

Ursachenanalyse und Maßnahmen zur Schwingungsreduzierung an einer Erdgas-Verdichteranlage

Dr.-Ing. J. Lenz VDI, Dr.-Ing. A. Brümmer, Rheine

Kurzfassung:

An einem neu installierten Erdgas-Kolbenverdichter (7 MW Antriebsleistung, Enddruck 250 bar) traten an den Hauptrohrleitungen zwischen den druckseitigen Pulsationsdämpfern unzulässig hohe Schwingungen auf. Die durchgeführte meßtechnische Ursachenanalyse zeigte, daß die Schwingungen durch starke Druckpulsationen in den Zylinderräumen und den nachfolgenden Stützen zu den Pulsationsbehältern verursacht wurden. Im Bereich der doppelwirkenden Zylindern konnte eine direkte Kopplung zwischen diesen Druckschwankungen und den mechanischen Schwingungen festgestellt werden. Aufgrund der mechanischen Eigenfrequenzen der angeschlossenen Rohrbögen wurden die Schwingungsamplituden noch einmal entscheidend verstärkt.

Zur Reduzierung der Schwingungen sind zwei Maßnahmen parallel realisiert worden. Zum einen wurden direkt am Gas-Austrittsflansch der Zylinder Pulsations-Dämpferplatten zur Reduzierung der Druckschwankungen installiert. Dazu ist der Verdichtungsprozeß im Zylinderraum und die instationäre Strömung in den Stützen zu den Pulsationsbehältern theoretisch modelliert und der Einfluß der Pulsations-Dämpferplatte vorab berechnet worden. Zum anderen wurde die mechanische Eigenfrequenz der Rohrleitung aus dem kritischen Frequenzbereich nach oben verschoben. Mit Hilfe der Finite Elemente Methode und den experimentellen Ergebnissen konnten die konstruktiven Vorschläge einer Versteifung überprüft und abgestimmt werden. Realisiert wurden hier letztendlich zusätzliche Stützen, die durch ein spezielles Elastomer an die Rohrleitungen gekoppelt wurden.

Abschließend wurde vom Hersteller anhand einer meßtechnischen Überprüfung die gute Wirksamkeit der Maßnahmen bestätigt, so daß ein sicherer Betrieb der Anlage gewährleistet ist.

1.) Einleitung

Zur Deckung von Bedarfsspitzen des Erdgasverbrauches werden in Deutschland mehr als 40 unterirdische Erdgasspeicher betrieben. Zur Einlagerung des Gases in diese Lagerungsstätten werden oft – aufgrund der unterschiedlichen anstehenden Betriebsbedingungen und des hohen Wirkungsgrades – Kolbenverdichter (Abbildung 1) eingesetzt.

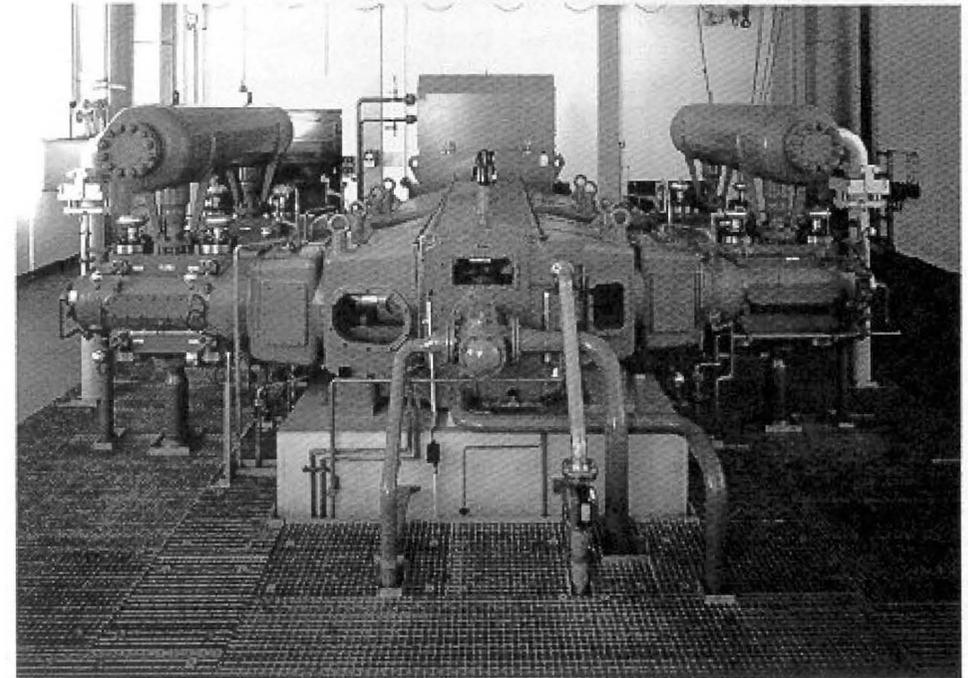


Abbildung 1: Beispiel (nicht Problemfall) eines liegenden Kolbenverdichters in Boxerausführung, Antriebsleistung 1,5 MW

Diese Verdichterbauweise wird in erster Linie als Kreuzkopfkonstruktion ausgeführt, so daß ein Verdichtungsraum vor und hinter dem Kolben (doppelwirkende Arbeitsweise) genutzt werden kann. Der Antrieb erfolgt über einen Elektro- oder einen Gasmotor wobei der Drehzahlbereich in der Regel zwischen 200 und 1000 1/min liegt. Der Kolben variiert – in Abhängigkeit vom erwünschten Druckverhältnis und zu förderndem Volumenstrom – im allgemeinen bis zu einem Durchmesser von ca. 500 mm bei einem Kolbenhub bis ca. 450 mm.

Das Prinzip des Kolbenverdichters baut auf selbsttätige Saug- und Druckventile auf, die in Abhängigkeit des anstehenden Anlagendruckes (Saug- und Enddruck) arbeiten. Zur Erläuterung der Arbeitsweise ist in Abbildung 2 ein p-V-Diagramm (Indikatordiagramm) dargestellt.

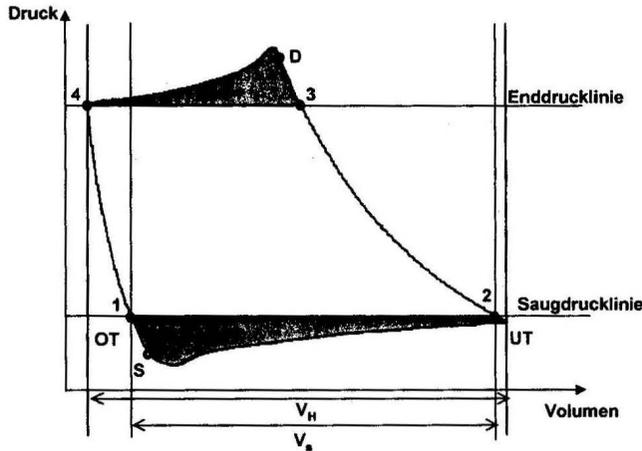


Abbildung 2: Arbeitsablauf eines Kolbenverdichters als p-V-Diagramm

Als horizontale Linien erscheinen die am Verdichter anliegenden und von der Anlage abhängigen Saug- und Enddrücke. Beginnend mit dem Ansaugvorgang (Punkt 1 – 2) der Gaskompression (Abschnitt 2 – 3), dem Ausschiebevorgang (Abschnitt 3 - 4) und der Rückexpansion (Abschnitt 4 – 1) teilt sich der Arbeitsablauf eines Kolbenverdichters in insgesamt vier Bereiche auf.

Typisch für diese Verdichterbauart ist das diskontinuierliche Ansaugen und Ausschieben des Gases, das im Hinblick auf die Auswirkung von Gas- und Massenkräften besondere Anforderungen an die dynamische Beanspruchung des Verdichters und der angeschlossenen Rohrleitung stellt. Aus diesem Grunde werden insbesondere bei explosionsgefährdeten Gasen, wie z. B. Wasserstoff oder Erdgas, im Vorfeld umfangreiche Studien angefertigt, die die Auswirkung der „Gasschwingungen“ bzw. die Kopplung mit dem mechanischen Schwingungsverhalten der gesamten Verdichteranlage überprüfen. So wird versucht, vorab das Gefährdungspotential dieser dynamischen Belastungen auf Basis von theoretischen Untersuchungen zu minimieren.

2.) Problemstellung

Trotz einer derartigen akustischen und mechanischen Pulsationsstudie kam es bei der Inbetriebnahme eines zweistufigen Erdgas Kolbenverdichters mit einer gesamten Antriebsleistung von 7 MW an den Verbindungsleitungen zwischen den druckseitigen Pulsationsdämpfern zu stark erhöhten Schwingungen. Die Ursache für diese Schwingungen konnte auch nachträglich durch die Studie nicht geklärt werden. Zur Schwingungsminderung wurden im ersten Schritt die Verbindungsleitungen, die zuerst auf Höhe der Pulsationsbehälter ausgeführt waren, modifiziert: Die Rohrleitungen (\varnothing 250 und 150 mm) wurden direkt auf dem Hallenboden geführt und dort zusätzlich mit jeweils 4 kurzen Stützen (Abbildung 3) fixiert.

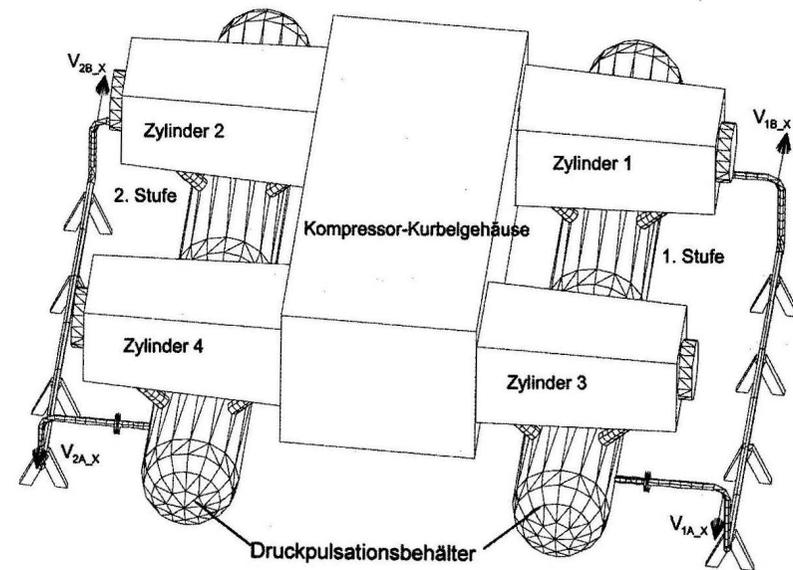
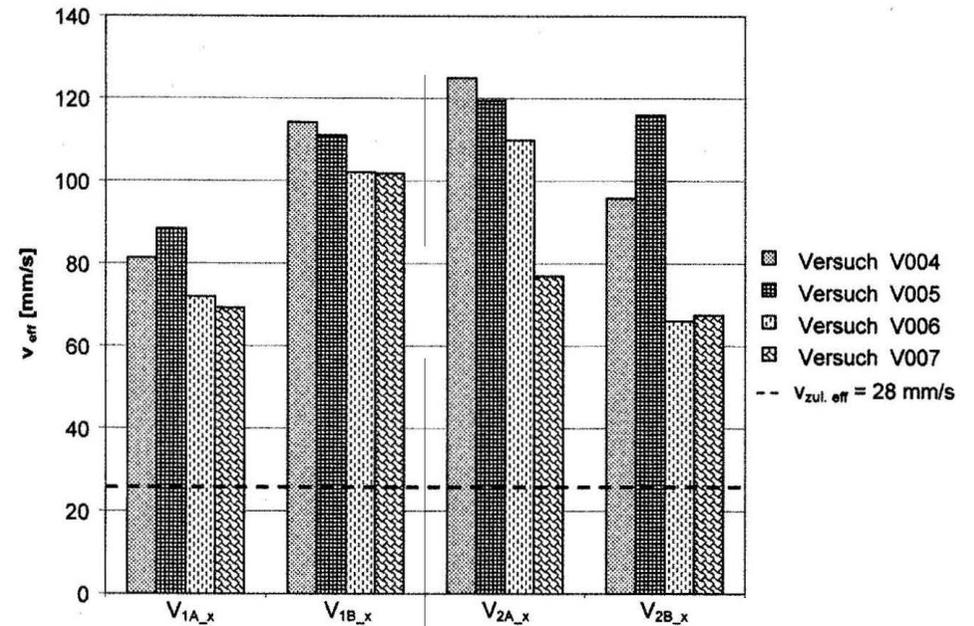


Abbildung 3: Prinzipskizze des Kolbenverdichters sowie der Druckpulsationsbehälter mit den Verbindungsleitungen und den vier Schwingungsmesspunkten

Die anschließend vom Hersteller durchgeführten Messungen zeigten jedoch an den in Abbildung 3 gekennzeichneten Messpunkten der Rohrleitungsbögen (V_{1A_x} , V_{1B_x} , V_{2A_x} , V_{2B_x}) unverändert zu hohe Schwingwerte bei unterschiedlichen Betriebszuständen.

3.) Meßtechnische Untersuchung

Die an dem modifizierten System nach Abbildung 3 in einem ersten Schritt gemessenen Schwinggeschwindigkeiten an den Rohrleitungsbögen überschritten die zulässigen Richtwerte des Herstellers um ein Vielfaches (Abbildung 4).



VDI-BERICHTE 307

Die Variation des geförderten Volumenstroms erfolgt bei diesem Verdichter zum einen über die Drehzahl und zum anderen über eine Ventalniederhaltung. Bei letzteren wird das Saugventil über den Ansaugvorgang hinaus mechanisch „offen“ gehalten, so daß keine Verdichtung des Gases stattfindet und kein Gas gefördert wird. Dementsprechend kann ein großes Feld an unterschiedlichen Volumenströmen abgedeckt werden.

Nachdem auch weitere Veränderungen der Bodenfixierung der Rohrleitung keine Verbesserung der Schwingungssituation bewirkten, wurde eine umfangreiche meßtechnische Untersuchung vom Hersteller beauftragt. Ziel dieser Untersuchung war es, die Ursache für die Strukturschwingungen zu analysieren und in Kenntnis der Mechanismen wirkungsvolle Abhilfemaßnahmen zu benennen.

Versuch V004 Fahrweise 100%, Hochlauf : Versuch V006 Fahrweise 75%, Hochlauf
 Versuch V005 Fahrweise 100%, Runterlauf : Versuch V007 Fahrweise 75%, Runterlauf

Abbildung 4: Gemessene Schwinggeschwindigkeiten an den Meßpunkten der Rohrleitungsbögen (Abbildung 3)

Zur weiteren Analyse wurden gezielt die Druckpulsationen und Schwinggeschwindigkeiten am Zylinder Nr. 4, am angeschlossenen Druckpulsationsbehälter und in den Rohrleitungsbögen zeitgleich erfaßt (Abbildung 5).

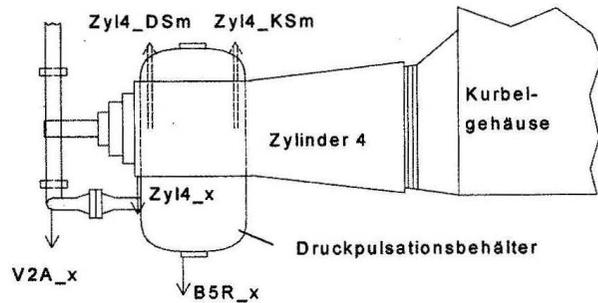


Abbildung 5: Lage der Meßpunkte zur Detailanalyse der Schwingungen am Zylinder 4.

Ausschnittsweise sind die gemessenen Signale am Zylinder 4 beim Hochfahren und beim Verfahren der Verdichteranlage in Abbildung 6 dargestellt. Bei dieser Messung war der kurbelseitige Zylinderraum (Zyl4_KSm) durch die betätigte Ventiliiederhaltung abgeschaltet.

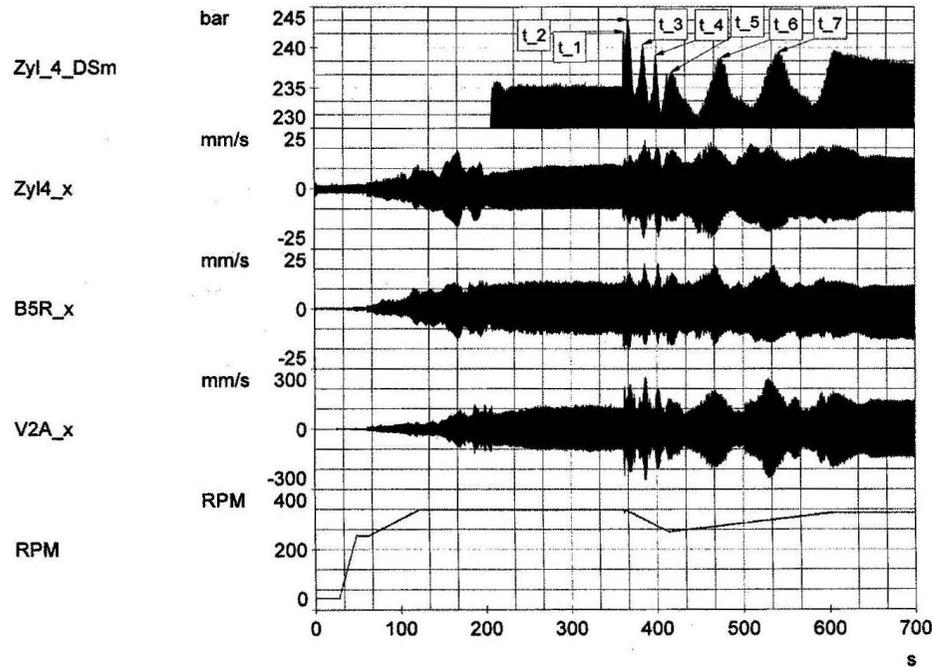


Abbildung 6: Zeitgleich erfaßte Schwingungen und Druckverläufe am Zylinder 4

Dargestellt ist der deckelseitige Zylinderraumdruckverlauf, die Schwinggeschwindigkeiten an unterschiedlichen Meßpunkten sowie die Drehzahl über einen Zeitbereich von ca. 11 Minuten nach dem Start der Anlage. Beim Hochlaufen der Anlage ($t = 40 - 60$ s) sind keine erhöhten Schwingungen an den Meßpunkten insbesondere am Rohrleitungsbogen V_{2A_x} zu erkennen. Dadurch kann eine Schwingungsanregung alleine durch die Massenkräfte des Verdichters ausgeschlossen werden. Nachdem jedoch der Druckaufbau im Zylinderraum stattgefunden hat ($t > 200$ s) sind am Meßpunkt des Rohrleitungsbogens durchgehend erhöhte Schwingungen von ca. $V_{2A_x} = 100$ mm/s festzustellen. Im Zeitbereich $t > 360$ s wird die Drehzahl des Verdichters – bei sonst konstanten Betriebsbedingungen – verfahren. Es treten markante kurzfristige Erhöhungen (t_1 bis t_7) in den Zylinderraumdrücken sowie in der Schwinggeschwindigkeit an den dargestellten Meßpunkten auf.

Um die Zusammenhänge der erhöhten Druckschwankungen und Schwingungen genauer zu überprüfen, wurden Farbkarten für die Amplitudenspektren der Schwingungen berechnet. Dazu wurde das aufgezeichnete Zeitsignal in kleine überlappende Zeitabschnitte ($\Delta t = 1,6$ s) unterteilt, das jeweilige Amplitudenspektrum (FFT) für diesen Zeitabschnitt berechnet und über der Zeitachse als Farbkarte (Amplitudenhöhe durch Farbe gekennzeichnet) dargestellt. Aus der Farbkarte in Abbildung 7 wird deutlich, daß am Zylinder 4 in x-Richtung zwei getrennte Amplitudenerhöhungen (58 Hz; 63 Hz) zu unterschiedlichen Zeitpunkten auftreten. Vergleicht man die Zeitpunkte der maximalen Zylinderraumdruckerhöhungen aus der Funktionseinhüllenden in Abbildung 6, so tritt zeitgleich jeweils nur die Amplitudenerhöhung bei ca. 63 Hz auf (Abbildung 7). Die Größenordnungen der gemessenen Schwinggeschwindigkeiten am Zylinder sind jedoch unbedenklich. Im Vergleich hierzu sind die Schwingschnellen am Rohrleitungsbogen (Meßpunkt V_{2A_x}) insbesondere bei 63 Hz unzulässig hoch (Abbildung 8).

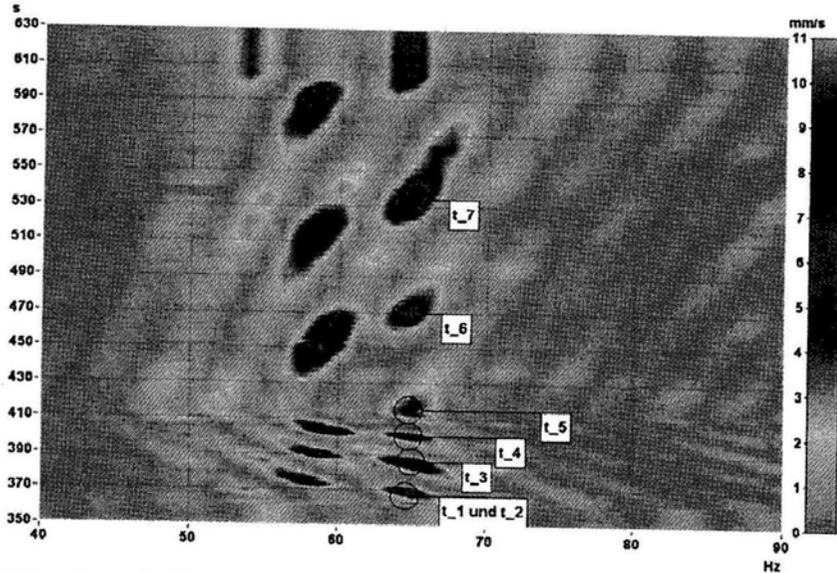


Abbildung 7: Farbkarte der Amplitudenspektren des Meßpunktes Zyl4_x am Zylinder im Zeitbereich zwischen $t = 350$ bis 630 s (Zeitsignal aus [Abbildung 6](#))

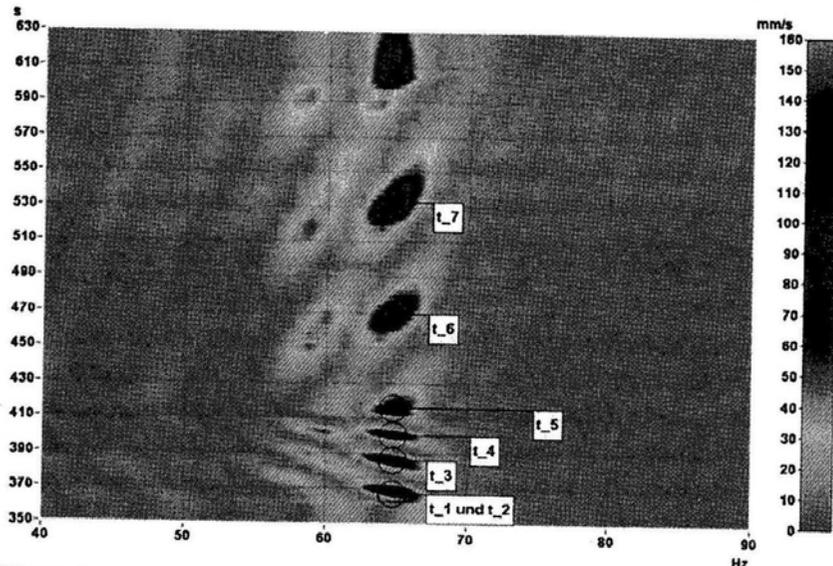


Abbildung 8: Farbkarte der Amplitudenspektren des Meßpunktes $V_{2A,x}$ am Rohrleitungsbogen. im Zeitbereich zwischen $t = 350 - 630$ s (Zeitsignal aus [Abbildung 6](#)).

Zwischen Zylinder und Rohrleitungsbogen zeigt sich eine markante Schwingungserhöhung (vergleiche Maßstab der [Abbildung 7](#) und [Abbildung 8](#)).

Um diese Zunahme der Amplituden zu klären, wurde bei Stillstand der Verdichteranlage eine Eigenfrequenzanalyse des Rohrleitungsbogens durchgeführt ([Abbildung 9](#)).

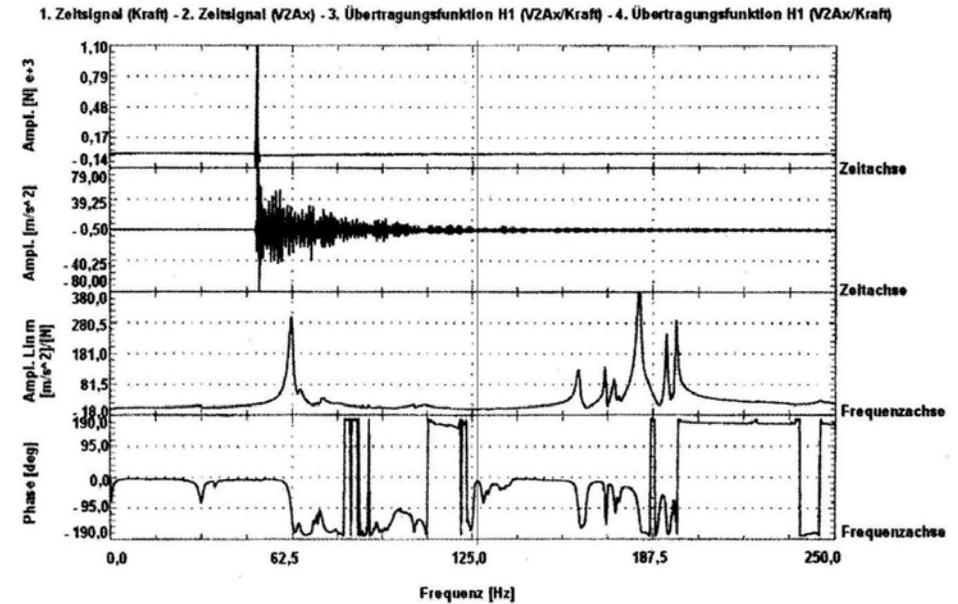


Abbildung 9: Zeitverlauf der Kraft- und Beschleunigungssignale sowie Übertragungsfunktion (Betrag und Phasendarstellung) einer Impulsanregung.

Die Anregung erfolgte mit einem Impulshammer am Meßpunkt $V_{2A,x}$, an dem auch die Beschleunigungsantwort jeweils in x-Richtung erfaßt wurde. Bei ca. 62 Hz tritt eine Amplitudenerhöhung sowie ein 180° Phasensprung zwischen Anregung und Antwortsignal auf. Die Erhöhung der Betriebsschwingung zwischen Zylinder und Rohrbogen wird demnach durch eine mechanische Eigenfrequenz hervorgerufen. Somit ist der Übertragungsweg der Schwingungen ausgehend vom Zylinder offengelegt. Um die Ursache der Zylinderschwingungen zu ergründen, ist ausschnittsweise aus [Abbildung 6](#) der gemessene Zylinderdruckverlauf im Maximum ($t_2^* = 368,2$ s) und im nachfolgenden Minimum ($t_2^* = 375,6$ s) in [Abbildung 10](#) über der Zeit aufgetragen.

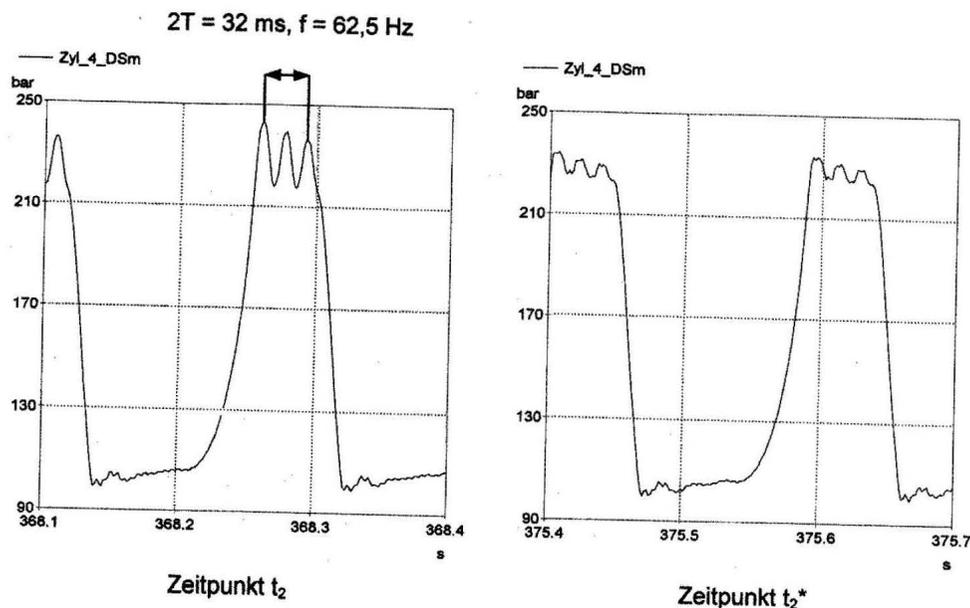


Abbildung 10: Gemessene Druckpulsationen bei 330 1/min (t_2) und 300 1/min (t_2^*)

In Abhängigkeit von der Drehzahl treten beim Ausschiebevorgang des Erdgases Druckpulsationen bis 25 bar Spitze-Spitze bei einer Frequenz von $f = 62,5 \text{ Hz}$ auf (Abbildung 10). Sie sind die eigentliche Ursache der auftretenden erhöhten Schwingungen, die vom Zylinder über die Pulsationsbehälter zur Rohrleitung mechanisch übertragen werden. Die Pulsation wird durch eine Gassäuleneigenfrequenz im Zwischenstutzen (Verbindung zwischen Zylinder und Druckpulsationsbehälter) bei Übereinstimmung mit höherharmonischen Frequenzen der Drehzahl angeregt. Dieser Effekt konnte auch bei den anderen Zylindern des Verdichters festgestellt werden.

Eine vereinfachte theoretische Überprüfung der Gassäuleneigenfrequenz im Zwischenstutzen kann isoliert vorgenommen werden. Durch die akustischen Randbedingungen (offen – geschlossen) erhält man eine Eigenfrequenz bei $\frac{1}{4}$ der Wellenlänge. Unter Berücksichtigung der Temperatur des Erdgases sowie des Realgasfaktors ergibt sich eine berechnete Frequenz von ca. 68 Hz, die zu den Effekten, die in der Messung festgestellt wurden, korreliert.

4.) Minderungsmaßnahmen

Zwei Gründe machten die Realisierung von Minderungsmaßnahmen erforderlich. Zum einen verursachten die gemessenen Rohrleitungsschwingungen von über 100 mm/s eff. dynamische Zusatzspannungen, die zu einer Beschädigung der Rohrleitung führen können. Zum anderen führte die Druckpulsation im Zylinderraum zu nicht vernachlässigbaren dynamischen Triebwerksbelastungen. Diese zusätzlichen Lasten entsprechen einer Gewichtskraft von ca. 10 Tonnen, die mit einer Frequenz von 63 Hz an der Kolbenstange angreift.

Um den sicheren Betrieb der Anlage zu gewährleisten, wurde daher eine kombinierte Vorgehensweise zur effektiven Schwingungsminderung vorgeschlagen und realisiert. Durch den Einsatz von Pulsations-Dämpferplatten sollten die anregenden Druckpulsationen bedämpft werden. Gleichzeitig galt es, die Eigenfrequenz der Rohrleitung durch eine dynamisch stabile Stütze aus dem Anregungsbereich zu verschieben. Aufgrund betrieblicher Erfordernisse war hierbei die Vorgabe, die kritische Situation durch eine einmalige Modifikation zu bereinigen.

4.1 Einsatz von patentierten KÖTTER Pulsations-Dämpferplatten

Zur Reduzierung der Pulsationen innerhalb der Verdichtungsräume und den Verbindungsstutzen zu den druckseitigen Pulsationsdämpfern mußte eine Maßnahme realisiert werden, die bei guter akustischer Wirkung kaum Druckverlust verursacht. Anderenfalls würden die vom Hersteller garantierten Verdichterleistungswerte der Anlage nicht mehr eingehalten.

Aus diesem Grund wurde entschieden, die bereits an den druckseitigen Zylinderflanschen installierten Blenden durch die patentierten „Pulsations-Dämpferplatten nach dem KÖTTER-Prinzip“ zu ersetzen. Im Hinblick auf eine zielgerichtete Auslegung der Maßnahme wurde hierzu die instationäre, kompressible reibungsbehaftete Verdichtung und Gasströmung im Verdichtungsraum sowie den Verdichtungsstutzen numerisch simuliert. Die Simulation basiert auf der eindimensionalen Navier-Stokes-Gleichung (Gl.1), der Kontinuitätsgleichung (Gl.2), der Energiegleichung (Gl.3) sowie der Zustandsgleichung (Gl.4).

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - \mu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = 0$$

Navier-Stokes-Gleichung (Gl. 1)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} = 0$$

Kontinuitätsgleichung (Gl. 2)

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{konstant}$$

Energiegleichung (Gl. 3)

$$p = \rho RTZ$$

Zustandsgleichung (Gl. 4)

mit:

$v(x, t)$ = Strömungsgeschwindigkeit

κ = Isentropen-/Polytropenexponent

$p(x, t)$ = statischer Druck

R = spezifische Gaskonstante

$\rho(x, t)$ = Dichte

Z = Realgasfaktor

$T(x, t)$ = Temperatur

μ = dynamische Viskosität

Dieses System partieller nichtlinearer Differentialgleichungen läßt sich durch eine Koordinatentransformation auf Linien unbestimmter Querableitung – sogenannter Charakteristiken – auf gewöhnliche Differentialgleichungen überführen. Durch eine Raum-Zeit-Diskretisierung wird das Strömungsfeld anschließend entlang der Charakteristiken numerisch integriert. Als Randbedingungen dienten bei der Simulation zum einen die bekannte Geschwindigkeit des Kolbens und zum anderen ein konstanter Druck im druckseitigen Pulsationsbehälter, in dem – wie die Messung belegte – bei störenden Pulsationen der Frequenz 63 Hz nur noch schwach wiederzufinden waren. Zusätzlich wurde das von den Strömungsverhältnissen abhängige Öffnen und Schließen der Druckventile mit berücksichtigt.

Zur Validierung ist zunächst das ursprüngliche System inklusive der Blenden modelliert worden. Abbildung 11 zeigt das gemessene Indikatordiagramm zusammen mit dem berechneten Druckverlauf am druckseitigen Zylinderflansch.

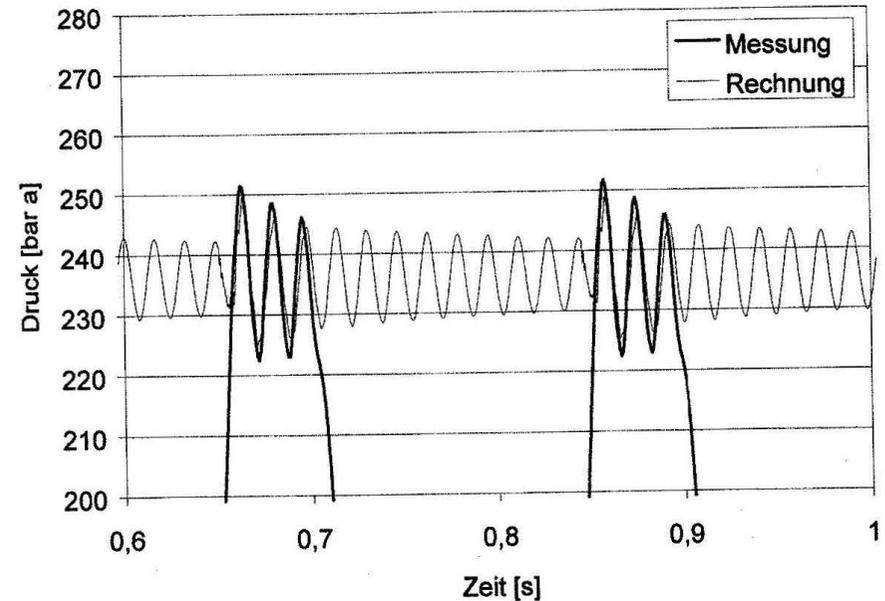


Abbildung 11: Vergleich von Messung im Zylinderraum zu Rechnung im Verbindungsstutzen im ursprünglichen Zustand

Es wird deutlich, daß jeweils beim Öffnen des Druckventils – und dem damit verbundenen, schlagartig einsetzenden Massenstrom – eine schwach gedämpfte Gassäulenschwingung im Zylinderraum und in den Verbindungsstutzen angeregt wird. Diese akustische Resonanz ist sowohl für die erhöhte Triebwerksbelastung als auch für die unzulässig hohen Rohrleitungsschwingungen verantwortlich. Die Amplitude der Gasschwingung wird hierbei ganz entscheidend durch das günstige oder ungünstige Zusammentreffen des Ventilöffnens und der Phasenlage der akustischen Resonanz bestimmt (vgl. Abbildung 10).

Im zweiten Schritt wurde dann die Pulsations-Dämpferplatte (Abbildung 12), in das Berechnungsmodell eingebaut

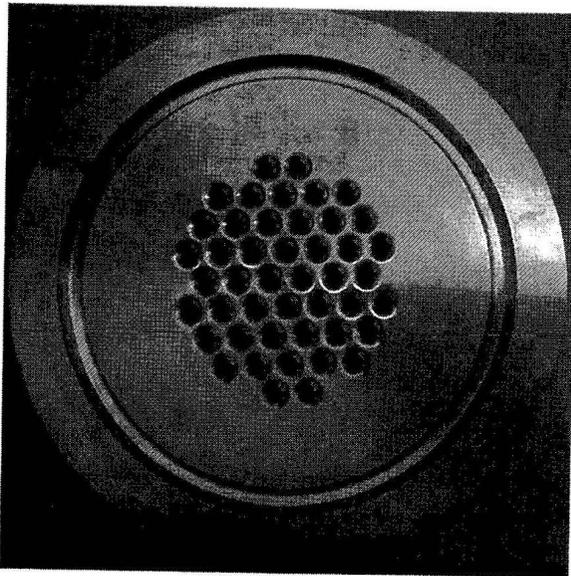


Abbildung 12: Gaseintrittsseite der patentierten „Pulsations-Dämpferplatte nach dem KÖTTER-Prinzip“ eingesetzt am Zylinderausgangsflansch der 2. Stufe

Während bei einer Blende lediglich ein Parameter – nämlich der Blendendurchmesser – variiert werden kann, bietet die Pulsations-Dämpferplatte eine Vielzahl von Anpassungsmöglichkeiten. Neben der Bohrungsanzahl, dem Lochbild und den jeweiligen Bohrungsdurchmessern können die venturiähnlichen Durchbrüche „beliebig“ geformt werden. Die akustisch bzw. strömungstechnisch relevanten Eigenschaften können so bei der Pulsations-Dämpferplatte unabhängig vom Druckverlust optimiert werden.

Als Ergebnis dieses Auslegungsprozesses ist in **Abbildung 13** der berechnete Druckverlauf am druckseitigen Zylinderflansch bei installierten Pulsations-Dämpferplatten dargestellt. Zum Vergleich ist der nach der Realisierung der Maßnahmen gemessene Druckverlauf mit eingezeichnet.

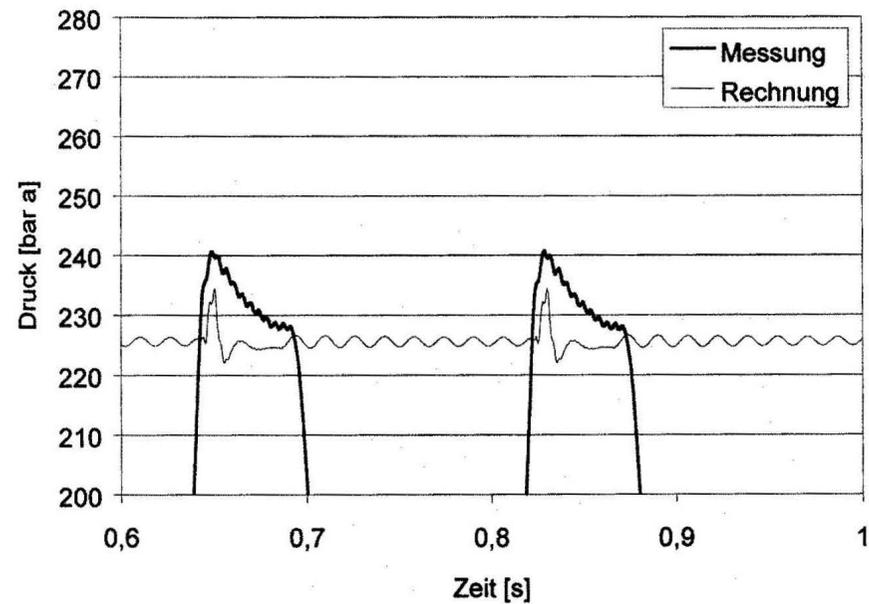


Abbildung 13: Vergleich von Messung im Zylinderraum zu Rechnung im Verbindungsstutzen mit eingebauter Pulsations-Dämpferplatte

Die theoretisch ermittelte gute Wirkung der Pulsations-Dämpferplatten wird durch die Messung bestätigt. Relevante Gassäulenschwingungen sind auch im Indikatorgramm nicht mehr festzustellen. Die oben genannten zusätzlichen Triebwerksbelastungen durch die am Kolben angreifenden Druckwechsellasten konnten auf diese Weise beseitigt werden. Gleichzeitig konnten die Druckwechselamplituden in den Verbindungsstutzen deutlich reduziert werden. Es fällt jedoch auf, daß die akustische Dämpfung bei geschlossenem Druckventil durch die Maßnahme nur geringfügig vergrößert wurde. Der Grund hierfür liegt in der vorgegebenen Einbauposition der Pulsations-Dämpferplatte. Der einzig nutzbare Flansch befand sich unmittelbar am Zylinder, so daß die Pulsations-Dämpferplatte bei geschlossenem Druckventil am akustisch geschlossenen Ende sitzt.

4.2 Zusätzliche Versteifung und Dämpfung im Bereich des Rohrbogens

Um des weiteren zu gewährleisten, daß die noch vorhandenen Pulsationen innerhalb der Verbindungsstützen nicht mehr die kritischen Schwingungen anregen, wurden zum einen die Biegeeigenfrequenz der Rohrleitungsbögen bzw. -abschnitte durch eine zusätzliche A-Stütze zu höherer Frequenz (> 70 Hz) verschoben und zum anderen eine breitbandige Dämpfung eingebaut. Aufgrund der hohen Gastemperatur bzw. Rohrleitungstemperatur ist eine besondere Ankoppelung der Stütze (Abbildung 14) im Bereich der Rohrbögen (an den jeweiligen Positionen der Meßpunkte in Abbildung 3) gewählt worden.

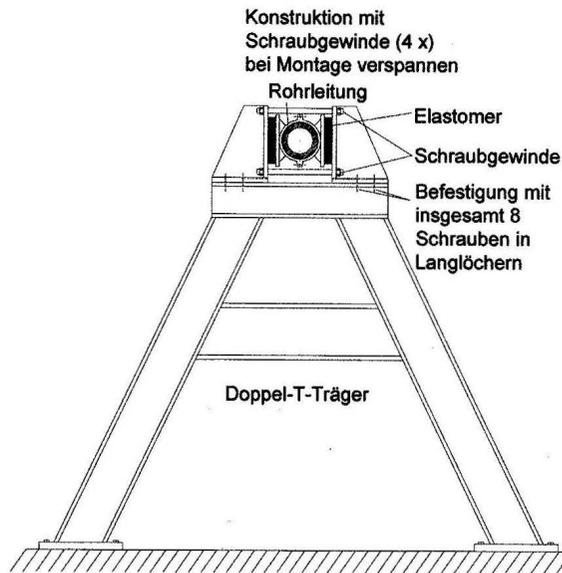


Abbildung 14: Zusätzliche A-Stütze als Modifikation des Rohrleitungsabschnittes

Die in Abbildung 14 dargestellte Elastomerschicht ist frei von direkten Körperschallbrücken so angeordnet, daß die eigentliche Flächenpressung des Elastomers (ein entscheidender dynamischer Parameter) über das Anzugmoment der vier Schrauben vor Ort angepaßt und optimiert werden kann. Gegenüber herkömmlichen Elastomereinlagen, die direkt zwischen Rohr- und Rohrschelle eingelegt sind, wird durch die Wärmekonvektion dieser Konstruktion eine höhere Rohraußentemperatur möglich. Da die eingesetzte Elastomerschicht nur bis ca. 90°C einsetzbar ist, war diese Konstruktion im vorliegenden Anwendungsfall zur zusätzlichen Wärmeableitung notwendig.

Zur Optimierung der dynamischen Eigenschaften der geplanten Rohranbindung, wurde im Vorfeld eine Finite Elemente Berechnung durchgeführt. Auf Basis der gemessenen Eigenformen wurde das FE-Modell des ursprünglichen Rohrleitungsabschnittes abgestimmt. Damit konnte der Einfluß der tatsächlichen Randbedingungen der Rohrleitung in einem vereinfachten FE-Modell (Balkenmodell) berücksichtigt werden.

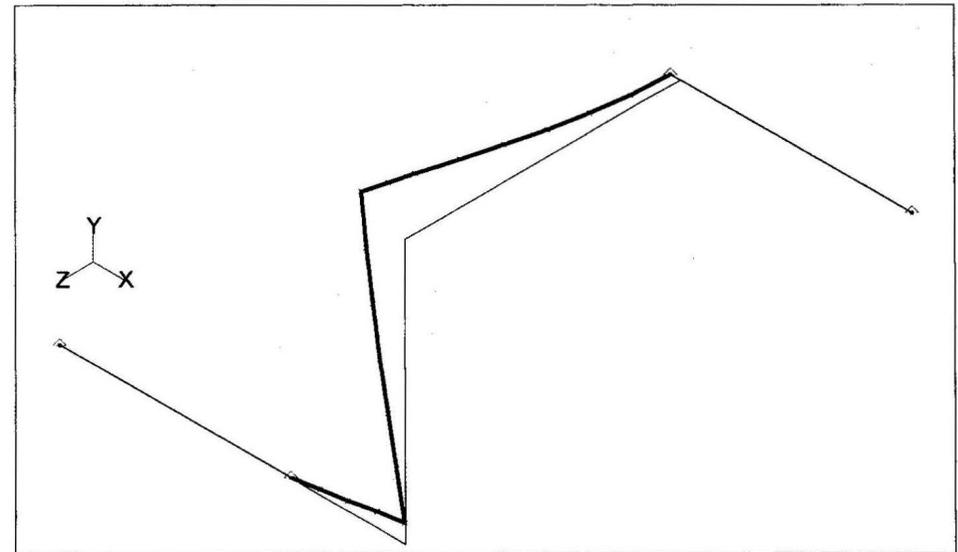


Abbildung 15: FE-Modell der ursprünglichen Rohrleitung, 1. Biegeeigenfrequenz 60,7 Hz

In Abbildung 15 ist die berechnete Biegeeigenfrequenz der ursprünglichen Rohrleitung dargestellt. Dieser Rohrleitungsabschnitt wurde an den beiden Enden entsprechend der gemessenen Werte durch zusätzliche Federsteifigkeiten angepaßt, so daß die Einspannungsbedingungen der ursprünglichen Rohrleitung korrekt in das FE-Modell mit einfließen. Damit wurde die Genauigkeit der Berechnungsergebnisse der weiteren konstruktiven Modifikationen beträchtlich verbessert.

In Abbildung 16 ist die berechnete Eigenform der 1. Biegung der Rohrleitung mit den optimierten A-Stützen und der Elastomeranbindung dargestellt. Die Eigenfrequenz wird durch diese Modifikation um 30 % nach oben verschoben. Maßgeblich für die Lage der ersten Biegeeigenfrequenz ist die dynamische Steifigkeit des Elastomers.

5.) Überprüfung der eingesetzten Maßnahmen

Abschließend wurde eine Überprüfung der umgesetzten Maßnahmen durchgeführt. Dazu wurde vom Hersteller eine ausführliche Schwingungsmessung der gesamten Anlage bei verschiedenen Betriebspunkten der Verdichteranlage durchgeführt, um auch eventuelle örtliche Problemverlagerungen der Rohrleitungsschwingungen auszuschließen. Die maximal gemessene Schwinggeschwindigkeit lag mit einem Effektivwert von 15,5 mm/s weit unterhalb des zulässigen Richtwertes von 28 mm/s eff. Es konnte des weiteren keine Verlagerung der Schwingungsproblematik festgestellt werden.

Eine Nachmessung der Eigenfrequenz der 1. Biegeeigenform ergab eine Frequenz von 83 Hz der Rohrleitung mit A-Stütze. Dies stellt vor dem Hintergrund des vereinfachten FE-Modells und der üblichen Abweichung der Elastomer-Kennwerte von den Herstellerangaben eine gute Übereinstimmung dar und bestätigt die vorgestellte Vorgehensweise. Die Ergebnisse einer zusätzlich durchgeführten Betriebsschwingungsmessung am Meßpunkt v_{2Ax} des modifizierten Systems sind in Abbildung 17 zum Vergleich mit den gemessenen Schwingungen des ursprünglichen Systems dargestellt.

VDI-BERICHTE 321

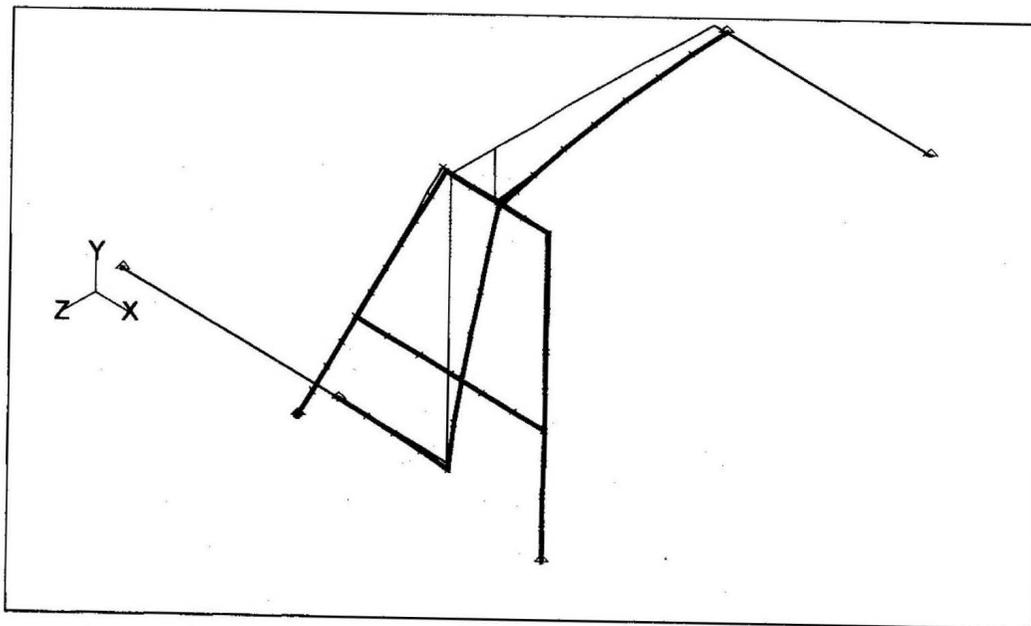


Abbildung 16: FE-Modell mit A-Stütze und Elastomer, 1. Biegeeigenfrequenz 79,4 Hz

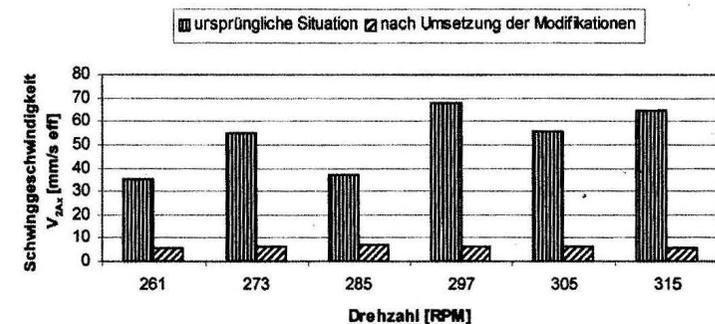


Abbildung 17: Gemessene Schwingungen des Rohrleitungsbogens in der ursprünglichen Situation und nach der Umsetzung der Modifikationen.

Der Vergleich der Schwingungszustände vor und nach Einbau der Modifikationen bestätigt eindrucksvoll die Wirksamkeit der realisierten Maßnahmen. Eine abschließende Überprüfung der Verlustleistung der Pulsations-Dämpferplatten bescheinigte weiterhin auch die punktgenaue Auslegung des Druckverlustes am Verdichterausgang.