

11. Workshop Kolbenverdichter

24. / 25. Oktober 2007

Vortrag 3

Praxisbeispiele zur Schwingungsreduzierung an Kolbenverdichtern

Dr.-Ing. Johann Lenz

KÖTTER Consulting Engineers KG

1.) **Abstract**

Das Schwingungsverhalten von Kolbenverdichtern wird hauptsächlich von pulsierenden Gaskräften aber auch abhängig von der Bauform durch freie Massekräfte bzw. Massemomente beeinflusst. Im nachfolgenden Beitrag werden anhand von Fallstudien verschiedene Schwingungsprobleme aufgezeigt und Vorgehensweisen zur Erarbeitung von Minderungsmaßnahmen vorgestellt.

2.) **Einleitung**

Schwingungsprobleme an Kolbenverdichtern treten oft erst nach wiederholten Schäden aufgrund von vermehrten Zusatzkosten in den Interessensmittelpunkt. Weil gerade am Kolbenverdichter bzw. am angeschlossenen Rohrleitungssystem die Schwingungsintensität sehr stark von den Betriebsbedingungen - wie z. B. Drehzahl, Gaszusammensetzung, doppelt oder einfach wirkende Arbeitsweise etc. - abhängt, empfiehlt es sich, während oder nach der Inbetriebnahme unter realen Betriebsbedingungen eine messtechnische Überprüfung am Kolbenverdichter durchführen zu lassen. Hierbei wird zunächst die Ist-Situation hinsichtlich der Schwingungen und Gaspulsationen aufgenommen. Im nächsten Schritt werden die Messwerte mit entsprechenden Richtwerten verglichen. Werden Überschreitungen festgestellt, so sind die Ursachen hierfür zu ergründen und darauf aufbauend Maßnahmen zur Sanierung der Anlage zu erarbeiten.

3.) **Richtwerte und Bewertungskriterien**

Nachfolgend sind die aktuellen Bewertungskriterien zur Beurteilung der wichtigsten dynamischen Größen (Verdichter-, Fundament- und Rohrleitungsschwingungen sowie Gaspulsationen und dynamische Werkstoffspannung) aufgeführt.

3.1 Verdichterschwingungen

Zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Kolbenverdichtern kann die DIN ISO 10816 – Teil 6¹⁾ in Verbindung mit der vorgenommenen Klasseneinteilung der VDI-Richtlinie 3838²⁾ herangezogen werden. Danach sind für Hubkolbenverdichter mit Leistungen über 100 kW auf hochabgestimmten Fundamenten folgende Richtwerte maßgeblich:

Schwingweg s [µm eff]	Schwinggeschwindigkeit v [mm/s eff]	Schwingbeschleunigung a [m/s ² eff]
280	18	28

Tabelle 1: Richtwerte für Schwingungen an Kolbenverdichtern (Frequenzbereich 2 Hz bis 1.000 Hz).

Für alle schnell laufenden Kolbenverdichter ist in der Regel die Schwinggeschwindigkeit als Beurteilungskriterium maßgeblich. Aus unserer praktischen Erfahrung sind diese zulässigen Richtwerte z. B. für das Kurbelgehäuse deutlich zu hoch.

3.2 Fundamentalschwingungen

Für Fundamentalschwingungen an fest aufgestellten Kolbenverdichtern können für Drehzahlen zwischen 500 1/min und 750 1/min nach ³⁾ folgende Richtwerte der Schwingungsamplitude (Schwingweg) herangezogen werden:

vertikal: s = 0,12 mm

horizontal: s = 0,16 mm

¹⁾ Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen.

DIN ISO 10816, Ausgabe 1997. Teil 6: Hubkolbenmaschinen mit Leistungen über 100 kW.

²⁾ Messung und Beurteilung mechanischer Schwingungen von Hubkolbenmotoren und -kompressoren mit Leistungen über 100 kW. Ergänzung von DIN ISO 10816-6, VDI-Richtlinie 3838, Ausgabe Mai 2004.

³⁾ M.I. Frenkel: "Kolbenverdichter, Theorie, Konstruktion und Projektierung", VEB Verlag Technik, Berlin, 1969.

3.3 Rohrleitungsschwingungen

Als erste Orientierungswerte zur Bewertung von stationären Biegeschwingungen an Rohrleitungen dienen die in Abbildung 1 dargestellten effektiven Schwinggeschwindigkeiten⁴⁾, die auch in die VDI-Richtlinie 3842⁵⁾ aufgenommen wurden. Hierbei handelt es sich um Erfahrungswerte, die über einen Zeitraum von über 25 Jahren statistisch durch Messungen an Rohrleitungen mit in der Petrochemie üblichen Geometrien und Halterungsabständen ermittelt wurden. Sie sind nicht geeignet zur Beurteilung von Schalen-schwingungen, kurzzeitigen Rohrleitungsschwingungen oder Schwingungen an kurzen Rohrleitungsanbauten (z. B. Stutzen).

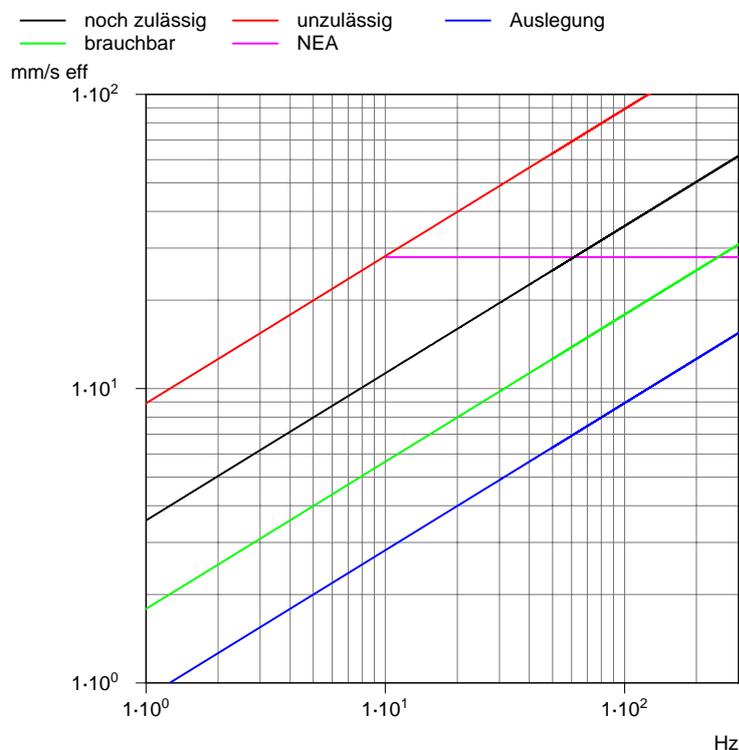


Abbildung 1: Orientierungswerte zulässiger effektiver Rohrleitungsschwingungen bei einer stationären Biegebeanspruchung.

⁴⁾ Wachel, J.C.; Martson, S.J.; Atkins, K.E.

Piping vibration analysis. Proceedings of the 19th turbomachinery symposium 1990. The turbomachinery laboratory, Texas, A & M University System College station, pp 119 - 134.

⁵⁾ Schwingungen in Rohrleitungssystemen. VDI-Richtlinie 3842, (2004).

Festgestellte Schwinggeschwindigkeiten oberhalb der Linie "unzulässig" werden üblicherweise als so gefährlich angesehen, dass Schäden an der Anlage entstehen können. Zusätzlich werden z. B. für Rohrleitungsschwingungen an Kolbenverdichtern die Biegeschwingungen, die einen Effektivwert von 28 mm/s übersteigen, einer näheren Analyse unterzogen. Dieses Vorgehen erfolgt in Anlehnung an die Werksnorm der Firma Neuman & Esser⁶⁾, die diesen Grenzwert für Biegeschwingungen an Rohrleitungen vorsieht und eine Erweiterung der ehemaligen VDI-Richtlinie 2056⁷⁾ darstellt.

Generell sei darauf hingewiesen, dass es sich bei den angegebenen Werten lediglich um Orientierungswerte handelt. Entscheidend für die Zulässigkeit einer Schwingung sind letztlich die Materialspannungen innerhalb der Rohrwand (siehe auch Kapitel 3.5).

3.4 Druckpulsationen in Rohrleitungssystemen

Die gemessenen Druckpulsationen des Kolbenverdichters werden nach dem API Standard 618⁸⁾ auf ihre Zulässigkeit überprüft. Hiernach beträgt die maximal zulässige Amplitude der Druckpulsationen vor dem Saugdruck-Pulsationsbehälter bzw. nach dem Förderdruck-Pulsationsbehälter:

$$\hat{p}_{zul} = 1,986 \sqrt{\frac{p}{d f}} \quad (1)$$

mit

\hat{p}_{zul}	[bar]	maximal zulässige Amplitude der Druckpulsationen für die Grundfrequenz bzw. Harmonischen des Fördervorganges
f	[Hz]	Pulsationsfrequenz
p	[bar]	statischer Druck in der Rohrleitung
d	[mm]	Innendurchmesser der Rohrleitung

⁶⁾ Erweiterung der VDI-Richtlinie 2056.
NEN 7-4-1 Werksnorm der Firma Neuman & Esser, (1984).

⁷⁾ Beurteilungsmaßstäbe für mechanische Schwingungen von Maschinen.
VDI-Richtlinie 2056. 2. Auflage, (1964) (inzwischen ersetzt durch die DIN ISO 10816 - T 1 bis 6).

⁸⁾ Reciprocating compressors for petroleum, chemical and gas industry services. API Standard 618, 4. Auflage (1995).

Die obige Beziehung (1) gilt für statische Drücke p zwischen 3,5 bar und 200 bar. Für statische Drücke unterhalb 3,5 bar sind die zulässigen Werte für 3,5 bar maßgebend.

Für den Fall, dass die Pulsationen zwischen Pulsationsbehälter und Kolbenverdichter zu beurteilen sind, gilt der niedrigste Ergebniswert der beiden nachfolgenden Gleichungen (2 und 3).

$$p_{p_p_{zul}} = 3 \Pi \cdot p_{stat} \quad [\%] \quad (2)$$

oder

$$p_{p_p_{zul}} = 7 \cdot p_{stat} \quad [\%] \quad (3)$$

mit

Π		Druckverhältnis von Förderdruck zu Saugdruck
p_{stat}	[bar]	statischer Leitungsdruck
$p_{p_p_{zul}}$	[bar]	zulässiger Spitze-Spitze-Wert

Gleichung (1) dient der Vermeidung von Rohrleitungsschwingungen. Gleichung (2) bzw. (3) ist hinsichtlich der Beurteilung der Belastung des Kolbenverdichters maßgebend (z. B. Ventildynamik, Zylinderinnenraumschwingungen, Triebwerksbelastung).

3.5 Dynamische Werkstoffspannung

Ausgehend vom API Standard 618 und in Anlehnung an praktische Erfahrungen sollte an geschweißten Rohrleitungen im Bereich von Kolbenverdichtern eine dynamische Werkstoffspannung von ca. $\sigma_{zul,p-p} = 20 \text{ N/mm}^2$ (Spitze-Spitze) im Dauerbetrieb nicht überschritten werden.

4.) **Erste Fallstudie: Erhöhte Fundamentalschwingung**

Zur Verdichtung eines Wasserstoffgemisches werden in einer chemischen Fabrik unter anderem zwei 1-stufige Kolbenverdichter eingesetzt. Die Verdichter sind als liegende Kompressoren in Einzylinderbauart konzipiert und verdichten bei konstanter Drehzahl von ca. 530 1/min den Wasserstoff auf ca. 8,5 bar. Die geförderte Menge wird über einen Bypass sowie eine Rückstrom-Saugventilabhebung verfahren. Unter bestimmten Betriebsbedingungen traten im Bereich der Kolbenverdichter sowohl erhöhte Fundamenterschütterungen als auch stark überhöhte Rohrleitungsschwingungen auf.

Da wiederholt Schäden aufgetreten waren, wurde eine gezielte Untersuchung an einer Verdichteranlage in Form einer Ursachenanalyse durchgeführt. Darauf aufbauend wurden effektive Maßnahmen zur Reduzierung der Schwingungen ausgearbeitet.

Folgende Ziele wurden hierbei verfolgt:

- Ermittlung der Ursachen für die erhöhten Schwingungen
- Beurteilung der Schwingungssituation und Ermittlung von bestehenden Gefährdungen
- Verhinderung von mechanischen Schäden
- Vorschläge zur Beseitigung der vorliegenden Ursachen bzw. Reduzierung der Schwingungen

Der prinzipielle Aufbau des Verdichters und der Fundamentierung ist in Abbildung 2 dargestellt.

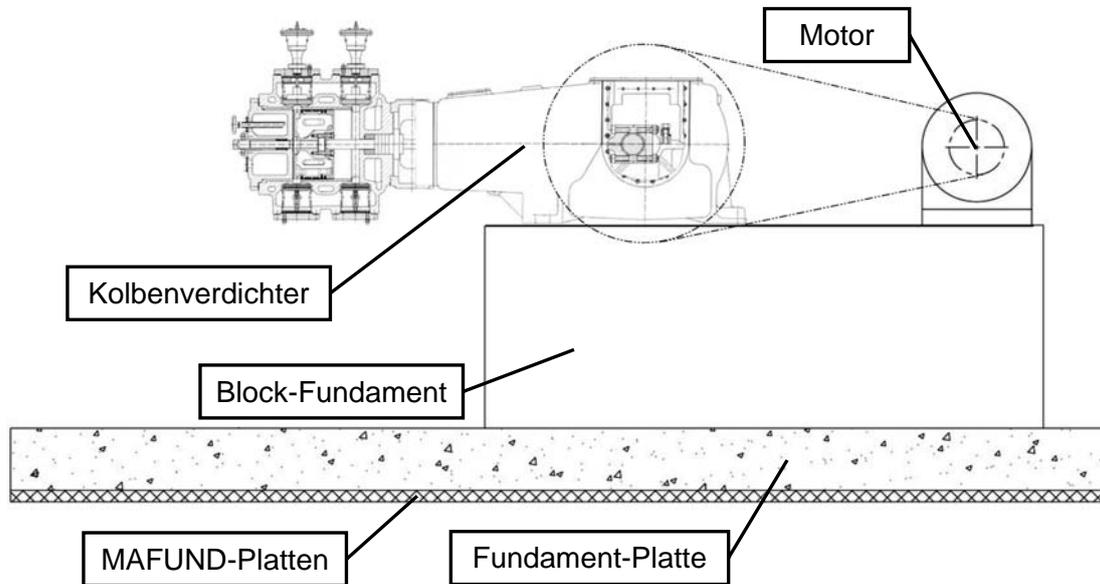


Abbildung 2: Prinzipieller Verdichteraufbau mit MAFUND-Platten.

Messpunkt	Richtung	Ort/Bemerkung
KV1	x, y, z	Zylinderkopf des Kolbenverdichters
KV2	x, y, z	Kurbelgehäuse gegenüber der Antriebsseite
KV3	x, y, z	Kurbelgehäuse auf der Antriebsseite

Tabelle 2: Verwendete Schwingungsmesspunkte am Verdichter (Abbildung 3).

Messpunkt	Richtung	Ort/Bemerkung
BF1	x, y, z	Betonfundament
BF2	x, y, z	Betonfundament
BF3	x, y, z	Betonfundament
BF4	x, y, z	Betonfundament
BF5	x, y, z	Betonfundament
BF6	x, y, z	Betonfundament

Tabelle 3: Verwendete Schwingungsmesspunkte am Fundament (Abbildung 3).

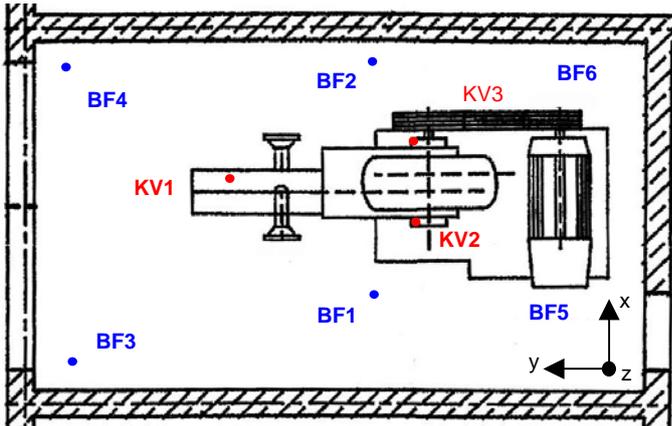


Abbildung 3: Lage der Messpunkte am Verdichter und Fundament.

Die am Fundament ermittelten Amplituden der Schwingwege sind in Abbildung 4 mit den Grenzwerten für horizontale Schwingwege vergleichend dargestellt.

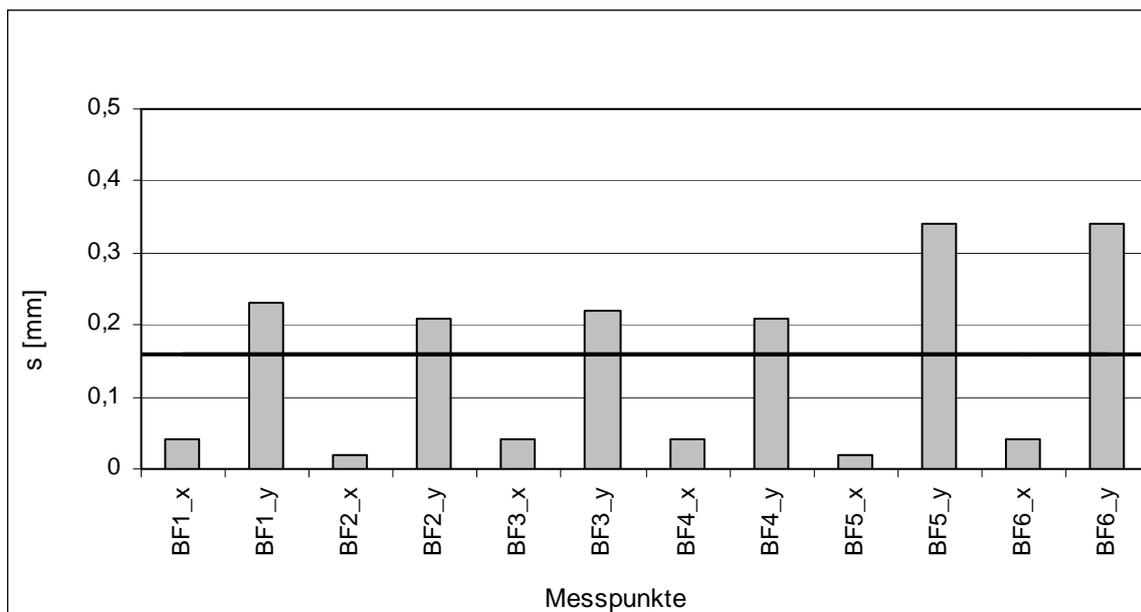


Abbildung 4: Amplitudenwerte des gemessenen horizontalen Schwingweges am Fundament.

Der Grenzwert wird durchgehend in Richtung des Verdichterzylinders (y-Achse) überschritten.

Die Abbildung 5 zeigt die gemessenen Schwinggeschwindigkeiten am Verdichter und am Betonfundament über einen Zeitraum von einer Sekunde. Der Verdichter wurde mit einer Drehfrequenz von $f = 8,9 \text{ Hz}$ (ca. 530 1/min) betrieben.

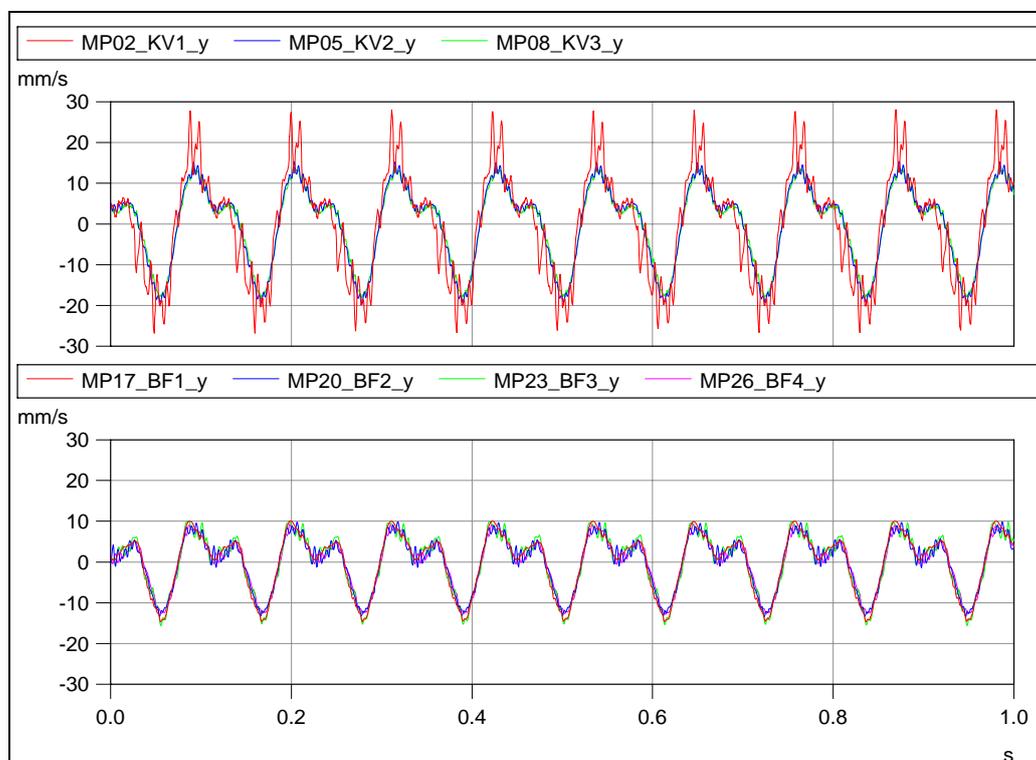


Abbildung 5: Zeitverlauf der gemessenen Schwinggeschwindigkeit am Verdichter und Fundament.

Die höchsten Schwingungen treten erwartungsgemäß am Zylinderkopf auf. Die weiteren Schwinggeschwindigkeiten auf der Betonfundamentplatte (BF1 bis BF4) sind nur gering gemindert gegenüber den Schwinggeschwindigkeiten auf dem Verdichterblockfundament.

Zur Darstellung der Frequenzanteile sind die Schwinggeschwindigkeiten in Kolbenmittellachse (y-Richtung) der verschiedenen Messpunkte in Abbildung 6 als Amplitudenspektrum dargestellt.

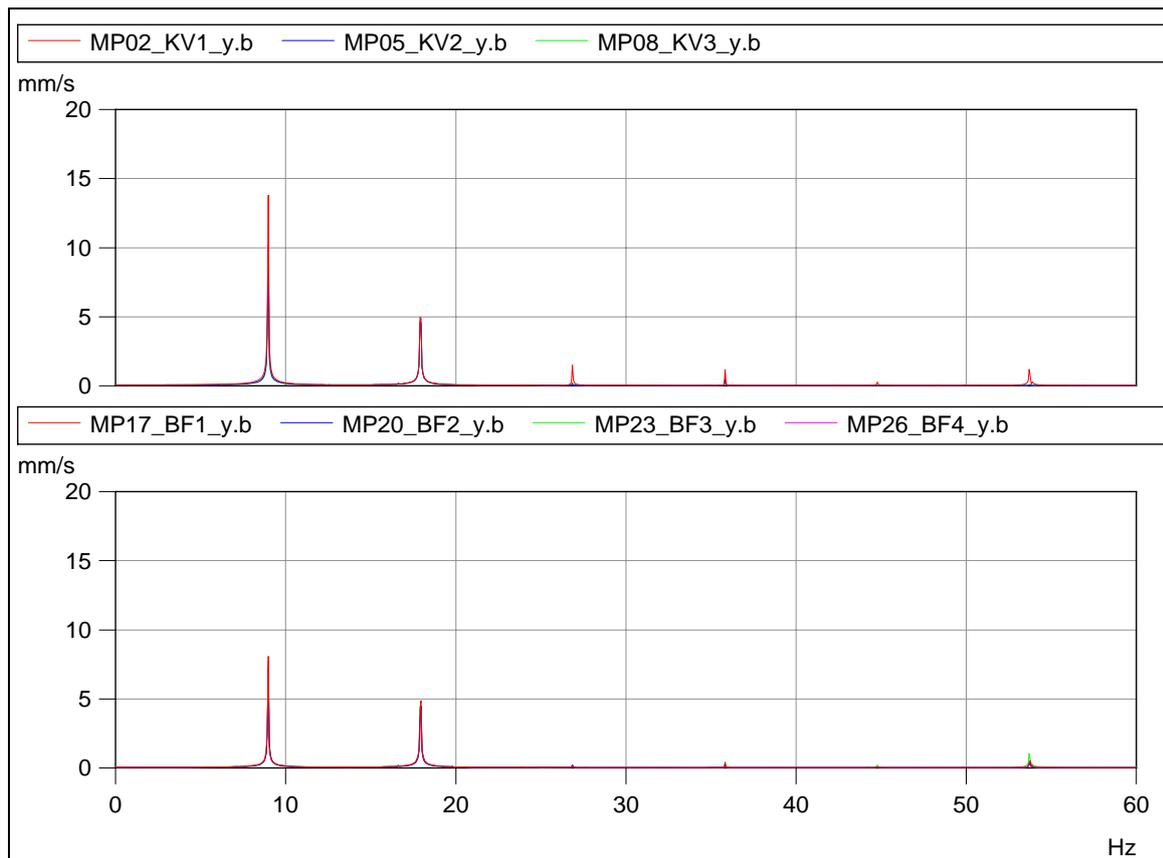


Abbildung 6: Amplitudenspektrum der gemessenen Verdichter- und Fundamentalschwingungen.

Die Hauptfrequenz entspricht der ersten Drehzahlharmonischen mit $f = 8,9$ Hz, die 2. Harmonische liegt bei der Frequenz von $f = 17,8$ Hz.

Zur genaueren Bestimmung der Bewegung des Verdichters und des angeschlossenen Fundamentes wurde der Schwingweg durch Integration ermittelt und in Abbildung 7 dargestellt.

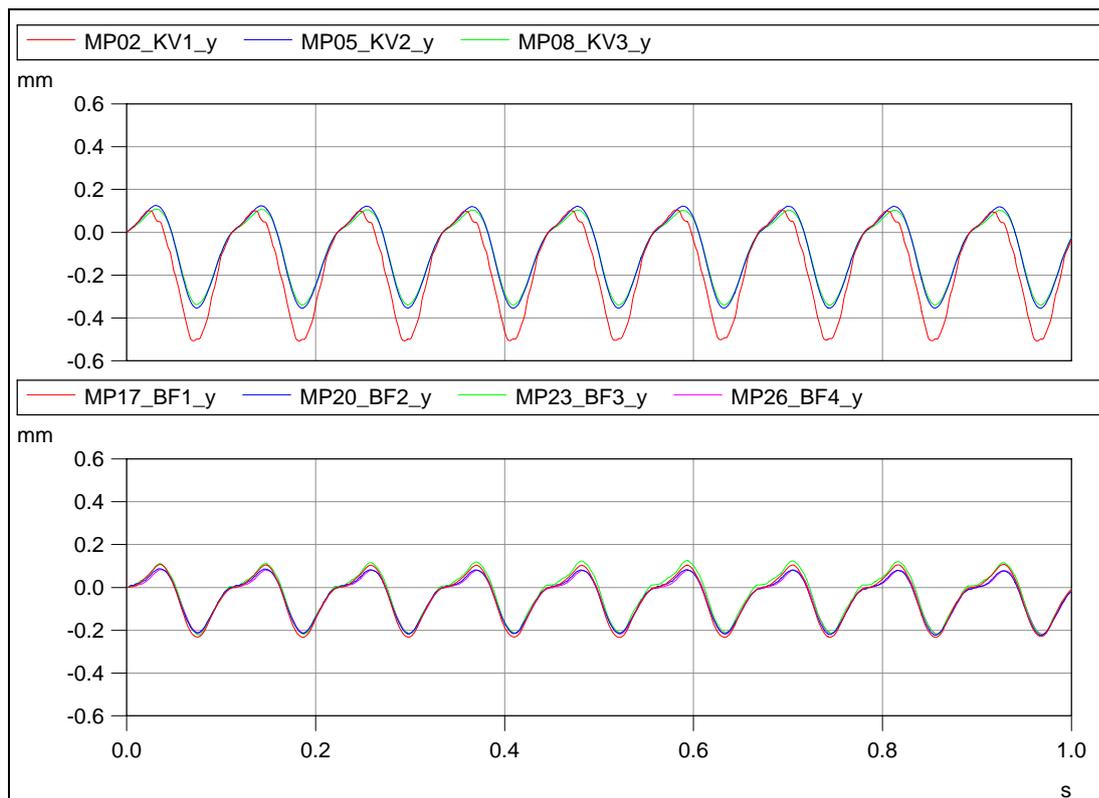


Abbildung 7: Berechneter Schwingweg für den Verdichter und das Fundament.

Die Auslenkungen (Schwingweg) am Verdichter sind etwa doppelt so hoch wie am Betonfundament.

Zur Visualisierung des gesamten Schwingweges wurden die Messergebnisse (Schwinggeschwindigkeit) integriert und in einem vereinfachten Strukturmodell des Verdichters über eine Kurbelwellenumdrehung (Abbildung 8) dargestellt.

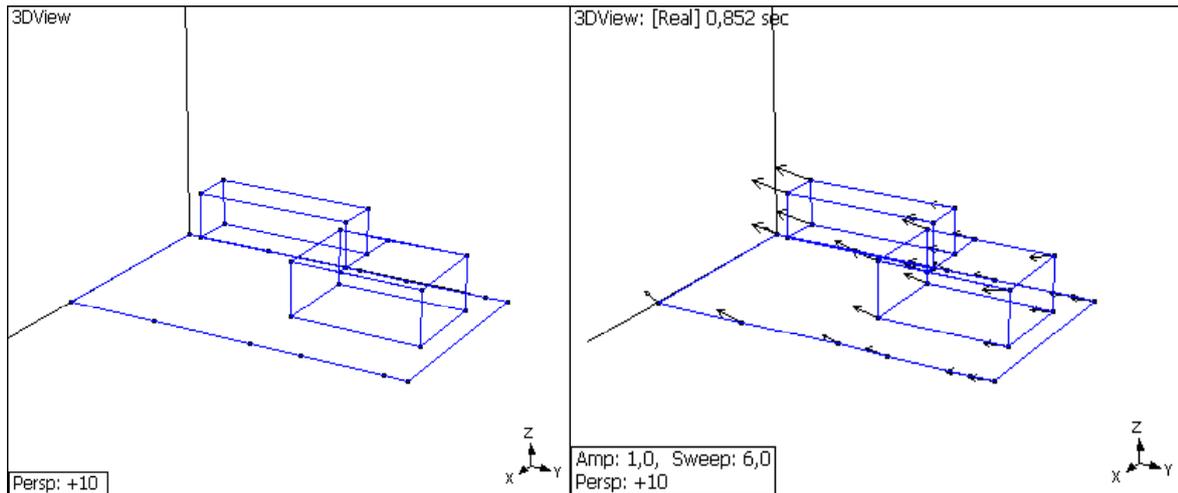


Abbildung 8: Visualisierung der zeitgleich erfassten Verdichter- und Fundamentbewegungen über eine Kurbelwellenumdrehung.

Durch die angreifenden Kräfte und die Art des Aufbaus bewegt sich die ganze Konstruktion (Verdichter, Fundamentblock und Bodenplatte) auf der elastischen Lagerung unabhängig vom eigentlichen Verdichtungsprozess in einer Starrkörperform in y-Richtung.

Aufgrund der weiteren direkten Anbindung der saug- und druckseitigen Rohrleitung am Verdichter treten im Nahbereich des Verdichters erhöhte dynamische Belastungen des angeschlossenen Rohrleitungssystems auf.

Zur Überprüfung der angreifenden Kräfte wurden die freien Massenkräfte der 1. und 2. Ordnung des Kurbeltriebes überschlägig berechnet. Die Parameter sind schematisch in Abbildung 9 dargestellt und in Tabelle 4 aufgeführt.

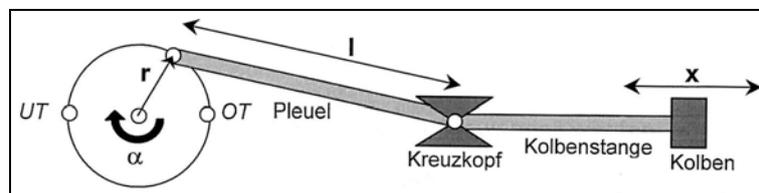


Abbildung 9: Schematischer Aufbau des Schubkurbeltriebes.

Schubstangenlänge	$l = 0,45 \text{ m}$
Kurbelradius	$r = 0,08 \text{ m}$
Schubstangenverhältnis	$\lambda = r/l = 0,178$
Winkelgeschwindigkeit	$\omega = 55,5 \text{ s}^{-1}$
Oszillierende Masse (Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf, Pleuelanteil)	$m = 200 \text{ kg}$

Tabelle 4: Kurbeltriebparameter.

Es ergeben sich für die 1. und 2. Ordnung die folgenden Kräfte:

$$F_{1. \text{ Ord.}} = m * r * \omega^2 * \cos \alpha \quad (4) \quad \Rightarrow \quad F_{1. \text{ Ord.}} = 49.300 \text{ N}$$

$$F_{2. \text{ Ord.}} = \lambda * m * r * \omega^2 * \cos 2\alpha \quad (5) \quad \Rightarrow \quad F_{2. \text{ Ord.}} = 8.800 \text{ N}$$

Als Bodenisolierung wurden MAFUND-Platten á 500 x 250 x 25 mm eingesetzt. Die Steifigkeit der Platten beträgt in horizontaler Richtung 1,21 KN/mm bzw. 1,98 KN/mm. Hierdurch wurde eine horizontale Gesamtsteifigkeit der MAFUND-Platten von 58,08 KN/mm bzw. 95,04 KN/mm erzielt. Rechnet man dies auf die statische Verschiebung zurück, so ergeben sich die nachstehend aufgeführten Werte.

Freie Massenkräfte	Schwingweg horizontal 1	Schwingweg horizontal 2
1. Ordnung	0,85 mm	0,52 mm
2. Ordnung	0,15 mm	0,09 mm

Tabelle 5: Berechneter Schwingweg bei "statischer" Anregung durch die freien Massenkräfte.

Zwischen der 1. und 2. Ordnung (Gl. 4, 5) steht als Quotient das Schubstangenverhältnis λ . Vergleicht man hierzu das gemessene Amplitudenspektrum des Schwingweges, ergibt sich eine ausreichende Übereinstimmung zur vereinfachten Berechnung in Richtung horizontal 2 (Angabe zur tatsächlich eingebauten Richtung liegt nicht vor). Dabei wurde der Einfluss der Rohrleitungsanbindung bzw. der Seitenisolierung nicht weiter berücksichtigt.

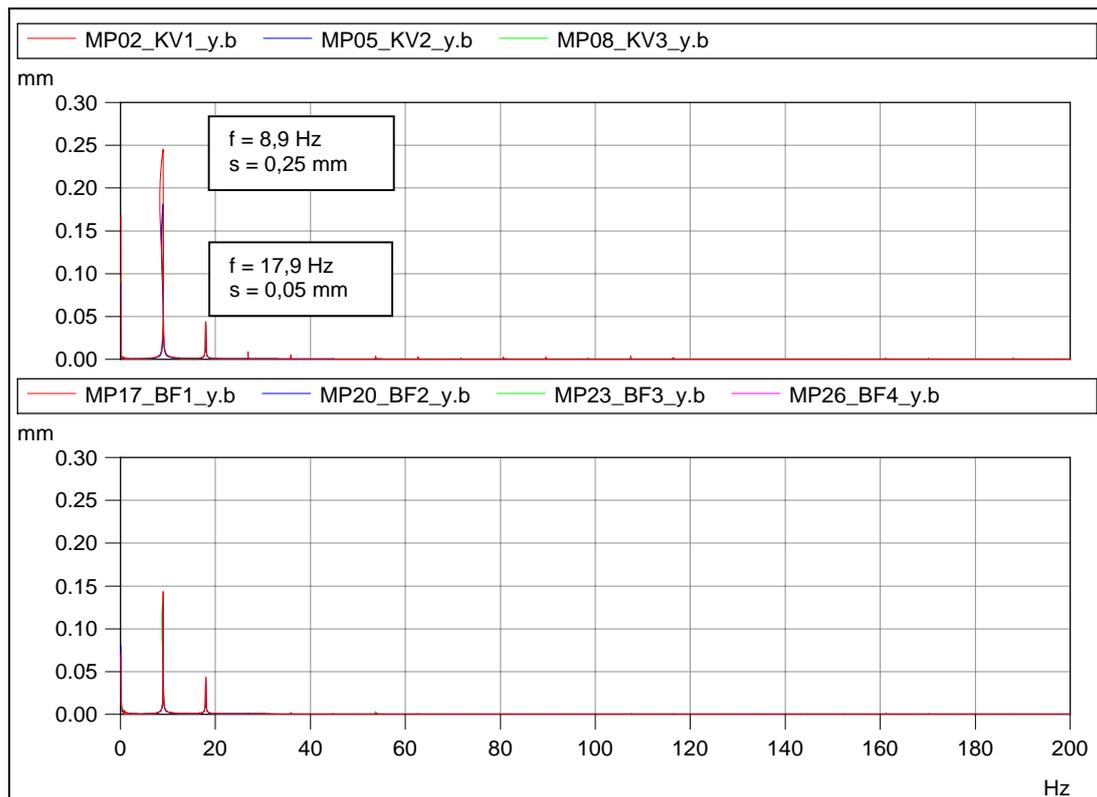


Abbildung 10: FFT-Darstellung des gemessenen bzw. integrierten Schwingweges der Messpunkte am Verdichter und Fundament.

Aufgrund dieses Ergebnisses und der Randbedingungen, wie z. B. niedriges Druckverhältnis zwischen Saug- und Förderdruck usw., können die weiteren möglichen Kräfte zur Fundamentanregung vernachlässigt werden. Zur Reduzierung dieser Schwingungen besteht die Möglichkeit, entweder die Erregerkräfte zu reduzieren oder die Fundamentierung prinzipiell zu verändern.

Da eine Sanierung des Fundamentes bzw. der Umbau des Kolbenverdichters mit einem zusätzlichen vollständigen Massenausgleich sehr aufwendig ist, wurde die Installation eines ausgerichteten Unwuchtgetriebes empfohlen.

Durch zwei synchron gegeneinander laufende Scheiben mit gezielter Unwucht wird eine lineare Schwingbewegung in horizontaler Richtung erzeugt. Die gerichtete Massenkraft durch das Unwuchtgetriebe muss den entstehenden Massenkraften am Verdichter entgegenwirken. Die Größe der erforderlichen Massenkraften ist auf die Massenkraften der 1. Ordnung des Kolbenverdichters anzupassen.

Die folgende Prinzipskizze zeigt eine mögliche Montageposition sowie die gegeneinander laufenden Massen des Unwuchtgetriebes.

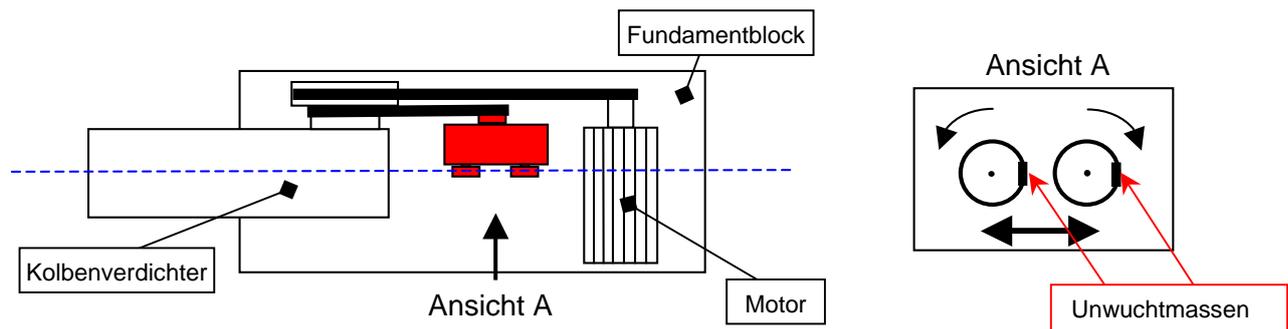


Abbildung 11: Prinzipskizze zur Montageposition des Unwuchtgetriebes zwischen Kolbenverdichter und Motor (links) sowie prinzipielle Anordnung der Unwuchtmassen und Drehrichtungen am Unwuchtgetriebe (rechts).

Durch das Unwuchtgetriebe kann die Amplitude der 1. Ordnung theoretisch vollständig ausgeglichen werden. Die verbleibenden Schwingungen aufgrund der Massenkraften der 2. Ordnung bleiben nach wie vor unbeeinflusst.

Die konstruktive Ausführung der Maßnahme ist in der Abbildung 12 dargestellt.

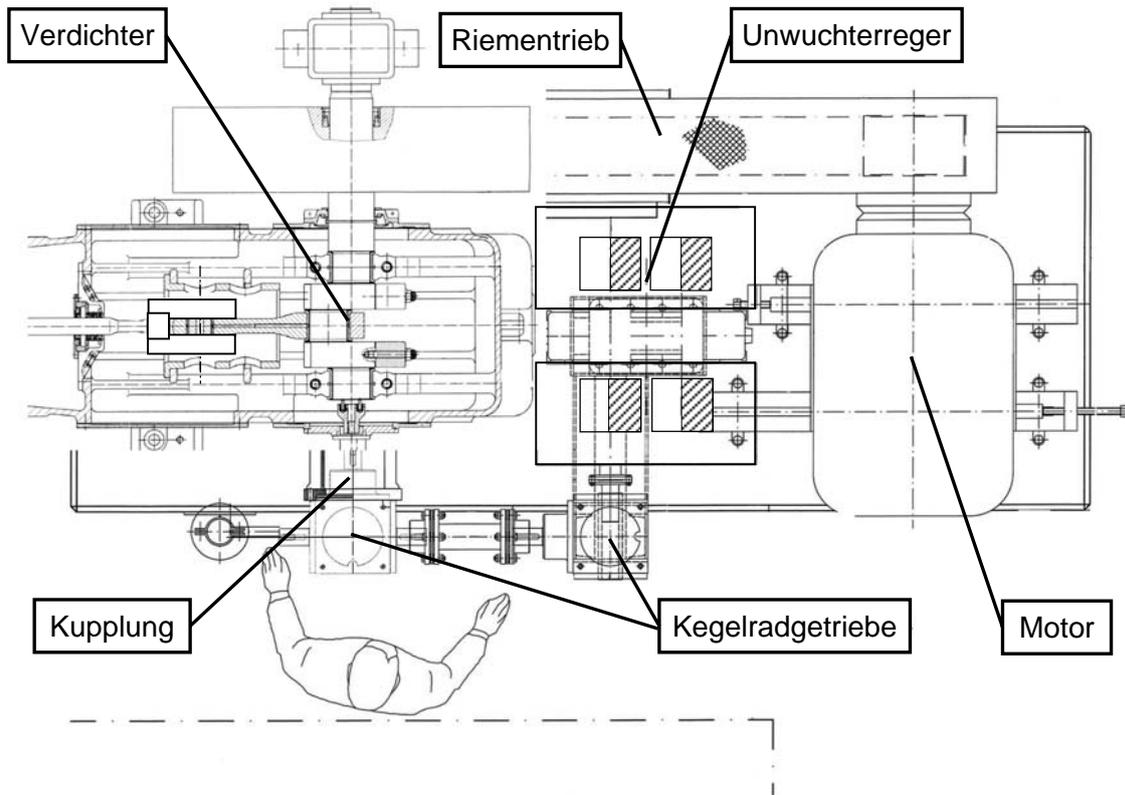


Abbildung 12: Konstruktive Detailausführung der Minderungsmaßnahme Unwuchtgetriebe.

Nach Realisierung der Maßnahme wurde beim Betrieb des Verdichters eine Nachmessung der Fundamentalschwingungen (Abbildung 13) durchgeführt.

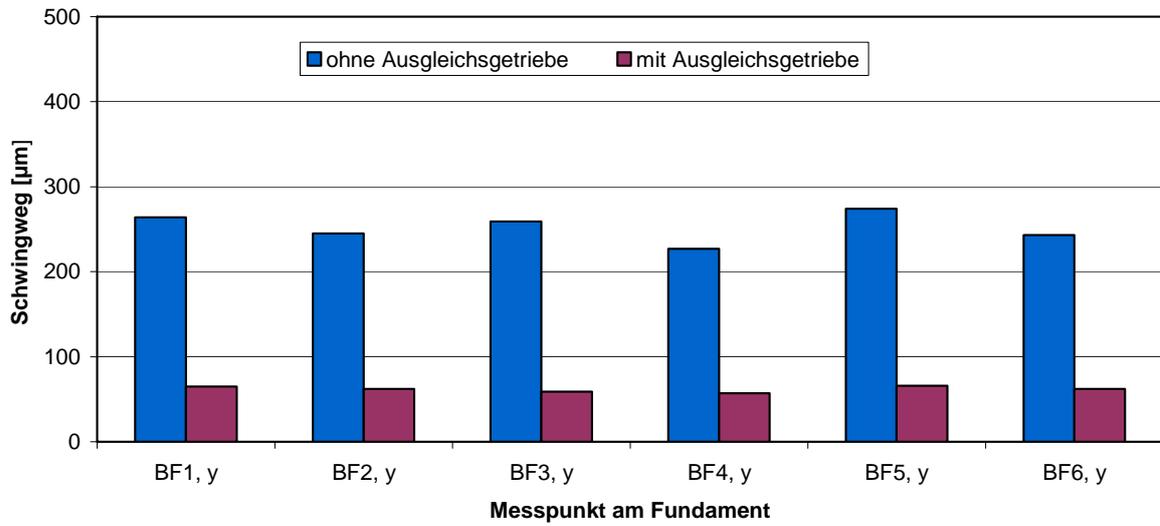


Abbildung 13: Vergleich der Fundamentalschwingungen vor und nach Einbau des Ausgleichsgetriebes.

Es zeigt sich, dass die Fundamentalschwingungen durch die ausgelegte Maßnahme auf Werte deutlich unterhalb der Richtwerte reduziert wurden.

5.) Zweite Fallstudie: Erhöhte Druckpulsationen

In einer Raffinerie wird u.a. ein 2-kurbeliger Boxer-Kolbenverdichter (Bezeichnung J-2A) mit 2 Zylindern (ein Zylinder für Frischgas, ein Zylinder für Umlaufgas) betrieben. Der Verdichter arbeitet bei einer festen Drehzahl von 422 1/min und wird über eine Hydrocom-Ventilabhebung geregelt. Der direkt benachbarte Kolbenverdichter J-2 ist mit einer Saugventilabhebung ausgestattet und ansonsten in einer ähnlichen Bauart wie der Kolbenverdichter J-2A ausgeführt.

Seit der Inbetriebnahme - insbesondere seit der letzten Revision am benachbarten Kolbenverdichter - wurden starke Rohrleitungsschwingungen auf der Recyclegasseite beobachtet. Am Kolbenverdichter selbst wurden keine subjektiv erhöhten Schwingungen beobachtet, jedoch konnten Risse im Fundament festgestellt werden.

Durch eine messtechnische Untersuchung der Schwingungssituation an den Rohrleitungen, am Kolbenverdichter und am Fundament war der Ist-Zustand zu erfassen, zu analysieren und zu bewerten.

In der Abbildung 14 sind auszugsweise die Positionen der zur Messung installierten Druckpulsations-Sensoren gekennzeichnet.

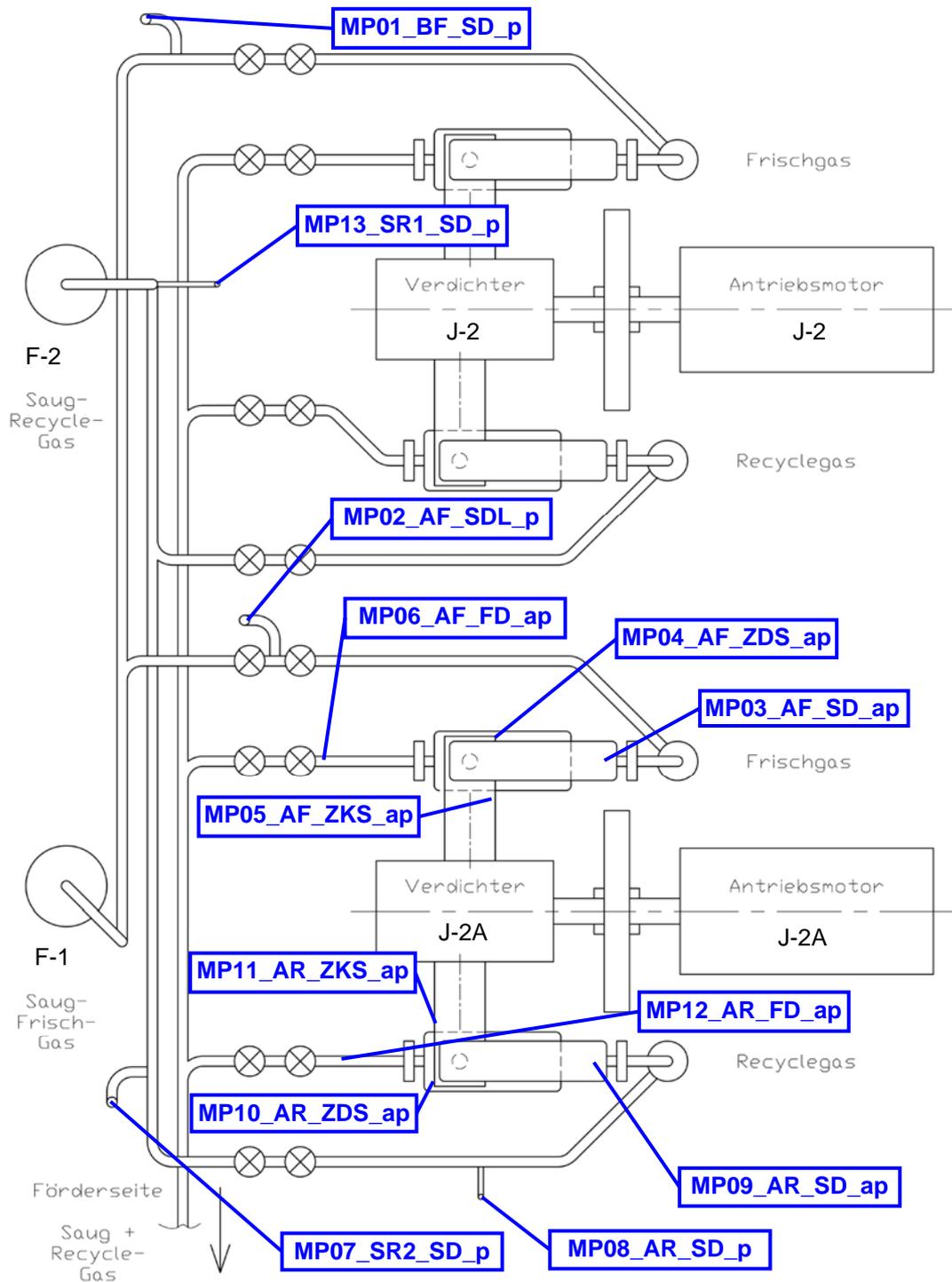


Abbildung 14: Lage der Druckpulsations-Messpunkte.

Aus den durchgeführten Messungen zeigt sich die Parallelfahrweise mit beiden Verdichtern als „Worst Case“. Nachfolgend wird diese Betriebsweise näher analysiert. Die Maximalpegel der Schwinggeschwindigkeit zeigen eine Überschreitung des zulässigen Orientierungswertes an der saugseitigen Recyclegasleitung (siehe Abbildung 15, eingefärbter Rohrleitungsbereich).

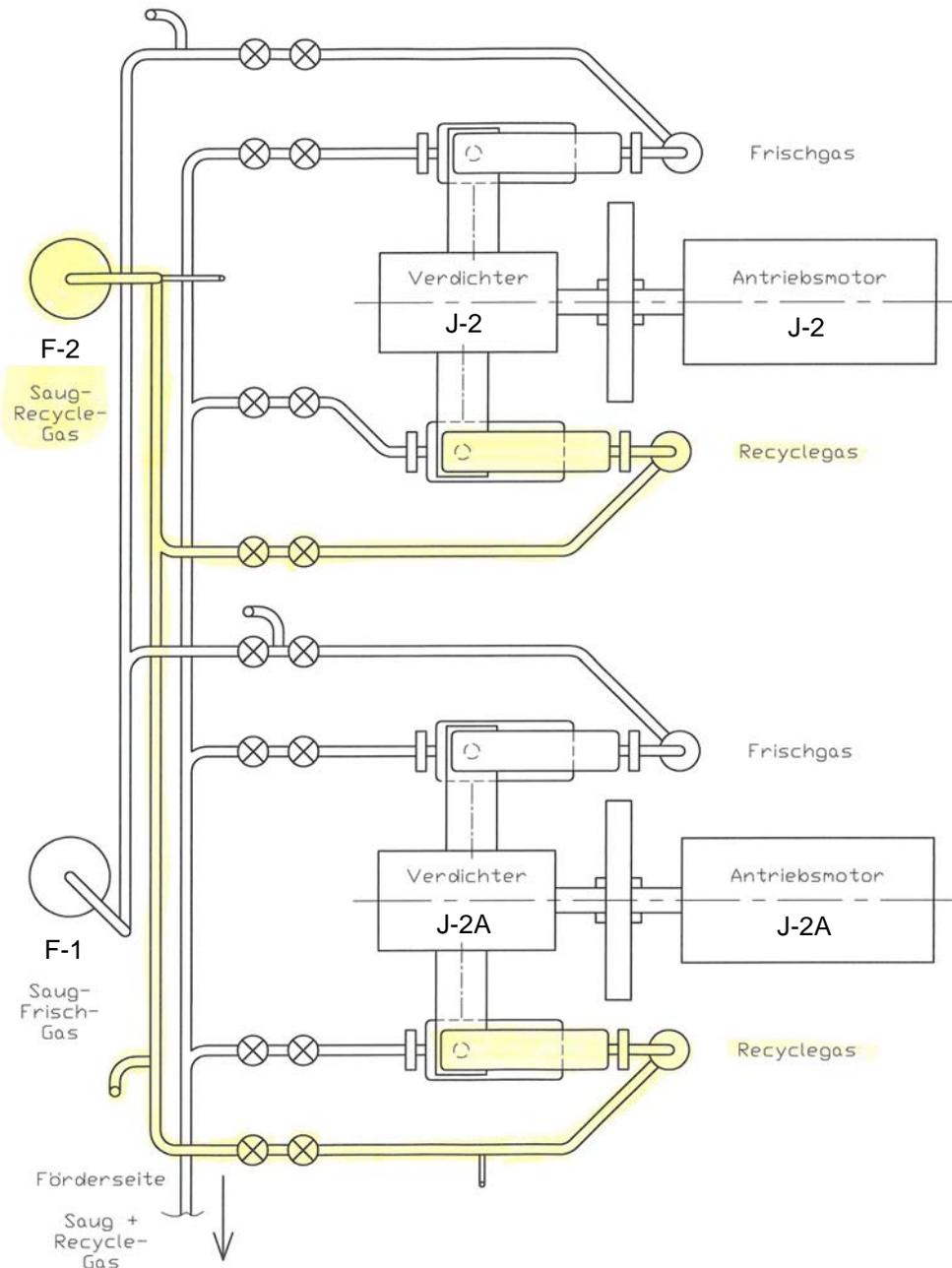


Abbildung 15: Kennzeichnung (Einfärbung) des aus schwingungstechnischer Sicht kritischen Rohrleitungsbereiches.

Zur Ursachenanalyse sind nachfolgend die gemessenen Schwingungen an der saugseitigen Recycelgasrohrleitung (MP22 – MP32) als Effektivwert zusammen mit der Kompressorleistung für zwei verschiedene Lastfälle des Verdichters J-2 bei Parallelbetrieb mit dem Verdichter J-2A dargestellt. Die höchsten Rohrleitungsschwingungen treten am Rohrleitungsabschnitt am A-Verdichter auf. An den Messpunkten der Zylinder (MP34 – MP35) ist der Schwingungspegel recht gering.

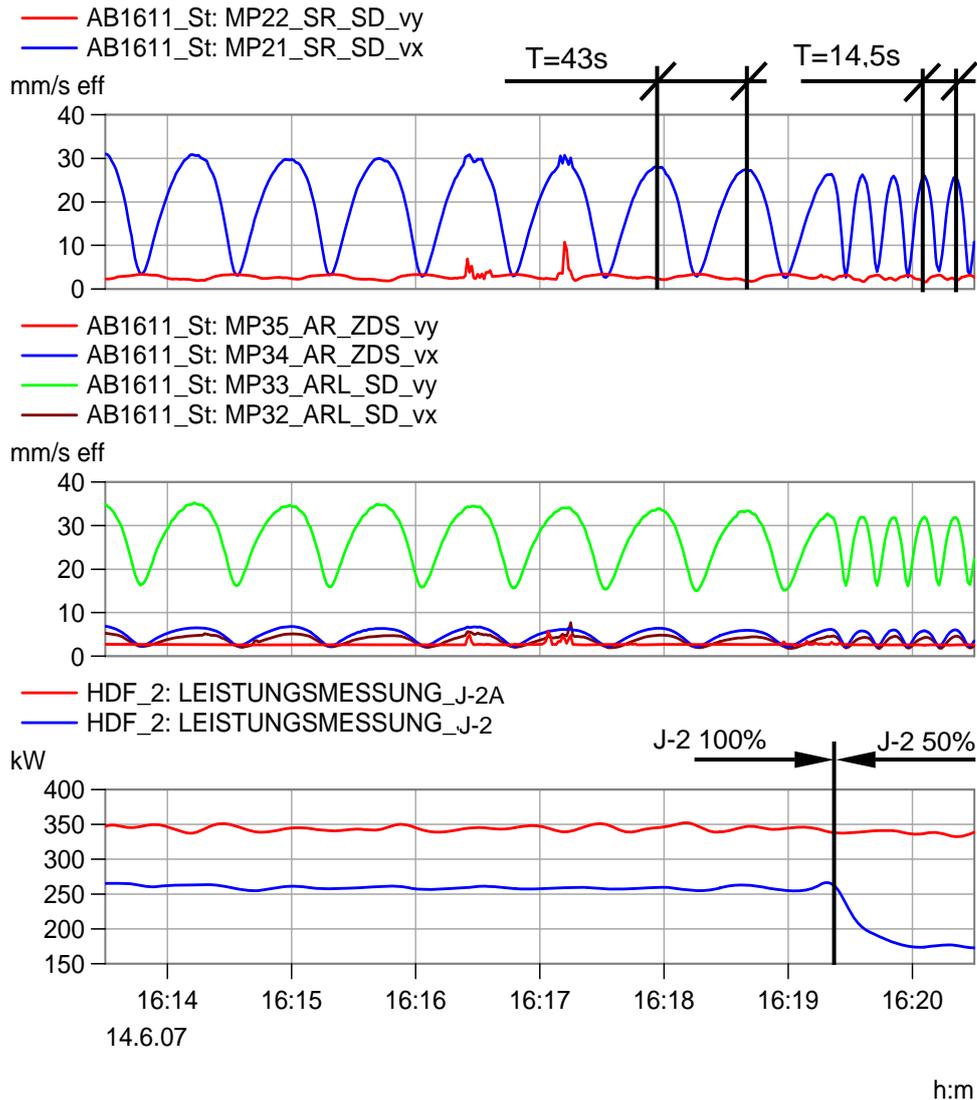


Abbildung 16: Zeitverlauf der gemessenen Schwingungen an der saugseitigen Recycelgasanlage und am Zylinder des Verdichters J-2A bei Parallelbetrieb und unterschiedlichen Lastzuständen.

Es zeigt sich, dass beim Parallelbetrieb mit 100 % Last an beiden Verdichtern eine starke Schwebung der Schwingungen mit einem Zeitabstand von ca. 43 s zwischen den Maxima auftritt. Nach Umschaltung des Verdichters J-2 auf 50 % kurz nach 16:19 Uhr verkürzt sich dieser Zeitabstand auf ca. 14,5 s. In Abbildung 17 ist der Lastzustand beider Verdichter mit 100 % als Ausschnitt dargestellt. Zusätzlich sind die zeitgleich erfassten Druckpulsationen an den Messpunkten der saugseitigen Recycelgasleitung als Effektivwerte dargestellt. In Abbildung 17 wird deutlich, dass sich - wenn die Druckpulsationen ansteigen - auch die Schwingungswerte dazu proportional verändern.

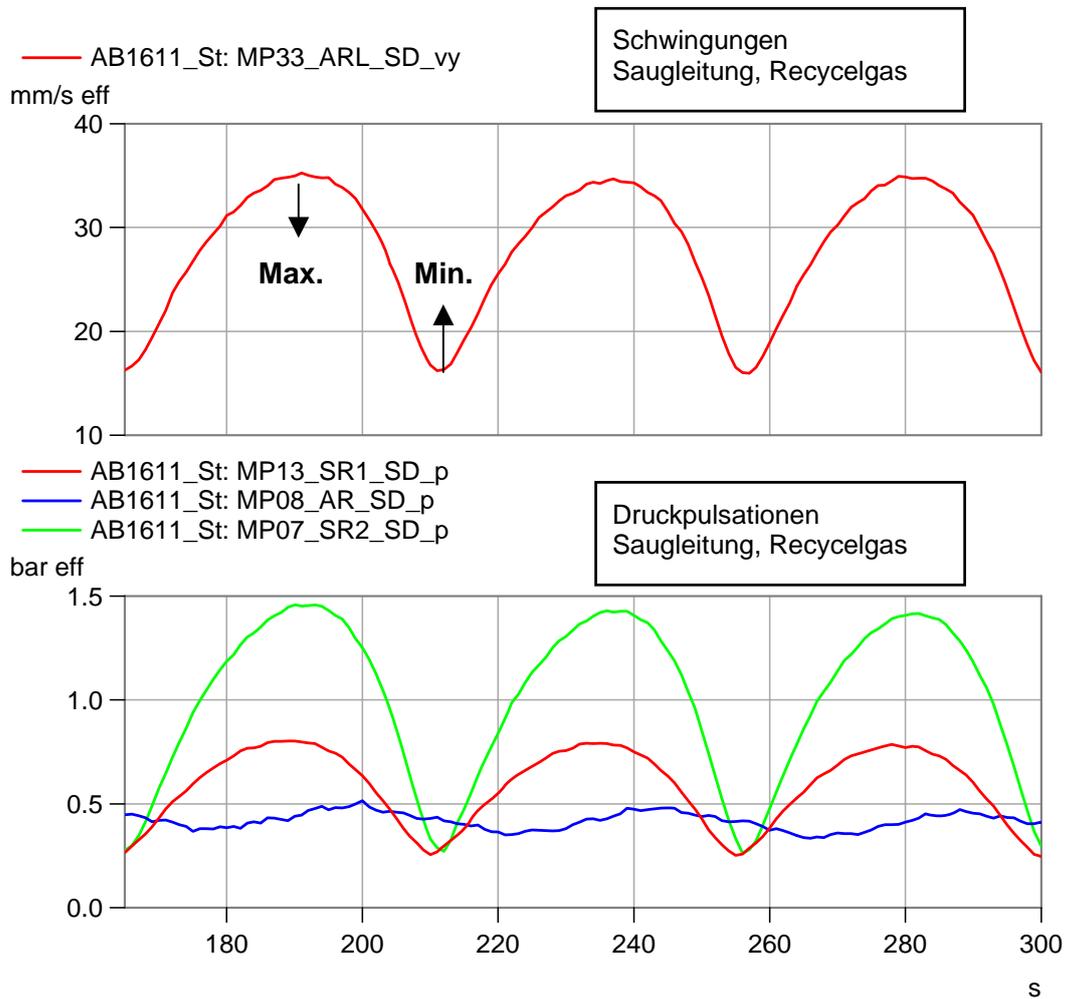


Abbildung 17: Ausschnittsdarstellung der zeitgleich erfassten Schwingungen und Druckpulsationen der saugseitigen Recycelgasleitung bei Parallelbetrieb und 100 % Last an beiden Verdichtern.

In Abbildung 18 sind die erfassten Zeitsignale bei Maximal-Schwingungspegel aus Abbildung 17 dargestellt. Auch hier sind in erster Linie monofrequente Schwingungen bzw. proportionale Druckpulsationen in vergleichbarer Frequenz und Phase zu erkennen.

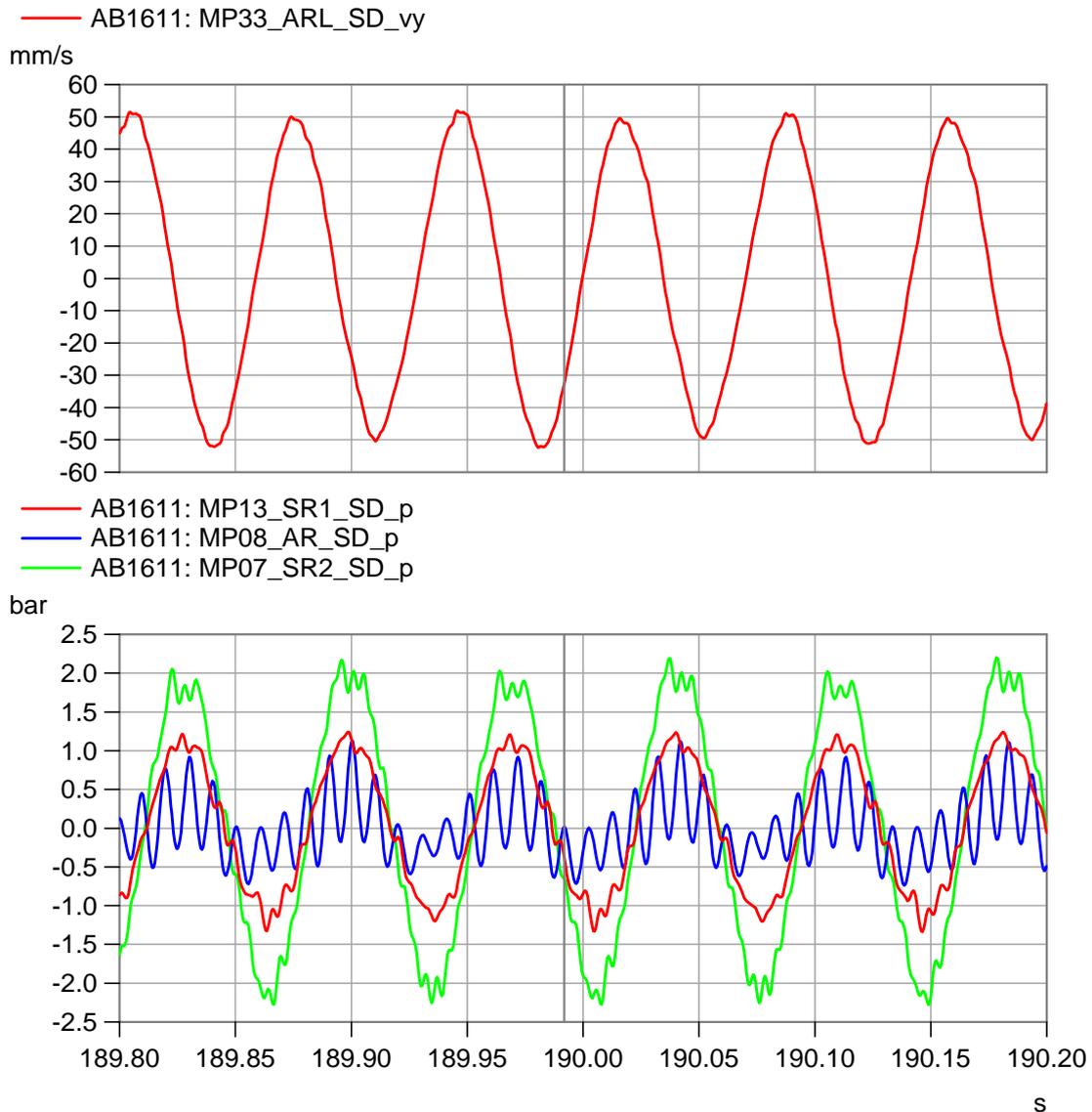


Abbildung 18: Gemessenes Zeitsignal der Schwingungen und Druckpulsationen zum Zeitpunkt des maximalen Schwingungspegels an der saugseitigen Rohrleitung des Recyclgases.

Zur Beurteilung der Druckpulsation ist ein Vergleich mit den zulässigen Richtwerten des API Standards 618 für den Parallelbetrieb der Verdichter in Abbildung 19 dargestellt.

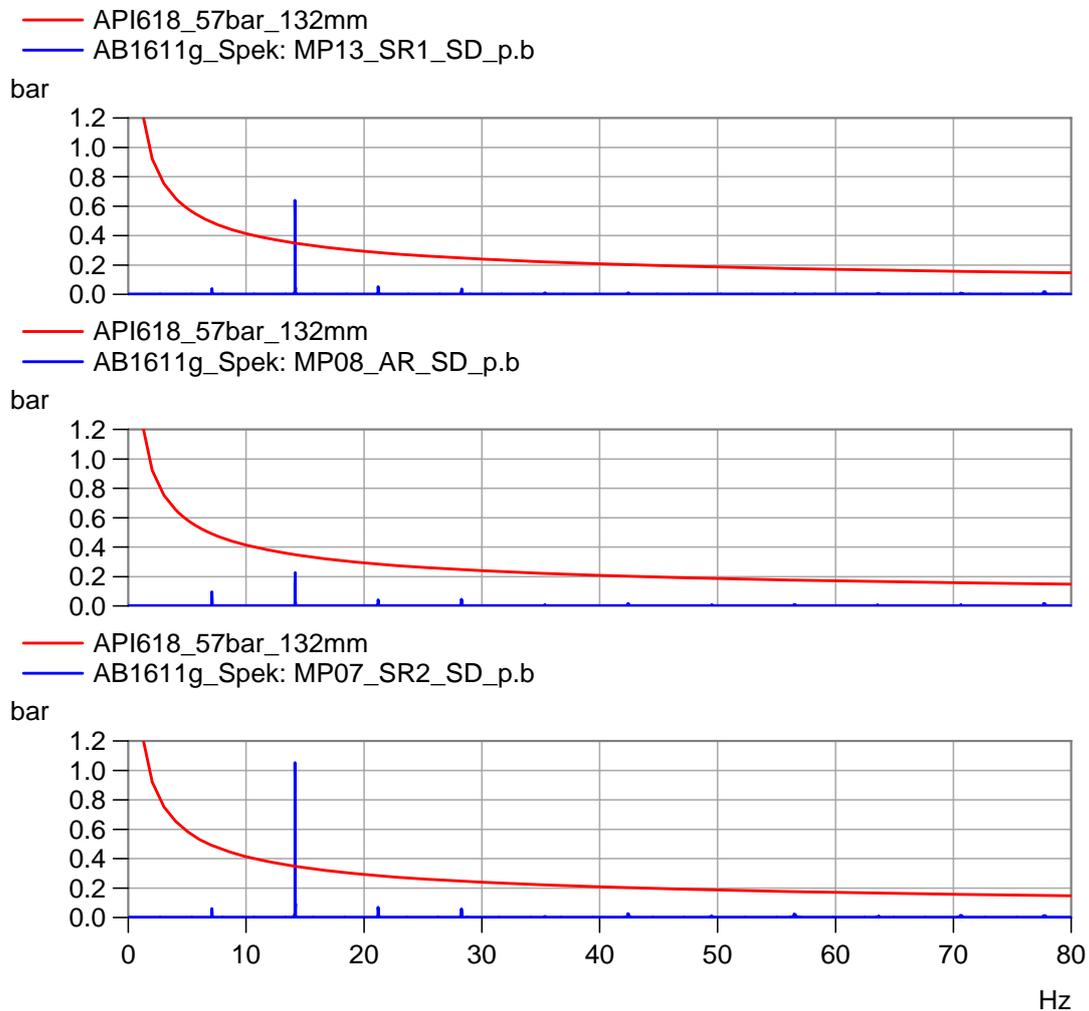


Abbildung 19: Vergleich der gemessenen Amplitudenspektren der Druckpulsationen auf der Recyclgasseite bei Parallelbetrieb und 100 % Last beider Verdichter mit den zulässigen Richtwerten des API Standards 618.

Es zeigt sich eine deutliche Überschreitung in der Arbeitsfrequenz des doppelt wirkenden Verdichters bei ca. 14 Hz. In Abbildung 20 ist darüber hinaus eine Zoom-FFT des Amplitudenspektrums aus Abbildung 19 dieser Frequenz dargestellt.

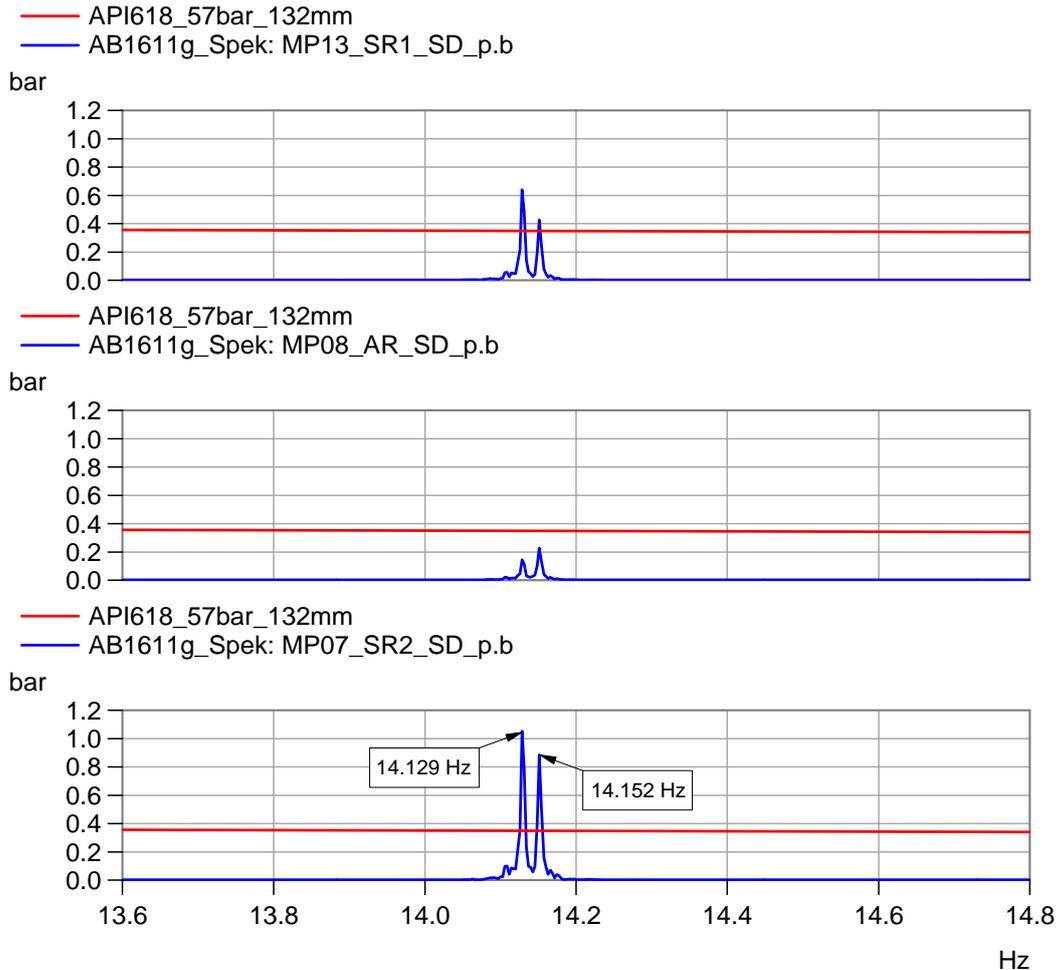


Abbildung 20: Zoom-Darstellung des Amplitudenspektrums der gemessenen Druckpulsationen in der saugseitigen Recyclegasleitung bei Parallelbetrieb beider Verdichter mit 100 % Last.

Die beiden dicht benachbarten Amplituden in Abbildung 20 sind auf die beiden Verdichter mit leicht unterschiedlichen Drehzahlen zurückzuführen. Für die Frequenz $f_1 = 14.129$ Hz ergibt sich eine Drehzahl von 423,87 1/min und für die Frequenz $f_2 = 14.152$ Hz erhält man eine Drehzahl von 424,56 1/min für die doppelt wirkenden Verdichter.

Aus der Inversen der Differenzfrequenz $f_2 - f_1 \Rightarrow \frac{1}{f_1 - f_2}$ (siehe Abbildung 16) ergibt sich der Abstand der Schwebungsmaxima mit $T = 43.5$ s.

Im nächsten Schritt ist zu prüfen, warum die Druckpulsationen in der Saugleitung so stark erhöht sind. Abbildung 21 zeigt ausschnittsweise die Zeitsignale der gemessenen Druckpulsationen an allen vier Messpunkten in der Saugleitung.

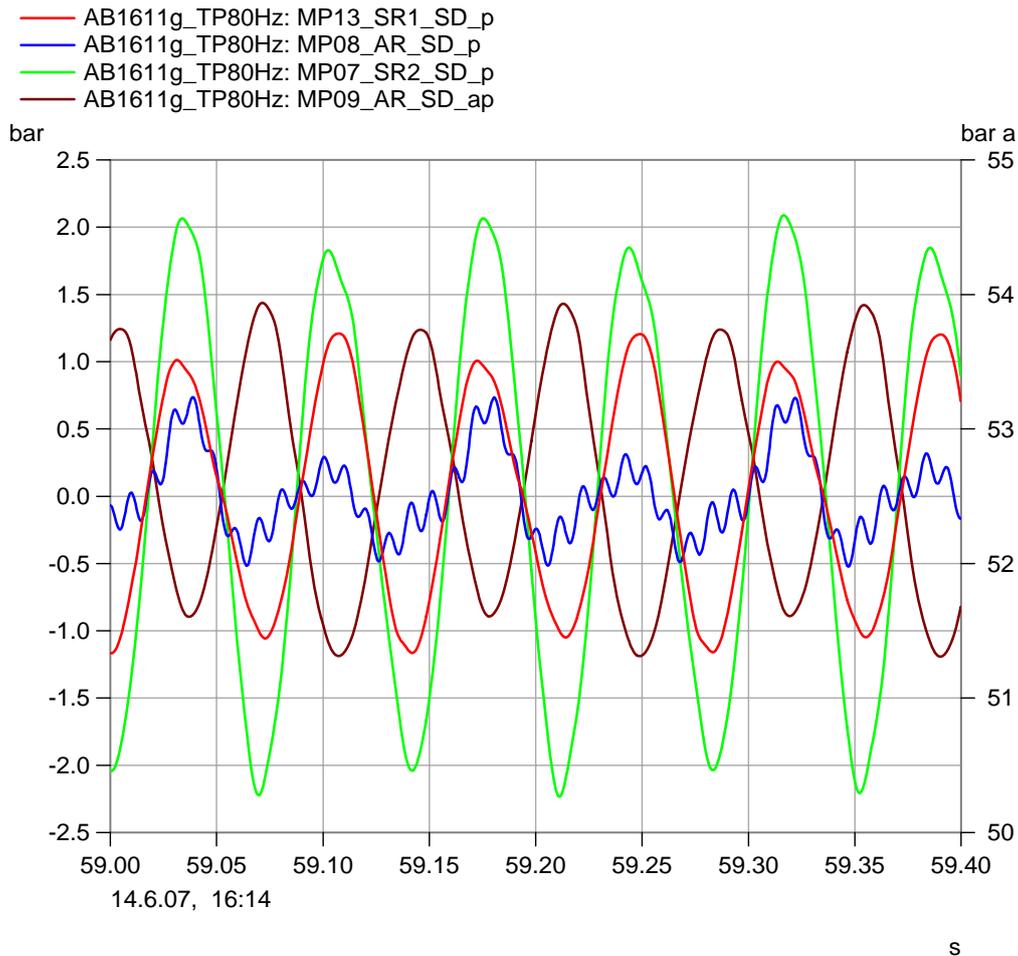


Abbildung 21: Gemessene Zeitsignale der Druckpulsationen in der saugseitigen Recyclegasleitung.

Es zeigt sich, dass drei Messpunkte gleichphasige Signale aufweisen und die Druckpulsation am saugseitigen Pulsationsbehälter um 180° versetzt (gegenphasig) vorhanden ist. Die Nulldurchgänge sind für alle vier Signale identisch. Dies ist ein eindeutiges Indiz für eine akustische Resonanz als Ursache für die erhöhten Druckpulsationen, bzw. die damit verbundenen Rohrleitungsschwingungen.

Während der durchgeführten Messungen war ein stationärer Betrieb der Frischgasseite am Verdichter J-2A nicht möglich, da nach kurzer Betriebsdauer aus unerklärlichen Gründen die Gastemperatur zu hoch anstieg. In Abbildung 22 ist der bei 100 % Hydrocomstellung gemessene Zylinderinnenraumdruck kurbel- und deckelseitig zusammen mit dem zeitgleich gemessenen Saug- und Förderdruckverlauf im entsprechenden Pulsationsbehälter der Frischgasseite dargestellt.

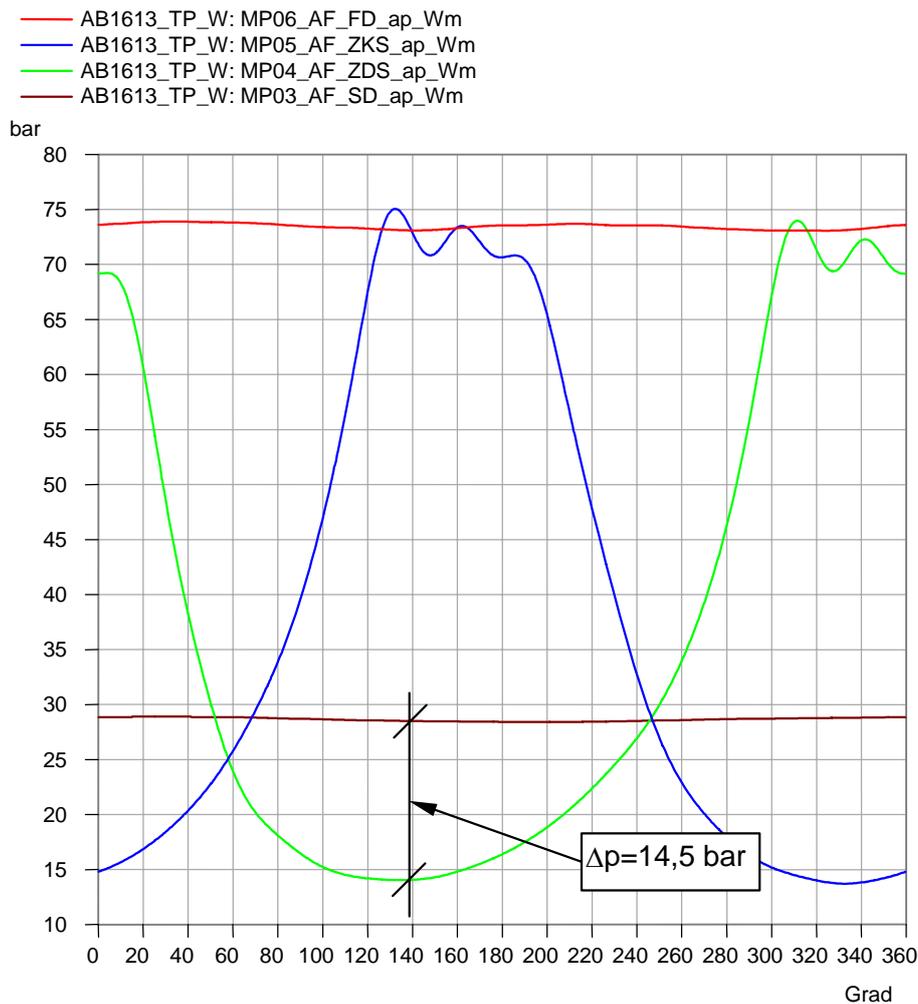


Abbildung 22: Gemeinsamer deckel- und kurbelseitiger Zylinderinnenraumdruck zusammen mit saugseitigem und förderdruckseitigem Absolutdruck auf der Frischgasseite des Verdichters J-2A bei 100 % Hydrocomstellung.

Im Bereich des Ansaugvorganges fällt der Zylinderinnenraumdruck um einen Differenzdruck von ca. 14,5 bar gegenüber dem anliegenden Anlagensaugdruck ab. Dies deutete auf eine Verschmutzung der Saugventile bzw. eine Fehlfunktion der Hydrocom hin und wurde umgehend überprüft. Dabei wurde festgestellt, dass es bei der Revision zu einem intensiven Schmutzeintrag auf der saugseitigen Frischgasseite gekommen war.

In der Abbildung 23 ist analog zur Abbildung 22 der Zylinderinnenraumdruck der Recycelgasseite bei 100 % Hydrocomstellung dargestellt.

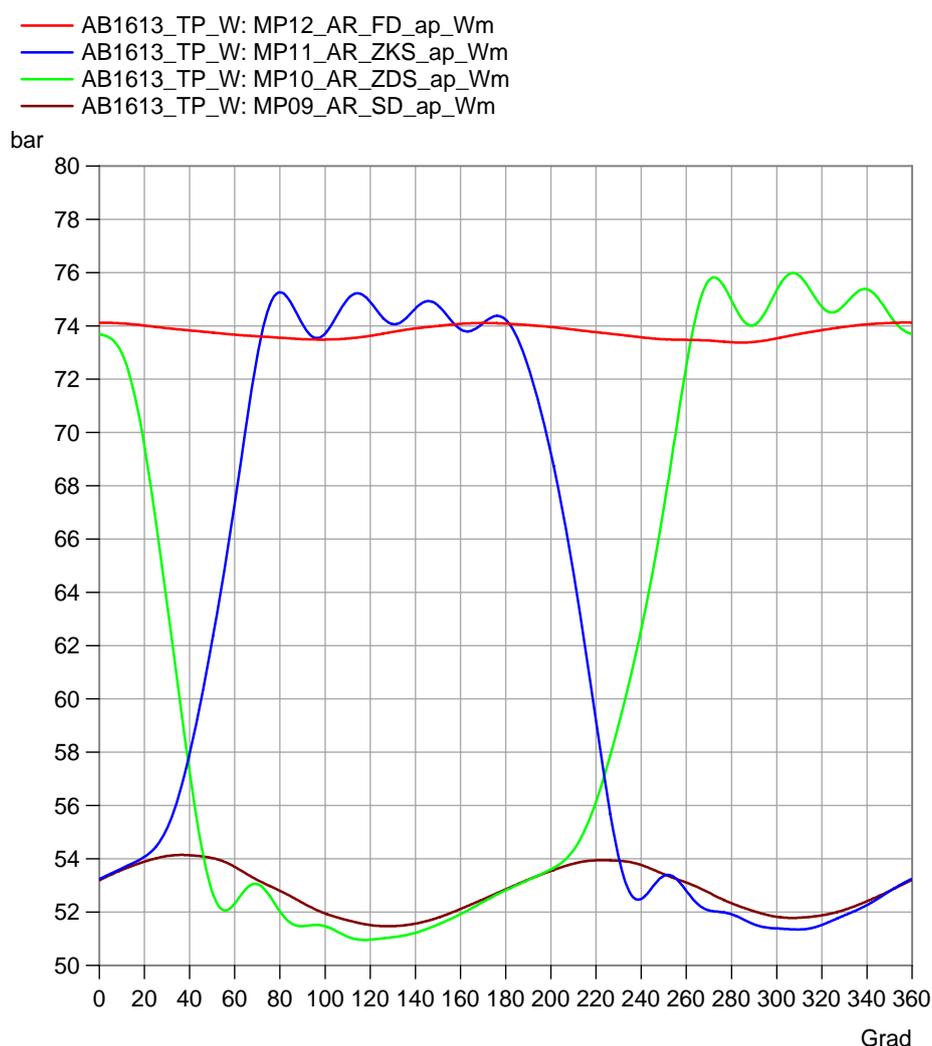


Abbildung 23: Gemeinsamer deckel- und kurbelseitiger Zylinderinnenraumdruck zusammen mit saugseitigem und förderdruckseitigem Absolutdruck auf der Recycelgasseite des Verdichters J-2A bei 100 % Hydrocomstellung.

Die Fläche, die während des Ansaugvorganges zwischen Zylinderinnenraumdruck und saugseitigem Anlagendruck liegt, ist proportional zum geförderten Volumenstrom. Aufgrund der hohen resonanten Druckpulsationen im saugseitigen Pulsationsbehälter (Spitze-Spitze-Wert mehr als 2 bar) kommt es zu einem deutlichen Verlust in der Ansaugmenge des Verdichters.

Zur Auslegung der erforderlichen akustischen Minderungsmaßnahmen wurde eine vereinfachte Simulationsberechnung (Pulsationsstudie) durchgeführt.

5.1 Auslegung der akustischen Minderungsmaßnahmen

Mit Hilfe eines mathematischen Modells erfolgte die Simulation der auftretenden Gas-säulenschwingungen und möglicher Minderungsmaßnahmen. Dazu wurden die aufgestellten Bewegungsgleichungen für das kompressible Fluid mit dem Charakteristiken-Verfahren eindimensional im Zeitbereich gelöst. Auf Basis der zur Verfügung gestellten Daten (Rohrleitungsisometrie, Aussagen zu den zusätzlichen Einbauten (Filtersieb) und Gaszusammensetzung bzw. Betriebsbedingungen) wurden diese Berechnungen durchgeführt.

Die Beschreibung der Wellenlänge λ erfolgt über die Ausbreitungs- bzw. Schallgeschwindigkeit c und die Frequenz f nach folgender Gleichung:

$$c = \lambda \cdot f$$

mit

c	Schallgeschwindigkeit
λ	Wellenlänge
f	Frequenz

Die Schallgeschwindigkeit setzt sich wie folgt zusammen:

$$c = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T \cdot Z}$$

mit

c	Schallgeschwindigkeit
κ	Isotropenexponent
R	spez. Gaskonstante
T	Temperatur
Z	Realgasfaktor

Die Schallgeschwindigkeit hängt somit von der Gaszusammensetzung und der Gastemperatur ab. Im vorliegenden Fall ist ein hoher Wasserstoffanteil im Gas enthalten. Wasserstoff ist ein sehr leichtes Gas und hat eine Schallgeschwindigkeit im Reinzustand von ca. $c = 1.400$ m/s. Schon bei kleinen Veränderungen in der Gaszusammensetzung fällt die Schallgeschwindigkeit stark ab.

Nachfolgend wird kurz das aufgestellte vereinfachte akustische Modell vorgestellt.

Die Rohrleitungen werden gemäß der Anlagenisometrie in einzelne Segmente entsprechender Länge und Durchmesser unterteilt. Für die einzelnen Pulsationdämpfer und Abscheidebehälter werden anhand der vorliegenden Zeichnungen eindimensionale Ersatzmodelle für die Gassäulenschwingung in Longitudinalrichtung erstellt.

Auf der Basis der genannten Parameter und Annahmen werden die instationären reibungsbehafteten Bewegungsgleichungen für das kompressible Fluid (eindimensionale akustische Betrachtungsweise) mit Hilfe des Charakteristiken-Verfahrens im Zeitbereich gelöst. Es werden die Zeitfunktionen der Größen Druck, Volumenstrom, Dichte und Temperatur für jeden Ort des numerischen Modells (Modellsegments) bestimmt.

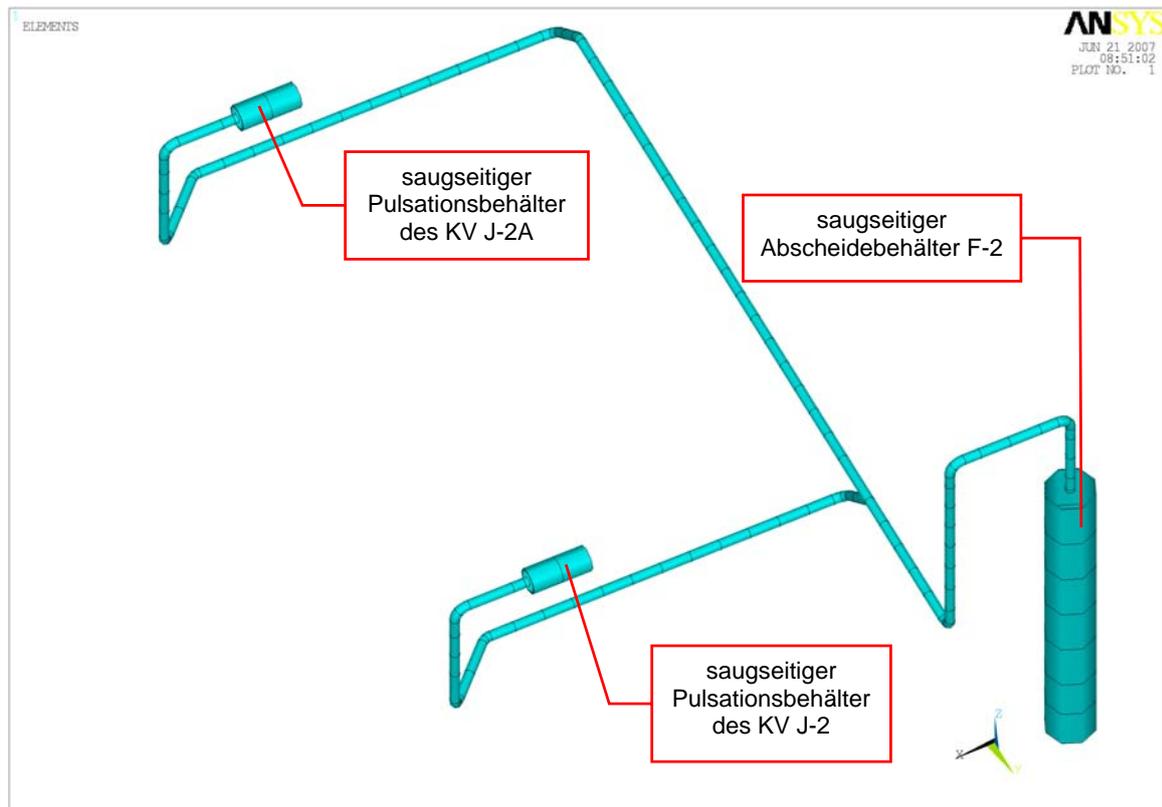


Abbildung 24: Digitalisiertes akustisches Modell der saugseitigen Rohrleitungsführung für das Recyclegas.

Zur Berechnung wurde mittels eines Sinussweep der Frequenzbereich von 2 bis 50 Hz auf akustische Resonanzen untersucht. Das Ergebnis ist in Abbildung 25 als Farbkarte dargestellt.

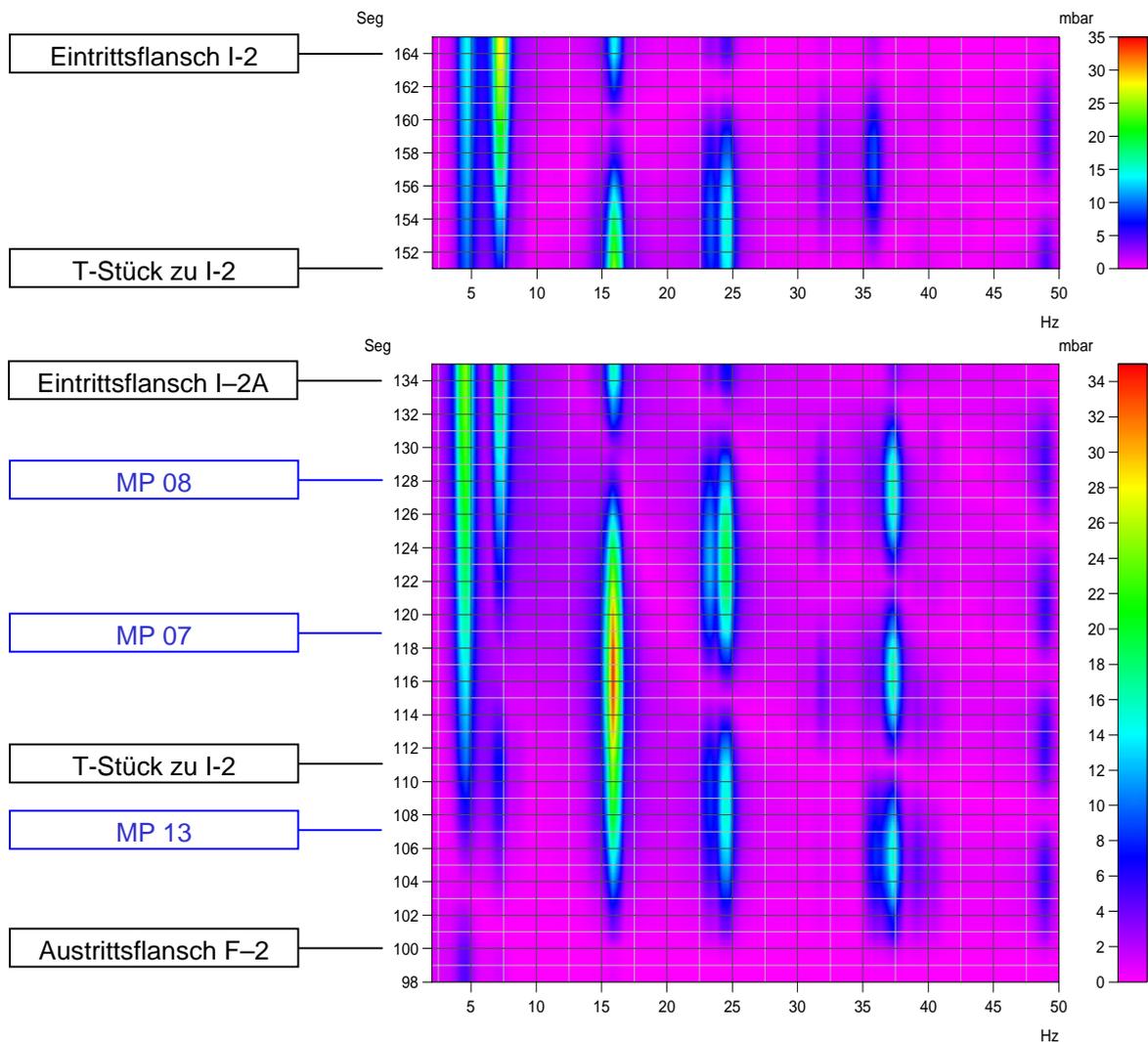


Abbildung 25: Farbkarte der berechneten akustischen Resonanzen der saugseitigen Rohrleitungsführung für das Recyclgas.

In Abbildung 25 sind die Druckpulsationen in Frequenz und Amplituden über den berechneten Segmenten und Messpunkten (als Farbkarte) aufgetragen.

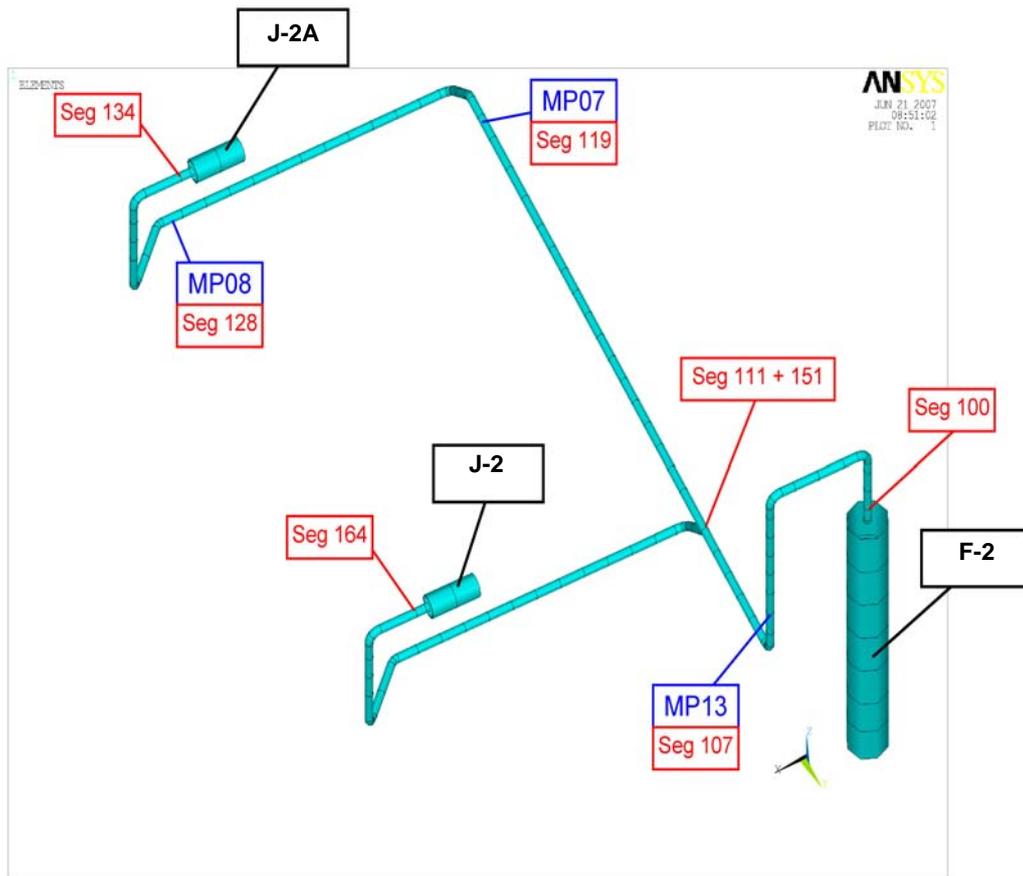


Abbildung 26: Berechnungssegmente und Messpunktzuordnung im akustischen Modell (vgl. mit Abbildung 25).

Es zeigt sich u. a. eine akustische Resonanz bei ca. 15,5 Hz, die sehr gut mit der Phasenbeziehung der Messwerte (Abbildung 21) übereinstimmt.

Ausgehend von diesem Berechnungsmodell werden verschiedene Minderungsmaßnahmen berechnet. Für die hier vorliegenden Randbedingungen zeigt sich, dass der Einbau von einfachen Lochblenden an den nachfolgenden drei Positionen sich als ausreichend darstellt.

- Pos. 1 Ausgangsflansch des Abscheiders F-2
- Pos. 2 Eingangsflansch am saugseitigen Pulsationsbehälter des Verdichters J-2
- Pos. 3 Eingangsflansch am saugseitigen Pulsationsbehälter des Verdichters J-2A.

Die Blenden wurden so ausgelegt, dass sie in Summe bei der 100 % Fahrweise einen Druckverlust von maximal 2,8 % des Absolutdruckes hervorrufen.

Nach Umsetzung der Maßnahmen war die Situation hinsichtlich erhöhter Schwingungen und Druckpulsationen entscheidend entschärft. Der Betreiber, der vorher aufgrund der erhöhten dynamischen Belastung die Anlage stillgelegt hatte, hat die Kolbenverdichter nach Umsetzung der Maßnahme und Reinigung der Rohrleitung ohne Bedenken wieder in Betrieb genommen. In der Abbildung 27 ist auszugsweise das nach Wiederinbetriebnahme aufgezeichnete p-V-Diagramm (Zylinderraumdruck) der Recycelgasseite dargestellt. Ein Vergleich mit Abbildung 23 (Originalzustand) zeigt, dass keine erhöhten Druckpulsationen auf der Saugseite im Zylinderraum mehr auftreten.

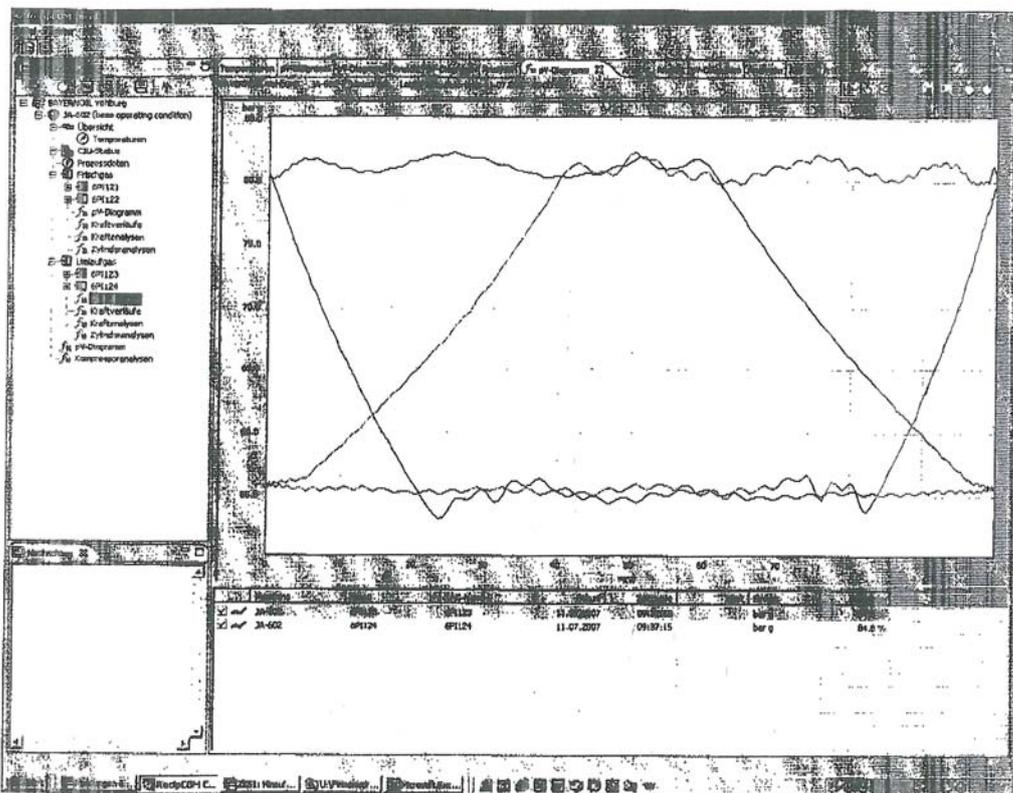


Abbildung 27: Verlauf des Zylinderinnenraumdruckes (p-V-Diagramm) auf der Recycelgasseite nach Umsetzung der empfohlenen Maßnahmen.

6. Fazit

Probleme an Kolbenverdichteranlagen machen sich nach außen oft durch erhöhte Schwingungen bemerkbar. Durch eine abgestimmte messtechnische Untersuchung kann die Ursache und der verantwortliche Wirkungsmechanismus analysiert und offengelegt werden. Anschließend können dann gezielt Minderungsmaßnahmen ausgearbeitet und effektiv umgesetzt werden.