

Eine Frage des Typs

Wie können Schwingungsprobleme bei der Inbetriebnahme von Neuanlagen kostengünstig vermieden werden? Anlagenplaner und -betreiber stehen regelmäßig vor der Entscheidung in der Planungsphase kostenträchtige Studien vorzunehmen oder es auf den „Ernstfall“ ankommen zu lassen. In der Praxis ist es bisher oft eine Frage der Risikobereitschaft, des Typs. Und doch: es gibt eine empfehlenswerte Vorgehensweise, die Risiko und Kosten gering hält.

Vermeidung von Pulsationen und Rohrleitungsschwingungen an Neuanlagen

Um im späteren Betrieb Schwingungsprobleme zu vermeiden, können vor dem Bau einer Anlage theoretische Untersuchungen über die zu erwartenden fluid- und strukturmechanischen Schwingungen durchgeführt werden. Aus den Ergebnissen leiten sich dann Maßnahmen ab, die entweder auf eine Minderung der Druckpulsationen innerhalb der Rohrleitungen oder auf die Reduktion von Strukturschwingungen abzielen. Die Kosten setzen sich aus den Aufwendungen für die Untersuchung und die resultierenden Maßnahmen zusammen. Die Praxis zeigt jedoch, dass selbst bei sorgfältiger Arbeit spätere Schwingungsprobleme nicht gänzlich ausgeschlossen sind, durch die dann weitere Kosten entstehen können.

Beseitigung der Schwingungen erforderlichen Veränderungen an der Anlage sehr aufwändig sein können.

Die Schwingungsprobleme in Neuanlagen lassen sich in vier Gruppen unterteilen:

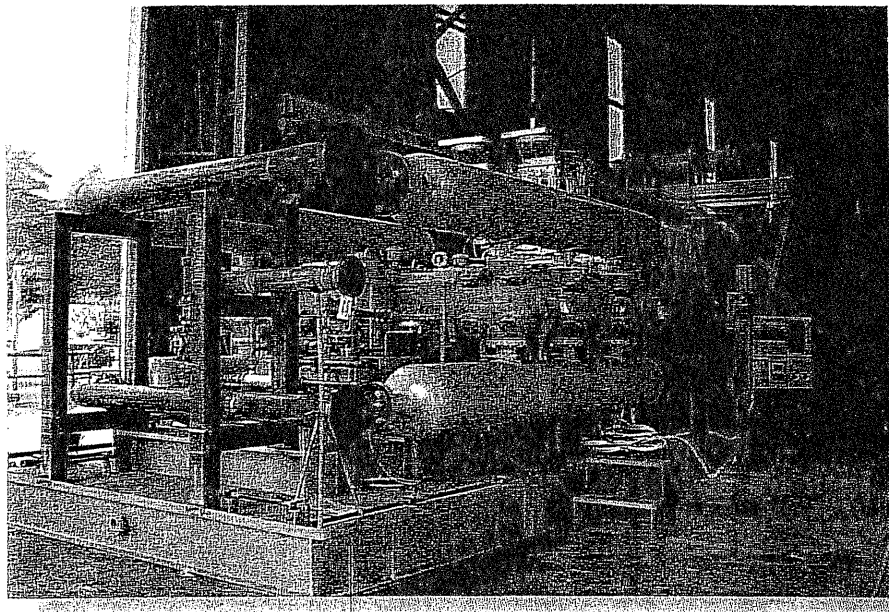
- akustisch bedingte Rohrleitungsschwingungen,
- mechanisch bedingte Rohrleitungsschwingungen,
- Schwingungen an Stützen und Armaturen,
- schwingungsinduzierte Durchflussmessfehler.

Akustisch bedingte Rohrleitungsschwingungen sind in der Praxis häufig anzutreffen. Ursache sind Pulsationen innerhalb des geförderten Fluids.

Typische Schwingungsprobleme in Neuanlagen

Als Beispiel dienen hier Messergebnisse einer Oxogas-Verdichteranlage (2-kurbeliger Kolbenverdichter, Drehzahl 298 U/min, drei Stufen). Der Spitze-Spitze Wert der Druckpulsation betrug 24 bar und überschritt den Richtwert der API 618 [1] von 16 bar – unter der Annahme, dass die dort genannten Beziehungen auch für Drücke >200 bar gelten – ganz erheblich. Verursacht wurden diese starken Druckschwankungen durch eine akustische Resonanz zwischen dem Druckventil und dem Behälter, die über eine 4,8 m lange Rohrleitung miteinander verbunden sind. Die starken Pulsationen führen zu zwei Problemen. Zum einen beeinflussen sie die Leistung des Verdichters und die Standzeiten des Druckventils. Zum anderen führen die akustischen Wechsellasten an der Rohrleitung zum Behälter zu effektiven Schwinggeschwindigkeiten von $140 \text{ mm/s}_{\text{eff}}$, die deutlich über dem für starr am Kolbenverdichter angekoppelte Rohrleitungen zulässigen Richtwert von $28 \text{ mm/s}_{\text{eff}}$ [2-4] liegen (Bild 2). Um diese Probleme zu beseitigen empfiehlt es sich, am Gaseintrittsflansch des Behälters z.B. eine Pulsationsdämpferplatte nach dem Kötter-Prinzip [5] zu installieren. So lässt sich am Gaseintritt in den Behälter ein akustisch reflexionsfreier Abschluss realisieren und damit die verursachende Resonanz beseitigen. Nun aber stellen sich zwei Fragen:

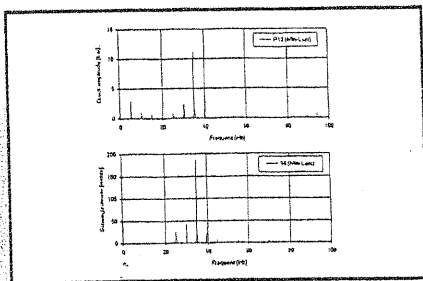
- Wäre das Problem durch eine theoretische Studie erkannt worden?



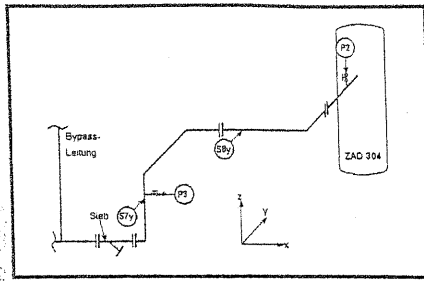
1: Schwingungsprobleme an Neuanlagen können durch praxisnahe Pulsationsstudien vermieden werden

Nun kann der Anlagenplaner auf die Durchführung von Pulsationsstudien aber auch ganz verzichten. Die so eingesparten Mittel können dann bei Problemen zur Sanierung der Anlage eingesetzt werden. In diesem Fall trägt er jedoch ein erhöhtes Risiko, da die zur

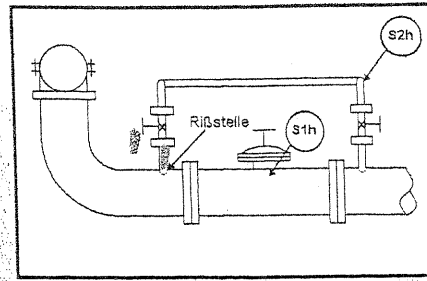
Autor: Dr. A Brümmer,
Kötter Consulting Engineers



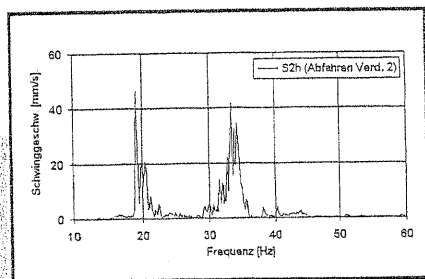
2: Amplitudenspektrum der Druckpulsation und Schwingschnelle



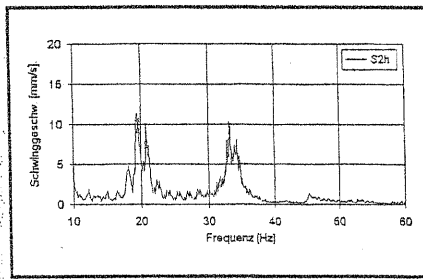
3: Prinzipskizze der saugseitigen Rohrleitung der ersten Stufe stromauf des Pulsationsdämpfers



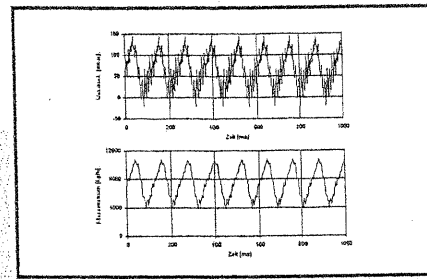
4: Prinzipskizze der Umfahrung eines Handschiebers



5: „peak-hold“-Amplitudenspektrum der Schwingschnelle am Messpunkt S2h beim Abfahren eines Verdichters von 540 auf 280 U/min



6: Amplitudenspektrum der Schwingschnelle am Messpunkt S2h infolge einer Impulsanregung bei abgeschalteten Verdichtern



7: Gemessene Wirkdruckschwankung an einer Messblende und daraus berechnete Massenstromschwankung in einer Ethylenleitung

• Welche zusätzlichen und kostengünstigeren Abhilfemaßnahmen hätten in der Planungsphase der Anlage realisiert werden können?

Anhand der akustischen Studie, die zur Sanierung nach dem Auftreten der Schwingungen durchgeführt wurde, wird deutlich, dass das Problem in der Planungsphase zu erkennen gewesen wäre. Zu diesem frühen Zeitpunkt hätte entweder die Nennweite vergrößert oder die Rohrleitung zwischen Druckventil und Behälter verkürzt werden können. Die zusätzlichen Betriebskosten infolge des Druckverlustes durch die Pulsationsdämpferplatte stehen demnach den günstigeren Aufwendungen für eine vergrößerte Rohrleitungsnennweite gegenüber.

Sanierung kontra vorausschauende Planung

Ein typisches Schwingungsproblem an Neuanlagen, das durch strukturmechanische Resonanzen verursacht ist, erläutert das folgende Beispiel. In einer Kohlenmonoxidanlage wurde der vorhandene Kolbenverdichter (595 U/min, 2-kurbelig, zwei Stufen, doppelt wirkend) zur Erhöhung der Förderkapazität umgebaut. Nach dem Umbau traten auf der Saugseite der ersten Stufe stromauf des Pulsationsdämpfers ZAD 304 im Bereich der Messpunkte S7y und S8y (Bild 3) erhöhte Rohrleitungsschwingungen auf. Die erhöhten Schwingschnellen wurden durch eine

strukturmechanische Resonanz der Rohrleitung im Bereich der Messpunkte S7y und S8y hervorgerufen. Als effektive Minderungsmaßnahme wurde eine dynamisch stabile Stütze am Messpunkt S8y installiert. Das Problem wäre vermutlich auch durch eine umfassende Pulsationsstudie bereits in der Planungsphase erkannt worden. Als Abhilfemaßnahme hätte sich jedoch ebenfalls die zusätzliche Stütze angeboten. Der Vorteil der Studie läge demnach allein in der zeitlich früheren Erkennung des Problems, die auf die resultierenden Kosten aber keinen Einfluss gehabt hätte.

Schwingungsprobleme können auch zu Beschädigungen an Armaturen führen. In einer neuen Sauerstoff-Verdichteranlage werden zwei Kolbenverdichter – 2-kurbelig, 1-stufig, doppelt wirkend, drehzahleregelt – zum Transport von Sauerstoff betrieben. Auf der Saugseite der Verdichter befindet sich ein Handschieber, der mit einer Umfahrung ausgestattet ist (Bild 4). Durch Schwingungen wurde die Schweißnaht zwischen der Saugleitung und der Umfahrung beschädigt. Um einen erneuten Ausfall der Anlage zu vermeiden, wurde die Schwingungssituation der Anlage nach der Reparatur an ausgewählten Punkten messtechnisch erfasst. An der Umfahrung wurde hierzu die Schwingschnelle am Messpunkt S2h beim Abfahren eines Verdichters von maximaler auf minimale Drehzahl gemessen (Bild 5). Im Frequenzbereich um 19 Hz (Verdichter-

drehzahl 290 U/min) und um 33 Hz (Verdichterdrehzahl 500 U/min) kam es zu unzulässig hohen Schwingschnellen. Angeregt wurden die Schwingungen durch die Hauptrohrleitung, die infolge von Druckpulsationen bei 19 Hz mit einer Amplitude von 3,7 mm/s und bei 33 Hz mit einer Amplitude von 3,6 mm/s schwang. Bereits diese schwachen Anregungen führten zu den genannten, unzulässigen Schwingschnellen, da sie jeweils durch eine strukturmechanische Resonanz verstärkt wurden (Bild 6). Als Sofortmaßnahme wurden die Drehzahlbereiche um 290 U/min und 500 U/min für einen stationären Betrieb der Verdichter gesperrt. Die Produktion konnte daher unmittelbar fortgesetzt werden. Zu einem späteren Zeitpunkt sollte dann die Eigenfrequenz der Umfahrung durch eine Versteifung oder eine zusätzliche Stütze aus dem Anregungsbereich der Verdichter verschoben werden [6].

Durch Pulsation verursachte Messfehler vermeiden

Durch eine Pulsationsstudie wäre der geschilderte Schaden voraussichtlich nicht vermieden worden, da kleinere Stützen und Umfahrungen bei der strukturmechanischen Analyse häufig unberücksichtigt bleiben. Dies gilt z.B. für ausladende Armaturen. Pulsationen innerhalb der Fluidsäule regen nicht nur Strukturschwingungen an, sondern verursachen auch z.T. erhebliche Men-

genmessfehler. Hiervon betroffen sind beinahe alle bekannten Messverfahren, wobei sich der kritische Frequenzbereich der Pulsationen sowie die Auswirkung der Störung bei den verschiedenen Messprinzipien stark unterscheiden. Als Beispiel ist in Bild 7 der innerhalb einer Ethylenleitung über eine Messblende erfasste Wirkdruck und die daraus resultierende Massenstromschwankung dargestellt [7]. Beim Erfassen und Analysieren des zugehörigen Wirkdruckes mit der üblichen Methode würde diese Schwankung zu einem um etwa 4 % zu großen Massenstrom führen. An den stromab folgenden Turbinenradzählern verursacht die gleiche Massenstromschwankung eine Mehranzeige von ca. 6 % [8]. Beide Fehler sind – Ethylen ist ein kostenträchtiger Rohstoff – eindeutig zu groß. Die Pulsationen werden durch einen vorgelagerten Kolbenverdichter verursacht. Um den Messfehler zu mindern werden die Massenstromschwankungen inzwischen kontinuierlich über die Messblende erfasst und zur Online-Korrektur der von den Turbinenradzählern ausgegebenen Ethylenmengen benutzt. Anhand einer akustischen Pulsationsstudie wäre das Problem der pulsationsbedingten Messfehler während der Planung der Anlage voraussichtlich zu erkennen gewesen. Gegenüber der Online-Korrektur hätte sich zu diesem Zeitpunkt zum Beispiel die Installation eines zusätzlichen Pulsationsbehälters (akustisches Filter) angeboten. Auch der Einsatz einer anderen Messmethode (z. B. Ultraschallzähler, Coriolis-Massendurchflussmes-

KOMPAKT

Vermeidung von Pulsation und Schwingungen

Auf der einen Seite können zur Vermeidung von Schwingungsproblemen umfassende klassische Pulsationsstudien durchgeführt werden. Auf der anderen Seite kann dieses Geld aber auch zur Sanierung tatsächlich eintretender Schwingungsprobleme verwendet werden, was jedoch mit einem erhöhten Risiko verbunden ist. Empfehlenswert ist es, in der Planungsphase eine akustische Studie durchzuführen. Von den resultierenden Maßnahmen sollten dann diejenigen, die sich im Sanierungsfall nur mit erhöhtem Aufwand realisieren lassen, unmittelbar umgesetzt werden. Während der Inbetriebnahme sollten die tatsächlich vorhandenen Drückpulsationen und Strukturschwingungen gemessen werden. Akustisch bedingte Schwingungen können zu diesem Zeitpunkt z. B. durch den vorbereiteten Austausch eines Distanzringes gegen eine Pulsations-Dämpferplatte beseitigt werden. Strukturmechanische Resonanzen sind durch Versteifung oder Stützen zu unterbinden. Dieses zweistufige Vorgehen reduziert die Planungskosten auf das notwendige Mindestmaß und erhöht die Anlagensicherheit im Vergleich zur klassischen Studie.

ser) wäre zu prüfen gewesen. Insgesamt liegt es daher nahe, dass eine Untersuchung vor der Planung der Anlage von Vorteil gewesen wäre.

Akustische Studie in der Planungsphase

Die Unterschiede, Ergebnisse und die Ursachen möglicher Abweichungen zwischen theoretischer Berechnung und der Praxis im Anlagenbetrieb zeigt Bild 8. Aus der Berech-

nung der Anregung und Ausbreitung akustischer Störungen innerhalb von Rohrleitungen lassen sich

- Rückwirkungen auf den Kompressor (z.B. Leistungsverlust, Ventilbelastungen),
- Wechsellasten z. B. auf Rohrleitungen und Behälter-/Trennwände,
- Einflüsse auf Sekundäranlagenteile z.B. Rückschlagklappen, SBV's, SAV's sowie
- Einflüsse auf Durchflussmessanlagen z.B. Turbinenradzähler, Messblenden/-düsen und Wirbelstromzähler

ermitteln. In der Planungsphase sind die daraus resultierenden Maßnahmen mit einem überschaubaren Aufwand verbunden. Demgegenüber lassen sie sich bei einer Sanierung nur bedingt realisieren und erfordern meist einen Anlagenstillstand. Zur Kompensation der Unsicherheiten bei der Berechnung wird üblicherweise bei der Simulation eine Variation der Schallgeschwindigkeit durchgeführt. So lässt sich ein Großteil der Unzulänglichkeiten einfach ausgleichen. Durch einen Vergleich der Ergebnisse einer strukturmechanischen Berechnung mit den zulässigen Schwingstärken können schwingungstechnisch kritische Anlagenbereiche erkannt und strukturmechanische Minderungsmaßnahmen ausgearbeitet werden. Die Realisierung dieser Maßnahmen ist sowohl in der Planungsphase als auch bei der Sanierung ohne nennenswerten Mehraufwand möglich. Eine Sanierung ist jedoch insofern risikoreicher, als es infolge sicherheitstechnisch relevanter Schwingungen bis zur Realisierung der Abhilfemaßnahme zu einer Verzögerung der Inbetriebnahme oder einem eingeschränkten Anlagenbetrieb kommen kann. Im Gegensatz zur akustischen

Art der Studie	Ergebnisse der Berechnungen	Maßnahmen zur Minderung der Schwingungen	Gründe für mögliche Abweichungen zwischen Theorie und Praxis
Akustische Studie	Druck- und Volumenstromschwankungen als Funktion von Ort und Zeit	<ul style="list-style-type: none"> • zusätzliche oder manipulierte Pulsationsbehälter • Blenden oder Pulsationsdämpferplatten • veränderte Rohrnennweiten oder -längen • Resonanzschalldämpfer 	<ul style="list-style-type: none"> • Abweichungen zwischen Planung und "as-build" • falsch / ungenaue angenommene akustische Randbedingungen • Ungenauigkeiten infolge der Annahme ebener Wellenfronten z. B. in Behältern
Strukturmechanische Studie	<ul style="list-style-type: none"> • Resonanzfrequenzen / Schwingungsformen • Dynamische Zusatzspannungen im Material • Schwingungsschnellen jeweils als Funktion von Ort und Zeit 	<ul style="list-style-type: none"> • zusätzliche oder manipulierte Stützen • lokale Versteifungen • veränderte Rohrleitungsführung 	<ul style="list-style-type: none"> • Abweichungen zwischen Planung und "as-build" • falsch / ungenau angenommene strukturmechanische Randbedingungen • ungenau berechnete, akustische Wechsellasten • Vernachlässigung von eigentlich zu berücksichtigenden Anlagenteilen • zu stark vereinfachte theoretische Modelle

8: Ergebnisse akustischer und strukturmechanischer Studien sowie Fehlerquellen

Studie ist die Anzahl der benötigten Annahmen und Randbedingungen bei einer Strukturberechnung erheblich größer. Entsprechend steigt auch die Gefahr ungenauer Berechnungsergebnisse deutlich. Außerdem basiert die strukturmechanische Schwingungsanalyse auf theoretisch ermittelten Druckwechsellasten, die bereits mit einer Unsicherheit behaftet sind.

Minderungsmaßnahmen schon vorbereiten

Um Schwingungen und Schäden möglichst zuverlässig und kostengünstig zu vermeiden, ist daher ein zweistufiges Vorgehen empfehlenswert. In der Planungsphase einer Neuanlage sollte eine akustische Studie durchgeführt werden. Die berechneten Pulsationen sind mit zulässigen Werten zu vergleichen. Erforderliche Maßnahmen – wie zum Beispiel zusätzliche oder veränderte Pulsationsbehälter – sollten in dieser Phase realisiert werden. Minderungsmaßnahmen, die auch während der Inbetriebnahme der Anlage einfach zu verwirklichen sind, sollten nur bei einer erheblichen Überschreitung der Richtwerte bereits vor der Inbetriebnahme

realisiert werden. Ansonsten bietet es sich an, Maßnahmen lediglich vorzubereiten, d.h. an den optimalen Einbauorten der eventuellen Pulsationsdämpfer Flanschpaare und Distanzringe zu setzen.

Bei der Inbetriebnahme der Anlage sollten dann die tatsächlich vorhandenen Pulsationen und Strukturschwingungen messtechnisch erfasst werden. Sofern unzulässig starke Strukturschwingungen auftreten, ist die jeweilige Ursache für die Schwingung zu ermitteln. Akustisch bedingte Schwingungen können dann auf einfache Weise z. B. durch den Austausch der installierten Distanzringe gegen Pulsations-Dämpferplatten saniert werden. Schwingungen, die durch eine strukturmechanische Resonanz verursacht werden, sind durch gezielte Versteifung zu beseitigen. Bei der messtechnischen Untersuchung lassen sich auch Schwingungen an Armaturen, Stützen oder Umfahrungen, die bei einer theoretischen Studie nicht berücksichtigt würden, erfassen und mindern. Im Hinblick auf einen sicheren Betrieb von Neuanlagen ist die Messung der IST-Situation daher einer theoretischen Betrachtung vorzuziehen. Gleichzeitig lassen sich die Plankosten auf die Durchführung einer

akustischen Studie und die Aufwendungen für Abhilfemaßnahmen auf das tatsächlich erforderliche Mindestmaß reduzieren.

Literatur

- [1] N.N.: Reciprocating compressors for petroleum, chemical and gas industry services. API Standard 618, 4. Auflage, (1995).
- [2] N.N.: Erweiterung der VDI-Richtlinie 2056. NEN 7-4-1 Werksnorm der Firma Neuman & Esser, (1984).
- [3] N.N.: Beurteilungsmaßstäbe für mechanische Schwingungen von Maschinen. VDI 2056, 2. Auflage, (1964) (inzwischen ersetzt durch die DIN/ISO 10816 - T1 bis 6).
- [4] R. Missal: Ursachen, Beurteilung und Reduzierung von Rohrleitungsschwingungen. Industripumpen und Kompressoren, Heft 2, Juni (1999), 109 - 113.
- [5] N.N.: Dämpferplatte für den Einbau in Rohrleitungen. Deutsches Patentamt, Patent Nr. 19538178, (1995).
- [6] J. Tison, K. Atkins: Pulsation and vibration in reciprocating compressors and pump piping systems. Short course 4, 26th Turbomachinery Symposium, (1997).
- [7] A. Brümmer: Gasmengenmessfehler und deren Ursache am Beispiel der Wirkdruckverfahren. Erdöl Erdgas Kohle 114, (11/1998), S. 552-557.
- [8] A. Brümmer: Der Einfluss von Volumenstrompulsationen auf die Messgenauigkeit von Turbinenradzählern. GASWÄRME International 47, (11/1998), S. 619 - 623.

