

## **Schwingungs- und Geräuschoptimierung von Hydropumpen durch Analyse des Schwingungsverhaltens von ihren Gehäusen**

**Dr.-Ing. W. Fiebig**

**Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. U. Heisel**

**Institut für Werkzeugmaschinen der Universität Stuttgart**

### **1 Einleitung**

Die Geräuschoptimierung an hydrostatischen Pumpen wird meist in der Weise durchgeführt, indem man versucht, die Erregung der Pumpe durch optimierte Druckwechsellvorgänge in den Umsteuerbereichen soweit wie möglich zu reduzieren. In vielen Fällen führt diese Maßnahme nicht zu befriedigenden Ergebnissen, weil oft Kriterien für die Optimierung der Druckwechsellvorgänge fehlen. Eine weitere Reduzierung der Geräuschemission kann dann erreicht werden, wenn die Pumpe selbst in seinem dynamischen Verhalten optimiert wird. Dazu führt man eine Analyse des Schwingungs- und Übertragungsverhaltens der Pumpe durch, wobei die Anregung, die Übertragung von Schwingungsenergie vom Triebwerk über die Lagerstellen auf das Gehäuse im Zusammenhang betrachtet werden müssen, um schließlich die tatsächlichen Resonanzbereiche festzustellen. Die für den Lärm verantwortlichen Resonanzen der Schwingungen an der Gehäuseoberfläche können dann durch gezielte Änderungen der Gehäusekonstruktion vermieden werden.

Im vorliegenden Beitrag wird die Vorgehensweise bei der Analyse des Schwingungs- und Übertragungsverhaltens am Beispiel einer Außenzahnradpumpe dargestellt. Dabei wird der Schwerpunkt der Ausführungen auf die Probleme gelegt, die bei der Analyse berücksichtigt werden müssen.

## 2 Anregung in einer Außenzahnradpumpe

Die Untersuchungen auf dem Gebiet der Körperschall- und Geräusentstehung an Außenzahnradpumpen befassen sich zum größten Teil mit hydraulischen Geräuschursachen /G1,G2,M3/. Als Ursachen für die Geräusentstehung werden insbesondere Druck- und Volumenstrompulsation, Quetschöl, Druckänderungsgeschwindigkeit beim Druckaufbau und Kavitation aufgeführt. Die meisten dieser Erregungsarten konnten durch verschiedene konstruktive Maßnahmen /M3/ weitgehend vermindert werden (z.B. durch Entlastungs- und Vorsteuernuten). Neuere Untersuchungen /E1,F1,M1/ zeigen, daß das Eigengeräusch der Pumpe hauptsächlich von den Schwingungen und den dynamischen Belastungen der Zahnräder abhängt.

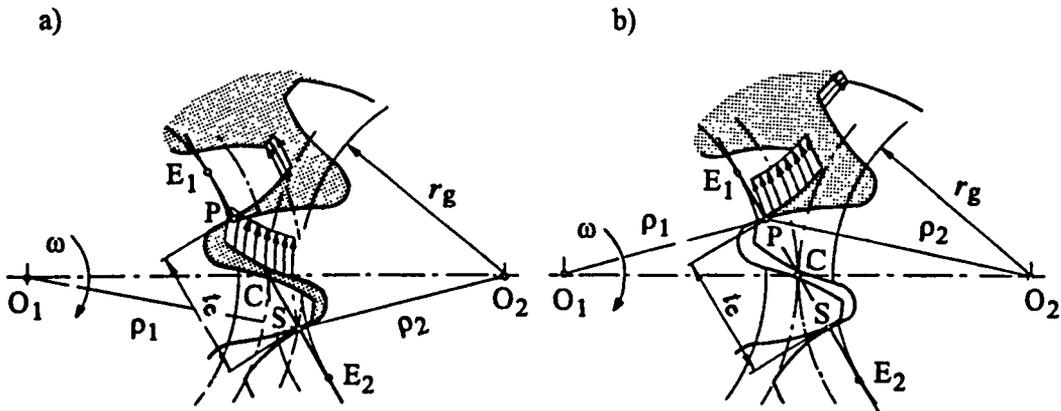


Bild 1: Schema zur Bestimmung der Kräfteänderungen

Die Momente und radialen Kräfte, die die Zahnräder in einer Pumpe belasten, ändern sich periodisch in Abhängigkeit von der Lage des Eingriffspunktes (Dichtpunktes), der den Druckraum vom Saugraum trennt. In Bild 1 werden zwei charakteristische Lagen dieses Punktes gezeigt. Der Quetschölraum im Bild 1a ist über Entlastungsnuten mit dem Druckraum verbunden. Somit trennt der Eingriffspunkt S des vorhergehenden Zahnpaars den Druckraum vom Saugraum ab. Nach der Verbindung des Quetschölraumes mit dem Saugraum (Bild 1b) trennt der Eingriffspunkt P den Druckraum vom Saugraum ab. Infolge der Änderungen der Lage des Dichtpunkts ändern sich die Zahnradflächen, die mit dem Förderdruck belastet sind, was Druckwechselkräfte zur Folge hat. Da die Verbindung des

Quetschödraum mit dem Saugraum sehr schnell erfolgt, ändern sich die Belastungen an den Zahnradern sprunghaft. Dies führt zur Anregung der Schwingungen der Zahnradwellen und zu dynamischen Belastungen in den Gleitlagern. Die Schwingungen der Zahnräder und die dynamischen Lagerbelastungen werden mit einem entwickelten Schwingungsmodell bestimmt. Dieses Modell ist in /F1/ ausführlich beschrieben. Die Analyse mit Hilfe des Modells zeigt, daß die plötzliche Änderungen der Lage des Dichtpunktes zwischen den Druck- und Saugraum die wichtigste Erregungsursache darstellt.

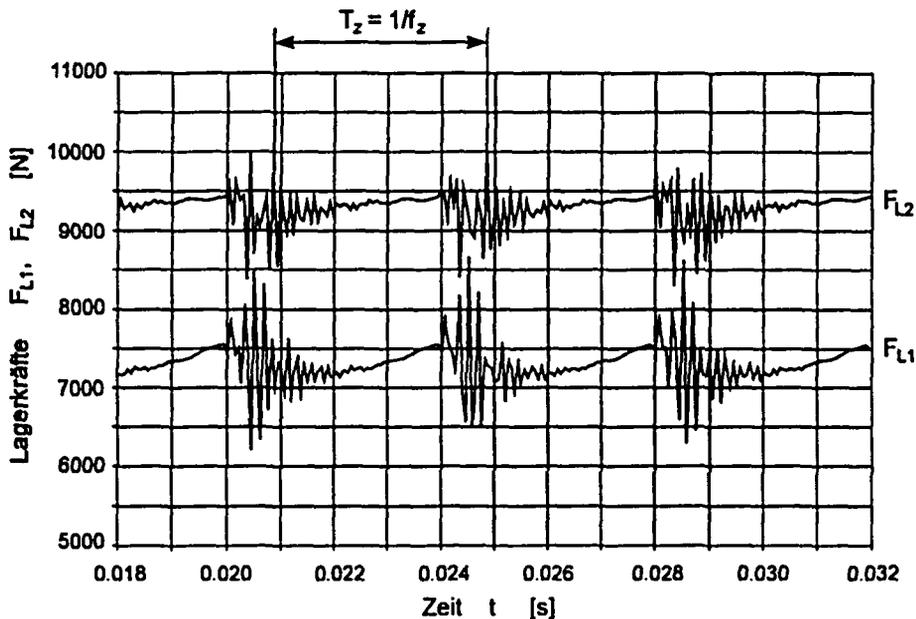


Bild 2: Verläufe der dynamischen Lagerkräfte für:  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p = 200 \text{ bar}$  (Simulation)

In **Bild 2** sind die Verläufe von der dynamischen Lagerkräfte  $F_{L1}$  und  $F_{L2}$  für beide Zahnräder dargestellt. Man erkennt aus den Verläufen, daß jeweils beim Wechsel der Erregerkräfte infolge des Förderdrucks höherfrequente Schwingungen an den Zahnradern erzeugt werden, die zu sehr starken Schwankungen der dynamischen Lagerkräfte führen. Diese höherfrequente Schwingungen entsprechen den Biegeeigenschwingungen der Zahnradwellen und werden in den Gleitlagern so stark gedämpft, daß sie innerhalb einer Periode völlig abklingen. Die Zeitverläufe der dynamischen Lagerkräfte wurden einer FFT-Analyse unterzogen (**Bild 3**). Das Ergebnis zeigt, daß die Anregung des Gehäuses einer Zahnradpumpe breitbandig ist. Neben einer Anregung mit der Grundfrequenz  $f_z = nz/60$  und ihrer Harmonischen erfolgt eine Anregung im höherfrequenten Bereich von 4 bis 9 kHz.

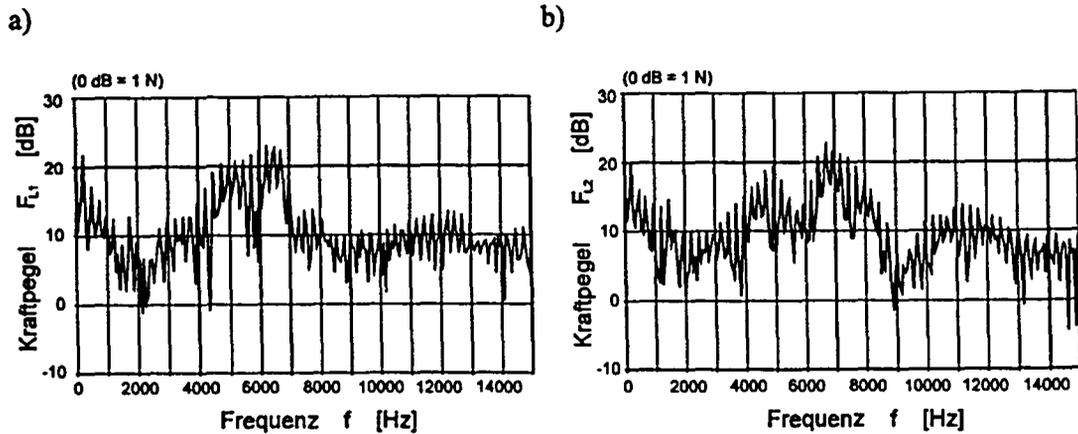


Bild 3: Frequenzspektren der dynamischen Lagerkräfte aus Bild 2

Die Anregung des Gehäuses kann auch experimentell ermittelt werden. Die Schwingungen der Zahnradwellen können während dem Betrieb auch direkt, z.B. mit Hilfe von Wirbelstromaufnehmern an den Lagerstellen, gemessen werden. Mit Kenntnis der dynamischen Eigenschaften der Gleitlager, die durch Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten beschrieben werden, kann man dann auf die dynamischen Lagerbelastungen und tatsächliche Anregung des Gehäuses schließen.

### 3 Meßtechnische Erfassung des Schwingungs- und Geräuschverhaltens

Zunächst werden die Eigenfrequenzen des Pumpengehäuses gemessen. Das untersuchte Gehäuse besteht aus drei Teilen (Deckel, Mittelteil, Anschlußplatte). Der Einfluß der Fügstellen zwischen den Einzelteilen auf das Eigenschwingungsverhalten kann vermutlich nicht vernachlässigt werden. Um dieses zu überprüfen, werden dazu Messungen durchgeführt. Bei der Messung wird zunächst darauf geachtet, daß möglichst keine Rückkopplung zwischen den Schwingungen des Gehäuses und der Befestigung vorhanden ist. Deswegen wird das Gehäuse an einem massiven Metallblock befestigt. Die Anregung des Gehäuses erfolgt mit einem Impulshammer (Bild 4). Der Beschleunigungsaufnehmer, der zur Messung der Schwingungsantwort dient, wurde an entsprechenden Stellen plaziert, um die auftretenden Schwingungsformen zu erfassen. Die Meßsignale werden einem FFT-Analysator zugeführt.

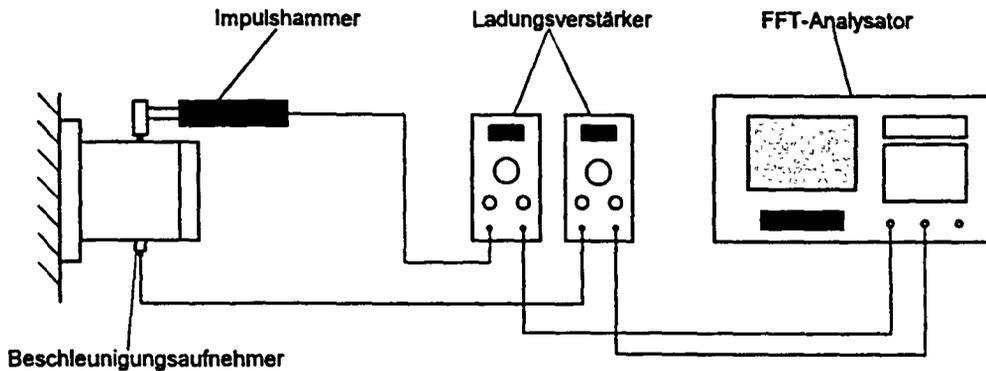


Bild 4: Meßaufbau für die Eigenfrequenzmessung

Im Bild 5 sind die Nachgiebigkeitsfrequenzgänge eines Gehäuses in Abhängigkeit vom Ort der Anregung und der Meßstelle dargestellt. Bei der ersten und der zweiten Eigenfrequenz handelt es sich um Biegeeigenschwingungen des Gehäuses. Die dritte Eigenfrequenz stellt die Torsionseigenfrequenz dar. Man beobachtet bei einer Frequenz  $f$  von ca. 2650 Hz eine Unstetigkeit im Spektrum, die auf das Eigenschwingungsverhalten der Schrauben zurückzuführen ist.

Anhand dieser Messungen werden folgende Einflüsse auf das Eigenfrequenzverhalten des Gehäuses untersucht:

- Einfluß der Schraubenzugsmomente
- Einfluß des statischen Innendrucks im Gehäuse.

Die Meßergebnisse bestätigen, daß die Eigenfrequenzen des Gehäuses in Abhängigkeit von den Flächenpressungen in den Fügestellen zwischen Deckel und dem Mittelteil bzw. dem Mittelteil und der Anschlußplatte beeinflusst werden. Mit Zunahme der Schraubenzugsmomente  $M_A$  und damit der entscheidenden axialen Schraubenkräften werden die Kontaktzonen zwischen den Gehäuseeinzelteilen immer größer. Dies ist mit einer Zunahme der Steifigkeit an der Fügestelle verbunden, daher ist eine Erhöhung der Eigenfrequenzen zu erwarten. Dabei zeigen sich für  $M_A < 50$  Nm größere Änderungen der Eigenfrequenzen. Für die

Anzugsmomente  $M_A > 50 \text{ Nm}$  ist die Steigerung der Eigenfrequenzwerte mit zunehmendem Anzugsmoment deutlich geringer. Das erklärt sich aus der degressiven Steifigkeitserhöhung in den Fügstellen bei wachsenden Anzugsmomenten /O1/.

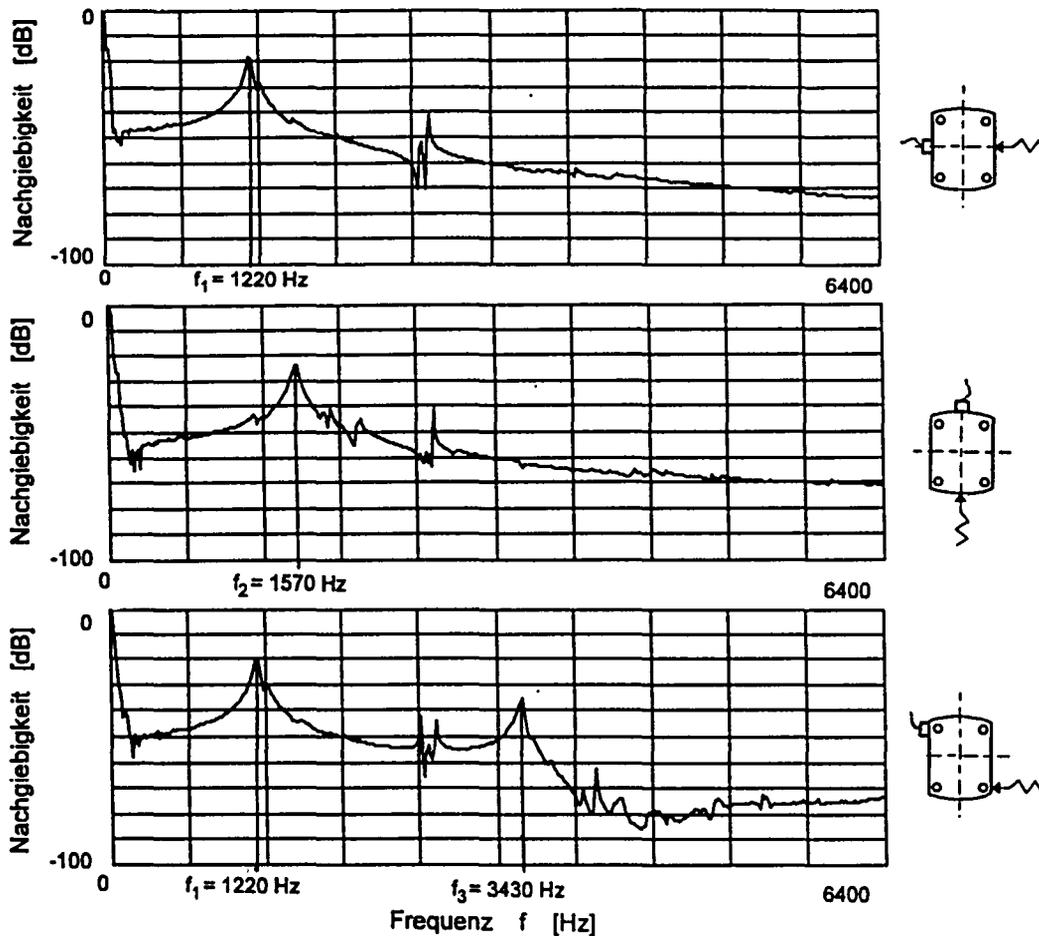


Bild 5: Nachgiebigkeitsfrequenzgänge des Gehäuses (Messung am Metallblock)

Die Kontaktzonen zwischen den einzelnen Pumpenteilen werden auch durch den statischen Druck im Pumpengehäuse beeinflusst. Die Auswirkung des Druckes auf die ersten drei Eigenfrequenzen sind in Tabelle 1 zusammengestellt. Man erkennt, daß mit Zunahme des Druckes die Eigenfrequenzen niedriger werden. Der steigende Druck wirkt den axialen Schraubenkräften entgegen. Dadurch werden die Fügstellen wieder entspannt, so daß sich die Fügstellensteifigkeit und somit die Gesamtsteifigkeit des Gehäuses verringert. Dabei nimmt die Torsionseigenfrequenz stärker ab als die Biegeeigenfrequenzen. Offensichtlich verringern sich

die Haftreibung und die Flächenpressungen in den Fügestellen mit Zunahme des Druckes. Die Biegeeigenschwingungen werden durch die Fügestellensteifigkeiten, die in Richtung senkrecht zur Kontaktfläche wirken, beeinflusst. Bei Torsionseigenschwingungen sind dagegen die Fügestellensteifigkeiten in Richtungen, die in der Kontaktfläche liegen, von Bedeutung.

Druck in [bar]	gemessene Eigenfrequenzen in [Hz]		
	$f_1$	$f_2$	$f_3$
0	1220	1570	3430
100	1200	1550	3170
200	1020	1430	2970

Tabelle 1: Eigenfrequenzwerte in Abhängigkeit vom Druck

Für die Ermittlung des Einflusses der Befestigungskonsole auf die Gehäuseeigenfrequenzen dient eine weitere Eigenschwingungsmessung auf der Konsole im Schallmeßraum (Bild 6).

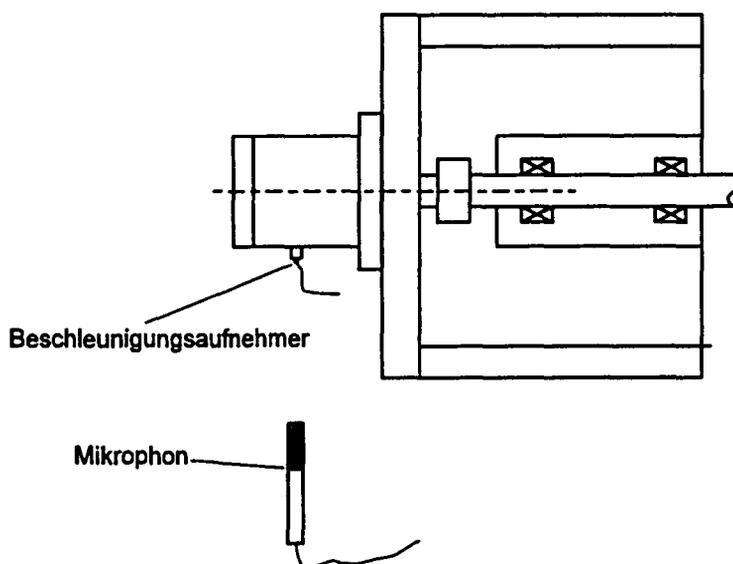


Bild 6: Meßaufbau für die Körper- und Luftschallmessung

Es stellte sich dabei heraus, daß die Konsole nicht steif genug ist, so daß die Schwingungen der Konsole die Schwingungen der Pumpe überlagern. Die Konsole bildet mit dem Gehäuse demnach ein Schwingungssystem. Die Zuordnung der Schwingungsformen zu den gemessenen Eigenfrequenzen kann erst durch entsprechende Platzierung der Beschleunigungsaufnehmer erreicht werden.

Um diejenigen Frequenzbereiche festzustellen, die für das Körperschall- und Geräuschverhalten an der Pumpe verantwortlich sind, werden zusätzliche Messungen im reflexionsarmen Schallmeßraum durchgeführt (Bild 6). Für die Körperschallmessung ist ein Beschleunigungsaufnehmer an der Saugseite der Pumpe angebracht. Desweiteren ist im Abstand von 0,5 m ein Mikrophon positioniert, um den Luftschall zu messen. Bei der Messungen wird der Förderdruck konstant gehalten und die Drehzahl kontinuierlich verändert (Tracing Analyse). Es werden dabei durch den FFT- Analysator jeweils die maximalen Pegel registriert. Die Ergebnisse der Körperschall- und der A-bewerteten Luftschallmessung sind im Bild 7 dargestellt.

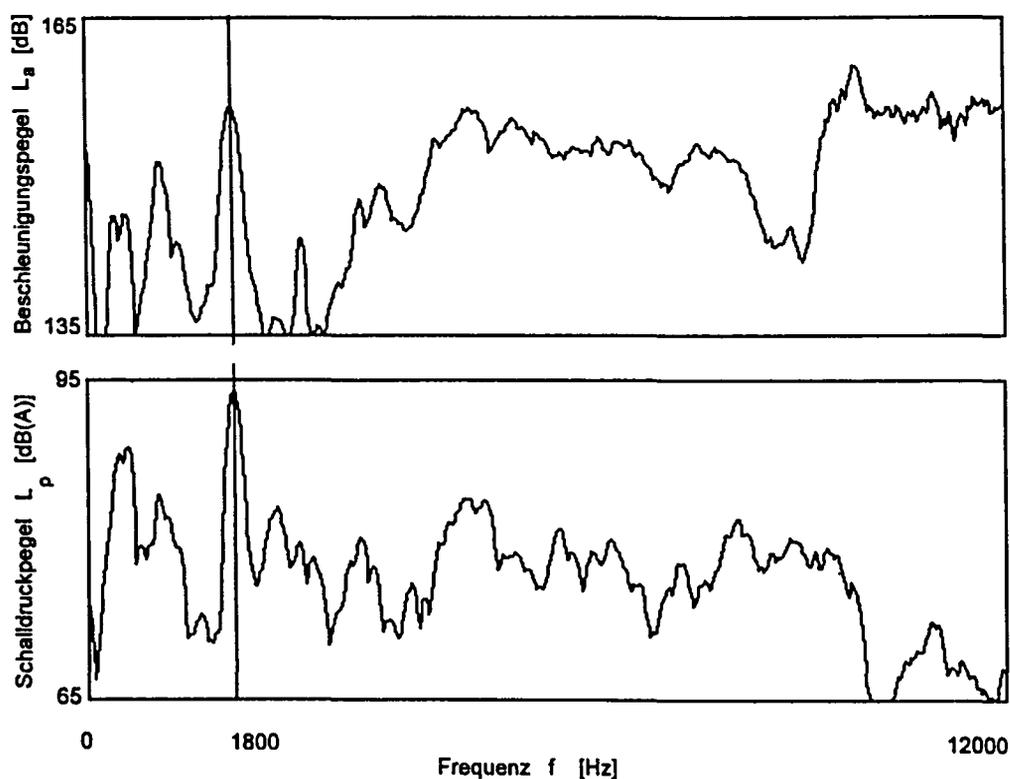
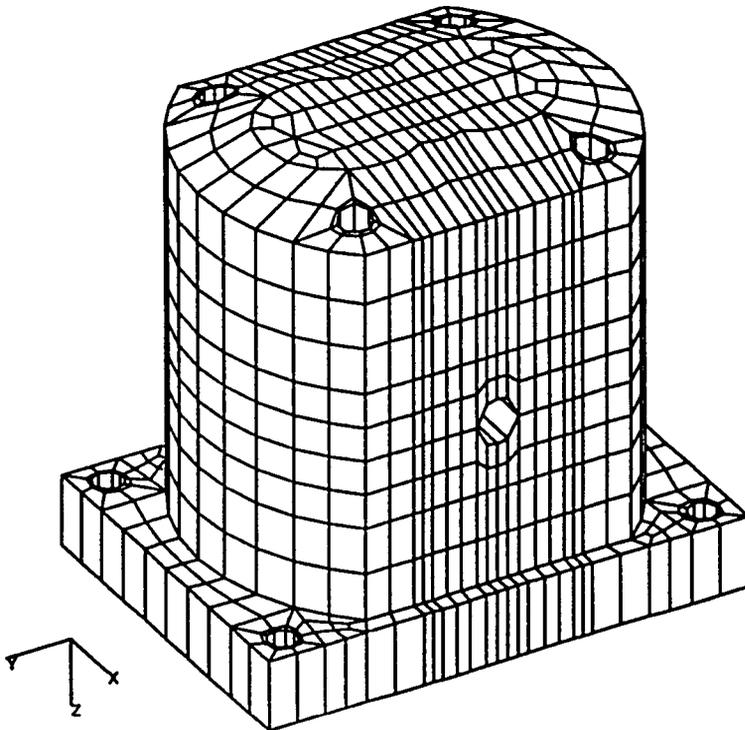


Bild 7: Körperschall- und Luftschallspektrum einer Außenzahradpumpe

Es ist zu entnehmen, daß bei ca. 550 Hz, 900 Hz und besonders bei 1800 Hz, erhöhte Pegelwerte im akustisch wichtigen Frequenzbereich auftreten. Vergleicht man dieses Ergebnis mit der Eigenfrequenzmessung auf der Konsole und berücksichtigt man dabei die Einflüsse wie z.B. den Druck im Gehäuse und in den Leitungen, dann können die gemessenen Resonanzstellen den zusammengesetzten Biegeschwingungen des Pumpengehäuses bzw. der Konsole zugeordnet werden. Dies weist ferner darauf hin, daß die Biegeeigenschwingungen der Pumpe zusammen mit den Schwingungen der Konsole für die Luftschallentwicklung verantwortlich sind.

#### **4 Analyse des Eigenschwingungsverhaltens des Gehäuses mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente (FEM)**

Parallel zu den experimentellen Untersuchungen werden die Eigenfrequenzen und die Eigenschwingungsformen des Pumpengehäuses mit Hilfe der FEM ermittelt.



**Bild 8: FE-Modell einer Außenzahnradpumpe**

Bei dem zugrundeliegenden Modell (Bild 8) sind die Gehäuseeinzelteile Deckel, Mittelteil, Anschlußplatte so diskredisiert, daß eine Verbindung der Teile untereinander sowohl an einzelnen Knoten als auch an den gesamten Kontaktflächen möglich ist. Dieses FE-Modell entstand nach Berechnungen mit mehreren Modellvarianten, um den Einfluß der geometrischen Vereinfachungen auf die Eigenfrequenzwerte zu beurteilen und gering zu halten. Wie die Messungen in Kapitel 3 zeigen, bewirken die Fügstellen eine Herabsetzung der Gehäusesteifigkeit. Mit Problemen verbunden ist es nun dieses Fügstellenverhalten im FE-Modell zu berücksichtigen. Deswegen wird für das Pumpengehäuse zunächst eine Kontaktanalyse an den Verbindungsstellen unter statischer Belastungen durchgeführt. In Bild 9 ist die Druckbelastung am Mittelteil des Pumpengehäuses gezeigt.

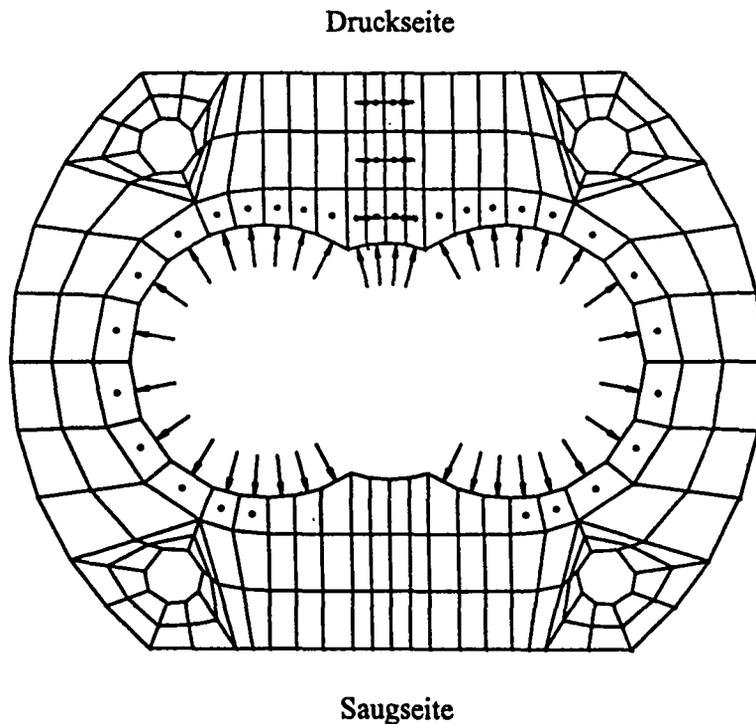


Bild 9: Druckbelastung im Mittelteil eines Pumpengehäuses

Die statischen Lagerkräfte (Bild 10) werden dabei mit einem vorhandenem Rechenprogramm berechnet. Die Kontaktanalyse liefert als Ergebnis die statischen Flächenpressungen an den Verbindungsstellen.

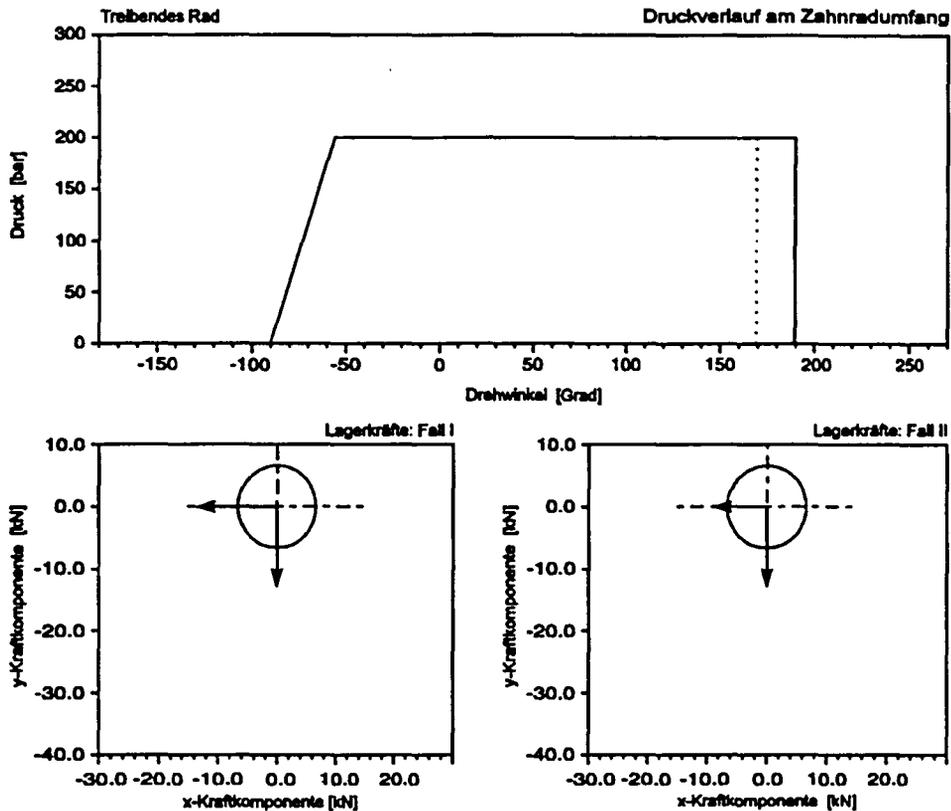
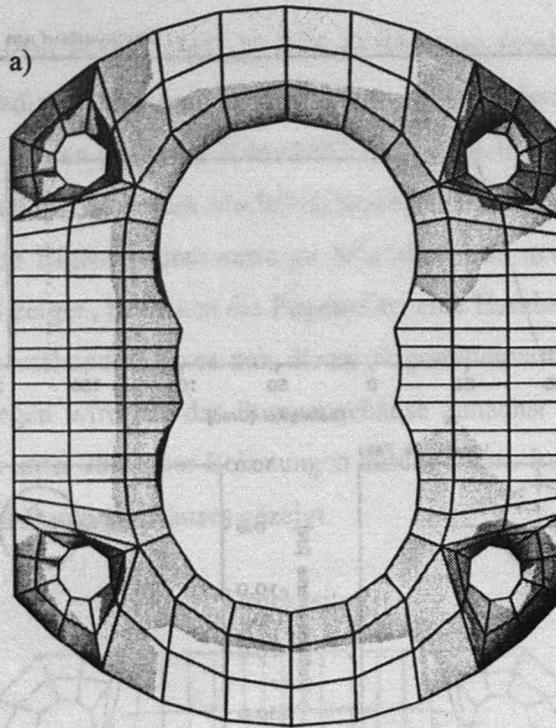


Bild 10: Statische Lagerkraftkomponenten

Im [Bild 11](#) wird ein Vergleich zwischen den mittels FEM berechneten und mit Hilfe von Druckmeßfolien gemessenen Flächenpressungen gezeigt. Ausgehend von den Ergebnissen aus der Kontaktanalyse werden Modellvarianten mit verschiedenen Einzelteilverbindungen erstellt und berechnet. Durch entsprechende Wahl von Elementknoten, die in der Fügestelle miteinander verbunden sind, wird hierbei versucht die Wirkung der Flächenpressung auf die Fügstellensteifigkeit zu berücksichtigen. Es hat sich gezeigt, daß eine Verbindung der Knoten an den Bohrungen, wo die höchsten Flächenpressungen herrschen, das Verhalten in den Fügstellen am besten wiedergibt.

Ein weiterer, sehr wichtiger Einflußfaktor bei der Berechnung der Eigenfrequenzen ist die Art der Befestigung des Gehäuses. Die Berechnungen zeigen, daß bei einer unendlich steifen Befestigung der Anschlußplatte die erste und zweite Schwingungsform ([Bild 12](#)) Biegeschwingungen sind und die dritte eine Torsionschwingung darstellt.



**Bild 11: Vergleich der Verteilung von Flächenpressungen: a) FEM-Berechnung, b) Messung**

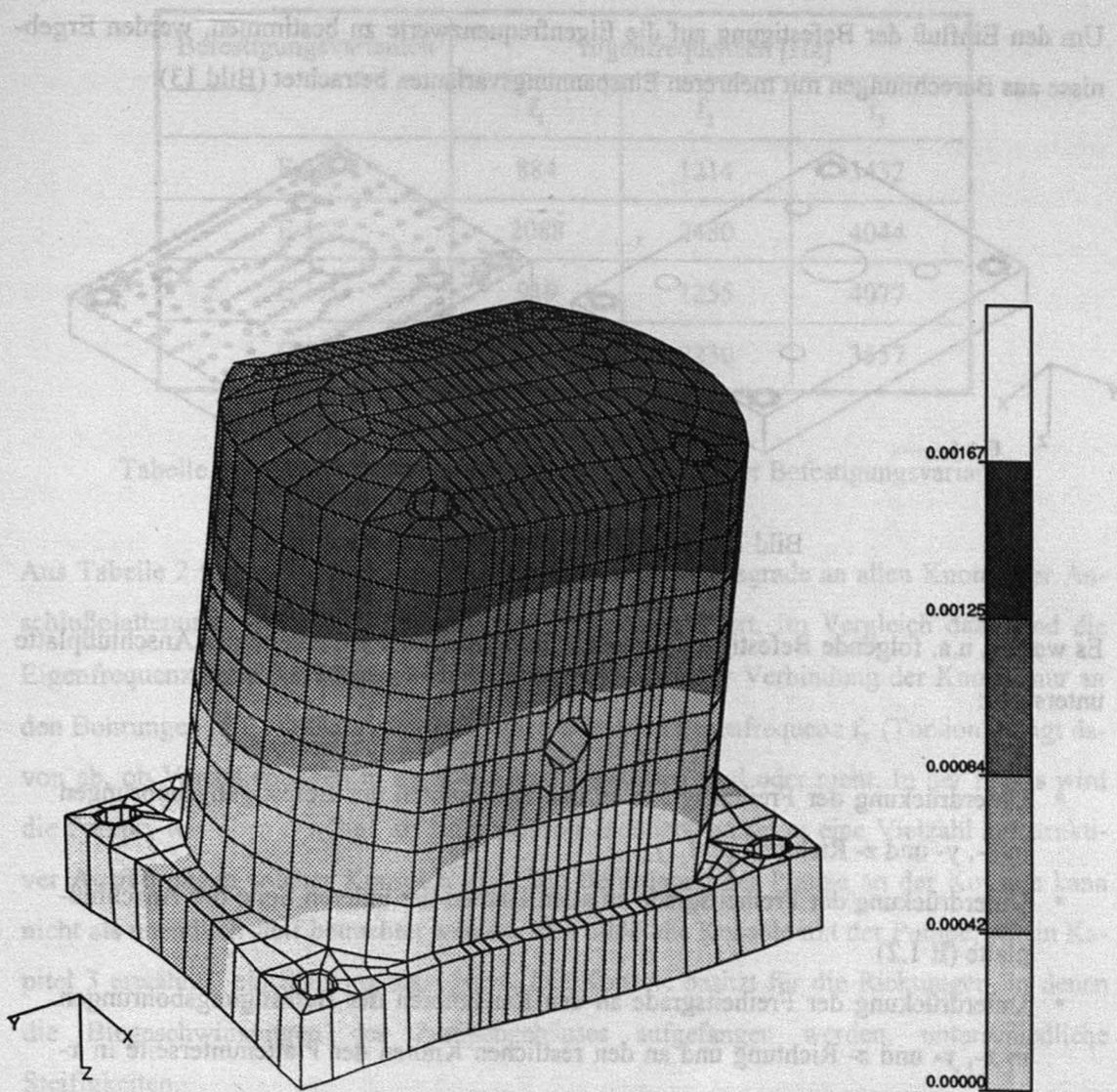


Bild 12: Zweite Schwingungsform des Gehäuses bei  $f_2 = 1570$  Hz

Um den Einfluß der Befestigung auf die Eigenfrequenzwerte zu bestimmen, werden Ergebnisse aus Berechnungen mit mehreren Einspannungsvarianten betrachtet (Bild 13).

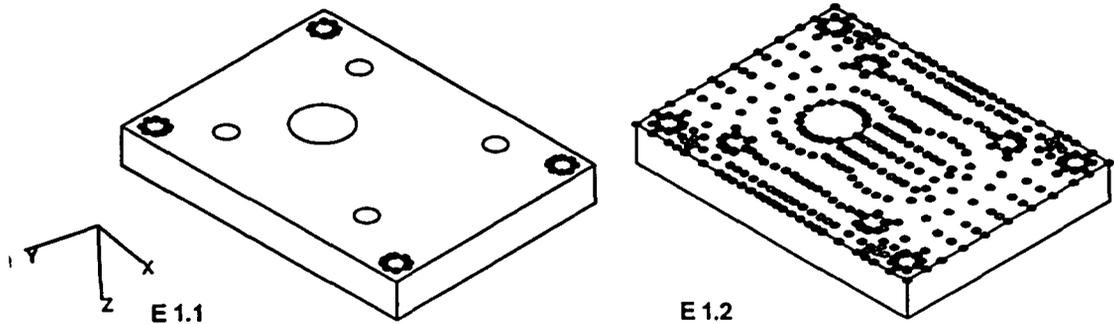


Bild 13: Simulierte Befestigungsvarianten

Es werden u.a. folgende Befestigungsvarianten (Bild 13) an der Unterseite der Anschlussplatte untersucht:

- Unterdrückung der Freiheitsgrade an den Randknoten der Befestigungsbohrungen in  $x$ -,  $y$ - und  $z$ - Richtung (E 1.1)
- Unterdrückung der Freiheitsgrade an allen Knoten der unteren Seite der Anschlussplatte (E 1.2)
- Unterdrückung der Freiheitsgrade an den Randknoten der Befestigungsbohrungen in  $x$ -,  $y$ - und  $z$ - Richtung und an den restlichen Knoten der Plattenunterseite in  $x$ - und  $y$ - Richtung (E 1.3)
- Unterdrückung der Freiheitsgrade an den Randknoten der Befestigungsbohrungen in  $x$ -,  $y$ - und  $z$ - Richtung und an den restlichen Knoten der Plattenunterseite in  $z$ - Richtung (E 1.4)

Das Fügestellenverhalten zwischen Deckel, Mittelteil und Anschlussplatte wird dabei jeweils durch Verbindung der Knoten um die Bohrungen, wie oben beschrieben, berücksichtigt. Die ersten drei mit der FEM berechneten Eigenfrequenzen in Abhängigkeit von der Befestigungsvariante sind in Tabelle 2 zusammengefaßt.

Befestigungsvarianten	Eigenfrequenzen [Hz]		
	$f_1$	$f_2$	$f_3$
E 1.1	884	1214	3432
E 1.2	2088	2480	4044
E 1.3	919	1255	4077
E 1.4	1911	2230	3557

Tabelle 2: Eigenfrequenzwerte in Abhängigkeit von der Befestigungsvariante

Aus Tabelle 2 folgt, daß die Unterdrückung der drei Freiheitsgrade an allen Knoten der Anschlußplattenunterseite (E1.2) die steifste Verbindung liefert. Im Vergleich dazu sind die Eigenfrequenzwerte der Biegeschwingungen  $f_1$  und  $f_2$  bei der Verbindung der Knoten nur an den Bohrungen (E1.1) etwa zwei mal kleiner. Die dritte Eigenfrequenz  $f_3$  (Torsion) hängt davon ab, ob Verschiebungen in der x-y-Ebene zugelassen sind oder nicht. In der Praxis wird die Pumpe, wie oben erwähnt, an einer Konsole montiert, wobei es eine Vielzahl konstruktiver Ausführungen solcher Konsolen gibt. Die Befestigung der Pumpe an der Konsole kann nicht als unendlich steif betrachtet werden. Nun bildet die Konsole mit der Pumpe, wie in Kapitel 3 erwähnt, ein Schwingungssystem. Die Konsole besitzt für die Richtungen, in denen die Biegeschwingungen des Pumpengehäuses aufgefangen werden, unterschiedliche Steifigkeiten.

Es wurden für eine bestimmte Konsole die Eigenfrequenzen und die Eigenschwingungsformen mittels FEM bestimmt. In [Bild 14](#) ist die zweite Eigenschwingungsform der Konsole dargestellt. Die komplette Pumpe wird dabei als starre Masse unter Berücksichtigung des Massenschwerpunktes an der Konsole fixiert. Die Befestigungsbedingungen zwischen Fundament und Konsole können hier nur durch einen Vergleich zwischen Berechnungen und Messungen bestimmt werden. Es ist sehr wichtig festzustellen, inwieweit die Schwingungen der Konsole die Pumpenschwingungen beeinflussen. Daher muß das Eigenschwingungsverhalten des gesamten Pumpe-Konsole-Systems im Zusammenhang mit den Frequenzspektren der

Anregungen betrachtet werden. Ausgehend von diesem Sachverhalt können dann gezielte Änderungen der Pumpengehäuse- und Konsolenkonstruktion (z.B. Verrippungen, Wandstärkeänderungen) zur Geräuschminderung angebracht werden.

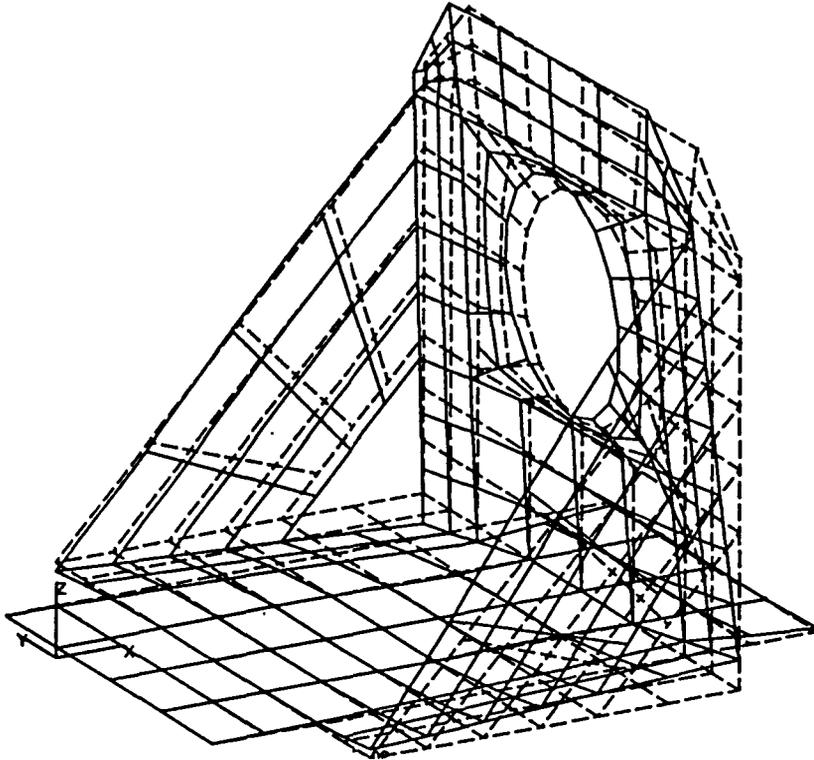


Bild 14: Zweite Eigenschwingungsform der Befestigungskonsole bei 878 Hz

Im Zusammenhang mit den Untersuchungen zum Eigenschwingungsverhalten am Pumpengehäuse stellt sich hier die Frage, welchen Einfluß das Triebwerk auf das Betriebsschwingungsverhalten hat. Beim Betrieb der Pumpe sind die Zahnradwellen über die Gleitlager mit dem Gehäuse gekoppelt. Diese Koppelung ist bei höheren Förderdrücken besonders ausgeprägt, da sich die Steifigkeit des Ölfilms im Gleitlager mit zunehmendem Betriebsdruck erhöht  $\propto M^2$ . Die Zahnradwellen, ebenso die an der Pumpe angeschlossenen Leitungen und Schläuche wirken als zusätzliche Massen. Dies muß bei der Analyse des Betriebsschwingungsverhaltens berücksichtigt werden. Diese Einflüsse werden derzeit sowohl theoretisch als auch experimentell weiter untersucht.

## 5 Schlußbetrachtung

Im Beitrag wurden die Vorgehensweise bei Analyse des Schwingungs- und Übertragungsverhaltens und die Ergebnisse am Beispiel einer Außenzahnradpumpe dargestellt. Es wurde festgestellt, daß das Eigenschwingungsverhalten des Pumpengehäuses durch die Fügstellen zwischen ihren Einzelteilen und durch die Art der Befestigung stark beeinflußt wird. Dies wurde durch Messungen sowie durch FEM- Berechnungen nachgewiesen.

Die Schwingungen des Pumpengehäuses werden beim Betrieb durch Schwankungen der dynamischen Lagerkräfte verursacht. Die Erregerkräfte werden im allgemeinen Fall vom Gehäuse und von der Befestigungskonsole aufgenommen, wodurch nicht nur das Gehäuse, sondern auch die Konsole selbst zu Schwingungen angeregt werden kann. Um wirksame Maßnahmen zur Geräuschkinderung abzuleiten, muß zunächst geklärt werden, wie die Pumpe im akustisch entscheidenden Frequenzbereich während des Betriebs schwingt. Schwingt die Pumpe als Ganzes wie ein starrer Körper, dann ist eine Geräuschkinderung in erster Linie durch eine geeignete Befestigung und Konsolenkonstruktion zu erreichen. Falls andererseits die Biegeschwingungen des Pumpengehäuses gegenüber den Schwingungen der Befestigungskonsole dominieren, kann der Lärm mit Kenntnis der Erregerkräfte durch eine Gehäusoptimierung vermindert werden. Die hier beschriebenen Erkenntnisse für die Außenzahnradpumpe, können auf alle Pumpenbauarten übertragen werden.

## 6 Literaturverzeichnis

/E1/ Edge, K.A.; Lipscombe, B.R.:

The reduction of gear pump pressure ripple.

Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol 201, No B2 54 (1987), S. 99-105

/F1/ Fiebig, W.; Heisel, U.:

Schwingungen und dynamische Belastungen in Außenzahnradpumpen.

Ölhydraulik und Pneumatik, 34 (1990), Nr. 11, S. 775-784

**/G1/ Gutbrod, W.:**

**Die Druckpulsation von Außen- und Innenzahnradpumpen und deren Auswirkungen auf das Pumpengeräusch.**

**Dissertation, Universität Stuttgart, 1974**

**/G2/ Gösele, R.:**

**Zur Entstehung und Berechnung des Geräusches von hydrostatischen Pumpen.**

**Dissertation, Universität Stuttgart, 1979**

**/M1/ Martin, H.R.:**

**Noise Analysis and control in fluid power systems, Hydraulics and Pneumatics.**

**June 1983, Part 4, S. 60-64**

**/M2/ Merker, H.J.:**

**Über nichtlinearen Einfluß von Gleitlagern auf die Schwingungen von Rotoren.**

**Fortschr.-Ber. VDI-Z, 1981, Reihe 11, Nr. 40**

**/M3/ Morlok, J.:**

**Geräuschminderung bei Hochdruck-Konstantpumpen.**

**Dissertation, Universität Stuttgart, 1980**

**/O1/ Ottl, D.:**

**Schwingungen mechanischer Systeme mit Strukturdämpfung.**

**VDI Forschungsheft, 1981, Nr. 603**