

Gasmengenmessungen – Phänomene erkennen, analysieren, sanieren

Andreas Brümmer

Messen · Steuern · Regeln, Gasmengenmessung, Anlagenschwingungen, Resonanzfrequenz

Dynamische Effekte treten bei der Gasmengenmessung in unterschiedlicher Form auf. An drei Projekten aus der Praxis werden typische Erscheinungsformen benannt und deren Analyse sowie Vermeidung aufgezeigt. Am Beispiel des Neubaus der ÜRA Bernburg/Peißen wird ein systematisches Vorgehen zur Vermeidung auffälliger Anlagenschwingungen bereits in der Planungsphase vorgestellt. Grundlage hierzu ist zum einen die Berechnung der ersten akustischen Resonanzfrequenzen (z. B. mittels eindimensionaler Strömungssimulation) sowie zum anderen die Ermittlung der untersten mechanischen Eigenfrequenzen und -formen der Rohrleitungen. Ziel einer guten Planung ist es, ein Zusammentreffen von akustischer und mechanischer Eigenfrequenz, insbesondere im Frequenzbereich unterhalb von 30 Hz, zu vermeiden. Diese Forderung kann mit den gängigen Hilfsmitteln in ausreichender Übereinstimmung mit dem Experiment erfüllt werden. Eine quantitative Bestimmung der zu erwartenden Schwingungen einer Mess- und Regelanlage ist hingegen mit einer erhöhten Unsicherheit behaftet. Hinsichtlich der dynamischen Vorgänge auf ausgeführten Anlagen wird zum einen der physikalische Grund für das kontinuierliche Drehen eines Turbinenradzählers innerhalb einer beidseitig abgeschieberten Messstrecke aufgedeckt. Zum anderen wird der Messfehler einer Blendenmessstelle auf der Saugseite von Kolbenverdichtern auf zwei unabhängigen Wegen quantifiziert. Hierbei zeigt sich, dass eine Blendenmessstelle innerhalb einer pulsierenden Strömung primär aufgrund des „Wurzelfehlers“ einen zum Teil erheblich zu großen Durchsatz anzeigt.

At flow metering devices dynamic effects can be observed in different forms of appearance. Based on field studies three typical examples are discussed in the following. The way to solve the accompanying problems is presented. Concerning the rebuilding of the natural gas metering plant Bernburg / Peißen a systematic way already in the planning period is outlined to avoid later vibration problems. It is recommended to calculate the first acoustic natural frequencies of the piping system e. g. using one dimensional flow simulation tools. The results should then be compared to the first structural natural frequencies of the piping. Target of a reliable construction is to avoid a coincidence of both natural frequencies especially up to frequencies of about 30 Hz. This condition can be satisfied in acceptable accordance to reality using the well-established numerical tools. On the other hand a quantitative calculation of the expected pulsation and pipe vibration levels during the planning period is associated with an increased uncertainty. Regarding already built flow metering plants an unexpected root cause for a continuous rotating wheel of a turbine meter located in a closed side branch is explained. Additionally, the flow metering fault at an orifice inside the suction line of a reciprocating compressor is calculated in two independent ways. It turns out that the main reason for an indicated exceeded flow rate due to a pulsating flow is the so-called "square root error"

1. Einleitung

Auf Gasmengen-Messstationen kommt es gelegentlich zu auffälligen Effekten. Es treten plötzlich ungewöhnliche Schwingungen auf, Thermolemente fallen wiederholt aus, vom Bedienpersonal werden auffällige Geräusche oder vergrößerte Messabweichungen beobachtet. Des Weiteren zeigen Turbinenradzähler oder Wirbelzähler zum Teil in abgeschieberten Schienen einen Durchfluss an.

Diese und noch andere Beobachtungen beruhen erfahrungsgemäß auf einem dynamischen Zusammenspiel verschiedener Anlagenkomponenten. Für eine Analyse der Ursache sowie die darauf aufbauende gezielte Auslegung von Abhilfemaßnahmen ist folglich eine Betrachtung der Gesamtanlage erforderlich. Bei ausgeführten Mess- und Regelanlagen empfiehlt sich hierzu eine messtechnische Untersuchung. Aber auch bereits in der Planungsphase können bestimmte dynamische Probleme auf Basis einer numerischen Strömungs- und Strukturberechnung vermieden werden.

Hierzu werden im Weiteren drei ausgewählte Praxisfälle vorgestellt. Hinsichtlich der Planung werden am Beispiel des Neubaus der ÜRA Bernburg/Peißen die Möglichkeiten, aber auch Grenzen der dynamischen Strömungs- und Strukturbe-

Dr.-Ing. Andreas Brümmer, KÖTTER Consulting Engineers, Bonifatiusstraße 400, D-48432 Rheine.

Vortrag anlässlich des 3. KÖTTER Workshops Gasmengenmessung, 15./16. März 2006, Rheine.

rechnungen aufgezeigt. Bezüglich ausgeführter Anlagen wird der strömungstechnische Grund für das kontinuierliche Drehen eines Turbinenradzählers innerhalb einer abgeschieberten Messstrecke aufgedeckt sowie die systematische Ursachenanalyse für einen Gasmengenmessfehler erläutert.

2. Schwingungsuntersuchungen zum Neubau der ÜRA Bernburg/Peißen

Im November 2002 wurde die Erdgas-Verteilerstation ÜRA Bernburg/Peißen durch eine Explosion vollständig zerstört. Als Ursache für diesen Vorfall werden mechanische Schwingungen des Rohrleitungssystems angesehen. Zur Absicherung des Neubaus der Station wurde daher von den zuständigen Behörden sowohl die schwingungstechnische Prüfung der Planungsunterlagen als auch die messtechnische Abnahme der ausgeführten Anlagen gefordert.

Zusätzlich wurde unmittelbar nach dem Schaden eine vergleichbar aufgebaute Verteilerstation einer umfassenden schwingungstechnischen Untersuchung unterzogen. Neben den Rohrleitungsschwingungen wurden hierbei an verschiedenen Stellen auch die Druckpulsationen im Erdgas sowie die Materialspannungen in den Bolzen des Ausgangsflanschs eines Regelventils zeitgleich erfasst. Ziel dieser Schwingungsstudie war es, den sicheren Betrieb der Station zu gewährleisten und grundsätzliche Hinweise für schwingungstechnische günstige Rohrleitungsführungen zu gewinnen.

Es zeigte sich, dass auf der Station während der gesamten Untersuchung zu keinem Zeitpunkt unzulässig starke Schwingungen auftraten. In einem Bereich stromab der Regelventile der beiden parallelen Regelstrecken (Bild 1, Bereich Messpunkt S27) wurden jedoch leicht erhöhte Rohrleitungsschwingungen festgestellt (Bild 2). Anhand dieses Problems lassen sich zwei schwingungstechnisch essenzielle physikalische Effekte erläutern und darauf aufbauend ein wesentliches Kriterium zur Prüfung von Planungsunterlagen begründen.

Bei den beiden Effekten handelt es sich zum einen um eine akustische Resonanz und zum anderen um eine mechanische Resonanz. Die akustische Resonanz ($\lambda/2$ -Resonanz) bildet sich im vorliegenden Fall zwischen den beiden Regelventilen aus. Zu erkennen ist die Resonanz am zeitgleich erfassten Druckverlauf der Messpunkte P6R und P6B (Bild 3). Ein Druckanstieg an einem Messpunkt korreliert mit einem Druckabfall am zweiten Messpunkt. Die Drucksignale verlaufen gegenphasig. Die Pulsationsfrequenz beträgt 16 Hz. Sie ist proportional zur Schallgeschwindigkeit und dem Reziprok der doppelten Lauflänge zwischen den Regelventilen. Eine Veränderung der Gaszusammensetzung sowie der Gastemperatur bedingt demnach eine Änderung der Schallgeschwindigkeit im Erdgas und somit eine Verschiebung der akustischen Resonanzfrequenz.

Die Druckschwankungen innerhalb der Rohrleitung führen zu Wechselkräften, die auf die Rohrleitung wirken und zu Rohrleitungsschwingungen führen. Die Intensität einer derartig zwangserregten Schwingung ist auf Gasmess- und Regelanlagen erfahrungsgemäß jedoch unkritisch. Im vorliegenden Fall wurden die Schwingungen aber ungünstiger-

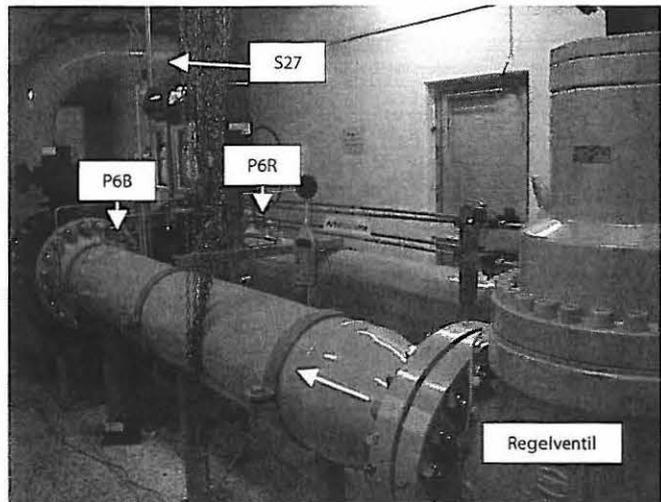


Bild 1. Auslaufstrecken der Arbeits- und Betriebsschiene einer M&R-Station stromab der Regelventile sowie Lage der Druckmesspunkte P6B und P6R sowie des Schwingungsmesspunktes S27.

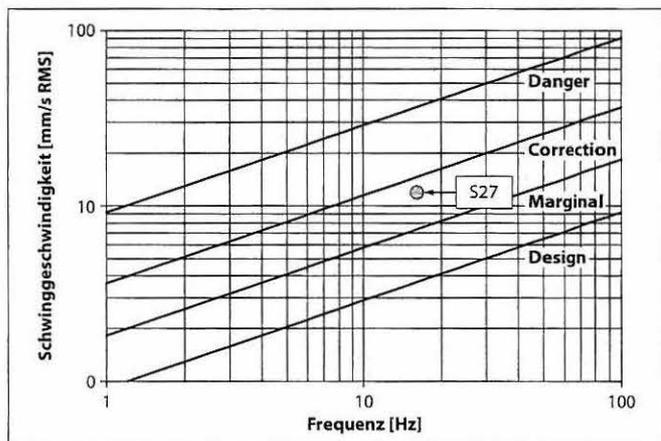


Bild 2. Richtwerte für zulässige Rohrleitungsschwingungen entsprechend der VDI-Richtlinie 3842 „Schwingungen in Rohrleitungssystemen“ sowie Messwert des Messpunktes S27.

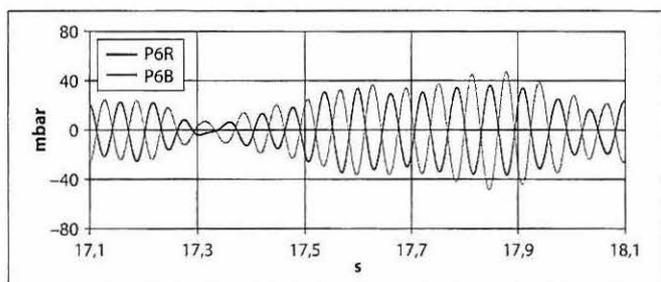


Bild 3. Zeitgleich erfasster dynamischer Druckverlauf an den Messpunkten P6B und P6R (ohne statischen Mittelwert).

weise zusätzlich durch eine mechanische Eigenfrequenz der Rohrleitung resonant verstärkt. Die relevante Eigenfrequenz bei 17 Hz – also in unmittelbarer Nachbarschaft zur akustischen Resonanz – konnte durch eine impulsförmige Anregung der Rohrleitung ermittelt werden (Bild 4).

Die erhöhten Schwingungen im Bereich des Messpunktes S27 werden entsprechend durch eine akustische Resonanz angeregt und durch eine benachbarte mechanische Eigen-

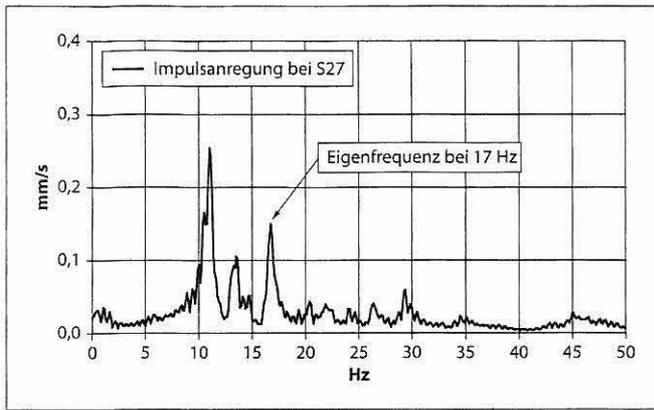


Bild 4. Amplitudenspektrum der sich bei einer Impulsanregung ergebenden Schwingungen am Messpunkt S27 (Anlage außer Betrieb).

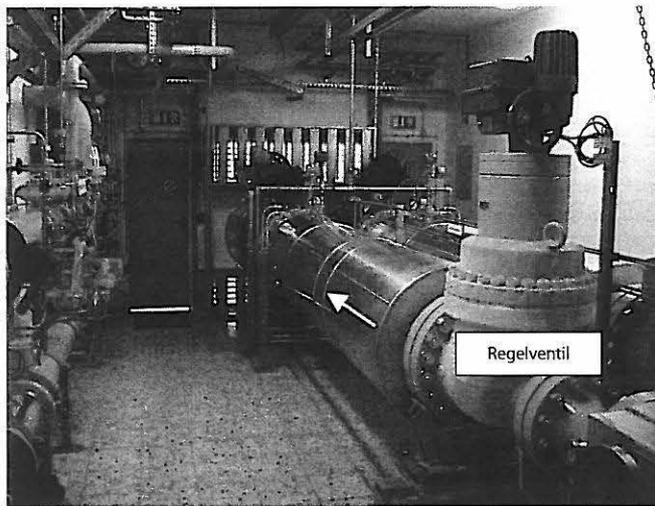


Bild 5. Auslaufstrecken der Arbeits- und Betriebsschiene einer M&R-Station stromab der Regelventile nach Umbau der Rohrleitung im Bereich des Messpunktes S27.

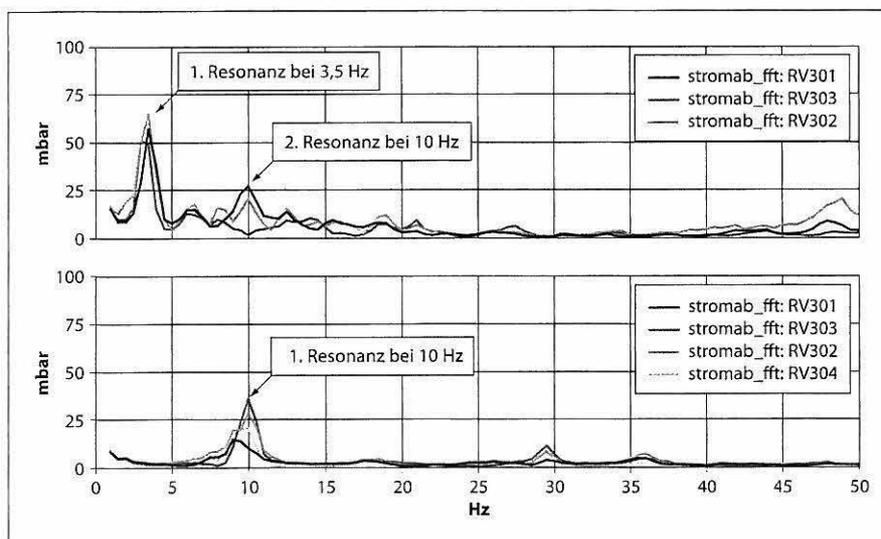


Bild 6. „Peak-Hold“ Amplitudenspektren der berechneten Druckschwankungen unmittelbar stromauf (vor) der Regelventile RV301, RV302 und RV307 sowie stromab (hinter) der Regelventile RV301, RV302, RV303 und RV304 bei einem Volumenstrom von 150.000 m³/h innerhalb der Regelstrecke MR302.

frequenz resonant verstärkt. Gerade dieses Zusammentreffen von akustischen und mechanischen Eigenfrequenzen ist generell zu vermeiden. Die Rohrleitungsführung der untersuchten Anlage wurde daher umgebaut (Bild 5). Durch eine schwingungstechnische Abnahmemessung konnte anschließend die gute Wirkung des Umbaus hinsichtlich der genannten Schwingungsproblematik bestätigt werden.

Bezüglich der Prüfung von Planungsunterlagen ist entsprechend im Wesentlichen das folgende Kriterium zu erfüllen:

- Die akustischen Eigenfrequenzen des Rohrleitungssystems dürfen nicht mit den mechanischen Eigenfrequenzen der Rohrleitung zusammenfallen.

Hiervon betroffen sind insbesondere die ersten Eigenfrequenzen, die üblicherweise im Frequenzbereich unterhalb von 30 Hz liegen. Die Berechnung dieser Eigenfrequenzen ist nach heutigem Stand der Technik in ausreichender Übereinstimmung mit Messungen möglich. Deutlich anspruchsvoller ist die Berechnung der resultierenden Schwingstärken und damit der Vergleich der zu erwartenden Rohrleitungsschwingungen mit den zulässigen Werten. Die hierzu erforderlichen Informationen, z. B. über die akustische Anregung von Druckschwankungen durch Regelventile, sind für den genannten Frequenzbereich – auch bei den Herstellern – nicht bekannt. Des Weiteren sind die Randbedingungen für eine quantitative strukturmechanische Simulation nur näherungsweise bekannt.

Für den Neubau der ÜRA Bernburg/Peißen galt es daher, primär die Verstimmung der akustischen und mechanischen Eigenfrequenzen zu realisieren. Darüber hinaus sollte möglichst auch die Intensität der zu erwartenden Rohrleitungsschwingungen prognostiziert werden. Hierbei wurde im ersten Schritt der Anlagenabschnitt einer numerischen Strömungssimulation unterzogen, bei der die instationären Strömungsverhältnisse innerhalb der Rohrleitungen für verschiedene Betriebszustände ermittelt wurden. Als anre-

gende Quelle für Druck- und Volumenstromschwankungen wurde an den aktiven Regelventilen eine stochastische Schwankung der Strömungsgeschwindigkeit vorgegeben. Die frequenzabhängige Intensität dieser Anregung (Frequenzbereich bei 50 Hz) wurde entsprechend vorliegender Messdaten von vergleichbaren Erdgasstationen gewählt und zusätzlich mit einem Sicherheitsfaktor beaufschlagt.

Ergebnis dieser Strömungssimulation sind die resultierenden Druck- und Volumenstromschwankungen für beliebige Punkte innerhalb der simulierten Rohrleitungsabschnitte. Ein entsprechendes Amplitudenspektrum ist in Bild 6 dargestellt. Akustische Resonanzen stromauf vom Regelventil sind bei 3,5 Hz und bei 10 Hz in Form erhöhter Amplituden zu erkennen. Analog ist stromab vom Regelventil eine akusti-

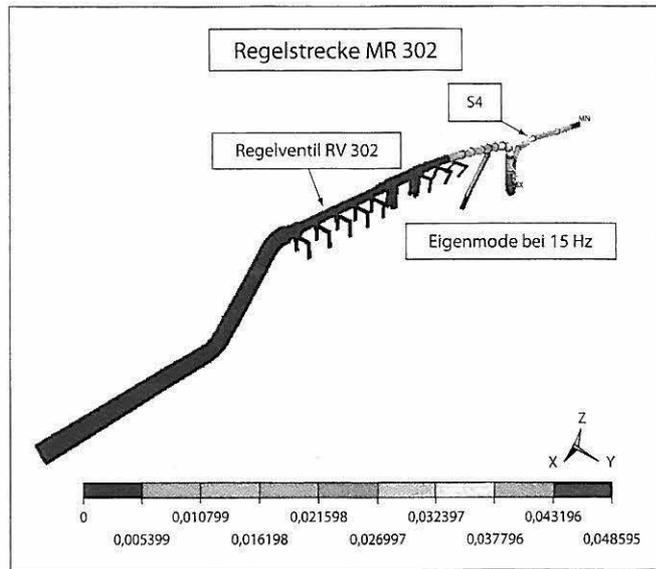
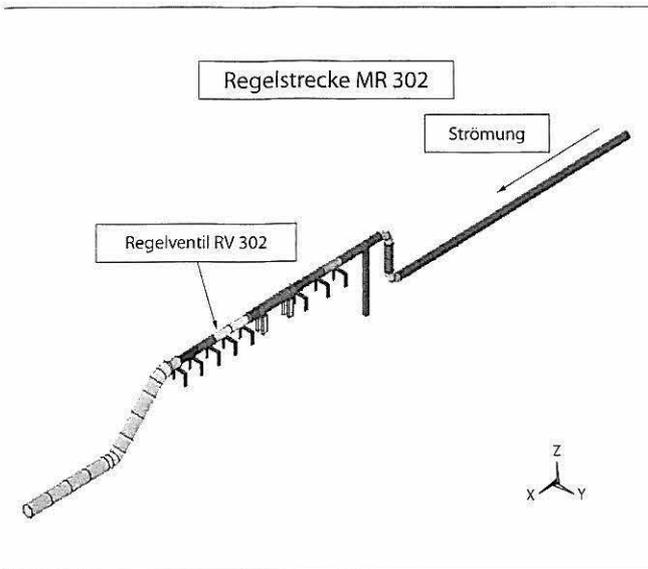


Bild 7. FE-Modell der Regelstrecke MR302 sowie der zugehörigen Auflager und Stützen.

Bild 8. Schwingungsform der niedrigsten berechneten Eigenmode der Regelstrecke MR302 bei 15 Hz.

ische Resonanz bei 10 Hz vorhanden. Bei diesen Resonanzen handelt es sich um „stehende Wellen“, die sich – wie in Bild 3 dargestellt – zwischen den benachbarten Regelstrecken ausbilden ($n \sqrt{2}$ -Resonanzen mit $n \in [1, 2 \dots]$).

Im zweiten Schritt wurde von den oberirdisch verlegten Rohrleitungen sowie deren Halterungen ein rechen-technisches Strukturmodell erstellt. Für eine Regelstrecke ist dieses Modell in Bild 7 dargestellt. Als niedrigste Eigenfrequenz dieser Struktur erweist sich die in Bild 8 dargestellte Schwingungsform im Bereich von Punkt S4 bei ca. 15 Hz. Mit einer relevanten Anregung dieser Eigenform ist jedoch nicht zu rechnen, da die anregenden Wechsellasten infolge der Pulsationen keine Komponente in dieser Richtung aufweisen. Die Wechsellasten liegen vielmehr in der durch die Rohrleitung aufgespannten Ebene. Die in dieser Ebene vorhandenen Eigenfrequenzen liegen jedoch oberhalb von 20 Hz, so dass ein Zusammenreffen von akustischer und mechanischer Eigenfrequenz im genannten Frequenzbereich ausgeschlossen werden kann.

Nach dem Neubau der ÜRA Bernburg/Peißen wurde die Station einer umfassenden Schwingungsmessung unterzogen. Analog zum Vorgehen bei der Strömungssimulation sind die akustischen Eigenfrequenzen des Rohrleitungssystems im Amplitudenspektrum der Druckpulsation zu erkennen (Bild 9). Die gemessenen Eigenfrequenzen liegen demnach stromauf vom Regelventil bei 3,6 Hz und 10 Hz und hinter dem Regelventil bei 10 Hz. Sie stimmen sehr gut mit den prognostizierten akustischen Resonanzfrequenzen überein (vgl. Bild 6). Die Amplituden sind bei dieser Regelstrecke im Vergleich zur Prognose jedoch deutlich kleiner.

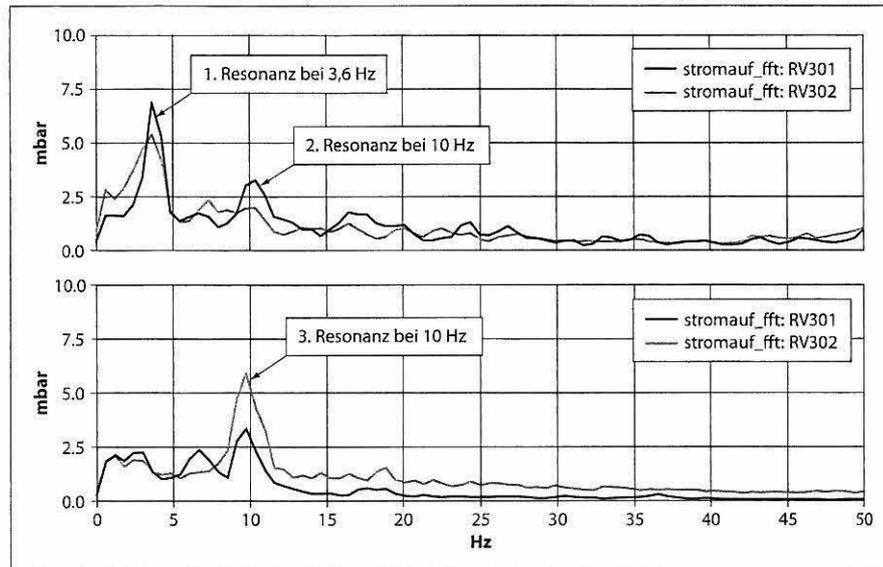


Bild 9. „Peak-Hold“ Amplitudenspektren der gemessenen Druckschwankungen unmittelbar stromauf und stromab der Regelventile RV301 und RV302 bei einem Volumenstrom von 150 000 m³/h innerhalb der Regelstrecke MR302.

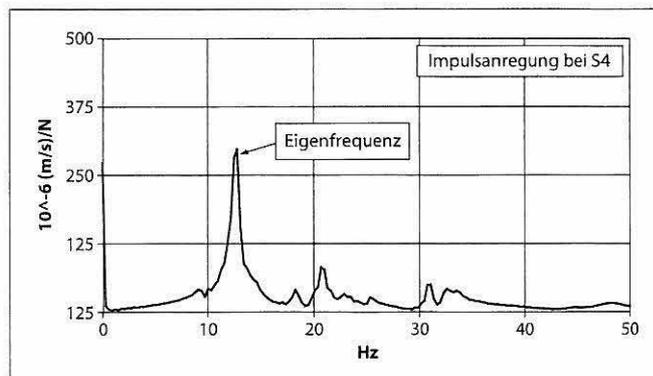


Bild 10. Gemessene Übertragungsfunktion zwischen der Kraftanregung und der Rohrleitungsschwingung bei einer Impulsanregung am Messpunkt S4.

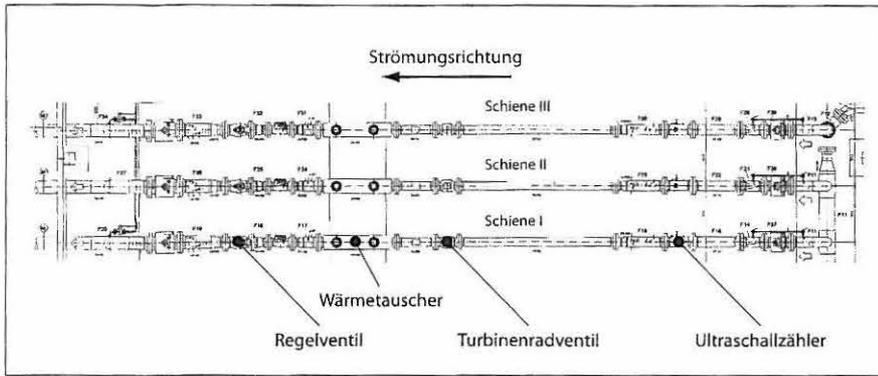


Bild 11. Aufbau der M&R-Station, auf der der Turbinenradzähler einer beidseitig abgeschieberten Schiene kontinuierlich einen negativen Durchfluss anzeigt.

Hinsichtlich der mechanischen Eigenfrequenzen wurde die Rohrleitung mit einem Impulshammer angeregt. Die niedrigste Eigenfrequenz zeigt sich – wie berechnet – im Be-

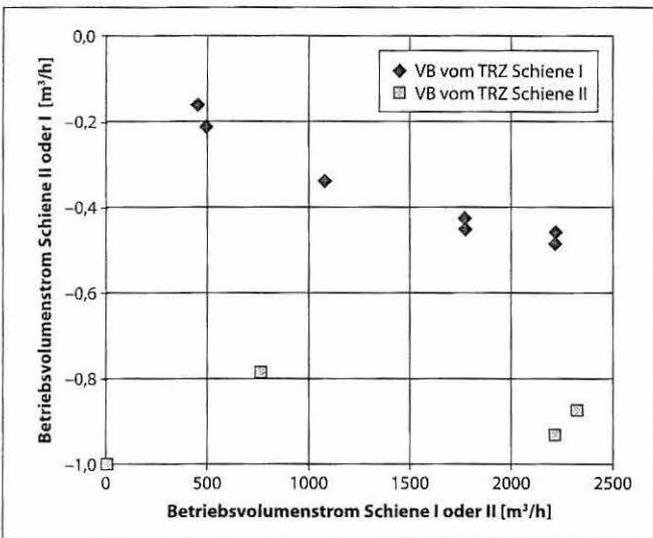


Bild 12. Angezeigter Betriebsvolumenstrom des Turbinenradzählers innerhalb der ausgangsseitig abgeschieberten Schiene I (II) über dem Betriebsvolumenstrom der aktiven Schiene II (I).

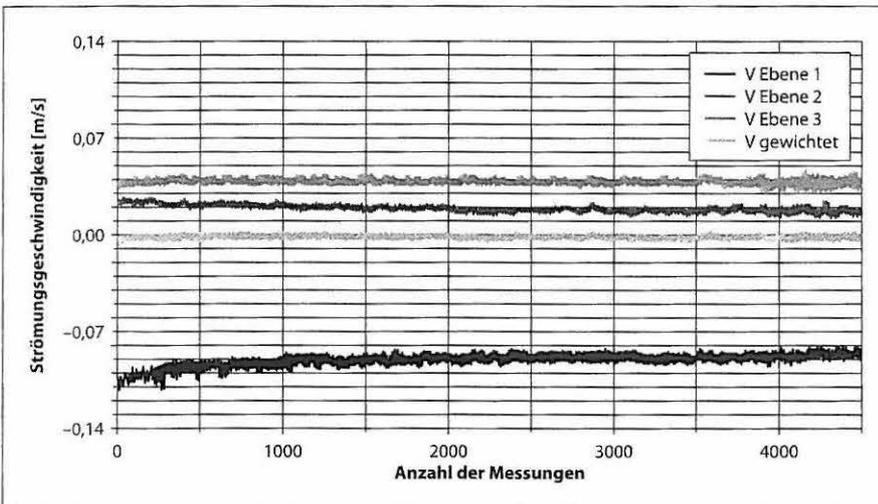


Bild 13. Vom Ultraschallzähler erfasste Strömungsgeschwindigkeiten auf dem oberen Pfad (V Ebene 1) sowie auf dem unteren Pfad (V Ebene 3).

reich von Messpunkt S4 (Bild 10). Mit ca. 13 Hz fällt diese Frequenz etwas kleiner aus als erwartet, liegt jedoch noch weit genug von der akustischen Resonanz stromauf der Regelventile entfernt. Zudem ist eine relevante Anregung dieser Eigenform – wie bereits weiter oben erläutert – ohnehin nicht zu erwarten. Entsprechend lagen die gemessenen Schwingstärken der vermessenen Rohrleitungen der Station durchweg in einem Bereich, der uneingeschränkt für den Dauerbetrieb geeignet ist.

3. Turbinenradzähler als „Perpetuum Mobile“

Es ist hinlänglich bekannt, dass insbesondere Wirbelgaszähler, aber gelegentlich auch Turbinenradzähler, in abgeschieberten Schienen einen Durchfluss anzeigen. Als Ursache für diese Anzeige sind häufig schwache akustische Resonanzen innerhalb der abgeschieberten Schiene festzustellen. Physikalisch besteht jede akustische Resonanz aus Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen. Insbesondere die Geschwindigkeitsschwankungen versetzen das Flügelrad eines Turbinenradzählers in Rotation. Obgleich der zeitliche Mittelwert der Geschwindigkeitsschwankung gleich Null ist (kein Masendurchsatz), zeigen Turbinenradzähler in dieser Situation erfahrungsgemäß einen positiven Durchfluss an.

Ein ähnliches Problem wurde auf der in Bild 11 dargestellten Messstation vermutet, auf der ein Turbinenradzähler innerhalb einer abgeschieberten Schiene einen Durchfluss anzeigte. Entgegen der Erwartungen wurde jedoch ein negativer Durchfluss am mechanischen Laufwerk des Zählers registriert. Mit dem Ziel, die Ursache für diese Anzeige zu analysieren, wurde daraufhin eine Pulsationsmessung auf der Station durchgeführt.

Im ersten Schritt wurde hierbei der Volumenstrom innerhalb der aktiven Schiene II variiert und parallel zu den Druckpulsationen der vom Turbinenradzähler der ausgangsseitig abgeschieberten Schiene I angezeigte Volumenstrom erfasst. Anschließend wurde der angezeigte Volumenstrom der jetzt ausgangsseitig abgeschieberten Schiene II parallel zu den Druckpulsationen für verschiedene Volumenströme innerhalb der Schiene I gemessen. Die jeweils in den abgeschieberten Schienen vom Turbinenradzähler ausgewählten Volumenströme sind in Bild 12 dargestellt. Vom Mengenumwerter werden die Werte nicht registriert, da sie unterhalb der Mindestmenge liegen.

Zur Erfassung der eventuell von außen eingetragenen Pulsationen wurden daraufhin beide Schienen aus-

gangsseitig abgeschiebert. Relevante Pulsationen oder Schwingungen waren in dieser Situation nicht vorhanden. Beide Turbinenradzähler zeigten dennoch weiterhin einen negativen Durchfluss an. Im nächsten Schritt wurden auch die Eingangsarmaturen der Schienen stromauf der Ultraschallzähler geschlossen, ohne dass sich das Drehen der Turbinenradzähler änderte.

Nach einer kurzen amüsanten Diskussion über die Möglichkeit eines „perpetuum mobile“ sowie den Einsatz von Turbinenradzählern zur Erzeugung von Strom kam der entscheidende Hinweis, dass die Wärmetauscher beider Schienen noch aktiv seien. Damit lag die physikalische Erklärung des Phänomens nahe: Das vom Wärmetauscher aufgeheizte Gas strömt im oberen Rohrleitungsquerschnitt in negativer Richtung durch den Turbinenradzähler. Auf diesem Weg kühlt es sich ab und strömt im unteren Rohrleitungsquerschnitt wieder zum Wärmetauscher zurück. Innerhalb der liegenden Rohrleitung bildet sich eine konvektive Zirkulationsströmung aus, wobei die Strömungsgeschwindigkeit des warmen Gases – aufgrund der geringeren Dichte (Massenerhaltung) – überwiegt und das Turbinenrad in negativer Richtung dreht.

Diese Theorie konnte durch die Einzelpfadinformationen des in Reihe geschalteten Ultraschallzählers bestätigt werden. Während der obere Pfad (Ebene 1) eine negative Strömungsgeschwindigkeit von $-0,09$ m/s anzeigte, wies der untere Pfad (Ebene 3) eine positive Geschwindigkeit von $+0,04$ m/s auf (Bild 13).

Als mögliche Lösung für das Problem ist das Abschalten des Wärmetauschers der nicht durchströmten Schiene zu benennen. Aufgrund der nur geringen vom mechanischen Zählwerk der Turbinenradzähler erfassten Mengen sowie der Tatsache, dass eine Fehlmessung innerhalb der durchströmten Schiene infolge von Pulsationen auszuschließen ist, wurde vom Betreiber jedoch entschieden, das vermeintliche „perpetuum mobile“ nicht zu stören.

4. Gasmengenmessung über einen Behälterdruck

In einer chemischen Anlage wird Wasserstoff produziert und in einen Behälter gefördert (Bild 14). Parallel wird dem Behälter Wasserstoff entnommen und über drei Kolbenverdichter der Produktionsanlage zugeführt. Die in den Behälter geförderte Menge wird über einen Wirbelgaszähler gemessen.

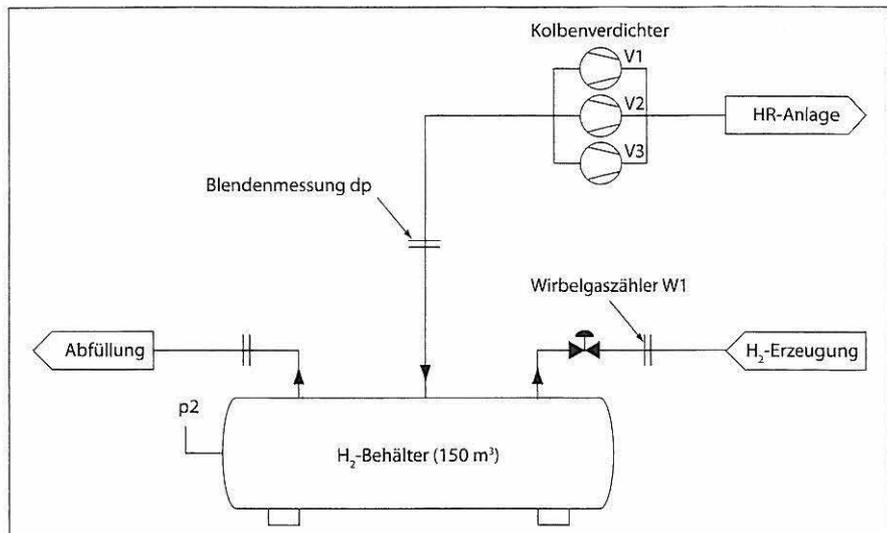


Bild 14. Flussbild der untersuchten Wasserstoff-Anlage im Bereich des 150 m³-Sammelbehälters sowie Lage des Wirbelgaszählers und der Blendenmessstelle auf der Saugseite der drei Kolbenverdichter V1, V2 und V3.

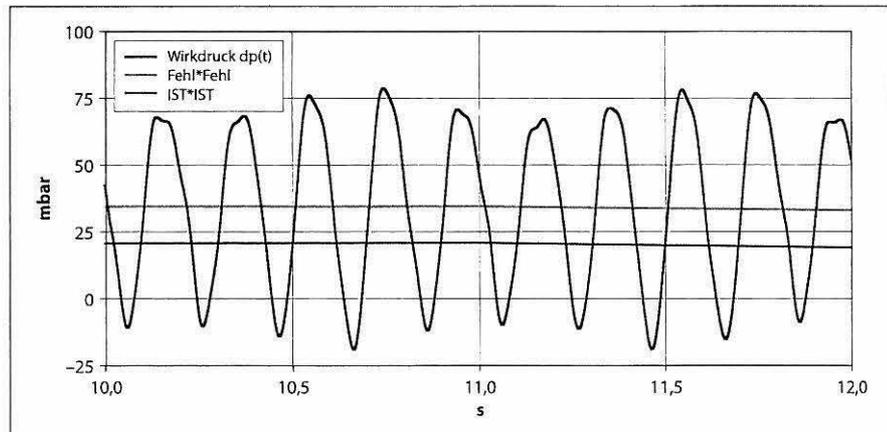


Bild 15. Tatsächlicher Wirkdruckverlauf über der Zeit t sowie berechnete Quadrate der Funktionen „Fehl“ und „IST“ (Gl. 1).

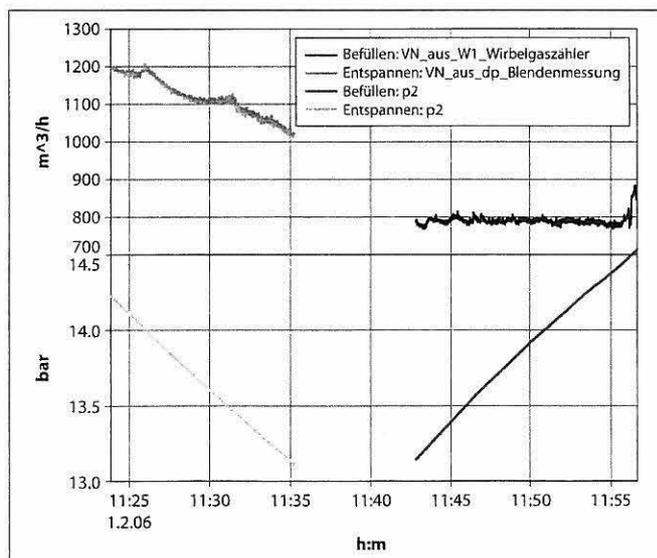


Bild 16. Angezeigter Normvolumenstrom der Blendenmessstelle während der Behälter-Entleerung und des Wirbelgaszählers während der Behälter-Befüllung sowie zugehöriger Behälter-Druckverlauf P2.

Die entnommene Menge wird über eine Blende innerhalb der Saugleitung der Verdichter erfasst. Bei der Bilanzierung zeigte sich, dass dem Behälter im Vergleich zur Produktion mehr Menge entnommen wird.

Zur Analyse der Ursache für diese Abweichung wurde daraufhin eine Pulsationsmessung im Bereich des Wirbelzählers und der Blendenmessstelle durchgeführt. Am Wirbelzähler ergaben sich keine Auffälligkeiten. An der Blende zeigten sich jedoch starke Wirkdruckschwankungen (Bild 15), die durch die ca. 150 m entfernten Kolbenverdichter ange-regt wurden. Der temporär negative Wirkdruck lässt sogar ein periodisches Rückströmen in den Behälter vermuten.

Infolge des üblichen trägen Differenzdrucktransmitters kommt es an der mit einem pulsierenden Volumenstrom beaufschlagten Blendenmessstelle entsprechend der Beziehung

$$\text{Fehl} = \sqrt{\overline{\Delta p(t)}} > \sqrt{\Delta p(t)} = \text{IST} \quad \text{Gl. (1)}$$

mit

$\Delta p(t)$ tatsächlicher Wirkdruckverlauf als Funktion der Zeit t

$\overline{(\quad)}$ zeitlicher (linearer) Mittelwert einer Funktion

zu einem erheblichen Messfehler (Mehranzeige). Im vorliegenden Fall führt allein dieser sogenannte „Wurzelfehler“ zu einer Mehranzeige von ca. 31 % bezogen auf den tatsächlichen Durchsatz.

Zur Überprüfung dieser Korrektur wurde in einem gesonderten Versuch

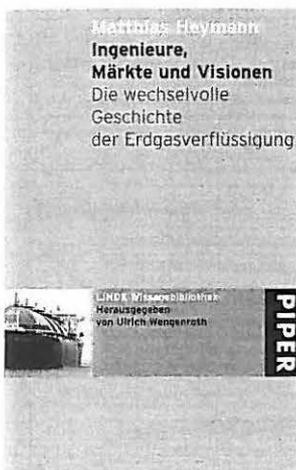
- der Behälter über den Wirbelgaszähler befüllt, während alle Abgänge aus dem Behälter verschlossen waren (Bild 16)
- der Behälter über die Blendenmessstelle bei aktiven Verdichtern entleert, während alle anderen Abgänge sowie die Befüllung abgeschiebert waren (Bild 16).

Über den Befüllvorgang wurde der Polytropenexponent bestimmt, mit dem der Wasserstoff innerhalb des Behälters während der Befüllung verdichtet wird. In Kenntnis dieses Exponenten kann über den Druckabfall während der Entleerung der austretende Massenstrom berechnet werden. Im Vergleich zu dem von der Messblende angezeigten Massenstrom ergibt sich der gesuchte Messfehler, der im vorliegenden Fall ca. 36 % bezogen auf den tatsächlichen Durchfluss beträgt. Der oben genannte „Wurzelfehler“ ist demnach bei einer Blendenmessstelle innerhalb einer pulsierenden Strömung der primäre Grund für die erheblichen Mehranzeigen (Fehlmessungen).

Zur Sanierung der beschriebenen Situation bietet sich folglich entweder die Minderung der Pulsationen (z. B. Pulsationsdämpfer) oder die Implementierung einer Pulsationskorrektur für die Blendenmessstelle an.

(Manuskripteingang: 23. Mai 2006)

Buchbesprechung



Ingenieure, Märkte, Visionen. Die wechselvolle Geschichte der Erdgasverflüssigung.

Von Matthias Heymann. Hrsgg. von Ulrich Wengeroth. LINDE Wissenschaftsbibliothek. München – Zürich: Piper Verlag 2006. Zweisprachig dt./engl., jeweils ca. 160 S., 33 Abb., 4 Tab., 206 Lit., Format 19,5x13 cm, geb., Preis 19,90 €. ISBN 13: 978-3-492-04844-6 u. ISBN 10: 3-492-04844-7.

Am Anfang stand eine Vision – der Transport von Erdgas als LNG*) per Schiff über bislang als unüberbrückbar geltende Distanzen. Für die Erdgaswirtschaft der Industrieländer eine völlig neue Chance zur Nutzung auch weit entfernt in überseeischen Regionen gelegenen Erdgasquellen – für die Inge-

nieure des Faches eine ebenso neue wie große Herausforderung.

Wie es in den 50er-Jahren des vorigen Jahrhunderts in den USA dazu kam, das erfährt der Leser in den ersten beiden Kapiteln dieses Buches. Zur Einführung in die Thematik gibt der Autor, Priv.-Dozent für Technik- und Umweltgeschichte an der TU Berlin, einen Einblick in die Geschichte der Verflüssigung von Gasen von den Anfängen bis hin zur Tieftemperaturtechnik. Nach einem kurzen Rückblick in die Geschichte der Gasversorgung in den USA und in Europa leitet die Darstellung der durch zunehmende Probleme der Erdgasbeschaffung und der Spitzengasdeckung gekennzeichnete Situation der Erdgasversorgung zum Thema des Buches über.

In der Erdgaswirtschaft fand die Gasverflüssigung ihre erste Anwendung in größerem Stil in den USA in den 40er-Jahren mit dem Bau eigenständiger Verflüssigungs-/Spei-

*) LNG = liquified natural gas