

Trouble-Shooting an einer Erdgas-Verdichteranlage

Dr.-Ing. Johann Lenz
Dr.-Ing. Andreas Brümmer

KÖTTER Consulting Engineers
Bonifatiusstraße 400
48432 Rheine
Tel. 05971 - 9710.0
Fax. 05971 - 9710.43
www.koetter-consulting.com
e-mail: koetter@koetter-consulting.com

Trouble-Shooting an einer Erdgas-Verdichteranlage

Johann Lenz und Andreas Brümmer

Rohrnetz, Kolbenverdichter, Schwingungen, Druckpulsationen, Pulsationsdämpferplatte, Eigenfrequenz

An einem neu installierten Erdgas-Kolbenverdichter 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 doppeltwirkenden Zylinder 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 KÖTTER-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, sodass ein sicherer Betrieb der Anlage gewährleistet ist.

In a natural gas storage a new reciprocating compressor has been installed. At start-up unacceptable high vibrations occurred at the main pipe between the discharge pulsation dampers. Comprehensive measurements showed that strong pulsations inside the cylinders and connecting pipes to the pulsation dampers were responsible for the high vibrations. At the double acting cylinders a coupling between these pressure pulsations and the mechanical vibrations could be found. Due to mechanical natural frequencies of the main pipe between the discharge pulsation dampers the inducing structural vibrations were amplified. In order to reduce the vibrations two recommendations has been realized in parallel. On the one hand KOETTER-Pulsation-Damping-Plates were installed at the discharge-flanges of the cylinders. For design of the plates the unsteady compression process and flow inside the cylinders and connecting pipes has been simulated by use of the method of characteristics. On the other hand the mechanical natural frequency of the critical pipe was shifted out of the excitation range. Based on the finite element-method and the measured data different support constructions have been tested. Finally a special support coupled to the main pipe by a specific elastomer layer was installed. By means of measurements the compressor-manufacturer verified the good effectiveness of the realized recommendations. The plant started save operation without lost of unproductive time.

1. Einleitung

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

Diese Verdichterbauweise wird in erster Linie als Kreuzkopfkonstruktion ausgeführt, sodass ein Verdichtungsraum vor und hinter dem Kolben (doppeltwirkende Arbeitsweise) genutzt werden kann. Der Antrieb erfolgt über einen Elekt-

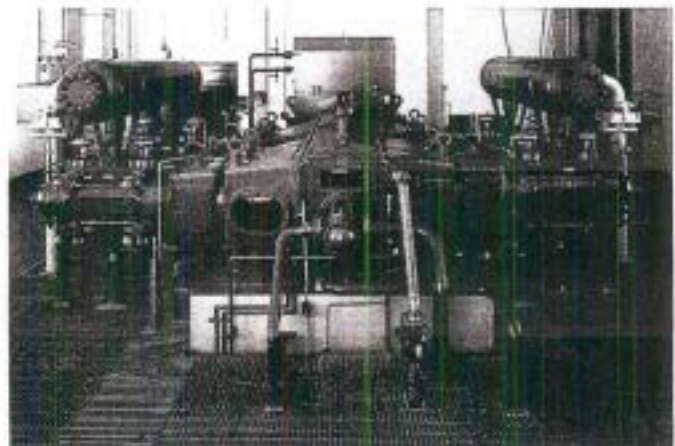


Bild 1. Beispiel (nicht Problemfall) eines liegenden Kolbenverdichters in Boxerausführung, Antriebsleistung 1,5 MW.

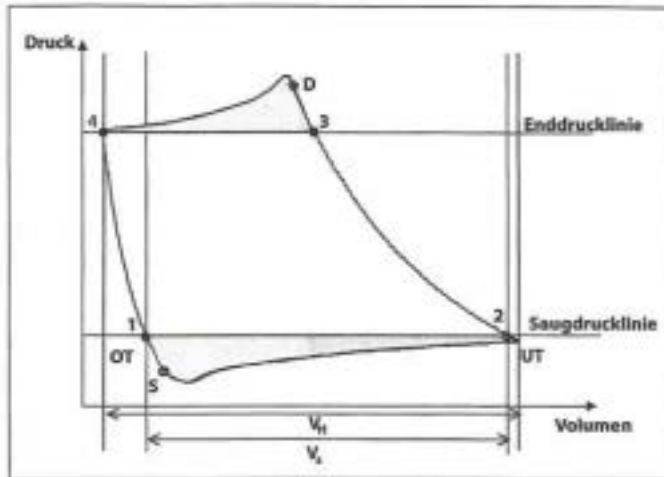


Bild 2. Arbeitsablauf eines Kolbenverdichters als p-V-Diagramm.

ro- 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 selbsttätigen Saug- und Druckventilen auf, die in Abhängigkeit des anstehenden Anlagendruckes (Saug- und Enddruck) arbeiten. Zur Erläuterung der Arbeitsweise ist in Bild 2 ein p-V-Diagramm (Indikatordiagramm) dargestellt.

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 Ausschlebevorgang (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 Ausschleben des Gases,

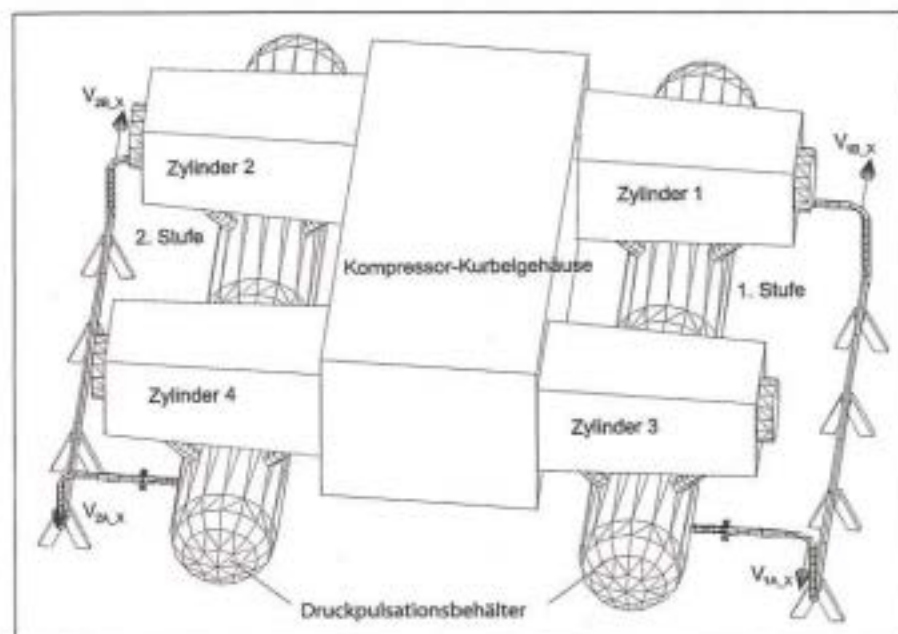


Bild 3. Prinzipskizze des Kolbenverdichters sowie der Druckpulsationsbehälter mit den Verbindungsleitungen und den vier Schwingungsmesspunkten.

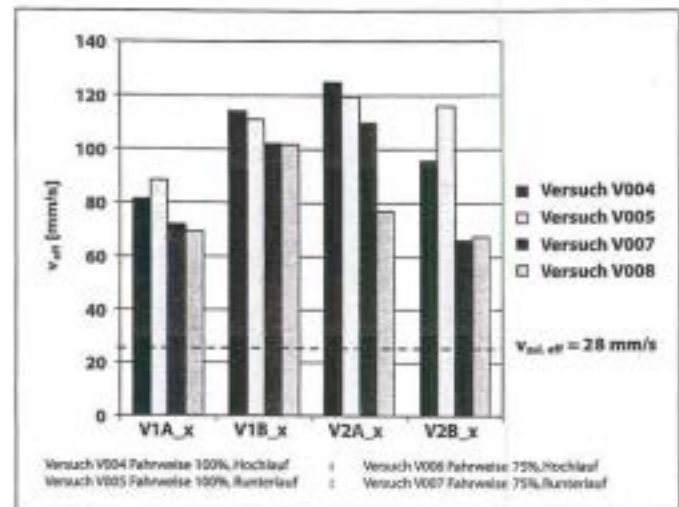


Bild 4. Gemessene Schwinggeschwindigkeiten an den Messpunkten der Rohrleitungsbögen (Bild 3).

das im Hinblick auf die Auswirkung von Gas- und Massenkraften 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 (Bild 3) fixiert.

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

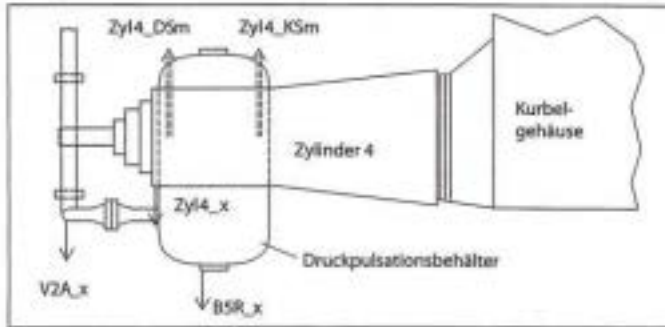


Bild 5. Lage der Messpunkte zur Detailanalyse der Schwingungen am Zylinder 4.

Die Variation des geförderten Volumenstroms erfolgt bei diesem Verdichter zum einen über die Drehzahl und zum anderen über eine Ventalniederhaltung. Bei Letzterem wird das Saugventil über den Ansaugvorgang hinaus mechanisch „offen“ gehalten, sodass 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.

3. Messtechnische Untersuchung

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

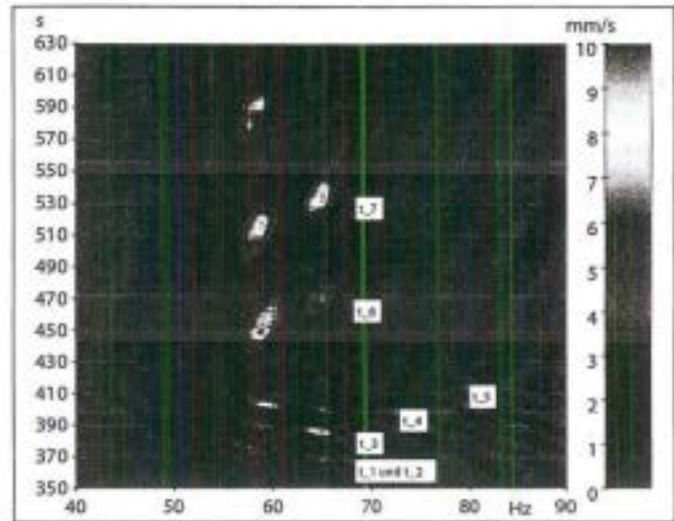


Bild 7. Farbkarte der Amplitudenspektren des Messpunktes Zyl4_x am Zylinder im Zeitbereich zwischen $t = 350$ bis 630 s (Zeitsignal aus Bild 6).

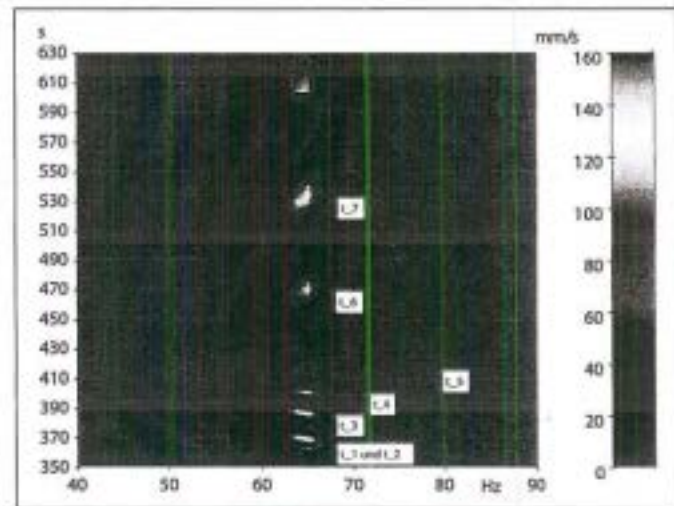


Bild 8. Farbkarte der Amplitudenspektren des Messpunktes V_{2A_x} am Rohrleitungsbogen im Zeitbereich zwischen $t = 350 - 630$ s (Zeitsignal aus Bild 6).

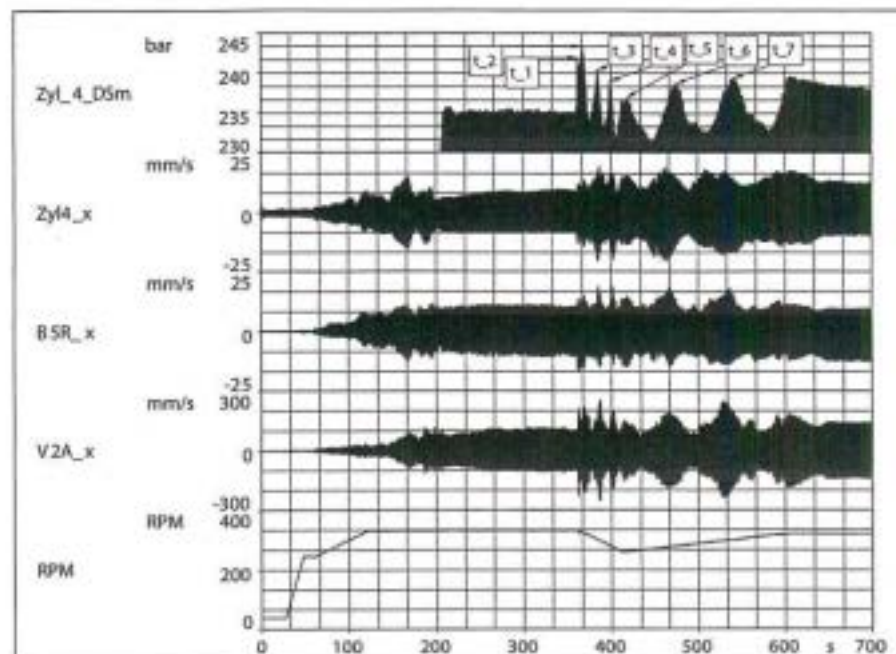


Bild 6. Zeitgleich erfasste Schwingungen und Druckverläufe am Zylinder 4.

Zur weiteren Analyse wurden gezielt die Druckpulsationen und Schwingungsgeschwindigkeiten am Zylinder Nr. 4, am angeschlossenen Druckpulsationsbehälter und in den Rohrleitungsbögen zeitgleich erfasst (Bild 5).

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

Dargestellt ist der deckelseitige Zylinderraumdruckverlauf, die Schwingungsgeschwindigkeiten an unterschiedlichen Messpunkten sowie die Drehzahl über einen Zeitbereich von ca. 11 Minuten nach dem Start der Anlage. Beim Hochlaufen der Anlage

($t = 40\text{--}60\text{ s}$) 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 ($t > 200\text{ s}$), sind am Messpunkt des Rohrleitungsbogens durchgehend erhöhte Schwingungen von ca. $V_{2A,X} = 100\text{ mm/s}$ festzustellen. Im Zeitbereich $t > 360\text{ s}$ 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 ($\Delta t = 1,6\text{ s}$) unterteilt, das jeweilige Amplitudenspektrum (FFT) für diesen Zeitabschnitt berechnet und über der Zeitachse als Farbkarte (Amplitudenhöhe durch Farbe gekennzeichnet) dargestellt. Aus der Farbkarte in *Bild 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 den Funktionseinhüllenden in *Bild 6*, so tritt zeitgleich jeweils nur die Amplitudenerhöhung bei ca. 63 Hz auf (*Bild 7*). Die Größenordnungen der gemessenen Schwinggeschwindigkeiten am Zylinder sind jedoch unbedenklich. Im Vergleich hierzu sind die Schwingschnellen am

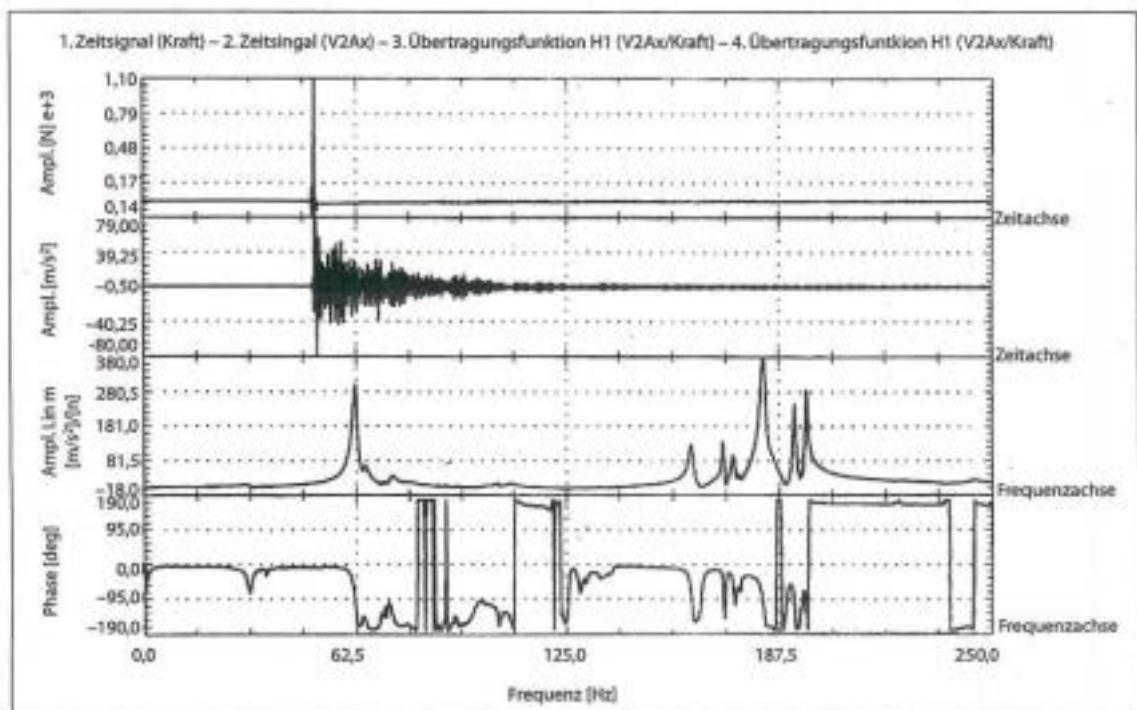


Bild 9. Übertragungsfunktion der Beschleunigungssignale einer Impulsanregung.

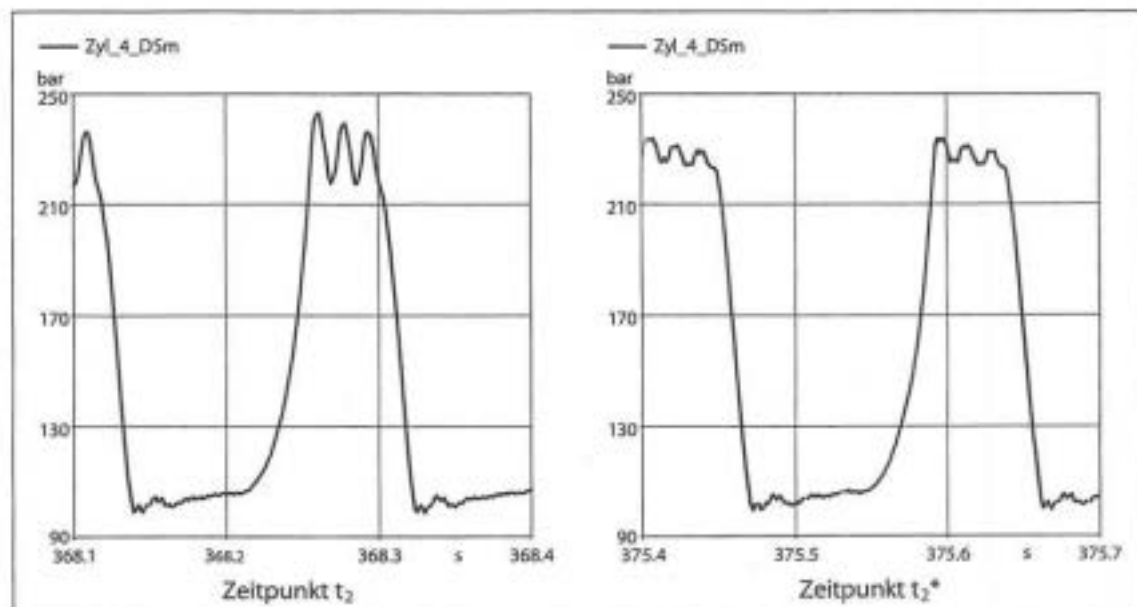


Bild 10. Gemessene Druckpulsationen bei 330 1/min (t_2) und 300 1/min (t_2^*).

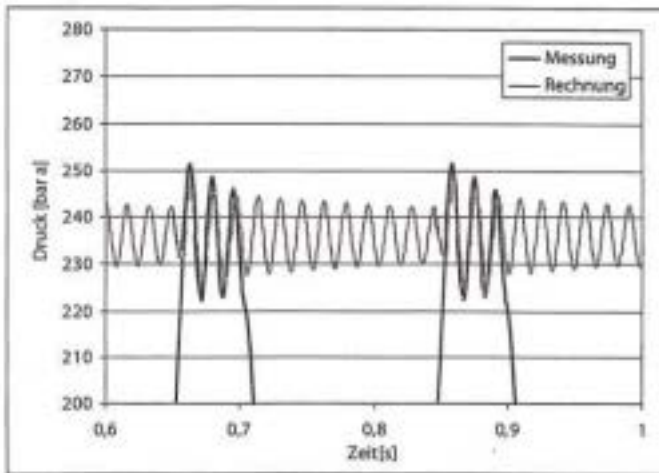


Bild 11. Vergleich von Messung im Zylinderraum zu Rechnung im Verbindungsstutzen im ursprünglichen Zustand.

Rohrleitungsbogen (Messpunkt $V_{2A,x}$) insbesondere bei 63 Hz unzulässig hoch (Bild 8).

Zwischen Zylinder und Rohrleitungsbogen zeigt sich eine markante Schwingungserhöhung (vergleiche Maßstab von Bild 7 und Bild 8).

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

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 Bild 6 der gemessene Zylinderraumdruckverlauf im Maximum ($t_2 = 368,2\text{ s}$) und im nachfolgenden Minimum ($t_2^* = 375,6\text{ s}$) in Bild 10 über der Zeit aufgetragen.

In Abhängigkeit von der Drehzahl treten beim Ausschiebevorgang des Erdgases Druckpulsationen bis 25 bar Spitze bei einer Frequenz von $f = 62,5\text{ Hz}$ auf (Bild 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 (Verbin-

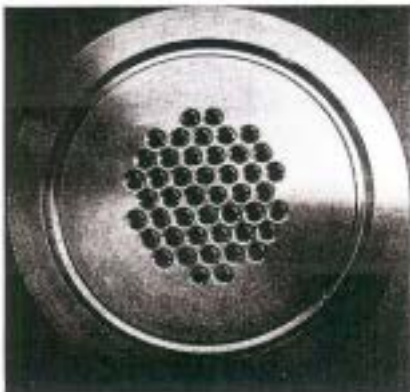


Bild 12. Gaseintrittsseite der patentierten „Pulsations-Dämpferplatte“ nach dem KÖTTER-Prinzip eingesetzt am Zylinderausgangsfansch der 2. Stufe.

dung 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 $1/4$ 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 druckseiti-

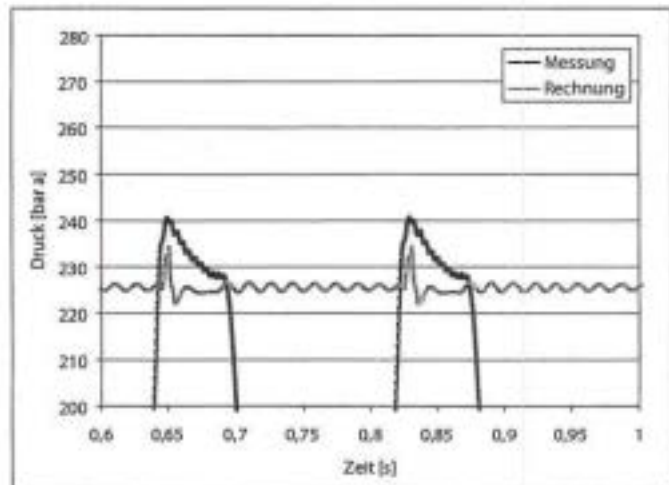


Bild 13. Vergleich von Messung im Zylinderraum zu Rechnung im Verbindungsstutzen mit eingebauter Pulsations-Dämpferplatte.

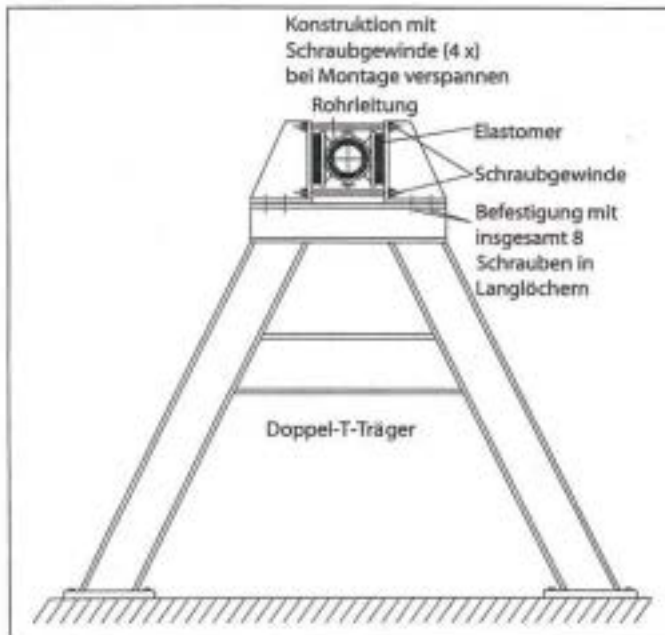


Bild 14. Zusätzliche A-Stütze als Modifikation des Rohrleitungsabschnittes.

gen Pulsationsdämpfern musste eine Maßnahme realisiert werden, die bei guter akustischer Wirkung kaum Druckverluste 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 Verbindungsstutzen 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).



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



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

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - \mu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = 0 \quad \text{Navier-Stokes-Gleichung (Gl. 1)}$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} = 0 \quad \text{Kontinuitätsgleichung (Gl. 2)}$$

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{konstant} \quad \text{Energiegleichung (Gl. 3)}$$

$$p = \rho R T Z \quad \text{Zustandsgleichung (Gl. 4)}$$

mit:

$v(x, t)$ = Strömungsgeschwindigkeit

$p(x, t)$ = statischer Druck

$\rho(x, t)$ = Dichte

$T(x, t)$ = Temperatur

κ = Isentropen-/Polytropenexponent

R = spezifische Gaskonstante

Z = Realgasfaktor

μ = dynamische Viskosität

Dieses System partieller nichtlinearer Differentialgleichungen lässt sich durch eine Koordinatentransformation auf Linien unbestimmter Querableitung – so genannte 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 – die 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. Bild 11 zeigt das gemessene Indikatordiagramm zusammen mit dem berechneten Druckverlauf am druckseitigen Zylinderflansch.

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. Bild 10).

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

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.

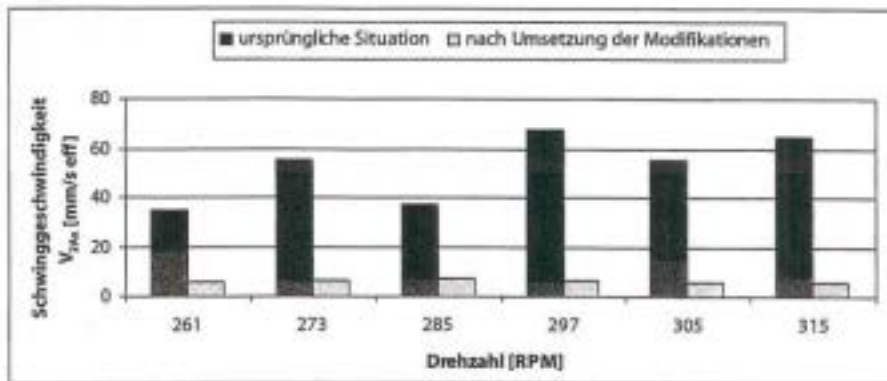


Bild 17. Gemessene Schwingungen des Rohrleitungsbogens in der ursprünglichen Situation und nach der Umsetzung der Modifikationen.

Als Ergebnis dieses Auslegungsprozesses ist in Bild 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.

Die theoretisch ermittelte gute Wirkung der Pulsations-Dämpferplatten wird durch die Messung bestätigt. Relevante Gassäulenschwingungen sind auch im Indikatorogramm 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, sodass 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 Verbindungsstutzen 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 (Bild 14) im Bereich der Rohrbögen (an den jeweiligen Positionen der Messpunkte in Bild 3) gewählt worden.

Die in Bild 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 Konvektion dieser Konstruktion eine höhere Rohraußentemperatur möglich. Da die eingesetzte Elastomerschicht nur bis ca. 90°C einsetzbar ist, war diese Konstruktion im vorliegenden Anwen-

dungsfall 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.

In Bild 15 ist die berechnete Biegeeigenfrequenz der ursprünglichen Rohrleitung dargestellt. Dieser Rohrleitungsabschnitt wurde an den beiden Enden entsprechend der gemessenen Werte durch zusätzliche Federsteifigkeiten angepasst, sodass 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 Bild 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 v2Ax des modifizierten Systems sind in Bild 17 zum Vergleich mit den gemessenen Schwingungen des ursprünglichen Systems dargestellt.

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.

Potentiale die Lösungen schaffen.

Die Ingenieure von KÖTTER Consulting Engineers verfügen über internationales Know-how aus nahezu allen Bereichen der Schall- und Schwingungstechnik. Dabei ist jede Lösung so individuell wie das Ziel unserer Kunden. Sie bestimmen die Vorgaben, wir hören aufmerksam zu, beobachten, untersuchen. Wir wollen den Status quo in allen Facetten begreifen. Denn die Lösung steckt oft im Detail. So gelangen wir für Sie zu höchster Effektivität. Daraus resultieren zielorientierte Analysen, gekonnte Interpretationen sowie rasche und wirtschaftliche Lösungen.

Bauphysik

- Bauakustik
- Schallschutz
- Wärmeschutz

Schallschutz im Hochbau
 Bau- und Raumakustik
 Nachhallzeit-Optimierung
 Trittschallschutz
 Luftschallschutz
 Körperschallentkopplung
 Güteprüfung am Bau
 Bauteilprüfungen
 Qualitätssicherung
 Infrarot-Thermografie
 Wärmeschutz
 Feuchtigkeitsschutz

Maschinen und Anlagen

- Schwingungen
- Pulsationen
- Maschinenakustik

Maschinendynamik
 Rohrleitungsschwingungen
 Gasmengenmessungen
 Pulsationen in Rohrleitungen
 Strömungen
 Schallintensitätsmessungen
 Schalleleistungsbestimmungen
 Spezial-Schalldämpfer
 Kräfte/Dehnungen
 Maschinen-Zustands-Überwachung
 Pulsationsstudien
 Betriebswuchten
 Langzeitüberwachungen

Immissionen

- Lärm-Emissionen
- Lärm-Immissionen
- Erschütterungen

Bauleitplanung
 Lärminderungsplanung
 Abnahmemessungen
 Gewerbelärm
 Arbeitsplatzlärm
 Verkehrslärm
 Sport- und Freizeitlärm
 Lärmkataster
 Erschütterungen
 Immissionsprognosen
 Tankstellenplanung