

### **3. KÖTTER-Workshop Gasmengenmessung**

**15. / 16. März 2006**

**Vortrag 11**

**Gasmengenmessung  
– Phänomene erkennen, analysieren, sanieren –**

**Dr.-Ing. Andreas Brümmer**  
KÖTTER Consulting Engineers



## **Gasmengenmessungen**

### **- Phänomene erkennen, analysieren, sanieren -**

1. Einleitung
2. Schwingungsuntersuchungen zum Neubau der ÜRA Bernburg/Peißen
3. Turbinenradzähler als "perpetuum mobile"
4. Gasmengenmessung über einen Behälterdruck
5. Zusammenfassung

#### **1.) Einleitung**

Auf Gasmengen-Messstationen kommt es gelegentlich zu auffälligen Effekten. Es treten plötzlich ungewöhnliche Schwingungen auf, Thermoelemente 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 Regelstationen 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 Strukturberechnungen 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 vom Ausgangsflansch 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 (Abb. 1, Bereich Messpunkt S27) wurden jedoch leicht erhöhte Rohrleitungsschwingungen festgestellt (Abb. 2). Anhand dieses Problems lassen sich zwei schwingungstechnisch essenzielle physikalische Effekte erläutern und darauf aufbauend ein wesentliches Kriterium zur Prüfung von Planungsunterlagen begründen.

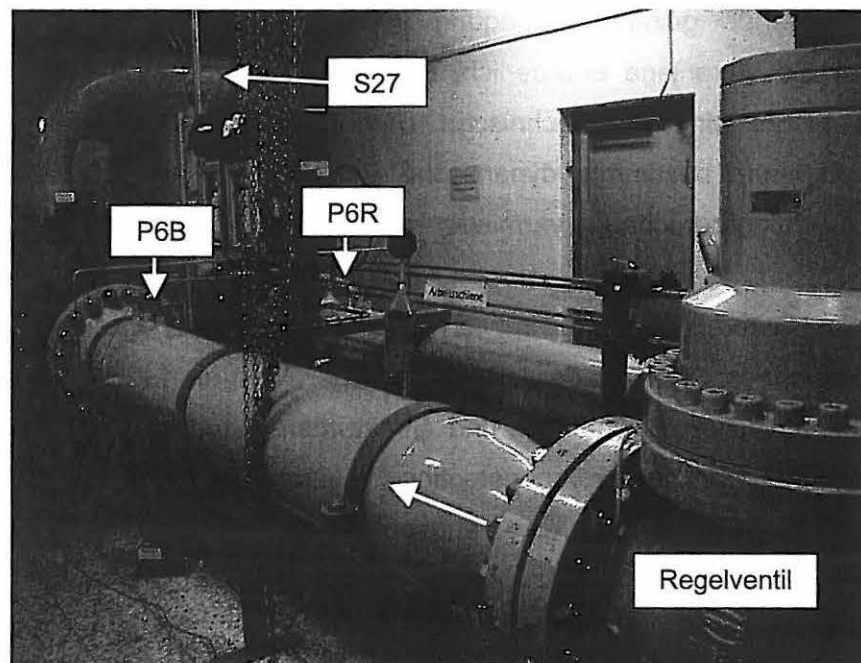


Abb. 1: Auslaufstrecken der Arbeits- und Betriebsschiene einer M&R-Station stromab der Regelventile sowie Lage der Druckmesspunkte P6B und P6R sowie des Schwingungsmesspunktes S27.

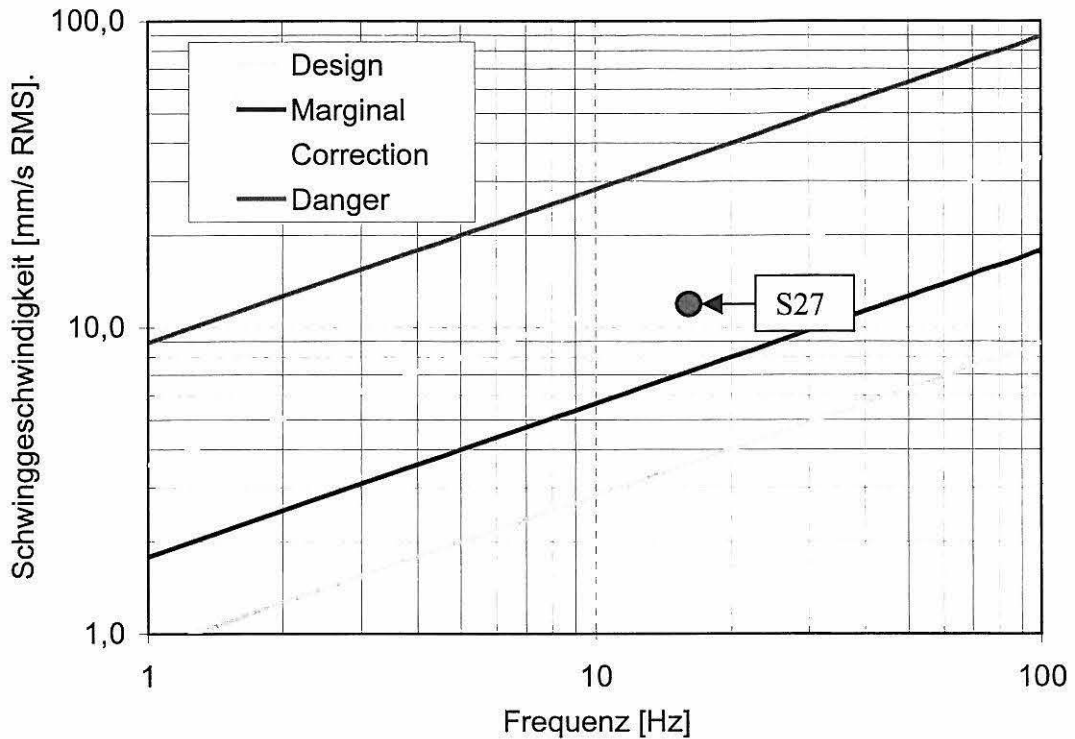


Abb. 2: Richtwerte für zulässige Rohrleitungsschwingungen entsprechend der VDI-Richtlinie 3842 „Schwingungen in Rohrleitungssystemen“ sowie Messwert des Messpunktes S27.

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 (Abb. 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.

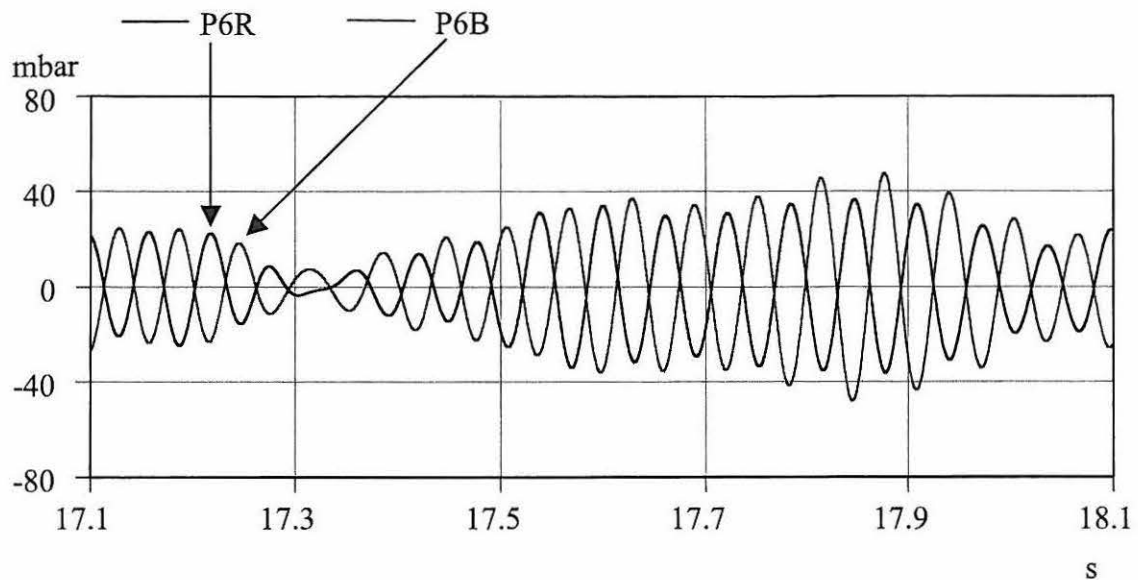


Abb. 3: Zeitgleich erfasster dynamischer Druckverlauf an den Messpunkten P6B und P6R (ohne statischen Mittelwert).

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 ungünstigerweise 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 (Abb. 4).

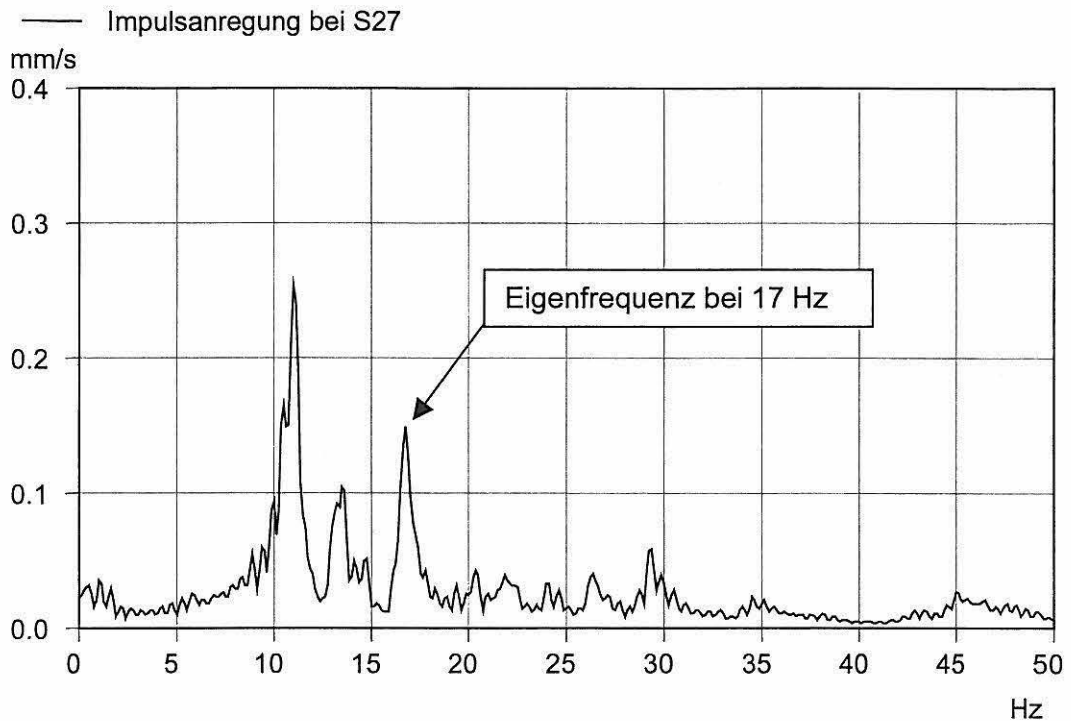


Abb. 4: Amplitudenspektrum der sich bei einer Impulsanregung ergebenden Schwingungen am Messpunkt S27 (Anlage außer Betrieb).

Die erhöhten Schwingungen im Bereich des Messpunktes S27 werden entsprechend durch eine akustische Resonanz angeregt und durch eine benachbarte mechanische Eigenfrequenz resonant verstärkt. Gerade dieses Zusammentreffen von akustischen und mechanischen Eigenfrequenzen ist generell zu vermeiden. Die Rohrleitungsführung der untersuchten Anlage wurde daher umgebaut (Abb. 5). Durch eine schwingungstechnische Abnahmemessung konnte anschließend die gute Wirkung des Umbaus hinsichtlich der genannten Schwingungsproblematik bestätigt werden.

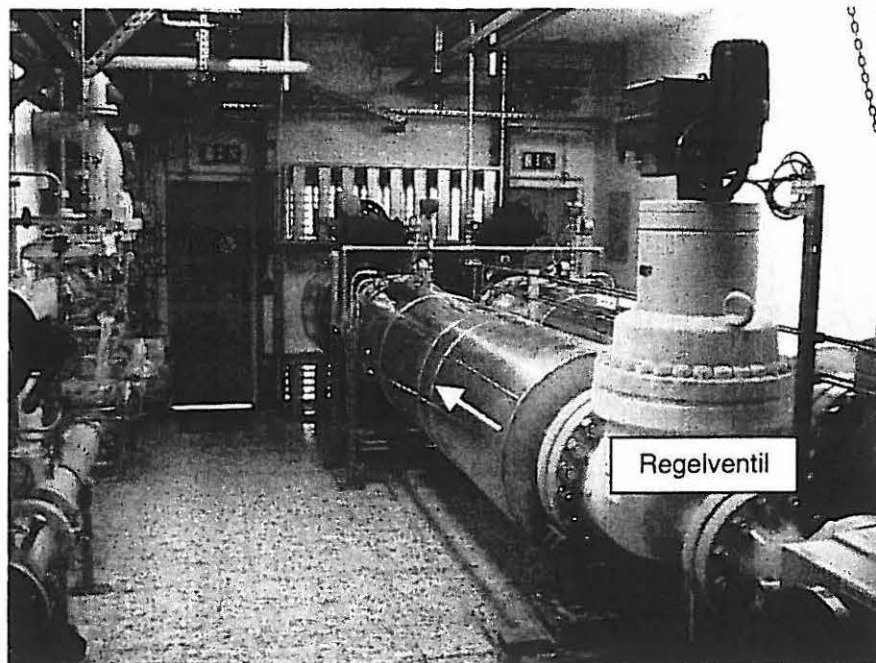


Abb. 5: Auslaufstrecken der Arbeits- und Betriebsschiene einer M&R-Station stromab der Regelventile nach Umbau der Rohrleitung im Bereich des Messpunktes S27.

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 erwarteten 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 in Abb. 6 dargestellte Anlagenabschnitt einer numerischen Strömungssimulation unterzogen, bei der die instationären Strömungsverhältnisse innerhalb der Rohrleitungen für verschiedene Betriebszustände ermittelt wurden. Als anregende Quelle für Druck- und Volumenstromschwankungen wurden 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.

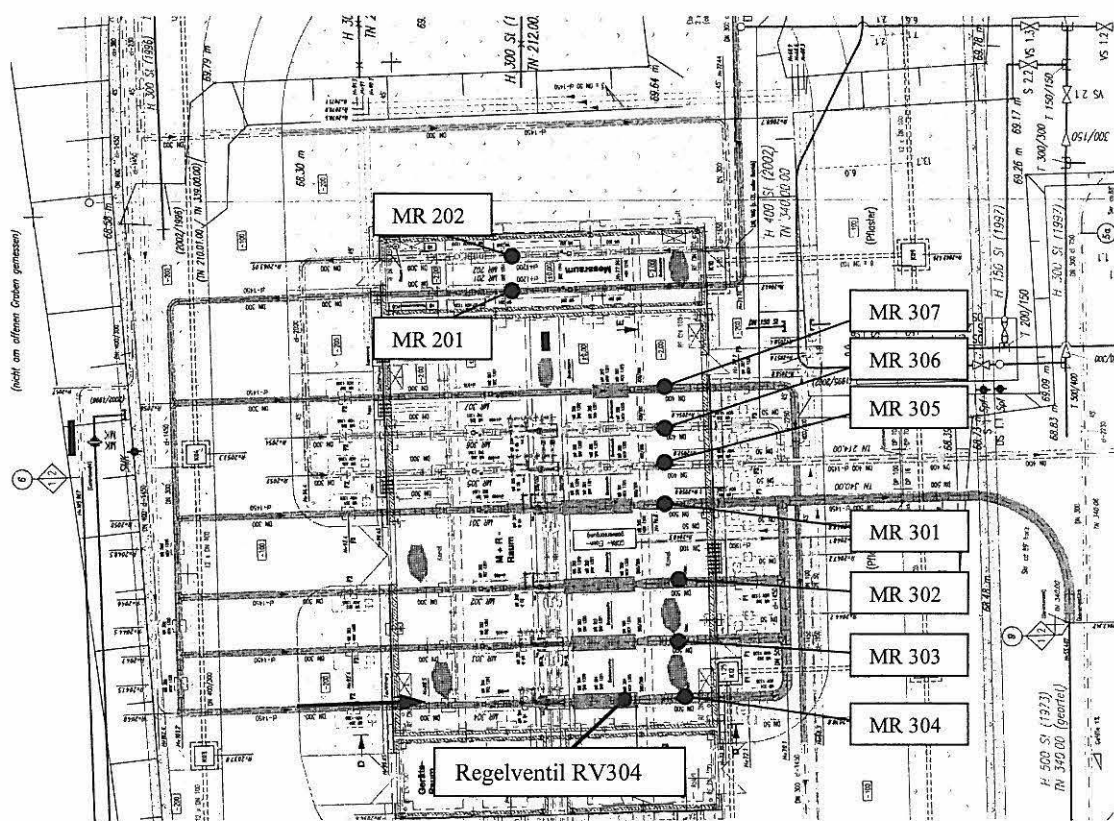


Abb. 6: Neubau der ÜRA Bernburg/Peißen und Bezeichnung der Mess- und Regelstrecken sowie strömungstechnisch simulierter Rohrleitungsbereich.

Ergebnis dieser Strömungssimulation sind die resultierenden Druck- und Volumenstromschwankungen für beliebige Punkte innerhalb der simulierten Rohrleitungsabschnitte. Ein entsprechendes Amplitudenspektrum ist in Abb. 7 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 akustische Resonanz bei 10 Hz

vorhanden. Bei diesen Resonanzen handelt es sich um "stehende Wellen", die sich - wie in Abb. 3 dargestellt - zwischen den benachbarten Regelstrecken ausbilden ( $n \lambda/2$ -Resonanzen mit  $n \in [1, 2 \dots]$ ).

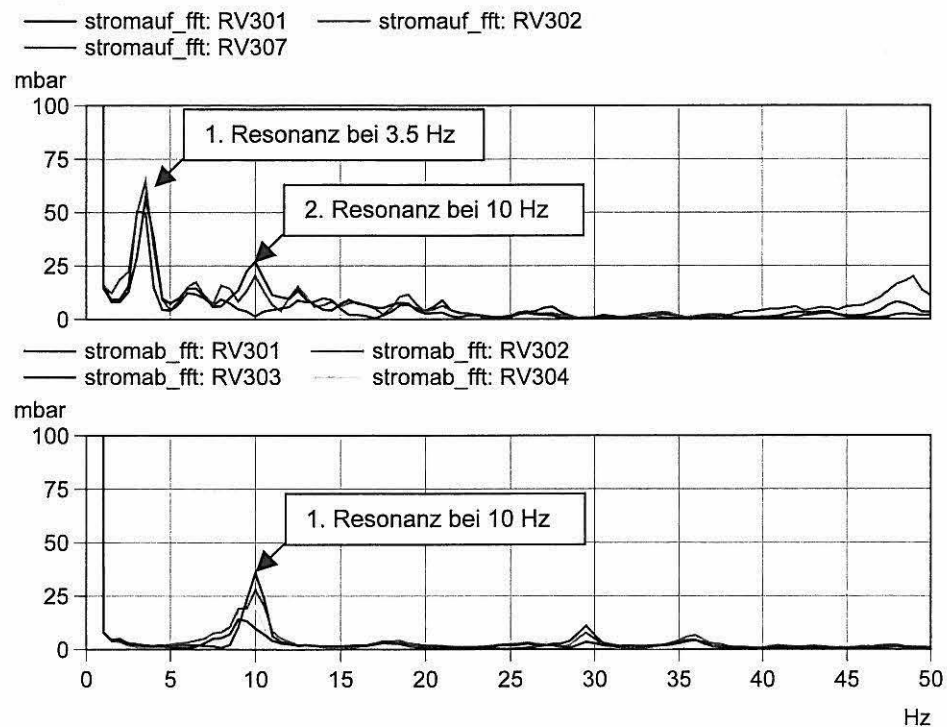


Abb. 7: „Peak-Hold“ Amplitudenspektren der berechneten Druckschwankungen unmittelbar stromauf (vor) der Regelventile RV301, RV302 und RV307 sowie stromab (hinten) der Regelventile RV301, RV302, RV303 und RV304 bei einem Volumenstrom von 150.000 Nm<sup>3</sup>/h innerhalb der Regelstrecke MR302.

Im zweiten Schritt wurde von den oberirdisch verlegten Rohrleitungen sowie deren Halterungen ein rechentechnisches Strukturmodell erstellt. Für eine Regelstrecke ist dieses Modell in [Abb. 8](#) dargestellt. Als niedrigste Eigenfrequenz dieser Struktur erweist sich die in [Abb. 9](#) 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 aufgespannte Ebene. Die in dieser Ebene vorhandenen Eigenfrequenzen liegen jedoch oberhalb von 20 Hz, so dass ein Zusammentreffen von akustischer und mechanischer Eigenfrequenz im genannten Frequenzbereich ausgeschlossen werden kann.

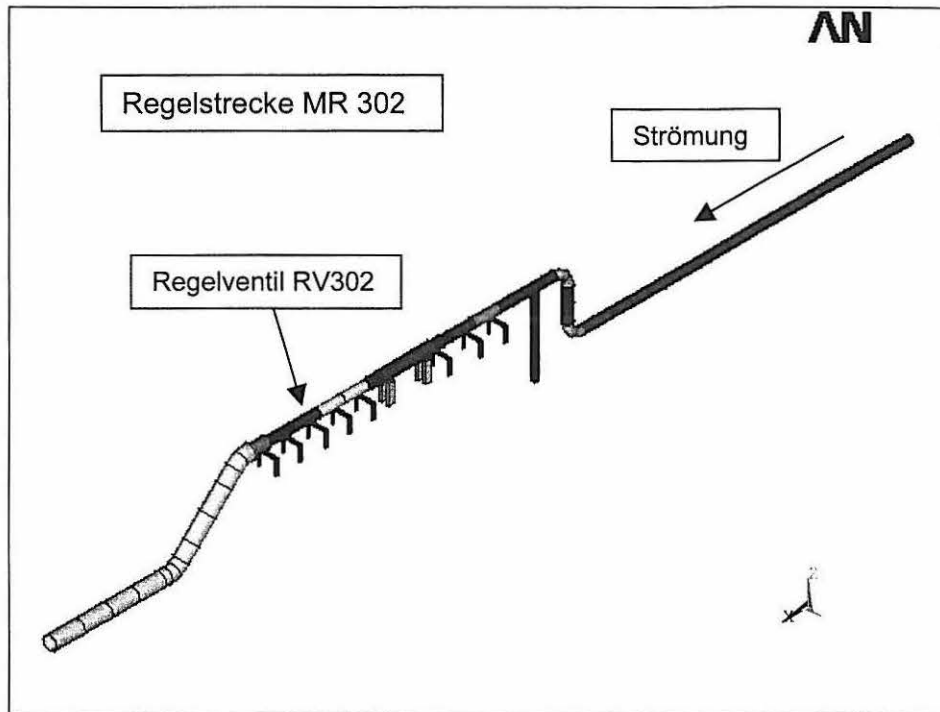


Abb. 8: FE-Modell der Regelstrecke MR302 sowie der zugehörigen Auflagern und Stützen.

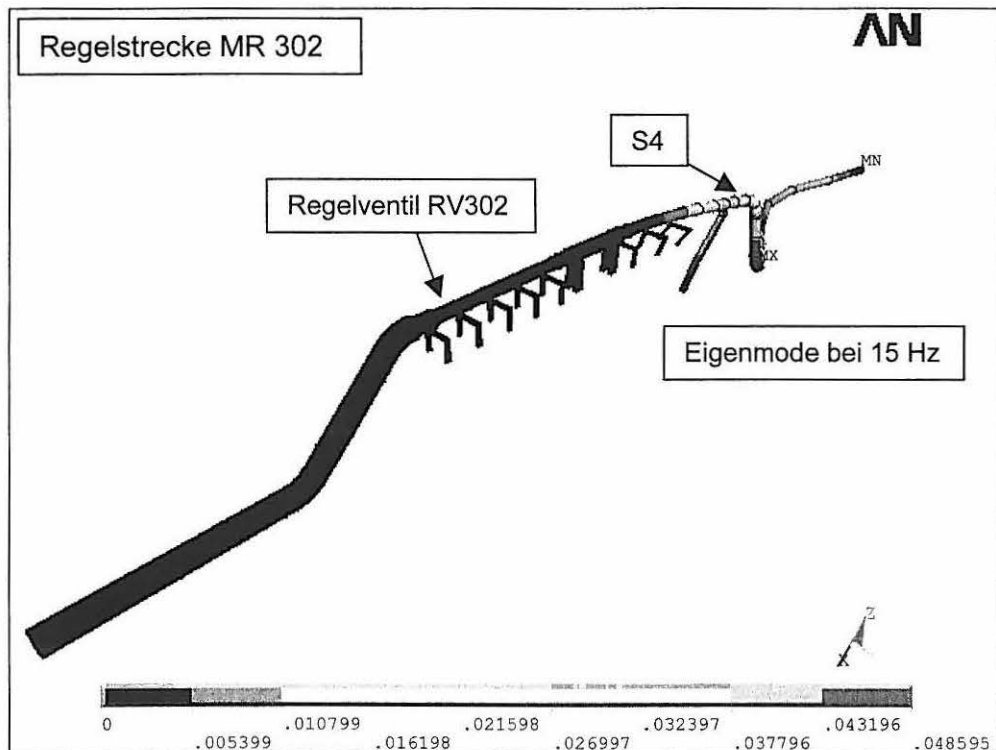


Abb. 9: Schwingungsform der niedrigsten berechneten Eigenmode der Regelstrecke MR302 bei 15 Hz.

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 (Abb. 10). 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. Abb. 7). Die Amplituden sind bei dieser Regelstrecke im Vergleich zur Prognose jedoch deutlich kleiner.

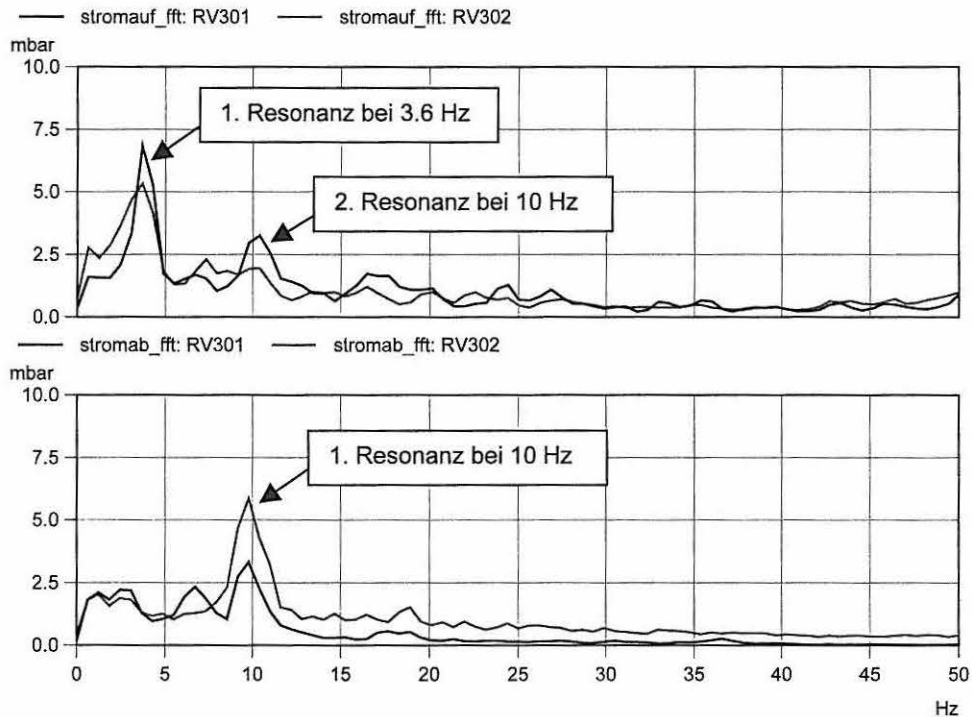


Abb. 10: „Peak-Hold“ Amplitudenspektren der gemessenen Druckschwankungen unmittelbar stromauf und stromab der Regelventile RV301 und RV302 bei einem Volumenstrom von 150.000 Nm<sup>3</sup>/h innerhalb der Regelstrecke MR302.

Hinsichtlich der mechanischen Eigenfrequenzen wurde die Rohrleitung mit einem Impulshammer angeregt. Die niedrigste Eigenfrequenz zeigt sich - wie berechnet - im Bereich von Messpunkt S4 (Abb. 11). 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.

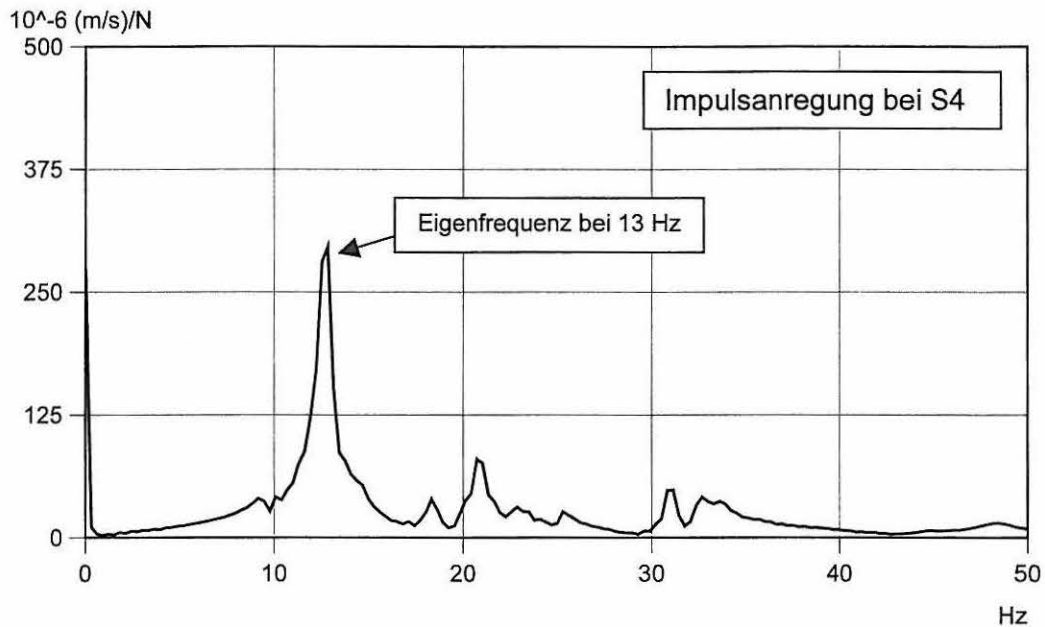


Abb. 11: Gemessene Übertragungsfunktion zwischen der Kraftanregung und der Rohrleitungsschwingung bei einer Impulsanregung am Messpunkt S4.

### 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 Massendurchsatz), zeigen Turbinenradzähler in dieser Situation erfahrungsgemäß einen positiven Durchfluss an.

Ein ähnliches Problem wurde auf der in [Abb. 12](#) dargestellten Messstation vermutet, auf der ein Turbinenradzähler innerhalb einer abgeschieberten Schienen 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.

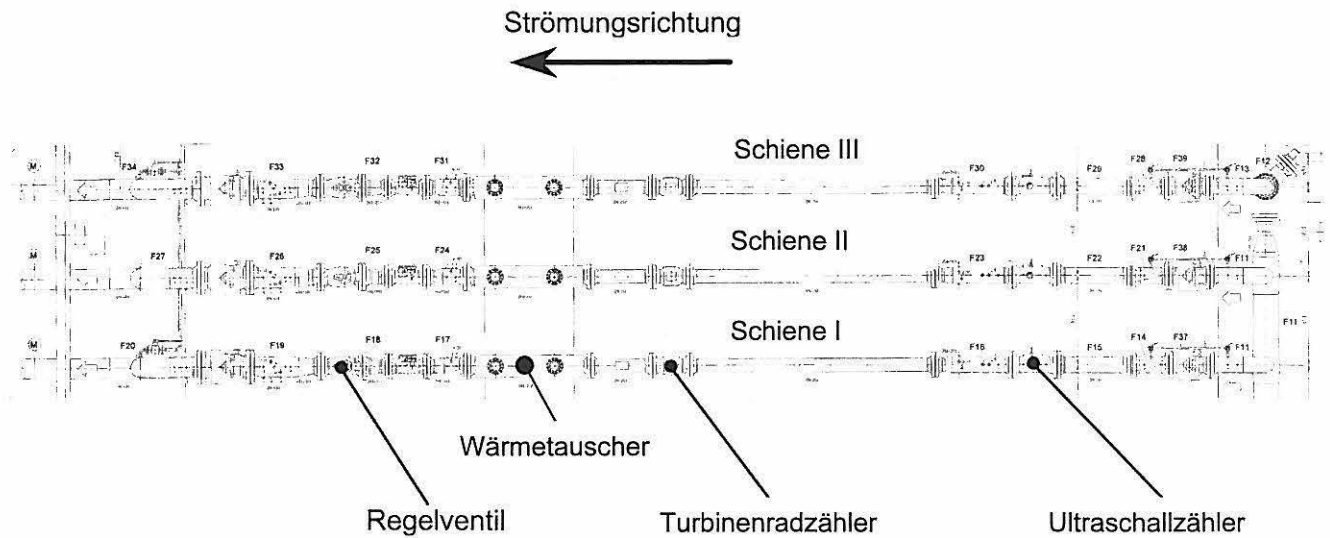


Abb. 12: Aufbau der M&R-Station, auf der der Turbinenradzähler einer beidseitig abgeschieberten Schiene kontinuierlich einen negativen Durchfluss anzeigt.

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 [Abb. 13](#) dargestellt. Vom Mengenumwerter werden die Werte nicht registriert, da sie unterhalb der Mindestmenge liegen.

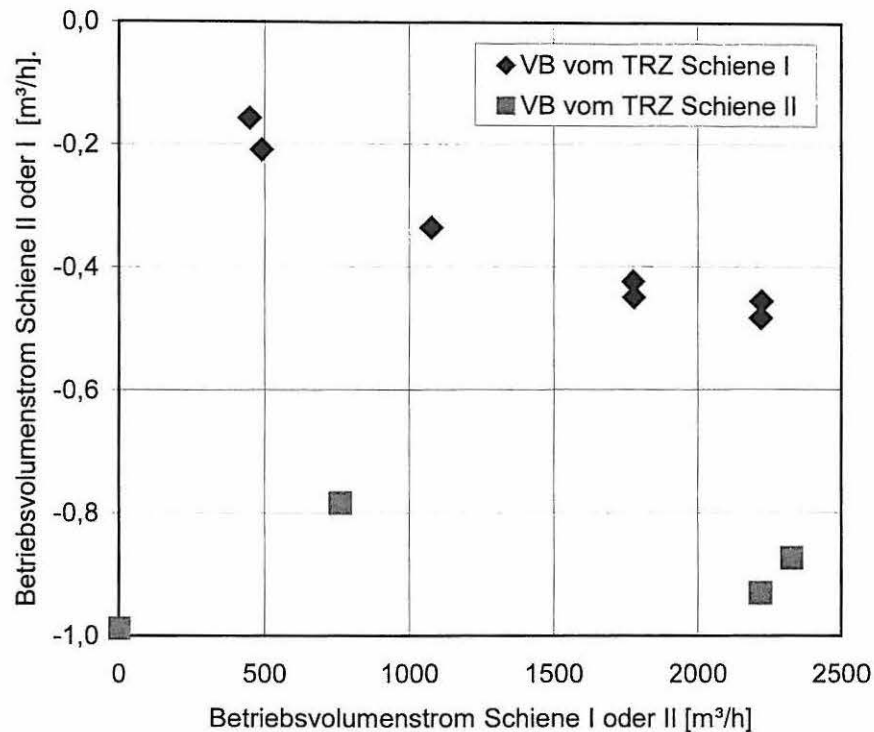


Abb. 13: Angezeigter Betriebsvolumenstrom des Turbinenradzählers innerhalb der ausgangsseitig abgeschieberten Schiene I (II) über dem Betriebsvolumenstrom der aktiven Schiene II (I).

Zur Erfassung der eventuell von außen eingetragenen Pulsationen wurden daraufhin beide Schienen ausgangsseitig 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 (Abb. 14).

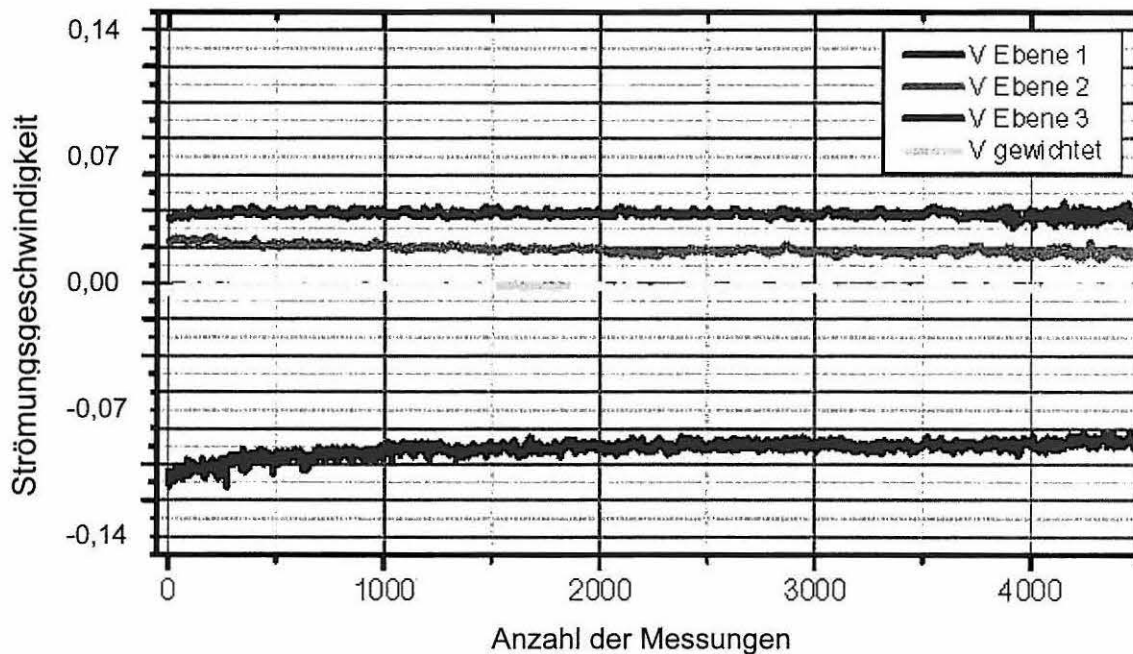


Abb. 14: Vom Ultraschallzähler erfasste Strömungsgeschwindigkeiten auf dem oberen Pfad (V Ebene 1) sowie auf dem unteren Pfad (V Ebene 3).

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 Turbinenzähler 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 (Abb. 15). Parallel wird dem Behälter Wasserstoff entnommen und über drei Kolbenverdichter der Produktionsanlage zugeführt. Die in den Behälter geförderte Menge wird über



einen Wirbelgaszähler gemessen. 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.

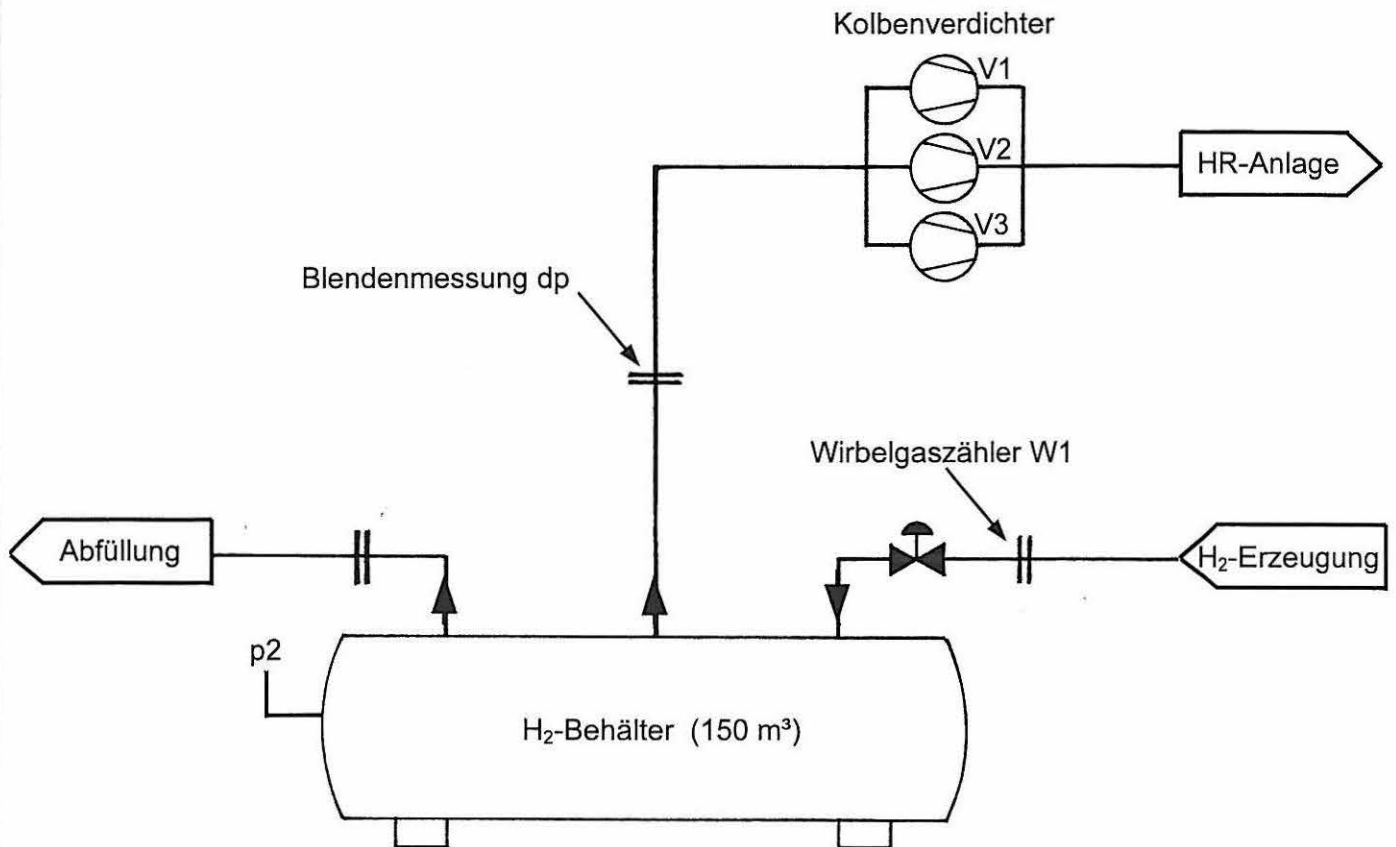


Abb. 15: Flussbild der untersuchten Wasserstoff-Anlage im Bereich des 150 m<sup>3</sup>-Sammelbehälters sowie Lage des Wirbelgaszählers und der Blendenmessstelle auf der Saugseite der drei Kolbenverdichter V1, V2 und V3.

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 (Abb. 16), die durch die ca. 150 m entfernten Kolbenverdichter angeregt wurden. Der temporär negative Wirkdruck lässt sogar ein periodisches Rückströmen in den Behälter vermuten.

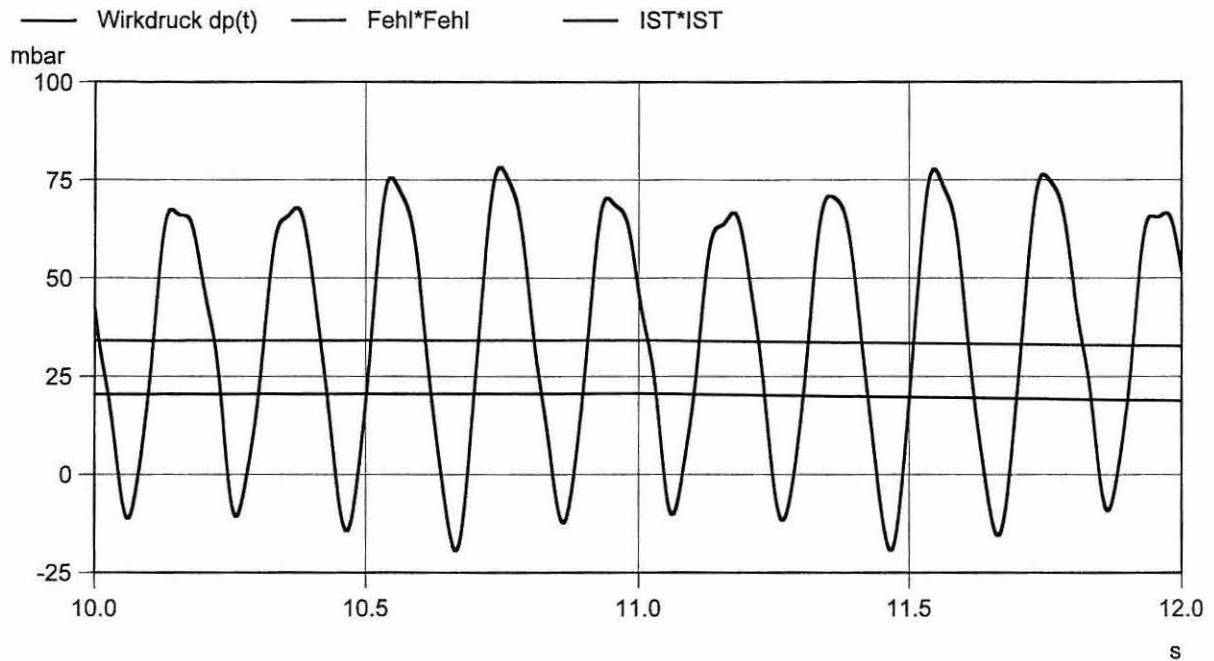


Abb. 16: Tatsächlicher Wirkdruckverlauf  $\Delta p(t)$  über der Zeit  $t$  sowie berechnete Quadrate der Funktionen „Fehl“ und „IST“ (Gl. 1).

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

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

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

- a) der Behälter über den Wirbelgaszähler befüllt, während alle Abgänge aus dem Behälter verschlossen waren (Abb. 17).

- b) der Behälter über die Blendenmessstelle bei aktiven Verdichtern entleert, während alle anderen Abgänge sowie die Befüllung abgeschiebert waren (Abb. 17).

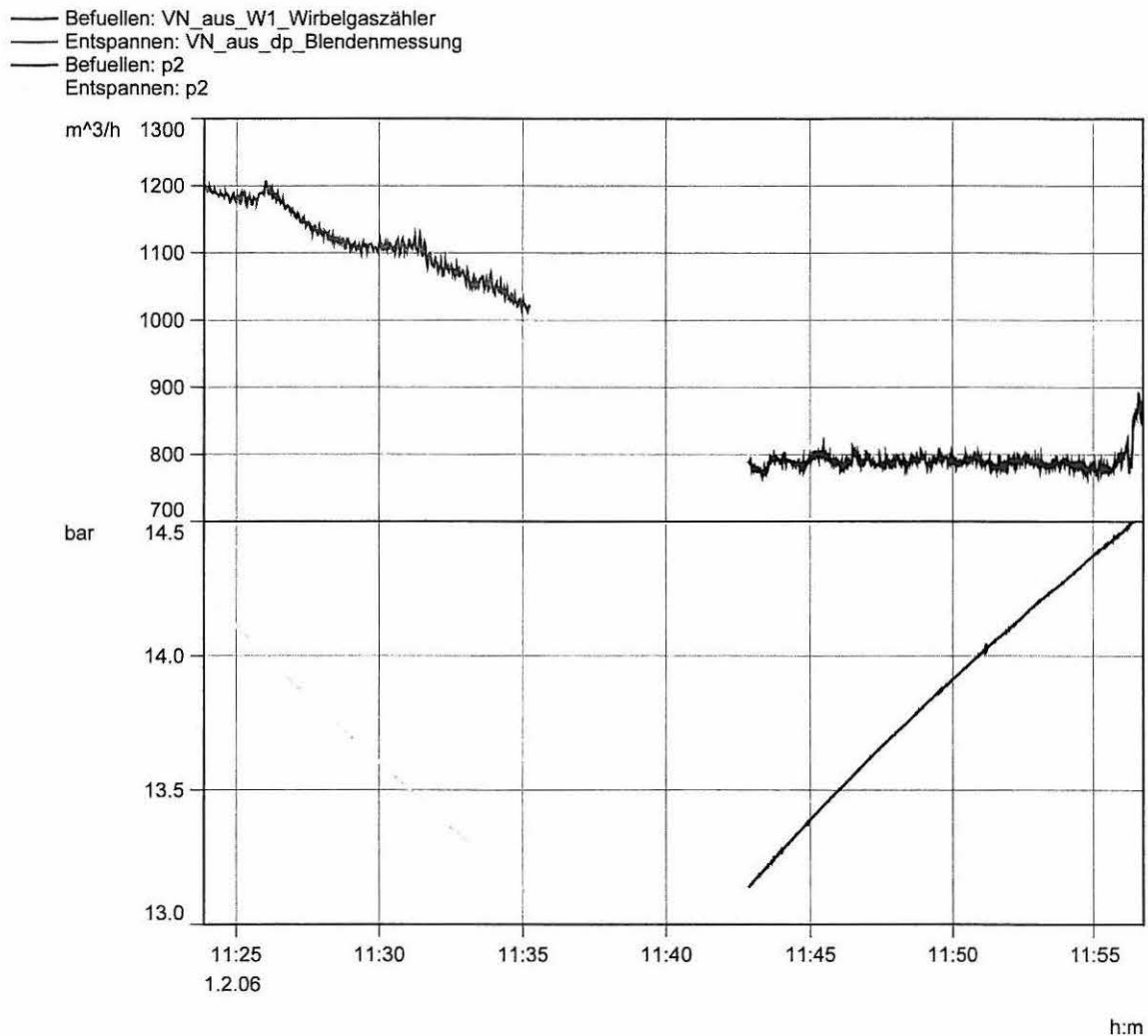


Abb. 17: Angezeigter Normvolumenstrom der Blendenmessstelle während der Behälter-Entleerung und des Wirbelgaszählers während der Behälter-Befüllung sowie zugehöriger Behälter-Druckverlauf P2.

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.

## **5.) Zusammenfassung**

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 innerhalb 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 unabhängige Wege quantifiziert. Hierbei zeigt sich, dass eine Blendenmessstelle innerhalb einer pulsierenden Strömung primär aufgrund des „Wurzelfehlers“ einen zum Teil erheblich zu großen Durchsatz anzeigt.

