

Analyse der erregten Schwingungen bei Schraubenkompressoren

Prof. Dr.-Ing. **V. Zeman**, Prof. Dr.-Ing. **J. Rosenberg**, Doz. Dr.-Ing. **J. Svigler**,
Dipl.-Ing. **L. Kovar**, Ing. **M. Pasek**, Pilsen/Czech. Republic

(Diese Arbeit wird von der Volkswagenstiftung „Zusammenarbeit mit Natur- und Ingenieurwissenschaftlern in Mittel- und Osteuropa“ gefördert)

Summary:

Dynamic model of screw compressor is studied. The influence of the pressure excitation, bearing excentricity and mesh error in gearing is taken into account. The results are partly experimental verified.

1. Einleitung

Die Schraubenkompressoren bestehen aus mehreren nachgiebigen Körpern – der Antriebswelle, den Rotoren und dem Gehäuse. Miteinander sind diese Körper durch den Zahneingriff und die Lager verknüpft. Die **interne dynamische Erregung** stellen die Druckpulsationen im Arbeitsraum und die Unwucht der Rotoren dar. Die Übersetzungsfehler im Zahneingriff und die Exzentrizität der Lagerung stellen dann die **kinematische Erregung** dar. Für die Analyse der erregten Schwingungen von solchen sehr komplizierten Systemen scheint es nützlich zu sein, die Methode der Systemdekomposition auf die einzelnen Subsysteme [1] zu verwenden, wobei die Subsysteme mit der FEM diskretisiert werden können. Weil die Freiheitsgradzahl des diskretisierten Gehäuses sehr hoch wäre, muss man diese Anzahl mit der Methode der Modalsynthese und der Kondensierung [2] reduzieren. Das kondensierte Model des Schraubenkompressors ist dann auf Grund der Eigenfrequenzen und Eigenvektoren der separierten Subsystemen zusammenzustellen. Diese Eigenwerte der Subsysteme könnte man mit Hilfe der experimentellen Modalanalyse [3] verifizieren. Im Falle, dass die berechneten und experimentell bestimmten Eigenwerte nicht hinreichend genau übereinstimmen, scheint es zweckmässig, die ausgewählten Parameter der einzelnen Subsysteme zu identifizieren und damit das Model des Kompressors für die Analyse der erregten Schwingungen zu verbessern.

Der Beitrag knüpft direkt an [1], wo die von Druckpulsationen erregten Schwingungen des Rotorsystems mit der Einbeziehung der statischen Nachgiebigkeit des Gehäuses untersucht wurden. Hier verwendet man das kondensierte Modell des gesamten Kompressors für die Analyse der Schwingungen, die durch die Lagerexzentrizität, kinematische Fehler in der Verzahnung und Druckpulsationen verursacht werden.

2. Das kondensierte Modell der erregten Schwingungen des Kompressors

Der Kompressor (Bild 1), der in die Subsysteme Antriebswelle ($j = 1$), Nebenrotor ($j = 2$), Hauptrotor ($j = 3$) und Gehäuse ($j = 4$) zerlegt ist, ist im Konfigurationsraum der Modalkoordinaten $x(t)=[x_i(t)]$ der Subsysteme mit der Gleichung

$$\ddot{x}(t) + [B + \omega, G + V^T (B_G + B_B) V] \dot{x}(t) + [\Lambda + V^T (K_G + K_B) V] x(t) = V^T [f_G(t) + f_B(t) + f_p(t)] \quad (1)$$

dargestellt [4].

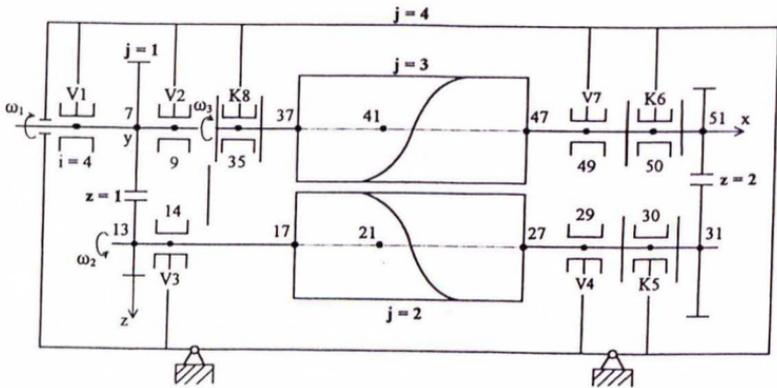


Bild 1. Das Kompressorsystem und die Verteilung auf die Subsysteme

Die kinematischen Kupplungen bezeichnen wir mit $z = 1, 2$ (Zahnradengriff) und V1 bis K8 (Wälz- und Kugellager). Die Transformation der Modalkoordinaten in die Knotenverschiebungen ist mit der Beziehung

$$q(t) = V x(t) \quad (2)$$

bzw. für die einzelnen Subsysteme mit

$$\mathbf{q}_j(t) = {}^m \mathbf{V}_j \mathbf{x}_j(t), \quad j = 1, 2, 3, 4 \quad (3)$$

gegeben.

Die Matrizen $\Lambda = \text{diag}({}^m \Lambda_j)$ und $\mathbf{V} = \text{diag}({}^m \mathbf{V}_j)$ sind blockdiagonal und wurden mit Hilfe der Spektral- und Modalsubmatrizen der isolierten Subsysteme $j = 1, 2, 3, 4$ zusammengestellt. Index m beschreibt, daß in den Matrizen ${}^m \Lambda_j$ und ${}^m \mathbf{V}_j$ nur m_j der ersten sogenannten „master“ Eigenformen, die den Eigenfrequenzen aus dem gegebenen Bereich $\Omega \in (0, (2-3)\omega_{\max})$ entsprechen, vertreten sind. Dabei ist ω_{\max} die maximale Erregungsfrequenz. Die Matrizen $\mathbf{B}_G, \mathbf{B}_B$ und $\mathbf{K}_G, \mathbf{K}_B$ sind die Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen der Kupplungen im Zahnradpaar (Index G) und in den Lagern (Index B). Die Elastizitäts- und Dämpfungseigenschaften von Wälzlagern modelliert man mit 4 radialen Federn und von Kugellagern zusätzlich mit den 4 axialen Federn mit parallel angeordneten Dämpfern. Die Materialdämpfung der Subsysteme stellt die blockdiagonale Matrix $\mathbf{B} = \text{diag}({}^m \mathbf{V}_j^T \mathbf{B}_j {}^m \mathbf{V}_j)$ dar, wobei die proportionale Dämpfung die Bedingung

$${}^m \mathbf{V}_j^T \mathbf{B}_j {}^m \mathbf{V}_j = \text{diag}(2D_v^{(j)} \Omega_v^{(j)}),$$

erfüllt. $D_v^{(j)}$ bzw. $\Omega_v^{(j)}$ sind die Relativdämpfungen bzw. Eigenfrequenzen der zugehörigen Subsysteme $j = 1, 2, 3, 4$. Die Matrix $\omega_r \mathbf{G}$ entspricht den gyroskopischen Kräften, wobei ω_r die Winkelgeschwindigkeit der Antriebswelle ist.

Die Vektoren $\mathbf{f}_G(t)$ und $\mathbf{f}_B(t)$ stellen die kinematische Erregung in den Kupplungen dar. Die Druckpulsationserregung wird mit dem Vektor $\mathbf{f}_p(t) = [\mathbf{f}_j^p(t)]$, $j = 1, 2, 3, 4$ beschrieben, wobei $\mathbf{f}_1^p(t)$ (entspricht der Antriebswelle) gleich Null ist.

3. Stationäre durch Übersetzungsfehler verursachte Schwingungen

Der Vektor der inneren Erregung, der durch die Übersetzungsfehler $\Delta_z(t)$ in den Zahnradpaaren $z = 1$ und $z = 2$ generiert wird, kann man in erster Approximation in folgender Form ausdrücken

$$\mathbf{f}_G(t) = \sum_{z=1}^2 [k_z \Delta_z(t) + b_z \dot{\Delta}_z(t)] \mathbf{c}_z, \quad (4)$$

wobei k_z und b_z die mittlere Steifigkeit bzw. der Koeffizient der viskosen Dämpfung im Eingriff z ist. Die Vektoren \mathbf{c}_z sind mit den geometrischen Parametern der Zahnräder bestimmt [5]. Diese Räder befinden sich im Vektor der verallgemeinerten Koordinaten $\mathbf{q}(t)$ vor der Kondensierung auf den Knotenpositionen 7,13 (für $z = 1$) und 31,51 (für $z = 2$).

Die gesamten kinematischen Übersetzungsfehler im Eingriff „ z “ kann man in komplexer Form folgendermaßen ausdrücken

$$\Delta_z(t) = \sum_j \Delta_{z,j} e^{i\omega_j t} + \sum_k \Delta_{z,k} e^{ik\omega_z t} . \quad (5)$$

Die komplexe Amplitude $\Delta_{z,j}$ beschreibt die **exzentrische Lagerung des Zahnrades** im Eingriff z auf dem Glied j und hat die Umdrehungswinkel­frequenz ω_j . Die komplexen Amplituden $\Delta_{z,k}$ stellen die k -harmonischen Komponente des **Eingriffsfehlers** im Eingriff z mit der Winkel­frequenz $k\omega_z$ dar, wobei ω_z die Zahn­frequenz ist. Laut (4) und (5) könnte man den Vektor $\mathbf{f}_G(t)$ in die Form

$$\mathbf{f}_G(t) = \sum_z \mathbf{c}_z \left\{ \sum_j (k_z + i\omega_j b_z) \Delta_{z,j} e^{i\omega_j t} + \sum_k (k_z + i\omega_z b_z) \Delta_{z,k} e^{ik\omega_z t} \right\} \quad (6)$$

transformieren.

Die stationären, von der **exzentrischen Lagerung der Zahnräder** erregten Schwingungen entsprechen der partikulären Lösung von (1) für $\mathbf{f}_B(t) = 0$ und $\mathbf{f}_p(t) = 0$, wenn wir aus (6) nur das erste Glied in Betracht nehmen. Diese Lösung dann hat die Form

$$\mathbf{q}(t) = \mathbf{V} \mathbf{x}(t) = \mathbf{V} \sum_z \sum_j \mathbf{x}_{z,j} e^{i\omega_j t} , \quad (7)$$

wobei

$$\mathbf{x}_{z,j} = \left\{ -\omega_j^2 \mathbf{E} + i\omega_j [\mathbf{B} + \omega_0 \mathbf{G} + \mathbf{V}^T (\mathbf{B}_G + \mathbf{B}_B) \mathbf{V}] + \mathbf{A} + \mathbf{V}^T (\mathbf{K}_G + \mathbf{K}_B) \mathbf{V} \right\}^{-1} (k_z + i\omega_j b_z) \Delta_{z,j} \mathbf{V}^T \mathbf{c}_z$$

Um den Einfluss der Exzentrizitäten auf die dynamischen Kräfte im Eingriff und die Lagerkräfte abzuschätzen, haben wir die Werte $\Delta_{1,1} = \Delta_{1,2} = \Delta_{2,2} = \Delta_{2,3} = 5 \cdot 10^{-6} [m]$ in die

Formel eingesetzt. Die Winkelgeschwindigkeit ist dabei in breitem Bereich $\omega_1 \in (0, 500) [\text{rad/s}]$ geändert worden.

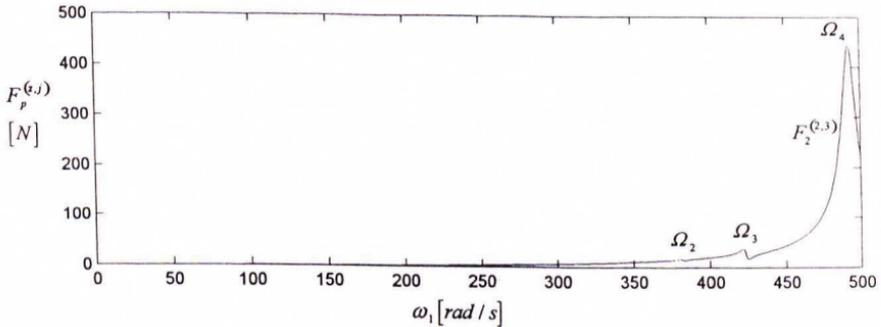


Bild 2. Die Amplitudencharakteristik für die von der Lagerexzentrizität erregte Eingriffskraft

Für die Eingriffskräfte im Paar p ($p=1, 2$), die von der Exzentrizität p ($p = 1, 2$) verursacht werden, gilt [4]

$$F_p^{(z,j)}(\omega_1) = \left| (k_p + i\omega_1 b_p) \left(-\mathbf{c}_p^T \mathbf{V} \mathbf{x}_{z,j} + \Delta_{p,j} \delta_{p,z} \right) \right|, \quad (8)$$

wobei $\delta_{p,z}$ Kroneckersymbol ist. Man kann feststellen, dass nur die exzentrische Ritzellagerung auf dem Hauptrotor (Bild 2) die Resonanz (mit der 4. Eigenfrequenz des Schraubenkompressors CG 80) hervorrufen kann. Die entsprechende Winkelgeschwindigkeit ist dabei $\omega_1 = \Omega_4 / p_{3,1} = 492 [\text{rad/s}]$ mit $p_{3,1} = \omega_3 / \omega_1$.

Für die obere Abschätzung der dynamischen Kraft im Zahneingriff, die von allen gleichzeitig in Betracht genommenen Exzentrizitäten verursacht wird, gilt

$$\hat{F}_p(\omega_1) = \sqrt{\sum_z \sum_j \left| (k_p + i\omega_1 b_p) \left(-\mathbf{c}_p^T \mathbf{V} \mathbf{x}_{z,j} + \Delta_{p,j} \delta_{p,z} \right) \right|^2} \quad (9)$$

Aus diesen Ergebnissen können wir die folgende Schlüsse ziehen:

Die durch die Exzentrizität erzwungene Erregung hat nur sehr geringen Einfluss auf die Gehäusedeformationen und auf die dynamische Belastung der Verzahnung, der Lager und der Rotoren. Nur im Falle extremer Rotorwinkelgeschwindigkeit kann die Exzentrizität des Zahnrades auf dem Hauptrotor (Winkelgeschwindigkeit ω_1) die Resonanz mit den niedrigsten Eigenfrequenzen des Kompressors hervorrufen. Im Fall eines nachgiebig gelagerten Gehäuses kann die Exzentrizität der Zahnräder die kleineren Vibrationen des gesamten Kompressors verursachen.

Die stationären, von **kinematischen Abweichungen der Verzahnung** erregten Schwingungen könnte man aus (1) für $\mathbf{f}_B(t) = 0$, $\mathbf{f}_p(t) = 0$ und für den Erregungsvektor, der mit dem zweiten Glied aus (6) bestimmt ist, in folgender Form ausdrücken

$$\mathbf{q}(t) = \mathbf{V} \mathbf{x}(t) = \mathbf{V} \sum_z \sum_k \mathbf{x}_{z,k} e^{ik\omega_z t}. \quad (10)$$

Hier gilt für die komplexen Amplituden der Modalkoordinaten

$$\mathbf{x}_{z,k} = \left\{ -k^2 \omega_z^2 \mathbf{E} + ik\omega_z [\mathbf{B} + \omega_0 \mathbf{G} + \mathbf{V}^T (\mathbf{B}_G + \mathbf{B}_B) \mathbf{V}] + \Lambda + \mathbf{V}^T (\mathbf{K}_G + \mathbf{K}_B) \mathbf{V} \right\}^{-1} (k_z + ik\omega_z b_z) \Delta_{z,k} \mathbf{V}^T \mathbf{c}_z$$

Um den Einfluss der Abweichungen auf die dynamischen Kräfte zu beurteilen, nehmen wir als Modellfall die steife Unterstützung des Gehäuses und die Amplituden der 1. und 2. harmonischen Komponente der Abweichungen im Zahneingriff $z=1,2$ als $\Delta_{1,1} = \Delta_{2,1} = 5 \cdot 10^{-6} [m]$ bzw. $\Delta_{1,2} = \Delta_{2,2} = 2,5 \cdot 10^{-6} [m]$ an. Die Winkelgeschwindigkeit der Antriebswelle ändert man dabei wieder im Bereich $\omega_1 \in (0, 500) [rad/s]$. Die Amplitudencharakteristiken der Verzahnungskräfte, die von einzelnen Abweichungskomponenten hervorgerufen worden sind, bestimmen wir in Form [4]

$$F_p^{(z,k)}(\omega_1) = \left[(k_p + ik\omega_z b_p) \left(-\mathbf{c}_p^T \mathbf{V} \mathbf{x}_{z,k} + \Delta_{p,k} \delta_{p,z} \right) \right]. \quad (11)$$

Die ausgesuchten Amplitudencharakteristiken sind in Bild 3 graphisch dargestellt. Bei den einzelnen Resonanzen sind die zugehörigen Eigenfrequenzen des Kompressors Ω_v angeführt.

Für die oberen Abschätzungen der dynamischen Eingriffskräfte im Eingriff „p“ die von allen gleichzeitig wirkenden harmonischen Komponenten der Abweichungen hervorgerufen sind, gilt

$$\hat{F}_p(\omega_1) = \sqrt{\sum_z \sum_k |(k_p + ik\omega_z b_p)(-c_p^T \mathbf{V} \mathbf{x}_{z,k} + \Delta_{p,k} \delta_{p,z})|^2} \quad (12)$$

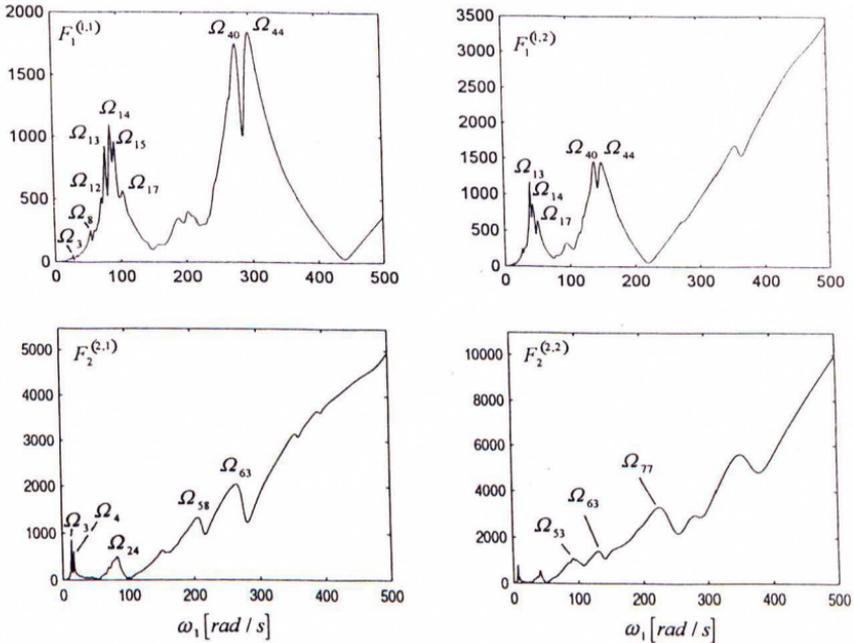


Bild 3. Die Amplitudencharakteristiken der Eingriffskräfte von der einzelnen kinematischen Abweichungen der Verzahnung

Als Zusammenfassung kann man sagen:

Für die dynamische Belastung der Verzahnung sind maßgeblich die geometrischen Abweichungen in dieser Verzahnung verantwortlich. Die Belastung steigt wesentlich mit den Umdrehungen.

4. Die von Druckpulsationen erregten Kompressorenschwingungen und Lagerkräfte

Der Druck auf der Oberfläche des Schraubenteiles der Rotoren wurde in die Knoten 17 bis 27 auf dem Nebenrotor und 37 bis 47 (Bild 1) auf dem Hauptrotor transformiert [6]. Nach der Zeitdiskretisierung kann man den Druckpulsationenerregungsvektor in der Gleichung (1) in der Form

$$\mathbf{f}_p(k \Delta t) = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{f}_2^p(k \Delta t) \\ \mathbf{f}_3^p(k \Delta t) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad k=0,1,2,\dots \quad (13)$$

ausdrücken wobei \mathbf{f}_2^p und \mathbf{f}_3^p die Erregung der Subsystem $j=2$ und $j=3$ darstellen. Der Zeitschritt $\Delta t = 1,351 \cdot 10^{-4}$ [s] entspricht einem neuntel der Umdrehungsperiode $T = 0,0012161$ [s] des Rotores 2 oder 3.

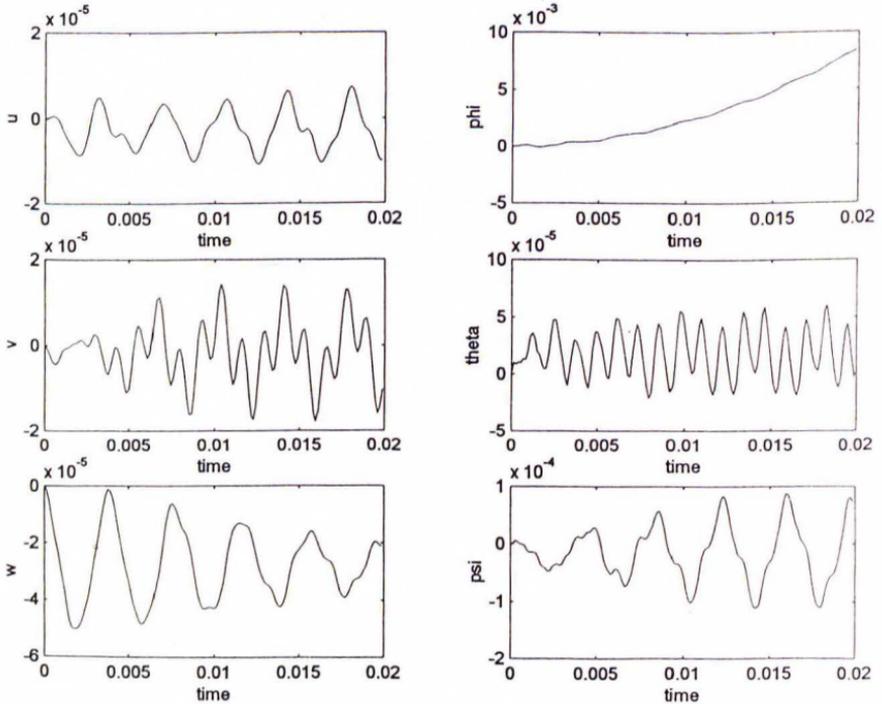


Bild 4. Die Übergangsschwingungen im Knoten 21 des Nebenrotors durch die Druckpulsationen

Die Gleichung (1) können wir für $\mathbf{f}_G(t) = \mathbf{f}_B(t) = 0$ mit Hilfe der Newmarkmethode oder der genaueren Modalmethode [4] integrieren und dann transformieren nach (2). Die **erregten Übergangsverschiebungen** im Knoten 21 (Bild 1) des Nebenrotors sind in Bild 4 dargestellt. Dabei wurden die folgenden Werte für die Dämpfungen verwendet:

$$D_v^{(i)} = 0,05, \quad b_z = 5 \cdot 10^{-5} k_z, \quad z = 1,2, \quad b_{i,j} = 2 \cdot 10^{-5} k_{i,j}$$

wo $k_{i,j}$ bzw. $b_{i,j}$ die Steifigkeit bzw. die Dämpfung der Ersatzfeder bzw. Des Dämpfers von Lagern zwischen der Lagermitte „i“ und dem Knoten „j“ des Gehäuses ist.

Die stationären Änderungen der Lagerkräfte in x, y und z Richtungen sind auf dem Bild 5 dargestellt. Diese kann man nachher als Erregung für die Analyse der erregten Schwingungen des Gehäuses verwenden.

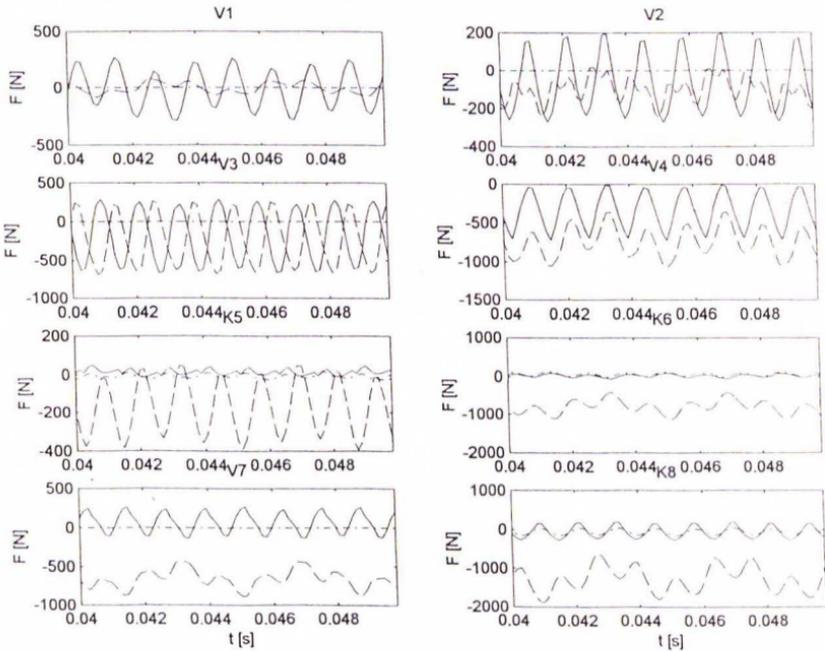


Bild 5. Die dynamischen Lagerkräfte durch Druckpulsationen

5. Die experimentale Verifizierung des mathematischen Modells

Die Betriebsschwingungen des Gehäuses des Schraubenkompressors CG 80 wurden an den 8 Stellen (Bild 6) gemessen. Die Beschleunigungsspektren in den Radialrichtungen sind auf den Bildern 7 und 8 dargestellt.

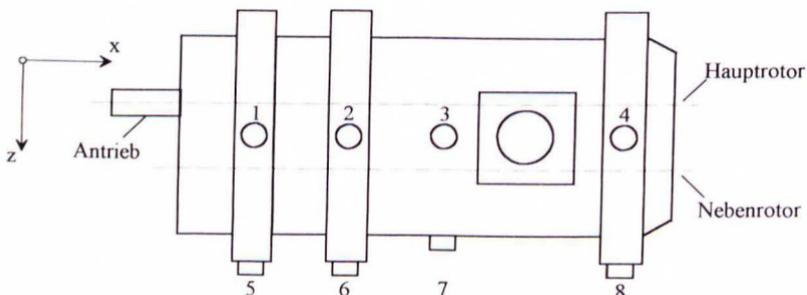
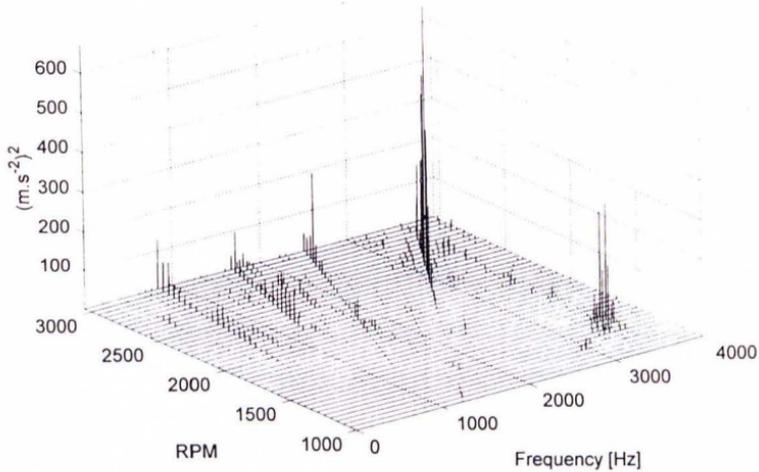


Bild 6. Die Messstellen auf dem Kompressor

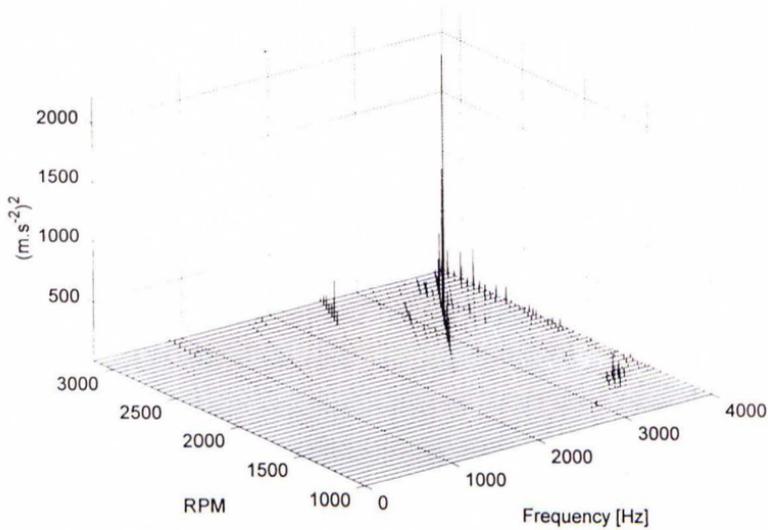
Daraus kann man folgendes schliessen:

1. Die grössten Amplituden kann man in den Punkten 1,3 (Bild 7), 5 und besonders 7 (Bild 8) beobachten und zwar mit der **Zahnfrequenz der Verzahnung** $z = 1$ bei den Hauptrotorumdrehungen $n_1 \in \langle 2500 - 2700 \rangle [\text{ot/min}]$ bzw. $\omega_1 \in \langle 262 - 283 \rangle [\text{rad/s}]$ und $n_1 \in 2850 [\text{ot/min}]$ bzw. $\omega_1 \in 298 [\text{rad/s}]$. Die gemessenen Werte entsprechen der Amplitudencharakteristik der Kraft $F_1^{(1,1)}(\omega_1)$ in der Verzahnung $p = 1$ für $z = 1$, $k = 1$ (Bild 3) und den berechneten Amplitudencharakteristiken in den Knoten 23 und 30 (Bild 9), die sich in der Nähe des Messpunktes 3 befinden. Die berechneten Amplituden in den Koordinatenachsenrichtungen x , y , z sind mit den Verzahnungsabweichungen $\Delta_{1,1} = 5 \cdot 10^{-6} [m]$ erzwungen. Die Eingriffskräfte wirken über die Lager auf das Gehäuse und erzwingen hier die Schwingungen mit derselben Frequenz. Die Verstärkung ist durch die Resonanz der Zahnfrequenz $f_1 \in \langle 3083 - 3330 \rangle [Hz]$ mit der Eigenfrequenz $f_{42} \in 3128 [Hz]$ des Gehäuses bzw. der Zahnfrequenz $f_{21} \in 3515 [Hz]$ mit der Eigenfrequenz $f_{47} \in 3528 [Hz]$ verursacht (Bild 10).

Autospectrum. Transducer no. 3

**Bild 7.** Das Beschleunigungsspektrum im Punkt Nr. 3

Autospectrum. Transducer no. 7

**Bild 8.** Das Beschleunigungsspektrum im Punkt Nr. 7

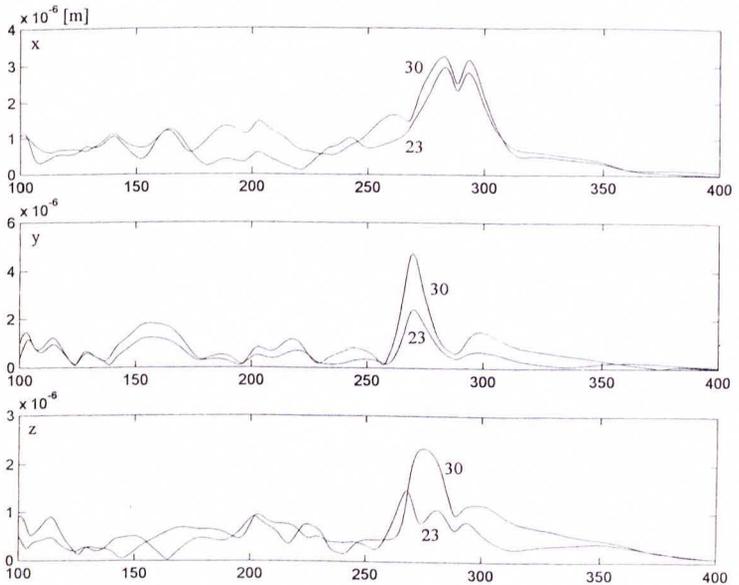


Bild 9. Die Amplitudencharakteristiken der Verschiebungen in den Knoten des Gehäuses⁸

2. Die Gehäuseschwingungen mit der **Zahnfrequenz der Verzahnung** $z = 2$ kann man relativ schwach im Punkt 4 in der Nähe der Zahnradebene bei den Antriebswellenumdrehungen $n_1 \in \langle 1400 - 1550 \rangle [\text{ot/min}]$ d.h. bei der Winkelgeschwindigkeit $\omega_1 \in \langle 147 - 162 \rangle [\text{rad/s}]$ beobachten. Die gemessenen Werte entsprechen ungefähr der Amplitudencharakteristik der Kraft $F_2^{(z,1)}(\omega_1)$ im Zahneingriff $p = 2$ für $z = 2$, $k = 1$ (Bild 3). Messungen wurden nur bis zur Frequenz $4000 [\text{Hz}]$ durchgeführt, was einer Winkelgeschwindigkeit $\omega_1 \in 168 [\text{rad/s}]$ entspricht. Aus Bild 3 geht hervor, dass die Amplituden sich wesentlich erst für die Winkelgeschwindigkeit $\omega_1 \in 200 [\text{rad/s}]$ und mehr vergrößern.

3. Die Gehäuseschwingungen mit der **Rotoreingriffsfrequenz** f_R sind am höchsten bei den Umdrehungen $n_1 \in \langle 3000 - 3150 \rangle [\text{ot/min}]$ in den Punkten 2 und 3 (Bild 7). Die

Verstärkung in diesem Frequenzbereich ist durch die Resonanz $f_{12} = 855$ [Hz] des Kompressors [1] oder $f_{16} = 825$ [Hz] des Gehäuses (Bild 10), die mit dem Erregungsbereich $f_R \in (822 - 863)$ [Hz] zusammenfällt, hervorgerufen.

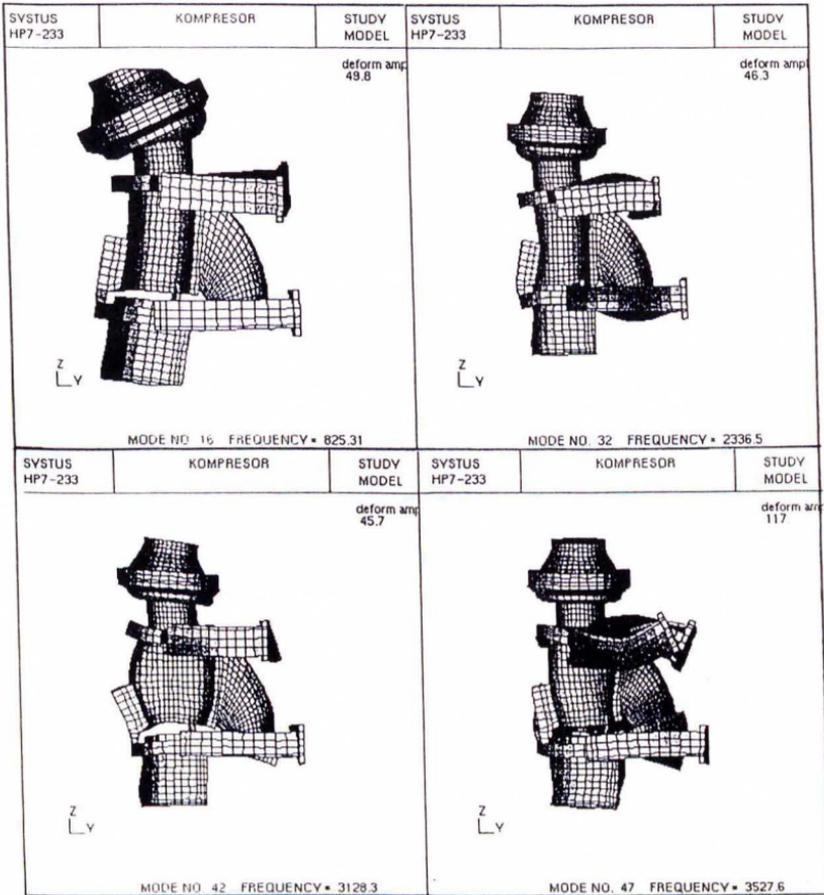


Bild 10. Die Eigenschwingungsformen des Gehäuses

4. Die Gehäuseschwingungen mit der **zweiten Harmonischen der Rotorenzahnfrequenz** $2f_R$ sieht man am deutlichsten im Punkt 3 bei den Umdrehungen

$n_1 \in (2400 - 2500) [\text{ot/min}]$. Die Verstärkung ist wieder durch die Resonanz $f_{10} = 1312 [\text{Hz}]$ des Kompressors hervorgerufen. Diese befindet sich in der Nähe des Erregungsbereichs $2f_R \in (1315 - 1370) [\text{Hz}]$.

5. Die Gehäuseschwingungen mit der dritten Harmonischen der Rotorenzahnfrequenz $3f_R$ sieht man wieder im Punkt 3 bei den Umdrehungen $n_1 \in 2900 [\text{ot/min}]$, wo die Erregungsfrequenz $3f_R = 2384 [\text{Hz}]$ mit der Eigenfrequenz $f_{32} = 2337 [\text{Hz}]$ des Gehäuses (Bild 10) zusammenfällt.

6. Die Erregung mit der Umdrehungsfrequenz der Antriebswelle und des Nebenrotors wurde im Messbereich $n_1 \in (1000 - 3150) [\text{ot/min}]$ nicht beobachtet. Die Erregung mit der Umdrehungsfrequenz des Hauptrotors erscheint nur unbedeutend bei den Umdrehungen $n_1 \geq 2600 [\text{ot/min}]$. Das entspricht der Amplitudencharakteristik der Kraft $F_2^{(2,3)}(\omega_1)$ im Zahneingriff $p = 2$, die von der Exzentrizität der Ritzzellagerung auf dem Hauptrotor hervorgerufen wird (Bild 2). Im Einklang mit Bild 2 ist es ersichtlich, dass die eventuelle Exzentrizität der Zahnradlagerung erst bei hohen Umdrehungen $n_1 \geq 4500 [\text{ot/min}]$ des Hauptrotors wichtig wird.

7. Im Frequenzspektrum wurden auch kleiner Seitenkomponenten, die der Eingriffsfrequenz der Rotoren entsprechen, gemessen. Dabei handelte es sich um die Frequenzen $f_R \pm k f_{3,0}$ und $f_R \pm k f_{2,0}$, $k=1,2$. Dies könnte durch die veränderliche Belastung des Rotorensystems verursacht worden sein.

Zusammenfassung

Die dargestellten Ergebnisse demonstrieren den im Rahmen der Volkswagenstiftung entwickelten Algorithmus für die Schwingungsanalyse der Schraubenkompressoren unter Betriebsbedingungen mit Einbeziehung der möglichen Herstellungs- und Montagefehler. Mit berechneten Daten kann man die folgenden wichtigen Aufgaben lösen:

- Die Änderung der Spalte zwischen dem Gehäuse und den Rotoren. Der zugehörige Algorithmus wurde bereits in [4] veröffentlicht.
- Die Minimierung der Schwingungsamplituden mit Hilfe der Optimierungs- und Trimmungsmethoden (vorbereitet für die Veröffentlichung).

- -Die Geräuschausstrahlungsberechnung mit Hilfe von kommerziellen Softwareprodukten.

Diese Arbeit hätte nicht entstehen können ohne Zusammenarbeit mit dem Lehrstuhl für Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund. Unser Dank gehört dem Leiter Herrn Prof. Kauder und seinen Mitarbeitern sowie auch den Kollegen in Pilsen, besonders Herrn Dr.-Ing. Markov und Dr.-Ing. Albl.

Literatura

- [1] Rosenberg, J. – Zeman, V. – Kovář, L. – Pašek, M. – Markov, P.: Schwingungsverhalten von Schraubenmaschinen. In: Schraubenmaschinen Nr. 5, S. 50 – 58, Universität Dortmund, 1997.
- [2] Zeman, V.: Vibration of Mechanical Systems by the Modal Synthesis Method. ZAMM – Z. angew. Math. Mech. 74 (1994) 4, T 99 – T101.
- [3] Zaveri, K. – Phil, M.: Modal Analysis of Large Structures Multiple Exciter Systems. Brüel & Kjaer, 1984.
- [4] Zeman, V.- Kovář, L.: Analysis of dynamical properties of the screw compressors. Proceeding Dynamics of Machines '98, Institut of Thermomechanics, Academy of Sciences of the Czech Republik, pp. 237 – 244, Prague, 1998.
- [5] Zeman, V. – Hlaváč, Z.: Mathematical modelling of vibration of gears transmissions by modal synthesis method. Proceedings of the Ninth World Congress IFToMM, Vol. 1, pp. 397 – 400, Milano, 1995.
- [6] Rosenberg, J. – Zeman, V.- Markov, P. – Dupal, J.: Dynamische Analyse und Optimierung von Schraubenkompressoren – Teil 1. In: Schraubenmaschinen Nr. 3, S. 51 – 64, Universität Dortmund, 1995.
- [7] Markov, P. -Kovar, L.: Dynamische Analyse des Gehäuses des Schraubenkompressors CG80. Forschungsbericht Westböhmisches Universität Pilsen – Universität Dortmund, Nr. 204/97, 1998