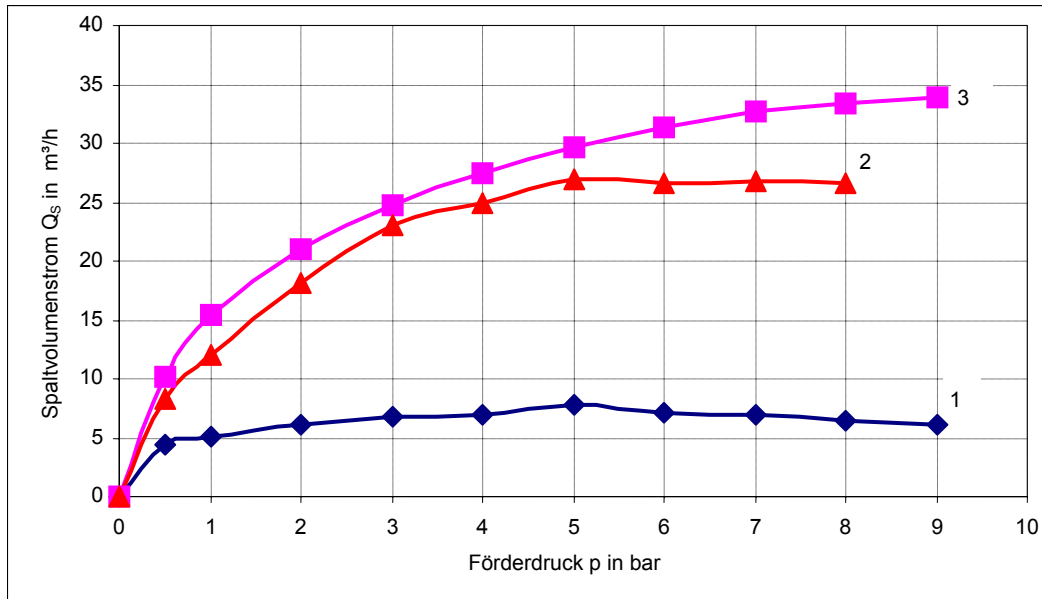
#### 3.2.1 Einflussgrößen auf das Drucklastverhalten

Die Rückströmungsverluste in einer Drehkolbenpumpe beeinflussen die Kennlinien erheblich und sind von verschiedenen Einflussgrößen abhängig, die einzeln und im Komplex bewertet wurden:

- Spaltform (Kopf-, Mitten-, Stirnspalt) und Spaltgeometrie (Höhe, Breite, Länge);
- Stoffeigenschaften (Viskosität, Stoffstruktur);
- Kolbenform (gerade oder schräg verzahnt);
- Pumpendrehzahl;
- Wellendurchbiegung (Pumpenlagerung).

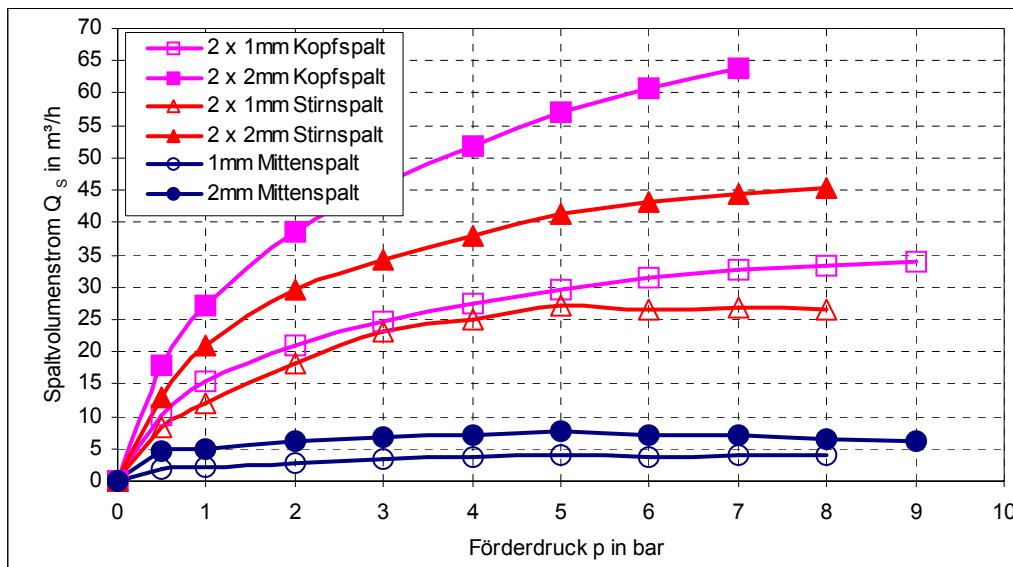
##### 3.2.1.1 Verschleiß (Spaltform und Spaltgeometrie)

Kopf- und Stirnspalt haben den größten Einfluss auf die Kennliniencharakteristik der Pumpe (**Bild 19**). Der Einfluss des Mittenspaltes ist deutlich geringer und weitgehend unabhängig vom Förderdruck.



**Bild 19:** Spaltströmung durch Kopf-, Stirn- und Mittenspalt bei gleichen Spalthöhen ( $T_{\text{Wasser}} = 20\text{ °C}$ ,  $n_P = 500\text{ U/min}$ ); 1 = Mittenspalt (2 mm), 2 = Stirrspalt (2 × 1 mm), 3 = Kopfspalt (2 × 1 mm)

In weiteren Versuchen wurde der Einfluss der geometrischen Spalthöhe auf die Spaltvolumenströme untersucht (**Bild 20**). Dabei zeigte sich, dass bei allen drei Spaltformen eine Verdopplung der geometrischen Spalthöhe auch eine annähernde Verdopplung des Spaltvolumenstromes bewirkt. Die Spalthöhe  $h_s$  ist proportional der Spaltfläche  $A_s$  und dem Spaltvolumenstrom  $Q_s$ .

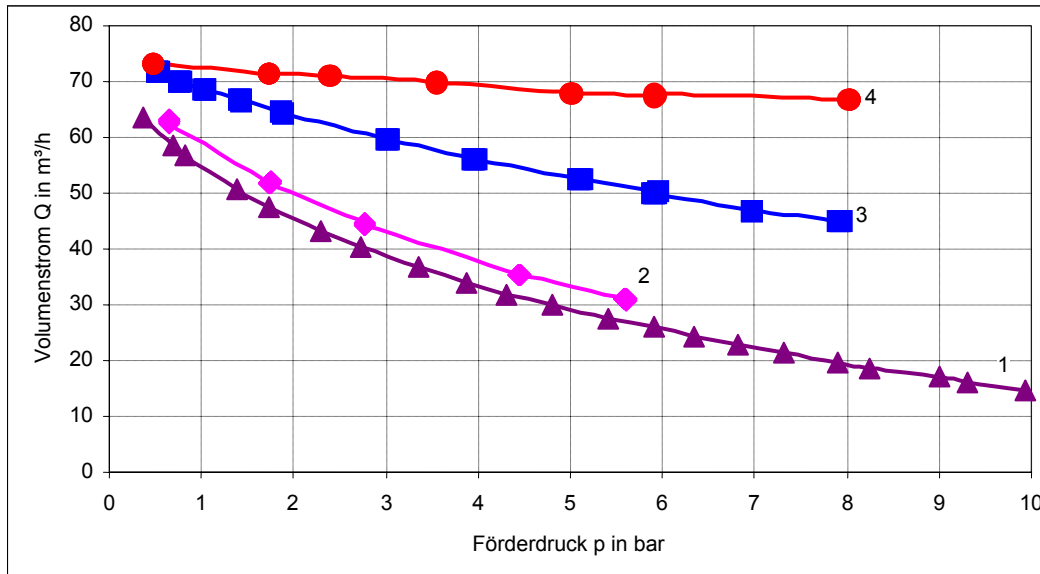


**Bild 20:** Einfluss der Spalthöhe bei Kopf-, Stirn- und Mittenspalt auf den Spaltvolumenstrom (Wasser,  $n_P = 500\text{ U/min}$ )

### 3.2.1.2 Stoffeigenschaften

Der Einfluss der Viskosität der Förderflüssigkeit auf die Spaltverluste und damit auf die Kennliniencharakteristik und den energetischen Wirkungsgrad der Pumpe ist von erheblicher Bedeutung. Der energetische Wirkungsgrad beinhaltet alle Verluste, die in der Pumpe auftreten und berechnet sich nach Gl. (21).

Mit steigender Viskosität verringern sich die Spaltströme und erhöht sich demzufolge der effektive Volumenstrom (**Bild 21**).



**Bild 21:** Einfluss der Viskosität auf die Pumpenkennlinie bei gleichen Spalthöhen (Kopfspalt = 1,5 mm, Mittenspalt = 3 mm,  $n_P = 500$  U/min); 1 = Wasser, 2 = Glycerin ( $\eta = 230$  mPa s), 3 = Glycerin ( $\eta = 1450$  mPa s), 4 = Flüssigfutter ( $\eta = 75$  mPa s)

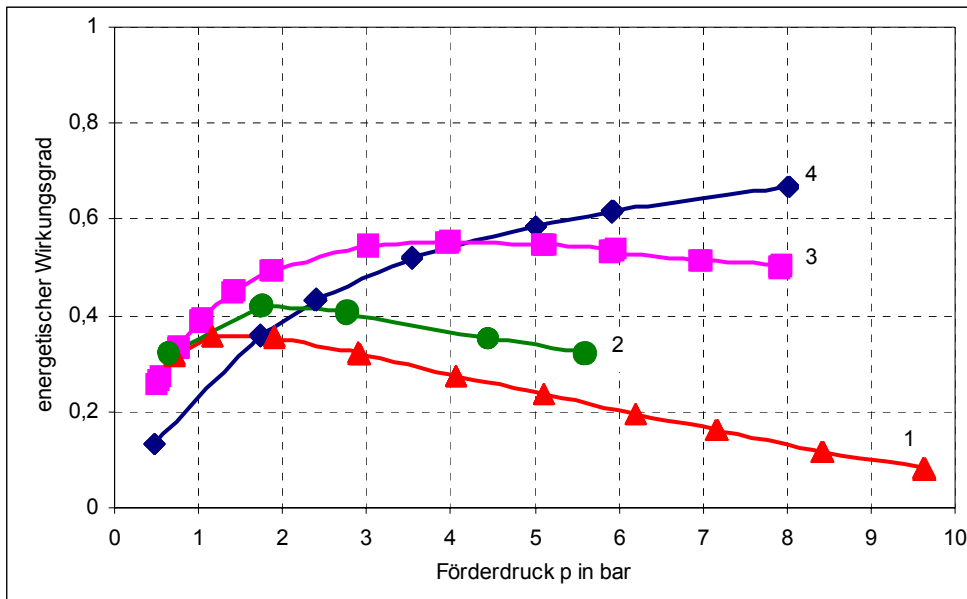
Mit steigender Viskosität erhöht sich auch der energetische Wirkungsgrad der Pumpe (**Bild 22**).

Dieses Kennlinienverhalten verdeutlicht die Notwendigkeit einer Anpassung der Spaltgrößen an die Viskosität der Förderflüssigkeit. Während der Wirkungsgrad für Wasser mit steigendem Druck ständig geringer wird, vergrößert er sich bei hochviskosen Flüssigkeiten. Hier können auch größere Spalte gewählt werden, denn die optimale Spalthöhe ist direkt von der Viskosität abhängig.

Beim Fördern von grob strukturierten organischen Suspensionen (Flüssigfutter aus Getreideschrot und Wasser) treten allerdings Phänomene auf, die sich allein mit der Größe der Viskosität nicht erklären lassen. Bei den vergleichsweise hohen Strömungsgeschwindigkeiten in den Spalten vermindert sich die Viskosität erheblich und strebt einen nahezu konstanten Wert an, den sog. 2. Newtonschen Viskositätsbereich. Vermutlich treten in den Spalten zudem auch Entmischungen, örtliche Verstopfungen durch grob-



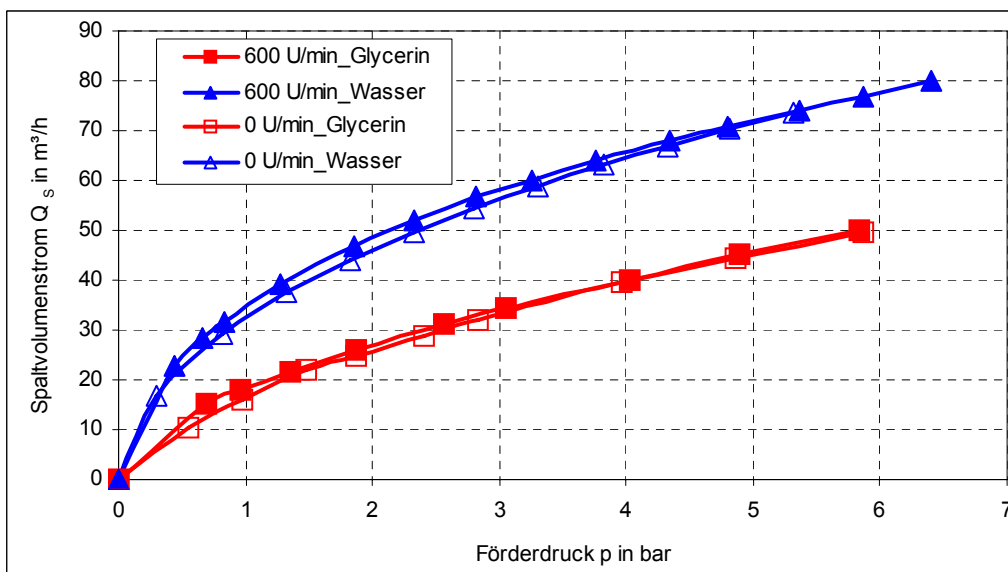
körnige Teilchen und turbulente Strömungsbereiche auf. Dieses Strömungsverhalten ist im Detail noch nicht geklärt. Dazu sind weitere gesonderte Untersuchungen und Modellberechnungen erforderlich.



**Bild 22:** Energetischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Viskosität bei gleichen Spalthöhen (1,5 mm Kopfspalt, 3 mm Mittenspalt,  $n_P = 500$  U/min); 1 = Wasser, 2 = Flüssigfutter, 3 = Glycerin ( $\eta = 230$  mPa s), 4 = Glycerin ( $\eta = 1450$  mPa s)

### 3.2.1.3 Pumpendrehzahl

Um den Einfluss der Pumpendrehzahl auf das Förderverhalten zu ermitteln, wurden die Verlustvolumenströme an einer stehenden, d. h. blockierten Pumpe mit denen einer rotierenden Pumpe verglichen (**Bild 23**).

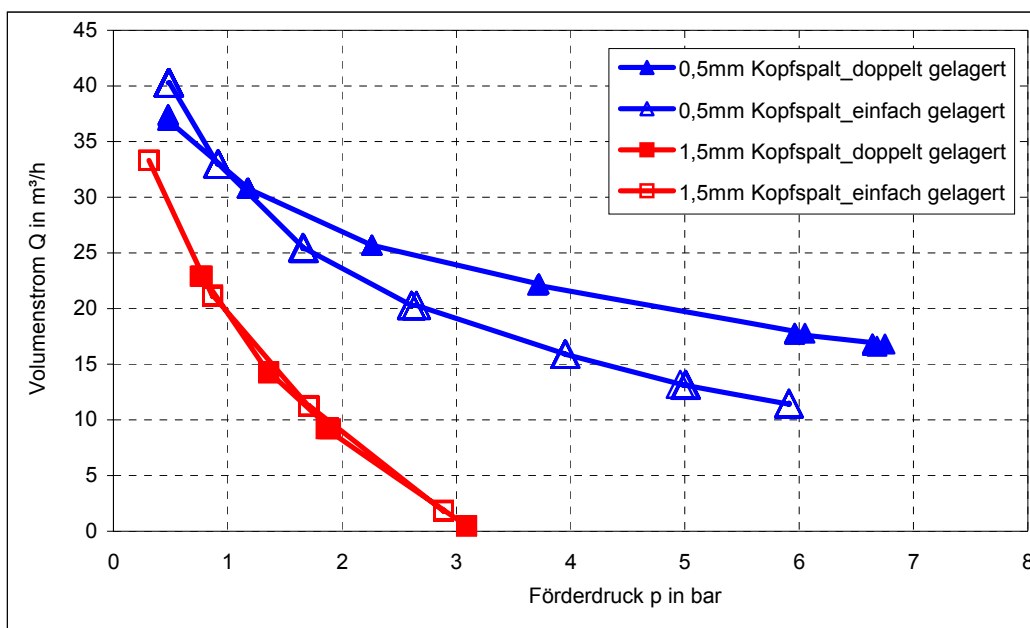


**Bild 23:** Einfluss der Pumpendrehzahl auf den Spaltvolumenstrom (2,5 mm Kopfspalt, 20 °C)

Die Untersuchungen zeigen, dass der Einfluss der Pumpendrehzahl auf den Verlustvolumenstrom nur unbedeutend ist. Daraus folgt, dass die an einer stehenden blockierten Pumpe gemessenen Spaltströme gut auf die rotierende Förderpumpe übertragen werden können.

### 3.2.1.4 Wellendurchbiegung

Bei höheren Förderdrücken ( $p > 4$  bar) wirkt bei einseitig gelagerten Drehkolbenpumpen ein erhebliches Drehmoment und die freien Wellenenden werden auseinander gedrückt, so dass die Kolben bei zu engem Kopfspalt das Gehäuse berühren. Dann erhöht sich örtlich der Verschleiß, die Spaltquerschnitte verändern sich und damit auch die Pumpenkennlinien. In diesem Fall ist die Einsatzgrenze der Pumpe erreicht. Hier ist eine doppelt gelagerte Pumpe von erheblichem Vorteil. Das zeigen die vergleichenden Förderversuche einer einseitig gelagerten mit einer baugleichen doppelt gelagerten Pumpe mit schräg verzahnten Drehkolben (**Bild 24**). Die Wellendurchbiegung wird so vermieden und die Spalthöhen bleiben konstant. Das führt zu kleineren Spaltverlusten und resultierend zu einem höheren effektiven Durchsatz und verbesserten Wirkungsgrad. Die Spalte können dann auch kleiner ausgelegt werden.

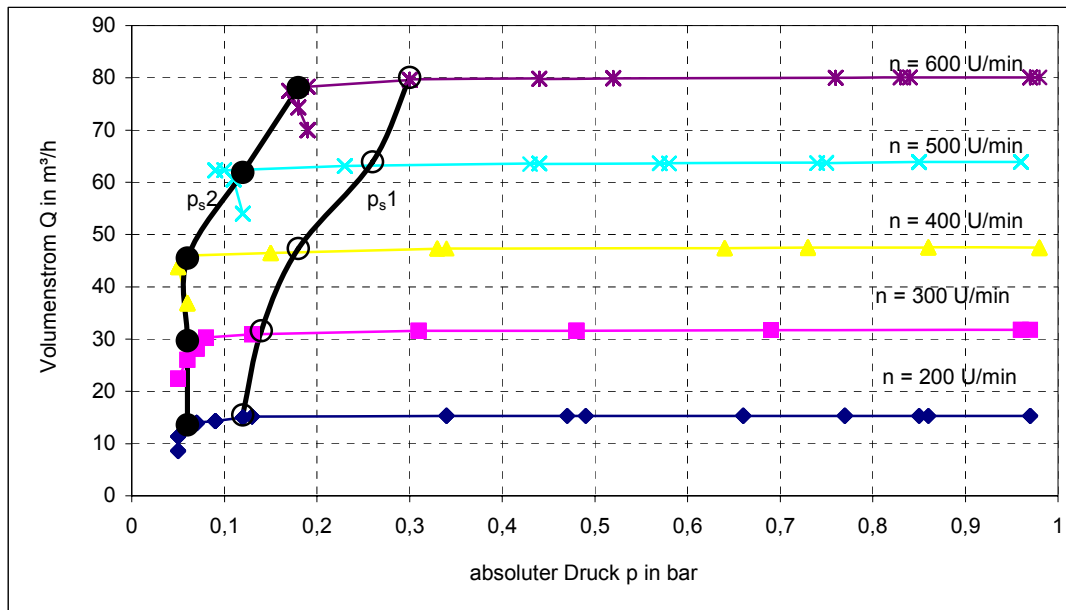


**Bild 24:** Einfluss einer zusätzlichen Wellenlagerung auf die Pumpenkennlinie bei verschiedenen Verschleißzuständen ( $n_P = 300$  U/min,  $T_{\text{Wasser}} = 20$  °C)

## 3.2.2 Einflussgrößen auf das Saugverhalten

### 3.2.2.1 Pumpendrehzahl

Die Saugkennlinien weisen bei konstantem Förderdruck, Verschleiß und konstanter Viskosität eine deutliche *Drehzahlabhängigkeit* des Kavitationsbeginns [17] auf (**Bild 25**).



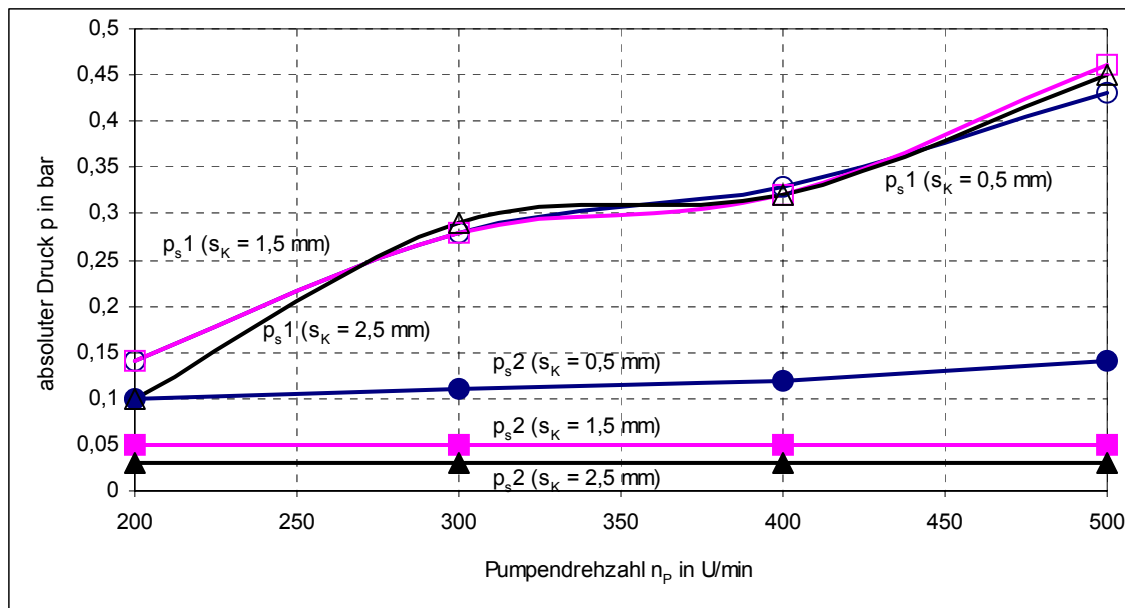
**Bild 25:** Kavitationsdrücke  $p_{s1}$  und  $p_{s2}$  in Abhängigkeit von der Pumpendrehzahl ( $T_{\text{Wasser}} = 20 \text{ °C}$ ,  $p_D = 2 \text{ bar}$ ,  $s_K = 0,5 \text{ mm}$ );  $p_{s1}$  - Kavitationsbeginn,  $p_{s2}$  - ausgeprägte Kavitation und Strömungsabriss

Der **Kavitationsdruck  $p_{s1}$**  (Beginn der Spaltraumkavitation) verändert sich nahezu linear mit dem Volumenstrom bzw. der Drehzahl. Bei steigender Drehzahl ergibt sich eine höhere relative Strömungsgeschwindigkeit im Kopfspalt. Dadurch kommt es zu einer örtlichen Reduzierung des statischen Drucks und demzufolge zu einer früheren Unterschreitung des zulässigen Dampfdrucks. Vermutlich tritt hier Spaltkavitation auf. Die Sicherheitsgrenze  $NPSH_r$  ist etwa vergleichbar mit dem Kavitationszustand  $p_{s1}$  und sollte keinesfalls überschritten werden.

Im unteren Drehzahlbereich  $n_p < 400 \text{ U/min}$  bleibt der **Kavitationsdruck  $p_{s2}$**  nahezu konstant und ist unabhängig von der Drehzahl. Bei  $n_p > 400 \text{ U/min}$  tritt  $p_{s2}$  bei höherem absoluten Druck ( $> 0,1 \text{ bar}$ ) auf, d. h. es setzen starke Schläge in der Pumpe ein und der Volumenstrom reißt ab. Dieser instabile Zustand führt zu erheblichen mechanischen Belastungen und kann sogar eine Zerstörung der Pumpenanlage zur Folge haben. Dieser Zustand darf im praktischen Betrieb auf keinen Fall auftreten. Die Kennzeichnung über eine Durchsatzverminderung ( $NPSH_r$ ) ist nicht ausreichend und gefährdet die Anlagensicherheit. Daher sollte an Pumpenanlagen, die ständig im Saugbereich ( $p < 1 \text{ bar}$ ) arbeiten, eine zusätzliche Geräuschüberwachung erfolgen, um zu sichern, dass keine Kavitation auftritt.

### 3.2.2.2 Verschleiß

Die Verschleißabhängigkeit der Kavitationszustände  $p_{s1}$  und  $p_{s2}$  wurde mit hochviskosem Glycerin ( $\eta = 1450 \text{ mPa s}$ ) untersucht. Der Kavitationsdruck  $p_{s1}$  ist vom Pumpenschleiß (untersuchter Kopfspalt  $s_K = 0,5 - 2,5 \text{ mm}$ ) nahezu unabhängig und vergrößert sich mit steigender Drehzahl (**Bild 26**), das Saugverhalten verschlechtert sich also.



**Bild 26:** Kavitationsdrücke  $p_{s1}$  und  $p_{s2}$  in Abhängigkeit vom Verschleiß der Kolben ( $\eta = 1450 \text{ mPa s}$ ,  $p_D = 2 \text{ bar}$ );  $p_{s1}$  - Kavitationsbeginn,  $p_{s2}$  - ausgeprägte Kavitation und Strömungsabriss

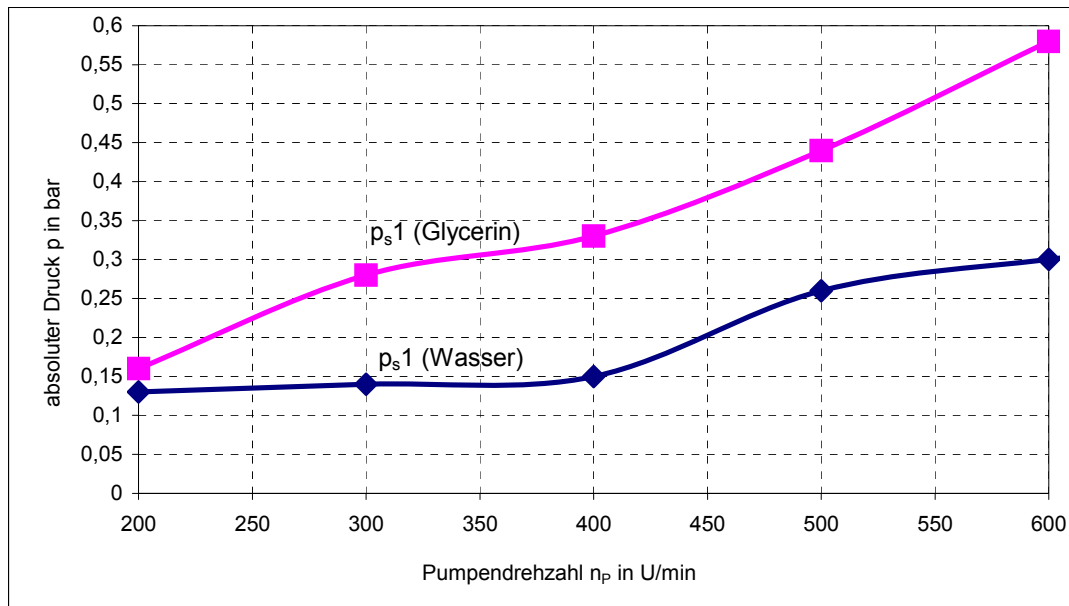
Der Kavitationsdruck  $p_{s2}$  vermindert sich mit zunehmendem Verschleiß. Das Saugverhalten wird bei höher viskosen Medien mit zunehmendem Verschleiß also verbessert und Kavitation tritt erst bei sehr geringen absoluten Drücken ( $< 0,05 \text{ bar}$ ) auf. Das unterstützt die Vermutung, dass  $p_{s2}$  hauptsächlich durch Verdrängungsraumkavitation verursacht wird. Der zunehmende Verschleiß bewirkt eine schnellere Befüllung der Pumpenkammer, da höherer Verschleiß aufgrund des größeren Spaltquerschnittes einen erhöhten Spaltvolumenstrom erzeugt. Das durch Verschleiß verbesserte Kavitationsverhalten ist jedoch verbunden mit einem geringeren volumetrischen Wirkungsgrad [1].

Die gleichen Untersuchungen wurden auch mit Wasser durchgeführt. Der Kavitationsdruck  $p_{s1}$  wird mit zunehmendem Verschleiß etwas größer. Der ausgeprägte Kavitationszustand  $p_{s2}$  ist vom Verschleiß nahezu unabhängig. Erst bei  $n_p > 500 \text{ U/min}$  wird  $p_{s2}$  mit zunehmendem Verschleiß kleiner.

### 3.2.2.3 Viskosität

Die Viskosität beeinflusst den Förderstrom, den energetischen Wirkungsgrad [1] und auch das Saugverhalten in erheblicher Weise.

Der Kavitationsdruck  $p_{s1}$  wird mit Glycerin ( $\eta = 1450 \text{ mPa s}$ ) und Wasser bei konstantem Kopfspalt in einem Drehzahlbereich von  $n = 200 - 600 \text{ U/min}$  ermittelt (**Bild 27**).

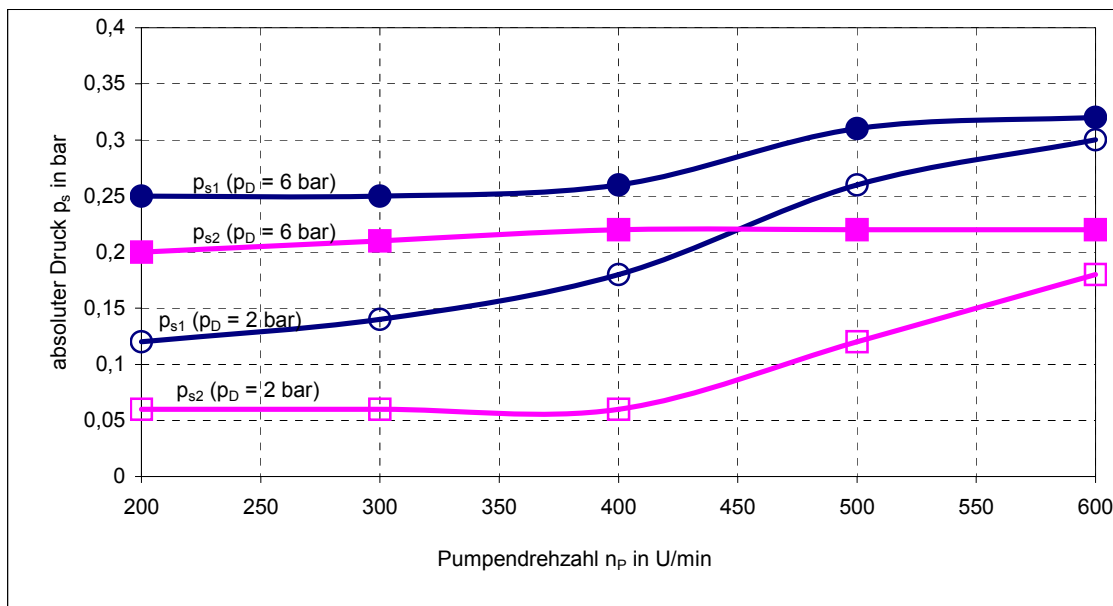


**Bild 27:** Kavitationsdruck  $p_{s1}$  in Abhängigkeit von der Viskosität des Fördermediums ( $p_D = 2$  bar,  $s_K = 0,5$  mm);  $p_{s1}$  - Kavitationsbeginn

Das Saugverhalten ist bei Glycerin erheblich schlechter als bei Wasser, Kavitation beginnt deutlich früher. Bei hochviskosen Fördermedien ist die Drehkolbenpumpe nahezu dicht, es gibt keine Spaltströmungen mehr und so tritt Verdrängungsraumkavitation auf, weil der Pumpenraum nicht ausreichend gefüllt werden kann.

#### 3.2.2.4 Förderdruck

Der Einfluss des Förderdrucks auf Saugverhalten und Kavitation zeigt, dass die Kavitationsdrücke  $p_{s1}$  und  $p_{s2}$  vom Förderdruck stark abhängig sind (**Bild 28**). Mit steigendem Förderdruck werden  $p_{s1}$  und  $p_{s2}$  erheblich größer, d. h. mit zunehmendem Förderdruck verschlechtert sich auch das Kavitationsverhalten der Pumpen.



**Bild 28:** Kavitationsdrücke  $p_{s1}$  und  $p_{s2}$  in Abhängigkeit vom Förderdruck  $p_D$  ( $T_{\text{Wasser}} = 20 \text{ °C}$ ,  $s_K = 0,5 \text{ mm}$ );  $p_{s1}$  - Kavitationsbeginn,  $p_{s2}$  - ausgeprägte Kavitation und Strömungsabriss

Der zunehmende Förderdruck bewirkt eine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit im Kopfspalt von der Druck- zur Saugseite und hat ein Absinken des statischen Druckes im Spalt zur Folge. Mit steigender Pumpendrehzahl ( $n_p > 400 \text{ U/min}$ ) wird der Einfluss des Förderdrucks auf die Kavitationsdrücke  $p_{s1}$  und  $p_{s2}$  jedoch geringer.

Vermutlich beruht dieser Effekt darauf, dass die von der Umfangsgeschwindigkeit beeinflussten Kavitationsvorgänge bei steigender Drehzahl die druckinduzierten Kavitationsvorgänge überdecken.

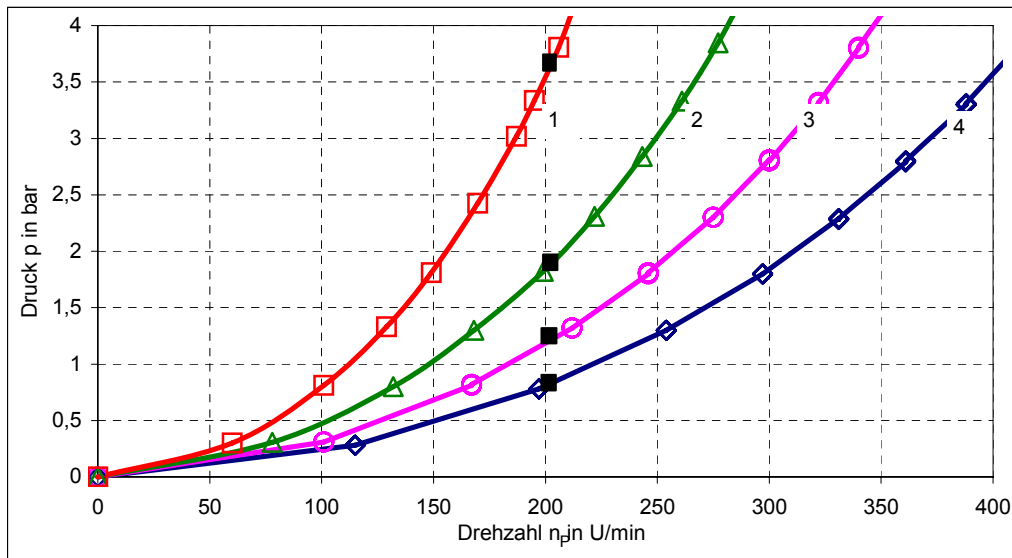
Der Einfluss des Förderdrucks auf die Kavitation wird vermutlich auch durch die Wellendurchbiegung der einseitig gelagerten Drehkolbenpumpen verstärkt. Die Wellenenden werden bei hohen Förderdrücken auseinander gedrückt und der Kopfspalt vergrößert. Doppelt gelagerte Pumpen haben dagegen ein deutlich besseres Saugverhalten [1].

Auch die Kolbenform hat bei Drehkolbenpumpen einen deutlichen Einfluss auf das Saugverhalten [3]. Mehrflügelige schräg verzahnte Kolben erzeugen erheblich geringere Druckpulsationen, haben eine bessere Laufruhe und ein besseres Saugverhalten als zweiflügelige gerade verzahnte Ovale, insbesondere bei höheren Drehzahlen von  $n_p > 400 \text{ U/min}$ .

### 3.2.3 Verschleißdiagnose im Betrieb

Zur integralen Verschleißdiagnose im Betrieb (Fördern gegen geschlossenen Schieber) wurden Drehzahl-Druck-Kennlinien mit Wasser bei systematisch veränderten Verschleißzuständen aufgenommen (**Bild 29**). Anhand der Kennlinien lässt sich eine deutliche Abhängigkeit vom Verschleißzustand der Pumpe erkennen. Je größer der Ver-

schleiß der Kolben ist, desto geringer wird der Anstieg des Druckes mit steigender Drehzahl.



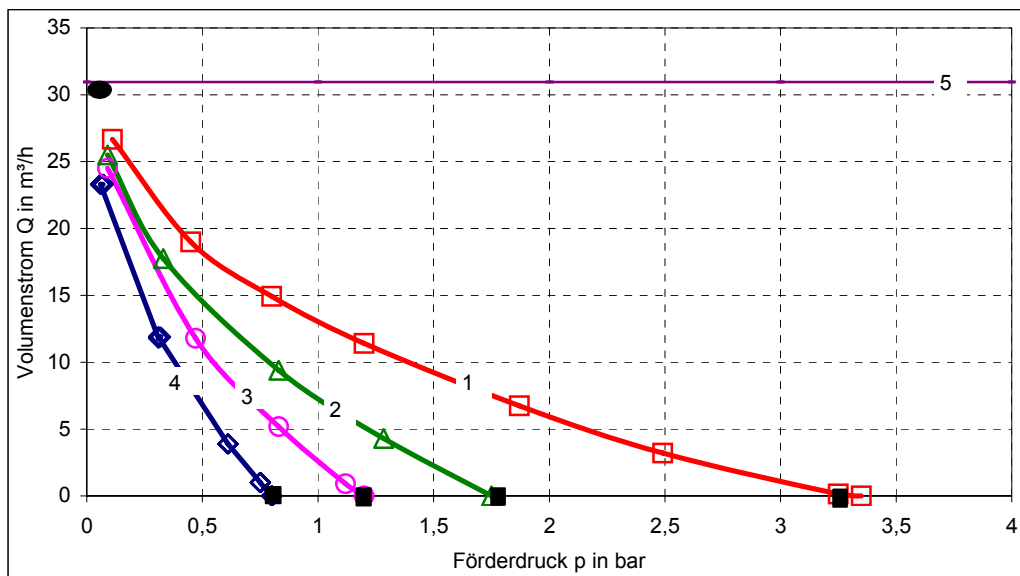
**Bild 29:** Fördern gegen einen geschlossenen Schieber bei unterschiedlichen Kopfspalthöhen ( $p = f(n_p)$ ,  $Q = 0$ , Wasser)

1 = 1 mm Kopfspalt und 2 mm Mittenspalt

2 = 1,5 mm Kopfspalt und 3 mm Mittenspalt

3 = 2 mm Kopfspalt und 4 mm Mittenspalt

4 = 2,5 mm Kopfspalt und 5 mm Mittenspalt



**Bild 30:** Pumpenkennlinien bei unterschiedlichen Kopfspalthöhen ( $n_p = 200$  U/min, Wasser)

1 = 1 mm Kopfspalt und 2 mm Mittenspalt

2 = 1,5 mm Kopfspalt und 3 mm Mittenspalt

3 = 2 mm Kopfspalt und 4 mm Mittenspalt

4 = 2,5 mm Kopfspalt und 5 mm Mittenspalt

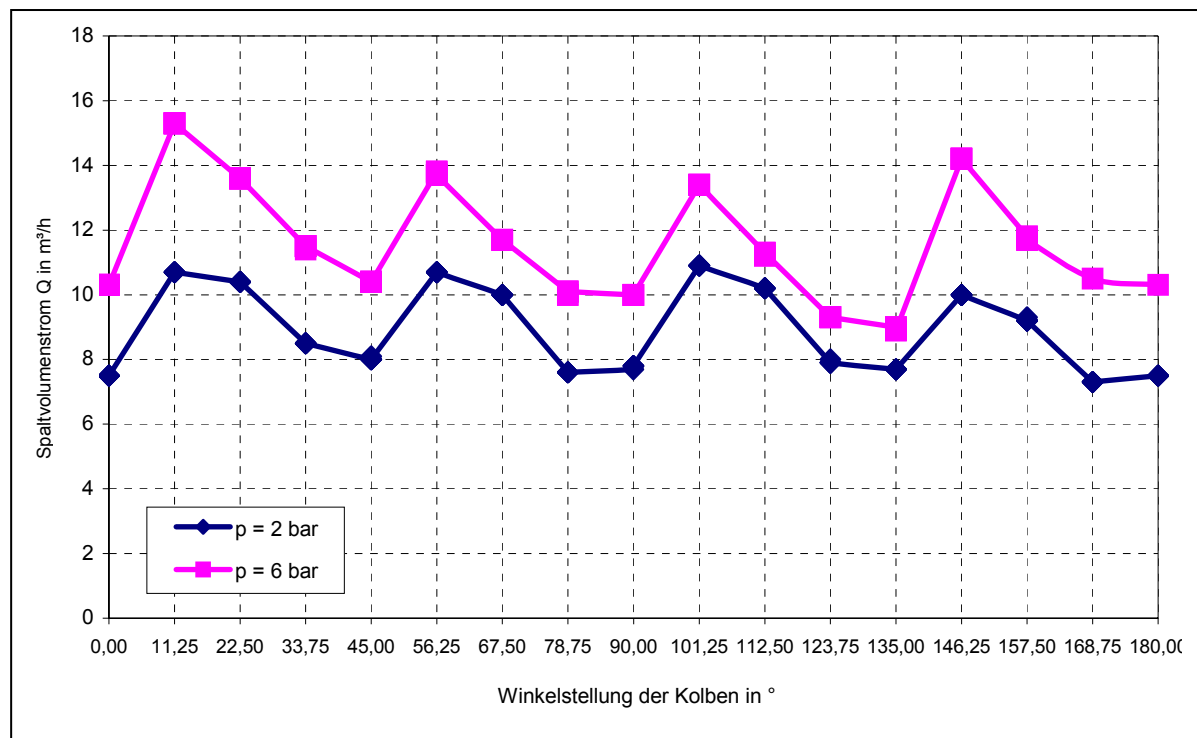
5 =  $Q_{\text{theor}}$  ●  $Q = 0$  ■

Alle Drücke  $p$  auf den Drehzahl-Druck-Kennlinien bei  $n_p = 200$  U/min (**Bild 29**) entsprechen den Drücken  $p$  auf den Pumpenkennlinien bei  $Q = 0$  (**Bild 30**) gleicher Drehzahl, d. h. dass der Druck  $p$  für  $Q = 0$  in der Pumpenkennlinie durch Fördern gegen einen geschlossenen Schieber ermittelt werden kann. Der zweite bekannte Punkt der Pumpenkennlinien ist der theoretische Volumenstrom  $Q_{\text{theor}}$  bei einem Förderdruck  $p = 0$ . Dieser wird aus den geometrischen Daten der Pumpe und der Drehzahl berechnet.

Mit diesen beiden Punkten kann der Verlauf der Pumpenkennlinie näherungsweise ermittelt werden.

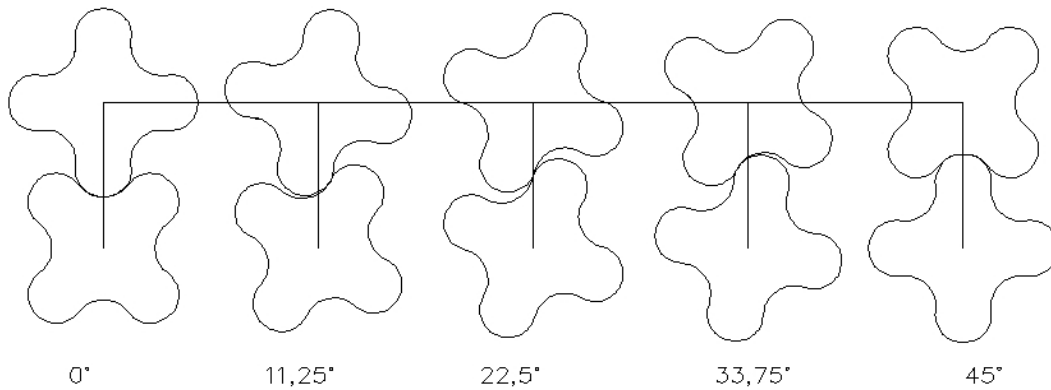
### 3.2.4 Winkelabhängige Spaltströmung

Mit diesen Versuchen wurde die Drehwinkelabhängigkeit des Spaltvolumenstroms für vierflügelige schräg verzahnte Kolben untersucht. Da sich die Stellung der Kolben zueinander alle  $90^\circ$  wiederholt, wurde die Untersuchung auf eine halbe Kolbenumdrehung ( $180^\circ$ ) reduziert.



**Bild 31:** Drehwinkelabhängiger Spaltvolumenstrom bei schräg verzahnten vierflügeligen Kolben





**Bild 32:** Winkelstellung schräg verzahnter vierflügeliger Kolben (Frontansicht)

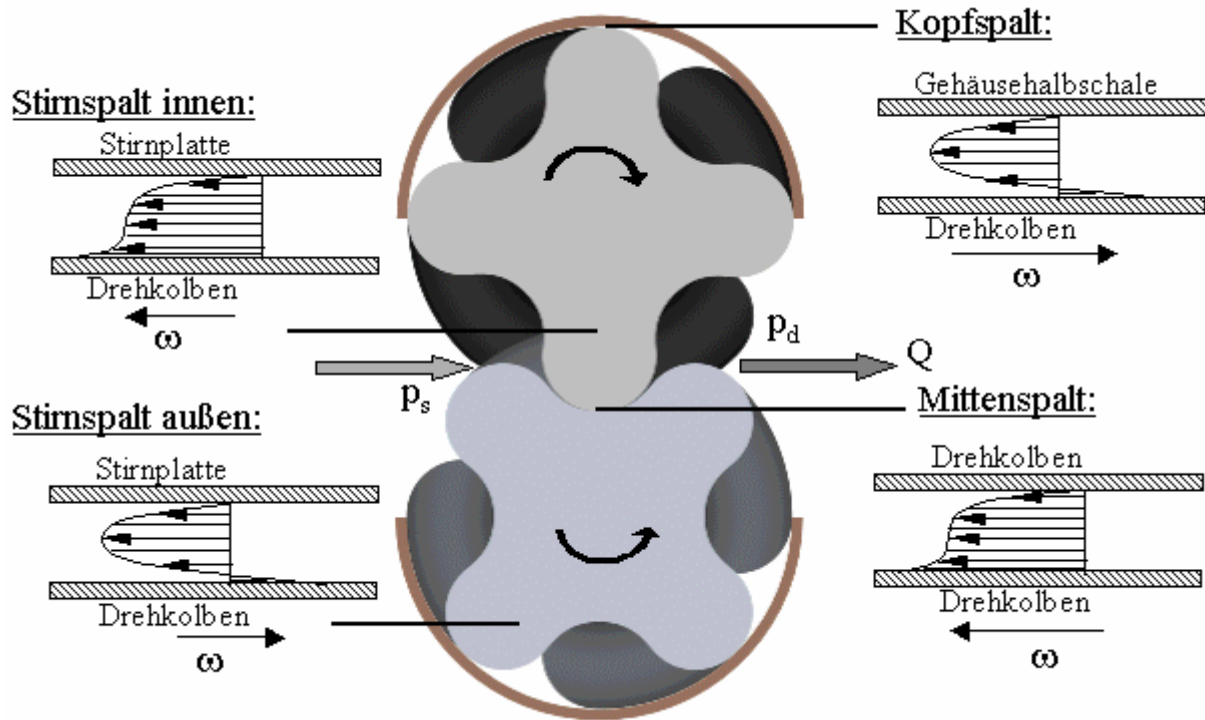
Die Versuche zeigen deutlich, dass die Spaltströme von der Winkelstellung der Kolben zueinander abhängig sind. Über eine halbe Kolbenumdrehung ( $180^\circ$ ) sind jeweils vier Maxima und Minima zu beobachten (**Bild 31**).

Das Förderverhalten von schräg verzahnten Drehkolben kann demnach nicht als völlig pulsationsfrei, sondern lediglich als pulsationsarm bezeichnet werden, weil die Leckageströmung pulsierend erfolgt und geringfügige Druckschwingungen verursacht.

## 4 Optimierung der Pumpenauslegung

### 4.1 Berechnung der Spaltverluste

Im Folgenden werden mathematische Grundlagen zur Spaltstromberechnung beschrieben, die Versuchsergebnisse [1] mit Berechnungen vergleichen und ein Pumpenauslegungsprogramm als praktische Anwendung vorgestellt. Diese Arbeiten erfolgten im Wesentlichen im Rahmen einer Diplomarbeit im ATB [8] und der anschließenden praktischen Umsetzung in der Fa. Hugo Vogelsang Maschinenbau GmbH in Essen. Es werden die im **Bild 33** prinzipiell dargestellten Spaltströmungen unterschieden [19, 20].



**Bild 33:** Geschwindigkeitsprofile in Kopf-, Stirn- und Mittenspalten [8]

#### 4.1.1 Berechnung der Spaltverluste bei gerade verzahnten Drehkolben

Die Berechnung der Spaltverluste in gerade verzahnten Drehkolbenpumpen wurde von SUREK [2] ausführlich beschrieben. Dabei wird für eine dreiflügelige gerade verzahnte Drehkolbenpumpe gezeigt, dass die Druckdifferenz  $\Delta p = p_d - p_s$  zwischen Druck- und Saugseite der Pumpe im Spaltquerschnitt

$$A_s = h_s \cdot b_s \tag{28}$$

vollständig abgebaut wird. Demnach ist:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_s^2 = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q_s^2}{b_s^2 \cdot h_s^2} \tag{29}$$

Der Druckverlustbeiwert  $\zeta$  ist eine Funktion der Reynoldszahl (Gl. 30) und ist bei unveränderter Spaltgeometrie von der Strömungsgeschwindigkeit im Spalt und der Viskosität abhängig.

$$Re = \frac{v_s \cdot d_{hyd} \cdot \rho}{\eta} = \frac{v_s \cdot h_s \cdot \rho}{\eta} \tag{30}$$

Die Strömungsgeschwindigkeit im Spalt  $v_s$  hängt von der Druckdifferenz und der Umfangsgeschwindigkeit der Verdrängerkolben ab. Die Spaltvolumenströme und die entsprechenden Geschwindigkeiten in den verschiedenen Spalten sind jedoch nicht bekannt. Die Druckverlustbeiwerte  $\zeta$  und Spaltströmungsgeschwindigkeiten  $v_s$  müssen nach Gl. (31) iterativ ermittelt werden.

$$v_s = \frac{Q_s}{A_s} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot \zeta}} \quad (31)$$

In einer dreiflügligen Drehkolbenpumpe sind entsprechend **Bild 33** ein Mittenspalt und zwei Kopfspalte vorhanden. Damit beträgt der Anteil des Spaltvolumenstroms für Kopf- und Mittenspalte :

$$Q_K = 3 \cdot h_K \cdot b_K \cdot \left( \frac{2}{\rho_W} \cdot \frac{\Delta p \cdot \eta_W}{\zeta_W \cdot \eta} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (32)$$

Der Anteil des Spaltvolumenstroms für die zwei Stirnspalte berechnet sich damit wie folgt:

$$Q_{st} = A_{st} \cdot v_{st} = 4 \cdot b_s \cdot h_{st} \cdot v_{st} = 1,88 \cdot d_K \cdot h_{st} \cdot \left[ \frac{2}{\rho} \cdot \Delta p \cdot \frac{\eta_W \cdot \rho}{\eta \cdot \rho_W} \cdot \frac{1}{\left( \zeta_E + \zeta_A + \lambda \frac{l}{h_{st}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (33)$$

Die Stirnspaltbreite eines Kolbens beträgt aus konstruktiven Gründen bei dreiflügeligen Verdrängerpumpen [2]

$$b_{st} = 0,47 \cdot d_K \quad (34)$$

Der Gesamtpaltvolumenstrom in der Drehkolbenpumpe ergibt sich aus der Summe der Einzelanteile der Spaltströme nach Gln. (32) und (33):

$$Q_{spG} = \left( \frac{2}{\rho_W} \cdot \Delta p \cdot \frac{\eta_W \cdot \rho}{\eta \cdot \rho_W} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left[ 3 h_K \cdot b_K \left( \frac{1}{\zeta_W} \right)^{\frac{1}{2}} + 1,88 \cdot d_K \cdot h_{st} \cdot \frac{1}{\left( \zeta_E + \zeta_A + \lambda \frac{l}{2 \cdot h_{st}} \right)} \right] \quad (35)$$

#### 4.1.2 Berechnung der Spaltverluste bei schräg verzahnten Kolben

Auf Grundlage der o. g. Berechnungsgleichungen erfolgt eine verallgemeinernde Weiterentwicklung der Spaltstromberechnungen für schräg und gerade verzahnte Drehkolben.

Schräg verzahnte Drehkolben vermindern die Durchsatz- und Druckpulsation der Pumpe auf ein Minimum [3]. Die erheblichen Schwankungen von Druck und Fördermenge treten bei gerade verzahnten Drehkolben periodisch je nach Flügelzahl mehrmals je Umdrehung auf. Sie haben ihre Ursache in der stetigen Veränderung der Position der Dichtlinie der Kolben zueinander. Der Verdrängungsprozess verläuft nicht winkelsynchron. Bei schräg verzahnten Drehkolben treten durch die Verwindung der Kolben alle möglichen Winkelpositionen gleichzeitig auf und verhindern so die Pulsation.

#### 4.1.2.1 Grundlagen

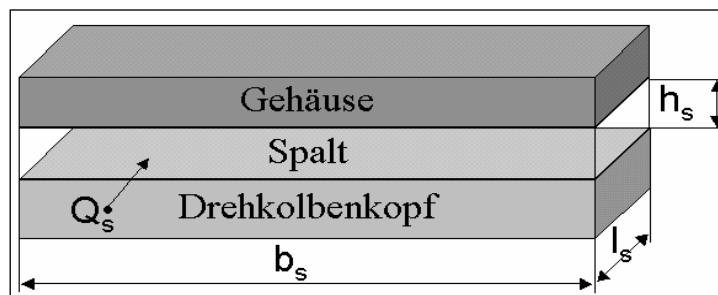
Grundsätzlich wird angenommen, dass die Verlustströmungen in Drehkolbenpumpen in den geometrisch bestimmaren Kopf-, Mitten- und Stirnspalten entstehen. Der Pumpendurchsatz  $Q$  reduziert sich durch die Spaltverluste  $Q_s$ :

$$Q = Q_{th} - Q_s \quad (36)$$

$$Q_s = \sum (A_s \cdot v_s) \quad (37)$$

Die Spalte gerader oder schräg verzahnter Drehkolbenpumpen können entsprechend **Bild 34** dimensioniert werden:

$$A_s = b_s \cdot h_s \quad (38)$$



**Bild 34:** Spaltmaße des Kopfspaltes

Die Berechnung der mittleren Spaltgeschwindigkeit erfolgt nach Gl. (31):

$$v_s = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot \left( \zeta_s + \lambda_s \cdot \frac{l_s}{d_{hyd,s}} \right)}} \quad (39)$$

Hierbei werden die Reibungsverluste der Strömung an der Pumpenwand durch einen Reibungsbeiwert  $\lambda_s$  und alle restlichen Strömungsverluste, insbesondere die Umlenklverluste, durch einen Widerstandsbeiwert  $\zeta_s$  berücksichtigt.

#### 4.1.2.2 Spaltgeometrie

Im *Kopfspalt* nehmen die Spaltlänge  $l_K$  und die Spalthöhe  $h_K$  mit steigendem Verschleiß zu.  $l_K$  lässt sich als Kreisabschnitt in Abhängigkeit von der Spalthöhe  $h_K$  bestimmen. Die Spaltbreite  $b_K$  muss je nach Kolbenform in Abhängigkeit von der Flügelzahl berechnet werden. Dazu wird die gestreckte Länge der Kopfspaltbreite  $b_K$  durch die minimale Anzahl der Dichtlinien  $a_{dmin}$  dividiert:

$$b_K = \frac{b_{Kolben}}{a_{dmin}} \quad (40)$$

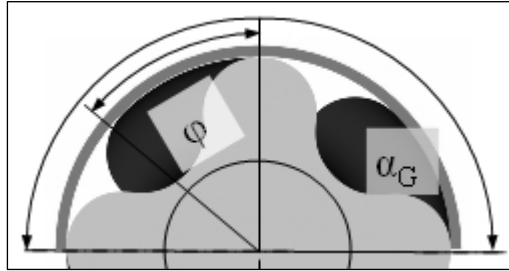
Die Dichtheit der Pumpe wird mit höheren Zahlen der Dichtlinien besser. Die minimale Anzahl der Dichtlinien kennzeichnet die Anzahl Dichtlinien, die immer geschlossen und damit druckdicht sind. Die maximale Anzahl  $a_{dmax}$  dagegen kennzeichnet die Zahl der Dichtlinien, die insgesamt immer vorhanden sind und damit einen Widerstand für die

Rückströmung darstellen. Die minimale und maximale Anzahl der Dichtlinien berechnen sich wie folgt:

$$a_{d \min} = \frac{\alpha_G - \varphi}{360^\circ} \cdot a_F \quad (41)$$

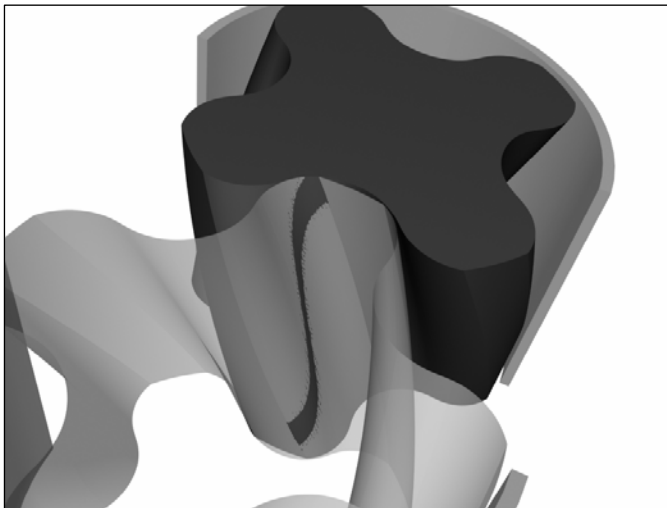
$$a_{d \max} = \frac{\alpha_G}{360^\circ} \cdot a_F \quad (42)$$

Diese Winkel sind in **Bild 35** dargestellt.



**Bild 35:** Winkeldefinition

Im *Mittenspalt* bildet sich nur eine Dichtlinie aus und deshalb wird dieser mit der vollen Breite berücksichtigt. Der Mittenspalt kann bis auf herstellungsbedingte Schwankungen (0,1 bis 0,3mm) auch im Verschleißzustand als dicht angesehen werden (**Bilder 36 und 37**). Im Verschleißzustand entsteht im Mittenspalt eine Öffnung (s. **Bild 37**) in Form eines Kreisabschnittes. Für die Berechnungen wurde für den Mittenspalt  $l_M = 0,1$  mm angenommen.



**Bild 36:** Dichtlinie im Mittenspalt

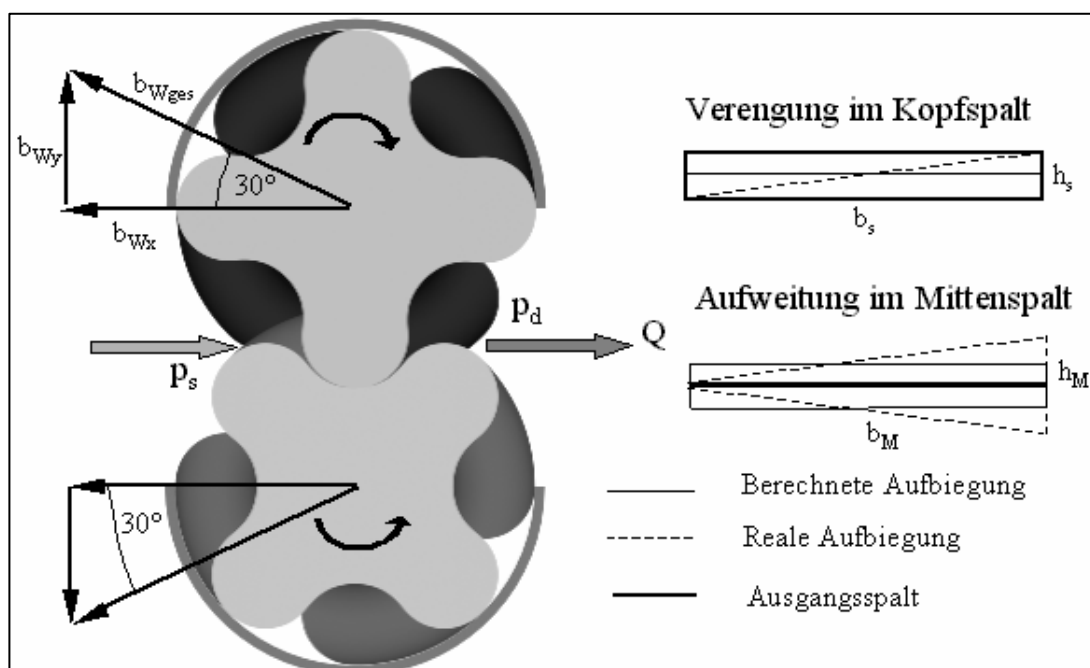


**Bild 37:** Axiale Öffnung im Mittenspalt

Der *Stirrspalt* ist aufgrund seiner großen Länge ein Flächenspalt. Bei der Festlegung seiner Breite sind die Wellendurchmesser der Pumpe auf der Getriebeseite abzuziehen. Die Stirrspaltlänge berechnet sich aus dem Durchmesser der Kolbenflügel  $d_F$  und  $a_{dmin}$ :

$$l_{st} = a_{dmin} \cdot d_F \quad (43)$$

Bei einseitig gelagerten Drehkolbenpumpen muss die Wellendurchbiegung beachtet werden. In Folge der druckabhängigen Wellendurchbiegung  $b_w$  (in mm/bar, **Bild 38**) verringert sich die Kopfspalthöhe und vergrößert sich die Mittenspalthöhe. Als Drehpunkt der Wellendurchbiegung werden die Lager außerhalb der Pumpenkammer angenommen. Wenn der Betrag der Wellendurchbiegung die Größe des Kopfspaltes erreicht, ist die Einsatzgrenze der Pumpe erreicht. Die Kolbenenden berühren das Gehäuse und es tritt Reibungsverschleiß auf.



**Bild 38:** Wirkung der Wellendurchbiegung in einer Drehkolbenpumpe

#### 4.1.2.3 Viskosität der Fördermedien

Zur Berechnung der Reynoldszahl nach Gl. (30) ist die Viskosität des Fördermediums erforderlich. Bei Newtonschen Medien ist die Viskosität konstant und entsprechend Gl. (4) unabhängig von der Scherrate  $\dot{\gamma}$ :

$$\eta = \eta_S = \frac{\tau}{\dot{\gamma}}$$

Wenn das Medium nicht-Newtonsche Fließeigenschaften hat, ist die Viskosität von der wirkenden Scherrate abhängig, wie bei vielen organischen Suspensionen. Dieses Fließverhalten kann u. a. mit Hilfe des Fließgesetzes von Herschel und Bulkley [5] entsprechend Gl. (7) beschrieben werden:

$$\tau = \tau_0 + k \cdot \dot{\gamma}^n$$

Für die Berechnung der Strömungen in einer Drehkolbenpumpe sind die klassischen Gleichungen und Messverfahren nur bedingt geeignet. Beim Fördern von grob strukturierten Suspensionen können innerhalb der Spalte Entmischungen auftreten. Wasser trennt sich von den Feststoffen der Suspension und strömt vorrangig durch die Spalte zurück. Andererseits können auch kurzzeitige örtliche Verstopfungen auftreten. Hinzu kommt, dass durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten in den Spalten mit relativ geringen Viskositäten gerechnet werden muss. Anfangs traten daher erhebliche Abweichungen der vorausgerechneten Volumenströme  $Q$  auf. Die Pumpenkennlinien beim Fördern von nicht-Newtonschen Suspensionen (Gülle) sind von den Wasserkennlinien nur wenig verschieden [14].

Um das oben genannte Fließverhalten der Suspensionen zu beschreiben, wird wie folgt vorgegangen. Es erfolgt eine getrennte Berechnung der Verlustströme, zuerst für Wasser und anschließend mit den Fließkennwerten des Fördermediums. Beide Verlustvolumenströme werden danach durch Gl. (44) an den TS-Gehalt gekoppelt. So werden die Viskosität und der TS-Gehalt des Mediums berücksichtigt.

$$Q = Q_{Wasser} \cdot \left( \frac{1 - TS}{100} + Q_{nn} \cdot \frac{TS}{100} \right) \quad (44)$$

#### 4.1.2.4 Iterative Berechnung der Spaltströmung

Bei Kenntnis der geometrischen Verhältnisse und der Fließkennwerte des Fördermediums kann der Fördervolumenstrom einer Drehkolbenpumpe mit Hilfe von Gl. (45) berechnet werden [8].

$$Q = Q_{th} - Q_S = 2 \cdot (A_{F\ddot{o}} - A_V) \cdot n_p \cdot b_p - \left( \sum_{s=1}^n v_s \cdot A_s \right) \quad (45)$$

Die Spaltfläche  $A_s$  und Pumpenbreite  $b_p$  sind bekannte Größen. Die Förderfläche eines Kolbens  $A_{F\ddot{o}}$  ist vom Pumpenhersteller festgelegt. Die durch Verschleiß reduzierte Förderfläche  $A_V$  beträgt:

$$A_V = \frac{\pi}{4} \cdot \left[ d_K^2 - (d_K - d_V)^2 \right] - A_{\ddot{o}} \cdot a_F \quad (46)$$

Folgend werden die Spaltgeschwindigkeiten nach Gl. (39) per Iteration berechnet. Als Anfangswerte werden idealisierte Lambda- und Zeta-Werte angenommen, z. B:  $\lambda_s = 0,02$  und  $\zeta_s = 1$ , d. h. keine Druckverluste. Diese Annahmen ergeben sich aus einer Überschlagsberechnung für folgendes Beispiel:

Spalt  $l_s = 1$  mm,  $d_{hyd,s} = 0,2$  mm,  $\zeta_s = 1$ ,  $\Delta p = 5$  bar,  $\rho = 1000$  kg/m<sup>3</sup> und  $v_s = 30$  m/s

Mit Hilfe der ersten so errechneten Spaltgeschwindigkeit  $v_s$  ergibt sich eine Reynoldszahl, mit der ein neuer Wert für  $\lambda_s$  berechnet wird. Aus  $\lambda_s$  ergibt sich nach Gln. (52, 53 oder 54)  $\zeta_s$ .

Mit Hilfe dieser beiden Werte lässt sich die Spaltgeschwindigkeit nach Gl. (39) neu berechnen. Die Iterationsschleife wird solange durchlaufen, bis die Abweichung von  $v_s$  und  $v_{s-1}$  einen festgelegten Wert (z. B.  $\Delta v_s < 0,1$  m/s) nicht mehr überschreitet. In der Regel sind 4 Iterationsrechnungen ausreichend.

Um auch nicht-Newtonsche Flüssigkeiten und Suspensionen in die Berechnung der Re-Zahl einzubeziehen, wird anstelle der Newtonschen dynamischen Viskosität  $\eta$  die sog. Scheinviskosität  $\eta_s(\dot{\gamma})$  eingesetzt [7], die von der Scherrate  $\dot{\gamma}$  abhängig ist. Bei Laminarströmung Newtonscher und nicht-Newtonscher Medien ( $Re < Re_{krit} = 2300$ ) wird der Rohrreibungsbeiwert  $\lambda_s$  für die Spaltströmung im sehr schmalen Spalt [8] nach Gl. (47) berechnet:

$$\lambda_s = \frac{96}{Re} \quad (47)$$

Wenn  $Re > Re_{krit}$ , so ist eine turbulente Übergangsströmung vorhanden. Dazu kann für Newtonsche Flüssigkeiten vereinfachend die implizite Gl. (48) von Pečornik [5] verwendet werden.

$$\lambda_s = \left[ 2 \cdot \lg \left( \frac{d_{hyd,s}}{k_R} \right) + 1,138 \right]^{-2} \quad (48)$$

Für nicht-Newtonsche Medien wird für die Übergangsströmung zur voll ausgebildeten Turbulenz ein Ansatz nach TÜRK [5] verwendet. Hierbei wird unterstellt, dass neben turbulenter Kernströmung auch laminare Wandschichten im kreisrunden Rohr auftreten, d. h. die Wandrauigkeit hat keinen wesentlichen Einfluss.

$$\lambda_s = \frac{C(n)}{(\lg Re)^{m(n)}} \quad (49)$$

mit  $Re_{krit} = 2300 < Re < Re_{gr} = 10^5$ :

$$C(n) = 0,91467 \cdot n^{2,2632} \quad (50)$$

$$m(n) = 2,4407 + 3,2379 \cdot \lg n \quad (51)$$

Ab  $Re_{gr}$  beginnt die voll ausgebildete Turbulenz und die Rohrrauigkeit muss auch bei nicht-Newtonschen Fluiden als Einflussgröße berücksichtigt werden.

Nun wird der von  $\lambda_s$  abhängige Druckverlustbeiwert  $\zeta_s$  entsprechend Gln. (52, 53, 54) berechnet. Für Stirnspalte wird  $\zeta_{st}$  entsprechend Gl. (52) korrigiert, weil der konstante



Wert  $\zeta_{st} = 1,6$  nach SUREK [2] nicht den experimentellen Ergebnissen entspricht. Stattdessen wurde folgende Druckabhängigkeit festgestellt.

$$\zeta_{st} = \lambda_{st} \cdot \frac{\Delta p}{p_0} \cdot 1,5 + \frac{\Delta p}{p_0} \cdot 0,1 \quad (52)$$

Die Druckverlustbeiwerte für Leakage durch Kopf- (Gl. 53) und Mittenspalte (Gl. 54) sowie die Öffnung im Mittenspalt (Gl. 54) wurden bekannten Ansätzen für Strömungsumlenkungen [6] angenähert:

$$\zeta_K = \lambda_K \cdot \sqrt{\frac{R_F}{d_{hyd,K}}} \cdot 1,6 \cdot 1,2 + 0,5 \quad (53)$$

$$\zeta_{\frac{M}{\bar{O}}} = \lambda_{\frac{M}{\bar{O}}} \cdot \sqrt{\frac{R_F}{d_{hyd,\frac{M}{\bar{O}}}}} \cdot 1,6 \cdot \sqrt{\frac{\psi}{90}} \quad (54)$$

Der Umlenkungswinkel  $\psi$  wird in Abhängigkeit von der Flügelzahl des Kolbens festgelegt, d. h. einer Flügelzahl von 2, 3, 4 oder 6 entsprechen dem Umlenkungswinkel von  $\psi = 45^\circ, 90^\circ, 120^\circ$  oder  $180^\circ$ .

Mit den so ermittelten Strömungsgeschwindigkeiten der einzelnen Spalte können nun nach Gl. (37) die Verlustvolumenströme und nach Gl. (36) der zu erwartende reale Volumenstrom der Pumpe unter vorgegebenen Betriebsbedingungen (Differenzdruck, Medium, Verschleißzustand) berechnet werden. Auf diese Weise lassen sich die Pumpenkennlinien Punkt für Punkt konstruieren.

**Bild 39** zeigt zusammenfassend die Übersicht des beschriebenen Rechenalgorithmus.

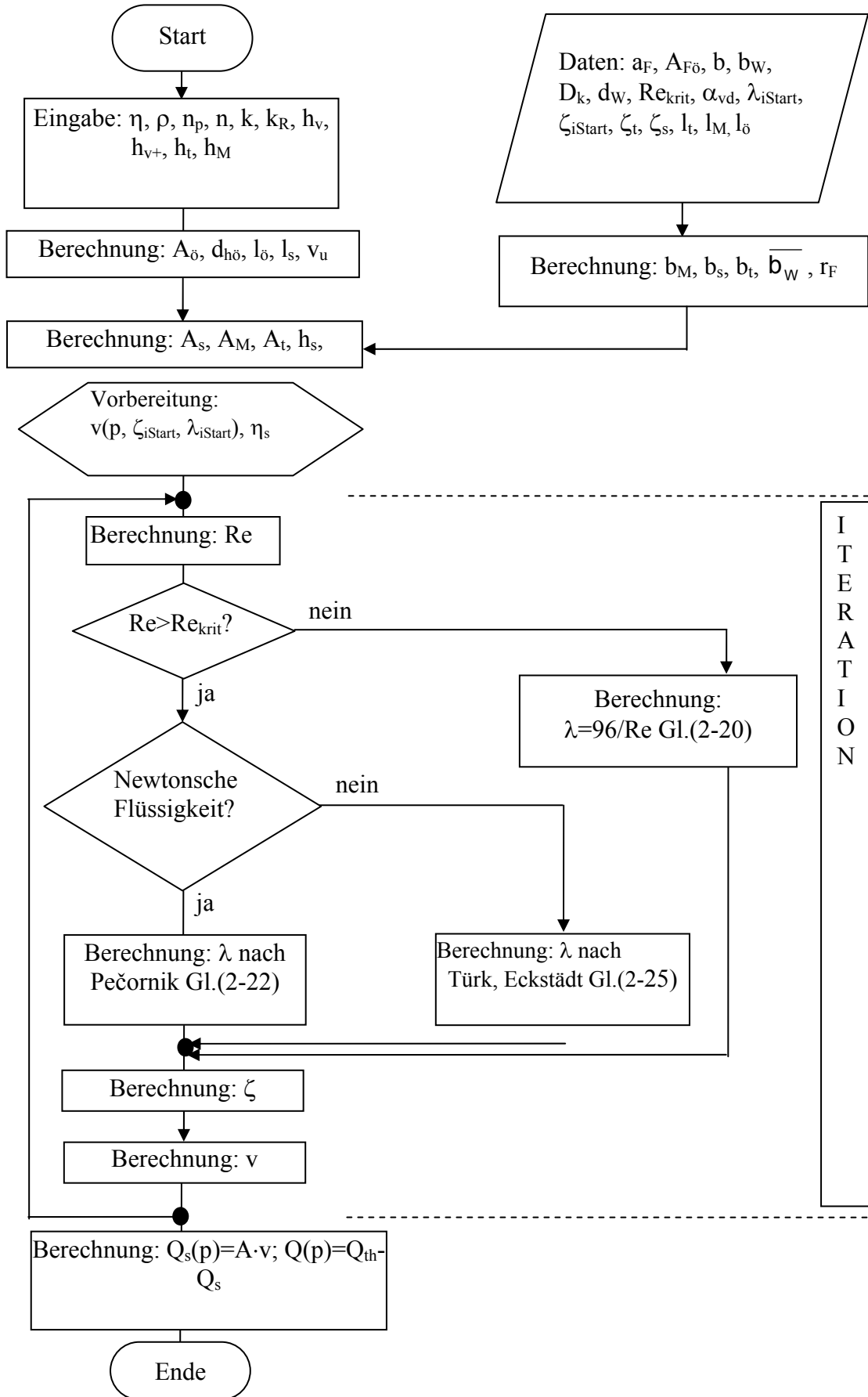
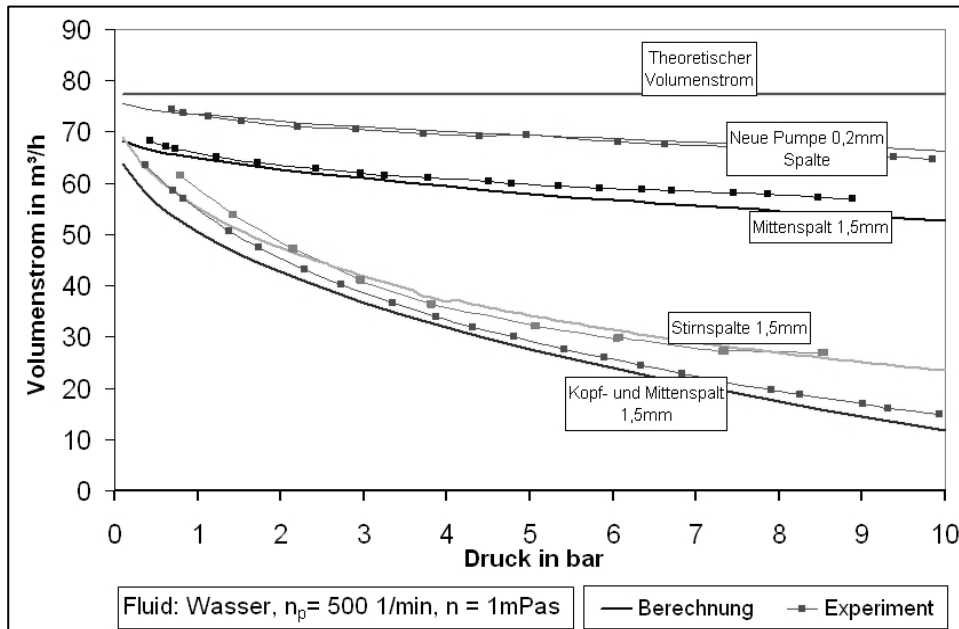


Bild 39: Rechenalgorithmus

#### 4.1.2.3 Berechnungsergebnisse

Die Berechnungsergebnisse stimmen hinreichend mit den experimentellen Ergebnissen überein. **Bild 40** zeigt experimentell ermittelte und berechnete Pumpenkennlinien für Wasser in Abhängigkeit vom Verschleißzustand.



**Bild 40:** Vergleich der experimentellen und berechneten Kennlinien für Wasser

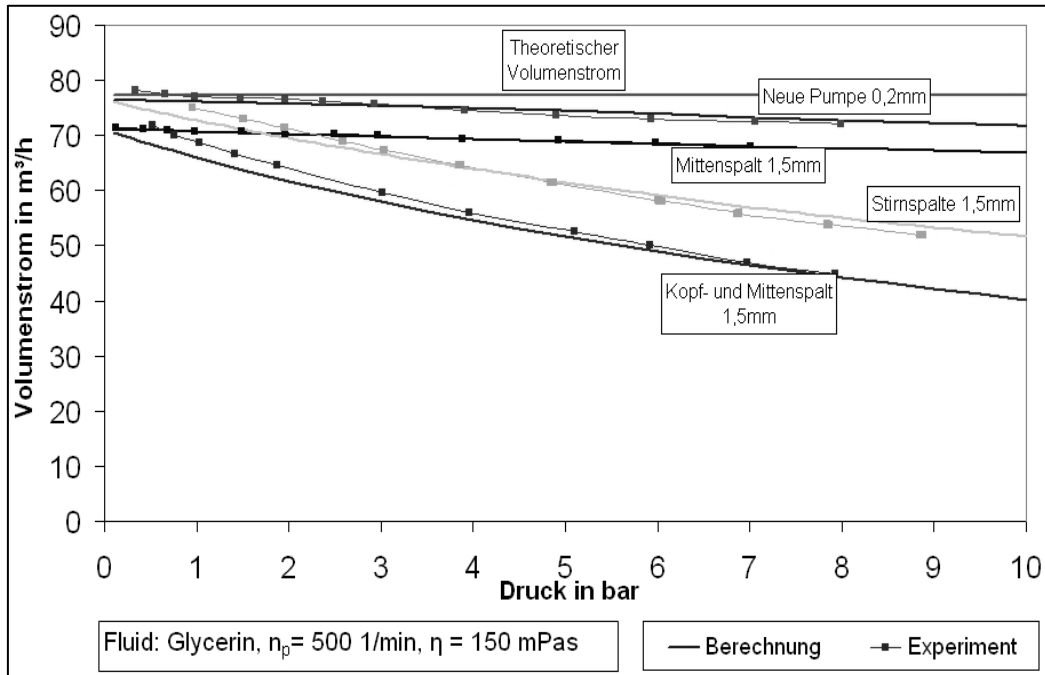
Auch eine *neue Pumpe* mit engsten Spalten kann den theoretischen Volumenstrom nicht erreichen. Es sind stets geringe Spalte vorhanden, damit Reibungsverschleiß vermieden wird. Bei Verschleiß im *Mittenspalt*, in den *Stirn-* und in den *Kopfspalten* mit Mittenspaltanteil verändern sich die Pumpenkennlinien unterschiedlich.

Der Einfluss des *Mittenspaltes* ist gering. Ursache ist die stets vorhandene Dichtlinie zwischen den Kolben, die vom Verschleiß wenig beeinflusst wird.

Die Kennlinie der *Stirrspalte* zeigt eine stärkere Krümmung als die der *Kopfspalte*. Der Einfluss der Stirrspalte verringert sich mit höheren Drücken also etwas.

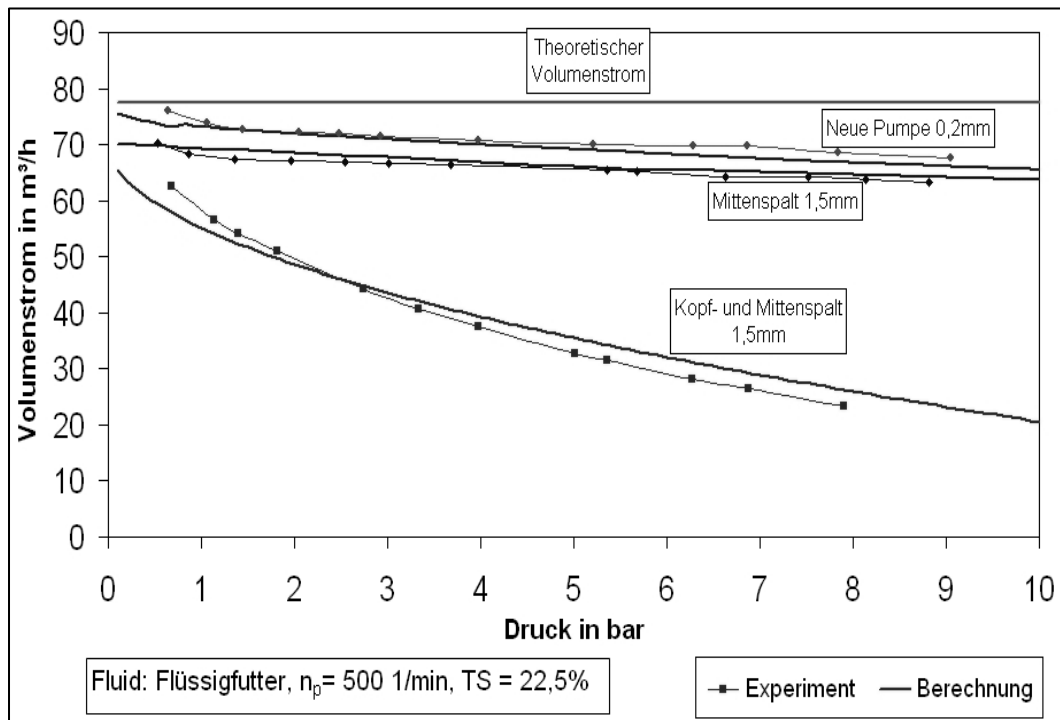
Die Kopfspalte beeinflussen das Förderverhalten am stärksten. Deshalb haben technische Maßnahmen zur Verringerung der Kopfspalten den größten Erfolg zur Verbesserung der Förderleistung von Drehkolbenpumpen.

Im **Bild 41** sind die Pumpenkennlinien für Glycerin ( $\eta = 230$  mPa s) dargestellt. Hier wird der theoretische Volumenstrom annähernd erreicht, die Leckage ist deutlich vermindert.



**Bild 41:** Vergleich der experimentellen und berechneten Kennlinien für Glycerin

**Bild 42** zeigt die Pumpenkennlinien von Flüssigfutter aus Getreideschrot und Wasser mit TS = 22,5 % als Beispiel für eine nicht-Newtonsche Suspension. Flüssigfutter verursacht deutlich höhere Spaltströme als Glycerin, das etwa nur die Hälfte der Viskosität von Flüssigfutter hat. Ursache sind vermutlich Entmischungserscheinungen der Suspension in den Spalten der Pumpe. Auch eine Erhöhung der Konzentration auf TS = 31 % ergab nur geringe Veränderungen.



**Bild 42:** Vergleich der experimentellen und berechneten Kennlinien für Flüssigfutter

## 4.2 Pumpenauslegungsprogramm CAPS

### 4.2.1 Programmgrundlagen

Die in Punkt 4.1 beschriebenen mathematischen Zusammenhänge zur Berechnung der internen Spaltverluste in Drehkolbenpumpen bilden die Grundlage für das Pumpenauslegungsprogramm CAPS (Computer Aided Pump Selection), das auf der Basis der im ATB in Potsdam erarbeiteten Ergebnisse in der Hugo Vogelsang Maschinenbau GmbH entwickelt wurde [20].

Mit CAPS wird der tatsächliche Volumenstrom von Drehkolbenpumpen ermittelt, indem die Spaltströmungen in den Kopf-, Mitten- und Stirnspalten in Abhängigkeit von den Fließeigenschaften des Fördermediums, dem Verschleiß der Drehkolben und den konstruktiven Gegebenheiten berechnet werden. Mit diesem Rechenprogramm können die für spezielle Anwendungsbedingungen (Drücke, Volumenströme, Viskositäten) geeignete Pumpen ausgewählt und die Verschleißwirkungen der Fördermedien berücksichtigt werden.

### 4.2.2 Programmaufgaben

CAPS bietet folgende verschiedene Anwendungsmöglichkeiten:

#### - Pumpenauslegung

Dieser Programmteil ermöglicht die optimale Auswahl eines Pumpentyps anhand von vorgegebenen Betriebsparametern. Das Programm schlägt dem Nutzer eine Reihe von einsetzbaren Pumpen vor. Zusätzlich wird der optimale Pumpentyp gekennzeichnet, wobei die Optimierung nach bestimmten Gesichtspunkten, wie Arbeitsbereich, Wirkungsgrad und Preis erfolgt. Die Gewichtung der einzelnen Gesichtspunkte ist variabel. Außerdem werden ein geeigneter Antriebsmotor sowie technisches Zubehör (Rohranschlüsse, Getriebe/Kupplung u. a.) vorgeschlagen.

#### - Pumpenberechnung

In diesem Programmteil können das Datenblatt sowie verschiedene Kennfelder der Pumpe berechnet werden. Der Drehzahl- und Druckbereich der Kennfelder können für jede Abfrage eingestellt werden. Die Kennfelder können für neue und auch für verschlissene Pumpen ermittelt werden. Realer Verschleiß der Drehkolben kann durch die Eingabe der mittleren Korngröße simuliert werden.

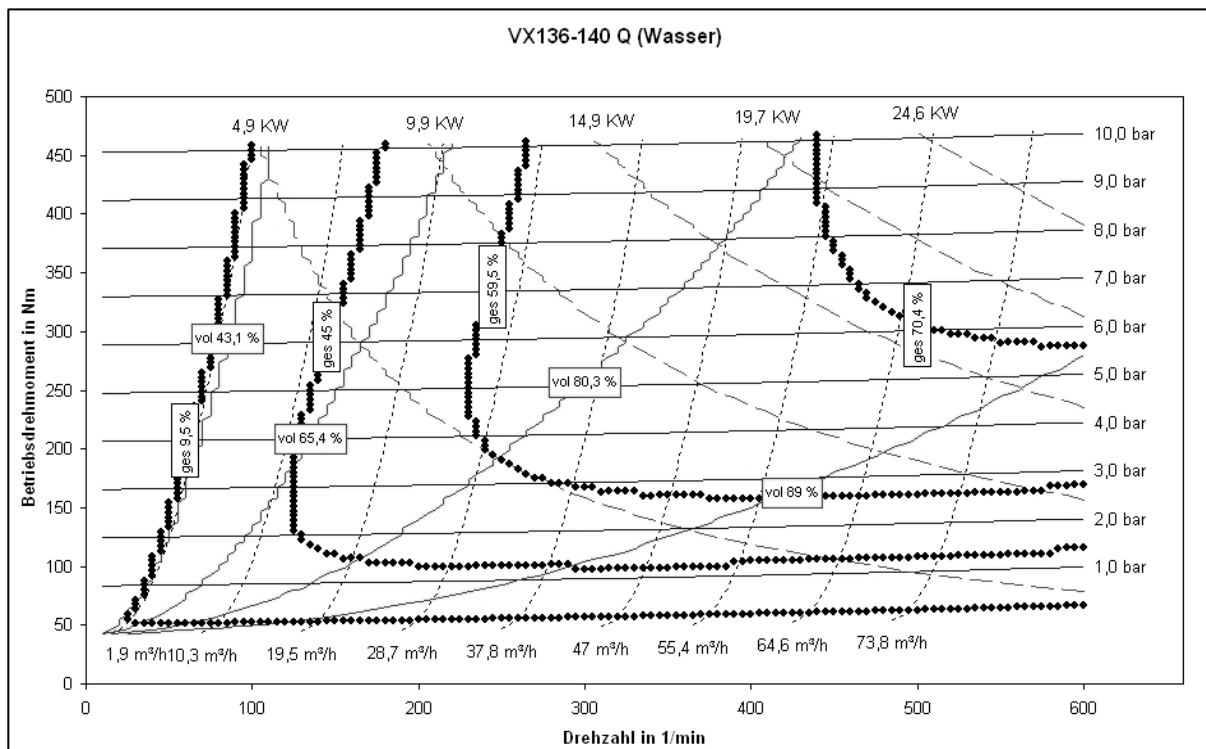
#### - Verschleißsimulation

Diverse Verschleißszenarien können voneinander unabhängig simuliert werden, d. h. das Programm bietet die Möglichkeit Kopf-, Stirn- und Mittenspalt voneinander unabhängig zu verändern. Weiterhin kann ein Kolbenuntermaß vorgegeben werden, so dass auch Pumpen mit Stahlkolben berechnet werden können. Bei der Auslegung einer Pumpe mit Stahlkolben muss unbedingt ein Berühren des Kolbens mit dem Pumpengehäuse vermieden werden.

Das Programm wurde in Visual-Basic programmiert und erstellt die Tabellenblätter und Diagramme in Excel. Neben den eigentlichen Auslegungsdaten wie Volumendurchsatz, Motorleistung und Wirkungsgraden können auch die konstruktiven Einzelheiten einer

Pumpenanlage wie Anschlussvarianten, Antriebsmotoren, Kupplungen und Grundplatten als Einzelteil- oder Zusammenbauzeichnung abgerufen werden. Die praktische Umsetzung des Auslegungsprogramms bewirkt eine erhebliche Verbesserung der Beratungsqualität und ist damit die Grundlage für eine optimierte Anpassung der Pumpen an die unterschiedlichsten realen Anwendungsfälle. So können die Verschleißwirkungen reduziert und die Lebenszykluszeiten erheblich verlängert werden. **Bild 43** zeigt als Beispiel ein berechnetes sog. Muscheldiagramm für unterschiedliche Verschleißszenarien.

Die Weiterentwicklung des Programms hat das Ziel komplette Angebotsunterlagen für Pumpenanlagen zu erstellen.



**Bild 43:** Kennlinienfeld einer schräg verzahnten Drehkolbenpumpe (Muscheldiagramm) beim Fördern von Wasser

Eine Übersicht über das Programm CASPS und seine Teilaufgaben ist im **Bild 44** dargestellt.

# CAPS- Rechenprogramm



## Pumpenauslegung

## Pumpenberechnung

## Konstruktion

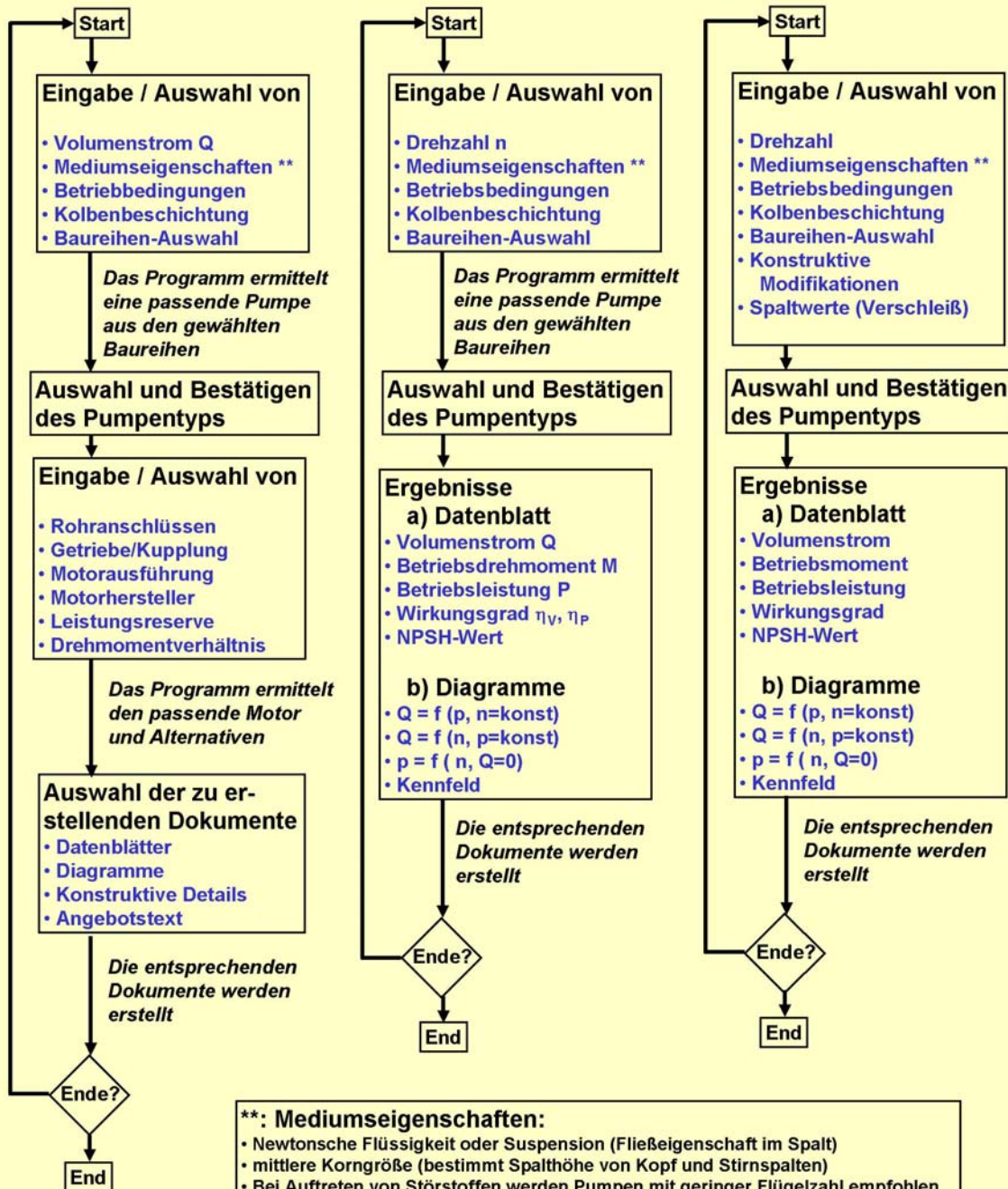
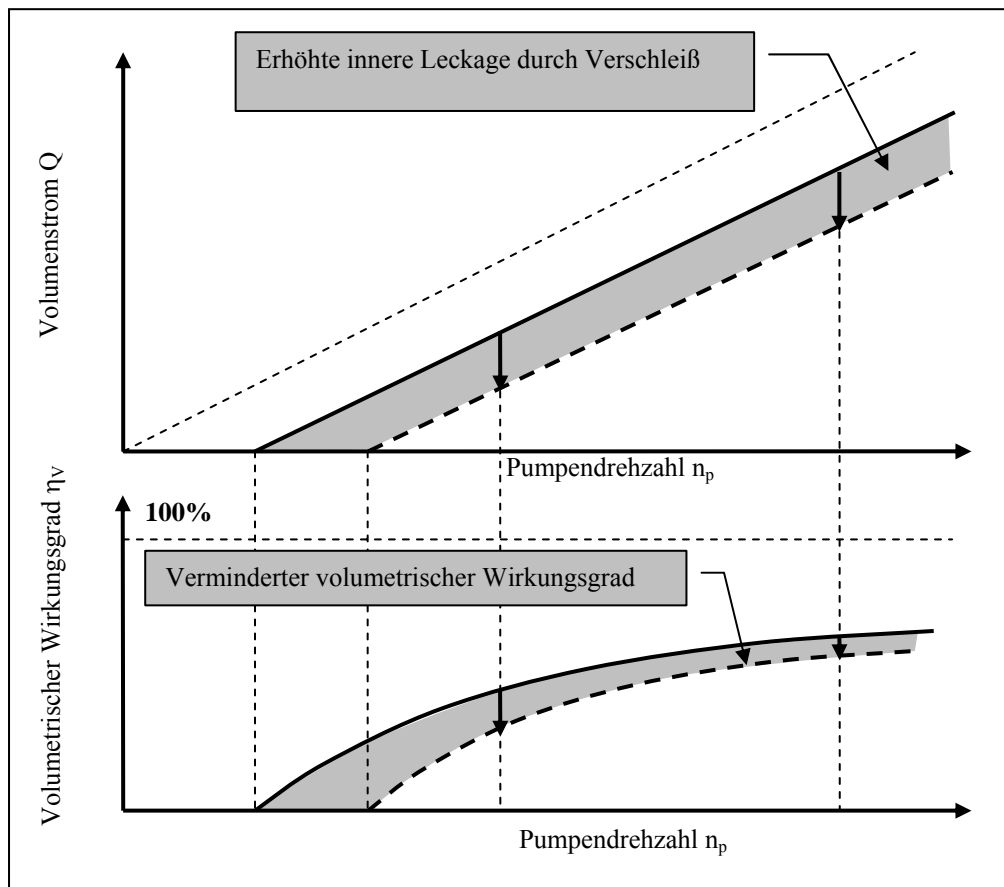


Bild 44: Flussdiagramm CAPS

#### 4.2.3 Anwendungsbeispiel [20]

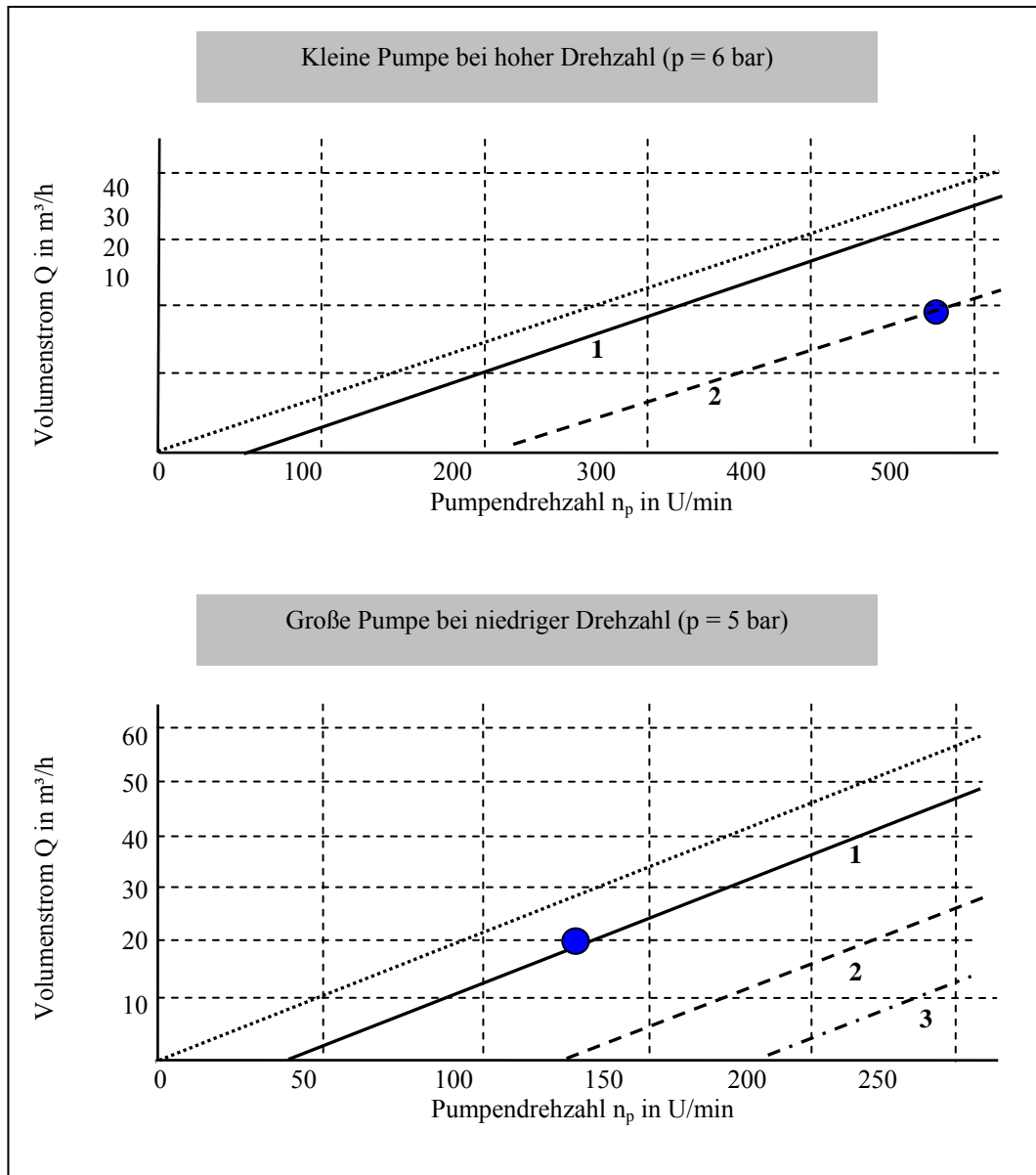
Ein lange offenes Problem der Pumpenauslegung war die Frage der optimalen Pumpendrehzahl bei zunehmendem Verschleiß. Hier stützte man sich auf die Erfahrungen mit Exzentrerschneckenpumpen, deren Drehzahlbegrenzungen auf Drehkolbenpumpen übertragen wurden. Es ist jedoch offensichtlich, dass sich die Verschleißbedingungen in Exzentrerschneckenpumpen aufgrund der Lagerung des Rotors im Stator erheblich von Drehkolbenpumpen unterscheiden. Der ständige Reibverschleiß in Exzentrerschneckenpumpen erfordert stets niedrige Drehzahlen [16]. Die Rotoren einer Drehkolbenpumpe berühren sich und das umschließende Gehäuse nicht, es tritt also vorwiegend Strömungverschleiß auf und die Pumpendrehzahl beeinflusst den Verschleiß nur unwesentlich. Daher sind erheblich höhere Betriebsdrehzahlen möglich. Erst in jüngster Zeit hat sich die Erkenntnis durchgesetzt, dass es vorteilhaft ist, kleinere Baugrößen mit höheren Pumpendrehzahlen einzusetzen. Die Vermutung, dass eine langsamer laufende Drehkolbenpumpe mit angenommenem geringeren Verschleiß höhere Standzeiten hat, ist nicht richtig. **Bild 45** kennzeichnet die grundsätzlichen Zusammenhänge zwischen Verschleiß und dem volumetrischen Wirkungsgrad  $\eta_v$ . Es ist offensichtlich, dass eine schnell laufende Pumpe mit anfänglich höherem volumetrischen Wirkungsgrad auch bei Verschleiß einen besseren Wirkungsgrad hat. Die Verschleißwirkungen sind bei höherer Drehzahl deutlich geringer. Diese Tatsache hat sich im praktischen Betrieb bestätigt.



**Bild 45:** Veränderung der Kennlinien von Drehkolbenpumpen bei Verschleiß



Ein Praxisbeispiel soll diese Erkenntnis unterstützen (**Bild 45**). In einer Pumpenanlage der Lebensmittelindustrie sollen mit einer Drehkolbenpumpe Kartoffelabfälle gefördert werden bei einem Gegendruck von  $p_D = 5$  bis 6 bar und einem Durchsatz von  $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ . Zunächst wurde eine langsam laufende Pumpe mit einem Kammervolumen von  $3,8 \text{ l/U}$  und einer Drehzahl von  $n_P = 130 \text{ U/min}$  eingesetzt. Die Standzeit zwischen den Kolbenwechseln war jedoch zu gering. Erst nach dem Einsatz einer kleineren Pumpe mit einem Kammervolumen von  $1,27 \text{ l/U}$  ( $1/3$  des Hubvolumens der größeren Pumpe) und  $n_P = 475 \text{ U/min}$  konnten die Standzeiten um ca. 100 % erhöht werden.



**Bild 46:** Einfluss der Drehzahl auf den Förderdurchsatz von Drehkolbenpumpen bei Verschleiß (Anwendungsbeispiel)

1 - neue Pumpe

2 - verschlissene Pumpe ( $s = 0,7 \text{ mm}$ )

3 - verschlissene Pumpe ( $s = 0,9 \text{ mm}$ )

● - Betriebspunkt

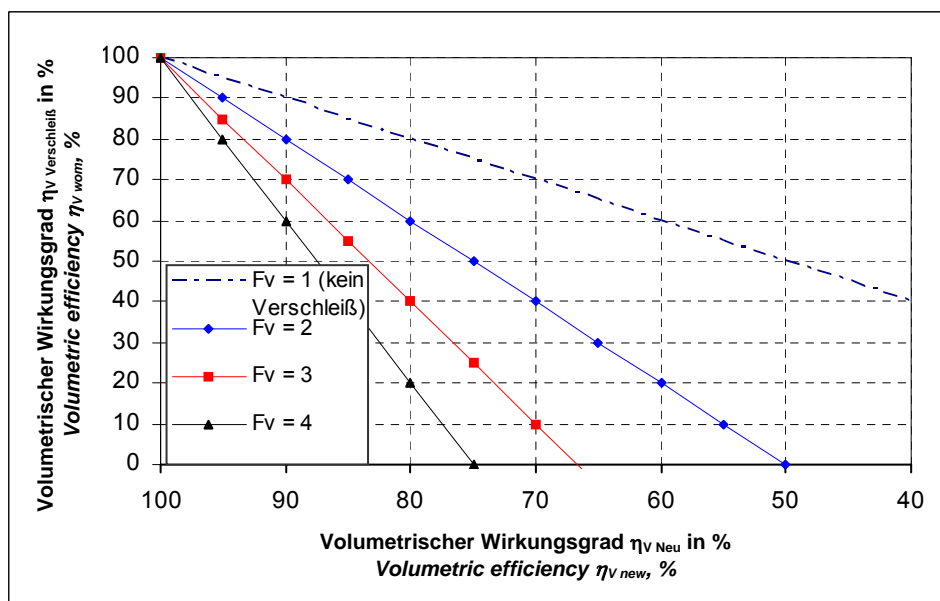
Mit Hilfe des Auslegungsprogramms CAPS wurde das Beispiel nachgerechnet (**Bild 46**). Die Förderkennlinie der größeren Pumpe ist im unteren Diagramm dargestellt. Bei einem Verschleißwert (Eingabewert der Spaltgröße) von  $s = 0,7$  mm hat die Pumpe schon beim Gegendruck von  $p = 5$  bar keine Durchsatzleistung mehr, d. h.  $Q = 0$ .

Die ersetzte kleinere Pumpe - im **Bild 46** oben dargestellt - arbeitet mit einer Drehzahl von  $n_P = 475$  U/min. Auch bei Verschleiß ( $s = 0,7$  mm) wird der Betriebspunkt ( $Q = 20$  m<sup>3</sup>/h) noch erreicht. In beiden Fällen wurde eine Viskosität von 100 mPa angenommen, denn das Fördermedium ist eine breiähnliche Suspension.

Während die kleinere Pumpe nahe am Drehzahl optimum mit maximalem volumetrischen Wirkungsgrad arbeitet, läuft die größere Pumpe von Anfang an mit einem schlechteren Wirkungsgrad. Von Beginn an ist der innere Leakagestrom  $Q_S$  größer. Bei etwa gleicher effektiver Fördermenge  $Q$  ergibt sich eine größere Spaltströmung, so dass eine verhältnismäßig höhere Abrasion auftritt. Diese Überlegung wird durch Messungen beim Vergleich verschiedener Pumpengrößen bestätigt. Die Untersuchungen zeigen, dass sich die Rückstromrate bei Strahlverschleiß bei allen Pumpen etwa um einen gleichen Faktor erhöht, wenn diese unter den gleichen Bedingungen mit gleichem Förderdurchsatz betrieben werden.

Ist der Pumpenwirkungsgrad  $\eta_V$  im Neu- und im Verschleißzustand bekannt, lässt sich mit Hilfe von CAPS das Verschleißverhalten einer anderen Pumpe abschätzen. Die mittlere Korngröße wird so eingestellt, dass sich bei beiden Pumpen ein gleicher Verschleißfaktor  $F_V$  ergibt. Dieser berechnet sich als Verhältnis der Spaltströme einer verschlissenen zu einer neuen Pumpe:

$$F_V = \frac{1 - \eta_{V \text{ Verschleiß}}}{1 - \eta_{V \text{ Neu}}} = \frac{Q_{S \text{ Verschleiß}}}{Q_{S \text{ Neu}}} \quad (55)$$



**Bild 47:** Volumetrischer Wirkungsgrad von Drehkolbenpumpen bei unterschiedlichem Verschleiß und konstantem Durchsatz

**Bild 47** verdeutlicht die Abhängigkeit der volumetrischen Wirkungsgrade  $\eta_V$  vom sog. Verschleißfaktor  $F_V$ . Die Kennlinie mit  $s = 0,9$  mm Spaltgröße in **Bild 46** (unteres Diagramm) entspricht dieser Regel.

Daraus folgt als generelle Empfehlung zur Auslegung, dass bei Betriebsbedingungen mit Strahlverschleiß stets Pumpen mit dem höheren volumetrischen Wirkungsgrad im Neuzustand gewählt werden sollten.

Wird das Pumpenauslegungsprogramm CAPS zusammen mit dem bekannten Auslegungsprogramm für Güllerohrleitungen ROHRWIN [5] angewendet, ist eine komplexe Berechnung von Pumpenanlagen möglich. Dadurch erhöht sich die Qualität von Konstruktion, Planung und Einsatz. Durch die optimierte Pumpenauswahl unter Berücksichtigung konkreter Verschleißszenarien kann eine Verdoppelung der Nutzungsdauer der Drehkolbenpumpen erreicht werden. Das betrifft besonders Einsatzfälle in Gülle-, Biogas- und Kläranlagen mit besonders hohem Verschleiß.

## 5 Verschleißkompensation durch konstruktive Maßnahmen

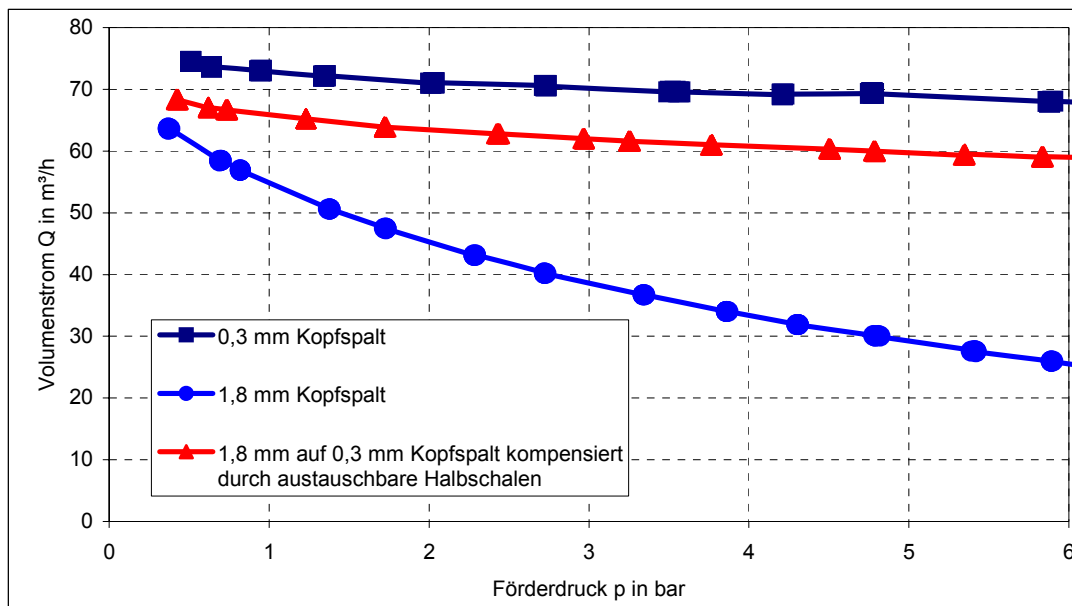
### 5.1 Nachstellbares Pumpengehäuse

#### 5.1.1 Verschleißkompensation durch austauschbare Gehäusehalbschalen

Durch Austausch der Gehäusehalbschalen kann man die durch Verschleiß verursachten Kopfspalte kompensieren. Notwendig dazu sind Gehäusehalbschalen mit unterschiedlicher Wandstärke. So wird der Gehäuseinnendurchmesser an den reduzierten Kolbendurchmesser angepasst. Die Halbschalen werden im Pumpengehäuse eingebaut und mittels Halteplatten fixiert.

Zum Einbau bzw. Umbau der Halbschalen muss die Pumpe geöffnet und die Drehkolben müssen ausgebaut werden (s. **Bild 15**). Danach können die Halbschalen montiert werden. Vor dem Einbau der Halbschalen muss der Verschleiß der Kolben ermittelt werden. Die Dicke der Halbschalen darf maximal dem vorher ermittelten Kolbenverschleiß entsprechen.

In Förderversuchen wurde die Verschleißkompensation durch austauschbare Halbschalen untersucht und bewertet. Dazu wurden unter konstanten Versuchsbedingungen (Drehzahl, Fördermedium) Pumpenkennlinien an einer Pumpe mit unverschlissenen Kolben (0,3 mm Kopfspalt), mit verschlissenen Kolben (1,8 mm Kopfspalt) und mit verschlissenen Kolben und Verschleißkompensation (1,8 mm Kopfspalt auf 0,3 mm Kopfspalt kompensiert) aufgenommen.



**Bild 48:** Verschleißkompensation durch austauschbare Gehäusehalbschalen ( $T_{\text{Wasser}} = 20 \text{ °C}$ ,  $n_P = 500 \text{ U/min}$ )

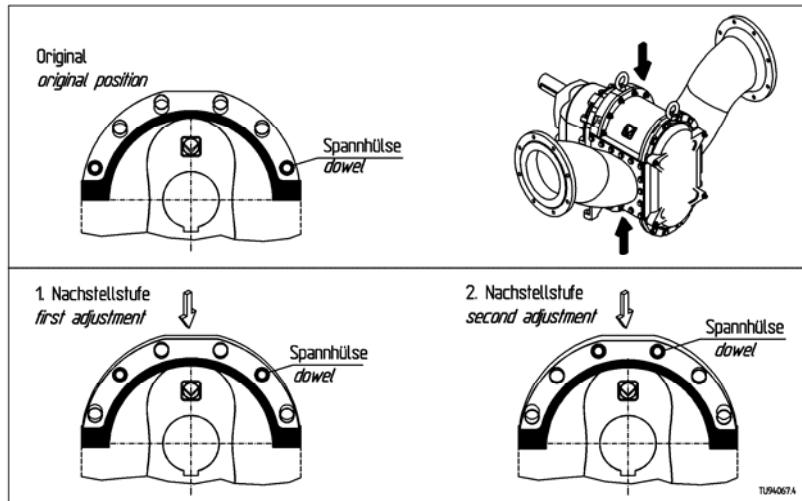
Die Pumpenkennlinien zeigen, dass Verschleiß am Kolbenkopf einen erheblichen Einfluss auf das Förderverhalten besitzt [1].

Durch die eingebauten Halbschalen kann der durch Verschleiß verursachte Spaltvolumenstrom (Verluststrom) in erheblichem Maße kompensiert werden (**Bild 48**). Eine vollständige Verschleißkompensation auf das Niveau unverschlissener Kolben wird allerdings nicht erreicht. Ursache hierfür ist das verkleinerte Volumen der Pumpenkammer. Die Halbschalen können zwar den Spaltvolumenstrom reduzieren, die verschleißbedingte Verringerung der Förderfläche des Kolbens bleibt jedoch erhalten. Durch den reduzierten Kolbendurchmesser vergrößert sich auch der Mittenspalt. Dieser hat jedoch einen geringen Einfluss auf den gesamten Verlustvolumenstrom.

Die Verschleißkompensation durch austauschbare Halbschalen ist eine praktikable und effektive Methode.

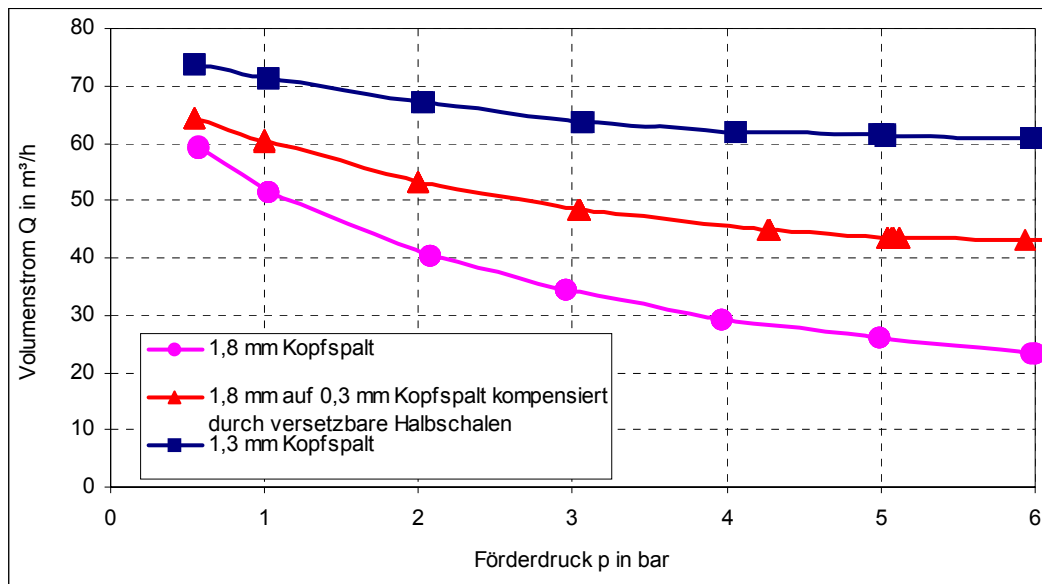
### 5.1.2 Verschleißkompensation durch nachstellbare Gehäusehalbschalen

Verschleißkompensation der Kopfspalte mit Hilfe radial verschiebbarer Gehäusehalbschalen ist eine Alternative zum Einbau von austauschbaren Halbschalen. Die Gehäuseschalen lassen sich analog **Bild 49** vertikal verschieben. Dazu muss zuerst der Pumpendeckel entfernt sowie alle Verschraubungen, die die obere und untere Gehäusehalbschale fixieren, gelöst werden. Danach werden die Spannhülsen oben und unten in den Gehäusehalbschalen versetzt. Dann werden die Halbschalen durch leichte Hammerschläge radial in Richtung Kolbenkopf verschoben. Dadurch vermindern sich die Kopfspalte.



**Bild 49:** Nachstellbare Gehäusehalbschalen

Die Versuchsergebnisse (**Bild 50**) zeigten, dass die verschleißbedingten Verlustströme durch vertikal versetzbare Halbschalen nicht vollständig kompensiert werden können. Durch das Versetzen der Halbschalen bleibt der Innenradius der Halbschalen konstant. Dadurch wird der Kopfspalt nur in der senkrechten Kolbenstellung kompensiert. In den anderen Kolbenstellungen ist die Spalthöhe entsprechend größer.



**Bild 50:** Verschleißkompensation durch nachstellbare Gehäusehalbschalen ( $T_{\text{Wasser}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $n_P = 500 \text{ U/min}$ )

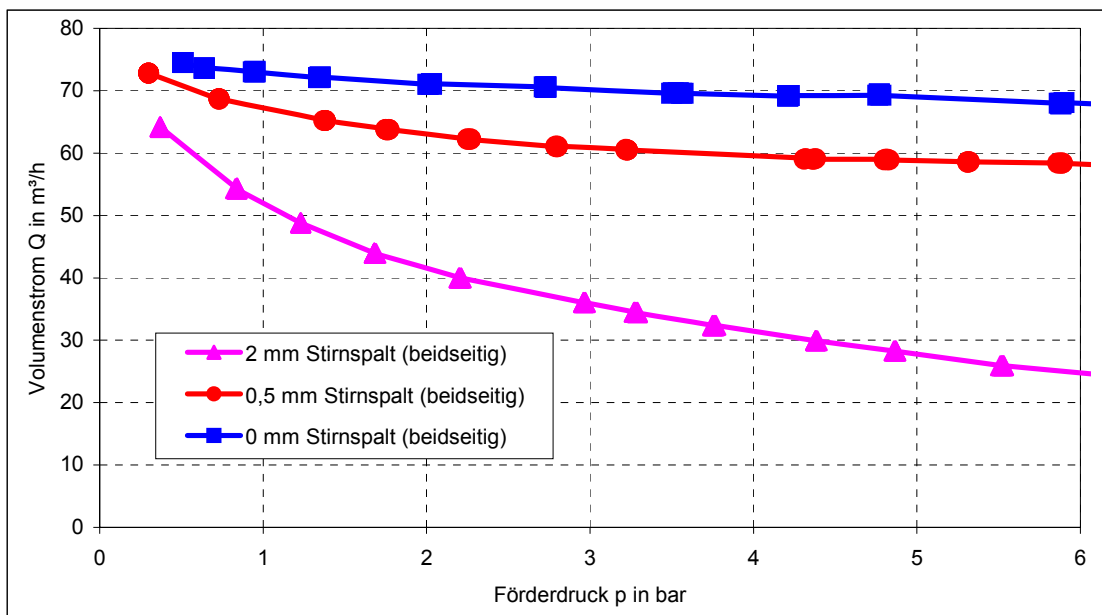
Diese Möglichkeit zur Verschleißkompensation wird aufgrund des höheren Montageaufwandes im praktischen Einsatz wenig genutzt [18]. Hinsichtlich Wirkung und Montageaufwand ist eine Kompensation des Kopfspaltes durch austauschbare Halbschalen vorteilhafter.

### 5.1.3 Verschleißkompensation durch austauschbare Stirnplatten

Austauschbare Stirnplatten mit unterschiedlichen Wandstärken können den stirnseitigen Verschleiß der Pumpe kompensieren (**Bild 51**). Verschleiß tritt sowohl an der Außen- als auch an der Getriebeseite der Pumpenkammer auf. Die Stirnplatte wird an die Innenseite des Pumpendeckels montiert. Bevor die Stirnplatte an der Getriebeseite der Pumpenkammer montiert werden kann, müssen die Kolben demontiert werden.

Die Dicke der verschleißkompensierenden Stirnplatten darf nicht größer als der ursprüngliche Verschleiß sein, da es sonst zu einem Blockieren der Pumpe kommen kann. In der Praxis tritt stirnseitiger Verschleiß häufig beim Fördern von fasrigen Fördermedien auf.

In Förderversuchen wurde der Einfluss von austauschbaren Stirnplatten zur Verschleißkompensation untersucht und bewertet (s. **Bild 16**).



**Bild 51:** Verschleißkompensation durch austauschbare Stirnplatten (Wasser 20 °C, 500 U/min)

Der Stirnspalt besitzt analog zum Kopfspalt einen erheblichen Einfluss auf den Verlustvolumenstrom der Pumpe. Die stirnseitig bedingten Verlustströme können durch den Einbau von Stirnplatten unterschiedlicher Wanddicke kompensiert werden. Eine weitere Möglichkeit ist der Einbau von federbelasteten Verschleißplatten, was jedoch mit einem erheblich höheren technischen Aufwand verbunden wäre.

### 5.2 Verschleißkompensation durch nachstellbare Kolben

Eine weitere Möglichkeit zur Kompensation der Kopfspalte besteht in der elastischen Verformung der gummierten Kolbenköpfe. Diese Variante ist allerdings gegenwärtig nur bei gerade verzahnten Ovalekolben möglich (**Bild 52**). In eine Führungsbohrung wird ein Verdrängungskörper mit größerem Durchmesser (sog. Expander) eingesetzt. Dadurch wird der Kolbendurchmesser vergrößert und resultierend der Kopfspalt vermindert. Der

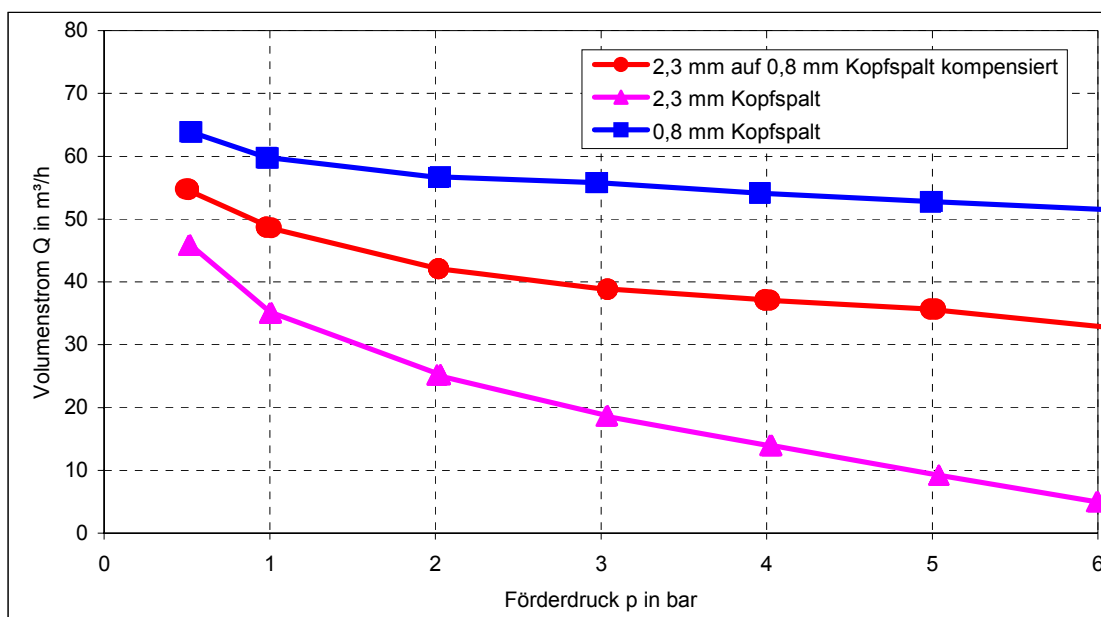
Durchmesser des Verdrängungskörpers (Gewindebolzen) ist von der Verschleißhöhe des Kolbens abhängig [18].



**Bild 52:** Nachstellbare Kopfspalte bei Ovalkolben

Grundsätzlich können verschleißbedingte Spaltströme durch den Einsatz der sog. Expander kompensiert werden (**Bild 53**). Der Verlustvolumenstrom wird allerdings nur teilweise vermindert, weil die Originalkontur des Kolbens nicht völlig wieder hergestellt werden kann. Nur ein schmaler Streifen wird auf den Nenndurchmesser gedehnt. Dieser Effekt ist vergleichbar mit den nachgestellten Gehäusehalbschalen in **Bild 49**.

Eine weitere Variante zur Kompensation von Kopfverschleiß besteht im Austausch von einzelnen Kolbenspitzen [21]. Diese werden in einer Schwalbenschwanz-Führung fixiert. Diese Lösung erfordert jedoch aufwändige Kolbengrundkörper, sichert jedoch eine gleichmäßige Reduzierung der Kopfspalte.



**Bild 53:** Kompensation der Pumpenkennlinie durch nachstellbare Kopfspalte bei Ovalkolben (Wasser 20 °C, 500 U/min)

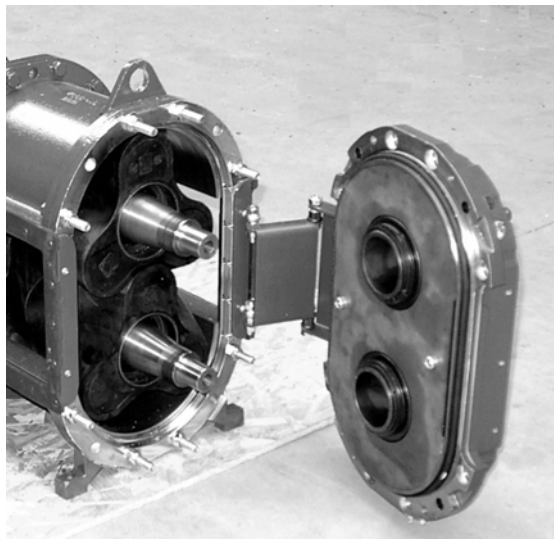
Durch die Dehnung des Kolbenkopfes kommt es zu Materialspannungen, die zu einer unebenen Oberfläche auf dem Kolbenkopf führen. Beim Einsatz eines Expanders mit 10 mm Durchmesser entstanden Spannungsrisse in der Kolbenoberfläche und der Kolben wurde zerstört.

Die Standzeit eines per Expander deformierten Kolbens ist deutlich geringer als des Originalkolbens. Beim Fördern von groben verschleißenden Fremdstoffen ist aufgrund der zusätzlichen Oberflächenspannung eine Kompensation durch nachstellbare Kolben nicht zu empfehlen.

### 5.3 Verschleißminderung durch eine zusätzliche Lagerstelle

Bei hohen Förderdrücken ( $p > 4$  bar) biegen sich die Wellenenden bei einseitig gelagerten Drehkolbenpumpen auseinander, so dass die Kolben bei geringem Kopfspalt das Gehäuse berühren können (s. **Bild 24**). Dadurch entsteht an den Kolben zusätzlicher Verschleiß. In diesem Fall ist die Einsatzgrenze der Pumpe erreicht. Durch die Wellendurchbiegung verändern sich die Spaltquerschnitte und damit wird in erheblichem Maße das Förder- und Saugverhalten von Drehkolbenpumpen beeinflusst [1].

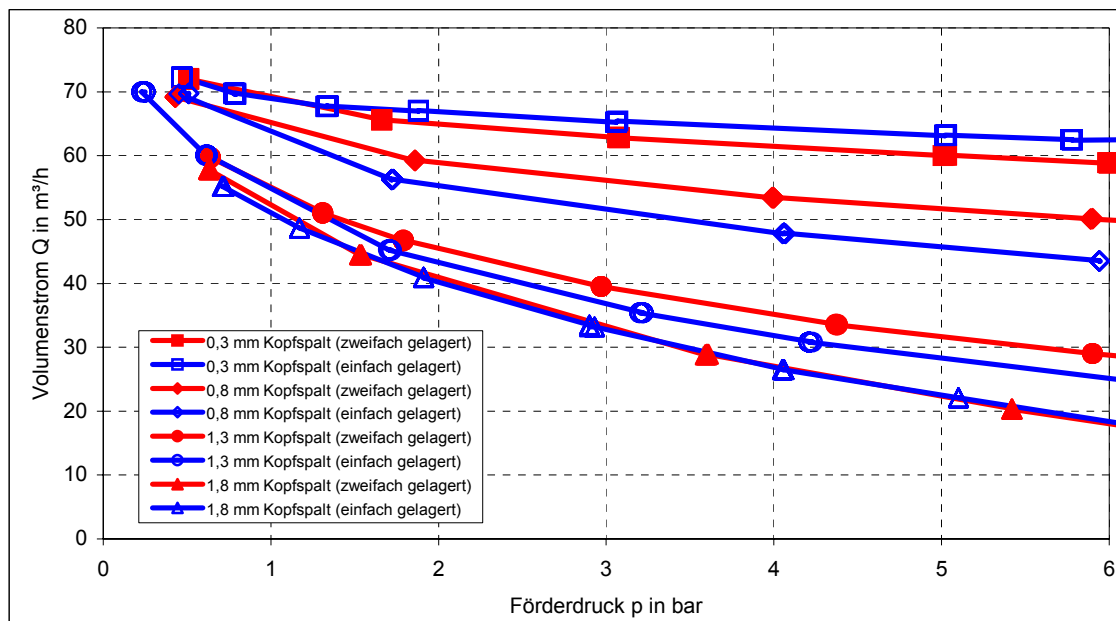
Durch den Einsatz zweiseitig gelagerter Pumpen wird die Wellendurchbiegung verhindert und somit ein geringerer Verschleiß und ein stabileres Förder- und Saugverhalten erzielt. Wird bei einseitig gelagerten Drehkolbenpumpen eine zusätzliche zweite Lagerstelle im abnehmbaren Pumpendeckel integriert, kann ein gleicher Effekt erreicht werden. Zudem bleibt der einfache Zugang zum Pumpenraum erhalten (**Bild 54**). Vorhandene einseitig gelagerte Pumpen können auf diese Weise nachgerüstet werden [18].



**Bild 54:** Pumpendeckel mit zusätzlicher Wellenlagerung

Die Ergebnisse der Förderversuche zum Einflusses der zweiten Lagerstelle auf das Förderverhalten sind im **Bild 55** dargestellt.





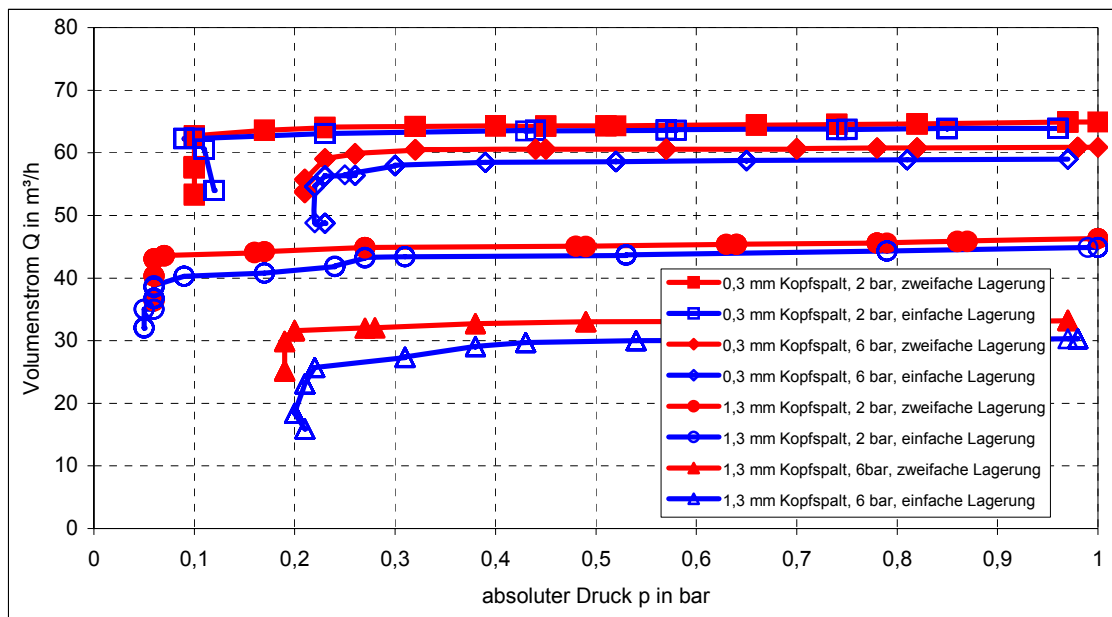
**Bild 55:** Einfluss der zusätzlichen Wellenlagerung auf die Pumpenkennlinie in Abhängigkeit vom Verschleiß der Kolben (Wasser 20 °C, 500 U/min)

Bei geringen Kopfspalten (0,3 mm) verläuft die Pumpenkennlinie der einfach gelagerten Pumpe geringfügig über der der doppelt gelagerten Pumpe. Dieses etwas bessere Förderverhalten der einseitig gelagerten Pumpe wird durch die Wellendurchbiegung verursacht. Die Kolben berühren das Gehäuse und verhindern das Auftreten eines Kopfspaltes. Diese positive Wirkung ist jedoch mit erhöhtem Verschleiß verbunden.

Bei kleinen bis mittleren Kopfspalten (> 0,3 mm bis < 1,8 mm) bewirkt die zusätzliche Lagerung ein deutlich besseres Förderverhalten und besonders bei hohen Drücken eine Reduzierung des Kolbenverschleißes, wodurch eine Verlängerung des Serviceintervalls gesichert wird.

Bei sehr großen Kopfspalten (> 1,8 mm) hat die zusätzliche Lagerung keinen Einfluss auf das Förderverhalten der Pumpe.

Neben dem Förderverhalten wurde auch das Saugverhalten der Pumpe mit einer zweiten Lagerung bei verschiedenen Verschleißzuständen und Förderdrücken untersucht (**Bild 56**).



**Bild 56:** Einfluss der zusätzlichen Lagerung auf das Saugverhalten in Abhängigkeit vom Kolbenverschleiß und des Förderdruckes ( $T_{\text{Wasser}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $n_P = 500 \text{ U/min}$ )

Die gemessenen Pumpenkennlinien zeigen bei allen untersuchten Verschleißzuständen und Förderdrücken eine deutliche Verbesserung des Saugverhaltens durch die zusätzliche Lagerung. Die Saugkennlinien sind stabiler und Kavitation tritt erst bei einem geringeren Absolutdruck auf.

Bei hohen saug- und druckseitigen Belastungen sowie bei hohen Drehzahlen ist eine doppelt gelagerte Drehkolbenpumpe von deutlichem Vorteil.

Drehkolbenpumpen sind in der Landwirtschaft oft erheblichen Verschleißbelastungen ausgesetzt. Dann ist es notwendig und wirtschaftlich geboten, die Pumpenstandzeiten durch Nachregeln der Drehzahl, Einsatz austauschbarer oder nachstellbarer Kompensierungselemente zu verlängern. Als technisch wirksame und auch handhabbare Möglichkeit hat sich der Einsatz angepasster Gehäusehalbschalen und Stirnplatten erwiesen, die in unterschiedlichen standardisierten Maßen verfügbar und mehrfach einsetzbar sein müssen. Nachstellbare Bauelemente für Drehkolben sind aufwendig und werden im praktischen Betrieb kaum angewendet. Grundsätzlich kann die Standzeit durch eine optimierte Pumpenauslegung in Abhängigkeit von den spezifischen Förderaufgaben und durch eine dementsprechende konstruktive Gestaltung erhöht werden. Wichtige konstruktive Merkmale sind z. B. eine hohe Anzahl der Kolbenflügel, große Wellendurchmesser, die optimierte Zulaufgestaltung und eine zweite Lagerung bei hohen Druckbelastungen.

## 6 Zusammenfassung

Hydraulische Förderprozesse mit Pumpen und Rohrleitungen spielen in der Landwirtschaft, Kommunaltechnik und Industrie eine wichtige Rolle. Zum Fördern von organischen Schlämmen und Dickstoffen werden vorwiegend Drehkolbenpumpen eingesetzt. Mit zunehmendem Pumpenverschleiß vergrößern sich die Spalte sowie auch die hydraulischen Verluste und der Wirkungsgrad vermindert sich. Verschleiß wird vor allem durch mineralische Fremdstoffe verursacht. Die Verschleißwirkungen auf das Förderverhalten von schräg verzahnten Drehkolbenpumpen beim Einsatz unterschiedlichster Medien konnten bislang nicht berechnet werden. Dazu fehlen systematische Untersuchungen. Durch eine fundierte optimierte Pumpenauslegung kann die Standzeit erheblich verlängert und die Lebenszykluskosten gesenkt werden.

Die durch Verschleiß verursachte Änderung der Pumpenkennlinien ist in der Praxis ein ernstes Problem. Deshalb wurde nach einfachen Methoden gesucht, um möglichst genau den Verschleißzustand zu erfassen, ohne die Pumpe zu demontieren und zu öffnen. Es wurde eine Methode zur Verschleißdiagnose entwickelt, bei der die Pumpe mit langsam steigender Drehzahl gegen einen geschlossenen Schieber fördert. Dazu ist ein drehzahlgesteuerter Pumpenantrieb erforderlich. Man erhält eine dem integralen Verschleißzustand entsprechende Druck-Drehzahl-Kennlinie  $p_d = f(n_p)$ . Es ist damit möglich, die Auswirkungen auf die Pumpenkennlinien abzuschätzen und über Maßnahmen zur Verschleißkompensation zu entscheiden.

Zur Kennzeichnung des Pumpenverschleißes auf das Förderverhalten von schräg verzahnten Drehkolbenpumpen wurden bei systematischer Veränderung der Spaltmaße praxisnahe Förderversuche durchgeführt. Die Pumpversuche erfolgten mit unterschiedlich abgefrästen gummierten vierflügeligen Drehkolben in einer einseitig gelagerten Pumpe, veränderbaren Stirnplatten und Gehäusehalbschalen. Die Förderversuche erfolgten mit Wasser, Glycerin und Flüssigfutter.

Die Versuchsergebnisse wurden hinsichtlich der wichtigsten Einflussgrößen diskutiert und bewertet. Von größtem Einfluss sind die Kopf- und Stirnspalte in der Pumpe sowie die Viskosität (Fließeigenschaften) des Fördermediums. Der Mittenspalt ist der dichteste Spalt und hat den geringsten Anteil der Strömungsverluste, max. von 12 %. Die Kopfspalte sind erheblich vom Kolbenverschleiß abhängig und verursachen zusammen mit den Stirnspalten die größten Leckageverluste. Die getriebeseitigen Stirnspalte sollten möglichst klein bemessen werden. Aufgrund dieser Untersuchungen kann ein optimaler Betriebspunkt der Pumpe bestimmt werden und auch eine optimierte Pumpenauslegung erfolgen. Sind z.B. die Viskosität sowie Form und Größe der Fremdstoffe bekannt, kann man die Spaltgröße der neuen Pumpe entsprechend vergrößern und dadurch die Standzeit verlängern. Bisher wurden Drehkolbenpumpen stets mit geringster Spaltgröße dimensioniert, also für das Fördermedium Wasser ausgelegt. Dadurch ergaben sich beim praktischen Einsatz durch Verschleißwirkungen oft unbefriedigende Pumpenstandzeiten und hohe Instandsetzungskosten.

Die Untersuchungen waren Voraussetzung für die Erarbeitung von Berechnungsgrundlagen zur Bestimmung der Spaltvolumenströme und damit zur Ermittlung realer Pumpenkennlinien unter Verschleißwirkung. Ein logischer Schritt war die Anwendung der Grundlagenerkenntnisse in Form eines neuen Pumpenauslegungsprogramms (CAPS)

für reale Pumpenkennlinien unter Berücksichtigung vom Pumpenverschleiß und der Fließeigenschaften des Fördermediums. Das Pumpenauslegungsprogramm CAPS wurde von der Hugo Vogelsang Maschinenbau GmbH und dem ATB in Potsdam im Rahmen des Kooperationsprojekts (PROINNO) entwickelt. CAPS ermöglicht die Ermittlung der optimalen Betriebsdaten der Pumpe, wie Pumpenbaureihe, Pumpentyp, erforderliche Drehzahlen und Motorleistung sowie eine Optimierung von Bauteilen, wie Antriebsmotor, Anschlüsse, Kupplungen, Steuerungen und Überwachungselementen. Damit erhöht sich die Qualität bei Beratung, Auslegung und Konstruktion. Die Lebenszykluskosten von Pumpenanlagen können dadurch reduziert werden.

Verschleiß kann beim praktischen Einsatz von Drehkolbenpumpen nicht ausgeschlossen werden. Die Pumpenstandzeit soll jedoch verlängert werden. Daher wurden verschiedene konstruktive Möglichkeiten zur Verschleißkompensation und Verschleißminderung untersucht und bewertet. Dazu wurde eine Pumpe eingesetzt, die durch austauschbare Gehäusehalbschalen und Stirnplatten eine praktikable und wirkungsvolle Verschleißkompensation ermöglichte. Der Effekt solcher standardisierter austauschbarer Bauteile wird positiv bewertet. Dagegen werden Varianten zur mechanischen Nachstellung von Kopf- und Stirnspalten hinsichtlich Aufwand und Wirkung negativ beurteilt. Eine weitere Konstruktionsvariante mit einer zusätzlichen Wellenlagerung im Pumpendeckel wurde entwickelt und getestet. Diese Möglichkeit zur Verschleißminderung bei hohen Druck- und Drehzahlbelastungen zeigte sich als praktikable Lösung, da der Vorteil des schnellen und einfachen Austausches der Hauptverschleißteile (Kolben, Gehäuse- und Stirnplatten) erhalten bleibt. Dieser Lagerdeckel kann auch bei herkömmlichen einseitig gelagerten Pumpen nachgerüstet werden.

Grundsätzlich hat sich gezeigt, dass die Verschleißempfindlichkeit bei hohen Pumpendrehzahlen mit höherviskosen Medien und vergrößerten inneren Arbeitsspalten nicht steigt. Daraus ergibt sich, dass kleinere Drehkolbenpumpen mit höheren Arbeitsdrehzahlen für bestimmte Förderaufgaben wirtschaftlicher eingesetzt werden können.

Mit diesen Grundlagenerkenntnissen kann der Pumpenhersteller Entwicklungsstrategien für neue innovative Pumpenbaureihen (z. B. in Blockbauweise) erarbeiten. Insgesamt ergeben sich durch konsequente Anwendung der dargestellten, im Kooperationsprojekt erarbeiteten Ergebnisse künftig Energieeinsparungen von ca. 20 %, vornehmlich durch vermehrten Einsatz kleinerer Pumpen mit höherer Flügelanzahl und Drehzahl sowie eine Senkung der Wartungskosten um ca. 50 %, insbesondere durch bessere Pumpenauslegung und Einsatz kleinerer Pumpen mit Drehzahlanpassung.

## 7 Literatur

- [1] TÜRK, M.; ZENKE, T., VERHÜLSDONK, B., BRÜCKNER, R.: Verschleißeinfluss auf das Förderverhalten von Drehkolbenpumpen. Landtechnik 57 (2003) 3, S. 210 - 211 und Agrartechnische Forschung, Potsdam 9 (2003) 3, S. 31 - 35.
- [2] SUREK, D.: Spaltströme in rotierenden Verdrängerpumpen. Konstruktion 45 (1993) S. 10 -15.
- [3] VOGELSANG H., VERHÜLSDONK B., TÜRK M., HÖRNIG G.: Entwicklung und praktischer Einsatz von pulsationsarmen Drehkolbenpumpen für organische Suspensionen. Agrartechnische Forschung Band 5 (Juni 1999), S. 37 - 45.
- [4] BOHL, W.: Technische Strömungslehre, Vogel Buchverlag Regensburg 1991.
- [5] TÜRK, M.: Rohrleitungstransport von Flüssigmist. Forschungsbericht, Institut für Agrartechnik Bornim e. V. ATB, 1994/2.
- [6] WAGNER, W.: Strömung und Druckverlust. Vogel Buchverlag Würzburg 1997.
- [7] TÜRK, M.: Das Fließverhalten landwirtschaftlicher fluider Medien bei isothermer Rohrströmung - ein Beitrag zur angewandten Rheologie. Diss. B, Univ. Rostock 1987.
- [8] BRÜCKNER, R.: Berechnung der Kennlinien von Drehkolbenpumpen in Abhängigkeit vom Verschleißzustand beim Fördern von organischen Suspensionen mit unterschiedlicher Viskosität. Diplomarbeit, FH für Technik und Wirtschaft Berlin 2002.
- [9] MARSHALL T., TURNER R.: Fluid thinking brings optimum pump solutions. World Pumps, Oxford, Februar (2003) S.28-31.
- [10] TÜRK, M.; WEBER, G.: Förderversuche mit einer Drehkolbenpumpe Typ V 186-130 der Hugo Vogelsang Maschinenbau GmbH in 49632 Essen (Oldenburg). Versuchsbericht, Institut für Agrartechnik Bornim e. V. (ATB), Februar 1997; unveröffentlicht.
- [11] ZIMMERMANN, G.: Kavitation und NPSH-Bestimmung bei rotierenden Verdrängerpumpen am Beispiel der Kreiskolbenpumpe. Diss. Universität Erlangen-Nürnberg, 1992.
- [12] VETTER, G.; WIRTH, W.; KIEßLING, R.: Abrasiver Verschleiß in Pumpen - Tribometrische Untersuchungen als Methode zur Verlängerung Pumpenlebensdauer. 3R International, Essen (1997) 4/5.
- [13] ALBERS, A.; MÜLLER, D.: Spaltverluste von Drehkolbenpumpen. Diplomarbeit FH Osnabrück, 1997.
- [14] TÜRK, M.; WEBER, G.: Förderversuche mit einer Drehkolbenpumpe Typ V186-130 der Hugo Vogelsang Maschinenbau GmbH Essen (Oldbg.), Versuchsbericht ATB Potsdam, 1997 unveröffentlicht.
- [15] VDMA 24284: Prüfung von Verdrängerpumpen - Allgemeine Prüfregeln.
- [16] VERHÜLSDONK, B.: Effektiver bei hohen Drehzahlen. Über die Auslegung von Drehkolbenpumpen. Verfahrenstechnik 39 (2002), H. 5, S. 22 - 25.

- 
- [17] ZENKE, T.; TÜRK, M.; VERHÜLSDONK, B.: Das Kavitationsverhalten von Drehkolbenpumpen. Landtechnik 59 (2004) 1 , S. 22 - 23.
- [18] VERHÜLSDONK, B.; KRAMPE, P.; TÜRK, M.; ZENKE, T.: Verschleißkompensation bei Drehkolbenpumpen. Landtechnik 59 (2004) 3 , S. 158 - 159.
- [19] BRÜCKNER, R.; VERHÜLSDONK, B.; TÜRK, M.; ZENKE, T.: Berechnung verschleißabhängiger Kennlinien von schräg verzahnten Drehkolbenpumpen. Landtechnik 58 (2003) 5, S. 304 - 305 und Agrartechnische Forschung, Potsdam 9 (2003) 4-6, S. 83 - 87.
- [20] VERHÜLSDONK, B.; KRAMPE, P.; TÜRK, M.; ZENKE, T.: Auslegungsprogramm zur Erhöhung der Nutzungsdauer von Drehkolbenpumpen. Landtechnik 59 (2004) 6, S. 328 - 329

## 8 Formelzeichen und Abkürzungen

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$a_d$	-	Anzahl der Dichtlinien je Kolben
$a_F$	-	Anzahl der Flügel an einem Drehkolben
$A_{F\ddot{o}}$	mm <sup>2</sup>	Förderfläche eines Drehkolbens
$A_V$	mm <sup>2</sup>	Verringerung der Förderfläche durch Verschleiß
$b_{\text{Kolben}}$	mm	Kolbenbreite
$b_s$	mm	Spaltbreite
$b_p$	mm	Breite der Pumpenkammer
$b_W$	mm/bar	druckabhängige Wellenaufbiegung
$d$	m; mm	Rohrinnendurchmesser
$d_{\text{hyd}}$	mm	hydraulischer Durchmesser
$d_k$	mm	Kopfkreisdurchmesser des Drehkolbens
$f$	Hz	elektrische Frequenz
$h_S, s$	mm	Spalthöhe
$I$	A	elektrische Stromstärke
$l$	mm; m	Länge, allg.
$l_S$	mm	Rohr-, Spaltlänge des Kopfspaltes
$l_M$	mm	Rohr-, Spaltlänge des Mittenspaltes
$l_{\text{st}}$	mm	Rohr-, Spaltlänge des Stirnspaltes
$K$	Pa s <sup>n</sup>	Konsistenzkoeffizient des Potenzgesetzes
$k_R$	mm	absolute Rohrrauigkeit
$m$	kg	Masse, allg.
$n$	-	Fließexponent des Potenzgesetzes
$n_p$	min <sup>-1</sup>	Pumpendrehzahl
$p$	bar	Förderdruck
$p_d$		Förderdruck hinter der Pumpe (druckseitig)
$p_s$		Förderdruck vor der Pumpe (saugseitig)
$p_{s1}$		Kavitationszustand 1
$p_{s2}$		Kavitationszustand 2
$P_W$	kW	elektrische Wirkleistung von Antriebsmotoren
$Q_{nn}$	m <sup>3</sup> /h	Fördervolumenstrom nicht-Newtonsche

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$Q_s$	$m^3/h$	Spaltverlustvolumenstrom
$Q_{th}$	$m^3/h$	theoretischer Volumenstrom
$Q_{Wasser}$	$m^3/h$	Fördervolumenstrom mit Wasser
$R_F$	mm	Flügelradius
$Re$	-	Reynoldszahl
$Re_{krit}$	-	kritische Reynoldszahl
$t$	mm	Dicke der Stirnplatten
$T$	$^{\circ}C$	Temperatur
$TS$	%	Trockensubstanzgehalt
$V$	M/s	Strömungsgeschwindigkeit
$\alpha_G$	$^{\circ}$	Umschlingungswinkel der Gehäusehalbschale
$\Delta p$	bar	Differenzdruck
$\dot{\gamma}$	1/s	Scherrate (Schergradient)
$\eta$	Pa s	dynamische Viskosität Newtonscher Flüssigkeiten
$\eta_s$	Pa s	Scheinviskosität
$\eta_w$	Pa s	dynamische Viskosität von Wasser
$\varphi$	$^{\circ}$	Verdrehungswinkel der schräg verzahnten Drehkolben bzw. Winkelstellung der Kolben zueinander
$\lambda$	-	Rohrreibungsbeiwert
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte
$\rho_w$	$kg/m^3$	Dichte von Wasser
$\sigma$	$^{\circ}$	Sehnenwinkel
$\tau$	Pa	Schubspannung
$\tau_0$	Pa	Fließgrenze
$\psi$	$^{\circ}$	Umschließungswinkel im Mittenspalt
$\zeta$	-	Widerstandsbeiwert



<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bezeichnung</b>
Häufig verwendete Indizes		
M	-	Mittenspalt
Ö	-	Öffnung im Mittenspalt
K	-	Kopfspalt
S	-	Spalt allgemein
st	-	Stirrspalt
V	-	Verschleiß

## 9 Verzeichnis der Bilder

- Bild 1: Explosionszeichnung einer Drehkolbenpumpe  
Bild 2: Förderprinzip von Drehkolbenpumpen (Ovalkolben)  
Bild 3: Volumenstrom und resultierende Pulsation einer dreiflügeligen gerade verzahnten Drehkolbenpumpe [3]  
Bild 4: Pulsationsarme schräg verzahnte Drehkolben  
Bild 5: Pumpenversuchsstand  
Bild 6: Schema des Pumpenversuchsstandes  
Bild 7: Fließ- und Viskositätsfunktionen Newtonscher (1 - reinviskoser) und nicht-Newtonscher Flüssigkeiten  
Bild 8: Rohrviskosimeter  
Bild 9: Rotationsviskosimeter MC 1 - RM 300  
Bild 10: Fließkurven von Flüssigfutter im Rohrviskosimeter (Vers. 680) bei Pumpenversuchen an drei aufeinander folgenden Versuchstagen  
Bild 11: Scheinviskosität von Flüssigfutter in Abhängigkeit von der Zeit  
Bild 12: Viskositäten von Glycerin in Abhängigkeit von der Temperatur  
Bild 13: Partikelbewegung bei (a) Strahl- und (b) Gleitverschleiß [12]  
Bild 14: Spaltformen in einer schräg verzahnten Drehkolbenpumpe  
Bild 15: Austauschbare Gehäusehalbschalen  
Bild 16: Austauschbare Stirnplatten  
Bild 17: Austauschbare schräg verzahnte Drehkolben (links = verschlissen, rechts = neu)  
Bild 18: Fixierung der Bremspumpe  
Bild 19: Spaltströmung durch Kopf-, Stirn- und Mittenspalt bei gleichen Spalthöhen  
Bild 20: Einfluss der Spalthöhe bei Kopf-, Stirn- und Mittenspalt auf den Spaltvolumenstrom  
Bild 21: Einfluss der Viskosität auf die Pumpenkennlinie bei gleichen Spalthöhen  
Bild 22: Energetischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Viskosität bei gleichen Spalthöhen  
Bild 23: Einfluss der Pumpendrehzahl auf den Spaltvolumenstrom  
Bild 24: Einfluss einer zusätzlichen Wellenlagerung auf die Pumpenkennlinie bei verschiedenen Verschleißzuständen  
Bild 25: Kavitationsdrücke  $p_{s1}$  und  $p_{s2}$  in Abhängigkeit von der Pumpendrehzahl  
Bild 26: Kavitationsdrücke  $p_{s1}$  und  $p_{s2}$  in Abhängigkeit vom Verschleiß der Kolben  
Bild 27: Kavitationsdruck  $p_{s1}$  in Abhängigkeit von der Viskosität des Fördermediums  
Bild 28: Kavitationsdrücke  $p_{s1}$  und  $p_{s2}$  in Abhängigkeit vom Förderdruck  $p_D$   
Bild 29: Fördern gegen einen geschlossenen Schieber bei unterschiedlichen Kopfspalthöhen  
Bild 30: Pumpenkennlinien bei unterschiedlichen Kopfspalthöhen  
Bild 31: Drehwinkelabhängiger Spaltvolumenstrom bei schräg verzahnten vierflügeligen Kolben  
Bild 32: Winkelstellung schräg verzahnter vierflügeliger Kolben (Frontansicht)  
Bild 33: Geschwindigkeitsprofile in Kopf-, Stirn- und Mittenspalten [8]  
Bild 34: Spaltmaße des Kopfspaltes  
Bild 35: Winkeldefinition  
Bild 36: Dichtlinie im Mittenspalt  
Bild 37: Axiale Öffnung im Mittenspalt  
Bild 38: Wirkung der Wellendurchbiegung in einer Drehkolbenpumpe  
Bild 39: Rechenalgorithmus  
Bild 40: Vergleich der experimentellen und berechneten Kennlinien für Wasser

- Bild 41: Vergleich der experimentellen und berechneten Kennlinien für Glycerin  
Bild 42: Vergleich der experimentellen und berechneten Kennlinien für Flüssigfutter  
Bild 43: Kennlinienfeld einer schräg verzahnten Drehkolbenpumpe (Muscheldiagramm) beim Fördern von Wasser  
Bild 44: Flussdiagramm CAPS  
Bild 45: Veränderung der Kennlinien von Drehkolbenpumpen bei Verschleiß  
Bild 46: Einfluss der Drehzahl auf den Förderdurchsatz von Drehkolbenpumpen bei Verschleiß (Anwendungsbeispiel)  
Bild 47: Volumetrischer Wirkungsgrad von Drehkolbenpumpen bei unterschiedlichem Verschleiß und konstantem Durchsatz  
Bild 48: Verschleißkompensation durch austauschbare Gehäusehalbschalen  
Bild 49: Verschleißkompensation durch austauschbare Stirnplatten  
Bild 50: Nachstellbare Gehäusehalbschalen  
Bild 51: Verschleißkompensation durch nachstellbare Gehäusehalbschalen  
Bild 52: Nachstellbare Kopfspalte bei Ovalkolben  
Bild 53: Kompensation der Pumpenkennlinie durch nachstellbare Kopfspalte bei Ovalkolben  
Bild 54: Pumpendeckel mit zusätzlicher Wellenlagerung  
Bild 55: Einfluss der zusätzlichen Wellenlagerung auf die Pumpenkennlinie in Abhängigkeit vom Verschleiß der Kolben  
Bild 56: Einfluss der zusätzlichen Lagerung auf das Saugverhalten in Abhängigkeit vom Kolbenverschleiß und des Förderdruckes

## **10 Tabellenverzeichnis**

- Tabelle 1: Geräte und Einrichtungen  
Tabelle 2: Fließkennwerte der untersuchten Futtermischungen

## Abstract

Double shaft rotary lobe pumps without valves are often used for pipeline flow of highly concentrated organic suspensions such as liquid manure, biogas and sewage sludge or liquid feed. Increasing mechanical wear enlarges the gaps and decreases the effective flow rate. The effect on the pumping behaviour of helical toothed lobe pumps were systematically analysed and the influence factors were evaluated.

The effect of abrasive wear on the pump behaviour of rotary lobe pumps are variety. The gaps of helically toothed rotary lobe pumps are systematic changed. The important influence factors of the pump behaviour are discussed.

The most important influence factors are the heights of head gap, front gap and viscosity of fluid. Double-side bearing rotary lobe pumps are prefer to one-side bearing pumps by high pump pressure. The positive effects of double-side bearing pumps are the reduction of abrasive wear on the head of lobe and a better suction pump behaviour.

The measurements of pump against a closed valve or the directly measured gap volume flow rate (on the blocked pump) could be describe the status of abrasive wear.

The experiments are prerequisite to calculate the real characteristic of pumps.

Conventionally rotary lobe pumps will be designed for water condition although, in most cases, they are pumping different media. Calculation proposals for practically oriented characteristic curves are described. All calculations are based on tests mostly carried out with helical toothed rotary lobe pumps. The tested pumps were fitted with systematically changed internal clearance and are tested with fluids having different viscosities. A pump sizing program was developed the calculation results of which are verified by tests. Pump behaviour can be calculated in advance even for pumps working under abrasive conditions. The sizing program is valid for pumps with straight and helical toothed lobes.

The flow properties of the fluid can differ very much. Therefore additional laboratory tests are necessary particularly non-Newtonian fluids. If those flow characteristics are known as well as the pump dimensions the working behaviour of a rotary lobe pump can be determined.

When using additionally an already existing program for pipe flow (ROHRWIN) calculations pump equipments fitted with a rotary piston pump can be designed perfectly.

Rotary lobe pumps are often subjected to highly abrasive loads. As a result, it is necessary and economical to extend the pump service life through either readjustment, or using replaceable or adjustable compensation elements. The use of adaptable housing insert liners and frontal plates have proven to be technically effective and easy to do. These insert liners must be available in various standard sizes and may be used multiple. For adjustable housing segments, a certain technical expertise is required. In this case, no components for compensation need to be kept or purchased. Adjustable components for rotary lobe pumps are time-consuming and require considerable skill, and

therefore are rarely used for normal operations. In general, the service lifetime of the pump can be considerably extended by optimising the pump design, using a greater number of lobes, using larger shaft diameters or adding a second bearing.

Flow tests shown that different actuating variables (pump speed, discharge pressure, fluid viscosity, lobe wear) as well as construction shape influence the cavitation behaviour of rotary pumps. With the aid of audible cavitation observations the suction behaviour was examined. Two cavitation states:  $p_{s1}$  as the beginning and  $p_{s2}$  as the distinct cavitation could be detected unambiguously. Probably, these two cavitation states result from two different cavitation forms (gap cavitation and displacement chamber cavitation) that show different reasons and overlay partly. Gap cavitation ( $p_{s1}$ ) can be recognized by hissing noises in the pump, displacement chamber cavitation ( $p_{s2}$ ) can be recognized by vehement strokes in the pump and flow cut-off ( $Q = 0$ ). The cavitation point  $p_{s1}$  with typical hissing noises is a sufficiently precise limit to avoid cavitation in rotary lobe pumps. The pressure  $p_{s1}$  is approximately equal to the  $NPSH_r$  value.

In practice the cavitation limit is often defined with the drop of the flow rate by e. g. 3 %. Regarding rotary pumps already vehement cavitation can occur under this criterion. Therefore continuous monitoring of suction behaviour is necessary in practice operation.

On the basis of large-scale experimental and theoretical research calculation models for computation of pump characteristics of rotary lobe pumps had been developed considering wear and flow characteristic of the fluid. The software named CAPS (Computer Aided Pump Selection) are now used for designing rotary lobe pumps. In addition with the known program for designing agricultural pipelines (ROHRWIN) the program enables the user to calculate complex pumping equipments. With help of the program the quality and the accuracy for design and operation of pumping stations is improved decisively. With optimal pump selection under actual wear scenarios one is able to double the service life of rotary lobe pumps particularly when designing a pumping station for fluids from farms, biogas plants and sewage treatment plants with exceptionally high wear condition.

### **Annotation**

These researches are carried-out within the scope of a co-operation project together with Hugo Vogelsang Maschinenbau GmbH company which is subsidized by the German Minister of Commerce BMWA.

**In der Reihe  
Bornimer Agrartechnische Berichte**

sind bisher erschienen:

Heft 1	Technik und Verfahren der Landschaftspflege	1992
Heft 2	Beiträge zur Lagerung und Verarbeitung pflanzenbaulicher Produkte	1993
Heft 3	Technik und Verfahren in der Tierhaltung	1993
Heft 4	Technik und Verfahren der Landschaftspflege und für die Verwendung der anfallenden Materialien	1994
Heft 5	Verfahrenstechnik der Aufbereitung, Lagerung und Qualitätserhaltung pflanzlicher Produkte	1994
Heft 6	Biokonversion nachwachsender Rohstoffe und Verfahren für Reststoffbehandlung	1994
Heft 7	Preußische Versuchs- und Forschungsanstalt für Landarbeit und Schlepperprüffeld in Bornim 1927 bis 1945	1995
Heft 8	Qualitätssicherung und Direktvermarktung	1996
Heft 9	Konservierende Bodenbearbeitung auf Sandböden	1996
Heft 10	Anwendung wärme- und strömungstechnischer Grundlagen in der Landwirtschaft	1996
Heft 11	Computer-Bildanalyse in der Landwirtschaft Workshop 1996	1996
Heft 12	Aufbereitung und Verwertung organischer Reststoffe im ländlichen Raum	1996
Heft 13	Wege zur Verbesserung der Kartoffelqualität durch Verminderung der mechanischen Beanspruchung	1997
Heft 14	Computer-Bildanalyse in der Landwirtschaft Workshop 1997	1997
Heft 15	Technische und ökonomische Aspekte der Nutztierhaltung in großen Beständen	1997
Heft 16	11. Arbeitswissenschaftliches Seminar	1997
Heft 17	Nachwachsende Rohstoffe im Land Brandenburg Stand Aktivitäten und Perspektiven einer zukunftsfähigen und umweltgerechten Entwicklung	1998
Heft 18	Qualität von Agrarprodukten	1998
Heft 19	Computer-Bildanalyse in der Landwirtschaft Workshop 1998	1998
Heft 20	Beiträge zur teilflächenspezifischen Bewirtschaftung	1998
Heft 21	Landnutzung im Spiegel der Technikbewertung – Methoden Indikatoren, Fallbeispiele	1998

---

Heft 22	Kriterien der Nachhaltigkeit in der Verfahrensentwicklung für die Nutztierhaltung	1999
Heft 23	Situation und Trends in der Landtechnik / Erneuerbare Energien in der Landwirtschaft	1999
Heft 24	Institut für Landtechnik der Deutschen Akademie der Landwirtschaftswissenschaften zu Berlin 1951 bis 1965	1999
Heft 25	Computer-Bildanalyse in der Landwirtschaft Workshop 1999 / 2000	2000
Heft 26	Computer-Bildanalyse in der Landwirtschaft Workshop 2001	2001
Heft 27	Approaching Agricultural technology and Economic Development of Central and Eastern Europe	2001
Heft 28	6 <sup>th</sup> International Symposium on Fruit, Nut, and Vegetable Production Engineering	2001
Heft 29	Measurement Systems for Animal Data and their Importance for Herd Management on Dairy Cow Farms	2002
Heft 30	Produktion, Verarbeitung und Anwendung von Naturfasern	2002
Heft 31	Computer-Bildanalyse in der Landwirtschaft Workshop 2002	2002
Heft 32	Biogas und Energielandwirtschaft - Potenzial, Nutzung, Grünes Gas <sup>TM</sup> , Ökologie und Ökonomie	2003
Heft 33	Sozioökonomische Aspekte zu Perspektiven des Offenlandmanagements	2003
Heft 34	Computer-Bildanalyse in der Landwirtschaft Workshop 2003	2003
Heft 35	Energieholzproduktion in der Landwirtschaft Potenzial, Anbau, Technologie, Ökologie und Ökonomie	2004
Heft 36	High-Tech Innovationen für Verfahrensketten der Agrarproduktion. Statusseminar 2003	2004
Heft 37	Computer-Bildanalyse in der Landwirtschaft Workshop 2004	2004
Heft 38	Die Landmaschinenprüfung in der DDR 1951-1991 und ihre Vorgeschichte	2004
Heft 39	Energieverlust und Schimmelpilzentwicklung bei der Lagerung von Feldholz-Hackgut	2005
Heft 40	Computer-Bildanalyse in der Landwirtschaft Workshop 2005	2005
Heft 41	Demonstration der Langzeitwirkung bedarfsorientierter Fungizidbehandlung mit dem CROP-Meter	2005

Heft 42	Biochemicals and Energy from Sustainable Utilization of herbaceous Biomass (BESUB)	2005
Heft 43	Ozontes Waschwasser zur Qualitätssicherung leichtverderblicher Produkte Entwicklung einer <i>Fuzzy-Logic</i> -Steuerung des Waschprozesses	2005
Heft 44	Messsystem zur Bewertung des Unkrautvorkommens	2005
Heft 45	Anwendung der Thermographie zur Optimierung der Belüftungssteuerung bei der Lagerhaltung landwirtschaftlicher Produkte	2005
Heft 46	Membranbioreaktor zur Aufbereitung von Schlachthofabwässern	
	Prozesssteuerung von Biogasanlagen mit Kofermentation	2005
Heft 47	Verschleißeinfluss auf das Förderverhalten von Drehkolbenpumpen	2005

Interessenten wenden sich an:

Leibniz-Institut für Agrartechnik Potsdam-Bornim e. V.  
Max-Eyth-Allee 100  
14469 Potsdam

Tel.: (0331) 5699-820  
Fax: (0331) 5699-849  
E-Mail: [atb@atb-potsdam.de](mailto:atb@atb-potsdam.de)

Schutzgebühr: 13,- €