

6. Workshop Kolbenverdichter

23. / 24. Oktober 2002

Vortrag Nr. 9

Schwingungsprobleme an der Wurzel packen

Dr.-Ing. Johann Lenz

KÖTTER Consulting Engineers

Inhalt:

1. **Einleitung**
2. **Projekt I: Kupplungsschäden an Verdichterantrieb**
3. **Projekt II: Inbetriebnahmeprobleme an der Gleitringdichtung eines Getriebeturboverdichters**
4. **Projekt III: Gaspulsationen und Rohrleitungsschwingungen**
5. **Projekt IV: Lärminderung bei Prototypenbau**
6. **Zusammenfassung:**

1. Einleitung

In den verschiedenen Bereichen der Industrie treten Schwingungen in den unterschiedlichsten Formen auf. Ob als mechanische Schwingung von Rohrleitungen, als Lagerbock- oder Wellenschwingung einer rotierenden Maschine, als Gassäulen- oder Flüssigkeitsschwingung in Leitungen und Behältern oder auch als Luftschall oder Erschütterungswelle im Erdreich, die Vielfalt der Erscheinungsformen ist groß.

Schwingungen sind einerseits unerwünscht oder sollen zumindest gewisse Pegel nicht überschreiten. Sie stellen andererseits aber auch eine wichtige Informationsquelle dar, um z. B. den mechanischen Zustand einer laufenden Maschine zu beurteilen. Gezielt erzeugt werden Schwingungen z. B. für den Transport von Schüttgütern (Schwingförderrinnen) oder zur automatischen Innenreinigung von schwer zugänglichen Behältern.

Die menschliche Wahrnehmung von Schwingungserscheinungen ist recht ausgeprägt. Besonders Veränderungen der Schwingungsfrequenz werden sehr schnell registriert. Jedoch bereitet es Schwierigkeiten, die Auswirkung der Schwingungen bzw. Schwingungsänderungen hinsichtlich des möglichen Gefährdungspotentials abzuschätzen bzw. zu beurteilen. Hierzu ist zuerst die Erfassung der Schwingungskennwerte als Zahlenwert erforderlich, um dann mit Erfahrungswerten oder Richtlinien vergleichen zu können. In einem zweiten Schritt sollte dann bei einer Überschreitung der Richtwerte die Schwingungsursache genau untersucht werden. Dazu ist die Erregerquelle, der Übertragungsweg und gegebenenfalls die bestehende Koppelfunktion des Schwingungs-Phänomens als Wirkungsmechanismus offenzulegen.

Bei der Ursachenanalyse ist es darüber hinaus wichtig, die mechanischen Schwingungen nicht nur als Auswirkung des untersuchten Problems zu betrachten, sondern alle anderen an diesem Phänomen beteiligten Größen (wie z. B. Reglereinstellungen, Druckpulsationen, Volumenströme, etc.) in die Untersuchung mit einzubeziehen. Auf dieser Basis ist es dann ohne „Trial- and Error-Verfahren“ möglich, ggf. auch mit abgestimmten Berechnungsverfahren, effektive Maßnahmen auszulegen, um eine gezielte Reduzierung bzw. Beseitigung der ursächlichen Schwingungen zu erreichen.

Die beschriebene Vorgehensweise ist eine der Hauptaufgaben des beratenden Ingenieurs im Bereich der Maschinen- und Anlagenschwingungen. Nachfolgend werden anhand bereits durchgeführter Praxiseinsätze bei verschiedensten Problemstellungen unterschiedliche Vorgehensweisen, resultierende Erkenntnisse und die daraufhin realisierten Maßnahmen inklusive ihrer Auswirkungen vorgestellt, um die Dienstleistung des beratenden Ingenieurs transparent darzustellen.

2. Projekt I: Kupplungsschäden an Verdichterantrieb

Situation:

Zum Transport von Flüssiggas auf Gastankern werden Rückverflüssigungsverdichter eingesetzt, die das gasförmig gewordene Transportgut durch Verdichtung und Kühlung in den flüssigen Aggregatzustand zurückversetzen.

Auf einem neu gebauten LPG-Tanker (Liquid Petrol Gas, siehe Abbildung 1) traten bereits wenige Wochen nach der Inbetriebnahme Kupplungsschäden an den drei von E-Motoren angetriebenen Kolbenverdichtern auf.

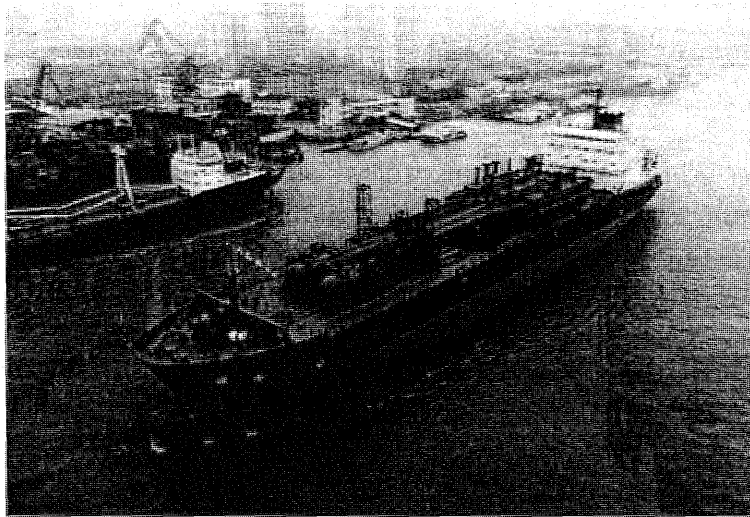


Abbildung 1: Gesamtansicht des LPG-Tankers "Wilhelm Schulte" zum Transport von Flüssiggas.

Vorgehensweise:

Verschiedene Maßnahmen wie Kupplungsaustausch, Überprüfung des theoretischen Festigkeitsnachweises sowie Neuausrichtung von Motor und Kompressor führten zu keiner wesentlichen Verbesserung der Situation. Nach weitergehenden theoretischen Untersuchungen wurde aufgrund eines Hinweises auf mögliche Resonanzprobleme eine gezielte meßtechnische Ursachenanalyse der aufgetretenen Schäden beauftragt. Diese schwingungstechnische Analyse der Verdichteranlage wurde während einer Überfahrt von Houston, Texas, durch den Golf von Mexiko nach Panama durchgeführt. Den Schwerpunkt der Untersuchung bildete neben der Ermittlung der absoluten Anlagenschwingungen und der Wellenschwingung die Erfassung des dynamischen Drehmomentverlaufes im Antriebsstrang (siehe Abbildung 2).

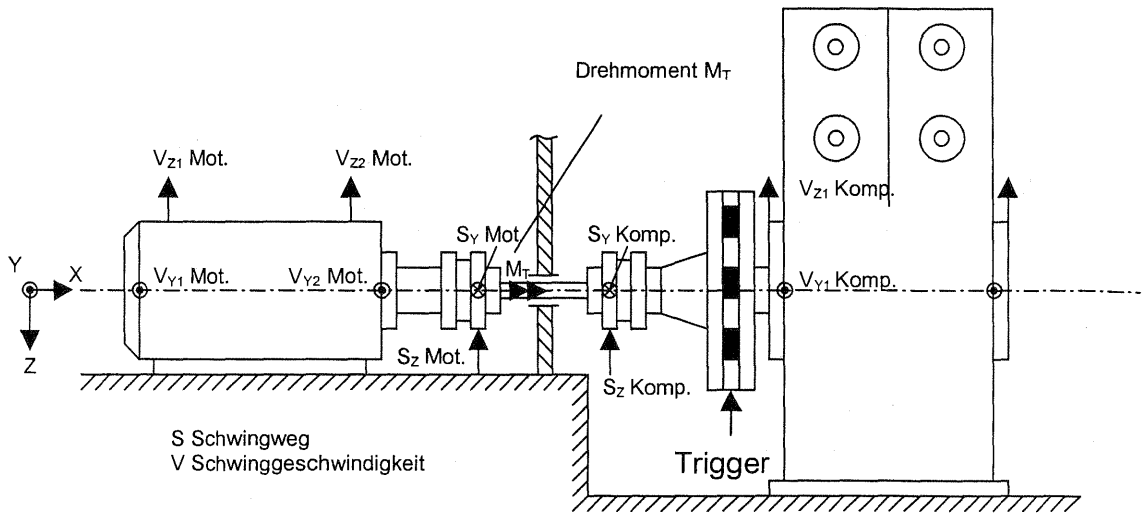


Abbildung 2: Schwingungsmesspunkte und Drehmomentaufnahme.

Durch Applikation von Dehnungsmessstreifen auf der Antriebseinheit und einer Signalübertragungsstrecke per Telemetrie (siehe Abbildung 3) wurde das Drehmoment der rotierenden Antriebsschleife beim Hoch- und Abfahren sowie bei unterschiedlichen Lastzyklen im Betrieb des Verdichters erfaßt.

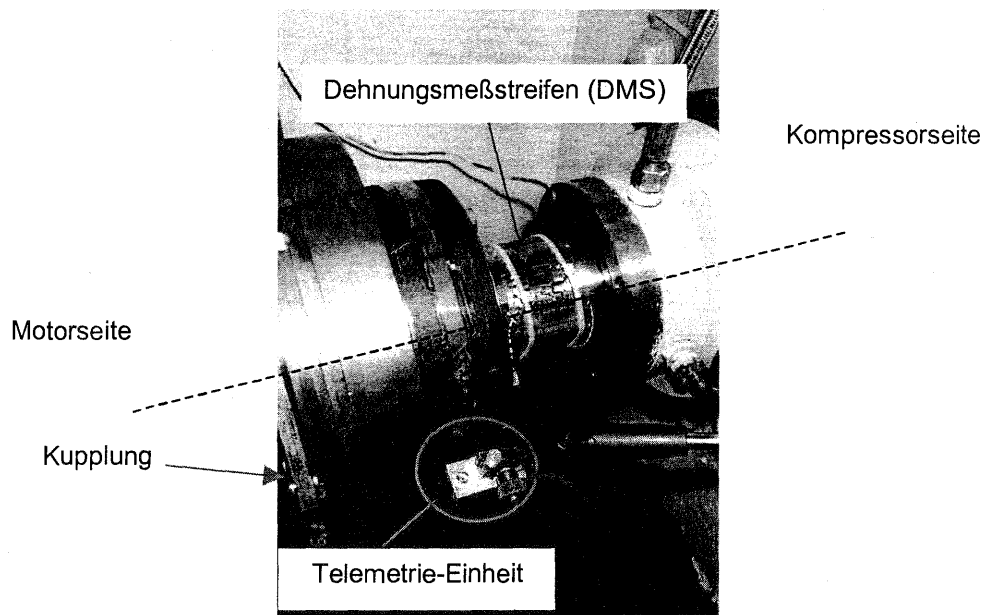
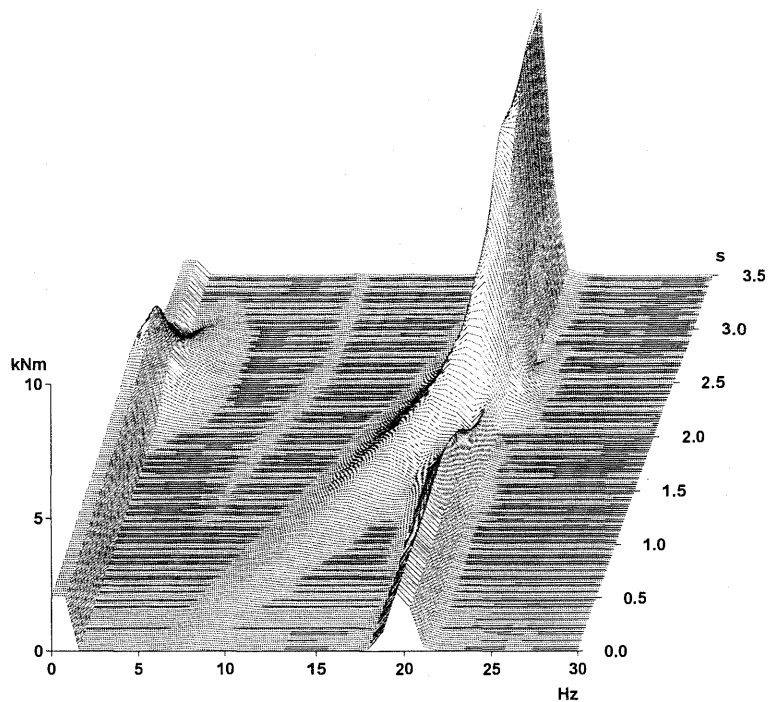


Abbildung 3: Applikation des Dehnungsmessstreifens (DMS) mit Telemetrieinheit.



11.01.99 19:28:52

Abbildung 4: Amplitudenspektrum des Drehmomentverlaufs beim Hochlauf des Verdichters.

Diese Drehmomentmessung (siehe Abbildung 4) zeigte eine markante, dem Nenn-drehmoment überlagerte Torsionsschwingung in der doppelten Drehfrequenz der Anlage, die zu einer schädigenden Wechselbeanspruchung der Kupplung führte.

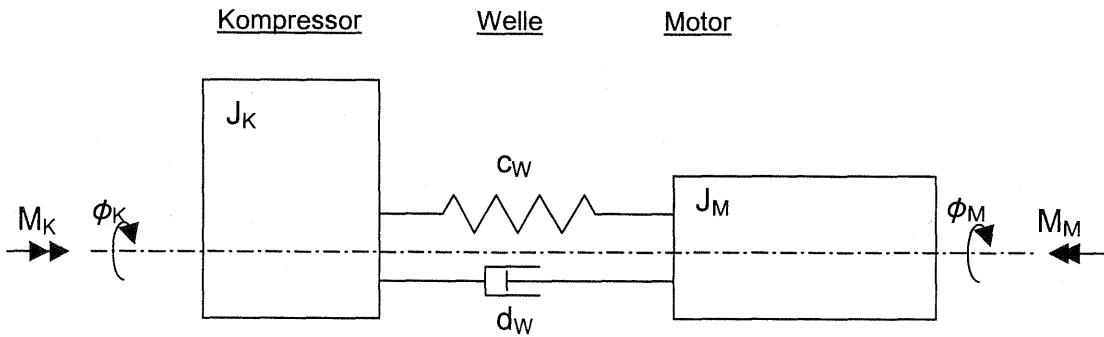
Entscheidend war daraufhin die Frage, welcher konkrete Mechanismus zu diesen erhöhten Drehschwingungen führte. Eine Torsionseigenfrequenz-Analyse im Stillstand der Anlage ergab, daß die erste Torsionseigenfrequenz des Antriebsstranges in unmittelbarer Frequenznähe der doppelten Betriebsdrehzahl des Kompressors lag. Die Anregung erfolgte nicht direkt durch den Motor sondern rückwirkend über die Kompressorseite. Durch die doppelt wirkende Arbeitsweise des Kolbenverdichters (je ein Verdichtungsraum oberhalb und unterhalb des Kolbens) werden pro Umdrehung zwei Verdichtungen durchgeführt, so daß das auf die Kurbelwelle eingeleitete Drehmoment in der doppelten Drehfrequenz des Verdichters auftritt.

Damit war der Wirkungsmechanismus aufgedeckt und in einem zweiten Schritt wurden darauf aufbauend zielgerichtet Maßnahmen vorgeschlagen und konkret ausgelegt. Mit einem vereinfachten mathematischen Modell (Abbildung 5) des Antriebsstrangs als 2-Massenschwinger wurde die Eigenfrequenz der 1. Torsionseigenform f_o wie folgt berechnet:

$$f_o = \frac{w_o}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_w (J_K + J_M)}{J_K \cdot J_M}} \quad \text{Gl. 1}$$

$f_{o \text{ berechnet}} = 19,58 \text{ Hz}$

$f_{o \text{ gemessen}} = 19,84 \text{ Hz.}$



mit
 J_K = Drehträgheitsmoment Kompressor
 J_M = Drehträgheitsmoment Motor
 d_W = Dämpfung
 c_W = Drehsteifigkeit
 ϕ_M = Verdrehung Motor
 ϕ_K = Verdrehung Kompressor
 M_M = Motordrehmoment
 M_K = Kompressordrehmoment

Abbildung 5: Vereinfachtes Drehschwingungsmodell.

Es zeigte sich trotz des einfachen Modells eine gute Übereinstimmung zu der gemessenen Eigenfrequenz. Damit bestand die Möglichkeit, die schwingungstechnische Auswirkung unterschiedlicher Lösungswege im Vorfeld zu berechnen. Auf Basis der Gleichung 1 wurden verschiedene Möglichkeiten zur Verschiebung der Eigenfrequenzen berechnet und tabellarisch als Kosten-Nutzen-Analyse miteinander verglichen.

Modifikationsmöglichkeiten	Wirkung	Vorteile	Nachteile
1. Vergrößerung der Schwungradmasse	Eigenfrequenzverlagerung << 20 Hz		- Resonanzdurchlauf beim Hochfahren
2. Reduzierung des Wellendurchmessers d_W	Eigenfrequenzverlagerung << 20 Hz		- Resonanzdurchlauf beim Hochfahren - mögliche Überbelastung der Welle
3. Verkürzen der Verbindungswelle $l_{WI} = 0,4$ m	Eigenfrequenzverschiebung auf $f_{OI} = 22,86$ Hz	geringer Aufwand durch Einsetzen zusätzlicher Flanschverbindungen	- geringer Frequenzabstand
4. Reduzierung des Schwungradaußendurchmessers auf $R_{II} = 0,45$ m	Eigenfrequenzverschiebung auf $f_{OII} = 22,77$ Hz	geringer Aufwand durch einfaches Abdrehen der Schwungscheibe	- unruhiger Kompressor-umlauf - geringer Frequenzabstand - muß mit Kompressorhersteller abgesprochen werden
5. Vergrößerung des Wellendurchmessers auf $d_{WIII} = 92$ mm	Eigenfrequenzverschiebung auf $f_{OIII} = 25,9$ Hz	geringer Aufwand durch neue Welle und Modifikation des Dichtungssystems	

Tabelle 1: Kosten-Nutzen-Analyse der verschiedenen Modifikationsmöglichkeiten.

Ergebnis:

Aufgrund der Vor- und Nachteile der verschiedenen Möglichkeiten sowie der Kosten der konstruktiven Umsetzung wurde letztendlich der Zwischenwellendurchmesser (Modifikationsmöglichkeit Nr. 5) vergrößert, wodurch die Torsionseigenfrequenz aus dem kritischen Erregerbereich verschoben wurde. Seit Realisierung dieser Maßnahme im Jahre 1999 trat an den insgesamt 3 Schiffen mit 10 baugleichen Verdichteranlagen kein Kupplungsversagen mehr auf.

3. Projekt II: Inbetriebnahmeprobleme an der Gleitringdichtung eines Getriebeturboverdichters

Situation:

In einer neu installierten Chemiefabrik in der Nähe von Alexandria, Ägypten, wurde die Inbetriebnahme eines Anlagenteils verzögert. Grund war ein zum wiederholten Male defektes Gleitringdichtungssystem an der Ritzelwelle eines Getriebeturboverdichters (Abbildung 6).

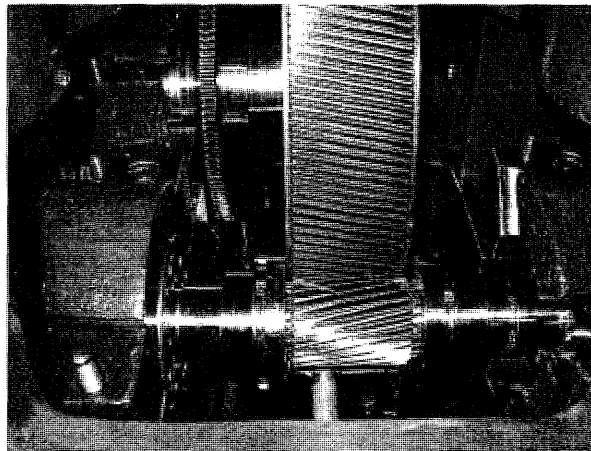


Abbildung 6: Einblick auf Ritzelwelle (Vordergrund) und Radwelle eines Getriebeturboverdichters.

Verschiedene bereits durchgeführte Maßnahmen, wie z. B. der Austausch des Dichtungssystems durch das eines anderen Herstellers, zeigten keinen Erfolg. Der Anlagenbauer vermutete eine Lageinstabilität der Ritzelwelle. Das Dichtungssystem, welches die mit ca. 35.000 Umdrehungen pro Minute rotierende Ritzelwelle gegenüber dem stehenden Gehäuse abdichtet, wird mit Stickstoff durchspült. Der Spalt, der sich im Betrieb zwischen dem sich drehenden und stehenden Gleitring bildet, hat nur eine Dicke von 4 μm .

Am rotierenden Dichtring wird aufgrund der eingearbeiteten Nuten das abzudichtende Gas eingefördert und verdichtet. Das Gas strömt durch den Dichtspalt, wobei aufgrund der geringen Spaltweite ein sehr niedriger Leckstrom erreicht wird. Der sich einstellende Gasfilm wirkt wie eine Feder mit einer progressiven Kennlinie zwischen

den beiden Gleitflächen. Dies führt zu einem stabilen Dichtspalt, so daß auch Schwingungen ohne Berührung der beiden Dichtflächen prinzipiell übertragen werden können.

Vorgehensweise:

Um genaue Aussagen zur Dynamik der Ritzelwelle und der Gleitringdichtung zu erlangen, wurde eine gezielte meßtechnische Untersuchung durchgeführt. Dazu sind unter anderem sowohl die dynamischen als auch die statischen Drücke und die Leckageströme des Dichtungssystems, die axialen Verschiebungen und Schwingungen der Ritzel- und Radwelle sowie die Radialschwingungen der Ritzelwelle zeitgleich für verschiedene Betriebspunkte erfaßt worden (Abbildung 7 und Abbildung 8).

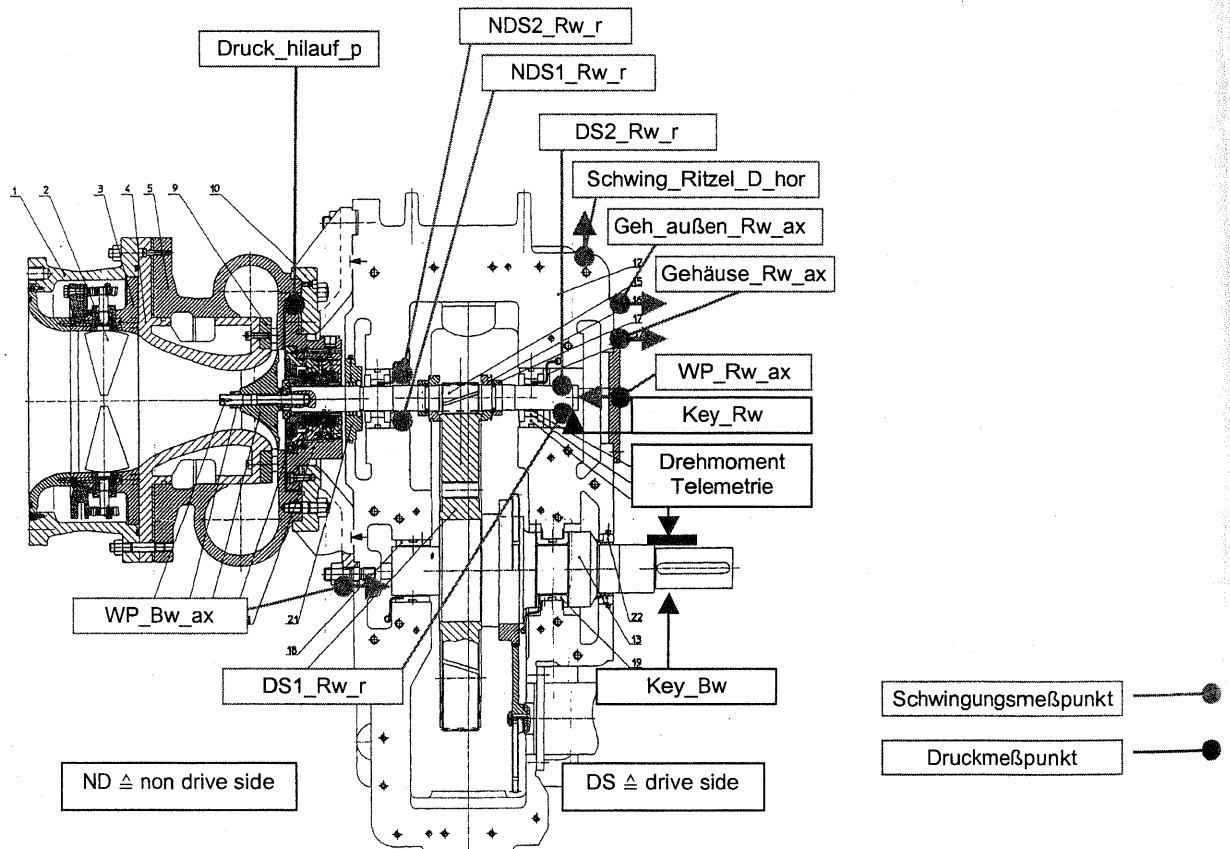


Abbildung 7: Meßpunkte direkt am Getriebeturboverdichter.

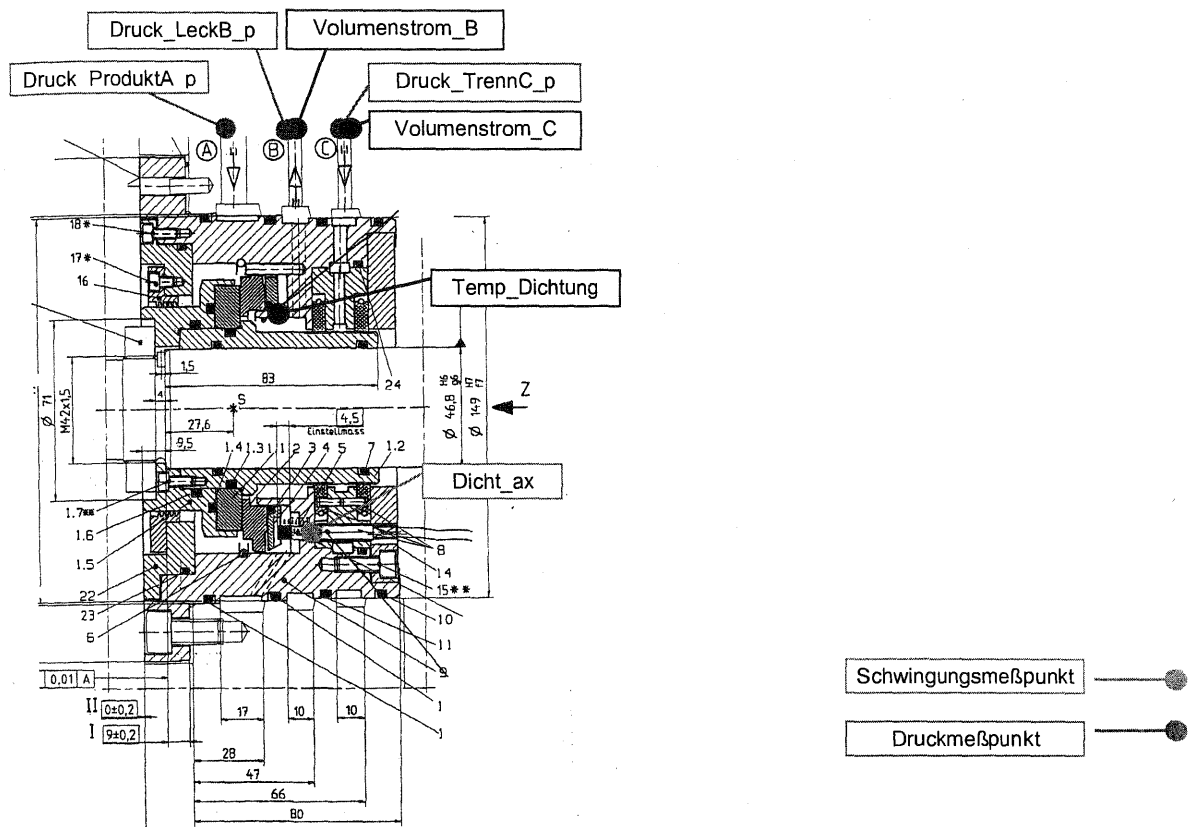
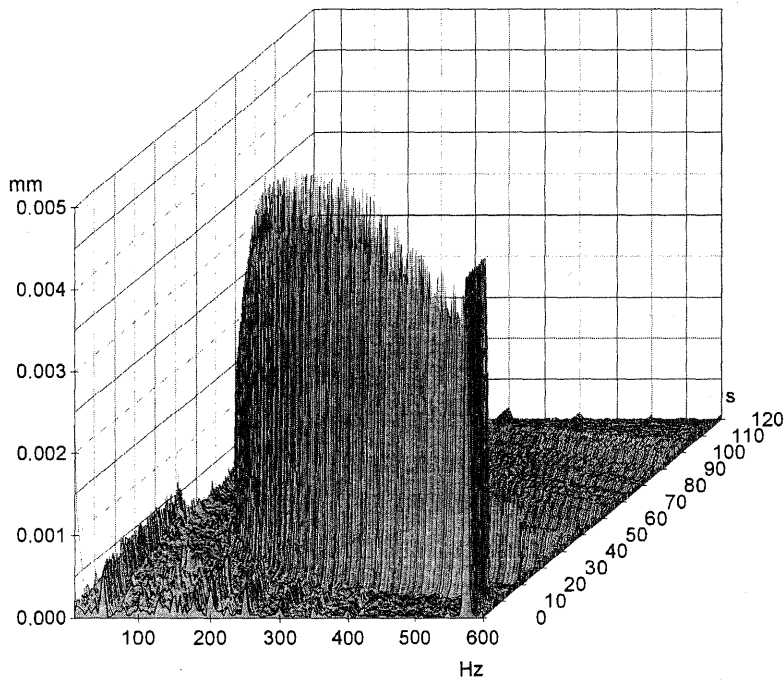


Abbildung 8: Meßpunkte im Bereich der Gleitringdichtung.

In einem ersten Schritt wurde das Überfahren der ersten biegekritischen Eigenfrequenz der Ritzelwelle beim Hoch- bzw. Auslauf des Verdichters überprüft.



03.11.00 12:33:54 F_PGW503TPneu_NDS1_RW_r

Abbildung 9: Wasserfalldiagramm der Wellenschwingung beim Auslauf (Betriebsdrehzahl 570 Hz) des Verdichters auf der Abtriebsseite der Ritzelwelle = non drive side (NDS1_RW_r).

Die Amplitude der Wellenschwingung wies weder beim Hoch- noch beim Auslauf des Verdichters resonant auffällig erhöhte Werte auf (1. Biegeeigenfrequenz liegt bei ca. 200 Hz). Auch im stationären Betrieb wurden die Grenzwerte der radialen Wellenschwingung (VDI 2059) nicht überschritten.

Es wurden anschließend 9 verschiedene stationäre Betriebspunkte (Betriebspunkte A bis I) durch die Variation des Förderdruckes und der Fördermenge des Verdichters angefahren.

Die verschiedenen absoluten und dynamischen Drücke vor und hinter dem Laufrad sowie in den verschiedenen Dichtungsabschnitten wurden zeitgleich mit den Schwingungen und Verschiebungen der beiden Wellen gemessen. Durch Rückrechnung über den Impulssatz und die verschiedenen hydraulischen Durchmesser konnte die jeweils an der Ritzelwelle angreifende axiale Kraft (calculated load) berechnet und mit den gemessenen absoluten axialen Ritzelwellenverschiebungen (axial displacement) verglichen werden (Abbildung 10).

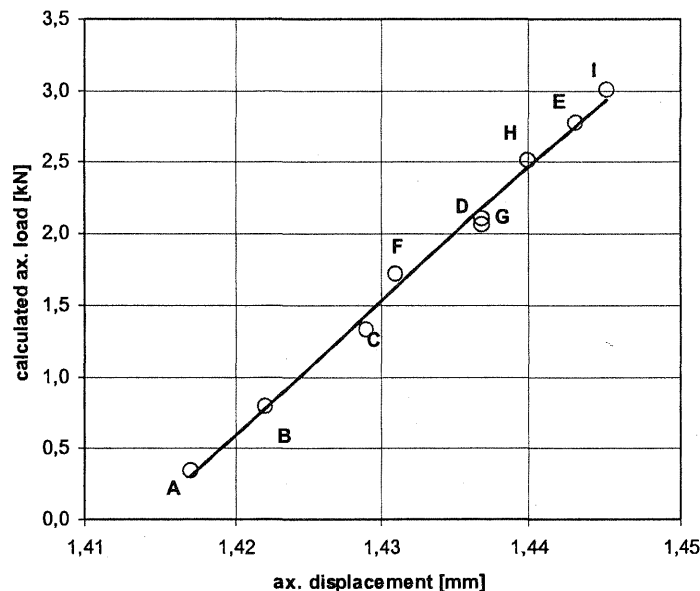


Abbildung 10: Vergleich von gemessener Axialverschiebung und berechneten resultierenden axialen Kräften an der Ritzelwelle bei den verschiedenen Betriebspunkten (A bis I).

Ausgehend von dem Betriebspunkt A zeigt sich auch durch die in dem Diagramm eingezeichnete Gerade eine sehr gute lineare Abhängigkeit zwischen Meß- und Berechnungswerten, so daß eine Instabilität der axialen Ritzelwelle (wie z. B. durch Schubumkehr der Ritzelwelle) im stationären Zustand ausgeschlossen werden konnte. In der Abbildung 11 sind die dazu gemessenen axialen Wellenschwingungen der verschiedenen Betriebspunkte dargestellt. Es war hier kein funktionaler Zusammenhang zu den angreifenden Kräften an der Ritzelwelle festzustellen.

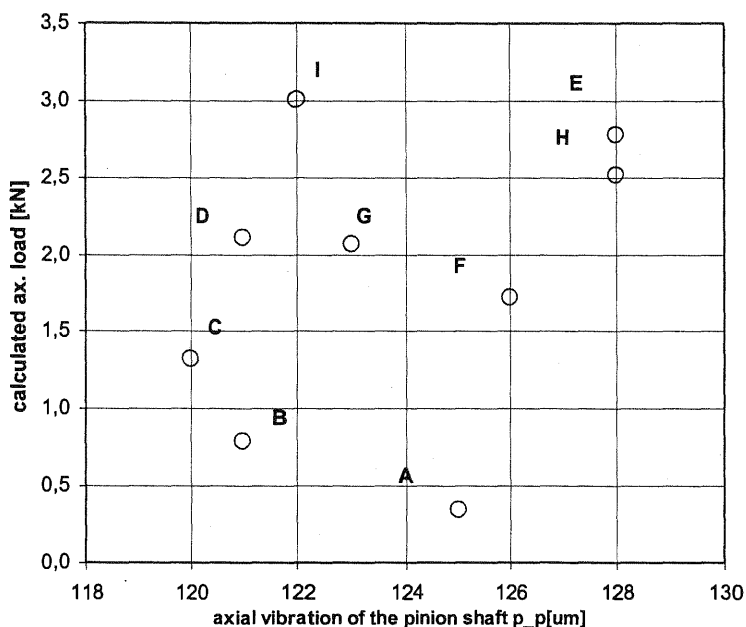
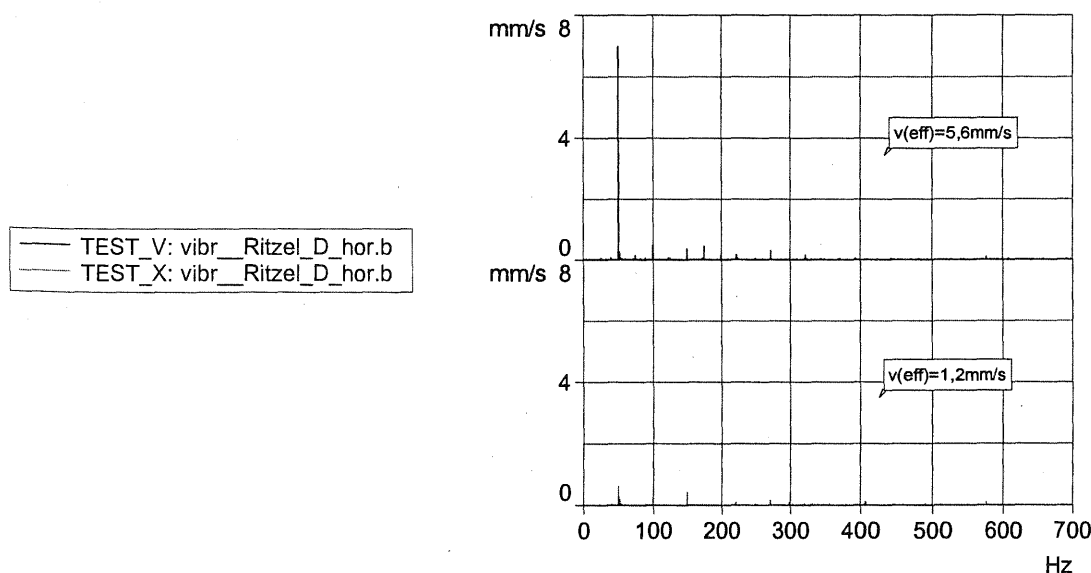


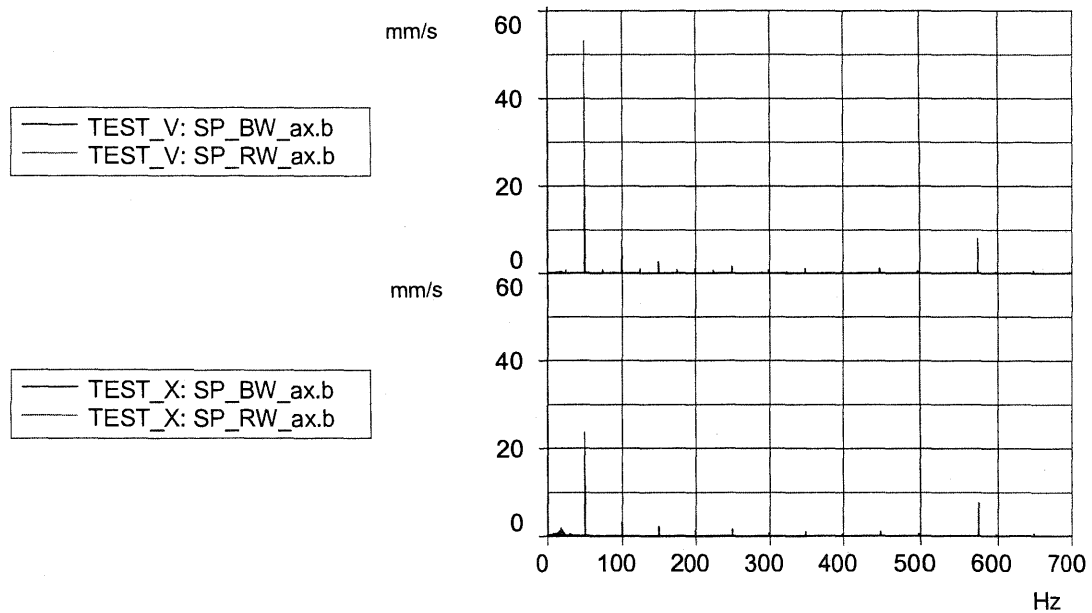
Abbildung 11: Vergleich von gemessenen Axialschwingungen und berechneten axialen angreifenden Kräften an der Ritzelwelle bei den verschiedenen Betriebspunkten (A - I).

Auffallend war jedoch der erhöhte Pegel der axialen Wellenschwingungen der Ritzelwelle, der den Richtwert des Herstellers weit überschritt. Darüber hinaus wurden auch erhöhte Gehäuseschwingungen des Getriebes mit einer markanten Frequenzkomponente bei der Drehfrequenz der langsam laufenden Radwelle gemessen (Abbildung 12, Test V). Ebenfalls wurde festgestellt, daß die entscheidende Hauptkomponente der axialen Schwingungen der Ritzelwelle bei der gleichen Drehfrequenz auftrat (Abbildung 13, Test V).



03.11.00 12:25:03

Abbildung 12: Amplitudenspektrum der gemessenen Gehäuseschwingungen (vibr_Ritzel_D_hor) vor (TEST_V) und nach (TEST_X) dem Auswuchten.



03.11.00 12:32:32

Abbildung 13: Amplitudenspektrum der gemessenen axialen Schwingungen der Ritzelwelle (RW) und der Radwelle (BW) vor (TEST_V) und nach (TEST_X) dem Auswuchten.

Ergebnis:

Ursache für die erhöhten Axialschwingungen der Ritzelwelle war eine Unwucht der Kupplung zwischen dem Getriebe und dem E-Motor. Nach präzisiertem dynamischen Auswuchten des Antriebsstranges konnten die Gehäuseschwingungen um einen Faktor von 5 reduziert werden (Abbildung 12, Test X). Parallel dazu reduzierten sich die Axialschwingungen der Ritzelwelle um mehr als die Hälfte (Abbildung 13, Test X). Darüber hinaus wurde die bis dato drehrichtungsunabhängige Gleitringdichtung durch eine schwingungsunempfindlichere drehrichtungsabhängige Dichtung ersetzt. Nach der Umsetzung dieser beiden Maßnahmen konnte der Verdichter problemlos in Betrieb genommen werden und läuft seit Dezember 2000 ohne weitere Störungen.

4. Projekt III: Gaspulsationen und Rohrleitungsschwingungen

Situation:

An einem neu installierten, zweistufigen Großkolbenverdichter traten an den Hauptrohrleitungen (DN 250, 200 bar) zwischen den druckseitigen Pulsationsdämpfern stark überhöhte Schwingungen auf (siehe Abbildung 14).

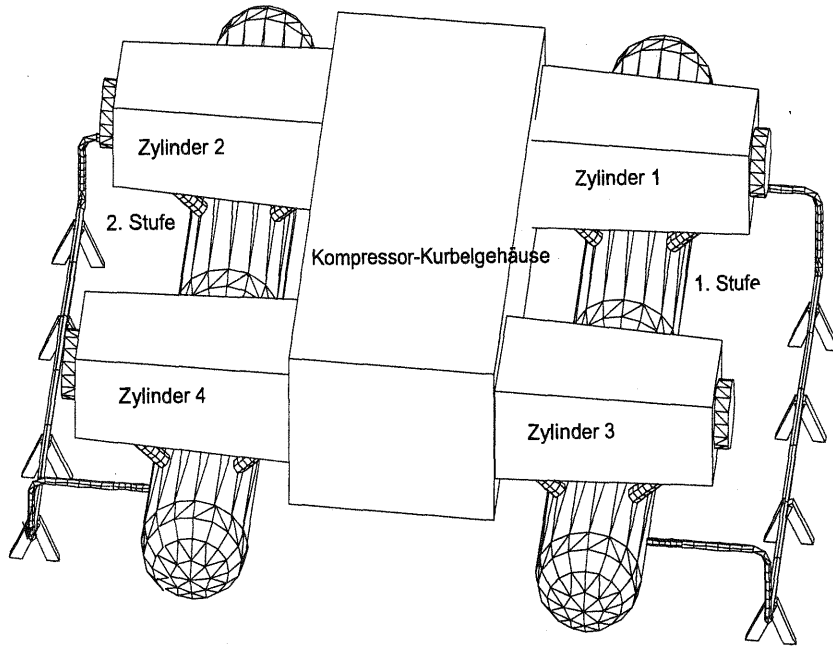


Abbildung 14: Kolbenverdichter mit förderdruckseitigen Pulsationsbehältern und schwingungskritischen Verbindungsleitungen.

Vorgehensweise:

Da die Richtwerte um ein vielfaches überschritten wurden und erste Maßnahmen des Herstellers keinen Erfolg zeigten, kam es zur Durchführung einer umfangreichen Ursachenanalyse. Dazu wurden zeitgleich die Zylinderraumdrücke, die Druckpulsationen in den Rohrleitungen sowie die Schwinggeschwindigkeiten an verschiedenen Meßpunkten erfaßt. Es zeigte sich, daß starke Druckpulsationen in den Zylinderräumen des Verdichters und den Stutzen zu den Pulsationsbehältern die Rohrleitungsschwingungen hervorriefen. Diese beruhten auf der Anregung akustischer Gassäuleneigenfrequenzen zwischen dem Druckventil am Zylinderraum und dem Pulsationsbehälter (Abbildung 15).

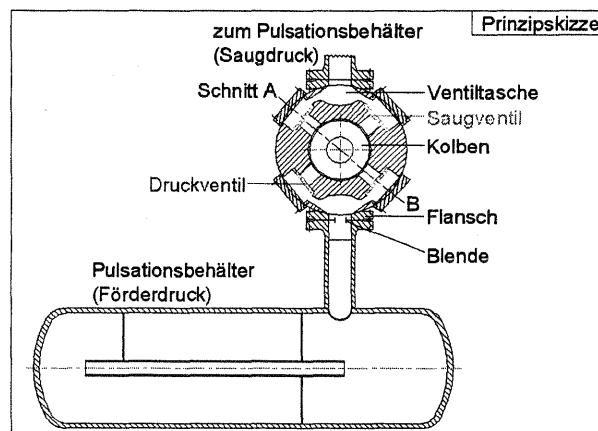


Abbildung 15: Prinzipskizze Zylinder-Stutzen-Pulsationsbehälter im Querschnitt.

Die Anregung dieser "stehenden Welle" erfolgte jeweils beim Ausschieben des verdichteten Gases. Im Bereich der doppelt wirkenden Zylinder war eine direkte Kopplung zwischen den Druckschwankungen und den mechanischen Schwingungen feststellbar. Die weitere Übertragung erfolgte über die Stutzen und die Pulsationsbehälter. Die Schwingungsamplituden wurden zusätzlich durch mechanische Eigenfrequenzen der angeschlossenen Rohrbögen verstärkt. Da mit den Pulsationen außerdem eine erhebliche dynamische Triebwerksbelastung einherging, kamen zwei parallele Maßnahmen zur Realisierung. Zum einen wurden an den Förderdruckseiten der Zylinder Pulsations-Dämpferplatten installiert, um die Druckschwankungen zu reduzieren. Da die Station ihre Leistungsfähigkeit beibehalten sollte (kein zusätzlicher Druckverlust), wurde der instationäre Verdichtungsprozeß im Zylinderraum vorab modelliert (Abbildung 16) und der Einfluß einer speziellen Pulsations-Dämpferplatte anstelle der eingesetzten Blende berechnet.

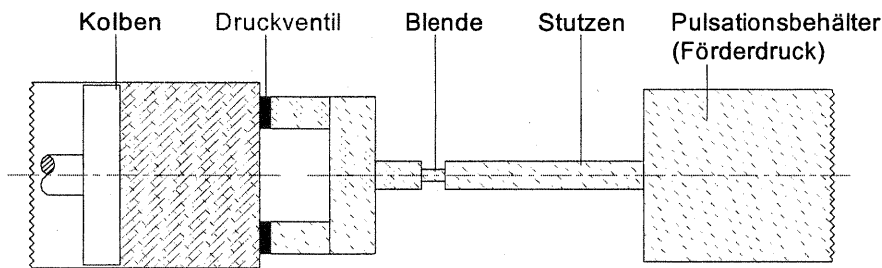


Abbildung 16: Eindimensionales strömungsmechanisches Modell der Gassäule mit ursprünglich eingesetzter Blende (vgl. Abbildung 15).

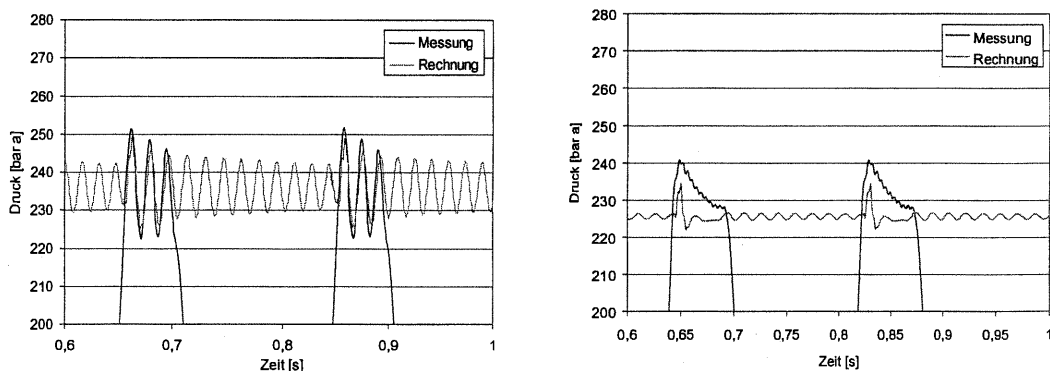


Abbildung 17: Vergleich von Messung im Zylinderraum zu Rechnung im Verbindungsstutzen im Originalzustand (links) und nach Einsatz der Pulsations-Dämpferplatten (rechts).

Die theoretisch ermittelte gute Wirkung der Pulsations-Dämpferplatten wurde durch die Messung bestätigt. Relevante Gassäulenschwingungen waren auch im Indikator-diagramm (blaue Linie, Abbildung 17) nicht mehr festzustellen. Die genannten zusätzlichen Triebwerksbelastungen durch die am Kolben angreifenden Druckwechsel-lasten konnten auf diese Weise beseitigt werden. Gleichzeitig konnten die Druckwechselamplituden in den Verbindungsstutzen deutlich reduziert werden.

Zum anderen wurden die kritischen Rohrleitungsabschnitte mit der Finite-Element-Methode als mechanisches Balkenmodell abgebildet und mit den Ergebnissen der

Messungen verglichen. So konnte der Einfluß der tatsächlichen Randbedingungen direkt in das strukturmechanische Berechnungsmodell miteinbezogen werden (siehe Abbildung 18).

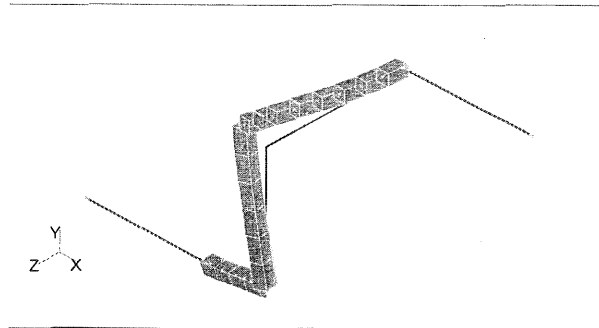


Abbildung 18: *Finite-Element-Modell abgestimmt auf die gemessene Eigenform (60 Hz).*

Anschließend wurde eine zusätzliche Stützenkonstruktion implementiert, um einerseits die Eigenfrequenz auf ca. 80 Hz zu verschieben und andererseits durch ein Elastomerlager ausreichende Dämpfung einzubringen (siehe Abbildung 19).

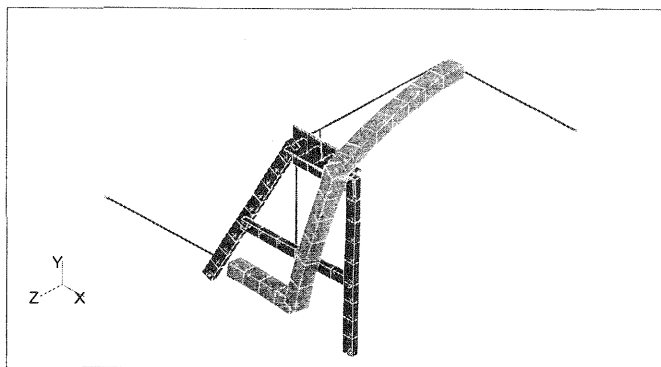


Abbildung 19: *FE-Modell mit zusätzlicher Stützenkonstruktion (80 Hz).*

Aufgrund der hohen Gas-Temperaturen wurden die Rohrleitungen über eine besondere Konstruktion mit Elastomeren verbunden.

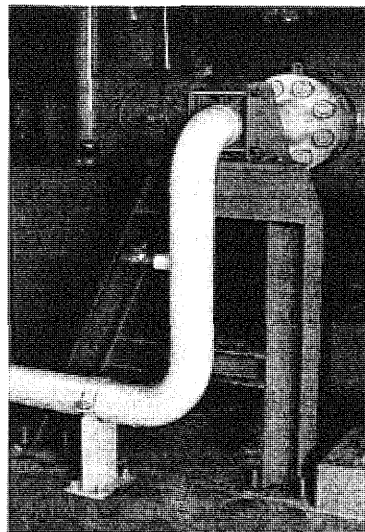


Abbildung 20: *Konstruktive Ausführung (gemessene Eigenfrequenz 83 Hz).*

Die berechnete Eigenfrequenz lag bei 80 Hz. Die Ausführung ist in der Abbildung 20 dargestellt. Die nachträglich durchgeführte Kontrollmessung des Herstellers bestätigte den Erfolg der vorgeschlagenen Modifikationen (Abbildung 21).

Kontrollmessung und Ergebnis:

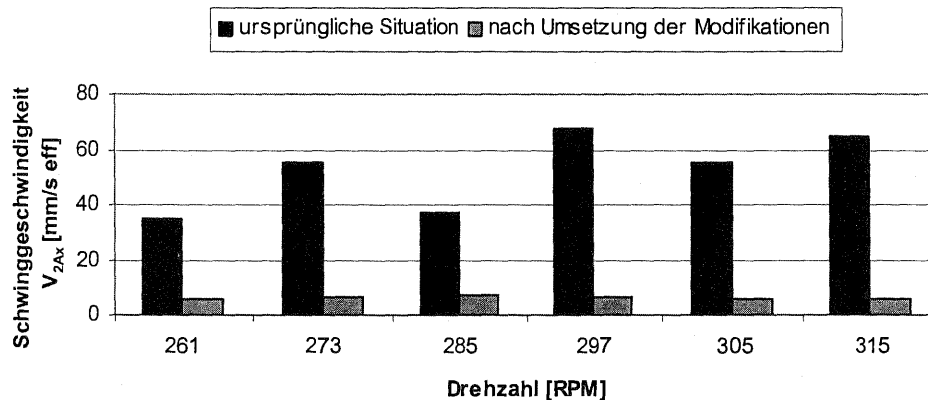


Abbildung 21: Gemessene Schwingungen des Rohrleitungsbogens in der ursprünglichen Situation und nach der Umsetzung der Modifikationen.

Die Rohrleitungsschwingungen konnten um 90 % reduziert werden, ohne die Leistung der Anlage zu beeinträchtigen. Somit wurde ein sicherer Dauerbetrieb des Verdichters gewährleistet.

5. Projekt IV: Lärminderung bei Prototypenbau

Situation:

Zur Druckluftherzeugung wurde ein Prototyp einer neuen Verdichteranlage (Abbildung 22) entwickelt. Der Schraubenverdichter wurde zusammen mit einem Elektromotor auf einem elastisch gelagerten Grundrahmen in einer dafür konstruierten Schallschutzkapsel aufgestellt. Auf der Grundlage der Meßergebnisse sollten Lärminderungsmaßnahmen erarbeitet werden.

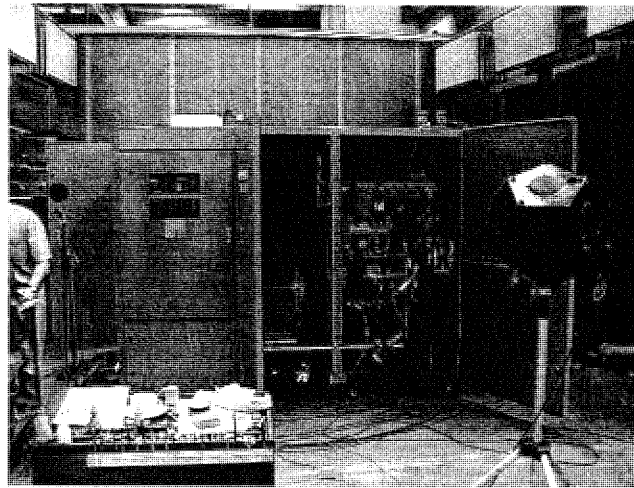


Abbildung 22: Ansicht der Bedienerseite der Verdichteranlage (nicht Problemfall).

Vorgehensweise:

Die Schraubenverdichteranlage wurde in einem Prüfstand untersucht. Der Prüfstand war durch absorbierende Stellwände und Baffeln akustisch von benachbarten Hallenbereichen abgeteilt. Der energetisch gemittelte Schalleistungspegel wurde an insgesamt 12 um die Verdichteranlage angeordneten Meßpunkten (Höhe 1,6 m; Abstand 1 m) erfaßt.

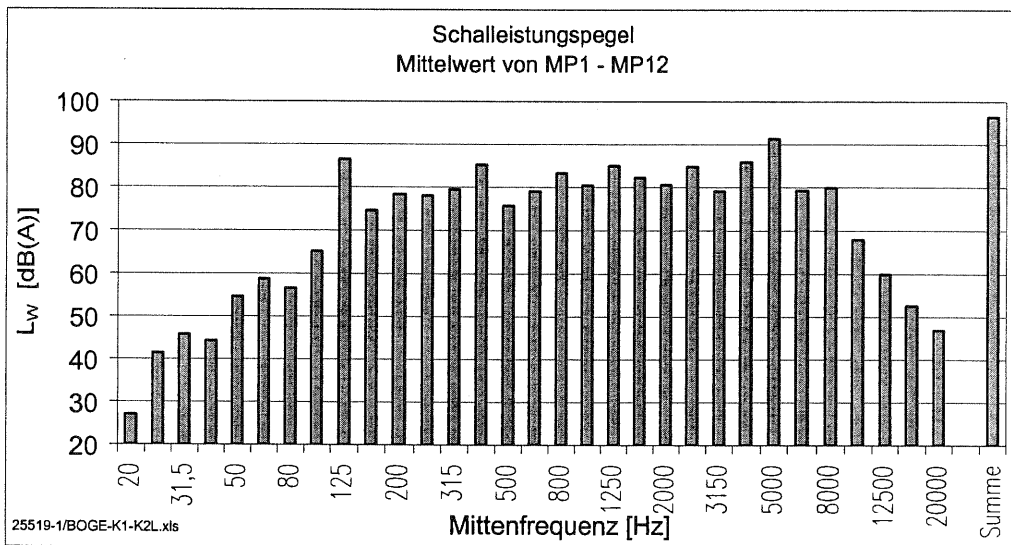


Abbildung 23: Schalleistungspegel von MP1 bis MP12.

Neben einem "Pfeifgeräusch" bei $f = 5.000$ Hz, das an einem Flansch der Druckleitung abgestrahlt wurde, wurde das abgestrahlte Geräusch von einem tieffrequenten Ton überlagert. Sowohl der tieffrequente Anteil als auch die Anstoßfrequenzen der beiden Stufen (Grundfrequenz ca. 1.200 Hz) und deren Harmonische waren ausgeprägt. Im Verlauf der weiteren Untersuchung wurde eine schmalbandige Frequenzanalyse (Abbildung 24) ausgewertet.

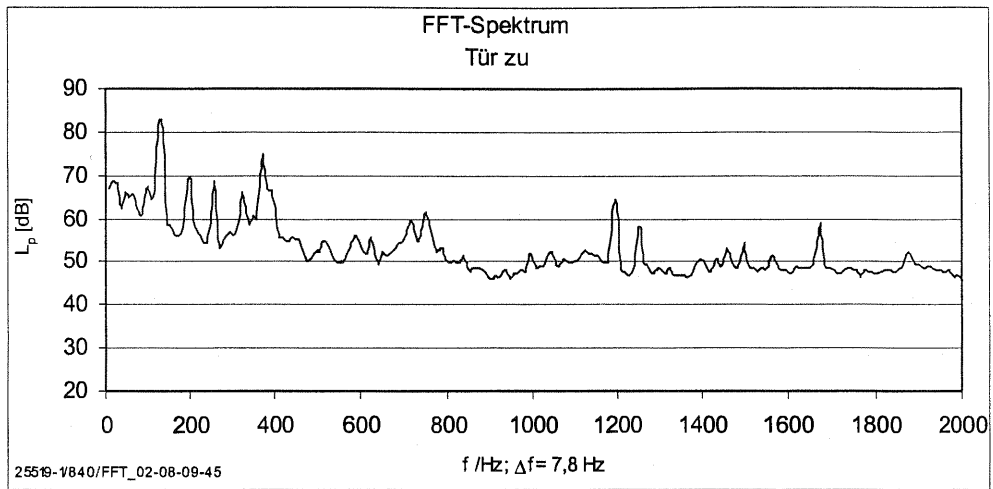


Abbildung 24: FFT-Schmalbandfrequenzspektrum (Zoom).

Das Brummgeräusch bei $f = 129$ Hz entspricht der Drehfrequenz der Keilriemenscheiben der beiden Verdichterstufen und konnte anhand einer Körperschallanalyse auf eine unzureichende Ausrichtung bzw. eine Restunwucht der Läufer zurückgeführt werden. Die weitere niederfrequente tonale Komponente bei $f = 375$ Hz wurde vom Axialventilator abgestrahlt.

Um den Einfluß der Schallschutzkapsel auf die Geräuschemissionen (Abstrahlung) zu untersuchen, wurden in Teilbereichen akustische Messungen bei Betrieb des Verdichters mit geöffneten und geschlossenen Türen am Meßpunkt vor der Bedienerseite im Abstand von $d = 1$ m durchgeführt. Das folgende Terzpegelfrequenzspektrum zeigt das frequenzabhängig berechnete Einfügungsdämmmaß D_e .

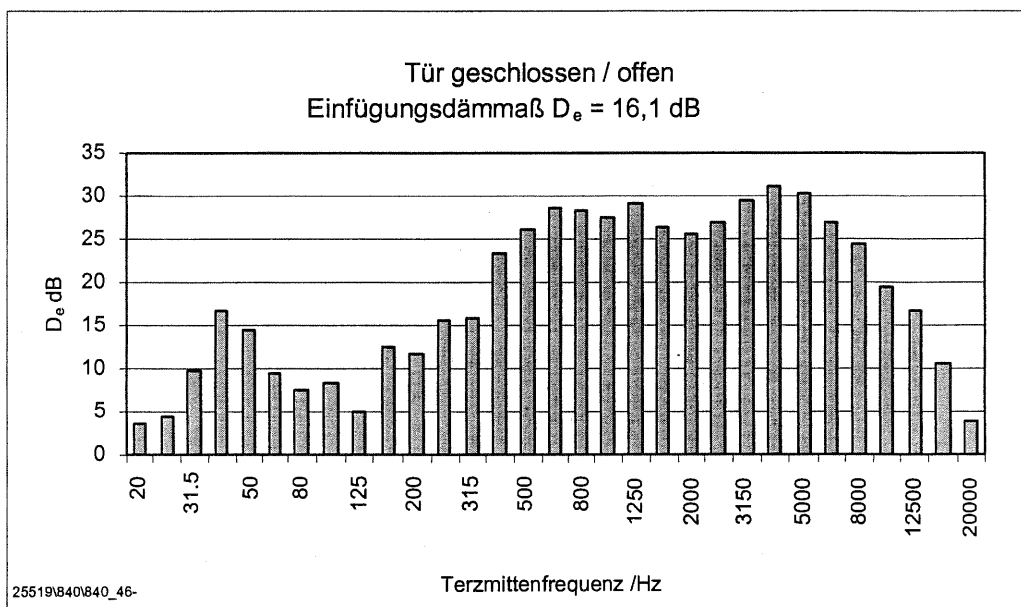


Abbildung 25: Einfügungsdämmmaß der Schallschutzkapsel beim Betrieb des Kompressors.

Die ermittelte A-Pegeldifferenz mit Betrieb des Verdichters beträgt $D_e = 16,1$ dB(A). Bei der Frequenz von $f = 125$ Hz beträgt der Unterschied zwischen geöffneter und geschlossener Tür lediglich $\approx 4,5$ dB.

In einem weiteren Versuch wurde das Einfügungsdämmmaß bei abgeschaltetem Kompressor mit externer Lautsprecheranregung (Übersichtsmessung an einem Meßpunkt) ermittelt:

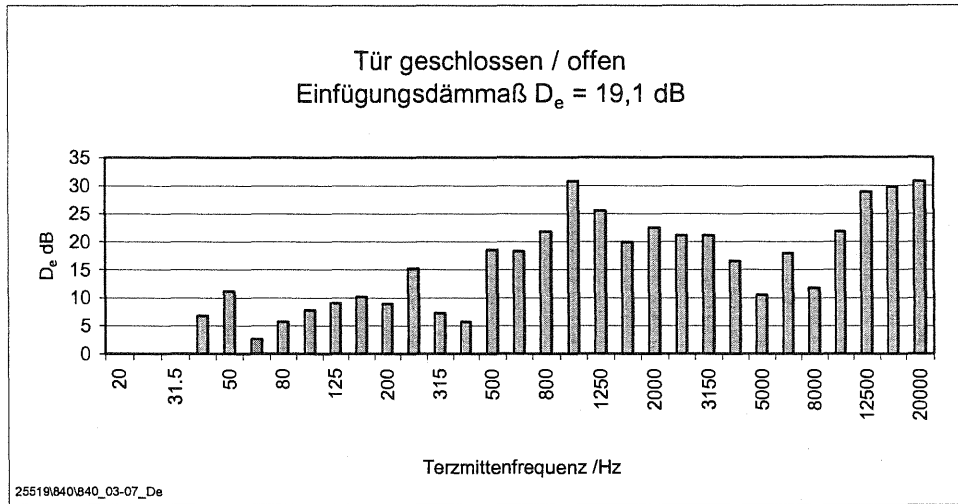


Abbildung 26: Einfügungsdämmmaß der Schallschutzkapsel bei Lautsprecheranregung.

Die ermittelte A-Pegeldifferenz beträgt $D_e = 19,1$ dB(A). Im Terzband von $f = 125$ Hz ist die ermittelte Pegeldifferenz von ca. 4,5 dB auf 9,5 dB angestiegen. Der Unterschied zeigt, daß die Schallschutzkapsel im Bereich von 125 Hz direkt zu Körperschall angeregt wird und diesen als Luftschall abstrahlt.

In der weiteren schalltechnischen Analyse wurden neben dem Gesamtschalleistungspegel die Teilschalleistungspegel einzelner luftschallabstrahlender Bauteile der Schallschutzkabine ermittelt.

Die Analyse wurde mit dem Intensitätsmeßverfahren in Anlehnung an die DIN ISO 9614-2 für einzelne Teilflächen bei geschlossener Schallschutzkabine durchgeführt.

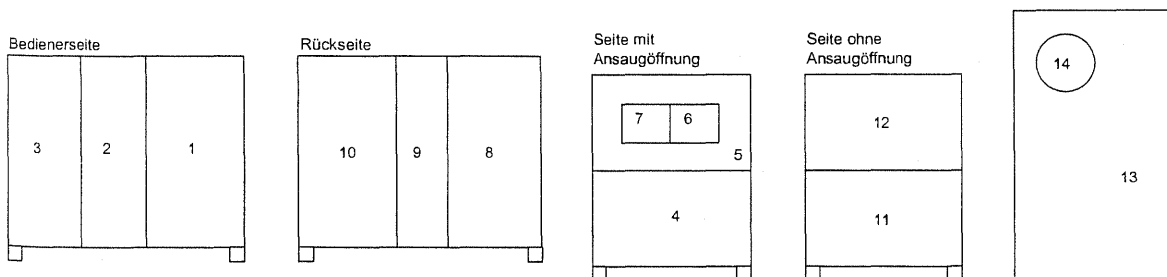


Abbildung 27: Untersuchte Teilflächen (Skizzen der Schallschutzkabine).

Mit der Bilanzierung der Schalleistungspegel können für einzelne Bauteile Lärmmin-
derungsmaßnahmen simuliert und die Auswirkung auf den Gesamtschalleistungspegel
gezielt untersucht werden.

Teilfläche	$L_{p,eq}$ [dB]	P_i [dB]	l_{eq} [dB]	S [m ²]	L_w [dB]
1	82,9	4,8	78,1	2,0	81,1
2	79,6	4,9	74,7	1,5	76,5
3	82,9	3,5	79,4	1,6	81,4
8	82,2	7,1	75,1	2,0	78,1
9	83,2	4,8	78,4	1,1	78,7
10	83,9	3,2	80,7	2,0	83,7
11 - 12	90,4	8,7	81,7	3,3	86,9
13 + 14	87,3	2,1	85,2	4,2	91,4
Bodenspalt 10 cm	84,1	2,4	81,7	0,8	80,7
4 - 5	—	—	75,1	2,9	79,7
6 - 7	83,1	2,9	80,2	0,4	76,2
14	91,8	-0,1	91,9	3,0	96,7
Summe:					98,7

Tabelle 2: Schalleistungspegel der Teilflächen (Projektion der einzelnen Teilflächen).

Ergebnis:

Die Teilfläche 14 (Axialventilator) bestimmt den Gesamtschalleistungspegel
entscheidend. Die nachfolgende Prinzipskizze zeigt die Anordnung des Axialventi-
lators an der Schallschutzkapsel. Der Ventilator strahlt Luftschall frei nach außen ab.

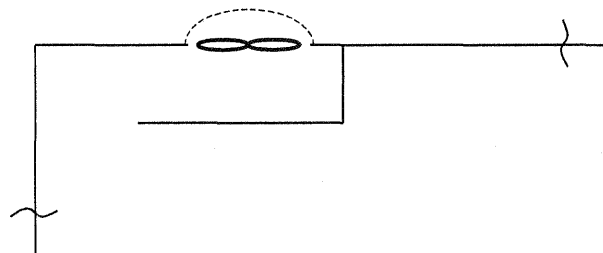


Abbildung 28: Prinzipskizze der bestehenden Anordnung mit schallhartem Blechkanal.

Eine für die Luftführung vergleichbare Situation kann hergestellt werden, wenn der
Axialventilator auf der Innenseite der Schallschutzkapsel angebaut wird und die
verbleibende Blechkanalstrecke mit Absorptionsmaterial ausgekleidet wird (siehe
Abbildung 29). So entsteht eine hochwirksame Schalldämpferstrecke, die sowohl das
Ventilatorgeräusch als auch das Verdichtergeräusch dämpft.

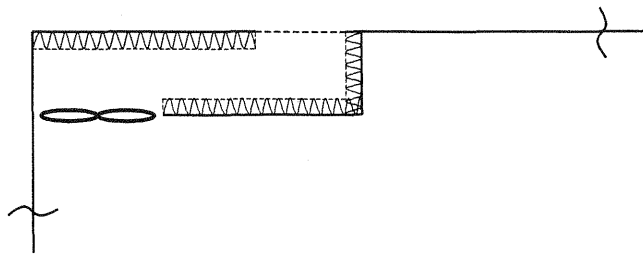


Abbildung 29: Prinzipskizze einer vorgeschlagenen Verbesserung mit Schalldämpfer.

Unter der Maßgabe, daß der Axialventilator z. B. nach innen verlegt und der vorhandene Kanal mit Absorptionsmaterial zu einer Schalldämpferstrecke umgestaltet wird, kann von einer Lärminderung des Ventilgeräusches um ca. 10 dB(A) ausgegangen werden.

Durch die Realisierung dieser Minderungsmaßnahme reduziert sich der so berechnete Gesamtschalleistungspegel der Verdichteranlage auf $L_W = 93,4$ dB(A). Der Vorteil dieser Vorgehensweise liegt darin, daß der Effekt verschiedener Lärminderungsvarianten mit einem einfachen Berechnungsmodell im Vorfeld ermittelt werden kann.

6. Zusammenfassung:

In vielen Bereichen der Industrie treten Schwingungen in unterschiedlichen Formen auf, die verschiedenste Rückschlüsse auf den Zustand einer Anlage ermöglichen. Diesen Zustandsindikator richtig zu analysieren und einzuschätzen, ist entscheidend für einen zuverlässigen, sicheren und damit verbunden auch einen wirtschaftlichen Betrieb einer Anlage.

Gezielte Instandhaltungs- bzw. Sanierungsmaßnahmen zahlen sich gegenüber kostenintensiveren und durchaus unsicheren „Trial- and Error-Verfahren“ aus. Diese unterstützende Dienstleistung des beratenden Ingenieurs als Trouble-Shooter ist besonders bei drohenden Produktionsausfällen und Anlageschäden zu empfehlen. Derartige Probleme sind bei Neuinbetriebnahmen, Kapazitätserweiterungen oder kritischen Betriebszuständen von Maschinen und Anlagen häufig an der Tagesordnung.

Am Beispiel verschiedener durchgeführter Praxiseinsätze des beratenden Ingenieurs werden die Problemstellungen, die Vorgehensweisen sowie die Minderungs- bzw. Sanierungsmaßnahmen und die erzielten Verbesserungen aufgezeigt. Die kurzfristige Einsatzverfügbarkeit des Trouble-Shooters sowie die Lieferung von „praxistauglichen“ Lösungsvorschlägen sind die Basis für eine erfolgreiche Zusammenarbeit und Problemlösung.