

Schwingungstechnische Untersuchung von Kupplungsschäden an Kolbenverdichtern

Vibration Analysis of Coupling Damages on Reciprocating Compressors

Von J. LENZ und P. WANING*

Abstract
Reciprocating compressors are unavoidable classical solutions in the field of natural and process gas compression with the ability to function over a wide range of operating conditions. The dynamic design of the reciprocating compressor is complicated due to the large number of conditions that have to be satisfied. Since, high torsional dynamic stress is often not recognised until damages appear, it is advisable to conduct a detailed torsional vibration analysis when planning a new drive train or modifying an existing one. In this article, the different causes for torsion related coupling damages are shown and reduction measures to influence the torsional behaviour of reciprocating compressors are presented with the help of case studies.

Zusammenfassung
Kolbenkompressoren sind aus dem Bereich der Erdgas- und Prozessgaskomprimierung nicht wegzudenken, da sie für eine große Bandbreite an Betriebszuständen eingesetzt werden können. Das dynamische Design von Kolbenkompressoren ist aufgrund der unterschiedlichen Betriebszustände, in denen sie betrieben werden, kompliziert. Da hohe dynamische Torsionsbelastung oft erst erkannt wird, wenn bereits Schäden auftreten, ist es ratsam, eine genaue Analyse der Torsionsschwingung bereits im Vorfeld durchzuführen, d. h. in der Planungsphase oder bei Modifizierungen von Kolbenverdichteranlagen. Anhand von Praxisbeispielen werden verschiedene Ursachen von torsionsbedingten Kupplungsschäden aufgezeigt und Minderungsmaßnahmen vorgestellt, die das Torsionsverhalten von Kolbenkompressoren beeinflussen.

1 Einleitung
 In vielen Industriebereichen werden verschiedenste Verdichterarten zur Druckerhöhung eingesetzt. Kolbenverdichter besitzen u. a. den Vorteil, dass sie auch bei stark veränderlichen Betriebsbedingungen

betrieben werden können. Dementsprechend sind die damit verbundenen variablen dynamischen Lasten zu berücksichtigen. Dies gilt z. B. für die Triebwerksbelastung, das Pulsations- und Schwingungsverhalten sowie für das auftretende statische Drehmoment bzw. das überlagerte Wechseldrehmoment. Je nach Ausführung und Einsatzgebiet des Verdichters müssen diese Größen bei der Auslegung sowie auch bei Änderungen der Betriebsbedingungen durch Berechnungen bzw. Messungen überprüft werden.

2 Drehmomentschwingungen an Kolbenverdichtern
 Aufgrund der immer vielfältigeren Einsatzbereiche geht man dazu über, im Vorfeld eine Torsionsschwingungsberechnung durchzuführen, um so eine Überbeanspruchung der zulässigen Momente des Antriebsstranges während des Verdichterbetriebs zu vermeiden. Grundlage hierfür bilden u. a. der API-Standard 618 und API-Standard 684 mit Angaben zu den Beurteilungskriterien sowie zur Art und zum Umfang der Berechnung.

Bei der Erstellung eines detaillierten Berechnungsmodells zur Torsionsschwingungsanalyse des Gesamtstranges eines Kolbenverdichters werden der Antriebsmotor, die Kupplung, das Schwungrad, die Pleuellwelle und alle anderen zusätzlich angekoppelten Bauteile berücksichtigt. Abbildung 1 zeigt beispielhaft ein solches Modell mit Kennzeichnung der Massenträgheiten sowie Angriffspunkte des Antriebsmoments und der Gas- und oszillierenden Massenkräfte.

Im Rahmen der Modalanalyse erfolgt zunächst die Ermittlung der Eigenfrequenzen und -formen des Antriebsstrangs. Anschlie-

ßend wird ein mögliches Zusammentreffen (Koinzidenz) der Torsionseigenfrequenzen mit den durch den Verdichterbetrieb generierten Anregungsfrequenzen in einem Campbell-Diagramm überprüft. Unter Berücksichtigung der Vorgaben des API-Standards 618 können so für drehzahlkonstante Maschinen ausreichende Sicherheitsabstände zwischen Torsionseigen- und Anregungsfrequenzen vorgesehen werden.

Bei drehzahlvariablen Maschinen sind Sicherheitsabstände zwischen Torsionseigen- und Anregungsfrequenz über den gesamten Drehzahlbereich nahezu unmöglich, so dass es zu Resonanzdurchläufen kommt. Daher wird das zu erwartende Torsionsschwingungsniveau, welches durch die Gaskräfte und die dynamischen Kräfte (z. B. oszillierende Massen von Pleueln und Pleuelkopf) generiert wird, mittels einer Betriebschwingungsanalyse (Mechanical Response Analysis) bestimmt. Die berechneten Werkstoffbelastungen der Bauteile werden anschließend mit den Vorgaben der Hersteller verglichen. Gegebenenfalls wird die Sperrung bestimmter Drehzahlbereiche empfohlen.

Da oft nicht alle Parameter bei der Berechnung der Drehmomentschwingungen detailliert berücksichtigt werden können (wie z. B. Kupplungs-Nichtlinearitäten usw.), wird im Allgemeinen eine messtechnische Überprüfung bei der Inbetriebnahme von torsionstechnisch kritischen Maschinen empfohlen. Zu diesem Zweck werden unter Berücksichtigung der geometrischen Lage der zu untersuchenden Torsionseigenformen Dehnungsmessstreifen (DMS) auf der Welle appliziert. Die DMS sind als Vollbrücke verdrahtet, um mögliche Biegespannungs- und Temperatureinflüsse zu kompensieren. Das Torsionssignal wird anschließend für die

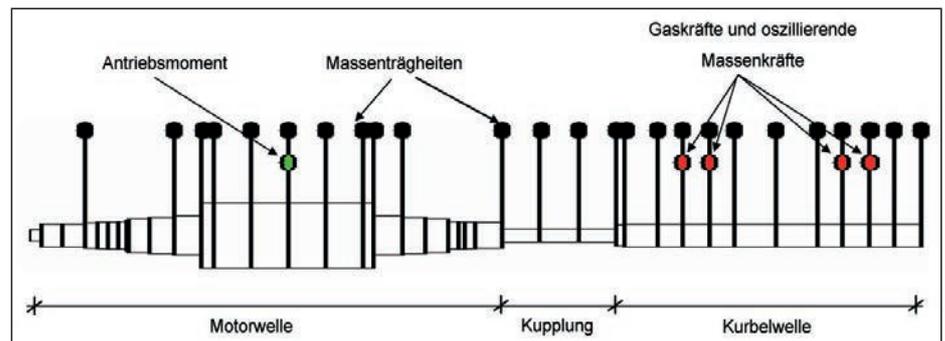


Abb. 1 Schematische Darstellung eines Torsionsmodells für einen 4-kurbeligen Kolbenverdichter

* Dr.-Ing. Johann Lenz, Dipl.-Ing. Patrick Waning, KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co. KG (E-mail: Lenz@koetter-consulting.com). Vortrag, gehalten anlässlich des 17. Workshop Kolbenverdichter, 16.–17. Oktober

0179-3187/14/1
 © 2014 URBAN-VERLAG Hamburg/Wien GmbH

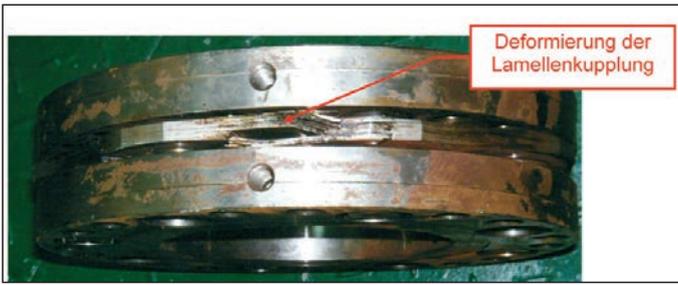


Abb. 2 Schadensbild an einer Stahllamellenkupplung

weitere Verarbeitung mit einer Funk-Telemetrie zu einem Empfänger gesendet und mit einem Messsystem aufgezeichnet. Auf Basis der Messwerte können dann die Ergebnisse der theoretischen Studie überprüft bzw. Torsionsschwingungsprobleme erkannt werden. Darüber hinaus können Torsionsbelastungen während aller zum normalen Verdichterbetrieb zählenden Zustände – wie z. B. Starten und Stoppen des Verdichters mit Resonanzdurchfahrt, Umschaltung der Zylinder, schnelle Fördermengenänderungen über die stufenlose Saugventil-Steuerung, Beschleunigungs- und Bremsmanöver bei Drehzahländerungen, Druckänderungen im Gassystem (Saug- und Förderdruck) usw. – mit einem vertretbaren Aufwand messtechnisch erfasst werden.

Durch die Kombination aus Berechnung und Messung kann somit ein problemloser Betrieb der Verdichteranlage gewährleistet werden. Die Torsionsschwingungssituation wird jedoch nicht immer im Vorfeld überprüft. Nachfolgend wird die Problematik an drei Fallbeispielen aus der Praxis näher erläutert.

2.1 Fallbeispiel 1

Bei dem Einsatz von 2-kurbeligen stehenden Kolbenverdichtern (Rückverflüssigungsverdichter) mit einer festen Drehzahl von 600 min^{-1} kam es wiederholt zu Schäden an den eingesetzten Stahllamellenkupplungen (Abb. 2).

Die Besonderheit im Aufbau dieser Anlage ist eine lange Zwischenwelle zwischen Antriebsmotor und Kolbenverdichter. Diese Welle wurde in Verbindung mit einer Wellendichtung und einer Zwischenwand zur gasdichten Trennung zwischen Elektromotor und Verdichterraum eingesetzt, um den Explosionsschutz sicherzustellen.

Verschiedene Maßnahmen wie Kupplungsaustausch sowie Neuausrichtung von Motor und Kompressor führten zu keiner wesentlichen Verbesserung der Situation. Daher wurde eine messtechnische Ursachenanalyse der aufgetretenen Schäden durchgeführt. Den Schwerpunkt der Untersuchung bildete neben der Ermittlung der absoluten Anlagenschwingungen und der Wellenschwingungen auch die Erfassung des dynamischen Drehmomentverlaufes im Antriebsstrang.

Durch Applikation von Dehnungsmessstreifen auf der Antriebseinheit und einer Signal-

übertragungsstrecke per Telemetrie wurde das Drehmoment der rotierenden Antriebswelle beim Hoch- und Abfahren sowie bei verschiedenen Lastzyklen erfasst. Diese Drehmomentmessung zeigte eine markante, dem Nenn Drehmoment überlagerte Torsionsschwingung in der doppelten Drehfrequenz der Anlage bei ca. 20 Hz, die zu einer unzulässig hohen Wechselbeanspruchung der Kupplung führte (Abb. 3). Eine Analyse der Torsionseigenfrequenz im Stillstand der Anlage ergab, dass die 1. Torsionseigenfrequenz des Antriebsstranges in unmittelbarer Frequenznähe der doppelten Betriebsdrehzahl des Kompressors lag. Durch die doppelwirkende 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 auftrat.

Mit einem vereinfachten Drehschwingungsmodell des Antriebsstranges wurde die Frequenz der 1. Torsionseigenform berechnet. Es zeigte sich eine gute Übereinstimmung zur gemessenen Eigenfrequenz. Somit konnten mit dem Drehschwingungsmodell verschiedene konstruktive Möglichkeiten zur Verschiebung der Eigenfrequenzen überprüft und im Rahmen einer Kosten-Nutzen-Analyse miteinander verglichen werden. Maßnahmen wie die Vergrößerung der Schwungradmasse, die Reduzierung des Wellendurchmessers, das Verkürzen der Verbindungswelle oder die Reduzierung des Schwungradaußendurchmessers hätten rechnerisch zu keinem ausreichenden Abstand zwischen Eigen- und Drehfrequenz geführt. Nach Abwägung der Vor- und Nachteile der verschiedenen Möglichkeiten sowie der Kosten der konstruktiven Umsetzung wurde letztendlich der Zwischenwellendurchmesser vergrößert, wodurch die Torsionseigenfrequenz auf 26 Hz und somit aus dem Erregerbereich verschoben wurde. Seit der Realisierung dieser Maßnahme trat an dieser und an weiteren baugleichen Verdichteranlagen kein Kupplungsversagen mehr auf.

2.2 Fallbeispiel 2

In einem Erdgasspeicher werden seit ca. zehn Jahren zwei 1-stufige Kolbenverdichter mit

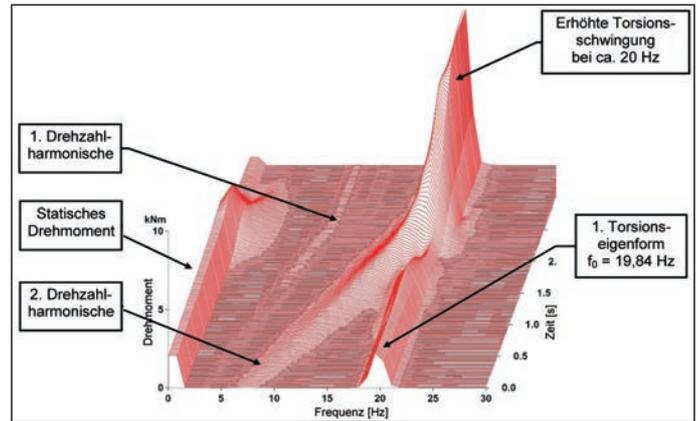


Abb. 3 Amplitudenspektrum des Drehmomentverlaufes beim Hochlauf des Verdichters

jeweils zwei Zylindern und E-Motor im Speicherbetrieb gefahren. Die Verdichter werden mit einer festen Drehzahl von 600 min^{-1} betrieben. Die Mengenregelung erfolgt über eine stufenlose Saugventil-Steuerung. Zwischen Antrieb und Verdichter ist jeweils eine Ganzmetall-Lamellenkupplung mit Zwischenstück (Zweigelenkkupplung) montiert. Wiederholt traten Schäden an den Kupplungen beider Verdichter auf. Als Ursache wurden erhöhte Torsionsschwingungen vermutet. Zur Ursachenanalyse wurde eine messtechnische Untersuchung an beiden Verdichtern durchgeführt.

Die Torsionsschwingungsmessungen wurden an beiden Verdichtern im Einzelbetrieb durchgeführt. Die Verdichter wurden unter anderem im Automatikbetrieb in Volumenschritten von $1.000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ von Maximalmenge nach Minimalmenge verfahren. Abbildung 4 zeigt den Verlauf des Drehmomentes, des Wechseldrehmomentes sowie die daraus ermittelten Maximal- und Minimalamplituden für verschiedene Volumenströme bzw. Saugventil-Stellungen des Verdichters 2 (Abb. 4).

Das Ergebnis der messtechnischen Untersuchung zeigte, dass das zulässige Wechseldrehmoment der Kupplung nahezu unabhängig vom Betriebspunkt überschritten wurde. Zur weiteren Analyse der erhöhten Torsionsschwingungen des Antriebsstranges ist auszugswise in der folgenden Abbildung 5 der Drehmomentverlauf des Verdichters als Farbspektrum zusammen mit dem Verlauf des Normvolumenstroms und der stufenlosen Saugventil-Stellung dargestellt.

Im Farbspektrum des Drehmomentverlaufes war neben der einfachen Drehfrequenz eine hohe Anzahl von Drehzahlarmonischen vorhanden. Die Auswertung zeigte, dass die Hauptfrequenzanteile bei 33 Hz (2 x Drehzahlarmonische) und 133 Hz (8 x Drehzahlarmonische) lagen. Der Drehmomentanteil bei doppelter Drehfrequenz wurde durch dynamische Kräfte im Kurbeltrieb hervorgerufen (Verdichtervorgang bei doppelwirkendem Zylinder), wohingegen der Frequenzanteil bei 8-facher Drehzahl beim Eingriff der Regelung markant erschien.

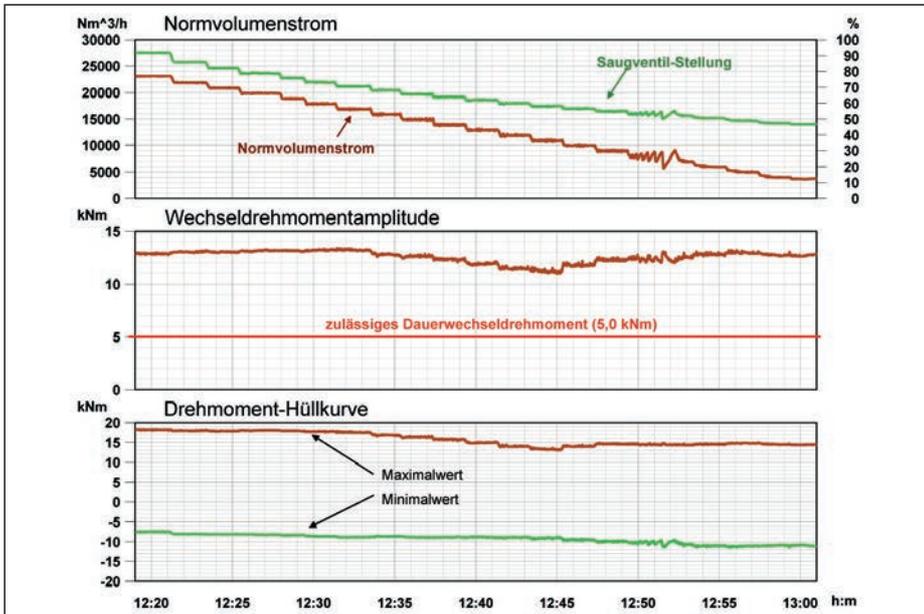


Abb. 4 Verdichter 2: Zeitverlauf des Normvolumenstroms, der Saugventil-Stellung (oben), des Wechselrehmoments zusammen mit den zulässigen Werten (Mitte) sowie Hüllkurven des Drehmomentverlaufs (unten)

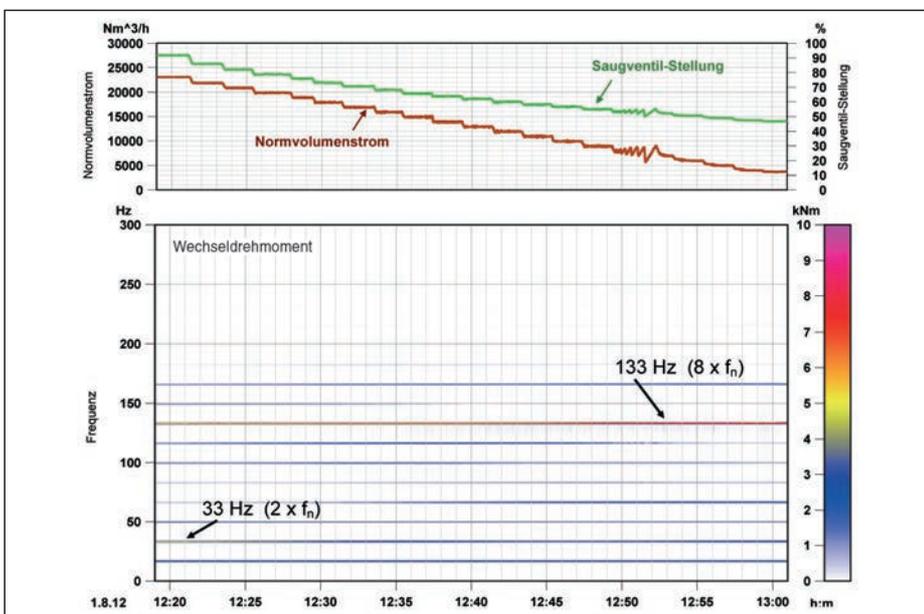
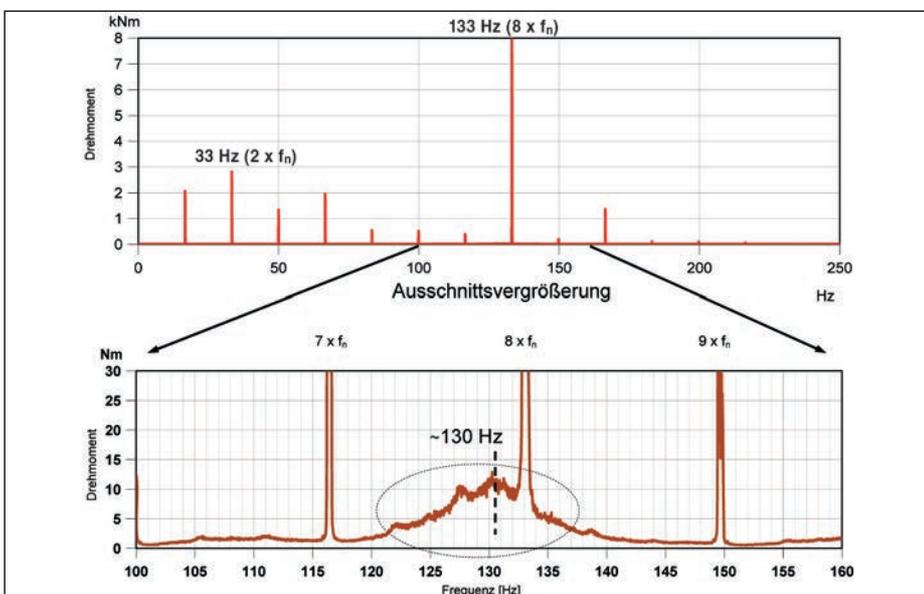


Abb. 5 Zeitverlauf des Normvolumenstroms und der Saugventil-Stellung zusammen mit dem Farbspektrum des Wechselrehmomentverlaufes des Verdichters 2



In Abbildung 6 zeigt sich im gemittelten Amplitudenspektrum des Drehmoments im Bereich von 130 Hz eine Torsionseigenfrequenz, welche die benachbarte 8-fache Drehfrequenzkomponente entsprechend verstärkt.

Die messtechnische Untersuchung zeigte damit, dass die Kupplungen an den Verdichtern hinsichtlich des zulässigen Wechselmoments unterdimensioniert waren. Grund für die erhöhten Wechselmomente war eine Überlagerung der 8-fachen Drehzahlharmonischen mit einer Torsionseigenfrequenz. Es wurde empfohlen, auf Basis einer Torsionsschwingungsberechnung, die Kupplungen auszutauschen, so dass bei gleicher Baugröße ein entsprechend größeres Wechselrehmoment zulässig ist und keine erneuten Resonanzbedingungen auftreten.

2.3 Fallbeispiel 3

Untersucht wurde ein drehzahl geregelter 1-stufiger Kolbenverdichter für Erdgas (600–1.000 min⁻¹). Als Verbindung zwischen dem 1,8 MW Elektromotor und dem Kolbenverdichter wurde eine elastische Wellenkupplung eingesetzt. Nach ca. acht Jahren Betriebszeit wurde zusätzlich eine stufenlose Saugventil-Steuerung zur Mengenregelung installiert, um bei der Minimum-Drehzahl von 600 min⁻¹ geringere Mengen fördern zu können. Wenige Monate später trat erstmalig ein Schaden an der elastischen Wellenkupplung zwischen Antriebsmotor und Verdichter auf (siehe Abb. 7). Die daraufhin installierte neue Kupplung zeigte nach ca. drei Wochen ein ähnliches Schadensbild. Anschließend wurden Modifikationen an der Steuerung durchgeführt. Nach Inbetriebnahme mit neuer Kupplung fiel die Anlage nach nur einem Tag erneut wegen eines vergleichbaren Kupplungsschadens aus.

Aufgrund der Schadenshistorie wurde ein Schwerpunkt der Untersuchung auf den Einfluss der nachträglich installierten stufenlosen Saugventil-Steuerung gelegt. Teil der Untersuchung war die Ermittlung des Torsionsschwingungsverhaltens des Antriebsstranges in Bezug auf die Belastung der elastischen Wellenkupplung bei unterschiedlichen Drehzahlen und Saugventil-Stellungen.

Die Dehnungsmessstreifen für die Torsionsmessung wurden im Bereich der Kupplung an der Motorwelle appliziert. Die Abbildung 8 zeigt den gemessenen Verlauf des Drehmomentes bei Erhöhung der Gasmenge über die stufenlose Saugventilabhebung. Die

Abb. 6 Gemittelttes Amplitudenspektrum des Drehmoments über die gemessenen Fördermengen sowie Ausschnittsvergrößerung zur Darstellung des »Rauschsaums« bei der Torsionseigenfrequenz

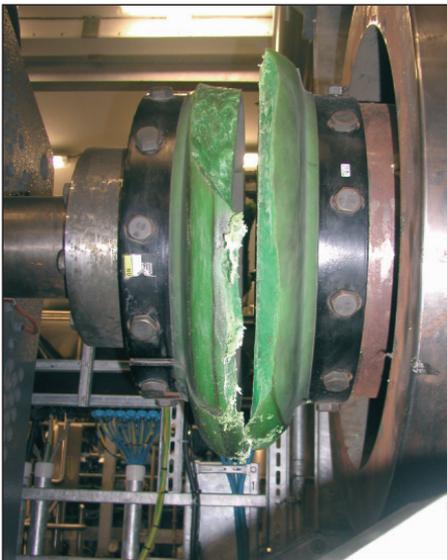


Abb. 7 Elastische Wellenkupplung nach dem ersten Schaden

Verdichterdrehzahl war mit 600 min^{-1} konstant.

Mit Erhöhung der Gasmenge nahm erwartungsgemäß das statische Drehmoment zu. Auffällig war hierbei die Reduzierung der Wechseldrehmomentamplitude bei Verringerung der Zugriffsintensität der stufenlosen Saugventilabhebung.

In Abbildung 9 sind die Amplitudenspektren der Wechselmomente für 15 % und 100 % Saugventil-Stellung im Frequenzbereich dargestellt. Zudem ist die Lage der 1. Torsionseigenfrequenz gekennzeichnet, welche sich mit 7,6 Hz unterhalb der Verdichterdrehfrequenz von 10 Hz befand und nur beim Verdichterdrehhochlauf kurzzeitig angeregt wurde.

Mit der Verringerung der Zugriffsintensität der stufenlosen Saugventilabhebung nahm die Wechselbelastung im Dauerbetrieb der Kupplung ab. Hierbei kam es zu einer Reduzierung des Wechselmomentes bei der 1. Drehzahlharmonischen von 10 Hz.

Die Messung bestätigte den Einfluss der stufenlosen Saugventilabhebung auf die dynamische Belastung der Kupplung. Da für diesen Kupplungstyp keine eindeutigen Angaben bezüglich zulässiger Wechseldrehmomente vorlagen, wurde beschlossen, einen anderen Kupplungstyp einzusetzen. Um die entstehenden Wechselbelastungen und Drehmomente zu bestimmen, wurde eine Torsionsschwingungsberechnung durchgeführt.

Erste Berechnungsergebnisse zeigten, dass durch den Einbau eines neuen elastischen Kupplungstyps die API-Grenzen und Herstellerkriterien nicht eingehalten worden wären. Daher wurde der Einbau eines neuen Kupplungstyps in Kombination mit einem größeren Schwungrad rechnerisch überprüft.

Abb. 10 Berechnete Torsionseigenfrequenzen und -moden des Gesamtstranges mit neuer Kupplung und geänderten Schwungrad

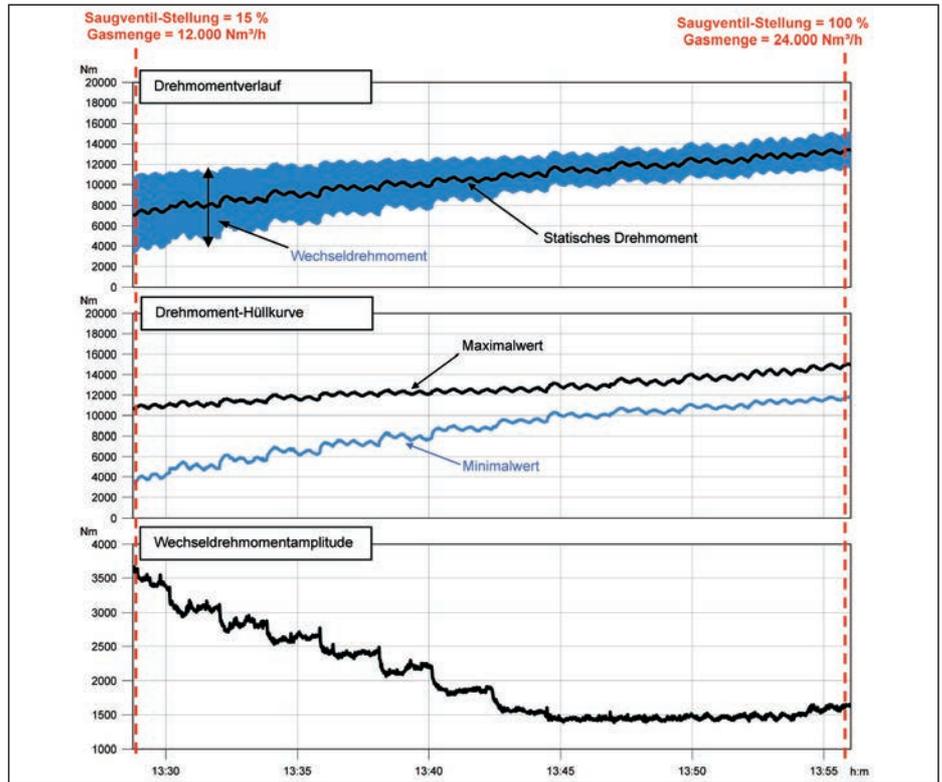


Abb. 8 Zeitverlauf des Drehmomentes bei Mengenregelung über die stufenlose Saugventilabhebung (oben) zusammen mit den Spitzenwerten (Mitte) und Wechseldrehmomenten (unten). Die Verdichterdrehzahl war mit 600 min^{-1} konstant

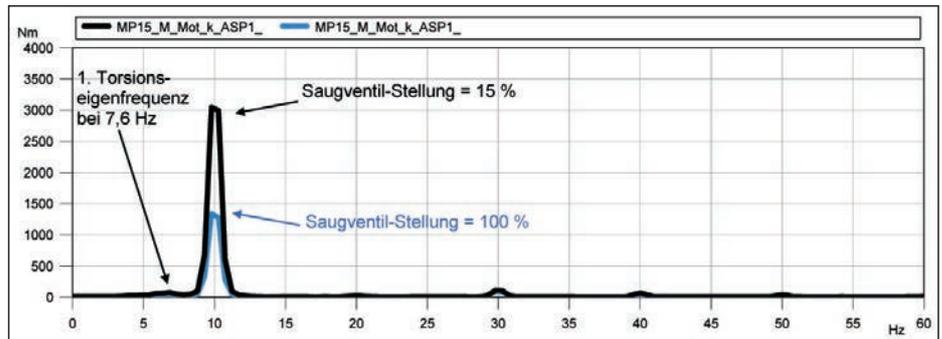
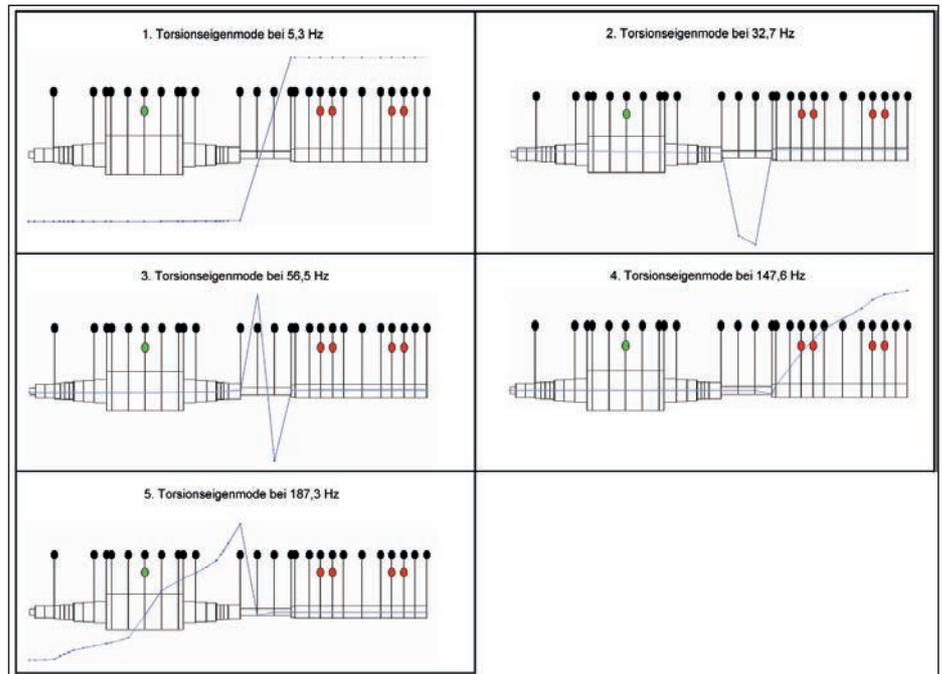


Abb. 9 Vergleich der angeregten Frequenz



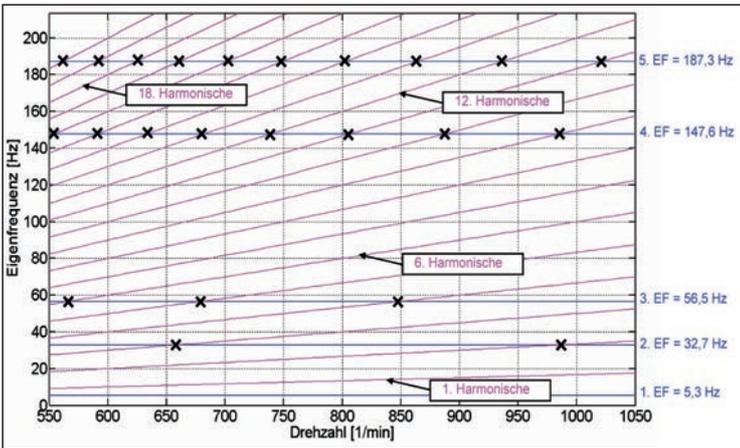


Abb. 11 Campbell-Diagramm eines Verdichters mit den ersten fünf Torsionseigenfrequenzen für die Situation mit neuer Kupplung und geändertem Schwungrad

Im Rahmen der Modalanalyse erfolgte für diese Situation zunächst die Ermittlung der Eigenfrequenzen und -formen des Antriebsstranges. Abbildung 10 zeigt die ersten fünf berechneten Torsionseigenfrequenzen und -moden (blaue Linie).

Die berechnete 1. Torsionseigenfrequenz wurde von 7,6 Hz auf 5,3 Hz reduziert und lag somit weit außerhalb der Betriebsdrehzahl. Um eine mögliche Anregung der Torsionseigenfrequenzen durch den tatsächlichen Verdichterbetrieb zu identifizieren, erfolgte die Überprüfung in einem Campbell-Diagramm (Abb. 11). Dargestellt sind die Harmonischen der Drehzahl (rote Linien) sowie die berechneten ersten fünf Torsionseigenfrequenzen (blaue Linien). Die möglichen Resonanzstellen sind mit einem Kreuz gekennzeichnet, an denen Eigen- und Anregungsfrequenz zusammentreffen (Koinzidenz). Aus unserer Erfahrung mit dem Einfluss der stufenlosen Saugventilabhebung wurden – abweichend zum API-Standard – auch Koinzidenzen oberhalb der 10. Drehzahlharmonischen berücksichtigt.

Für den Betrieb des Verdichters mit einer festen Drehzahl von 600 min^{-1} (Betriebsfall mit aktiver stufenloser Saugventilabhebung) zeigte sich kein Zusammenreffen von Eigen- und Anregungsfrequenz (Koinzidenz) gemäß Vorgabe des API-Standards. In der Betriebschwingungsanalyse (Mechanical Response

ventilabhebung und fester Verdichter-drehzahl das zu erwartende Torsionsschwingungsniveau bestimmt. In Abbildung 12 sind die gemessenen Wechselmomente der Ist-Situation den berechneten Wechselmomenten der geplanten Modifikation für die Saugventil-Stellungen 15 % und 100 % gegenübergestellt.

Es zeigte sich eine deutliche Reduzierung des Wechseldrehmomentes bei aktiver stufenloser Saugventilabhebung für die Situation mit neuer Kupplung und geändertem Schwungrad im Vergleich zur gemessenen Situation.

Beim drehzahlvariablen Verdichterbetrieb (Situation mit inaktiver stufenloser Saugventilabhebung) weist das Campbell-Diagramm in Abbildung 11 eine Vielzahl von Koinzidenzen auf. Mittels der Betriebschwingungsanalyse wurde das zu erwartende Torsionsschwingungsniveau sowie die Verlustleistung der Kupplung für den

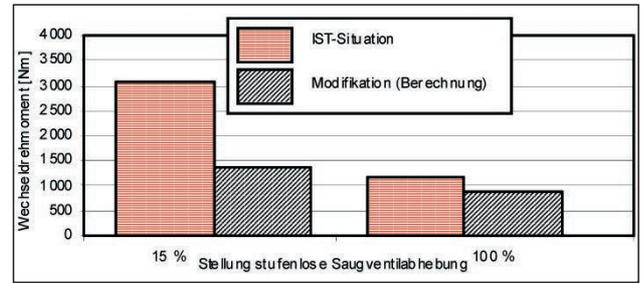


Abb. 12 Vergleich der gemessenen Wechselmomente der Ist-Situation mit den Wechselmomenten für die berechnete Situation mit neuer Kupplung und geändertem Schwungrad sowie fester Verdichterdrehzahl von 600 min^{-1}

Analysis) wurde für den Lastfall mit aktiver stufenloser Saug-

Drehzahlbereich von 500 min^{-1} bis 1.050 min^{-1} bestimmt. Abbildung 13 zeigt den berechneten Zeitverlauf des Drehmomentes an der Kurbelwelle im Bereich der Kupplung zusammen mit dem zugehörigen Farbspektrum sowie der Verdichterdrehzahl für eine Änderung der Verdichterdrehzahl von 500 min^{-1} bis 1.050 min^{-1} .

Im Farbspektrum ist zu erkennen, dass neben der Drehfrequenz auch die Höherharmonischen der Drehzahl angeregt werden. Hierbei zeigte sich eine gute Übereinstimmung der Drehmomenterhöhungen bei 147,6 Hz mit den ermittelten Resonanzstellen für den 4. Eigenschwingungsmodus des Gesamtstranges. Die berechneten Drehmomentamplituden und die maximale Verlustleistung der Kupplung überschritten die zulässigen Werte des Kupplungsherstellers jedoch nicht.

Auf Basis dieser Ergebnisse und unserer Erfahrungen mit elastischen Kupplungen an Kolbenverdichteranlagen wurde der Einsatz des neuen Kupplungstyps in Kombination mit einer Schwungradmodifikation empfohlen.

Aufgrund von Änderungen auf dem Gasmarkt wurde der Verdichter jedoch nur noch zur Förderung von größeren Gasmengen benötigt. Da hierzu die stufenlose Saugventilabhebung nicht benötigt wird, entschied sich der Betreiber für den vorläufigen Betrieb ohne stufenlose Saugventilabhebung und vorerst ohne Umsetzung der vorgeschlagenen Modifikationen. Seit dieser Änderung ist nun auch nach mehr als 20.000 Betriebsstunden kein Schaden mehr an der Kupplung aufgetreten.

3 Fazit

Die Beispiele aus der Praxis zeigen, dass es sinnvoll ist, Torsionsschwingungsberechnungen im Vorfeld bei Neuinstallationen oder bei Modifikationen von Kolbenverdichteranlagen durchzuführen. Da bei den Berechnungen der Drehmomentsschwingungen oft nicht alle Parameter detailliert berücksichtigt werden können, ist eine messtechnische Aufnahme der Ist-Situation an der Anlage empfehlenswert. Durch die Kombination aus Berechnung und Messung kann ein problemloser Betrieb der Verdichteranlage gewährleistet werden.

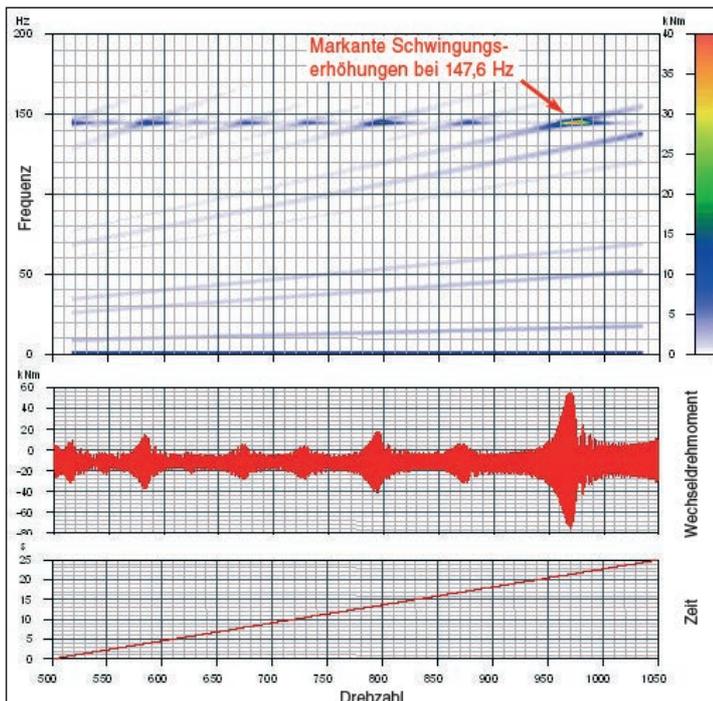


Abb. 13 Berechnetes Farbspektrum (oben) und Zeitsignal des Drehmomentes (Mitte) bei einer Drehzahländerung (unten) von 500 min^{-1} bis 1.050 min^{-1}