

## **12. Workshop Kolbenverdichter**

**22. / 23. Oktober 2008**

**Vortrag Nr. 9**

**Können Wärmetauscher  
Schwingungen anregen?**

**Dr.-Ing. Johann Lenz**

**KÖTTER Consulting Engineers KG**

## Können Wärmetauscher Schwingungen anregen?

### **1. Abstract**

Kolbenverdichter sind oft Verursacher von schwingungstechnischen Problemen. Durch ihre Arbeitsweise bedingt treten Druckpulsationen auf, die abhängig von den Randbedingungen in erhöhten Rohrleitungs- oder Anlagenschwingungen wiederzufinden sind. Jedoch wurden bei einer Vielzahl der von KCE durchgeführten schwingungstechnischen Untersuchungen auch Schwingungsanregungen ohne den Betrieb von Kolbenverdichtern festgestellt. Dabei konnten immer wieder im Zusammenhang mit Wärmetauschern auftretende Gassäulenschwingungen festgestellt werden, die vom außenstehenden Betrachter als Rohrleitungsschwingungen optisch oder auch akustisch wahrgenommen werden. Zu einer Gefährdung hinsichtlich der Anlagensicherheit kommt es in der Regel jedoch erst dann, wenn die Frequenz der Gassäulenschwingung und der strukturellen Rohrleitungseigenschwingung übereinstimmen. In diesem Fall treten resonante Schwingungserhöhungen auf, die durchaus zu Schäden führen können [1].

Als ein typisches Beispiel wird nachfolgend eine Untersuchung an einer Gasdruckregelstation beschrieben. Der Aufbau einer Gasdruckregelstation besteht aus einer oder mehreren Betriebs- und Reserveschienen. In der Regel wird das Erdgas vor der Druckreduzierung durch den Wärmetauscher erhitzt, um mit dem Druckabfall und dem unvermeidlichen Joule-Thomson-Effekt eine zu tiefe Absenkung der Gastemperatur zu vermeiden. Mitentscheidend für die Entstehung von Gassäulenschwingungen – auch als Druckpulsationen bezeichnet – sind neben den Gaseigenschaften die Geometrie der Rohrleitung sowie Ort und Art der eigentlichen Anregungsquelle.

Bei den bisher durchgeführten messtechnischen Untersuchungen wurden immer wieder erhöhte Gassäulenschwingungen zwischen dem Regler, der durchströmten Betriebsschiene und dem Regler der benachbarten nicht durchströmten Reserveschiene festgestellt. Dies wird nachfolgend anhand von Messergebnissen einer durchgeführten Untersuchung dargestellt.

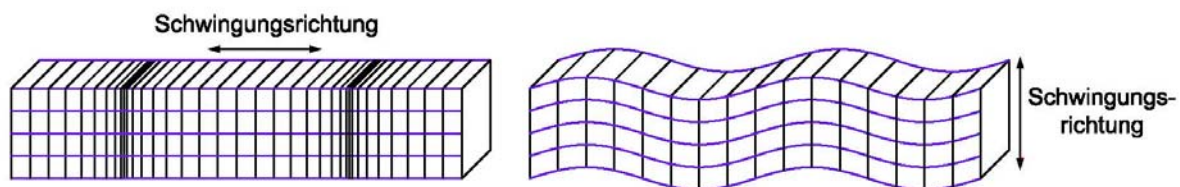
Das Phänomen der akustischen Resonanz und der damit verbundenen Rohrleitungsschwingungen oder auch die Beeinflussung der vorgeschalteten Mengenmessenrichtung ist länger bekannt. Unklar war bisher, warum in Abhängigkeit der Gaserwärmung durch den Wärmetauscher erhöhte Druckpulsationen auftreten und sich in ihrer Intensität in Abhängigkeit der zugeführten Wärmemenge verändern. Dies konnte jetzt – nach Analyse

aller vorliegenden Daten – auf eine thermoakustische Instabilität zurückgeführt werden. Dabei tritt durch die lokale Wärmezufuhr im Wärmetauscher eine Druckschwankung auf, die sich durch die Reflexionen im weiterführenden Rohrleitungssystem, z. B. am Druckregler, zu einer akustischen Resonanz aufbaut.

Das Prinzip dieses thermoakustisch bedingten Vorganges wird anhand eines auf die Problemstellung angepassten Experimentes vorgestellt. Anschließend wird der thermoakustische Effekt in einer theoretischen Betrachtung hinsichtlich der Anregung akustischer Resonanzen in einer Gasdruckregelstation näher analysiert. Auf Basis der erarbeiteten Ergebnisse werden Minderungsmaßnahmen sowohl für die Planungsphase von Neuanlagen als auch für bestehende Anlagen vorgestellt.

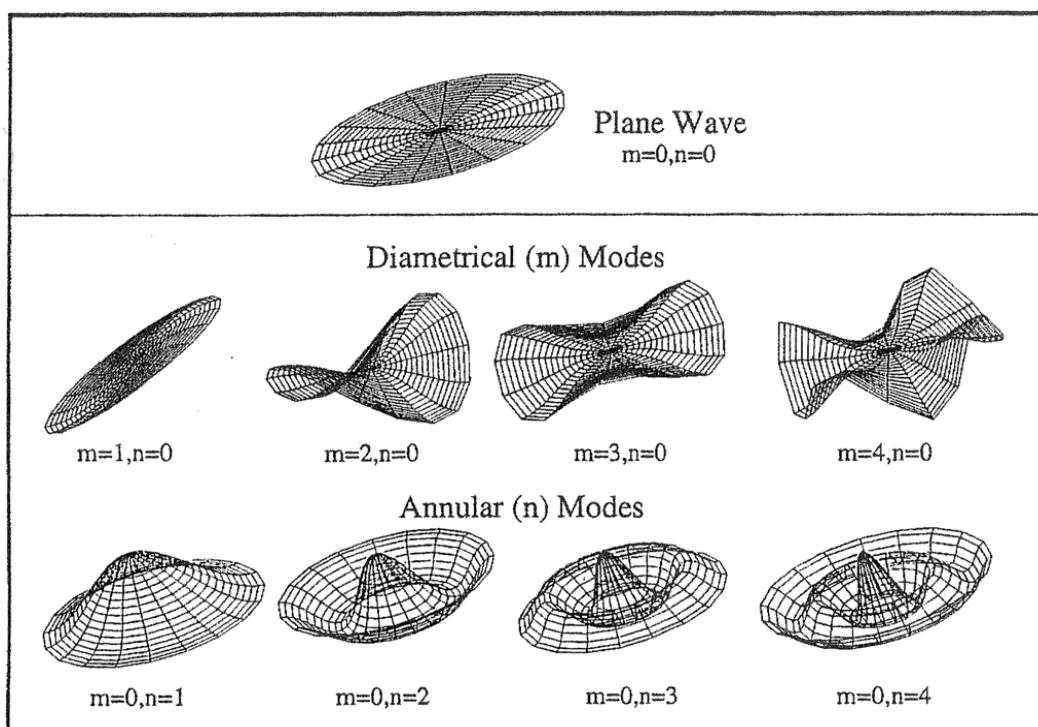
## **2. Akustische Grundlagen**

Ein Unterscheidungsmerkmal verschiedener akustischer Wellen ist deren Ausbreitungsrichtung innerhalb der Rohrleitung. Neben einer Ausbreitungsrichtung „längs“ in Rohrleitung ist auch die Ausbreitung „quer“ zur Rohrleitungsrichtung möglich (Abbildung 1)



**Abbildung 1:** Akustische Wellenausbreitung in Längs- und Querrichtung.

Die sich ausbreitenden Wellen werden z. B. an Einbauten oder Umrundungen reflektiert. Durch Überlagerung von einfallenden und reflektierten Wellen können sich sowohl in Längsrichtung („Plane Wave“) als auch in Querrichtung akustische Resonanzen („Diametrical“ oder „Annular Mode“) ausbilden (siehe Abbildung 2). Bei diesen Quermoden unterscheidet man zwischen Anzahl der radialen ( $n$ ) und der über den Umfang verteilten Knotenlinien ( $m$ ).



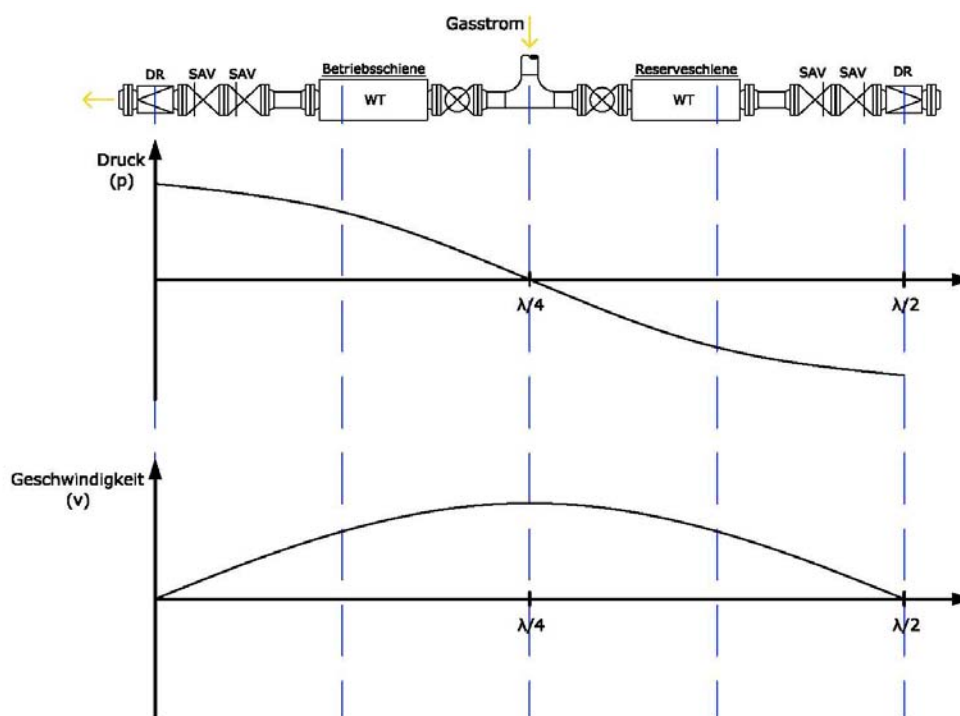
**Abbildung 2:** Graphische Darstellung des Verstärkungsmechanismus akustischer Resonanzen in Rohrleitungen.

Nachfolgend sind beispielhaft für einen typischen Rohrlungsdurchmesser von  $D = 250 \text{ mm}$  die Frequenzen der akustischen Quermoden für Erdgas ( $c = 400 \text{ m/s}$ ) dargestellt.

<b>D = 250 mm</b>	<b>m = radiale Knotenanzahl</b>				
	<b>m = 0</b>	<b>m = 1</b>	<b>m = 2</b>	<b>m = 3</b>	<b>m = 4</b>
<b>n = kreisförmige Knotenanzahl</b>					
<b>n = 0</b>	0 Hz	1951 Hz	3575 Hz	5180 Hz	6784 Hz
<b>n = 1</b>	937 Hz	2715 Hz	4349 Hz	5964 Hz	7568 Hz
<b>n = 2</b>	1553 Hz	3417 Hz	5078 Hz	6707 Hz	8327 Hz
<b>n = 3</b>	2140 Hz	4085 Hz	5781 Hz	7431 Hz	9060 Hz
<b>n = 4</b>	2709 Hz	4726 Hz	6458 Hz	8128 Hz	9778 Hz

**Tabelle 1:** Berechnete akustische Quermodenfrequenzen (Erdgas) für einen Rohrlungsdurchmesser von  $D = 250 \text{ mm}$ .

Die Quermodenfrequenzen sind in der Regel eher als hochfrequent einzustufen (Tabelle 1) und oft mit erhöhter Lärmbelastigung verbunden. Demgegenüber stehen die niederfrequenten akustischen Moden in Längsrichtung des Rohrleitungsverlaufes, auch als „Longitudinalwellen“ oder „eindimensionale Längswellen“ bezeichnet. Beispielhaft ist an einer typischen Gasdruckregelstation - bestehend aus einer Betriebs-, einer Reserveschiene mit jeweiligem Wärmetauscher (WT), Sicherheitsabsperrenten (SAV) und Druckregler (DR) - der erste akustische Längsmode mit der dynamischen Druck- und Geschwindigkeitsschwankung dargestellt (Abbildung 3).



**Abbildung 3:** Darstellung von Betriebs- und Reserveschiene einer typischen Gasdruckregelstation und der dynamischen Druck- und Geschwindigkeitsschwankung in der ersten akustischen Resonanz in Längsrichtung.

Auf der Grundlage der eindimensionalen Wellengleichung ist der Geschwindigkeitsverlauf  $v$  und der dynamische Druckverlauf  $p$  in der ersten akustischen Resonanz in Längsrichtung dargestellt. So ergibt sich sowohl am Druckregler der durchflossenen Betriebschiene als auch am Druckregler der nicht durchflossenen Reserveschiene ein akustisch geschlossenes Ende als Reflektionsstelle, an der die Geschwindigkeitsschwankung Null ist und die Druckschwankung einen maximalen Wert aufzeigt.

Der sich einstellende Verlauf der Druck- und Geschwindigkeitsschwankung ist abhängig von der geometrischen Rohrleitungslänge zwischen den Druckreglern. Bei gleichen Randbedingungen, wie z. B. akustisch geschlossen, stellt sich als erste Grundfrequenz eine  $\lambda / 2$ -Resonanz ein. Die Resonanzfrequenz ergibt sich mit der geometrischen Länge L zwischen den Reglern und aus der vorherrschenden Medium-Schallgeschwindigkeit über Gleichung 1.

$$f = \frac{c}{\lambda} = \frac{c}{2 \cdot L} \quad (\text{Gl. 1})$$

mit

c = Mediumschallgeschwindigkeit

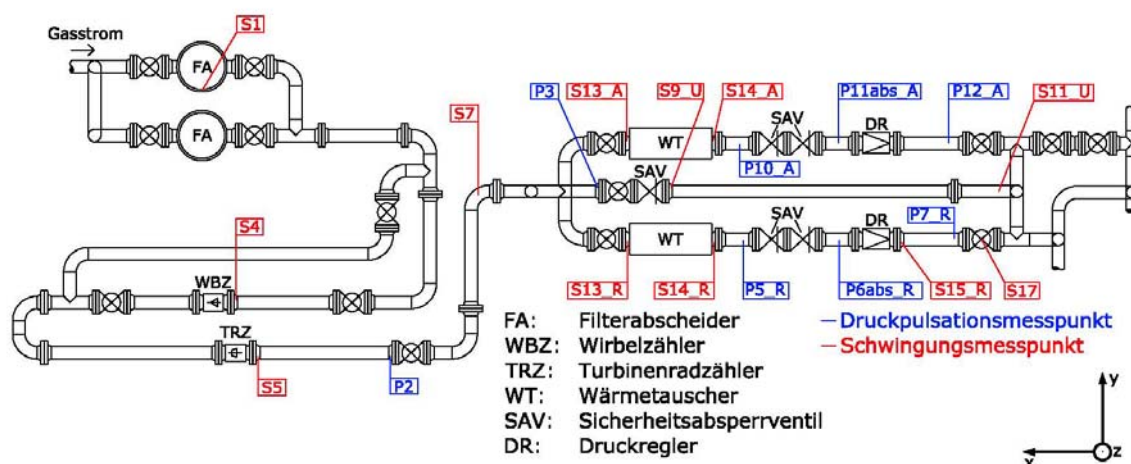
$\lambda$  = Wellenlänge

L = geometrische Länge.

Die mit dieser akustischen Resonanz verbundenen Druck- und Volumenstromschwankungen führen an Rohrleitungsbögen und Querschnittsänderungen zu Wechsellasten, die als Schwingungsanregung auf die Rohrleitungsstruktur wirken. Da in der Regel auch die nach außen sichtbaren mechanischen Rohrleitungsschwingungen als Rohrleitungs-Biegemoden niederfrequent auftreten, werden nachfolgend die Ergebnisse einer durchgeführten Messung mit festgestellten longitudinalen Gassäulenschwingungen und mechanischen niederfrequenten Rohrleitungsschwingungen betrachtet.

### 3. Beispiel einer messtechnischen Untersuchung an einer GDRM-Station

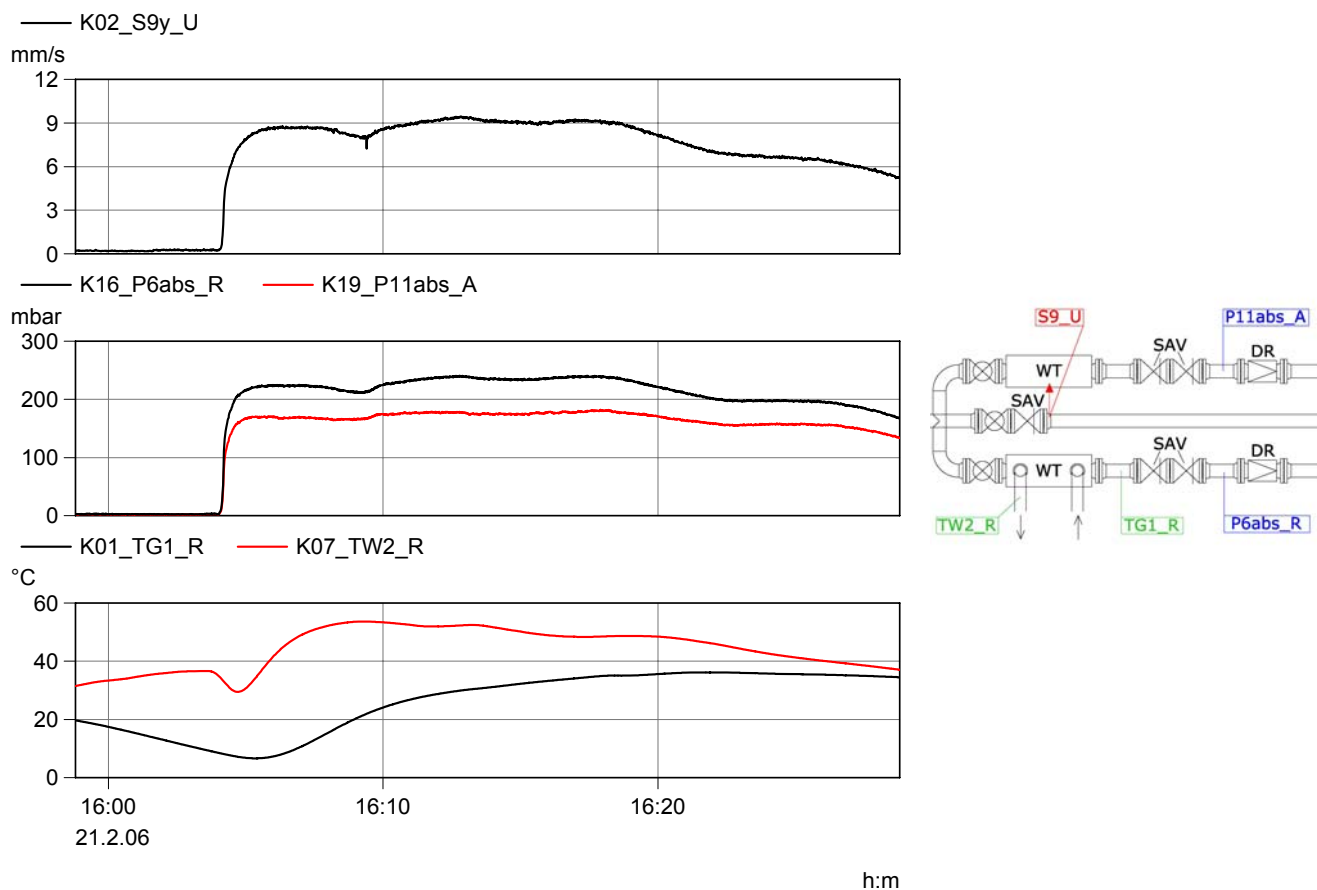
In einer Gasdruckregel- und Messstation wurde vom Betreiber wegen auffälliger Rohrleitungsschwingungen eine messtechnische Untersuchung beauftragt und von KÖTTER Consulting Engineers durchgeführt. Zur Übersicht ist in der Abbildung 4 der Rohrleitungsverlauf mit den verschiedenen Messpunkten zur Erfassung der Schwingungs- und Druckpulsationssituation in der GDRM-Station dargestellt.



**Abbildung 4:** Rohrleitungsverlauf in einer GDRM-Station mit Lage der Messpunkte (Schwingungsmesspunkte rot, Druckmesspunkte blau).

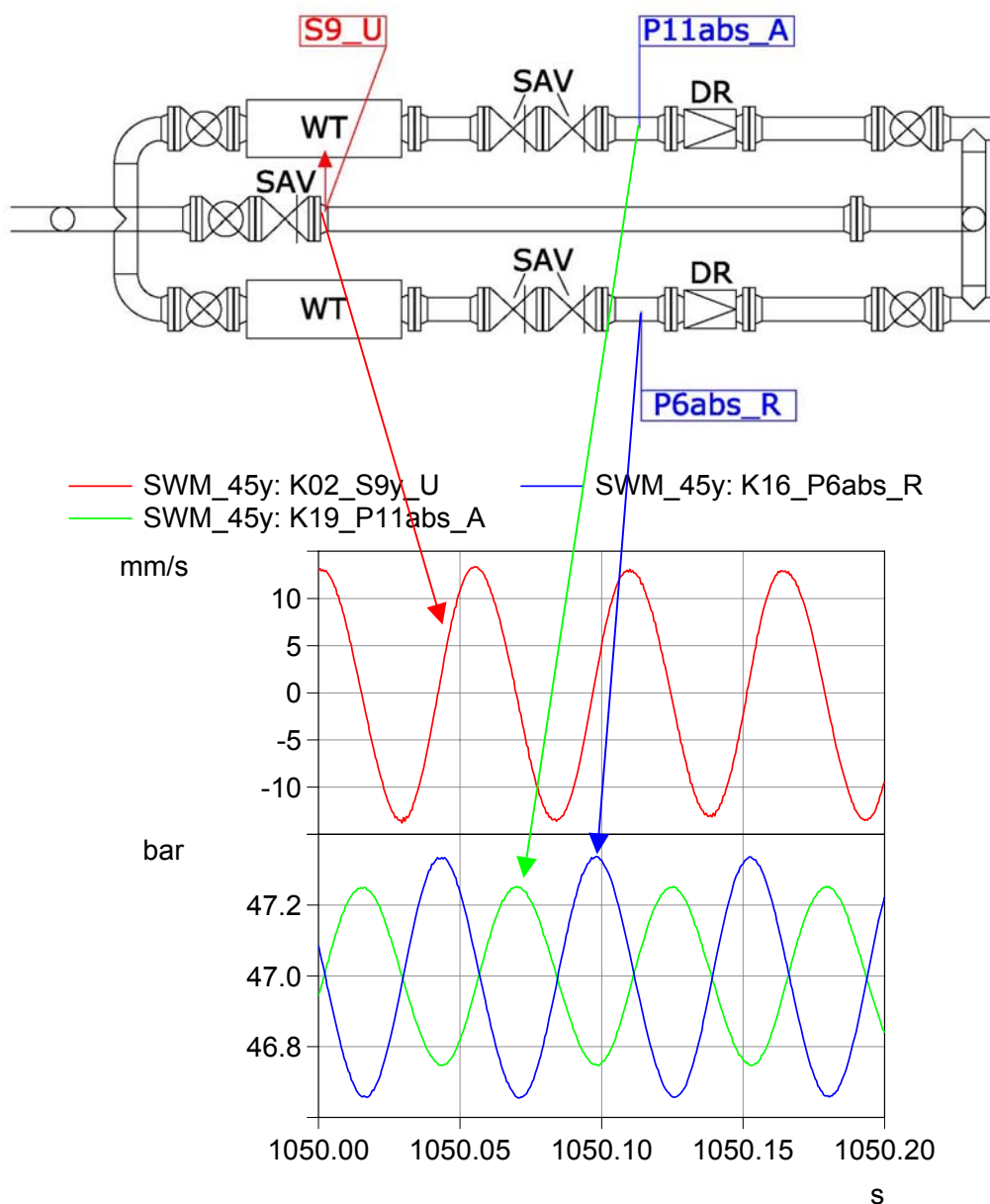
Ausgehend von der Hochdruckseite mit Kennzeichnung des Gasstroms wird zuerst der Filterabscheider (FA) und anschließend die Gasmengenmessung mit dem Wirbelgaszähler (WBZ) und dem Turbinenradzähler (TRZ) durchströmt (Abbildung 4). Anschließend folgen Betriebs- und Reserveschiene mit den Wärmetauschern (WT), den Sicherheitsabschaltarmaturen (SAV) und den eigentlichen Druckreglern (DR) zur Niederdruckseite.

Aus der durchgeführten Untersuchung ist nachfolgend ein Teil der Messungen dargestellt. Die maximalen Schwingungen von ca. 9 mm/s eff. wurden am Messpunkt S9y\_U bei einem relativ geringen Volumenstrom von 10.000 Nm<sup>3</sup>/h innerhalb der Reserveschiene gemessen, als das Mischventil des Wärmetauschers vom geschlossenen (kein Wasser durch den Wärmetauscher) auf den voll geöffneten (max. Wasser durch den Wärmetauscher) Zustand umgestellt wurde (Abbildung 5, 16:04 Uhr).



**Abbildung 5:** Effektive Rohrleitungsschwingung (Messpunkt S9y\_U), effektive Druckschwankung (P6abs\_R und P11abs\_A) sowie Gastemperatur stromab vom Regelventil (TG1\_R) und Temperatur Wasserrücklauf Wärmetauscher Reserveschiene (TW2\_R) unmittelbar vor und nach dem Öffnen des Mischventils vom Wärmetauscher der Reserveschiene (Erdgas-Volumenstrom 10.000 Nm<sup>3</sup>/h).

In Abbildung 6 ist der zugehörige zeitliche Verlauf dieser Signale für einen kurzen Zeitabschnitt aufgetragen.



**Abbildung 6:** Ausschnitt aus dem Zeitverlauf der Strukturschwingungen am Messpunkt S9y\_U sowie der Druckschwankungen an den Messpunkten P6abs\_R und P11abs\_A (Reserveschiene 10.000 Nm<sup>3</sup>/h, Mischventil Wärmetauscher nach ca. 500 Sekunden geöffnet).

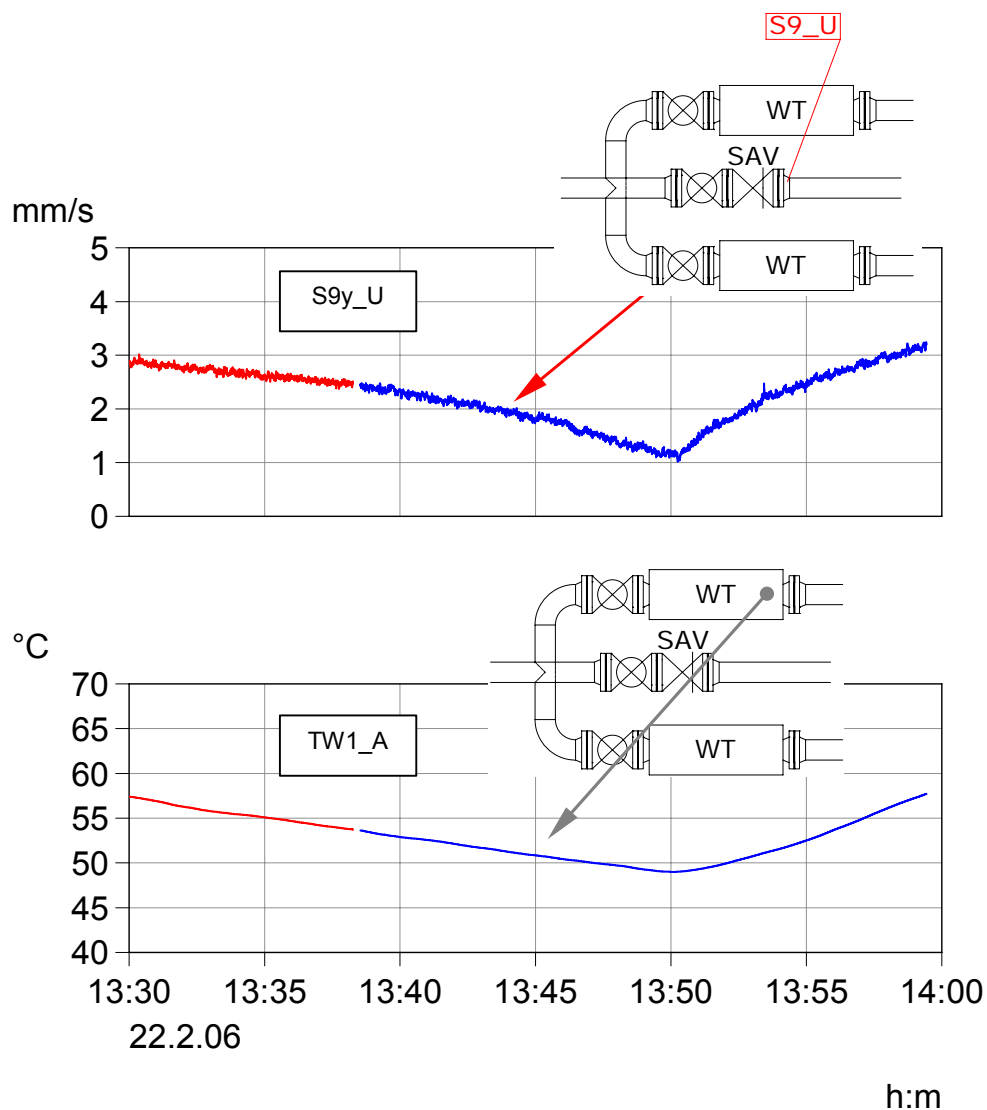
Es wird deutlich, dass die Rohrleitungsschwingungen mit den Druckpulsationen korrelieren. Die gemessene dominante Schwingungsfrequenz beträgt 18 Hz. Die zeitgleich erfassten Druckschwankungen innerhalb der Arbeits- und Reserveschiene verlaufen gegenphasig (Abbildung 6). Zur Überprüfung erfolgt die vereinfachte Bestimmung der Resonanzfrequenz (nach Gl. 1):

$$L = \frac{\lambda}{2} = 11 \text{ m (Abstand zwischen den Druckreglern)}$$

$$c_{\text{Erdgas}} (40 \text{ °C}) = 400 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$f = \frac{c}{\lambda} = \frac{400 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{22 \text{ m}} = \underline{18 \text{ Hz.}}$$

Die mit dieser akustischen Resonanz verbundenen Druck- und Volumenstromschwankungen führen an Rohrleitungsbögen und Querschnittsänderungen zu Wechsellasten, die als Schwingungsanregung auf die Rohrleitungsstruktur wirken. Mit steigender Vorlauftemperatur des Wärmetauschers - bei ansonsten unveränderten Anlagenbedingungen, wie z. B. Mischventilstellung Wärmetauscher, Gasmenge - werden die Druckschwankungen und damit auch die Rohrleitungsschwingungen stärker (Abbildung 7).

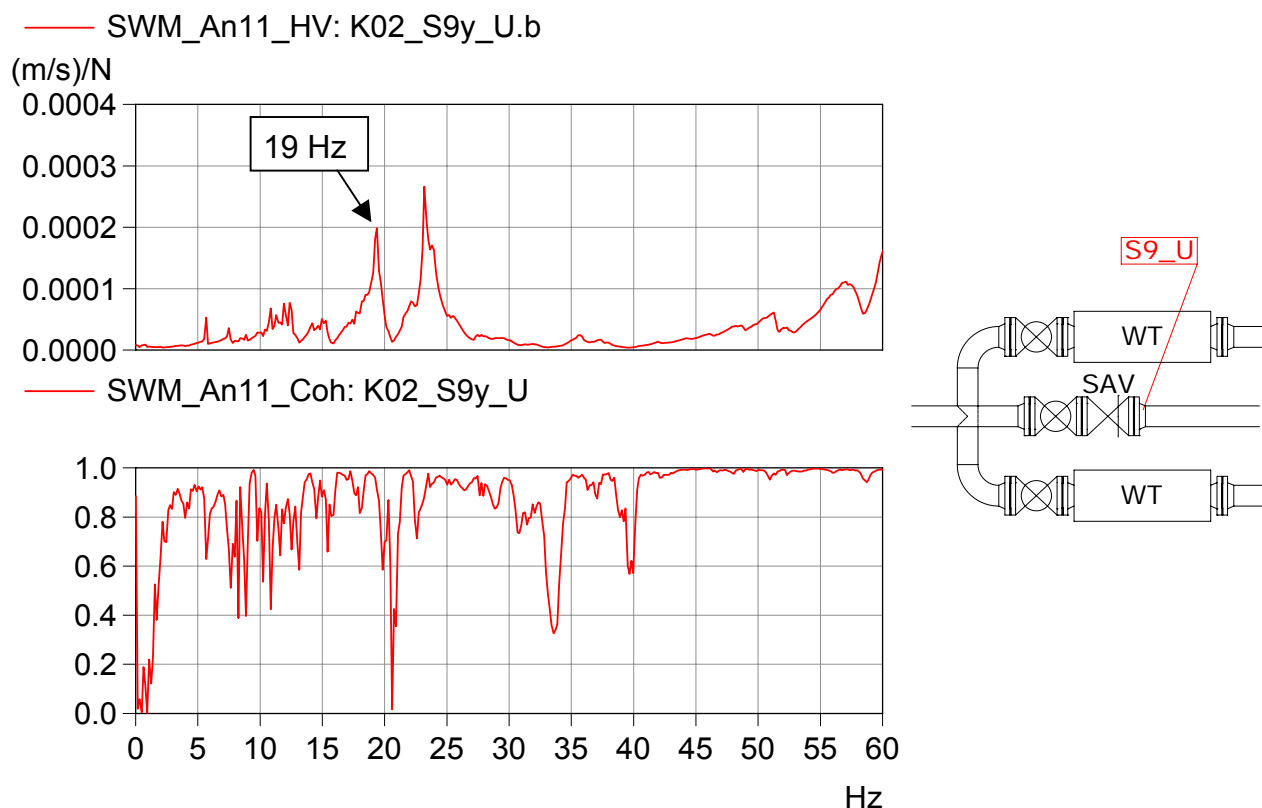


**Abbildung 7:** Effektive Schwinggeschwindigkeit am Messpunkt S9y\_U (oben) sowie Wasservorlauftemperatur vom Wärmetauscher der Arbeitsschiene (TW1\_A, unten) (Arbeitsschiene 10.000 Nm<sup>3</sup>/h).

Die Intensität der resultierenden Rohrleitungsschwingungen wird - neben der Höhe der Anregung - durch die dynamischen mechanischen Eigenschaften der Struktur (Eigenfrequenzlagen, Dämpfung) definiert. Diese Eigenschaften wurden für den Bereich erhöhter Rohrleitungsschwingungen durch eine Impulsanregung mit einem Modalhammer bei Stillstand der Anlage ermittelt.

Für den Rohrleitungsabschnitt im Bereich des Messpunktes S9y\_U ergibt sich hierbei die in Abbildung 8 dargestellte Übertragungsfunktion zwischen der anregenden Kraft (Modalhammer) und der resultierenden Schwingstärke. Es zeigt sich, dass dieser

Rohrleitungsabschnitt bei 19 Hz und ca. 22 Hz jeweils eine markante strukturelle mechanische Eigenfrequenz hat.



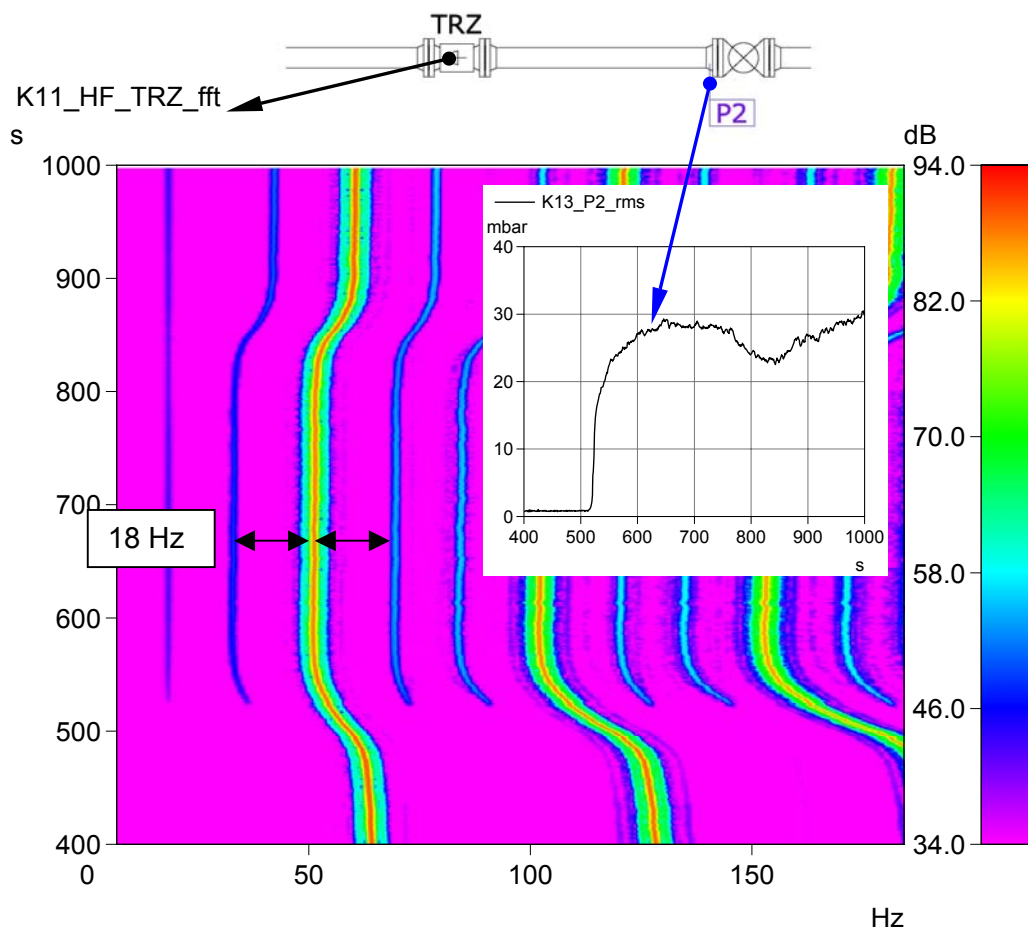
**Abbildung 8:** Übertragungsfunktion (oben) und Kohärenz (unten) zwischen der Impulsanregung und der Schwinggeschwindigkeit am Messpunkt S9y\_U.

Im Bereich vom Messpunkt S9y\_U werden die bei 18 Hz durch Druckpulsationen bzw. akustische Resonanz angeregten Schwingungen entsprechend durch eine im Frequenzbereich benachbarte mechanische Eigenfrequenz (19 Hz) verstärkt. Es ist daher zu erwarten, dass eine Verschiebung der akustischen Resonanzfrequenz von 18 Hz in Richtung 19 Hz - im Vergleich zur vermessenen Situation - zu stärkeren Rohrleitungsschwingungen führt und eine Überschreitung der zulässigen Orientierungswerte nach [2] nicht mehr auszuschließen ist. Eine derartige Verschiebung der akustischen Resonanzfrequenz auf 19 Hz wird durch eine Zunahme der Schallgeschwindigkeit um 5 % verursacht. Hierzu muss z. B. das Produkt aus Gastemperatur in Kelvin und spezieller Gaskonstante um ca. 11 % zunehmen.

Die beschriebene akustische Resonanz innerhalb der Rohrleitung zwischen den Regelventilen der Arbeits- und Reserveschiene führt auch im Bereich der Mengengeräte zu einer pulsierenden Strömung. Diese instationäre Strömung beeinflusst die Gasmengengeräte. Grundsätzlich zeigen Turbinenradzähler in einer pulsierenden

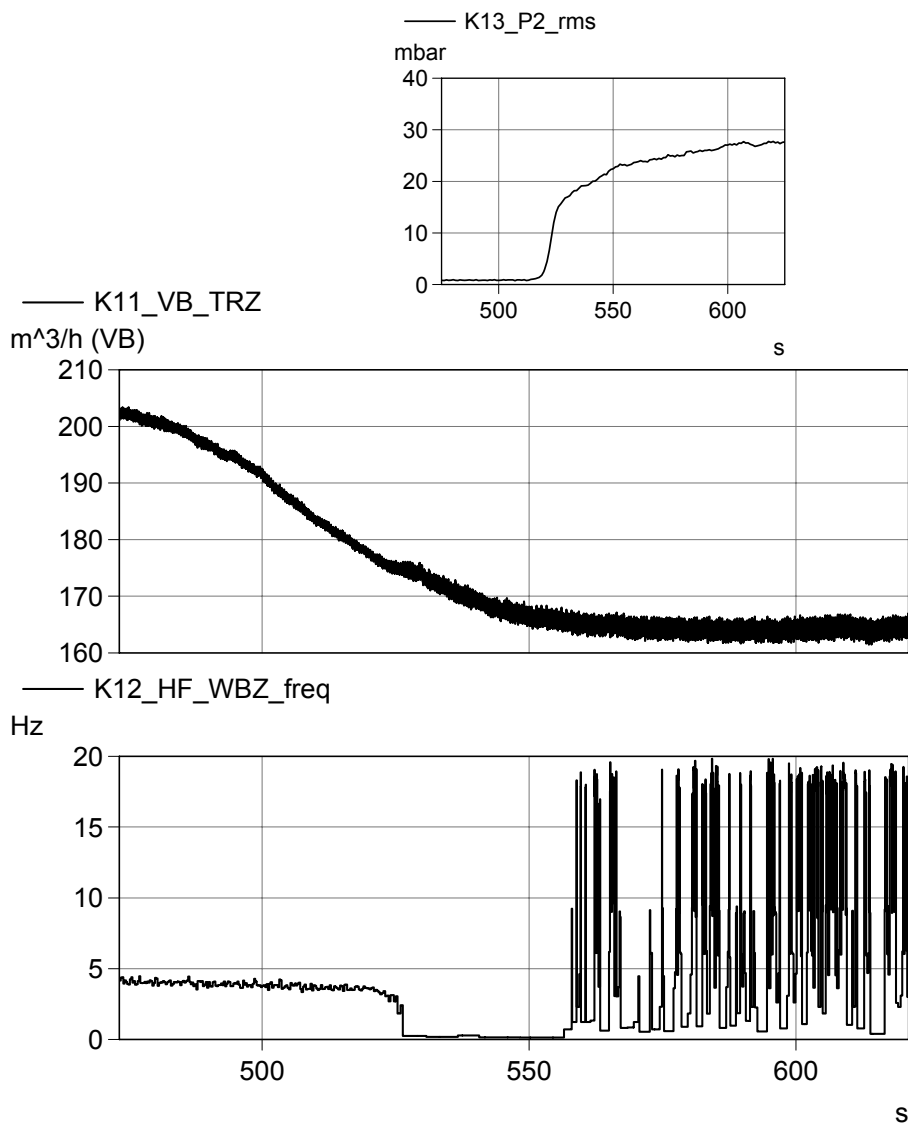
Strömung - im Vergleich zum tatsächlichen Volumenstrom - einen zu großen Durchsatz an. Beim Wirbelgaszähler werden verschiedene Effekte hervorgerufen, die sowohl eine fehlerhafte Mehranzeige als auch eine Minderanzeige zur Folge haben können. Erfahrungsgemäß neigen Wirbelgaszähler in einer pulsierenden Strömung eher zu einer Minderanzeige.

Die Beeinflussung der Turbinenradzähler durch die pulsierende Strömung ist im vorliegenden Fall am Spektrum des HF-Impulssignals vom Flügelrad zu erkennen. In einer stationären Strömung dreht das Flügelrad des Turbinenradzählers mit einer konstanten Umfangsgeschwindigkeit. Im Farbspektrogramm des HF-Impulssignals zeigt sich entsprechend eine Amplitude bei der Schaufelpassierfrequenz (Drehzahl x Flügelzahl) (Abbildung 9, 400 – 520 s). In einer pulsierenden Strömung (geringe bis mittlere Pulsationsfrequenz) ist auch die Umfangsgeschwindigkeit des Flügelrades pulsierend. Entsprechend dreht das Flügelrad mal schneller und mal langsamer, wobei die Änderung mit der Pulsationsfrequenz erfolgt. Im Farbspektrogramm des HF-Impulssignals wird diese Frequenzmodulation durch Seitenbänder neben der Trägerfrequenz (Schaufelpassierfrequenz) sichtbar. Der Abstand der Seitenbänder von der Trägerfrequenz entspricht der Pulsationsfrequenz (hier 18 Hz) (Abbildung 9, 520 - 1.000 s).



**Abbildung 9:** Farbspektrogramm vom HF-Impulssignal des Turbinenradzählers sowie Verlauf der effektiven Druckpulsation am Messpunkt P2 (Reserveschiene 10.000 Nm<sup>3</sup>/h, Mischventil Wärmetauscher nach ca. 500 Sekunden geöffnet).

Die Beeinflussung des Wirbelgaszählers durch die pulsierende Strömung wird in Abbildung 10 gezeigt. Infolge der instationären Strömung lösen die Wirbel am Starrkörper nicht mehr so stabil periodisch ab. Die Messunsicherheit des Wirbelgaszählers nimmt zu. Des Weiteren kommt es im dargestellten Fall zum Ausfall des Messgerätes (T = 520 s). Eine periodische Wirbelablösung wird nicht mehr registriert. Die dargestellte "Wirbelablösefrequenz" ist ab ca. 560 s nicht proportional zum Volumenstrom sondern entspricht eher der halben (9 Hz) oder einfachen Pulsationsfrequenz (18 Hz).



**Abbildung 10:** Effektive Druckpulsation am Messpunkt P2 (oben), Betriebsvolumenstrom vom Turbinenradzähler (Mitte) sowie Impulsfrequenz des Wirbelgaszählers (unten) über der Zeit (Reserveschiene 10.000 Nm<sup>3</sup>/h, Mischventil Wärmetauscher nach ca. 520 Sekunden geöffnet).

Aufgrund der beschriebenen Zusammenhänge war eine zuverlässige Mengenummessung im Volumenstrombereich unterhalb von 14.000 Nm<sup>3</sup>/h nicht mehr gewährleistet. Der festgestellte Zusammenhang zwischen der Beeinflussung der Gasmengenummessung und der akustischen Resonanz ist in Abbildung 11 als Gleichlauffehler E (Gl. 2) der in Reihe geschalteten Mengenummessgeräte dargestellt.

$$E = \frac{V_{B,WBZ} - V_{B,TRZ}}{V_{B,TRZ}} \cdot 100 \text{ [\%]} \quad (\text{Gl. 2})$$

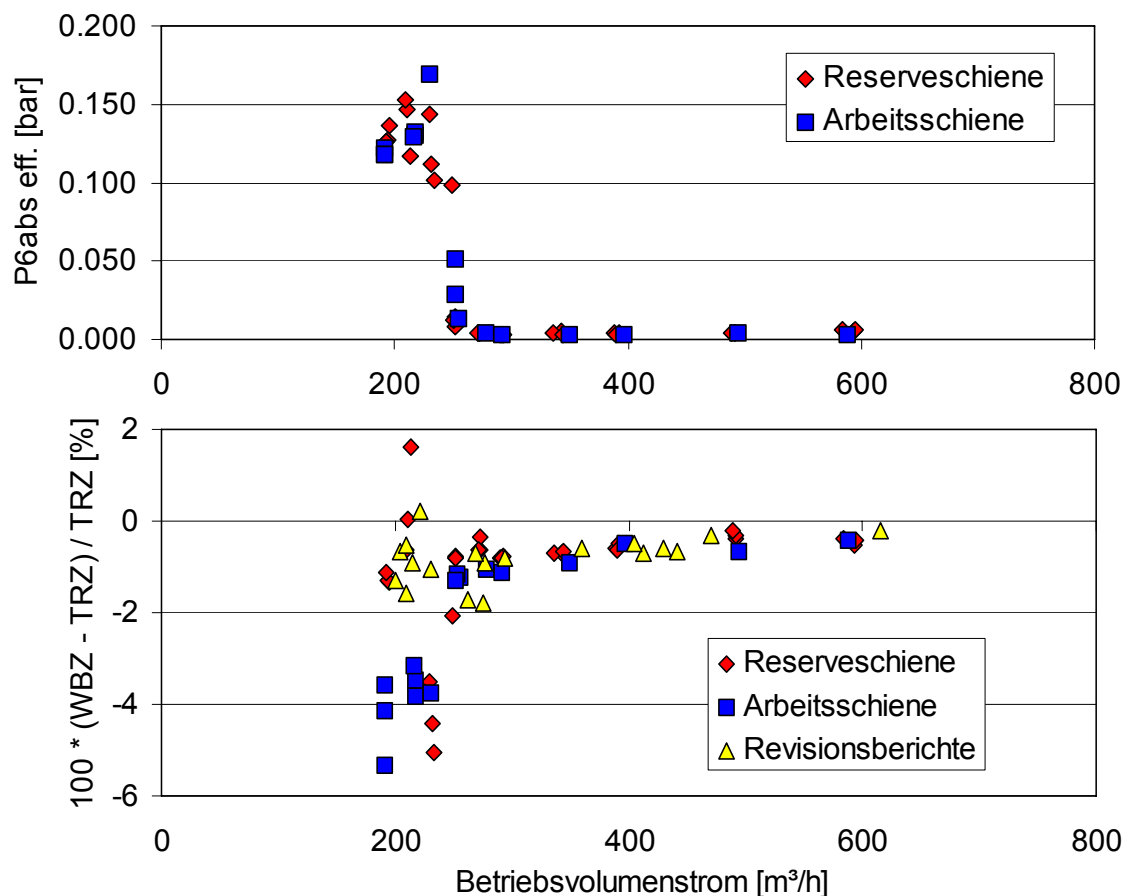
mit

E = prozentualer Gleichlauffehler

V<sub>B,TRZ</sub> ... = Betriebsvolumenstrom vom Turbinenradzähler

V<sub>B,WBZ</sub> ... = Betriebsvolumenstrom vom Wirbelgaszähler

Die roten und blauen Symbole basieren auf von KCE durchgeführten Messungen. Die gelben Symbole stellen die Ergebnisse der Zählervergleichsmessungen der durchgeführten Revision des Betreibers (Überprüfungsmessung) über die letzten fünf Jahre dar.



**Abbildung 11:** Effektive Druckschwankungen am Messpunkt P6abs sowie Gleichlauffehler E über dem Betriebsvolumenstrom für die KCE-Messungen (rote und blaue Symbole) und entsprechend der Revisionsberichte (gelbe Symbole).

Im Vergleich zur rechnerischen Messunsicherheit ist die dargestellte Schwankungsbreite der Gleichlauffehler E insbesondere unterhalb von  $250 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $V_B$ ) sowohl für die KCE-Messwerte als auch für die Ergebnisse der Revisionsberichte deutlich größer. Hinsichtlich der KCE-Messwerte korreliert diese erhöhte Schwankungsbreite mit der Ausbildung der akustischen Resonanz, deren Existenz am Effektivwert der Druckschwankungen vom Messpunkt P6abs abgelesen werden kann.

#### **Fazit der messtechnischen Untersuchung:**

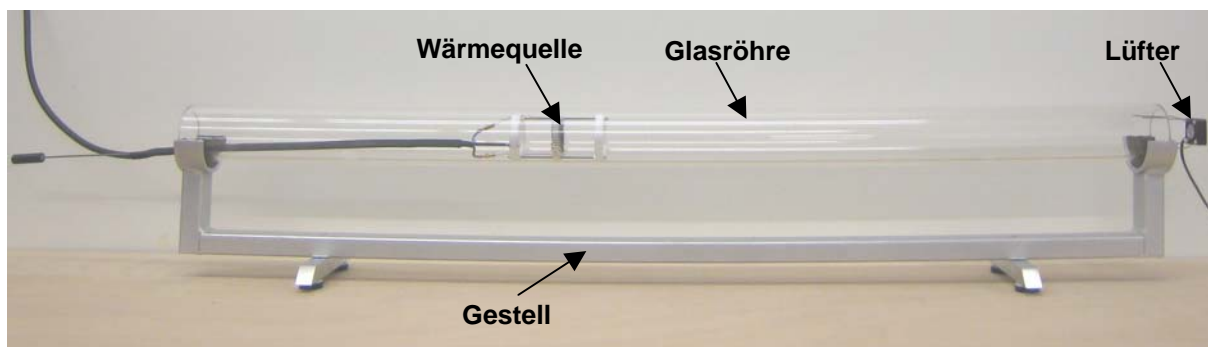
In der untersuchten GDRM-Station wurden bei einer Fahrweise mit geringem Volumenstrom eine akustische Resonanz und dadurch angeregte Rohrleitungsschwingungen sowie erhöhte Gleichlaufabweichungen der Gasmengensmessgeräte festgestellt. Die dafür ursächlichen Druckpulsationen können dann angefacht werden, wenn eine Wärmeübertragung durch die Wärmetauscher (an den Gasstrom) stattfindet. Die Ursache für dieses Verhalten war in

Bezug auf GDRM-Stationen bisher nicht bekannt. Unabhängig hiervon wurde das Phänomen bereits auf verschiedenen Gasübergabe- und Regelstationen beobachtet, wobei die beschriebenen Abhängigkeiten vom Wärmeübergang im Wärmetauscher und der Stärke der akustischen Resonanz bzw. der Rohrleitungsschwingungen vergleichbar und reproduzierbar waren.

#### **4. Experiment zur Schwingungsanregung durch Wärmetauscher**

Aus der Energietechnik ist bekannt, dass Verbrennungsvorgänge auf unterschiedliche Weise mit akustischen Phänomenen in Wechselwirkung treten. Bei solchen Verbrennungsschwingungen kann es zur Rückkopplung zwischen Wärmeübertragung und Systemakustik kommen. Kennzeichnend für die Rückkopplung ist die selbstverstärkende Eigenschaft, die auch als selbsterregte thermoakustische Instabilität bezeichnet wird. Dieses Phänomen einer thermischen Expansion in Wechselwirkung mit der Raumakustik wurde bereits von Higgins im Jahr 1777 festgestellt [3]. Er ließ eine Wasserstoffflamme brennen, die je nach Position der Flamme innerhalb eines Glasrohres einen deutlich hörbaren Ton erzeugte. Rijke zeigte Mitte des 19. Jahrhunderts mit dem „Rijke-Rohr“ einen grundsätzlichen Zugang zum Verständnis der selbsterregten thermoakustischen Schwingungen [4].

Abbildung 12 und Abbildung 13 zeigen einen experimentellen Aufbau in Anlehnung an den Rohrleitungsverlauf einer parallelen Betriebs- und Reserveschiene mit einer längsverschiebbaren Wärmequelle vergleichbar mit einem Wärmetauscher. Die Rohrleitung ist durch eine transparente Glasröhre ersetzt worden. Zur Volumenstromvariation wird ein Lüfter am Ende der Röhre eingesetzt. Die längsverschiebbare Wärmequelle besteht aus einem einfachen Drahtgeflecht, welches über eine variable Stromquelle versorgt wird, so dass der Draht direkt wie eine aktive Wärmequelle angesteuert werden kann.



**Abbildung 12:** Foto der Experimentanordnung zur thermodynamischen Instabilität.

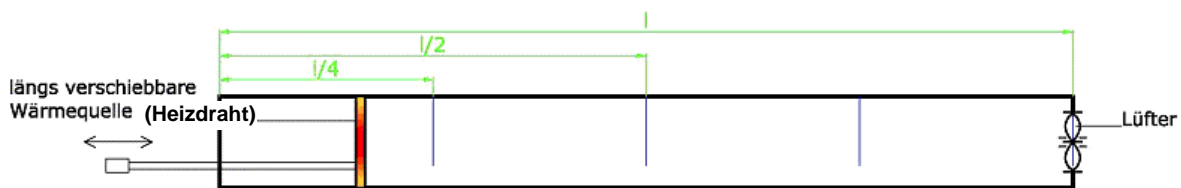


Abbildung 13: Prinzipskizze mit Positionsangaben zur thermodynamischen Instabilität.

Die Randbedingungen der zu beiden Seiten akustisch offenen Glasröhre führen wiederum zur Ausbildung einer möglichen akustischen Resonanz mit der Wellenlänge  $\lambda/2$ . Da aus den Veröffentlichungen zu thermoakustischen Instabilitäten bekannt ist, dass unter anderem die Position der Wärmequelle und die Höhe des Volumenstromes einen entscheidenden Einfluss auf die Ausbildung der Instabilität haben, wurden beide Größen im Experiment variabel einstellbar gewählt.

Zur Versuchsdurchführung wird über den Lüfter ein relativ geringer Volumenstrom eingestellt. Anschließend wird durch Erhöhung der elektrischen Stromzufuhr der Heizdraht erhitzt. Die durch den Lüfter angesaugte Luft erwärmt sich leicht. Am Heizdraht kommt es zu einem Wärmeübergang an das Fluid. Durch leichte Schwankungen der Strömungsgeschwindigkeiten und der Beeinflussung durch die Grenzschicht am Heizdraht kommt es zu Schwankungen in der übertragenen Wärmeleistung. Diese bedingen wiederum über die lokale thermische Ausdehnung der Luft Druckschwankungen, die sich im Rohr als Wellen ausbreiten und an den Enden der Glasröhre teilweise reflektiert werden (siehe Abbildung 14).



Abbildung 14: Prinzipielle Darstellung der Rückkopplung einer thermoakustischen Instabilität.

Durch diese Reflexion kann unter bestimmten Bedingungen eine Rückkopplung erfolgen, so dass durch die reflektierte Geschwindigkeitsschwankung am Heizdraht wieder eine Druck- und Geschwindigkeitsschwankung induziert wird.

Mit Änderung der Position des Heizdrahtes in der Glasröhre verändert sich die für die akustische Instabilität entscheidende Phasenbeziehung zwischen der Druckschwankung  $p$  und der Wärmemengenschwankung  $q'$ .

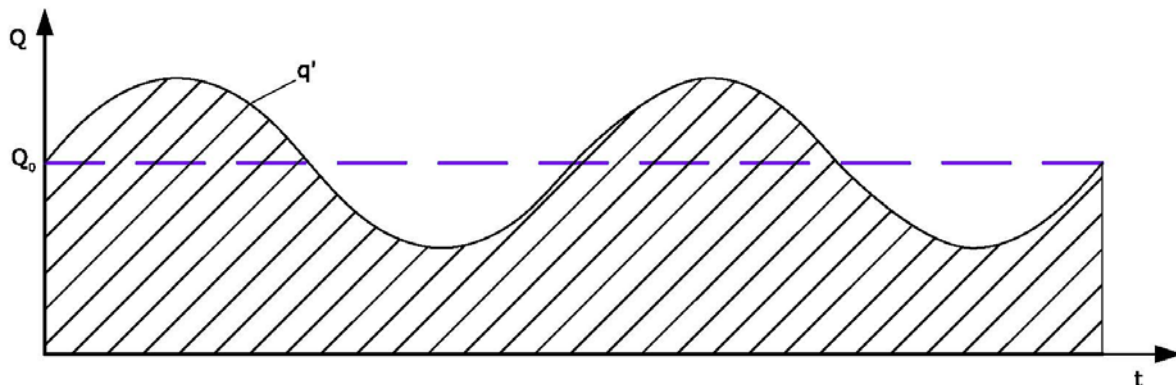


Abbildung 15: Wärmemengenverlauf mit konstanter Wärmemenge  $Q_0$  und der Wärmemengenschwankung  $q'$ .

Stellt sich die Phasenbeziehung zwischen Druckschwankung und Wärmemengenschwankung so ein, dass der steigende Druck mit einer Wärmemengenzunahme zusammenfällt, so findet eine gegenseitige Anfachung statt und es kommt zur selbsterregten Gassäulenschwingung in Form einer akustischen Resonanz. Als hinreichendes Kriterium für das Auftreten einer thermoakustischen Instabilität gilt die Kopplung zwischen der instationären Wärmemengenschwankung und der akustischen Druckschwankung, beschrieben in der nachfolgenden Gleichung (Gl. 3),

$$R = \int_t^{t+T} p(t)q'(t)dt \quad (\text{Gl. 3}),$$

auch als Rayleigh Integral oder Rayleigh Index  $R$  bezeichnet. Dabei ist die Wärmemengenschwankung  $q'$  proportional der akustischen Geschwindigkeitsschwankung  $v$  mit einem Phasenverzug  $\delta$

$$q'(t) \sim v(t - \delta).$$

In der Abbildung 16 sind sowohl  $p$ ,  $v$  als auch der Rayleigh Index  $R$  qualitativ für jede beliebige Position der Wärmequelle in der Glasröhre dargestellt.

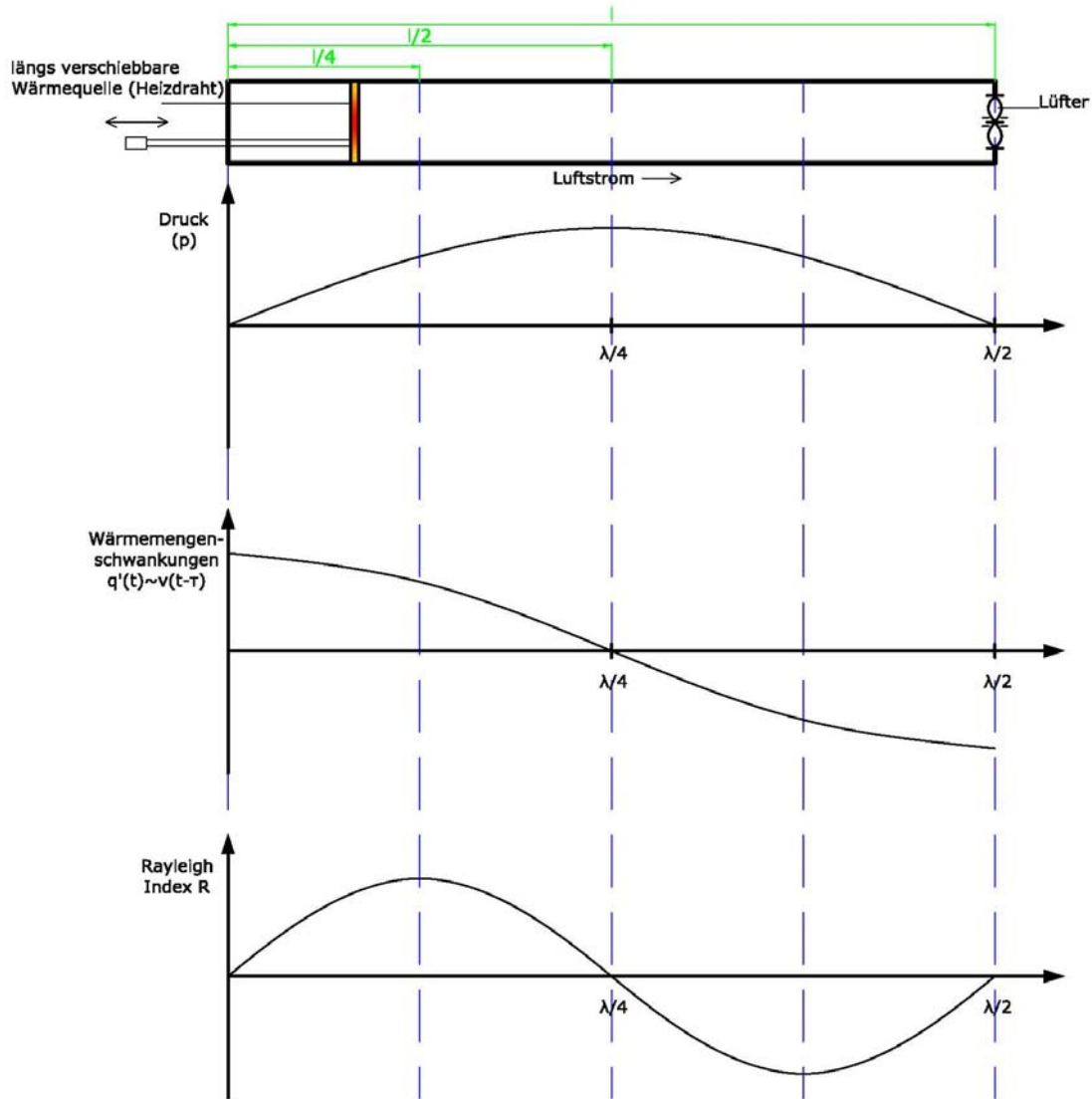


Abbildung 16: Qualitative Darstellung der akustischen Druckschwankung  $p$ , der Wärmemengenschwankung  $q'$  in Abhängigkeit der Position der Wärmequelle und des Rayleigh Index  $R$  für die Bedingungen in der Glasröhre.

Der Rayleigh Index beschreibt die notwendige, allerdings nicht hinreichende Bedingung für die Entstehung selbsterregter thermoakustischer Schwingungen. Je nach Vorzeichen des Rayleigh Index kommt es zu einer Anfachung oder zu einer Dämpfung der Gassäulenschwingung und damit der akustischen Resonanz.

- $R < 0$  Dämpfung einer akustischen Resonanz
- $R = 0$  Neutrales Verhalten
- $R > 0$  Anfachung einer akustischen Resonanz

Um diesen Zusammenhang im Versuch nachzuweisen, wird im ersten Fall der Lüfter auf einen relativ geringen Volumenstrom eingestellt und die Wärmequelle an den Anfang der Glasröhre positioniert. Der Heizdraht wird erhitzt, es kommt zu einer spürbaren Erwärmung des durch die Glasröhre angesaugten Luftstroms. Ansonsten sind keine Auffälligkeiten festzustellen.

Jetzt wird der Heizdraht in seiner Position längs der Glasröhre verschoben. Im Bereich  $l/4$  kommt es zu einer Anfachung der akustischen Resonanz deutlich hörbar durch den auftretenden monofrequenten Ton von ca. 180 Hz. Wird der Heizdraht weiter längs der Glasröhre verfahren, fällt die Intensität des Tones schnell ab. Es kommt an allen weiteren Positionen bis zum Ende der Glasröhre zu keiner weiteren Anfachung der akustischen Resonanz. Zurück an der Position  $l/4$  tritt der Ton erneut auf. Darüber hinaus kann festgestellt werden, dass sich auch die Druckpulsationsamplitude - ähnlich wie bei der Messung am Wärmetauscher der GDRM-Station - durch eine Temperaturerhöhung am Heizdraht vergrößern lässt.

## 5. Übertragung und Überprüfung der bisherigen Ergebnisse auf eine GDRM-Station

Zum direkten Vergleich zu den Messungen auf der GDRM-Station wird nachfolgend in Abbildung 17 der qualitative Verlauf des Rayleigh Index für den typischen Verlauf mit Betriebs- und Reserveschiene einer GDRM-Station dargestellt.

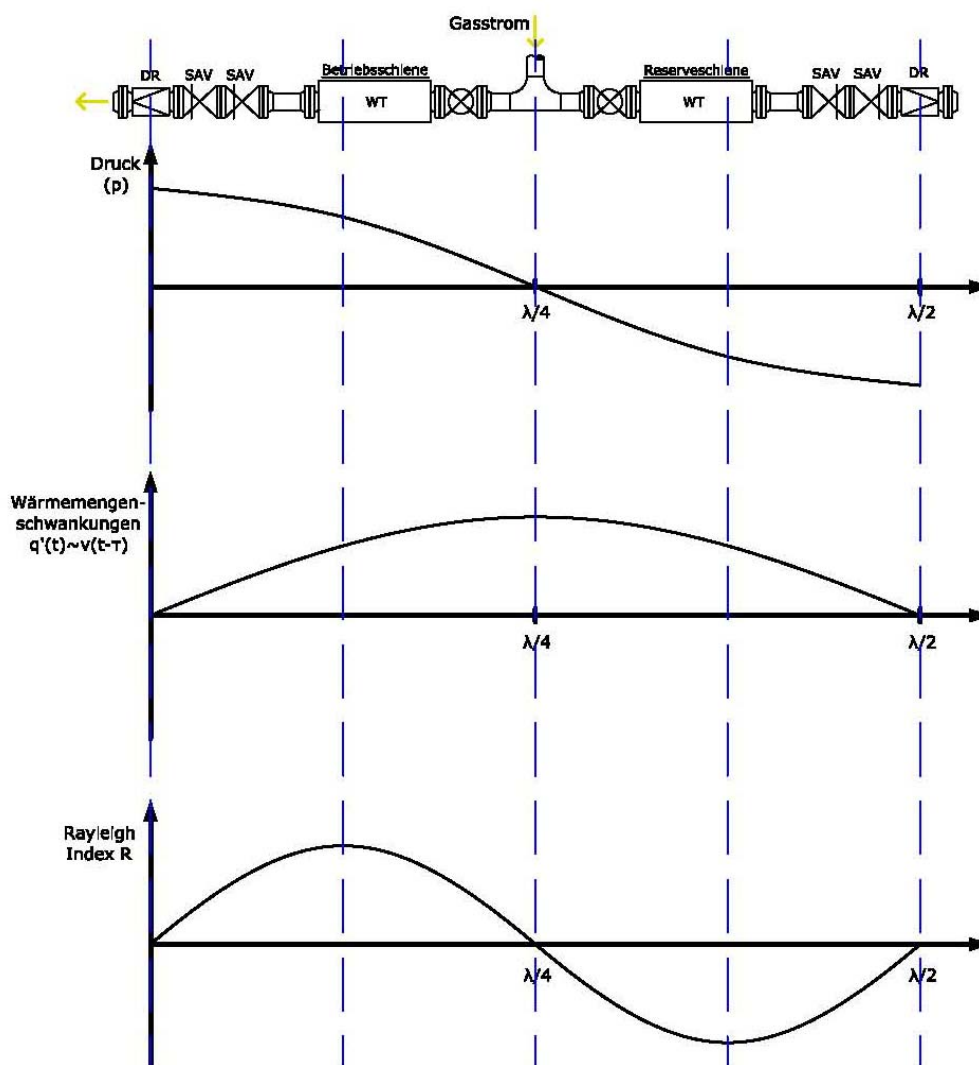


Abbildung 17: Qualitative Darstellung der akustischen Druckschwankung der Wärmemengenschwankung  $q'$  in Abhängigkeit der Position der Wärmequelle und des Rayleigh Index R für die Bedingungen auf einer GDRM-Station.

Der Verlauf des Rayleigh Index bestätigt, dass der Ort der möglichen Anfachung einer thermoakustischen Instabilität und die tatsächliche Einbauposition des Wärmetauschers in einer GDRM-Station durchaus übereinstimmen können. In der untersuchten Anlage war diese

geometrische Übereinstimmung gegeben. Zusätzlich ist jedoch die Position des zweiten Wärmetauschers in der Reserveschiene zu diskutieren. Aus dem Verlauf des Rayleigh Index (Abbildung 17) ergibt sich hier eine deutliche Dämpfung möglicher akustischer Resonanzen. Dabei ist jedoch nicht berücksichtigt, dass kein Durchfluss in der abgeschieberten Reserveschiene vorhanden ist und somit auch kein prinzipieller Wärmetransport - als Grundvoraussetzung für die thermoakustische Instabilität - auftritt.

Grundsätzlich ist darüber hinaus zu berücksichtigen, dass das aufgestellte Rayleigh-Kriterium eine notwendige, allerdings nicht hinreichende Bedingung für die Entstehung selbsterregter thermoakustischer Schwingungen darstellt. Damit - bei Erfüllung dieses Kriteriums - eine akustische Resonanz auftritt, muss die durch Wärme zugeführte Energie größer sein als die Verlustenergie, die durch Dissipation und Abstrahlung auftritt.

## **6. Mögliche Minderungsmaßnahmen**

Prinzipiell bestehen verschiedene Möglichkeiten, das Auftreten von thermoakustischen Instabilitäten zu reduzieren bzw. zu vermeiden. Dabei ist zu berücksichtigen, ob es sich bei der GDRM-Station um eine Neuanlage im Planungsstadium oder um eine bestehende Anlage handelt.

Bei Neuanlagen kann durch gezielte Positionierung der Wärmetauscher im Rahmen einer Pulsationsstudie unter Berücksichtigung des jetzigen Kenntnisstandes das Anfachen selbsterregter Schwingungen direkt unterbunden werden. Alternativ können Positionen zum gezielten Einsatz von Dämpfungsgliedern im Gasstrom (z. B. Pulsations-Dämpferplatten) berechnet und für den praktischen Einsatz ausgelegt werden.

Bei bestehenden GDRM-Anlagen empfehlen wir dort, wo z. B. im Laufe eines Jahres sehr unterschiedliche Anforderungen hinsichtlich des Volumenstromes und Differenzdruckes vorherrschen, eine theoretische Überprüfung möglicher Anfachungsmöglichkeiten von thermoakustischen Instabilitäten durchführen zu lassen. Werden bei dieser Pulsationsstudie mögliche Anzeichen für das Auftreten von selbsterregten Schwingungen festgestellt, sollte eine messtechnische Erfassung der Akustik und der Strukturmechanik für ausgesuchte Betriebspunkte durchgeführt werden. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse können dann strukturmechanische Maßnahmen (z. B. zusätzliche Rohrleitungsabstützungen) oder akustische Maßnahmen (z. B. Pulsations-Dämpferplatten) gezielt geplant und eingesetzt werden.

## **7. Fazit und Ausblick**

Auf Basis einer messtechnischen Untersuchung an einer bestehenden GDRM-Anlage und einem angepassten Experiment konnte nachgewiesen werden, dass je nach Positionierung des Wärmetauschers thermoakustische Instabilitäten die Ursache erhöhter Druckpulsationen sind. Diese führen auch zum Fehlverhalten der eingesetzten Gasmengenmessgeräte. Tritt darüber hinaus eine Übereinstimmung der Druckpulsationsfrequenz mit einer strukturmechanischen Eigenfrequenz des Rohrleitungssystems auf, kann dies auch zu schwerwiegenden mechanischen Schäden führen [1].

Zur Vermeidung dieser Phänomene werden Möglichkeiten und Empfehlungen zur Maßnahmenauslegung sowohl an bestehenden als auch an geplanten Neuanlagen aufgezeigt. Die vorgestellten Ergebnisse sind Stand der aktuellen Erkenntnisse. Zur Zeit werden in Zusammenarbeit mit dem Fachbereich Fluidtechnik der Technischen Universität Dortmund weitergehende Fragen zur thermoakustischen Instabilität - insbesondere zur numerischen Betrachtung - untersucht.

## **8. Literaturhinweise**

- [1] Hightech-Erneuerung der Gasübernahmestation Bernburg-Peißen, energie/wasserpraxis, 2/2005
- [2] VDI-Richtlinie 3842, Schwingungen in Rohrleitungssystemen, Juni 2004
- [3] B. Higgins. On the sound produced by a current of hydrogen passing through a tube. Journal of natural philosophy, chemistry and the arts, 1:129-131, 1802.
- [4] P. L. Rijke. Notiz über eine neue Art, die in einer an beiden Enden offenen Röhre enthaltene Luft in Schwingungen zu versetzen. Annalen der Physik und Chemie, 107:339-343, 1859.