

Können Wärmetauscher Schwingungen anregen?

Thermoakustische Instabilitäten als Ursache erhöhter Pulsationen innerhalb von Gasdruckregel- und Messanlagen

Johann Lenz und Andreas Brümmer

Rohrnetz, Rohrleitungsschwingungen, Druckpulsationen, akustische Resonanz

Bei der Vielzahl der von KÖTTER Consulting Engineers (KCE) in den letzten 10 Jahren durchgeführten Untersuchungen an Gasdruckregel- und Messstationen (GDRM-Stationen) wurden verschiedenste Erfahrungen gesammelt. Dabei konnten immer wieder im Zusammenhang mit Wärmetauschern auftretende Gassäulenschwingungen festgestellt werden, die vom außenstehenden Betrachter als Rohrleitungsschwingungen optisch oder auch akustisch wahrgenommen werden. Auch eine Beeinflussung der vorgeschalteten Mengemesseinrichtung konnte wiederholt festgestellt werden. Zu einer Gefährdung hinsichtlich der Anlagensicherheit kommt es in der Regel jedoch erst dann, wenn die Frequenz der Gassäulenschwingung mit der Frequenz der strukturmechanischen Rohrleitungseigenschwingung übereinstimmt [1]. Bei den bisher durchgeführten Untersuchungen wurden immer wieder erhöhte Gassäulenschwingungen – auch als Druckpulsationen bezeichnet – zwischen dem Regler, der durchströmten Betriebsschiene und dem Regler der benachbarten nicht durchströmten Reserveschiene festgestellt. Unklar war bisher, warum in Abhängigkeit der lokalen Gaserwärmung durch den Wärmetauscher erhöhte Druckpulsationen auftreten. Dies konnte jetzt – nach Analyse aller vorliegenden Daten – auf eine thermoakustische Instabilität zurückgeführt werden. Dieses Prinzip 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.

With a multitude of technical investigations on the vibration behaviour of gas metering stations a range of different experiences has been gathered by KÖTTER Consulting Engineers (KCE) over the last 10 years. Associated with heat exchangers, flow pulsations were repeatedly discovered. By external observers these pulsations may be optically or acoustically perceived as piping vibrations. An influence on the upstream flow measurement was observed, too. Danger to the plant safety arises when the frequency of the pulsations and of the structure piping natural vibration coincide [1]. With the technical investigations performed up to the present, increased pulsations were repeatedly discovered between the control valve of the operating line and the standby line. This is illustrated on the basis of measurement results of a performed investigation. Up to now, it was unclear why increased pulsations occur through the heat exchanger as a factor of the gas heat-up. After analysis of all data available, this has now been attributed to a thermal-acoustic instability. The principle of this action is presented on the basis of an experiment. The thermal-acoustic effect in a theoretical observation with regard to the excitation of acoustic resonances in a gas metering station is analysed in more detail. Finally, reduction measures on the basis of the processed results are presented both for the planning phase of new plants as well as for existing plants.

1. Akustische Grundlagen

Ein Unterscheidungsmerkmal verschiedener akustischer Wellen ist deren Ausbreitungsrichtung innerhalb der Rohrleitung. Neben einer Ausbreitungsrichtung „längs“ in Rohr-

Dr.-Ing. *Johann Lenz*, Kötter Consulting Engineers KG, Bonifatiusstraße 400, D-48432 Rheine, und Prof. Dr. -Ing. *Andreas Brümmer*, Technische Universität Dortmund, FG Fluidtechnik, Leonhard-Euler-Straße 5, D-44227 Dortmund.

leitung ist auch die Ausbreitung „quer“ zur Rohrleitungsrichtung möglich (*Bild 1*).

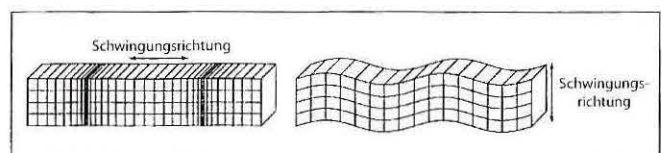


Bild 1. Akustische Wellenausbreitung in Längs- und Querrichtung.

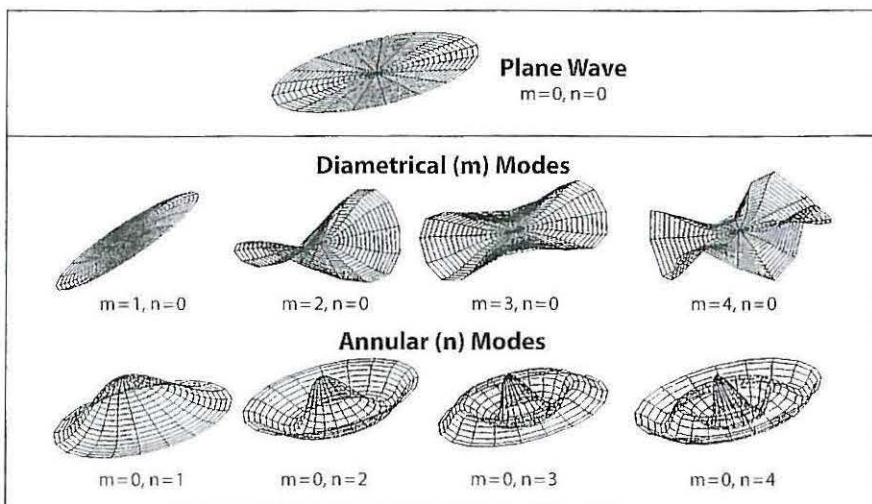


Bild 2. Graphische Darstellung des Verstärkungsmechanismus akustischer Resonanzen in Rohrleitungen.

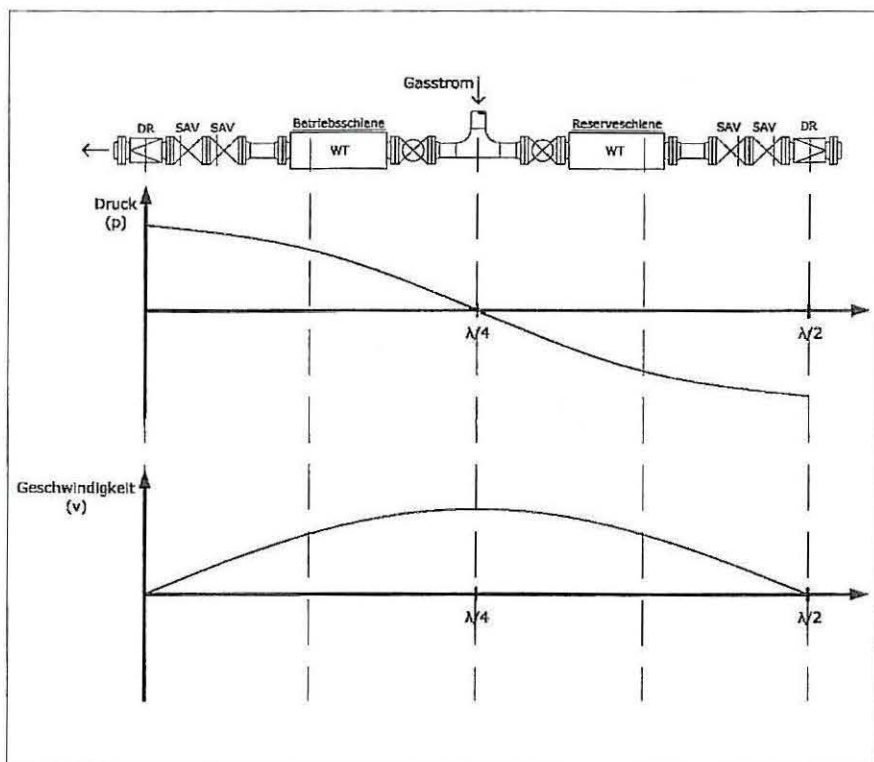


Bild 3. Darstellung von Betriebs- und Reserveschiene einer typischen Gasdruckregelstation und der dynamischen Druck- und Geschwindigkeitsschwankung in der ersten akustischen Resonanz in Längsrichtung (Plane Wave).

Tabelle 1. Berechnete akustische Quersmodenfrequenzen (Erdgas) für einen Rohrlitungsdurchmesser von $D = 250$ mm.

$D = 250$ mm		$m =$ über den Umfang verteilte Knotenanzahl				
$n =$ radiale Knotenanzahl	$m = 0$	$m = 1$	$m = 2$	$m = 3$	$m = 4$	
$n = 0$	0 Hz	1951 Hz	3575 Hz	5180 Hz	6784 Hz	
$n = 1$	937 Hz	2715 Hz	4349 Hz	5964 Hz	7568 Hz	
$n = 2$	1553 Hz	3417 Hz	5078 Hz	6707 Hz	8327 Hz	
$n = 3$	2140 Hz	4085 Hz	5781 Hz	7431 Hz	9060 Hz	
$n = 4$	2709 Hz	4726 Hz	6458 Hz	8128 Hz	9778 Hz	

Die sich ausbreitenden Wellen werden z. B. an Einbauten oder Umrandungen 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 Bild 2). Bei diesen Quersmoden unterscheidet man zwischen Anzahl der radialen (n) und der über den Umfang verteilten Knotenlinien (m).

In Tabelle 1 sind beispielhaft für einen typischen Rohrlitungsdurchmesser von $D = 250$ mm die Frequenzen der akustischen Quersmoden für Erdgas ($c = 400$ m/s) dargestellt.

Die Quersmodenfrequenzen sind in der Regel eher als hochfrequent einzustufen und oft mit erhöhter Lärmbelastung verbunden. Demgegenüber stehen die niederfrequenten akustischen Moden in Längsrichtung des Rohrlitungsverlaufes, auch als „Longitudinalwellen“ oder „eindimensionale Längswellen“ bezeichnet. Beispielhaft ist an einer typischen Gasdruckregelstation – bestehend aus einer Betriebs-, einer Reserveschiene mit jeweiligem Wärmetauscher (WT), Sicherheitsabsperrventilen (SAV) und Druckregler (DR) – der erste akustische Längsmodus mit der dynamischen Druck- und Geschwindigkeitsschwankung dargestellt (Bild 3).

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 Betriebsschiene 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 Rohrlitungslänge 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

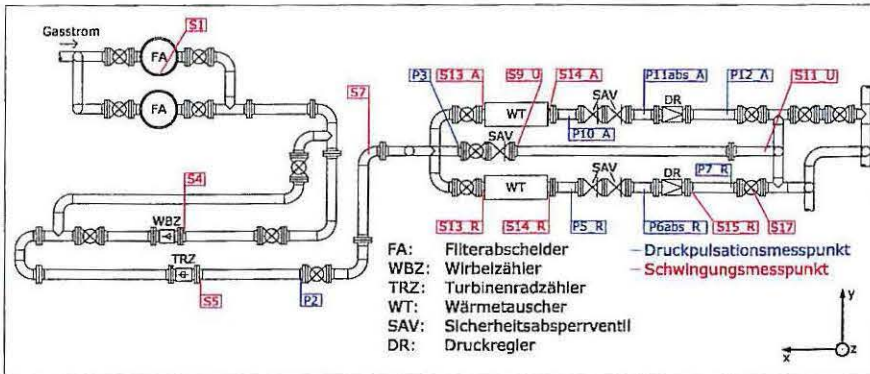


Bild 4. Rohrleitungsverlauf in einer GDRM-Station mit Lage der Messpunkte (Schwingungsmesspunkte rot, Druckmesspunkte blau).

technische Untersuchung beauftragt und von KÖTTER Consulting Engineers durchgeführt. Zur Übersicht ist in *Bild 4* der Rohrleitungsverlauf mit den verschiedenen Messpunkten zur Erfassung der Schwingungs- und Druckpulsationsituation in der GDRM-Station dargestellt.

Ausgehend von der Hochdruckseite wird zuerst der Filterabscheider (FA) und anschließend die Gasmengenmessung mit dem Wirbelgaszähler (WBZ) und dem Turbinenradzähler (TRZ) durchströmt (*Bild 4*). Anschließend folgen Betriebs- und Reserveschiene mit den Wärmetauschern (WT), den

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

λ = 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.

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 Nm³/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 (*Bild 5*, 16.04 Uhr).

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

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 (*Bild 6*). Zur Überprüfung erfolgt die vereinfachte Bestimmung der Resonanzfrequenz (nach Gl. 1):

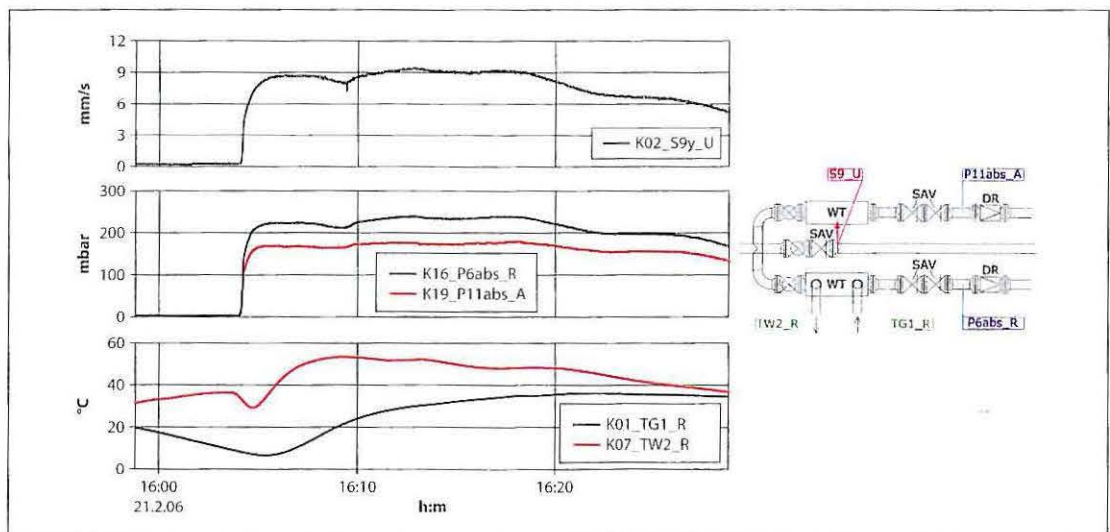
2. Beispiel einer messtechnischen Untersuchung an einer GDRM-Station

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

In einer Gasdruckregel- und Messstation wurde vom Betreiber wegen auffälliger Rohrleitungsschwingungen eine mess-

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

Bild 5. Effektive Rohrleitungsschwingung (Messpunkt S9y_U), effektive Druckpulsation (P6abs_R und P11abs_A) sowie Gastemperatur stromab vom Regelventil (TG1_R) und Temperatur Wasser-rücklauf (TW2_R) unmittelbar vor und nach dem Öffnen des Mischventils vom Wärmetauscher der Reserveschiene (Erdgas-Volumenstrom 10 000 Nm³/h).



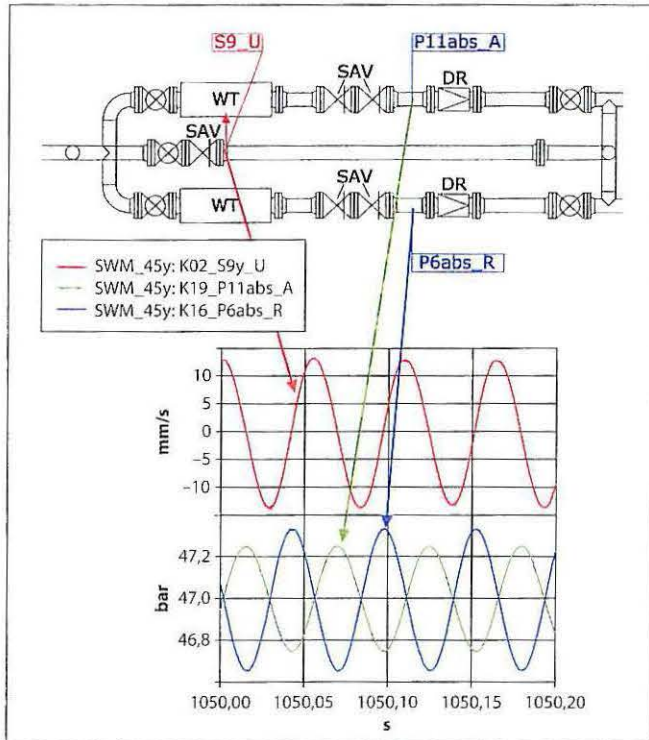


Bild 6. Ausschnitt aus dem Zeitverlauf der Strukturschwingungen am Messpunkt S9y_U sowie der Druckschwankungen an den Messpunkten P6abs_R und P11abs_A (Reserveschiene 10000 Nm³/h, Mischventil Wärmetauscher nach ca. 500 Sekunden geöffnet).

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

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 (Bild 7).

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 Bild 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 strukturmechanische Eigenfrequenz hat.

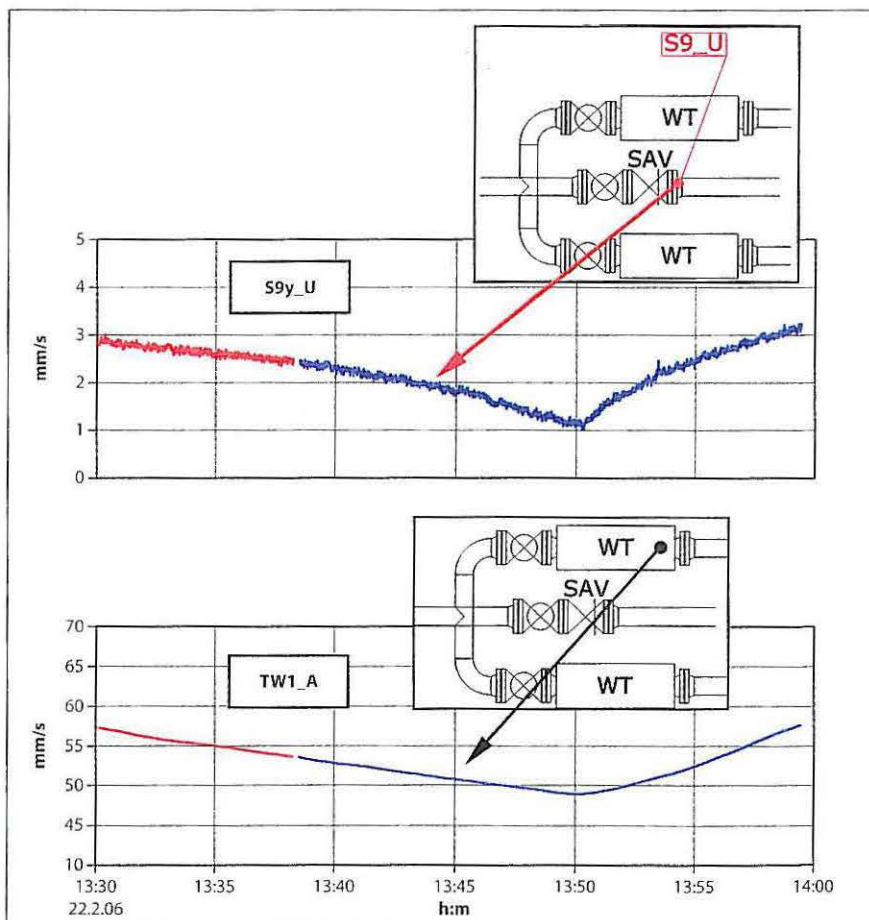
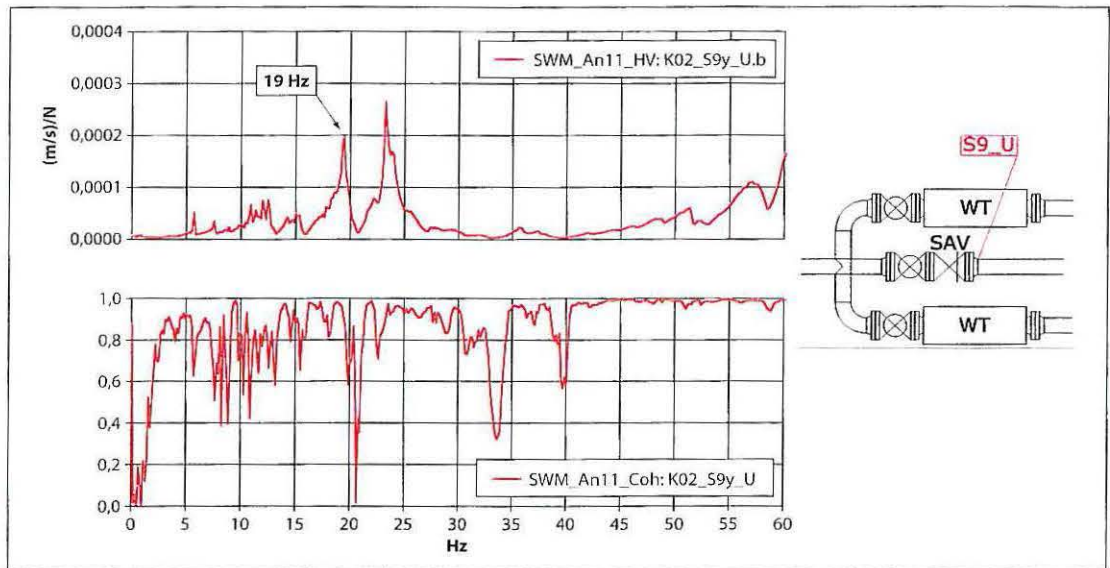


Bild 7. Effektive Schwinggeschwindigkeit am Messpunkt S9y_U (oben) sowie Wasservorlauftemperatur vom Wärmetauscher der Arbeitsschiene (TW1_A, unten) (Arbeitsschiene 10000 Nm³/h).

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. die Gastemperatur in Kelvin 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 –

Bild 8. Übertragungsfunktion (oben) und Kohärenz (unten) zwischen der Impulsanregung und der Schwinggeschwindigkeit am Messpunkt S9y_U.



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

Farbspektrum des HF-Impulssignals zeigt sich entsprechend eine Amplitude bei der Schaufelpassierfrequenz (Drehzahl x Flügelzahl) (Bild 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 Farbspektrum 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) (Bild 9, 520–1000 s).

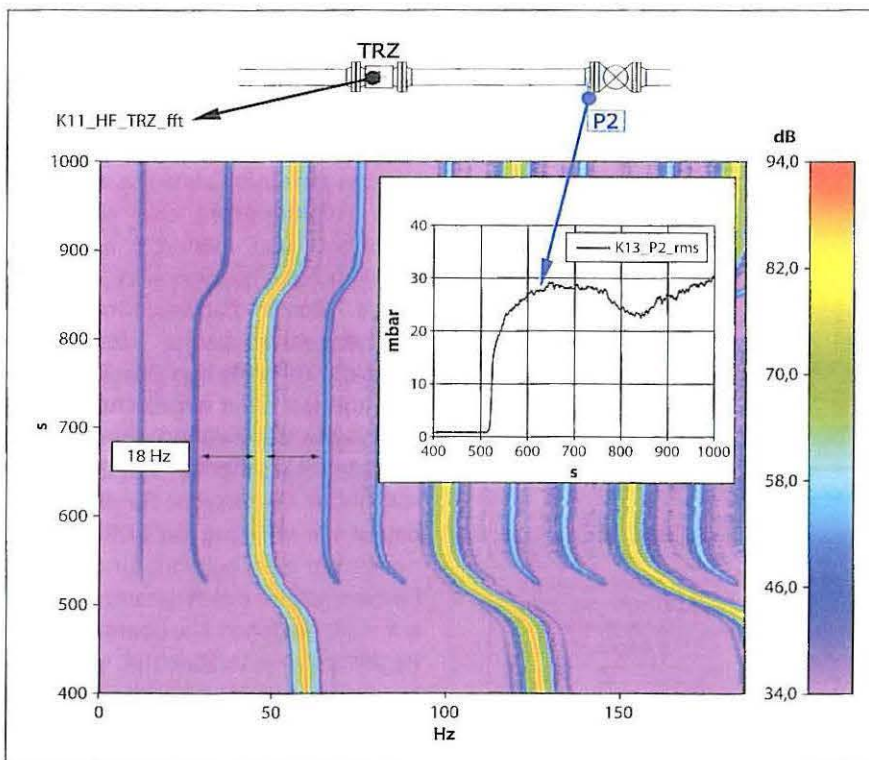


Bild 9. Farbspektrum vom HF-Impulssignal des Turbinenradzählers sowie Verlauf der effektiven Druckpulsation am Messpunkt P2 (Reserveschiene 10000 Nm³/h, Mischventil Wärmetauscher nach ca. 500 Sekunden geöffnet).

Die Beeinflussung des Wirbelgaszählers durch die pulsierende Strömung wird in Bild 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).

Aufgrund der beschriebenen Zusammenhänge war eine zuverlässige Mengenmessung im Volumenstrombereich unterhalb von 14000 Nm³/h nicht mehr gewährleistet. Der festgestellte Zusammenhang zwischen der Beeinflussung der Gasmengenmessung und der akustischen Resonanz ist in Bild 11 als Gleichlauffehler E (Gl. 2) der in Reihe geschalteten Mengengeräte dargestellt.

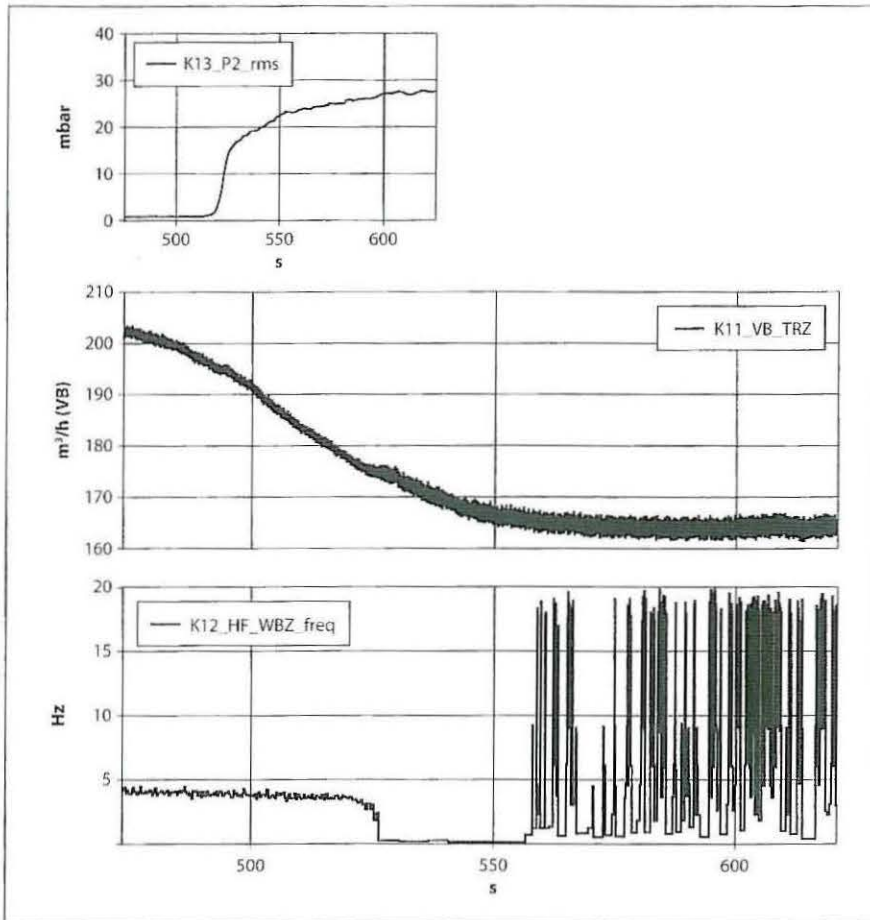


Bild 10. Effektive Druckpulsation am Messpunkt P2 (oben), Betriebsvolumenstrom vom Turbinenradzähler (Mitte) sowie Impulsfrequenz des Wirbelgaszählers (unten) über der Zeit (Reserveschiene 10000 Nm³/h, Mischventil Wärmetauscher nach ca. 520 Sekunden geöffnet).

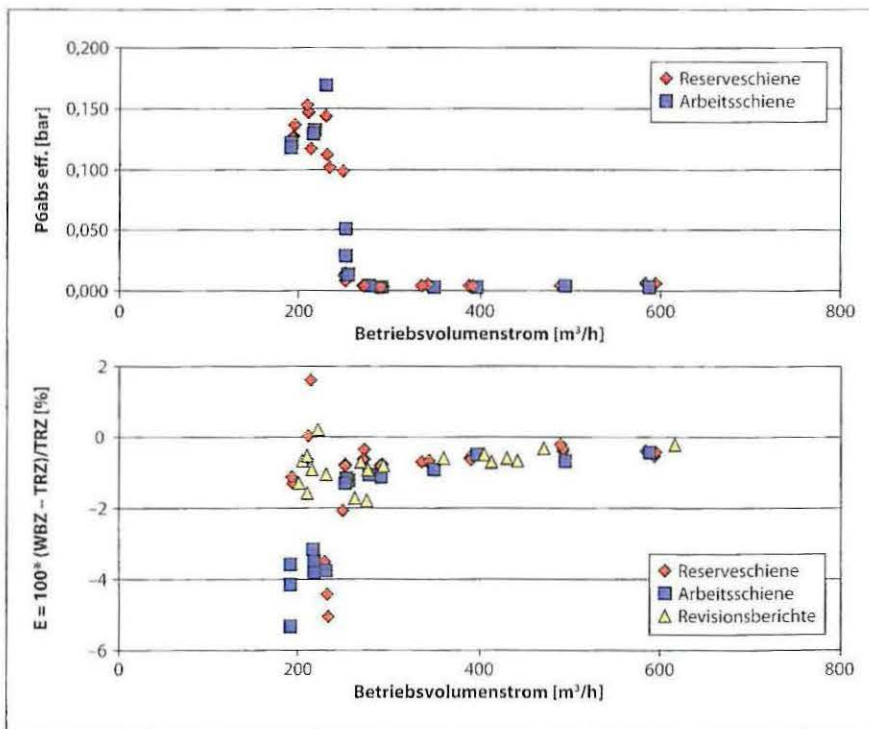


Bild 11. Effektive Druckschwankungen am Messpunkt P6abs sowie Gleichlauffehler E über dem Betriebsvolumenstrom für die KCE-Messungen (rote und blaue Symbole) und entsprechend der Revisionsberichte (gelbe Symbole).

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

mit

E = prozentualer Gleichlauffehler

$V_{B,TRZ} \dots$ = Betriebsvolumenstrom vom Turbinenradzähler

$V_{B,WBZ} \dots$ = 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.

Im Vergleich zur rechnerischen Messunsicherheit ist die dargestellte Schwankungsbreite der Gleichlauffehler E insbesondere unterhalb von 250 m³/h (V_p) 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.

2.1 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 Gasmengenmessgeräte 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.

3. Experiment zur Schwingungsanregung durch Wärmetauscher [5]

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 selbst-erregte 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].

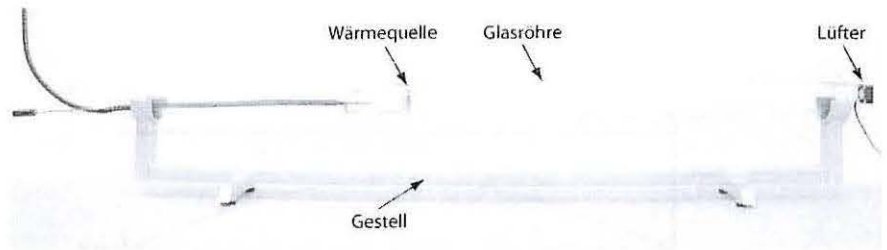


Bild 12. Foto der Experimentanordnung zur thermodynamischen Instabilität.

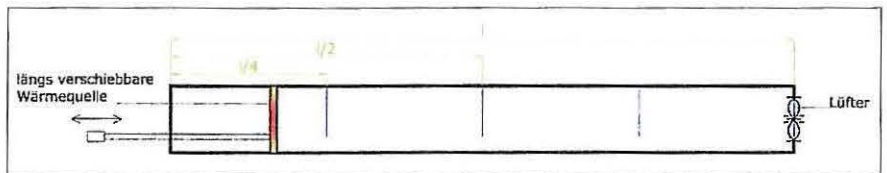


Bild 13. Prinzipskizze mit Positionsangaben zur thermodynamischen Instabilität.

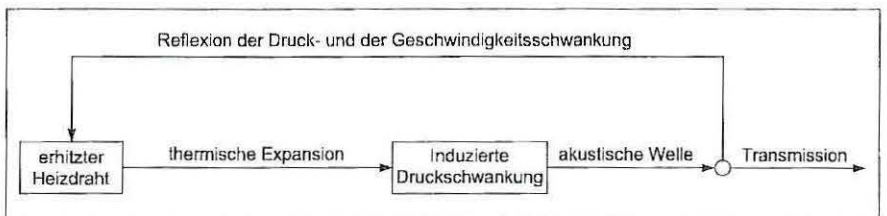


Bild 14. Prinzipielle Darstellung der Rückkopplung einer thermoakustischen Instabilität.

Bild 12 und Bild 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.

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 Bild 14).

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' .

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),

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

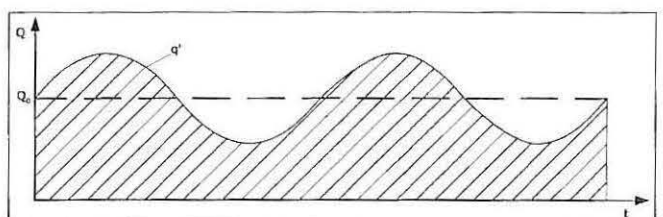


Bild 15. Wärmemengenverlauf mit konstanter Wärmemenge Q_0 und der Wärmemengenschwankung q' .

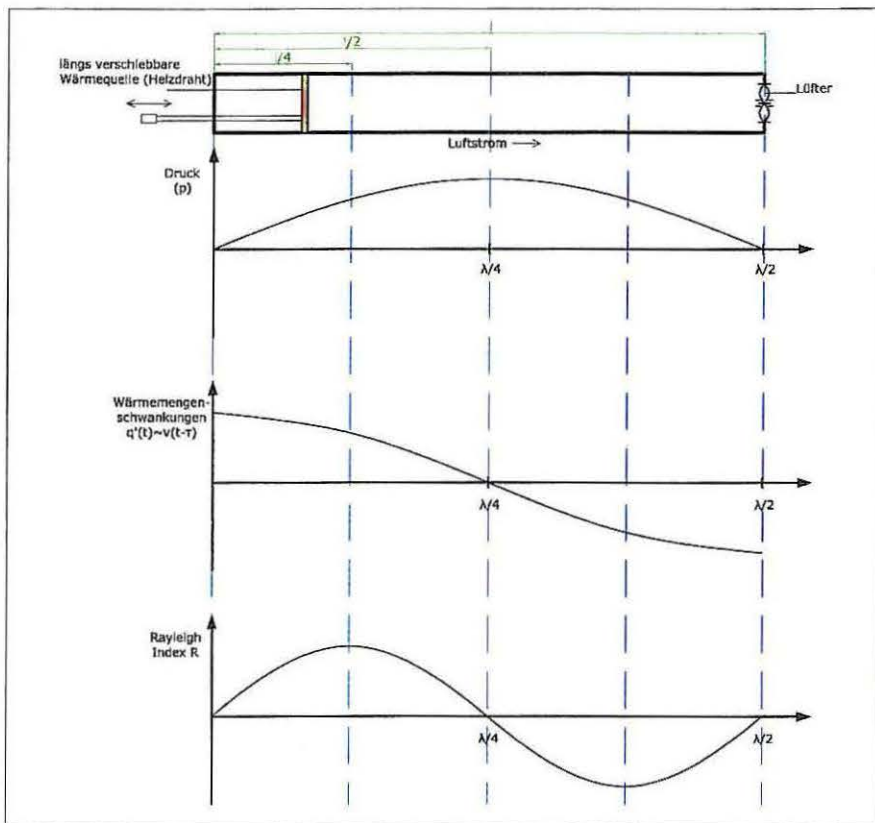


Bild 16. Qualitative Darstellung der akustischen Druckschwankung p , der Wärmemengenschwankung q' in Abhängigkeit der Position der Wärmequelle und des Rayleigh Index R für die Bedingungen in der Glasröhre.

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

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

In *Bild 16* sind sowohl p , q' als auch der *Rayleigh* Index R qualitativ für jede beliebige Position der Wärmequelle in der Glasröhre dargestellt.

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 verschoben, 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.

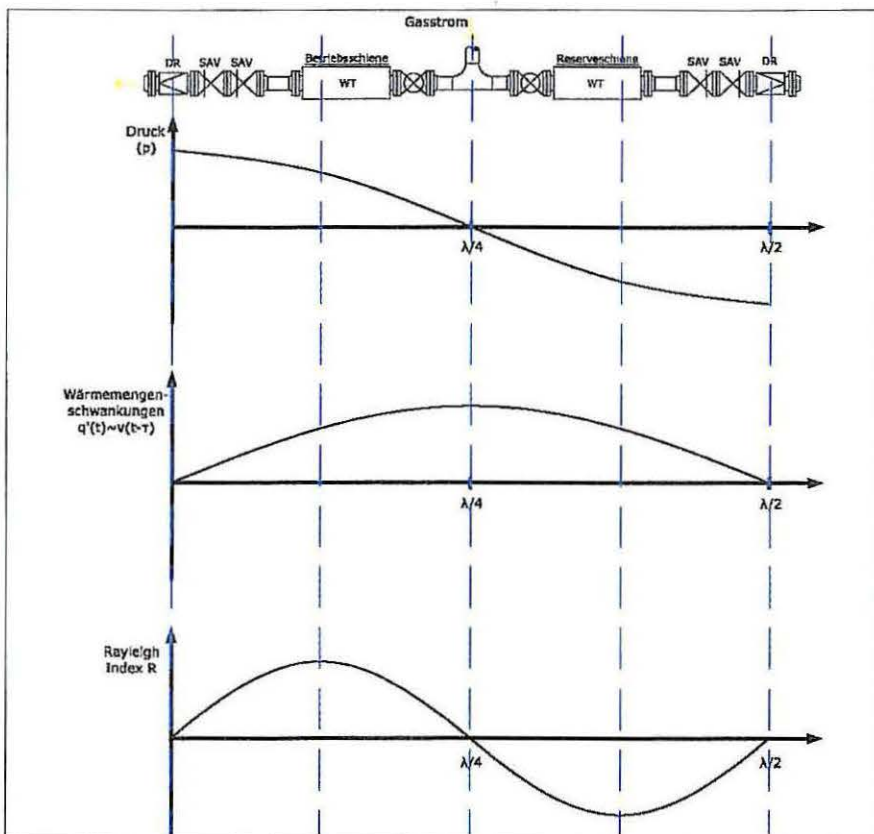


Bild 17. Qualitative Darstellung der akustischen Druckschwankung der Wärmemengenschwankung q' in Abhängigkeit der Position der Wärmequelle und des Rayleigh Index R für die Bedingungen auf einer GDRM-Station.

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

Zum direkten Vergleich zu den Messungen wird in *Bild 17* der qualitative Verlauf des *Rayleigh* Index für den typischen Verlauf bei einer aktiven Betriebsschiene einer GDRM-Station dargestellt.

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 (*Bild 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.

5. 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 mögli-

cher 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, so dass die Sicherheit der Anlage garantiert ist [2].

6. Fazit und Ausblick

Auf Basis einer messtechnischen Untersuchung an einer bestehenden GDRM-Anlage und einem angepassten Experiment konnte erstmalig nachgewiesen werden, dass je nach Positionierung des Wärmetauschers thermoakustische Instabilitäten die Ursache erhöhter Druckpulsationen sind. Diese führen auch zum Fehlverhalten der eingesetzten Gasstrommessgeräte. 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.

Literatur

- [1] Hightech-Erneuerung der Gasübernahmestation Bernburg-Peißen, *energie/wasser-praxis*, 2/2005.
- [2] VDI-Richtlinie 3842, Schwingungen in Rohrleitungssystemen, Juni 2004.
- [3] *Higgins, B.*: 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] *Rijke, P. L.*: 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.
- [5] siehe Video auf www.koetter-consulting.com

(Manuskripteingang: 25. Februar 2008)