

13. Workshop Kolbenverdichter

28. / 29. Oktober 2009

Vortrag 13

**Schwingungsuntersuchung bei
der Inbetriebnahme einer Verdichterstation**

Dipl.-Ing. Robert Missal

KÖTTER Consulting Engineers KG

Obwohl Deutschland einen großen Teil seiner Primärenergie aus Importen decken muss, kann immerhin 16 % des Gasverbrauches aus heimischer Erdgasproduktion abgedeckt werden (Stand 2008).

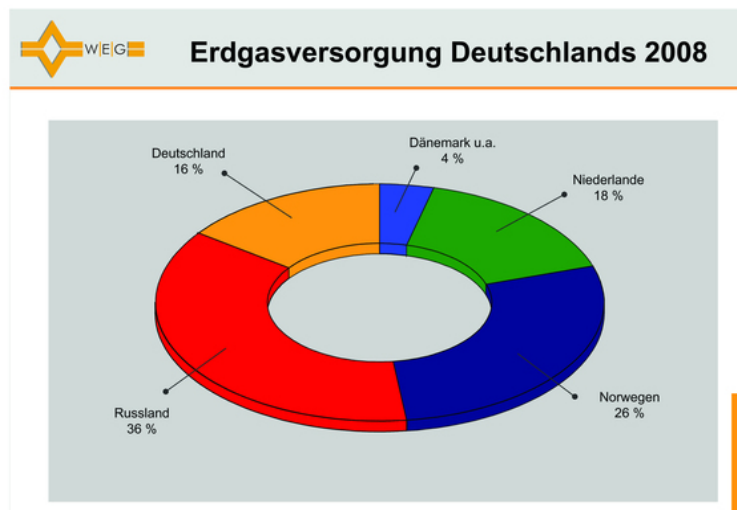


Abbildung 1: Erdgasversorgung Deutschlands 2008.

Von den insgesamt 15,508 Mrd. m³ Erdgas, das im Jahr 2008 in der Bundesrepublik gefördert wurde, kommt fast 95 % aus Lagerstätten in Niedersachsen. Dieser Trend ist allerdings rückläufig, da der Kopfdruck der Lagerstätten aufgrund der andauernden Produktion stetig abnimmt.

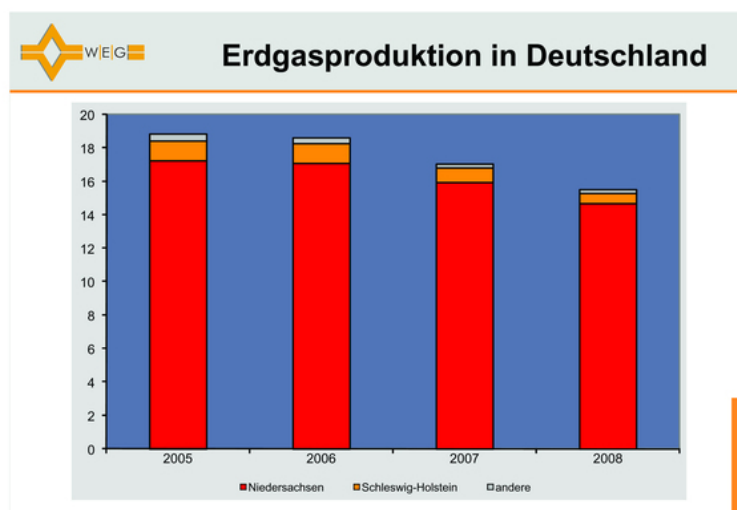


Abbildung 2: Erdgasproduktion in Deutschland in Mrd. m³.

Um trotz des sinkenden Lagerstättendruckes die Fördermenge auf gleichem Druckniveau gewährleisten zu können, werden Verdichterstationen vorzugsweise mit Kolbenverdichtern zur Druckerhöhung betrieben. Bei Kolbenverdichteranlagen in diesem Industriezweig ist es üblich, in der Planungsphase eine Pulsationsstudie nach dem API Standard 618 durchzuführen. Als Ergebnis dieser Studie können bereits in der Planungsphase akustische Resonanzen im Rohrleitungssystem erkannt und geeignete Maßnahmen ergriffen werden, um die Höhe der Druckpulsationen in den Rohrleitungen zu begrenzen. Die Schwierigkeit bei diesem speziellen Einsatzfall besteht allerdings darin, dass die Betriebsbedingungen nicht konstant sind. Bedingt durch die Ausbeutung der Lagerstätten nimmt der Saugdruck für die Verdichter kontinuierlich ab, während der Verdichtungsenddruck annähernd gleich bleibt. Darüber hinaus kann es zu erheblichen Schwankungen des geförderten Volumenstromes und der Ansaugtemperatur kommen. Aus diesem Grund muss bei der Durchführung der Pulsationsstudie eine Vielzahl von unterschiedlichen Betriebszuständen berücksichtigt werden.

Bei dem hier vorgestellten Beispiel geht es um eine Verdichterstation der GDF SUEZ E&P Deutschland GmbH, die im Jahr 2009 in Niedersachsen in Betrieb genommen wurde. Die Verdichterstation besteht aus zwei baugleichen 1-stufigen, 2-zylindrigen Kolbenverdichtern in Boxeranordnung. Die Daten dieser Verdichter (Lieferant PSE Engineering GmbH) sind nachfolgend aufgeführt:

Ansaugdruck:	20 bis 50 bar a
Enddruck:	60 bar a
Ansaugtemperatur:	15 °C bis 30 °C
Volumenstrom:	2.000 bis 38.000 Nm ³ /h je Verdichter
Fahrweise:	Einzel- und Parallelbetrieb
Antriebsleistung:	710 kW

Tabelle 1: Betriebsbedingungen und Daten für die Verdichter.

PSE ENGINEERING
GMBH

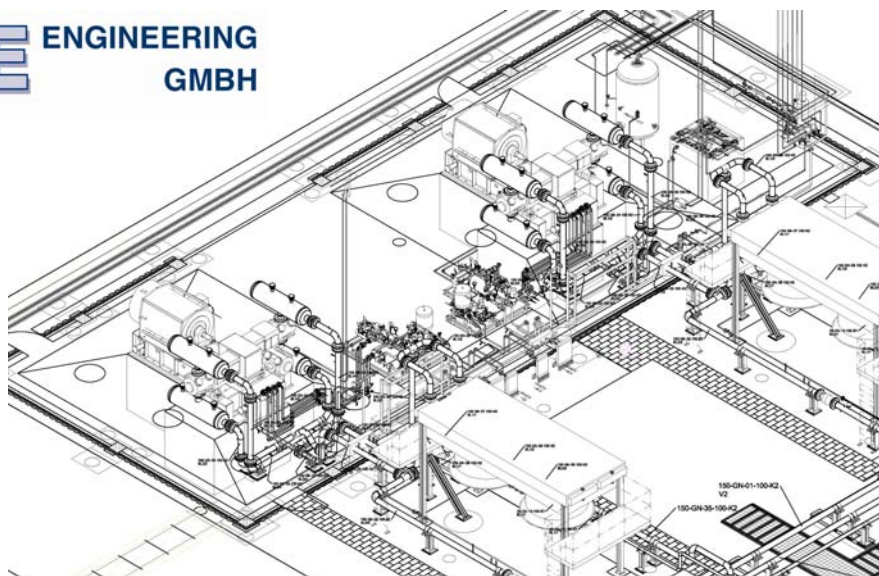


Abbildung 3: Verdichterhalle, Quelle PSE Engineering GmbH.

Um die Anforderungen des Betreibers erfüllen zu können, wurden die Verdichteranlagen sowohl mit einer HydroCOM-Saugventilsteuerung als auch mit einer Drehzahlregelung ausgestattet. Es war geplant, dass die Verdichter mit zwei festen Drehzahlen im Bereich zwischen 500 RPM und 750 RPM betrieben werden. Optional ist es möglich, die Drehzahl auf bis zu 850 RPM zu erhöhen.

In der im Vorfeld durchgeführten Pulsationsstudie wurden zur Vereinfachung nur die festen Drehzahlen 500, 750 und 850 RPM betrachtet. Hierbei zeigte sich bereits, dass die Blenden, die zur Pulsationsdämpfung eingesetzt werden sollten, bei geringen Saugdrücken zu unakzeptablen Druckverlusten führen und daher ausgetauscht werden müssen, um für alle Drehzahlbereiche eine ausreichende Pulsationsdämpfung zu bewirken. Als Kompromiss hat man sich daher darauf verständigt, dass zunächst austauschbare Blenden eingesetzt werden, die für den Betrieb mit Drehzahlen von 500 und 750 RPM optimiert sind. Erst nach einigen Jahren bei verringertem Lagerstättendruck sind die Blenden auszutauschen.

Um sicherstellen zu können, dass bei Betrieb der Verdichteranlage an den Rohrleitungen keine unzulässig hohen Schwingungen auftreten, sollte die Schwingungssituation bei der Inbetriebnahme der Verdichterstation bei unterschiedlichen Betriebszuständen von unabhängiger Seite erfasst und beurteilt werden. Da die Verdichter mit durch Frequenzumrichter gesteuerten Elektromotoren angetrieben werden, war während der Messung der Drehzahlbereich von 400 RPM bis 850 RPM zu untersuchen. Auf der Grundlage dieser Messergebnisse sollte dann je eine Drehzahl bei ca. 500 RPM und ca. 750 RPM festgelegt werden, bei denen die Rohrleitungsschwingungen möglichst gering sind.

Zur Erfassung der Schwingungssituation wurde zunächst zusammen mit dem Betreiber und dem Planer der Anlage ein Messprogramm ausgearbeitet. Bei diesem Messprogramm wurde bei Saugdrücken von 25 bar, 35 bar und 45 bar sowie bei unterschiedlichen Enddrücken von 52 bar und 61 bar und unterschiedlichen HydroCOM-Stellungen der Drehzahlbereich von 400 RPM bis 850 RPM durchfahren. Hierbei wurden die Rohrleitungsschwingungen und Druckpulsationen in den Rohrleitungen kontinuierlich aufgezeichnet. Die Messungen wurden sowohl bei Einzelbetrieb des Verdichters 1 als auch bei Parallelbetrieb der Verdichter 1 und 2 durchgeführt. Die Lage der betrachteten Messpunkte ist in der nachfolgenden Tabelle beschrieben.

Messpunkt	Position
v4	Saugleitung vor Eintritt Pulsationsdämpfer Zylinder 1
v10	Eintrittsflansch Pulsationsdämpfer Saugseite
v11	Austrittsrohrleitung nach Kühler
v22	Gemeinsame Druckleitung von Verdichter 1 und 2, vor Abscheider

Tabelle 2: Lage der Messpunkte.

Bei den ersten Messungen wurden wie erwartet Drehzahlbereiche mit stark erhöhten Rohrleitungsschwingungen festgestellt (Abbildung 4).

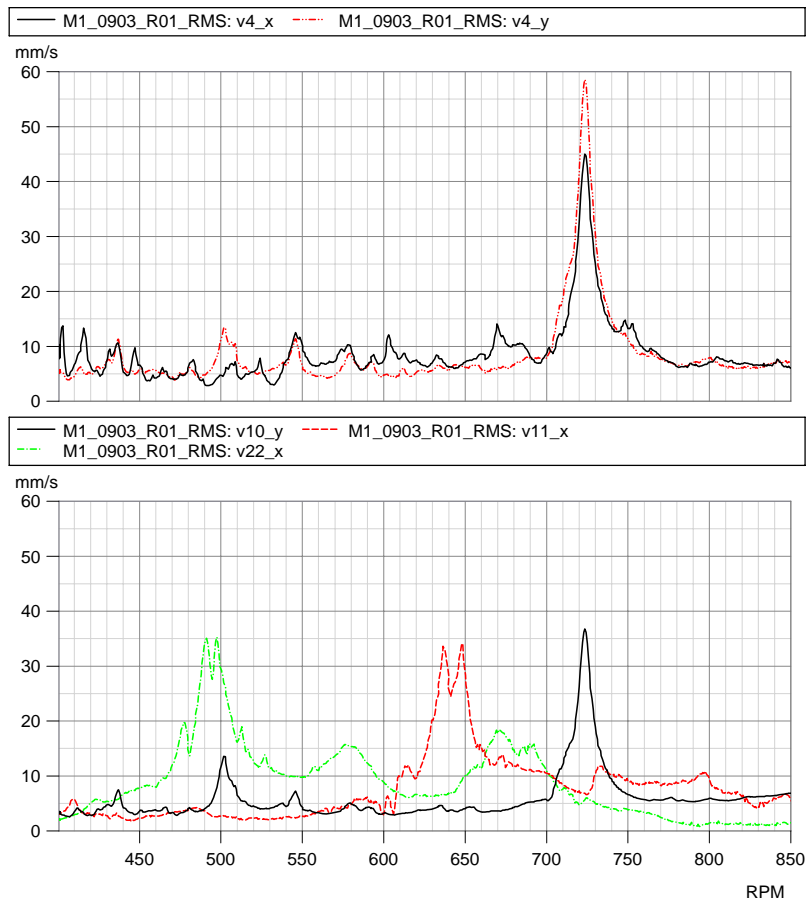


Abbildung 4: Effektivwerte der Schwinggeschwindigkeit an unterschiedlichen Messpunkten an der Rohrleitung in Abhängigkeit der Drehzahl.

Aus den Kurvenverläufen der Abbildung 4 sind bei ca. 495 RPM, 640 RPM und 725 RPM deutlich erhöhte Schwingungen erkennbar. Derartige Überhöhungen von Schwingungen treten in der Regel dann auf, wenn die Anregungsfrequenz z. B. durch Druckpulsationen in der Rohrleitung mit der Struktureigenfrequenz der Rohrleitung zusammenfällt. In diesem Fall nimmt die Schwingung bei dieser Frequenz deutlich zu (Abbildung 5).

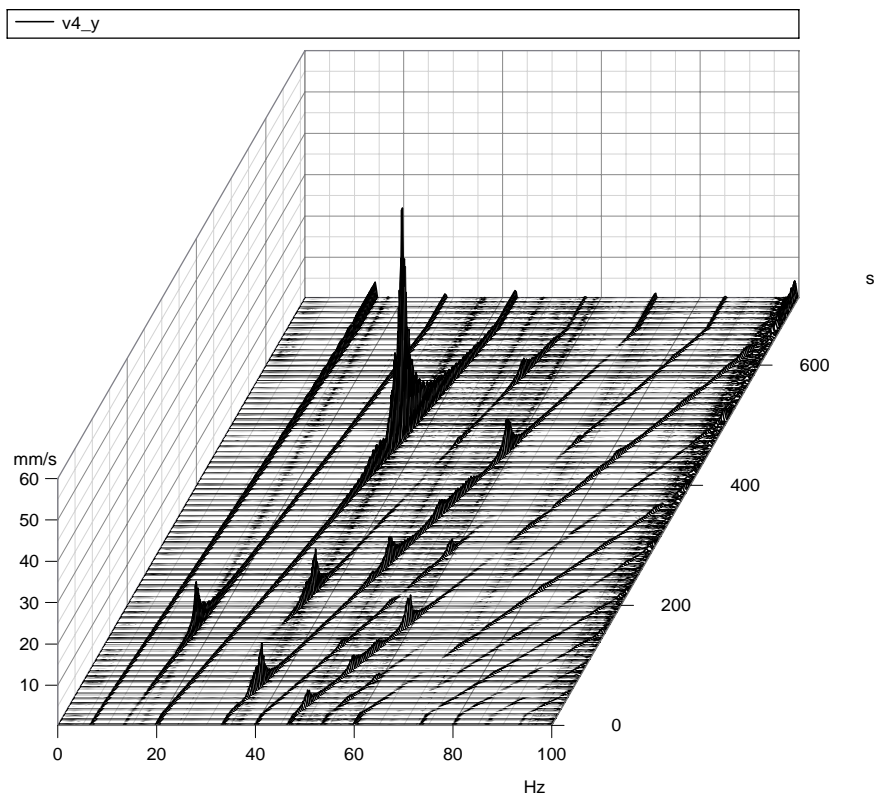


Abbildung 5: Wasserfalldarstellung der FFT-Analysen der Schwinggeschwindigkeit am Messpunkt v4_y.

Auffällig ist in diesem Fall der Zusammenhang zwischen der Drehzahl und der dominanten Frequenz der Rohrleitungsschwingung z. B. am Messpunkt v4_y (Abbildung 5). Die hohen Schwingungen an diesem Messpunkt treten bei einer Drehzahl von ca. 725 RPM, bzw. einer Drehfrequenz von 12 Hz auf (Abbildung 4). Da die Zylinder des Verdichters doppelt wirkend sind, beträgt die Anregungsfrequenz der dominierenden Komponente der Druckpulsationen in der Rohrleitung 24 Hz (Abbildung 6).

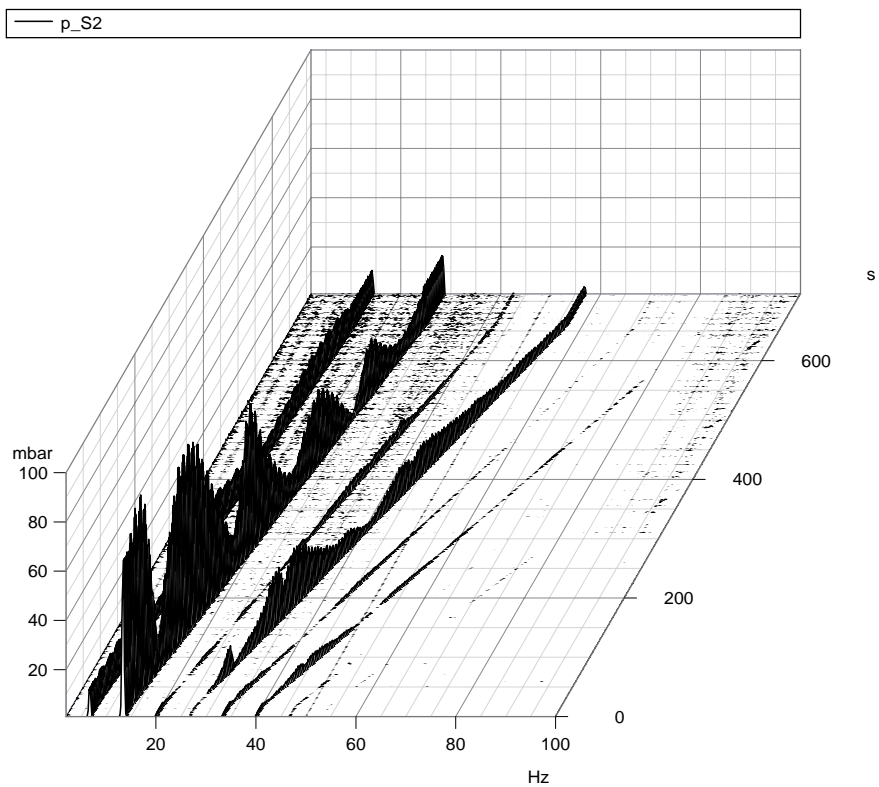


Abbildung 6: Wasserfalldarstellung der FFT-Analysen der Druckpulsationen am Messpunkt p_S2 (Nähe v4_y).

Die höchsten Schwingungen an dem Messpunkt v4_y treten jedoch nicht bei der doppelten sondern bei der dreifachen Drehfrequenz auf, wie die Ordnungsanalyse in der Abbildung 7 zeigt.

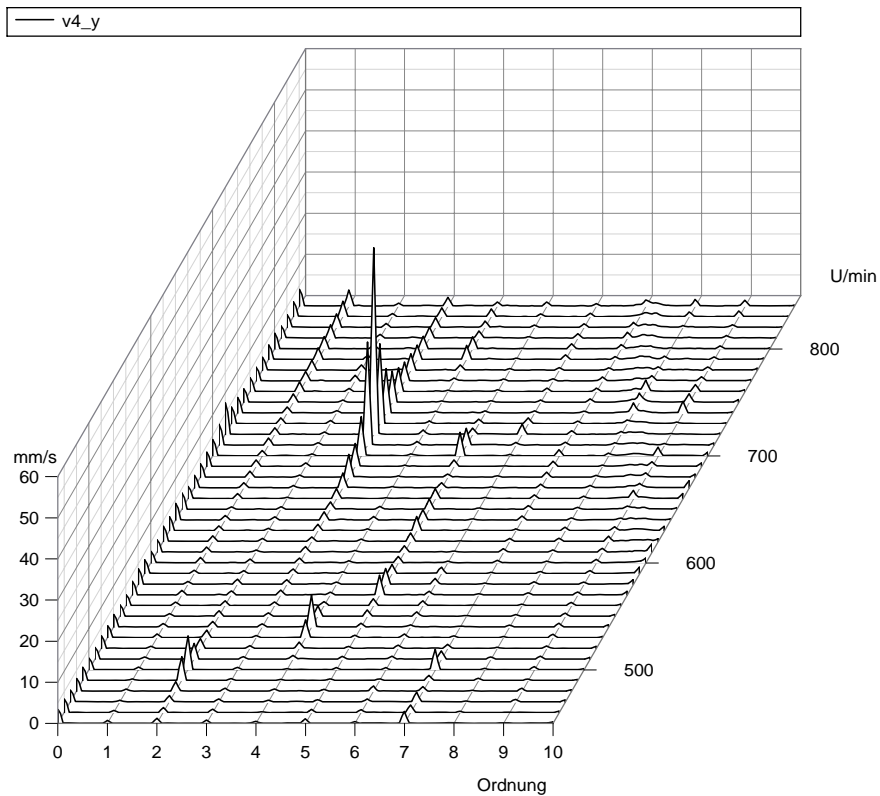


Abbildung 7: Ordnungsanalyse der Schwinggeschwindigkeit am Messpunkt v4_y.

Auffällig war bei diesen Messungen darüber hinaus, dass die höchsten Schwingungen an den Rohrleitungen nicht bei der maximalen Belastung des Verdichters (HydroCOM 100 %) sondern im Teillast- bzw. Minlastbereich auftraten (Abbildungen 8 und 9).

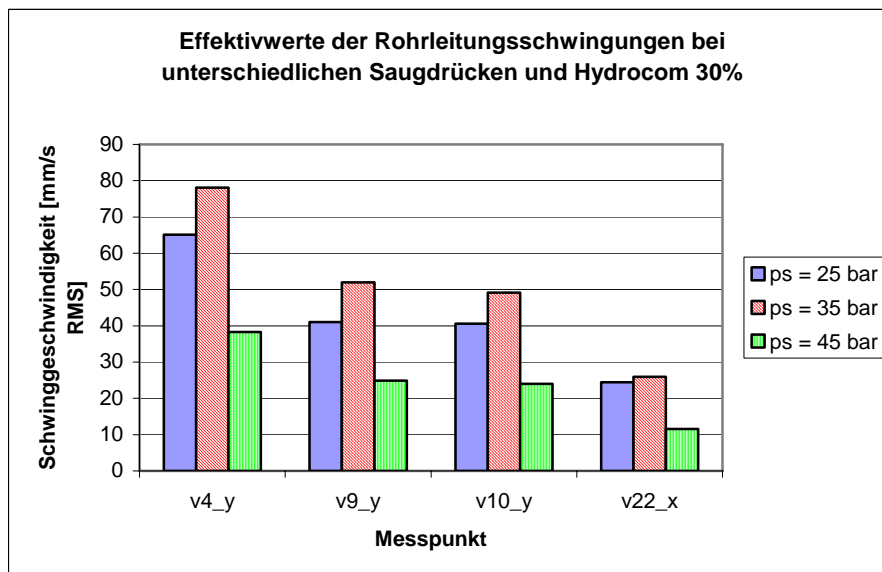


Abbildung 8: Maximalwerte der effektiven Rohrleitungsschwingungen bei 30 % HydroCOM und unterschiedlichen Saugdrücken.

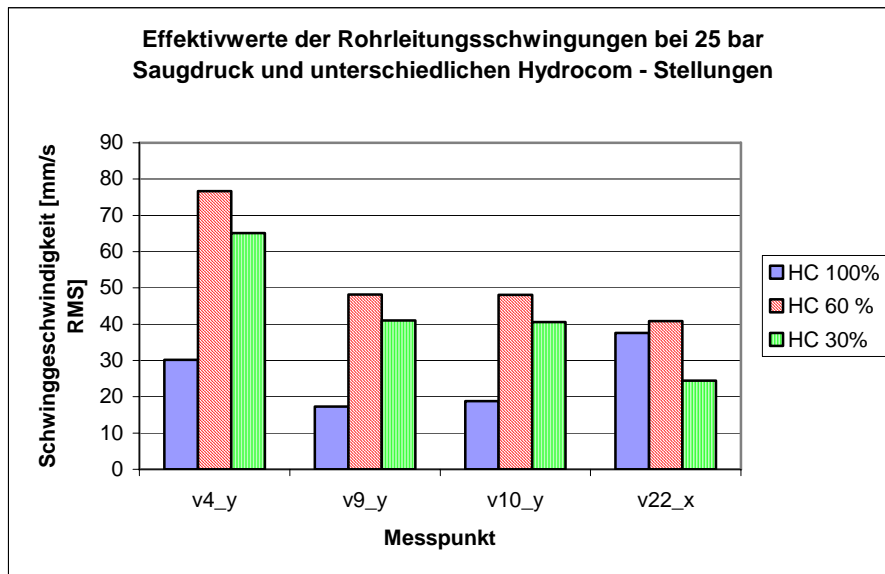


Abbildung 9: Maximalwerte der effektiven Rohrleitungsschwingungen bei einem Saugdruck von 25 bar und unterschiedlichen HydroCOM-Stellungen.

Die hohen Rohrleitungsschwingungen bei kleinerem Volumenstrom bzw. mit teilweise geöffneten Saugventilen sind darauf zurückzuführen, dass sich bei aktiver HydroCOM der Druckaufbau im Zylinder verändert. Der Verdichtungsprozess beginnt durch die von der HydroCOM zwangsweise offen gehaltenen Saugventile später (Abbildung 10).

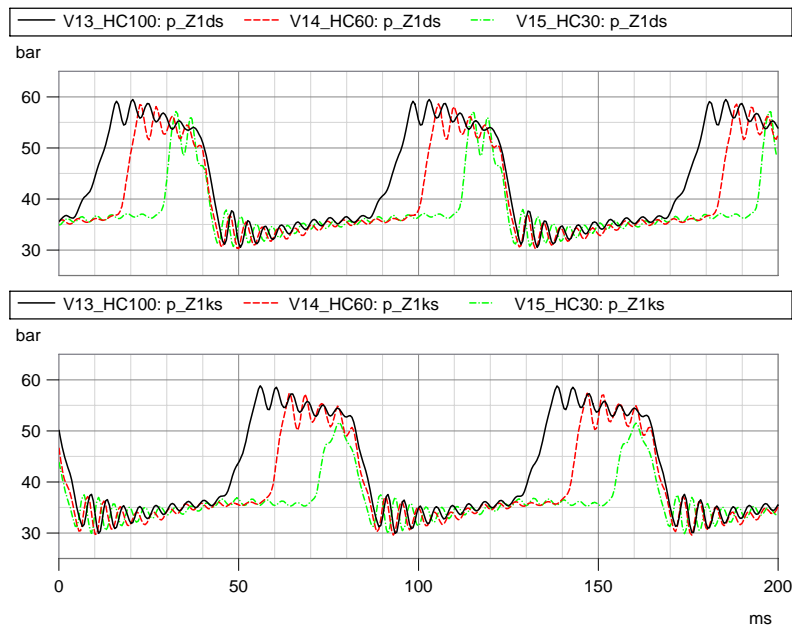


Abbildung 10: Zeitverlauf des Indizierdruckes vom ersten Zylinder Deckelseite (oben) und Kurbelseite (unten) bei 100 %, 60 % und 30 % HydroCOM, Drehzahl 725 RPM.

Hierdurch wird zwar weniger Volumen verdichtet und der Verdichter entlastet, gleichzeitig nehmen aber die Druckpulsationen bei Vielfachen der Ausstoßfrequenz zu (Abbildung 11).

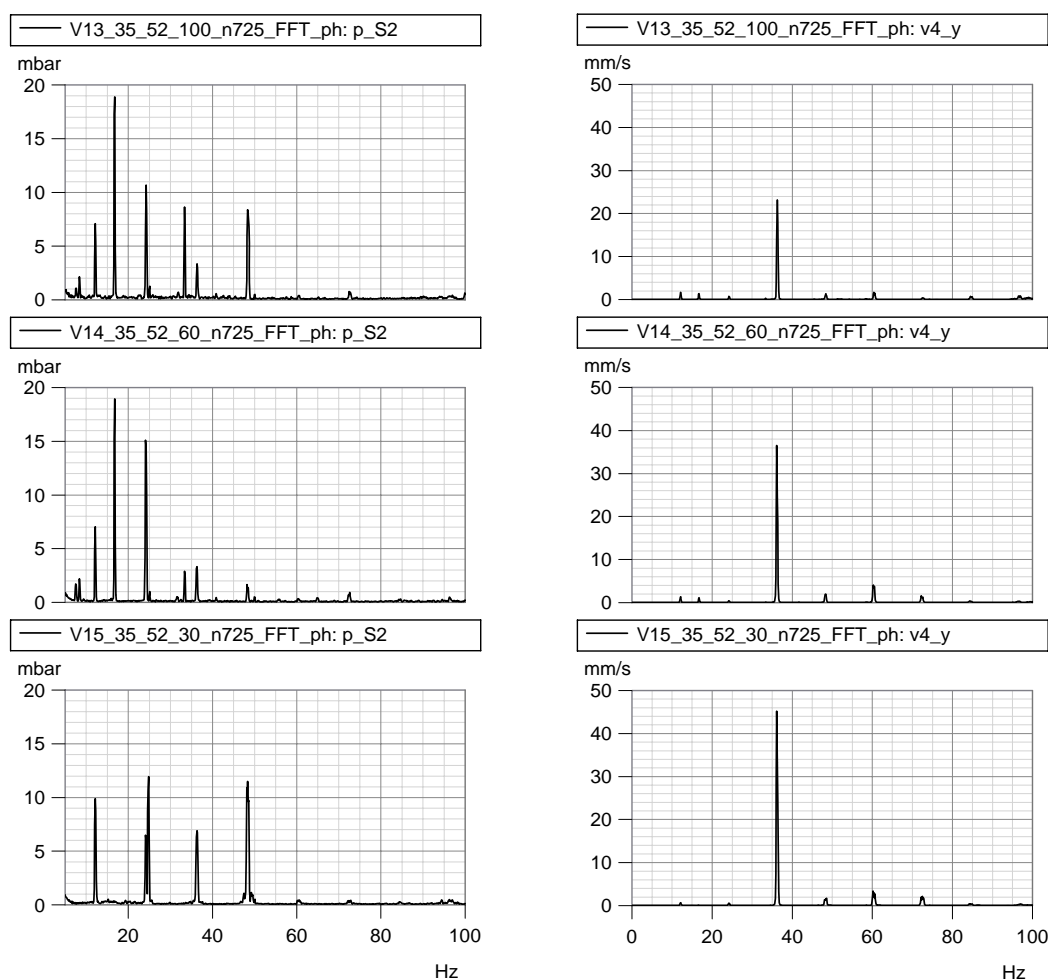


Abbildung 11: FFT-Analysen der Druckpulsationen am Messpunkt p_S2 (links) sowie der Schwingungen am Messpunkt v4_y (rechts) bei 100 %, 60 % und 30 % HydroCOM, Drehzahl 725 RPM.

Dieses führt insbesondere dann zu einer Verschlechterung der Schwingungssituation, wenn die Frequenzen, die verstärkt werden, im Bereich der Eigenfrequenz der Rohrleitung liegen (Abbildung 11).

Die Aufgabenstellung in diesem Projekt bestand darin, innerhalb des möglichen Drehzahlbereiches der Verdichter die Drehzahlen auszuwählen, bei denen die Rohrleitungsschwingungen an allen Messpunkten und bei allen Betriebszuständen möglichst gering und innerhalb der zulässigen Bereiche sind. Für diese festen Drehzahlen wurde dann abschließend bei konstanter Drehzahl die Belastung der Verdichter schrittweise von 30 % bis 100 % erhöht.

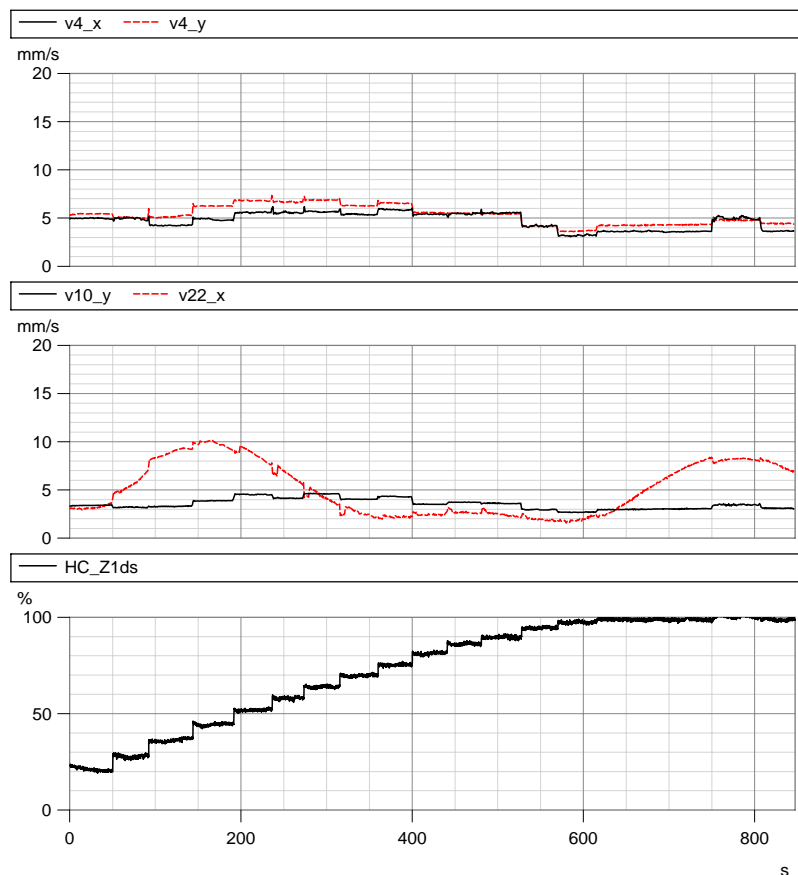


Abbildung 12: Effektivwerte der Rohrleitungsschwingungen bei unterschiedlicher HydroCOM-Stellung (unten) und einer festen Drehzahl von 450 RPM.

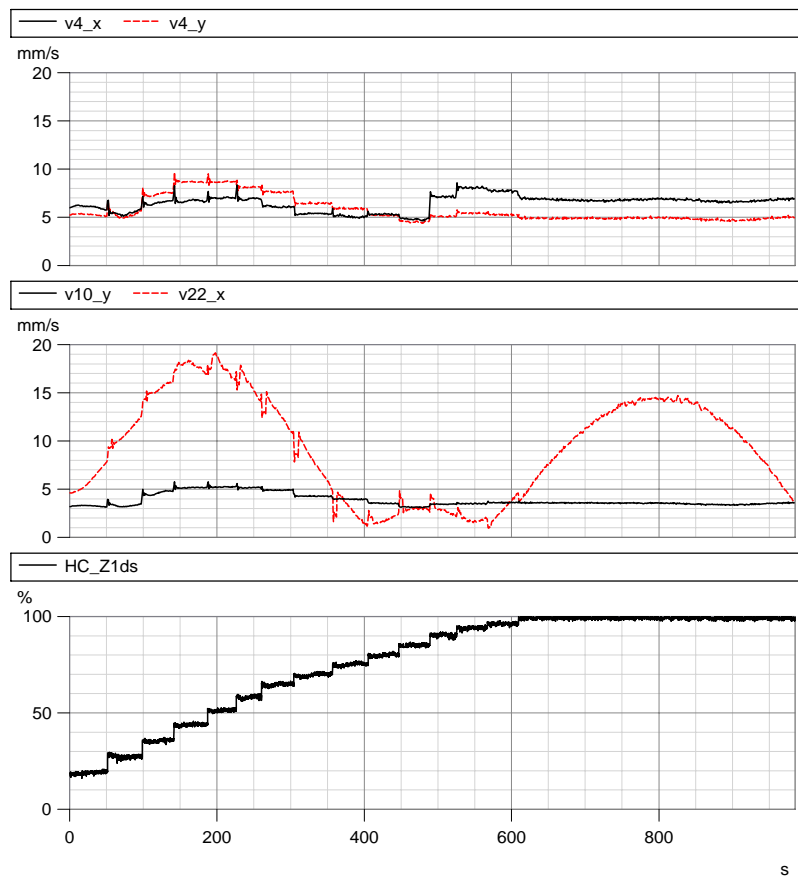


Abbildung 13: Effektivwerte der Rohrleitungsschwingungen bei unterschiedlicher HydroCOM-Stellung (unten) und einer festen Drehzahl von 550 RPM.

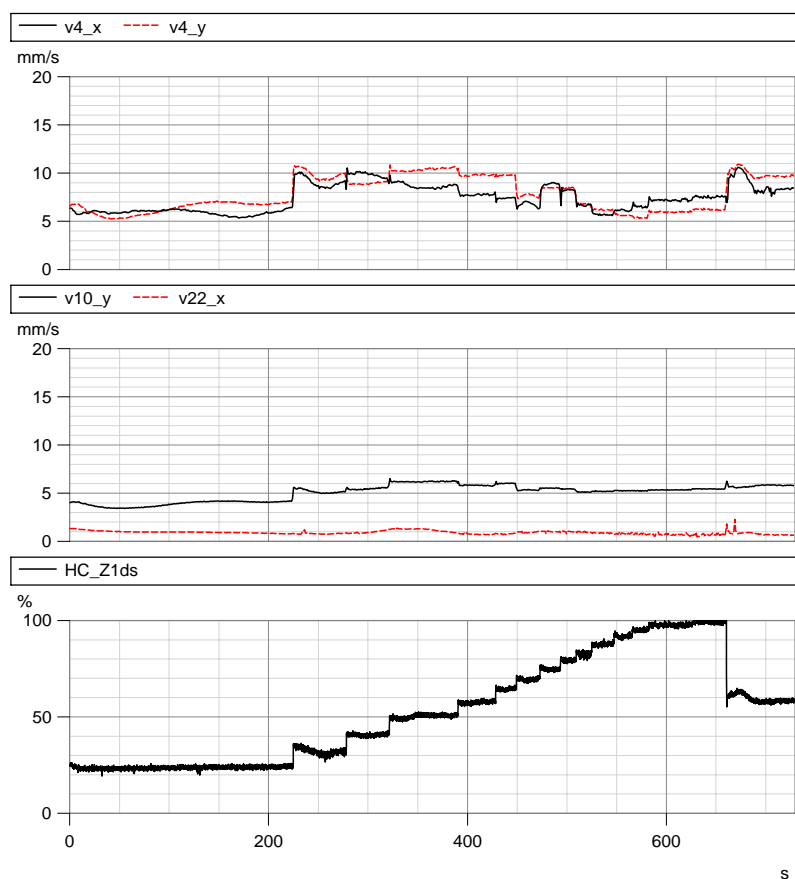


Abbildung 14: Effektivwerte der Rohrleitungsschwingungen bei unterschiedlicher HydroCOM-Stellung (unten) und einer festen Drehzahl von 790 RPM.

Da zum Zeitpunkt der Messung mit konstanter Drehzahl und variabler HydroCOM-Stellung (Abbildungen 12 bis 14) beide Verdichteranlagen in Betrieb waren, ist auch der Einfluss des Parallelbetriebes mit gleicher Verdichterfrequenz auf die Rohrleitungsschwingungen erkennbar. Je nach Phasenlage der beiden Verdichter zueinander, addieren sich die Pulsationen und damit die Anregungsenergie für die Rohrleitungsschwingungen oder sie löschen sich teilweise aus. Trotz dieser Überlagerung bei Parallelbetrieb werden die Richtwerte für zulässige Rohrleitungsschwingungen aus der VDI-Richtlinie 3842, „Schwingungen in Rohrleitungssystemen“ bei den festen Verdichterfrequenzen von 450 RPM, 550 RPM und 790 RPM bei allen Lastzuständen deutlich eingehalten.

Die Höhe der Schwinggeschwindigkeiten bei den einzelnen Frequenzen ist abhängig von der HydroCOM-Stellung und variiert beträchtlich (Abbildung 15).

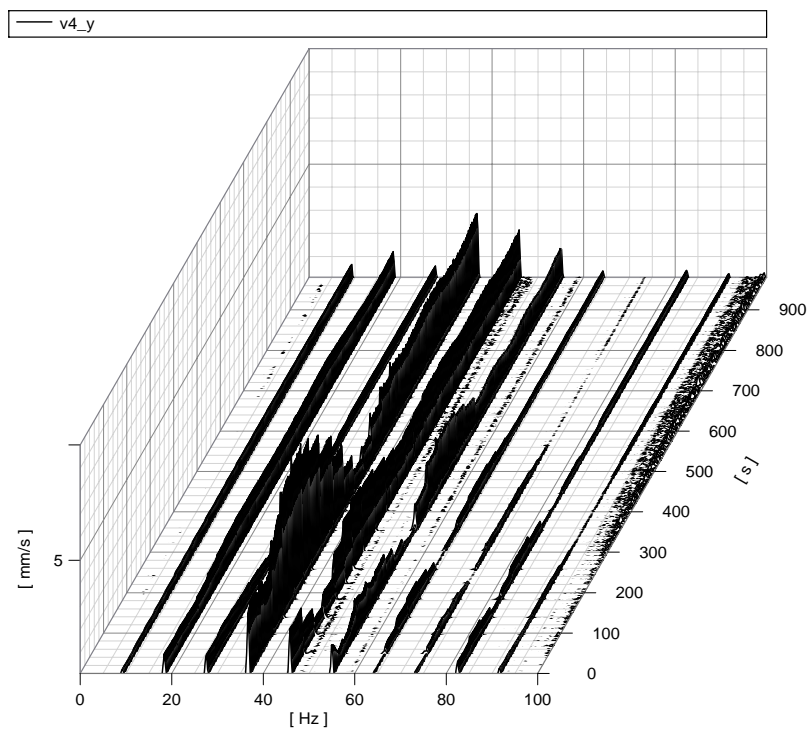


Abbildung 15: Wasserfalldarstellung der FFT-Analysen der Rohrleitungsschwingungen am Messpunkt v4_y bei fester Verdichterdrehzahl von 550 RPM und unterschiedlicher HydroCOM-Stellung (gleicher Zeitraum wie in Abbildung 13).

Aus der Abbildung 15 ist zu erkennen, dass die Höhe der Schwingungen an dem Messpunkt v4_y insbesondere bei der Frequenz von 37 Hz, das heißt der 4-fachen Drehfrequenz, erheblich schwankt. Da dieser Messpunkt auf der Saugleitung unmittelbar vor dem Eintritt in den Pulsationsdämpfer liegt, ist der Einfluss der gegenseitigen Überlagerung der beiden Verdichter vernachlässigbar. Die Unterschiede in den gemessenen Schwingungen sind daher auf die Beeinflussung des Verdichtungs Vorganges durch die HydroCOM zurückzuführen.

Fazit

Die hier vorgestellte Untersuchung der Schwingungssituation an den Rohrleitungen einer Verdichterstation zeigt, dass die Höhe der Schwingungen nicht nur von der Lage der Struktureigenfrequenz einzelner Rohrleitungsabschnitte zur Anregungsfrequenz der Druckpulsationen in den Rohrleitungen abhängig ist. Zusätzlich ist auch der Druckverlauf im Zylinder für die Anregung der Rohrleitungsschwingungen entscheidend. Wird – wie in diesem Beispiel – die Volumenstromregelung mit einer HydroCOM-Ventilsteuerung reduziert, so muss eine Betrachtung der Schwingungssituation bei allen HydroCOM-Stellungen durchgeführt werden.

Das Zusammentreffen von Anregungs- und Struktureigenfrequenzen lässt sich nicht immer vermeiden. Kann man aber die festen Betriebsdrehzahlen eines Verdichters innerhalb gewisser Grenzen frei wählen, so kann man im Rahmen einer Messung Drehzahlen finden, bei denen die Rohrleitungsschwingungen minimal sind.