

Haarhaus Marcus Zusammenfassung

Ausgehend von den grundlegenden Zusammenhängen der Geräuschenstehung, -weiterleitung und -abstrahlung bei Axialkolbenpumpen werden die Teilaspekte Erregerkräfte und Körperschallverhalten systematisch an einer ausgesuchten Serienpumpe untersucht.

Es wird durch Messungen und Simulationen festgestellt, daß die in der Praxis bevorzugt eingesetzten einfachen Umsteuerschlitze das Geräuschverhalten der Pumpe - soweit dies mit festen Steuerzeiten überhaupt möglich ist - über den gesamten Betriebsbereich sehr positiv beeinflussen. Jedoch können weitere merkliche Pegelsenkungen durch Geometrievariationen nicht erwartet werden.

Auf der Suche nach Alternativen wird durch eine theoretische Herleitung gezeigt, daß die für die Geräuschanregung maßgeblichen axialen Kräfte von Axialkolbenpumpen mit ungerader Kolbenanzahl für bestimmte Tastgrade und symmetrische Funktionen vollkommen ausgeglichen werden können. Ähnliche Ergebnisse werden für die bis heute in der Praxis nicht eingesetzten Verdränger mit gerader Kolbenzahl vorausgesagt. Die Überprüfung dieses Sachverhaltes mit einem eigens hierfür erstellten Simulationsprogramm führt zu dem Ergebnis, daß ein Ausgleich der getäuschanregenden Kräfte bei ungeradzahligem Kolbenpumpen wegen der zu hohen Kolbengeschwindigkeit beim Umsteuern nicht möglich ist. Für Pumpen mit gerader Kolbenzahl wird dagegen eine Geräuschreduzierung von 8 dB(A) errechnet. Das akustisch günstige Verhalten des geradzahleigen Verdrängers kann über den gesamten Druckbereich gewährleistet werden. Da die in der Hochdruckniete bestehende Druckpulsation bei optimaler Auslegung des Spiegels die einzig verbleibende axiale Kraftanregung ist, müssen weitere Geräuschminderungsmaßnahmen bei einer Senkung der Volumenstrompulsation ansetzen, etwa durch Verkleinerung des Totvolumens in den Kolben. Diese Maßnahme würde zusätzlich mit einer Wirkungsgradverbesserung einhergehen.

Bezüglich der Volumenstrompulsation von geradzahligem Verdrängern wird festgestellt, daß der Ungleichförmigkeitsgrad einer 8-Kolbenpumpe nur um ca. 2,5 % größer als der einer 9-Kolbenpumpe mit gleichem Steuerspiegel ist. Bei Einsatz des geräuschoptimierten Spiegels wächst die Differenz um 3,5 % auf etwa 6 %, wird aber mit zunehmendem Betriebsdruck kleiner. Die aus der etwas höheren Volumenstrompulsation resultierende Druckpulsation könnte zu einer geringen Zunahme der Geräuschemission des angekoppelten Druckleitungssystems führen. Diese liefert aber in vielen Anwendungsfällen nur einen geringen Beitrag zum Gesamtschallpegel einer Anlage.

Inwieweit sich das durch die gerade Verdrängeranzahl entstehende Kippmoment auf die Schwenkscheibe bei Verstelleinheiten akustisch und regelungs technisch störend bemerkbar macht, kann im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr behandelt werden und muss einer systematischen experimentellen und theoretischen Untersuchung vorbehalten bleiben.

Die mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode durchgeführten Berechnungen zum Schwingungs- und Körperschallverhalten eines hydrostatischen Verdrängers in Schrägscheibenbauweise vermitteln wichtige neue Erkenntnisse. Es zeigt sich, daß die

dynamischen Verformungen der Pumpe im tieffrequenten Bereich Bewegungen des biege- und schubschwingenden Gesamtgehäuses sind. Diese gleichen denen eines kurzen, hohlen, transversal schwingenden, einseitig eingespannten Kragbalkens, mit einer über die Länge veränderlichen Massenbelegung und Biegesteife und mit einer am freien Ende befestigten Masse. Erst ab der vierten Eigenschwingungsform treten lokale Schwingungen auf.

Die für die Körperschallberechnung äußerst wichtige Strukturdämpfung wird experimentell ermittelt. Es zeigt sich, daß zwei Bereiche unterschieden werden können. Oberhalb von 1500 Hz ist die Dämpfung konstant und beträgt etwa $\sim 0,1$. Unterhalb steigt sie mit abnehmender Frequenz sehr schnell an und kann zu ungefähr ~ 1 bestimmt werden. Mit Kenntnis der frequenzabhängigen Dämpfung wird für die Schrägscheibenpumpe das die Umsetzung von Krafterregung in Oberflächenschnelle beschreibende Körperschallmaß berechnet und abgeschätzt. Hierbei zeigt sich, daß, bedingt durch die hohe Dämpfung im tieffrequenten Bereich und durch den Ort der Kraftereinleitung, die vierte Eigenfrequenz die Grenze zwischen körperschall intensivem Eigentönenbereich und körperschallarmen quasistatischen Bereich darstellt. Damit unterscheidet sich die Pumpe wesentlich von vielen anderen Maschinenstrukturen, bei denen die erste Eigenfrequenz meist die wichtige ist. Bei diesem hydrostatischen Verdränger kommt es daher zu einer Verlängerung des quasistatischen Bereiches über die erste Eigenfrequenz hinaus. Der Abfall des frequenzgemittelten Körperschallmaßes ist mit $-36,4$ dB/Dek. um $-26,4$ dB/Dek. steiler, als man für dünne Maschinenstrukturen ermittelt.

Durch Verlagerung des Kraftangriffsortes kann der Einfluß der in der Rohrleitung herrschenden Druckpulsation auf die Geräuschemission der Schrägscheibenpumpe abgeschätzt werden. Hierbei zeigt sich, daß trotz des ungünstigen Körperschallmaßes bei äußerer, seitlicher Krafterregung der Schalleistungspegel nur um $6\text{LWA} = 0,21$ dB (A) größer wird als bei alleiniger axialer Krafterregung. Eine für die 8-Kolbenpumpe in gleicher Weise durchgeführte Berechnung ergibt, daß wegen der verringerten Amplituden der resultierenden Axialkraft der Einfluss der äußeren Wechselkraft zunimmt. Der Schalleistungspegel vergrößert sich um 2 dB(A) und verringert hierdurch den Pegelabstand zur 9-Kolbenpumpe auf 6 dB(A).

Die Untersuchung des Einflusses verschiedener Gehäusewerkstoffe führt zu dem Ergebnis, daß wegen der höheren Steifigkeit Geräuschkennungen um 6,83 dB (A) für eine Pumpe aus GGG- 60 und um 8,55 dB (A) für eine solche aus Stahlguss gegenüber der Ursprungsausführung aus GG-15 erwartet werden dürfen.

Auch die Modifikation der Einspannbedingungen wirkt sich positiv auf die Geräuschemission aus. Wird nämlich anstatt der normalen Winkeleinspannung eine Fundamenteinspannung gewählt, verringert sich der Schalleistungspegel um 5,45 dB (A).

Die abschließenden experimentellen Untersuchungen fügen sich in die theoretischen ein. So kann die mit der Finite-Elemente- Methode gefundene Abschätzkurve des Körperschallmaßes in ihrem frequenzabhängigen Verlauf bestätigt werden. Ebenfalls aus der FE-Methode geht hervor, daß die niedrigsten Eigenformen Schwingungen des Gesamtgehäuses sind. Der diesen Verformungen am ehesten nahekommende Ersatzstrahler ist ein Kugelstrahler 1. Ordnung, dessen Abschätzkurve sich gut in die Messung einfügt. Eine letzte ergänzende Messung des A-bewerteten Übertragungsmaßes bestätigt das Zutreffen der Konstruktionen der abgeschätzten Bewertungsfunktionen.

