

Betriebsverhalten und Einsatzmöglichkeiten verschiedener Zahnradpumpenbauarten

Von Dieter Hoffmann, Braunschweig *)

DK 631.372:621.664:62 - 822

Zahnradpumpen nehmen für einfache hydrostatische Antriebe aufgrund hoher Energiedichte, Robustheit und geringen Fertigungsaufwandes eine dominierende Stellung ein. Es besteht ein Trend zu höheren Drücken und geräuscharmer Arbeitsweise. Hohe Arbeitsdrücke erreicht man durch druckabhängigen Spaltausgleich, Geräuscharmheit durch gezielt langsamen Druckaufbau und durch den Einsatz von Innenverzahnungen. Die Haupteinsatzgebiete der verschiedenen Bauarten werden genannt.

1. Einleitung

Die dominierende Stellung der Zahnradpumpe als Druckerzeuger für hydrostatische Systeme ist eng verbunden mit der Entwicklung von der einfachen Plattenpumpe mit einem Druckbereich kleiner als 100 bar zu einer spaltkompensierten Hochdruckpumpe mit einem Druckbereich bis zu 300 bar. Hierbei stand zunächst der Gesichtspunkt geringer Verluste und hoher Wirkungsgrade im Vordergrund. Der mit dem Druck stark ansteigende Geräuschpegel wurde zunächst wenig beachtet. Maßnahmen zur Geräuschminderung traten erst mit dem wachsenden Umweltbewußtsein der letzten Jahre in den Mittelpunkt der Entwicklung. Eine wichtige Maßnahme zur Senkung des Geräuschpegels ist die Verringerung der Pulsation des Ölstromes. Einige Hersteller halten dabei an der preisgünstigen Außenverzahnung fest; andere dagegen entwickeln Innenzahnradpumpen, die zwar aufwendiger sind, aber schon aufgrund der Geometrie des Zahneingriffs mehr Erfolg versprechen. In der vorliegenden Arbeit werden vier für die verschiedenen Bauarten typische Pumpen bezüglich Wirkungsgrad, Pulsation und Herstellungsaufwand miteinander verglichen. Außerdem werden die Haupteinsatzgebiete der verschiedenen Bauarten genannt.

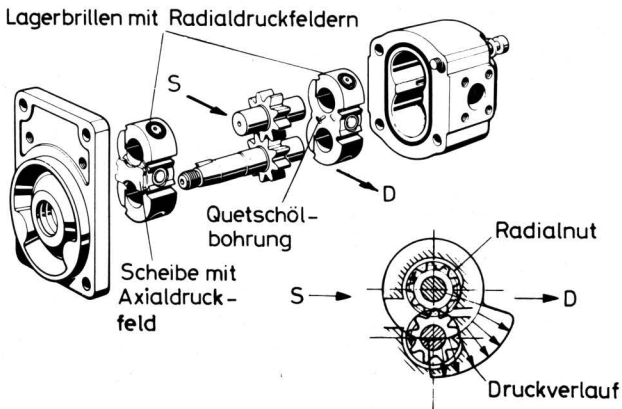


Bild 1. Konstruktiver Aufbau von Pumpe 1. (Brillenpumpe der Fa. Bosch)

*) Dipl.-Ing. Dieter Hoffmann ist wissenschaftlicher Assistent am Institut für Landmaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H.J. Matthies) der TU Braunschweig.

2. Aufbau und Funktion der untersuchten Pumpen

Die vier Pumpen sind durch unterschiedliche Grundmerkmale gekennzeichnet:

Pumpe 1, in Bild 1 dargestellt, hat eine Außenverzahnung mit Evolventenprofil. Sowohl die Axialspalte als auch die Radialspalte werden durch definierte Druckfelder in den Lagerbrillen gesteuert. Die Hochdruckzone ist aufgrund von Radialnuten im Gehäuse sehr klein, so daß die Lagerbelastung gering bleibt und die Dichtlängen kurz sind. Ungünstig bezüglich der Geräuschkentwicklung ist hier der plötzliche Druckaufbau.

Pumpe 2, Bild 2, hat ebenfalls eine Außenverzahnung mit Evolventenprofil. Die Axialspalte werden auch hier durch definierte Druckfelder zwischen Lagerbuchsen und Gehäuse gesteuert. Im Gegensatz zu Pumpe 1 stellen sich die Radialspalte durch die druckbedingte exzentrische Verlagerung der Zahnräder so ein, daß sie nahe der Saugseite fast Null sind und zur Druckseite hin kontinuierlich zunehmen. Hierdurch erreicht man eine definierte Ölrückströmung und einen allmählichen Druckaufbau. Allerdings sind die Lagerbelastung und die Dichtlängen größer als bei Pumpe 1.

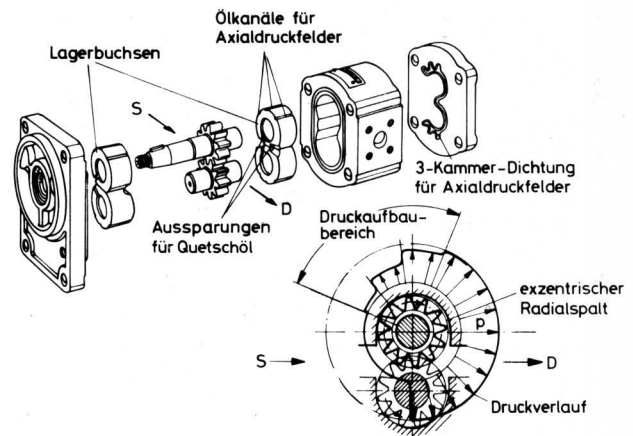


Bild 2. Konstruktiver Aufbau von Pumpe 2. (Buchsenpumpe der Fa. Bosch)

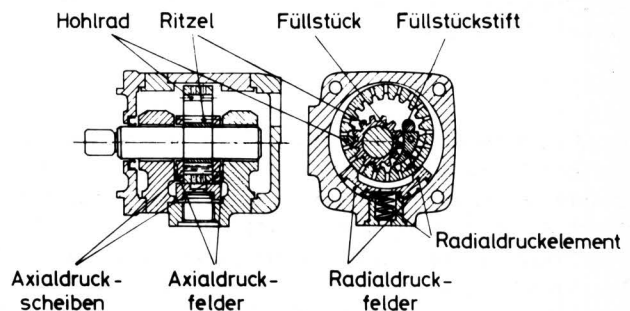


Bild 3. Konstruktiver Aufbau von Pumpe 3. (Innenzahnradpumpe der Fa. Eckerle)

Pumpe 3, **Bild 3**, hat eine Innenverzahnung mit Evolventenprofil. Sowohl die Axialspalte als auch die Radialspalte werden durch definierte Druckfelder gesteuert. Vorteilhaft gegenüber den Pumpen 1 und 2 ist die geringe Pulsation des Förderstromes, bedingt durch die gleichgerichtete Krümmung von Hohlrund und Ritzel. Diese Innenzahnradpumpe ist allerdings durch den höheren Material- und Fertigungsaufwand teurer als die außenverzahnten Pumpen 1 und 2.

Für Pumpe 4, **Bild 4**, wird eine empirisch ermittelte Innenverzahnung verwendet, welche nach Angaben des Herstellers bezüglich der Pulsation günstiger ist als eine Evolventenverzahnung. Die Einsatzmöglichkeit für Hochdruck wird hier nicht wie bei den anderen Pumpen durch Spaltkompensation erreicht, sondern durch die Reihenschaltung zweier Verzahnungsstufen. Vorteilhaft ist die geringe Förderstrompulsation, nachteilig der schlechte Wirkungsgrad und die höheren Herstellungskosten.

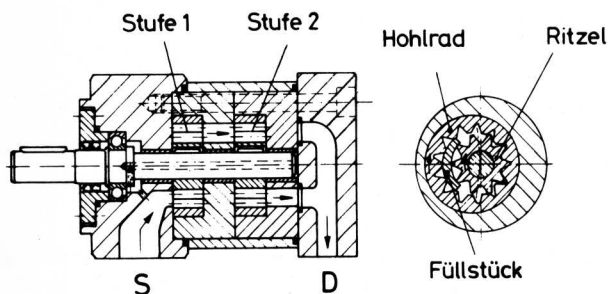


Bild 4. Konstruktiver Aufbau von Pumpe 4. (Innenzahnradpumpe der Fa. Bucher)

3. Wirkungsgradkennfelder

Die Verlustleistung und der Wirkungsgrad einer Pumpe sind für die Projektierung und den Betrieb einer Anlage von Bedeutung. Wird eine bestimmte hydraulische Leistung benötigt, so muß die mechanische Antriebsleistung um den Betrag der Verlustleistung größer gewählt werden. Außerdem muß die Verlustleistung in Form von Wärme an die Umgebung abgeführt werden.

Den besten Überblick über den Verlauf des Wirkungsgrades in Abhängigkeit von Betriebsdruck und Förderstrom gibt das Wirkungsgradkennfeld. Es gibt Aufschluß über den Gesamtwirkungsgrad (Linien $\eta = \text{const}$) und über den Förderstromverlauf bei gegebener Drehzahl (Linien $n = \text{const}$) in Abhängigkeit vom Arbeitsdruck.

Pumpe 1, **Bild 5**, erreicht im gesamten Arbeitsbereich sehr gute Wirkungsgrade mit Spitzenwerten von 96 %. Die volumetrischen Verluste sind klein aufgrund der druckgesteuerten Spalteinstellung und der kurzen Dichtlängen, und die mechanischen Verluste bleiben niedrig wegen der geringen Lager- und Zahnreibung aufgrund des kleinen Hochdruckgebietes.

Pumpe 2, **Bild 6**, erreicht insgesamt geringere Wirkungsgrade als die Pumpe 1. Die Spitzenwerte liegen bei etwa 90 %. Die volumetrischen Verluste sind auch hier klein, denn der Förderstrom fällt mit wachsendem Druck nur wenig ab. Der schlechtere Gesamtwirkungsgrad ist auf höhere Reibungsverluste zurückzuführen. Diese sind bedingt durch die höhere Lagerbelastung aufgrund des großen Hochdruckgebietes und durch sehr starke Spaltverengung mit wachsendem Druck.

Die Wirkungsgrade von Pumpe 3, **Bild 7**, liegen zwischen den Werten von Pumpe 1 und Pumpe 2. Sie erreichen Spitzenwerte von etwa 92 %. Hier läßt sich sagen, daß die volumetrischen Verluste und die hydraulisch-mechanischen Verluste etwa ausgeglichen sind.

Pumpe 4, **Bild 8**, hat von den vier untersuchten Pumpen die niedrigsten Wirkungsgrade. Der Spitzenwert liegt bei etwa 82 %. Die volumetrischen Verluste sind größer, weil bei der Plattenbauweise die Spaltweiten aufgrund der Elastizität der Pumpenteile mit wachsendem Druck ansteigen und die mechanischen Reibungsverluste sind höher, weil zwei Zahnradstufen erheblich größere Reibflächen haben als eine Zahnradstufe.

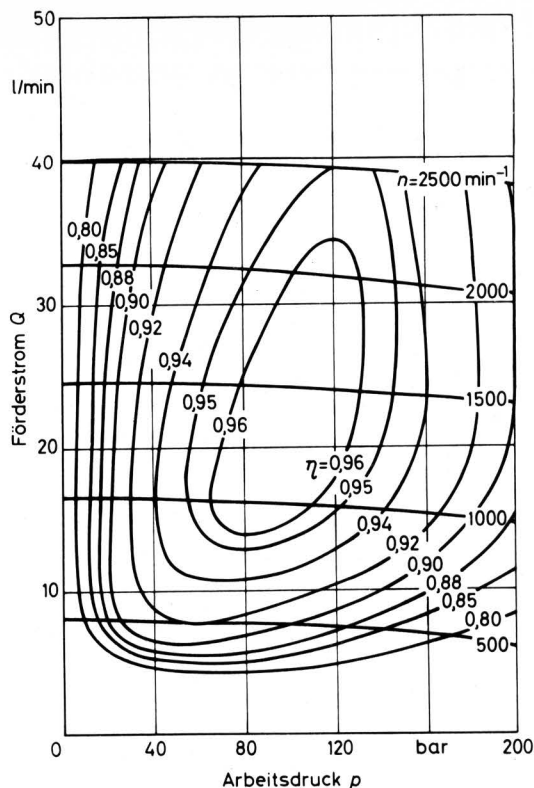


Bild 5. Wirkungsgradkennfeld von Pumpe 1. $\vartheta = 60^\circ \text{C}$; $\nu = 20 \text{ cSt}$

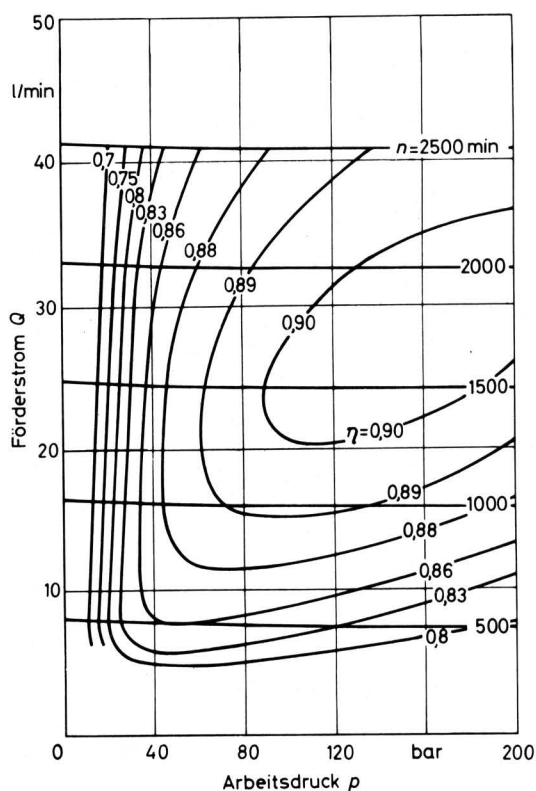


Bild 6. Wirkungsgradkennfeld von Pumpe 2. $\vartheta = 60^\circ \text{C}$; $\nu = 20 \text{ cSt}$

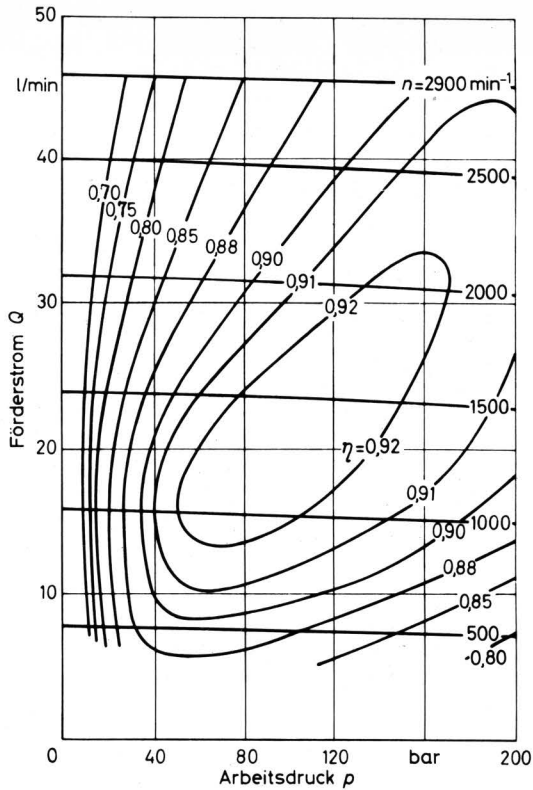


Bild 7. Wirkungsgradkennfeld von Pumpe 3.
 $\vartheta = 60^\circ \text{C}$; $\nu = 20 \text{ cSt}$

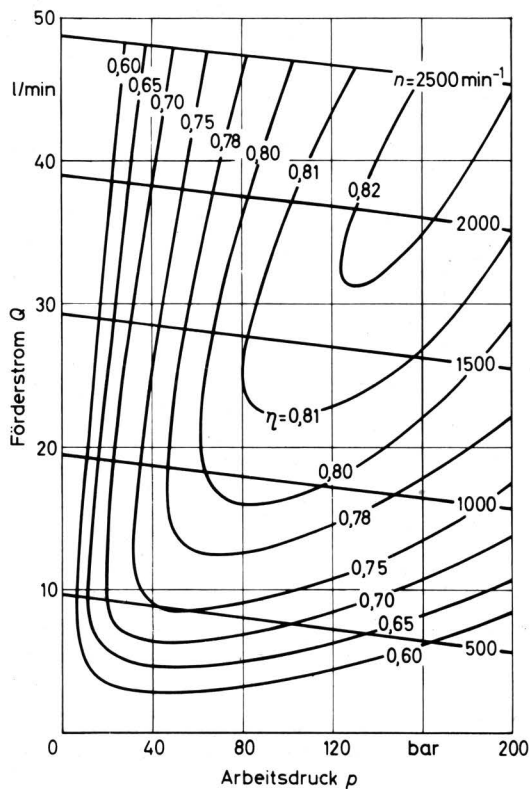


Bild 8. Wirkungsgradkennfeld von Pumpe 4.
 $\vartheta = 60^\circ \text{C}$; $\nu = 20 \text{ cSt}$

4. Druckpulsationen

Die Druckpulsation hinter der Pumpe wird in erster Linie durch die Schwankungen des Förderstromes hervorgerufen, die ihrerseits bedingt sind durch die endliche Anzahl der Verdrängerelemente. Die Größe der Schwankungen ist abhängig von der Verzahnungsgeometrie und läßt sich anhand der Verzahnungsdaten berechnen [1]. Qualitativ ist der Verlauf des relativen Förderstroms eine Funktion aus aneinandergereihten Parabelbögen, quantitativ wird er bestimmt durch den Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_m}$$

worin Q_{\max} den maximalen, Q_{\min} den minimalen und Q_m den mittleren Förderstrom bezeichnet.

Für die Pumpen 1 ÷ 3 hat der Ungleichförmigkeitsgrad folgende Werte:

Pumpe 1	$\delta = 16,3 \%$
Pumpe 2	$\delta = 12,9 \%$
Pumpe 3	$\delta = 3,2 \%$

Bei den außenverzahnten Pumpen-1 (9 Zähne) und 2 (12 Zähne) hat die Zähnezahl einen großen Einfluß, und es ist klar zu erkennen, daß die Innenverzahnung aufgrund der gleichgerichteten Krümmung von Hohlrad und Ritzel bezüglich der Förderstromschwankung erhebliche Vorteile bietet.

Daß zwischen der Förderstromschwankung und der Druckschwankung ein eindeutiger Zusammenhang besteht, zeigt ein Vergleich der Druckschriebe mit den theoretisch ermittelten Werten des Förderstroms, **Bild 9**. Das physikalische Gesetz

$$p \sim v \sim Q$$

ist hier eindeutig zu erkennen.

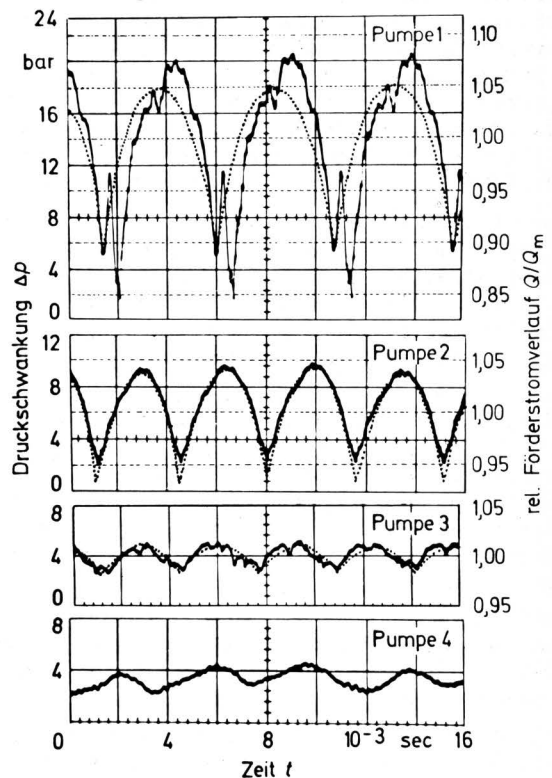


Bild 9. Förderstrom- und Druckschwankungen der Pumpen 1 ÷ 4.
 $\vartheta = 60^\circ \text{C}$; $\nu = 20 \text{ cSt}$; $n = 1500 \text{ min}^{-1}$; $p = 180 \text{ bar}$

Einen exakten Zusammenhang zwischen Förderstrom- und Druckpulsation erhält man natürlich nur dann, wenn man Überlagerungen der direkt erzeugten Druckwellen mit reflektierten Druckwellen vermeidet. Für die durchgeführten Untersuchungen wurde deshalb eine reflexionsfreie Rohrleitung verwendet. Ohne diese Maßnahme können die Ergebnisse total verfälscht werden und besitzen wenig Aussagekraft.

Anhand der Schriebe in Bild 9 erhält man zwar schnell einen guten optischen Eindruck von der Druckpulsation, eine exakte Auswertung ist jedoch erst anhand von Frequenzanalysen möglich. Eine Auswahl der Ergebnisse ist in den Bildern 10 ÷ 13 zusammengestellt. Man sieht, daß nur bei der Grundfrequenz, dem Produkt aus Drehzahl und Zähnezahl, und deren Vielfachen Amplitudenanteile vorhanden sind. Ferner ist zu erkennen, daß die Amplituden mit dem Arbeitsdruck und der Drehzahl ansteigen.

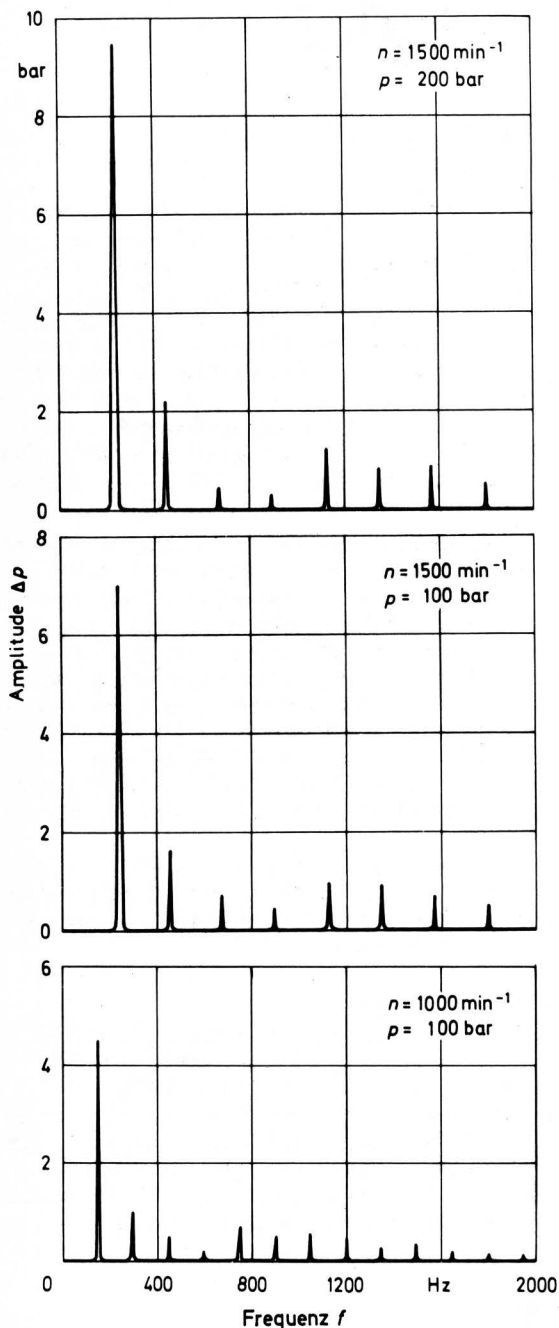


Bild 10. Frequenzanalysen von Pumpe 1.
 $\vartheta = 60^\circ \text{ C}$; $\nu = 20 \text{ cSt}$

Zur Beurteilung dieser Schriebe muß man die Frequenzanalyse für den theoretischen Verlauf des Förderstroms, d.h. die Frequenzanalyse für die aneinandergereihten Parabelbögen kennen. Die Amplituden der Grund- und Oberschwingungen dieser Funktion sind umgekehrt proportional dem Quadrat ihrer Ordnung, d.h.

$$A_1 = \frac{1}{1^2}; A_2 = \frac{1}{2^2}; A_3 = \frac{1}{3^2} \dots$$

Zeigen die gemessenen Frequenzanalysen nicht diese Tendenz, so folgt die tatsächliche Förderstromschwankung nicht dem mathematischen Gesetz. Die Frequenzanalysen von Pumpe 1, Bild 10, zeigen bis zur 4. Schwingung etwa die zu erwartende Gesetzmäßigkeit; danach steigen die Amplituden jedoch wieder an. Man kann daraus schließen, daß der geometrischen Anregung eine hochfrequente Störschwingung überlagert ist. Diese hochfrequente Störschwingung resultiert hier aus der mangelnden Vorkompression infolge der kurzen Druckaufbauphase. Beim Öffnen einer Zahnkammer zum Hochdruckraum hin tritt kurzzeitig eine Rückströmung auf, die den Förderstrom unter den geometrisch bedingten Wert sinken läßt und dadurch einen kurzzeitigen Druckabfall verursacht. Dies ist in Bild 9 oben eindeutig zu erkennen.

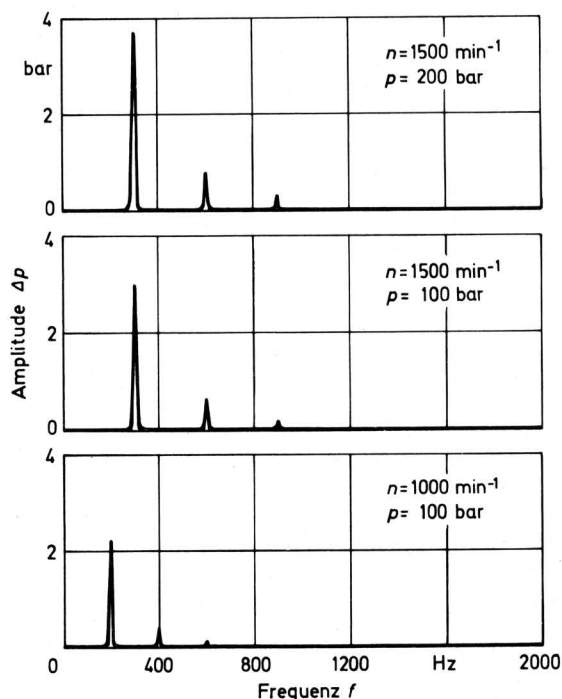


Bild 11. Frequenzanalysen von Pumpe 2.
 $\vartheta = 60^\circ \text{ C}$; $\nu = 20 \text{ cSt}$

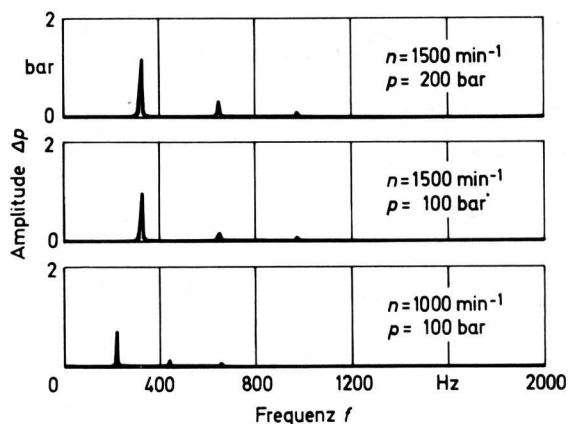


Bild 12. Frequenzanalysen von Pumpe 3.
 $\vartheta = 60^\circ \text{ C}$; $\nu = 20 \text{ cSt}$

Bei den anderen 3 Pumpen, s.a. Bild 11 ÷ 13, wurden keine hochfrequenten Störungen gemessen. Man kann annehmen, daß die Rückströmung in der Druckaufbauphase hier so groß ist, daß eine ausreichende Vorkompression erfolgt.

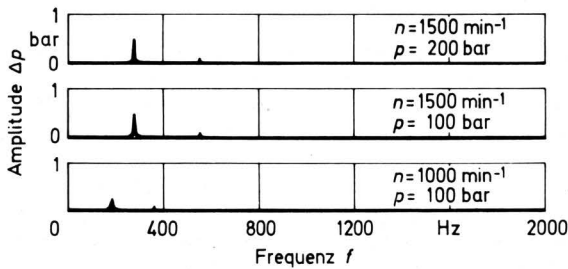


Bild 13. Frequenzanalysen von Pumpe 4.

$\vartheta = 60^\circ \text{C}$; $\nu = 20 \text{ cSt}$

Die Grundamplituden der Pumpen 1, 2 und 3 verhalten sich, wie nicht anders zu erwarten war, etwa entsprechend ihrer geometrischen Ungleichförmigkeit und die Grundamplitude von Pumpe 4 liegt noch unterhalb des Wertes der Pumpe 3. Addiert man nun für jede Pumpe die Amplitudenwerte $A_1, A_2, A_3 \dots$ der fünf insgesamt durchgeführten Frequenzanalysen, um auf diese Weise das unterschiedliche Verhalten bei verschiedenen Betriebsbedingungen zu berücksichtigen, so erhält man folgende Werte:

Pumpe 1	60 bar
Pumpe 2	20 bar
Pumpe 3	5 bar
Pumpe 4	2,5 bar.

Diese Werte sagen zwar aus, daß zwischen den Pumpen große Unterschiede bestehen, sie sind für die Praxis zur Beurteilung einer Pumpe bezüglich der Geräuscentwicklung infolge von Druckschwankungen jedoch unzureichend. Aus diesem Grunde sollen, wie in der Akustik, die Logarithmen der Relativwerte gebildet werden. Man erhält dadurch Differenzwerte mit dem Maßstab des Dezibels.

Zwischen Pumpe 1 und Pumpe 2 etwa 10 dB
 Zwischen Pumpe 2 und Pumpe 3 etwa 12 dB
 Zwischen Pumpe 3 und Pumpe 4 etwa 6 dB.

Diese Werte bilden sicher eine gute Grundlage für die Beurteilung der zu erwartenden Schallabstrahlung eines Hydrauliksystems, sie müssen aber mit gemessenen Werten nicht genau übereinstimmen. Sie berücksichtigen weder die Schallabstrahlung durch die Pumpenoberfläche selbst noch die Körperschallübertragung, sondern nur die Weiterleitung der Schwingungen durch die Ölsäule. Bekanntlich hat ja gerade die Weiterleitung des Körperschalls auf große Oberflächen sehr nachteilige Wirkungen und muß unbedingt verhindert werden.

Man kann aber trotzdem annehmen, daß unter gleichen Voraussetzungen die Druckpulsation gute Aussagen über die zu erwartende Schallabstrahlung erlaubt.

5. Einsatzgebiete

Bei der Auswahl einer Pumpe für ein hydrostatisches System sind mehrere Punkte von Bedeutung, die je nach Einsatzfall unterschiedliches Gewicht haben. Neben dem Wirkungsgrad und der Laufruhe, die bisher eingehend behandelt wurden, sind der Preis und der Einbauraum oft von entscheidender Bedeutung. Bezüglich des Preises kann hier nur gesagt werden, daß die Innenzahnradpumpen aufgrund des höheren Material- und Fertigungsaufwandes teurer sind als die außenverzahnten Pumpen. Einen Überblick über den Einbauraum und das Gewicht vermittelt Bild 14. Es zeigt, daß zwischen den Pumpen erhebliche Unterschiede bestehen.

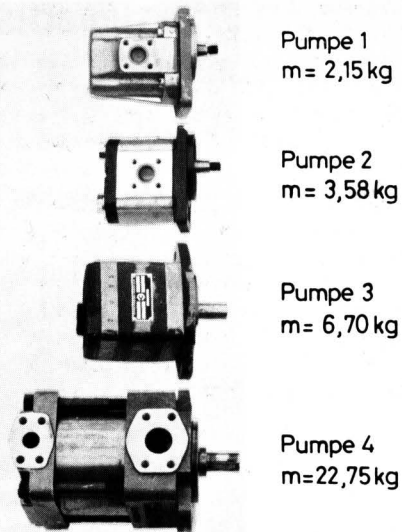


Bild 14. Größenvergleich der Pumpen 1 ÷ 4.

Die Einsatzgebiete von Zahnradpumpen lassen sich grundsätzlich in zwei Bereiche einteilen, den Bereich der Mobilhydraulik und den Bereich der Industriehydraulik. In der Mobilhydraulik wird in der Regel ein Dieselmotor zur Erzeugung der Antriebsleistung verwendet. Dessen Lärmpegel liegt heute noch verhältnismäßig hoch, so daß es in absehbarer Zeit nicht erforderlich ist, hier extrem pulsationsarme und damit leise Pumpen einzusetzen. Außenverzahnte Pumpen mit günstigen Verzahnungsdaten und vollständiger Vorkompression während der Druckaufbauphase reichen für diese Einsatzfälle aus. Die extreme Geräuscharmheit der Innenzahnradpumpen hat hier wenig Bedeutung, so daß die höheren Aufwendungen für diese Pumpen in der Regel nicht zu rechtfertigen sind.

In der Industriehydraulik werden zur Erzeugung der Antriebsleistung fast nur Elektromotoren verwendet, welche im Verhältnis zum Dieselmotor geräuscharm laufen. Auch arbeiten diese Anlagen fast immer innerhalb geschlossener Räume, wo jedes Geräusch aufgrund der Wand- und Deckenreflexion verstärkt wird. Für diese Einsatzfälle sind im Hochdruckbereich die leiseren Innenzahnradpumpen den außenverzahnten Pumpen vorzuziehen. Hier sind die etwas höheren Kosten durch einen Gewinn an Geräuschkomfort und die dadurch bedingte höhere Arbeitsplatzqualität zu rechtfertigen. Der Einsatz außenverzahnter Pumpen ist hier nur sinnvoll, wenn der Lärmpegel durch zusätzliche Sekundärmaßnahmen gesenkt wird.

Für Einsatzfälle mit höchsten Ansprüchen an die Geräuscharmheit ist Pumpe 4 zu empfehlen, obwohl sie einen erheblich geringeren Wirkungsgrad aufweist als die anderen Pumpen und obwohl sie sehr viel Einbauraum benötigt.

6. Zusammenfassung

Die Zahnradpumpe als der wichtigste Druckerzeuger für einfache hydrostatische Systeme ist in vielen Varianten auf dem Markt. Es werden konstruktive und funktionelle Eigenschaften von vier Bauarten beschrieben. Die Wirkungsgrade und Druckpulsationen wurden gemessen und die Unterschiede auf konstruktive Merkmale zurückgeführt. Es wird empfohlen, die billigeren aber lautereren außenverzahnten Pumpen in der Mobilhydraulik einzusetzen und die teureren aber leiseren Innenzahnradpumpen in der Industriehydraulik.

Schrifttum

- [1] Willekens, F.A.N.: Instantes Fördervolumen, geometrisches Hubvolumen und Ungleichförmigkeitsgrad von Zahnradpumpen. Industrie-Anzeiger 93 (1971) Nr. 26, S. 549/54.