

## 5. Vergleich Großanlage – Laboranlage

Die im Labor erzielten Gasmengen sind sicherlich im Rahmen des Versuchsaufbaus Optimalwerte. Bei ständiger Umwälzung war die Erneuerung der Kontaktflächen zwischen Bakterien und Substrat bedeutend günstiger als in der Großanlage, in der alle zwei Stunden vier Minuten lang umgewälzt wurde.

In **Tafel 6** werden die wichtigsten Meßdaten der Biogasanlage Heiligenberg und der Versuchsanlage für annähernd gleiche Raumbelastung gegenübergestellt.

Wie bereits oben ausgeführt, ergaben sich – bedingt durch die damals noch nicht optimale Betriebsführung der Anlage in Heiligenberg – deutliche Unterschiede in Gasausbeute und Abbauleistung gegenüber der Laboranlage. Inwieweit die heutigen Werte in Heiligenberg verbessert sind, wird in Kürze überprüft werden.

Die ermittelten Nährstoffgehalte an N–P–K in der Frischgülle (bezogen auf Güllemasse) konnten in etwa auch im ausgefaulten Material wiedergefunden werden. Warum die Kaliumgehalte in den beiden Untersuchungsreihen so stark voneinander abweichen, muß durch weitere Messungen überprüft werden.

Die auf die Trockensubstanz bezogenen Nährstoffgehalte müssen in der ausgefaulten Gülle ansteigen, da durch den Faulprozeß eine Reduzierung der Feststoffmasse um 40–50 % erreicht wird. Abschließend kann festgestellt werden, daß verdünnter Hühnerkot ausfaulbar ist unter der Bedingung, daß sich im Faulraum während der Anpassungsphase ein ausreichendes Puffersystem einstellt, das toxische Auswirkungen der hohen Ammonium- und Säurenkonzentrationen verhindert.

### Schrifttum

- [ 1 ] Deutsche Einheitsverfahren (DEV) zur Wasser-, Abwasser- und Schlammuntersuchung. 60. Aufl. Weinheim: Verlag Chemie 1971.
- [ 2 ] *Gosch, A., G. Agostini u. W. Weber:* Anaerobe Behandlung von Rindergülle. Landtechnik Bd. 36 (1981) Nr. 2, S. 50/53.
- [ 3 ] *Hassan, H.M., D.A. Belyea u. A.E. Hassan:* Characterization of methane production from poultry manure. In: Managing Livestock Wastes. Proc. 3rd. Intern. Symp. on Livestock Wastes, 1975, ASAE publication Proc.-275.
- [ 4 ] *Hawkes, D., R. Horton u. D.A. Stafford:* The application of anaerobic digestion to producing methane gas and fertilizer from farm wastes. Process Biochemistry 11-2-32-6, London, 1976.
- [ 5 ] *Jewell, W.J. (Hrsg.):* Energy, agriculture and waste management. Proc. of the Cornell Agricultural Waste Management Conference, 1975 Verlag Ann Arbor Science Publishers Inc.

		Biogasanlage Heiligenberg	Laboranlage
Raumbelastung	kg/m <sup>3</sup> d	ø 2,57	2,66
theor. Verweilzeit	d	30	20
Feststoffgehalt d. Frischgülle	%	ø 10,1	7,1
Anteil der organ. Masse	%	ø 73,75	75,67
Gehalt an organ. Masse	g/l	ø 74,4	53,3
<b>Tägl. Gasvolumen</b>			
– bezogen auf Faulraumvolumen	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> d	1,13	1,44
– bezogen auf tägl. zugeführte org. Masse	l/kg	455	541
<b>Abbauleistungen</b>			
Trockenmasse	%	(68,1)	39,6
Org. Masse	%	(74,6)	47,8
flüchtige org. Säuren	%	80,8	87,6
<b>Nährstoffgehalt, bez. auf Güllemasse</b>			
Frischgülle: N–P–K	g/kg	5,83–0,51–2,57	6,37–0,43–5,02
ausgefaulte Gülle: N–P–K	g/kg	5,07–0,46–2,37	6,10–0,78–4,71
<b>Nährstoffgehalt, bez. auf Trockenmasse</b>			
Frischgülle: N–P–K	%	5,8–0,5–2,5	9,0–0,6–7,1
ausgefaulte Gülle: N–P–K	%	15,7–1,4–7,4	14,3–1,8–11,1

**Tafel 6.** Vergleich der Meßergebnisse von Großanlage und Laboranlage.

- [ 6 ] *Mertens, H.:* Untersuchungen der Abbauvorgänge und der Gasproduktion in einer Biogasanlage mit Hühnerkot in Heiligenberg. Diplomarbeit am Fachbereich Technisches Gesundheitswesen, Fachhochschule Gießen-Friedberg, Oktober 1981.
- [ 7 ] *Wikén, T.O.:* Über den Mechanismus des anaeroben bakteriellen Abbaus von Kohlehydrat, Eiweiß und Fett in Faulräumen. Schweizer Zeitschrift für Hydrologie, Bd. 19 (1957) S. 428/56.

## Maßnahmen zur Geräuschkürzung von Außenzahnrumpfen

Von Berthold Link, Braunschweig\*)

DK 631.372-82:621.664:628.517.2

Die dominierende Geräuschquelle einer Hydraulikanlage ist in der Regel die Verdrängerpumpe. Ihre Geräuschentwicklung ist bauartabhängig auf verschiedene Ursachen zurückzuführen. Bei Außenzahnrumpfen, die in Acker-

schleppern und Landmaschinen eingesetzt werden, dominieren die hydraulischen Geräuschursachen. Am Beispiel unterschiedlicher Zahnrumpfenbauformen wird der Einfluß der maßgeblichen Konstruktionsparameter auf das Pumpengeräusch erläutert. Auf den Einfluß der wichtigsten Betriebsparameter wird ebenfalls eingegangen. Außerdem wird auf die Möglichkeit der Geräuschkürzung durch Sekundärmaßnahmen hingewiesen.

### 1. Einleitung

Die Zahnrumppe nimmt in der Arbeitshydraulik von Landmaschinen und Ackerschleppern eine dominierende Stellung ein. Sie

\*) *Dipl.-Ing. B. Link* ist wissenschaftlicher Assistent am Institut für Landmaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H.J. Matthies) der Technischen Universität Braunschweig.

zeichnet sich durch ihre Robustheit, ihren relativ geringen Fertigungsaufwand sowie ihre hohe Energiedichte aus. Ausgehend von der einfachen Plattenpumpe mit einem Druckbereich bis zu 100 bar, führte die Entwicklung zur spaltkompensierten Hochdruckpumpe mit Drücken bis zu 300 bar. Die mit dem Druck stark ansteigende Geräuschentwicklung der Hydraulikanlagen wurde zunächst wenig beachtet. Bei Mobilmaschinen, wie beispielsweise dem Ackerschlepper, tritt sie gegenüber dem Motor- und Getriebegetöse auch nicht wesentlich in Erscheinung. Seitdem aber im Rahmen des Arbeits- und Umweltschutzes die Bestimmungen über zulässige Grenzwerte der Geräuschbelastung von Gesetzgebern und Berufsorganisationen verschärft werden, kommt der Herabsetzung der Hydraulikgeräusche besondere Bedeutung zu.

## 2. Geräuschursachen in Zahnradpumpen

Die dominierende Geräuschquelle einer Hydraulikanlage ist in der Regel die Verdrängerpumpe. Ihre Geräuschentwicklung ist auf hydraulische und mechanische Ursachen zurückzuführen. Bei Zahnradpumpen sind die mechanischen Geräusche wegen der hohen Fertigungsqualität der Zahnräder in der Regel nicht entscheidend [1].

Die hydraulischen Geräuschursachen sind in der Hauptsache

- Druckspitzen im Quetschöl,
- der Druckaufbau
- und die Hochdruckpulsation.

Ursache der Druckpulsation ist die Förderstromschwankung, die aus der Zahneingriffgeometrie resultiert. Die Druckpulsation ihrerseits regt über die Ölsäule alle nachgeschalteten Hydraulikelemente und angekoppelten Bauteile zu Schwingungen und damit zur Schallabstrahlung an. Für eine Senkung des Gesamtanlagegeräusches ist es also primär erforderlich, die Erzeugung der Druckpulsation kleinzuhalten. Als Sekundärmaßnahmen kommen zusätzliche Dämpfungselemente zur Unterbindung der Fortpflanzung der Druckpulsation in Betracht.

## 3. Untersuchte Pumpenbauformen

Der Großteil der heute in der Leistungshydraulik verwendeten Außenzahnradpumpen ist radial- und axialspaltkompensiert. Bei den spaltkompensierten Zahnradpumpen sind nach der Lage und Größe ihrer radialen Abdichtzone, dem Druckaufbaubereich, verschiedene Bauarten zu unterscheiden.

So erfolgt z.B. bei der Brillenpumpe die Abdichtung zwischen den Zahnrädern und Gehäuse zur Druckseite hin, womit sich ein sehr kurzer Druckaufbaubereich ergibt. Die konstruktiv einfacher ausgeführte Buchsenpumpe dichtet dagegen zur Saugseite ab. Dadurch wird ein größerer Druckaufbaubereich über mehrere Zahnteilungen ermöglicht. Bei der aus der Buchsenpumpe entwickelten Duopumpe fördern zwei Zahnradpaare gemeinsam auf die Hochdruckseite. Sie sind um eine halbe Zahnteilung gegeneinander verdreht und durch eine Zwischenplatte voneinander getrennt. Durch diese Bauweise verringert sich die Förderstrompulsation gegenüber der Standardpumpe auf ein Viertel.

Anhand dieser drei Pumpenbauarten, Tafel 1, lassen sich die konstruktiven und betriebstechnischen Einflüsse auf Druckpulsation und Geräuschentwicklung aufzeigen. Sämtliche Messungen wurden in einer reflexionsfreien Prüfstrecke durchgeführt, um Pulsationsüberlagerungen durch Reflexion zu vermeiden [2]. Dadurch sind die Ergebnisse zwar nicht unmittelbar auf ausgeführte Hydraulikanlagen übertragbar, ermöglichen aber einen guten Vergleich der drei Pumpenarten.

## 4. Konstruktive Maßnahmen zur Senkung von Druckpulsation und Pumpengeräusch

Wie schon erwähnt, ist die Druckpulsation der wichtigste geräusch-erzeugende Faktor in Pumpe und Anlage. Sie wird durch die För-

	Brillenpumpe	Buchsenpumpe	Duopumpe
geometrisches Hubvolumen $V$ $\text{cm}^3$	16	16	16
Zähnezahl	9	12	2 x 12
Profilverschiebungsfaktor $x$	0,41	0,078	0,078
Ungleichförmigkeitsgrad $\delta$ %	22,7	14	3,5

Tafel 1. Daten der untersuchten Pumpen.

derstrompulsation hervorgerufen und ist dieser direkt proportional, wie der Meßschriebvergleich in Bild 1 zeigt. Der Druckmeßschrieb hat den gleichen qualitativen Verlauf wie die Strömungspulsation  $\Delta v$ ; beide weisen die Form aneinandergereihter Parabelbögen auf. Die dazugehörigen Frequenzanalysen (jeweils rechts im Bild) zeigen ebenfalls eine deutliche Übereinstimmung in der Charakteristik der Amplitudenverteilung.

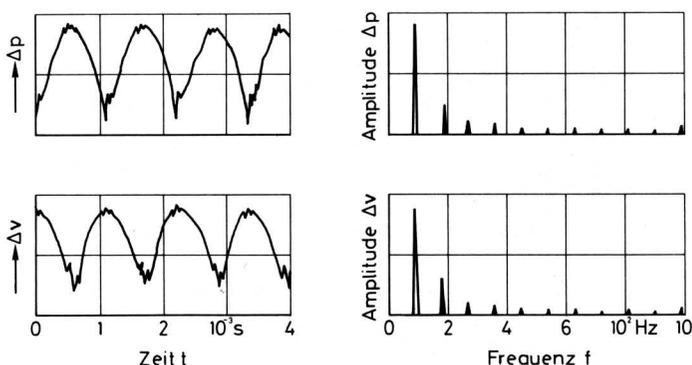
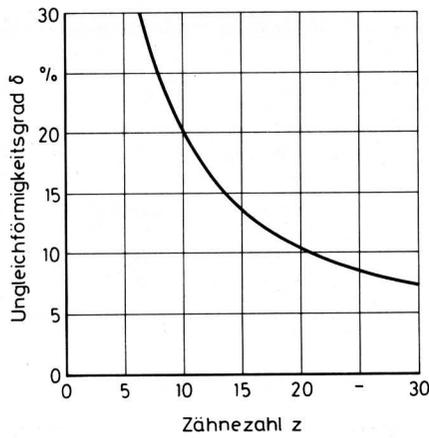


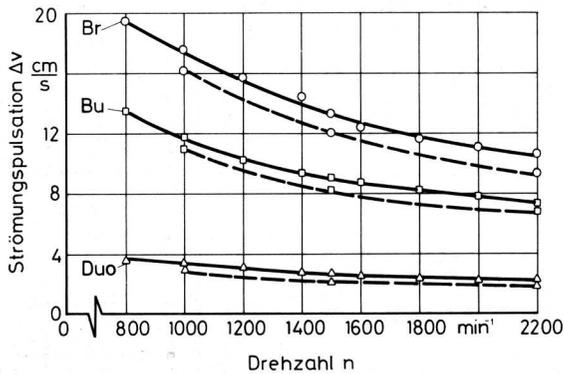
Bild 1. Pulsationsform (links) und Frequenzanalyse (rechts) der Strömungspulsation  $\Delta v$  (unten) und der Druckpulsation  $\Delta p$  (oben).

Zur Senkung des Pumpen- und Anlagengeräusches ist also primär die Förderstrompulsation zu vermindern. Diese hängt neben Eingriffswinkel und Profilverschiebungsfaktor hauptsächlich von der Zähnezahl ab [3]. Ein Maß für die theoretische Förderstrompulsation ist der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta = (\dot{V}_{\max} - \dot{V}_{\min}) / \dot{V}_m$ , der im Bild 2 für Außenzahnradpumpen als Funktion der Zähnezahl wiedergegeben ist. Durch eine Verdoppelung der Zähnezahl von z.B. 10 auf 20 Zähne kann der Ungleichförmigkeitsgrad um die Hälfte reduziert werden. Einer Erhöhung der Zähnezahl sind jedoch dadurch enge Grenzen gesetzt, daß bei gleichbleibender Bauart und gleichen Pumpenabmessungen das geometrische Hubvolumen zunehmend verringert wird. Anders ist das bei neuen günstigeren Pumpenbauarten, so kann durch das Duopumpenprinzip mit Außenzahnradpumpen erstmals ein ähnlich niedriger Ungleichförmigkeitsgrad wie bei den Innenzahnradpumpen erreicht werden.

Den Einfluß des Ungleichförmigkeitsgrades auf die Größe der Strömungspulsation zeigt Bild 3, in dem die Strömungspulsation in Abhängigkeit von der Pumpendrehzahl für die drei Pumpenbauarten aufgetragen ist, die sich hinsichtlich des Ungleichförmigkeitsgrades stark unterscheiden. Der Pulsationsverlauf der Brillenpumpe liegt wegen ihres großen Ungleichförmigkeitsgrades höher als bei der Buchsenpumpe, während die Werte der Duopumpe deutlich die bereits erwähnte Pulsationsverringern gegenüber der Buchsenpumpe aufzeigen. Die mit steigender Drehzahl abnehmenden Strömungsamplituden weisen auf die mit der Drehzahl ansteigende Dämpfung der Ölsäule hin, die sich hier wegen der Lage der Meßstelle in der Rohrleitung – 3 m hinter der Pumpe – sehr stark auswirkt.



**Bild 2.** Ungleichförmigkeitsgrad von Außenzahnradpumpen als Funktion der Zähnezahl (Profilverschiebungsfaktor  $x = 0$ ); nach Gutbrod [3].



**Bild 3.** Strömungspulsation in Abhängigkeit von der Drehzahl;  $\vartheta = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\nu = 21\text{ mm}^2/\text{s}$ .

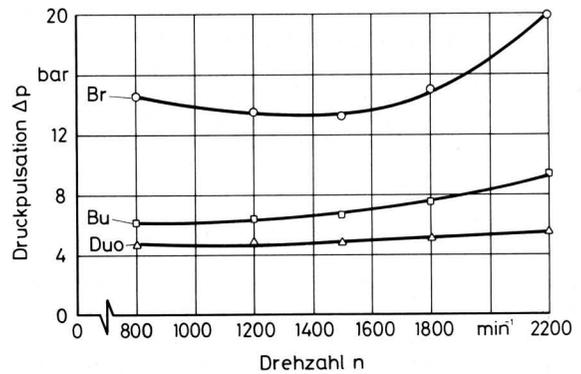
Br	Brillienpumpe	( $\delta = 22,7\%$ )	—	$p = 20\text{ bar}$
Bu	Buchsenpumpe	( $\delta = 14\%$ )	- - -	$p = 50\text{ bar}$
Duo	Duopumpe	( $\delta = 3,5\%$ )		

Ein Vergleich der Druckpulsationswerte der drei Pumpen läßt ebenfalls die erwarteten Unterschiede erkennen, **Bild 4**. Die Werte der Brillienpumpe liegen wieder deutlich über denen von Buchsen- und Duopumpe, wobei hier allerdings diese beiden Pumpenbauarten dichter beieinanderliegen als zuvor bei der Strömungspulsation. Das läßt den Schluß zu, daß neben der Strömungspulsation auch andere Faktoren Einfluß auf die Druckpulsation haben. Hierüber können Frequenzanalysen einen genaueren Aufschluß geben, **Bild 5**. Am ausgeprägtesten ist in der Regel die Grundfrequenz, während die Amplituden der Oberschwingungen mit steigender Ordnung abnehmen. Bei der Brillienpumpe ist jedoch nach der 4. Schwingung wieder eine Amplitudenzunahme zu beobachten. Das bedeutet, daß der geometrischen Anregung eine hochfrequente Störschwingung überlagert ist. Diese Störschwingung resultiert hier aus der schlechteren Vorkompression infolge des extrem kurzen Druckaufbaubereiches.

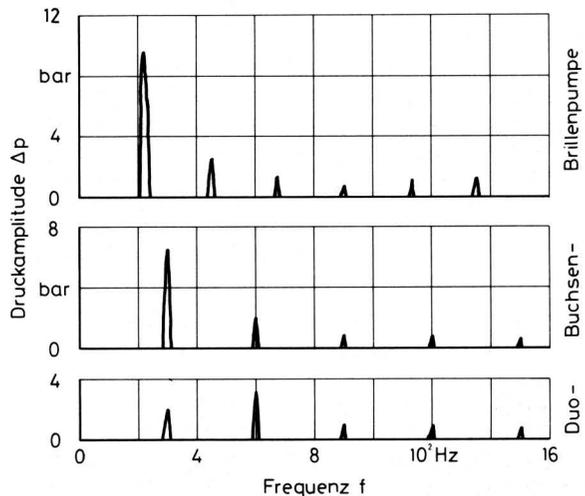
Bei der Duopumpe hingegen ist der atypische Verlauf auf die Pulsationsüberlagerung ihrer beiden Teilölströme zurückzuführen.

Neben der Strömungspulsation haben Lage und Anordnung des Druckaufbaubereiches ebenfalls einen nicht unerheblichen Einfluß auf Druckpulsation und Geräuschentwicklung. So ist ein kurzer Druckaufbaubereich — wie z.B. bei der Brillienpumpe — ungünstiger als ein langer Druckaufbaubereich über mehrere Zahnteilungen. Ein weicher Druckaufbau ermöglicht eine bessere Füllung der Zahnücken und somit eine gute Vorkompression.

Die dritte bereits genannte Geräuschursache in Zahnradpumpen sind Druckspitzen des Quetschöls, die beim Doppeleingriff der Zahnräder entstehen. Durch eine geeignete Anordnung von Entlastungsnuten und eine gleichzeitige Optimierung der hydraulischen Eingriffslänge können sie aber weitgehend vermieden werden.



**Bild 4.** Druckpulsation in Abhängigkeit von der Drehzahl;  $\vartheta = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\nu = 21\text{ mm}^2/\text{s}$ ,  $p = 150\text{ bar}$ .



**Bild 5.** Frequenzanalysen der Druckpulsation;  $\vartheta = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\nu = 21\text{ mm}^2/\text{s}$ ,  $p = 150\text{ bar}$ ,  $n = 1500\text{ min}^{-1}$ .

## 5. Einflüsse der Betriebsparameter auf Druckpulsation und Pumpengeräusch

Neben der Kenntnis darüber, inwieweit Druckpulsation und Geräuschentwicklung bauartabhängig sind, ist es für den Anwender von Zahnradpumpen ebenso wichtig zu wissen, welche Einflüsse von den Betriebsparametern ausgeübt werden. Die wichtigsten Betriebsparameter sind hierbei

- Pumpendrehzahl,
- Betriebsdruck und
- Ölviskosität bzw. Öltemperatur.

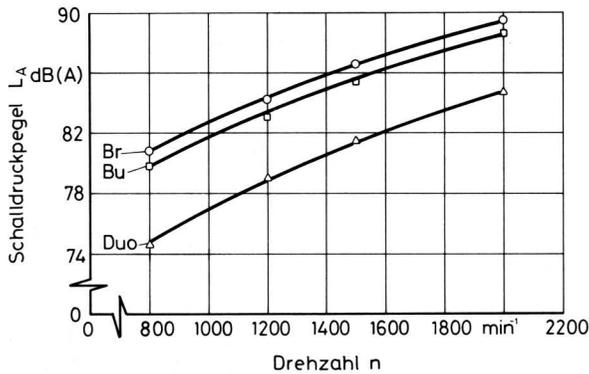
Sie sind innerhalb gewisser Grenzen frei wählbar und werden bei der Planung der Hydraulikanlage festgelegt.

### 5.1 Drehzahl

Eine Erhöhung der Pumpendrehzahl bewirkt am Pumpenausgang eine proportionale Vergrößerung der Strömungspulsation, wodurch gleichzeitig auch die Druckpulsation ansteigt. Dieser Anstieg erfolgt je nach Pumpenbauart in unterschiedlicher Stärke, **Bild 4**. Theoretisch müßte die Druckpulsationszunahme propor-

tional dem jeweiligen Ungleichförmigkeitsgrad erfolgen, was bei Buchsen- und Duopumpe auch der Fall ist. Dagegen nimmt die Druckpulsation der Brillenpumpe bis zu einer Drehzahl von etwa  $1500 \text{ min}^{-1}$  ab und zeigt erst danach den erwarteten Anstieg, der entsprechend ihrem Ungleichförmigkeitsgrad stärker als bei den anderen Pumpen erfolgt. Da die Brillenpumpe bei niedrigen Drehzahlen gleichzeitig einen ausgeprägten Abfall des volumetrischen Wirkungsgrades aufweist, ist hier ein Lecköleffekt zu vermuten, der eine Vergrößerung der Strömungspulsation verursacht.

Die drehzahlabhängige Zunahme der Druckpulsation (theoretisch der Drehzahl proportional) führt zu einem entsprechenden Geräuschanstieg. **Bild 6** gibt die Ergebnisse von Schalldruckmessungen wieder, die in 5 cm Abstand vom Pumpengehäuse vorgenommen wurden. Alle drei Pumpen zeigen den erwarteten drehzahlproportionalen Anstieg. Die Werte der Duopumpe liegen 4 dB(A) unter denen der beiden anderen Pumpen, die sich hier nur um 1 dB(A) unterscheiden. In anderen Betriebspunkten (Druck, Temperatur) ergeben sich teilweise größere Unterschiede. Bei vollständigen Hydraulikanlagen wird die Buchsenpumpe wegen ihrer geringeren Druckpulsation deutlich niedrigere Geräusche verursachen.

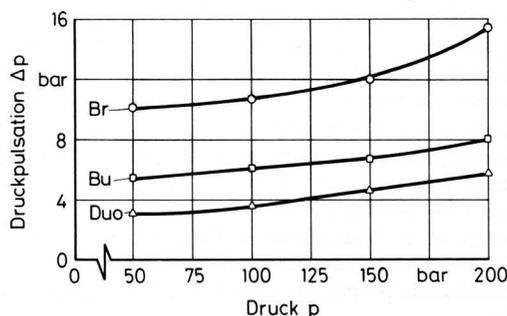


**Bild 6.** Schalldruckpegel als Funktion der Drehzahl;  $\vartheta = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\nu = 21 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,  $p = 150 \text{ bar}$ .

## 5.2 Betriebsdruck

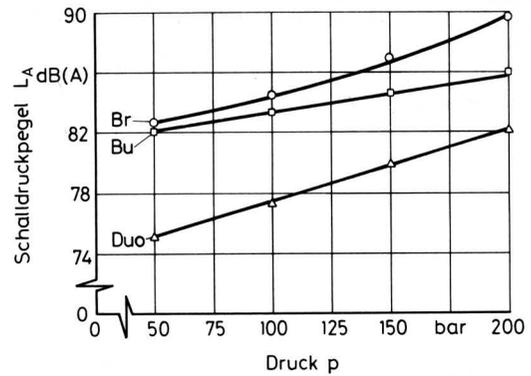
Auch der Betriebsdruck einer Hydraulikanlage beeinflusst maßgeblich die Höhe von Druckpulsation und Geräuschabstrahlung, die im allgemeinen mit dem Druck zunehmen, **Bild 7**. Buchsen- und Duopumpe haben einen praktisch linearen Anstieg. Dagegen weist die Brillenpumpe eine progressive Zunahme auf. Die Ursache hierfür liegt mit im kurzen Druckaufbaubereich und der schlechteren Vorkompression.

Ein Druckanstieg führt außer zu einer Zunahme der Druckpulsation auch zu einer Geräuschzunahme, **Bild 8**, die fast linear erfolgt. Auffällig ist hier aber der flachere Anstieg in der Kurve der Buchsenpumpe. Die zunächst nahe beieinanderliegenden Werte



**Bild 7.** Druckpulsation in Abhängigkeit vom Betriebsdruck;  $\vartheta = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\nu = 21 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ .

von Brillen- und Buchsenpumpe unterscheiden sich daher bei 200 bar sehr deutlich. Das Geräuschniveau der Duopumpe liegt auch hier wieder weit unter dem der anderen Pumpen.



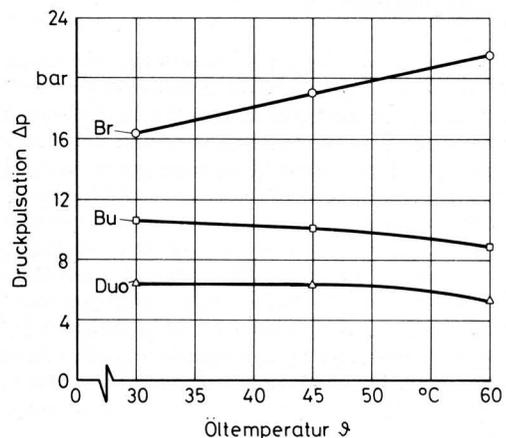
**Bild 8.** Schalldruckpegel in Abhängigkeit vom Betriebsdruck;  $\vartheta = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\nu = 21 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ .

## 5.3 Ölviskosität

Außer Drehzahl und Druck ist auch der Einfluß von Öltemperatur und Ölviskosität zu berücksichtigen. Diese Größen sind sowohl für die Lecköverluste als auch für den Kompressionsvorgang von Bedeutung. Die Ölviskosität nimmt bekanntlich bei steigenden Temperaturen ab. Eine hohe Viskosität mindert zwar Lecköverluste, verschlechtert aber gleichzeitig die Vorkompression und führt zu erhöhten Reibungsverlusten. Eine niedrige Ölviskosität hat entsprechende gegenteilige Auswirkungen.

Im **Bild 9** ist die Druckpulsation über der Öltemperatur aufgetragen – Meßwerte jeweils für drei Stützstellen. Die Brillenpumpe zeigt eine sehr starke Pulsationszunahme bei steigenden Temperaturen. Wegen des im Vergleich zu den anderen Pumpen schlechteren volumetrischen Wirkungsgrades der Brillenpumpe steigen die Lecköverluste bei hohen Temperaturen und dementsprechend niedrigen Ölviskositäten. Die wegen der Druckpulsation und der sich periodisch ändernden Spaltgeometrie ebenfalls schwankende Leckölströmung verstärkt somit die Förderstrompulsation. Dies führt trotz besserer Vorkompression zu einer Druckpulsationszunahme bei abfallender Ölviskosität.

Buchsen- und Duopumpe zeigen das entgegengesetzte Verhalten. Bei ihnen überwiegt eindeutig der Einfluß der besseren Vorkompression gegenüber den Lecköverlusten. Hierfür sind der bessere volumetrische Wirkungsgrad sowie der große Druckaufbaubereich verantwortlich. Durch eine niedrige Ölviskosität wird hier die Vorkompression so stark verbessert, daß dadurch die Druckpulsation reduziert wird.



**Bild 9.** Druckpulsation in Abhängigkeit von der Öltemperatur;  $p = 200 \text{ bar}$ ,  $n = 1900 \text{ min}^{-1}$ .

Den Einfluß der Öltemperatur auf das Pumpengeräusch zeigt Bild 10. Der Schalldruckpegel der Duopumpe bleibt unabhängig von der Öltemperatur nahezu konstant. Dagegen weisen Buchsen- und Brillenpumpe bei einer Öltemperatur von 45 °C deutlich kleinere Werte als bei 30 und 60 °C auf. Diese Tendenz konnte in anderen Betriebspunkten auch bei der Duopumpe beobachtet werden. Hieraus wird ersichtlich, daß das Pumpengeräusch durch den Betrieb bei optimaler Ölviskosität zusätzlich reduziert werden kann.

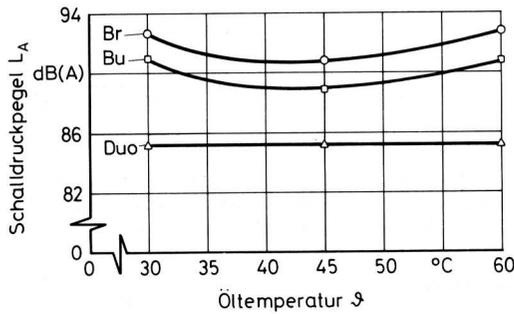


Bild 10. Schalldruckpegel in Abhängigkeit von der Ölzulauftemperatur;  $p = 200 \text{ bar}$ ,  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ .

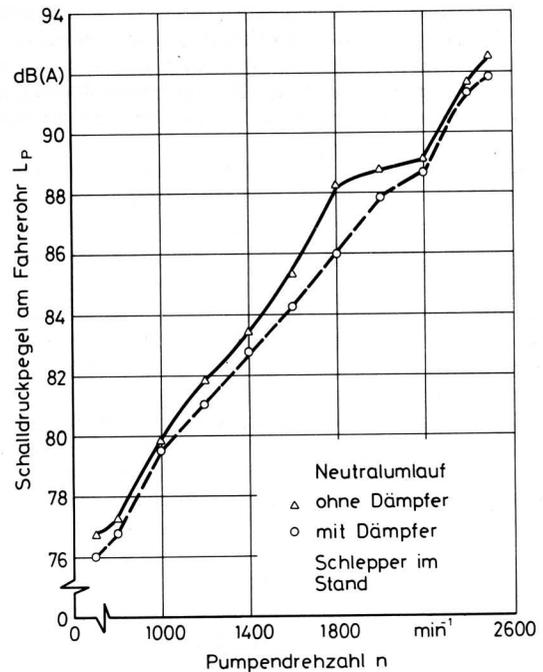


Bild 11. Schalldruckpegel eines Ackerschleppers, gemessen am Fahrerohr; nach Harms [4].

#### 5.4 Betriebstechnische Maßnahmen zur Geräuschminderung

Insgesamt zeigt sich für alle drei untersuchten Parameter (Druck, Drehzahl und Ölviskosität) ein deutlicher Einfluß auf Pumpengeräusch und Druckpulsation, die bei zunehmender Drehzahl und steigendem Druck stark anwachsen. Dagegen führen sowohl zu hohe als auch zu niedrige Ölviskositäten zu einer Geräuschzunahme.

Für eine Geräuschminderung auf dem Wege der Drehzahlreduzierung oder Druckabsenkung wird bei gleicher übertragbarer Leistung eine größere Pumpe benötigt. Ein Teil der dadurch erreichbaren Geräuschreduzierung wird durch die dann größere Pumpenoberfläche wieder zunichte gemacht. Soll die Pumpe aus Geräuschgründen im Bereich der günstigsten Ölviskosität betrieben werden, so müssen sicherlich erhöhte Anforderungen an die Ölkühlung gestellt werden.

#### 6. Pulsationsabbau und Geräuschminderung durch sekundäre Maßnahmen

Ist eine Geräuschminderung mit Hilfe der genannten Maßnahmen nicht im erstrebten Umfang möglich, so müssen Sekundärmaßnahmen zur Senkung des Anlagengeräusches durchgeführt werden. Hierzu bieten sich Speicher, Dehnschläuche und Reflexionsdämpfer an. Durch den Einbau eines Reflexionsdämpfers in die Hydraulikanlage eines Ackerschleppers konnte der Schalldruckpegel bei drucklosem Umlauf um ca. 8 bis 10 dB(A) abgebaut werden. Das Gesamtgeräusch am Fahrerohr verminderte sich im ganzen Drehzahlbereich im Stand um etwa 1 dB(A), Bild 11. Diese Minderung dürfte bei Belastung des Hydraulikkreises noch größer sein. So konnte z.B. durch den Einbau eines ähnlichen Dämpfers in die Hydraulikanlage eines Hydrobaggers gerade bei hohem Systemdruck eine Verminderung des Gesamtgeräusches um 7 bis 8 dB(A) erreicht werden [4].

#### 7. Zusammenfassung

Die Geräuschentwicklung von Zahnradpumpen läßt sich zurückführen auf Druckspitzen im Quetschöl, auf den Druckanstieg in der Zahnflanke und besonders auf die Druckpulsation. Für das Gesamtgeräusch der Anlage ist im wesentlichen die Druckpulsation verantwortlich. Daher kommt ihrer Verringerung besondere Bedeutung zu. Pumpengeräusch und Druckpulsation können außerdem durch die in gewissen Grenzen frei wählbaren Betriebsparameter Druck, Drehzahl und Ölviskosität beeinflusst werden. Zusätzliche Sekundärmaßnahmen helfen beim Abbau der Druckpulsation in der Anlage und vermindern die Weiterleitung des Schalls in der Flüssigkeit.

Bei der Auswahl von Pumpenbauart und -größe sind neben dem Geräuschverhalten weitere Kriterien, wie z.B. Wirkungsgrad, Lebensdauer und Kosten, zu berücksichtigen. Da das Gesamtmaschinen-geräusch aber auch von der Stärke der sonstigen Schallquellen abhängt, sollte neben der Minderung des Hydraulikgeräusches auch eine Senkung der übrigen Geräusche angestrebt werden.

#### Schrifttum

- [ 1 ] Fricke, H.-J.: Neue Wege der Geräuschsenkung bei Außenzahnradpumpen. o + p, "ölhydraulik und pneumatik" Bd. 21 (1977) Nr. 10, S. 709/11.
- [ 2 ] Hoffmann, D.: Betriebsverhalten und Einsatzmöglichkeiten verschiedener Zahnradpumpenbauarten. Grundl. Landtechnik Bd. 24 (1974) Nr. 2, S. 51/55.
- [ 3 ] Gutbrod, W.: Die Druckpulsation von Außen- und Innenzahnradpumpen und deren Auswirkungen auf das Pumpengeräusch. Diss. Univ. Stuttgart 1974.
- [ 4 ] Harms, H.-H.: Maßnahmen zur Geräuschminderung in Hydraulikanlagen von Ackerschleppern. Grundl. Landtechnik Bd. 29 (1979) Nr. 6, S. 196/201.