

Numerische Untersuchung pulsierender Strömungen in Wirkdruckmeseinrichtungen am Beispiel einer Blende

Mess- und Regelungstechnik, Pulsationen, Differenzdruckmessung, CFD, Volumenstromschwankung

Patrick Tetenborg und Andreas Brümmer

In vielen industriellen Anwendungen, bei denen Strömungs- oder Verdrängermaschinen genutzt werden, kommt es zur Anregung signifikanter instationärer Strömungsvorgänge. Je nach deren Ausprägung können die damit einhergehenden Pulsationen zu erhöhten strukturmechanischen Belastungen oder sogar zu prozessrelevanten Beeinträchtigungen durch Mengemessfehler führen.

Diesbezüglich wurde die Durchsatzmessung nach dem Wirkdruckprinzip an Messblenden bereits in der Vergangenheit mehrfach experimentell und analytisch untersucht. Darauf aufbauend wird im Rahmen dieses Artikels das Betriebsverhalten einer Blende bei periodisch instationären Strömungsvorgängen mithilfe der CFD-Methode untersucht. Hierzu wird von der rotationssymmetrischen Rohrleitung sowie der Blende ein rechenzeitoptimiertes CFD-Modell erstellt und das instationäre Strömungsverhalten dieser Konfiguration für unterschiedliche Randbedingungen berechnet. Die Ergebnisse der numerischen Simulationen bestätigen der Modellierung eine hohe Abbildungsgüte und lassen Rückschlüsse auf die physikalische Beeinflussung einer Wirkdruckmessung durch die Massenträgheit des Fluids im Bereich der Messstelle zu.

Numerical Analysis of pulsating flow in differential pressure type flowmeters using the example of an orifice

In many industrial applications the use of continuous-flow machines or reciprocating compressors results in transient flow behavior. High pulsation levels may occur depending on the individual characteristic of the transient flow. This results in structure mechanical load or process influencing measurement errors, which may affect the performance of the plant.

The mass flow measurement with the help of a differential pressure orifice has been experimented and analysed profoundly in the past. The scope of this article is to reproduce and visualize the known transient behavior of an orifice using the CFD-method. Therefore, a CFD-model is created, which uses the rotational symmetry of a pipe and an orifice. This leads to a very efficient computation performance, which allows us to simulate several boundary conditions. The results of the numerical simulations comply with the empirical results and allow further conclusions related to transient inertia.

1. Einleitung

Die Entstehungsmechanismen für instationäre Strömungsvorgänge und mögliche Abhilfemaßnahmen zur Reduktion von Geschwindigkeits- und Druckpulsationen werden bereits seit langer Zeit erforscht. Dennoch lässt sich deren ungewünschte Ausprägung in praktischen Anwendungen bis dato nicht gänzlich vermeiden. So können unter anderem auch Gasmengenmeseinrichtungen Pulsationen ausgesetzt werden, welches häufig zu einer Beeinflussung der Messgenauigkeit führt (1), (2).

Durch die fortschreitende Entwicklung im Bereich der numerischen Strömungssimulation lassen sich auch instationäre Strömungsvorgänge mit akzeptablem Aufwand simulieren. Unter Pulsationseinfluss auftretende Effekte und physikalische Wirkzusammenhänge bei

der Differenzdruckmessung können daher – neben experimentellen Untersuchungen – auch mit Hilfe der CFD-Methode näher betrachtet werden. Die Ergebnisse der instationären Strömungssimulationen sollen daraufhin mit empirischen Messergebnissen verglichen und eine Aussage über die erreichbare Abbildungsgüte getroffen werden.

Bei ausreichender Übereinstimmung der simulierten Blendenströmungen mit den realen Strömungsverhältnissen gilt es abschließend, die zeitlichen Durchsatzschwankungen näher zu betrachten. Neben dem resultierenden Messfehler soll das Augenmerk dabei auf dem Einfluss der für die instationäre Durchflussbestimmung mitentscheidenden trägen Fluidmasse zwischen den Druckentnahmestellen liegen.

2. Motivation

Der Einfluss stationärer bzw. instationärer Strömungseffekte auf den Mengenmessfehler einer Wirkdruckmesseinrichtung – wie zum Beispiel einer Blende – ist in der Vergangenheit bereits untersucht worden (3), (4), (5). Im Rahmen dieser Veröffentlichung steht der primäre Fokus der Untersuchungen daher auf der Validierung der durchgeführten CFD-Simulationen von instationären Strömungsvorgängen sowie deren physikalischer Interpretation. Dementsprechend wurde auf ein sowohl empirisch als auch analytisch bereits tiefgründig betrachtetes Untersuchungsobjekt wie eine Wirkdruckblende nach DIN 5167 zurückgegriffen.

Neben dem bekannten Betriebsverhalten als Wirkdruckmesseinrichtung lässt sich eine Blende aufgrund ihrer dissipativen Wirkung ebenfalls zur Dämpfung von Pulsationen einsetzen.

Um dem Wunsch eines nahezu pulsationsfreien Anlagenbetriebs in adäquatem Maße nachzukommen, hat KÖTTER Consulting Engineers (KCE) 2013 in Kooperation mit dem Fachgebiet Fluidtechnik der TU Dortmund ein Forschungsvorhaben zur Entwicklung eines passiven adaptiven Pulsationsdämpfers für Rohrleitungen gestartet.

Im Kontext zu diesem Forschungsvorhaben lassen sich anhand der instationären Simulation der Blendenströmung grundlegende Erkenntnisse gewinnen. Anhand dieser Erkenntnisse gilt es zu einem späteren Zeitpunkt mögliche Wirkprinzipien zur passiven adaptiven Dämpfung pulsierender Strömungen zu erarbeiten und hinsichtlich ihrer Effektivität mithilfe der CFD-Methode zu prüfen.

3. Grundlagen der Blendenströmung

Die Durchflussmessung mithilfe einer Blende stellt eines der auf einer Querschnittsverengung basierenden Wirkdruckverfahren dar, welches alternativ auch über Düsengeometrien oder Venturirohre realisiert werden kann. Bei der Bestimmung der Durchflussmenge mithilfe des Wirkdruckmessverfahrens muss generell differenziert werden, ob in einer ggf. pulsierenden Strömung eine stationäre Betrachtung ausreichend genaue Mengemessungen ermöglicht oder ob instationäre Betrachtungen erforderlich sind.

3.1 Stationäre Durchflussbestimmung

Anhand der Betrachtung der stationären Blendenströmung lässt sich das grundlegende Messprinzip des Wirkdruckverfahrens anschaulich erläutern: Durch die Einschnürung der Strömung im Bereich der Verengung ergibt sich lokal eine höhere Strömungsgeschwindigkeit, welche zu einer Absenkung des statischen Druckes in diesem Bereich führt. **Bild 1** zeigt eine hierfür typische Strömungskontur mit dem dazugehörigen statischen Druckverlauf über der Längsachse einer Rohrleitung. Durch den Abgriff der statischen Drücke, an zwei in (1) festgelegten Positionen (vor und hinter der Blende), lässt sich über die bekannte Blendengeometrie und ebenfalls

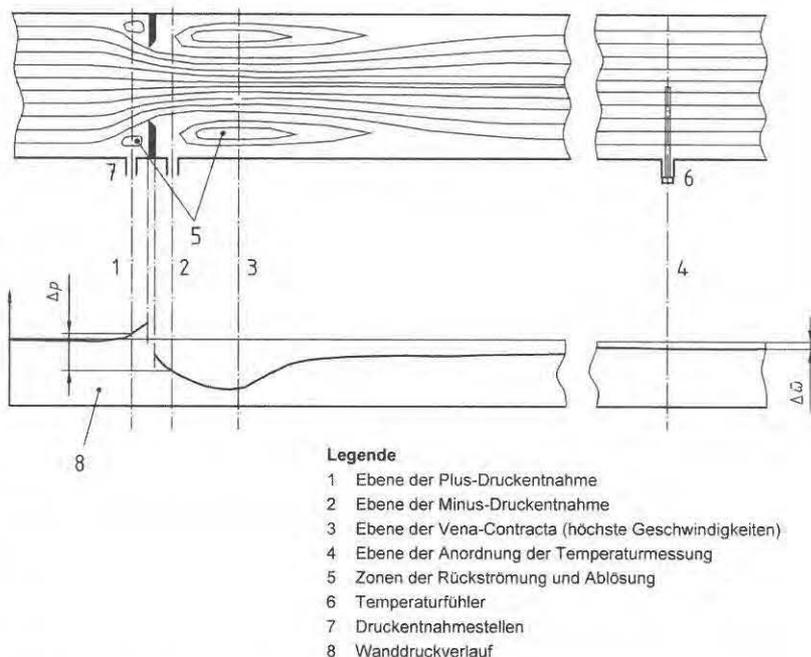


Bild 1. Qualitativer Verlauf einer stationären Blendenströmung mit dazugehörigem Druckverlauf nach (1).

bekannte Stoffparameter der durchgesetzte Massenstrom q_m gemäß nachfolgender Gleichung aus (1) bestimmen:

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho} \quad (1)$$

Dabei entspricht das $\Delta p = p_1 - p_2$ dem Differenzdruck zwischen den beiden Messpunkten, welcher auch als Wirkdruck bezeichnet wird. Neben den geometrischen Parametern – Blendendurchmesser d und Durchmesser Verhältnis $\beta = d/D$ (D = Rohrrinnendurchmesser) – fließt noch der Durchflusskoeffizient C und die Expansionszahl ε (1) mit in die Berechnung ein.

3.2 Instationäre Durchflussbestimmung

Voraussetzung für eine zuverlässige Funktion der Messstelle ist eine stationäre Strömung. Bei praktischen Anwendungen lässt sich dieses jedoch nicht immer realisieren. Daher müssen zur Vermeidung von Messfehlern ggf. vorhandene instationäre Effekte bei der Auswertung berücksichtigt werden.

Für erste Abschätzungen bzgl. des Durchsatzes bei instationären Vorgängen kann zunächst von einem quasistationären Zustand ausgegangen werden. Dieses beinhaltet, dass der Massendurchsatz weiterhin abhängig von der Wurzel des Wirkdruckes ist („quasistationäre Betrachtung“). Hierbei ist jedoch zu beachten, dass stets die Wurzel des Wirkdruckes gemittelt wird, da es sonst zum sogenannten „Wurzelfehler“ kommt:

$$\left(\text{richtig}\right) \sqrt{\Delta p} \neq \sqrt{\Delta p} \quad \left(\text{falsch}\right) \quad (2)$$

Um den instationären Massenstrom korrekt wiederzugeben, muss die stationäre Durchflussgleichung, welche auf der eindimensionalen, inkompressiblen und stationären Impulserhaltung basiert, um den Einfluss der lokalen Fluidmassenträgheit erweitert werden:

$$\Delta p(t) = \frac{8}{\pi^2 \cdot \rho \cdot \varepsilon^2 \cdot C^2 \cdot d^2} \cdot (1 - \beta^4) \cdot q_m^2(t) + \frac{dq_m(t)}{dt} \cdot \int_{s_1}^{s_2} \frac{1}{A(s)} ds \quad (3)$$

Der erste Term der Gleichung beschreibt die auf der konvektiven Beschleunigung über der Blende basierenden Druckänderung, während der zweite Teil die lokale Beschleunigung der trägen Fluidmasse beinhaltet. Da die zu berücksichtigende relevante Querschnittsfläche $A(s)$ zwischen den Druckentnahmestellen unbekannt ist, wird nach ISO TR 3313 zur vereinfachten Handhabung ein mit der effektiven Länge l_E gebildeter Quotient eingeführt:

$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{1}{A(s)} ds = \frac{l_E}{\pi \cdot C \cdot \beta^2 \cdot D^2} \quad (4)$$

Zur korrekten Bestimmung des instationären Durchflusses lassen sich in der Literatur unterschiedliche Ansätze zur Bestimmung dieser Ersatzlänge l_E finden. Im Rahmen der hier durchgeführten Betrachtungen werden insbesondere zwei Ansätze behandelt. Der Ansatz in (2) geht davon aus, dass die effektive Länge dem Blendendurchmesser entspricht, siehe auch (3). Alternativ wird auf die Bestimmung der Ersatzlänge nach Hebrard aus (6) zurückgegriffen, welche insbesondere das Durchmesserverhältnis β und die Lage der Druckentnahmestellen differenzierter berücksichtigt.

Zur vereinfachten Auswertung der oben genannten Durchflussgleichung lässt sich diese nach (7) in die dimensionslose Form

$$\pi(\tau) = \delta^2(\tau) + G \cdot St \cdot \frac{d\delta(\tau)}{d\tau} \quad (5)$$

überführen. Hierin enthalten sind die dimensionslosen Parameter

- $\tau = t \cdot f_1$ dimensionslose Zeit (bezogen auf die Grundfrequenz f_1 einer periodischen Wirkdruckschwankung)
- $\pi(\tau) = \frac{\Delta p(\tau)}{\Delta p_0}$ dimensionslose Wirkdruckschwankung
- $\delta(\tau) = \frac{q_m(\tau)}{q_{m, Fehl}}$ dimensionslose Massenstromschwankung

sowie der geometrische Parameter G und die auf die Grundfrequenz bezogene *Strouhal-Zahl* der Strömung:

• $G = \frac{2 \cdot C \cdot \varepsilon^2}{1 - \beta^4}$ Geometrie-Parameter

• $St = \frac{f_1 \cdot l_E}{q_{m, Fehl}} \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2$ *Strouhal-Zahl*

Auf Basis der gemessenen Wirkdruckschwankung und den bekannten Geometrie- und Stoffparametern lässt sich die nichtlineare Differentialgleichung für den dimensionslosen Massenstrom numerisch integrieren. In Analogie zum Vorgehen in (7) wurde im Rahmen dieser Arbeit das klassische *Runge-Kutta-Verfahren* vierter Ordnung angewendet.

Um den instationären Einfluss der Massenträgheit näher zu quantifizieren wird – neben der bereits erwähnten *Strouhal-Zahl* – eine weitere dimensionslose Kennzahl in Form der *Euler-Zahl* betrachtet:

• $St = \frac{\text{instationäre Trägheitskraft}}{\text{stationäre Trägheitskraft}}$ *Strouhal-Zahl*

• $Eu = \frac{\text{Druckkraft}}{\text{stationäre Trägheitskraft}} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot c^2}$ *Euler-Zahl*

In **Bild 2** werden den Bestandteilen der dimensionslosen Durchflussgleichung dementsprechend die kennzahlrelevanten Kraftkomponenten der eindimensionalen Impulserhaltung zugeordnet.

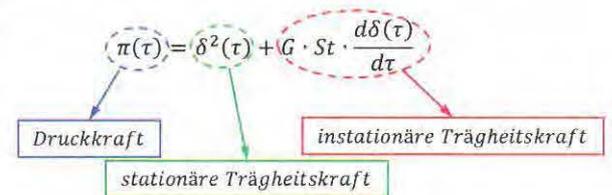


Bild 2. Sinngemäße Zuordnung der dimensionslosen Parameter zu entsprechenden Fluidkräften.

Betrachtet man diese Kennzahlen getrennt voneinander, so lässt sich deren unmittelbarer Bezug auf den stationären Massendurchsatz herstellen. Setzt man die beiden Kennzahlen jedoch ins Verhältnis, so erhält man eine weitere dimensionslose Kennzahl:

$$\frac{St}{Eu} = \frac{\text{instationäre Trägheitskraft}}{\text{Druckkraft}} \quad (6)$$

Diese ermöglicht es, eine Aussage darüber zu treffen, inwiefern es notwendig ist, die instationäre Massenträgheit für die Durchsatzkorrektur zu berücksichtigen oder ob eine Korrektur des Wurzelfehlers bereits zu hinreichenden Genauigkeiten („quasistationäre Betrachtung“) führt.

4. CFD-Simulationen zur Blendenströmung

Nachfolgend werden zunächst die Grundlagen der CFD-Methode aufgegriffen um anschließend auf Basis von stationären Simulationen eine Validierung des CFD-Modells mit den Ergebnissen nach DIN 5167 durchzuführen. Nach erfolgreicher Validierung gilt es daraufhin die instationäre Blendenströmung zu untersuchen.

4.1 Strömungssimulation

Die Strömungssimulationen werden mithilfe der Software ANSYS CFX 12 durchgeführt, welche den Preprozessor, den Solver und den Postprozessor beinhaltet. Vorab wird mithilfe der Software ICEM CFD anhand der Modellgeometrie das Netz für die Simulation erstellt. Im Rahmen dieser Arbeit wird dabei auf ein strukturiertes Blocking zurückgegriffen, da hier eine differenzierte Beeinflussung der Netzqualität bzgl. Grenzschichtauflösung sowie Längen- und Winkelverhältnissen der Volumina ermöglicht wird. Anschließend werden im Preprozessor die Randbedingungen des Modells, die zu verwendenden Gleichungssysteme, das zu verwendende Turbulenzmodell sowie das Fluid (Luft) vorgegeben. Um das instationäre Verhalten korrekt abzubilden, wird bei der Luft von einem kompressiblen Fluid ausgegangen, dessen Zustandsgleichung dem idealen Gasgesetz entspricht. Als Gleichungssystem wird auf die instationären reynoldsgemittelten *Navier-Stokes*-Gleichungen in Kombination mit dem SST-Turbulenzmodell (8) zurückgegriffen. Bei den Ein- und Austrittsbedingungen der simulierten Rohrabschnitte werden – unter der Prämisse einer hohen Berechnungsstabilität – ein dynamischer Totaldruck am Eintritt und ein konstanter statischer Austrittsdruck vorgegeben. Die Oberflächenbeschaffen-

heit der Rohr- und Blendenwandungen wird als ideal glatt angenommen.

Anschließend werden die Simulationen durchgeführt und die Ergebnisse mithilfe des Postprozessors ausgewertet. Nähere Angaben zu den betrachteten Kennwerten und Berechnungsergebnissen werden bei den Untersuchungen zur Blendenströmung genannt.

4.2 Stationäre CFD-Untersuchungen

Zunächst soll ein geeignetes CFD-Modell zur Abbildung der Blendenströmungen erstellt werden. Unter dem Aspekt, eine möglichst feine Netzaufösung bei gleichzeitig akzeptablen Rechenzeiten zu erhalten, wird dabei die Rotationssymmetrie eines Rohres ausgenutzt. Des Weiteren wird die Annahme getroffen, dass – neben turbulenzbedingten Querströmungen – lediglich axiale und bei der Blendenströmung ggf. zusätzlich radiale Geschwindigkeitsanteile, jedoch – unter der Annahme einer drallfreien Strömung – keinesfalls azimuthale Strömungsanteile vorliegen. Diese Annahme ermöglicht die Reduktion der vollen Kreisfläche auf ein einzelnes Kreissegment (4°- Ausschnitt), **Bild 3**.

Neben den üblicherweise vorliegenden Randbedingungen für den Ein- und Auslass sowie die Rohrwandung eines CFD-Modells sind für die korrekte Abbildung mithilfe des Kreissegments weitere Randbedingungen notwendig. Um weiterhin eine axiale Rohrströmung im Sinne eines durchströmten Rohres zu erhalten, werden an den Seitenflächen zwei Symmetrieebenen eingefügt, welche die Rotationssymmetrie des Rohres mit abbilden. Des Weiteren ergibt sich aufgrund der beim strukturierten Netz verwendeten Hexaeder-Elemente eine parallel zur Rohrwandung verlaufende

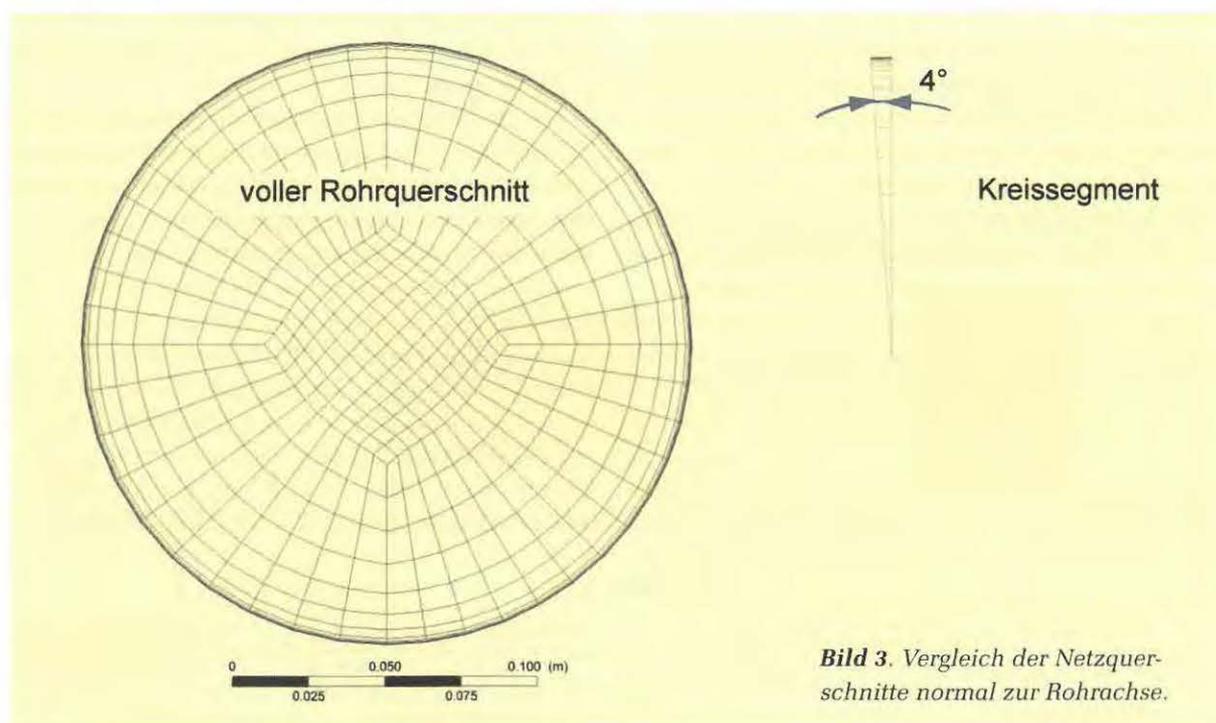


Bild 3. Vergleich der Netzquer-schnitte normal zur Rohrachse.

Bild 4. Vergleich der Strömungsprofile über dem Radius ($D = 200 \text{ mm}$, $ReD = 700\,000$).

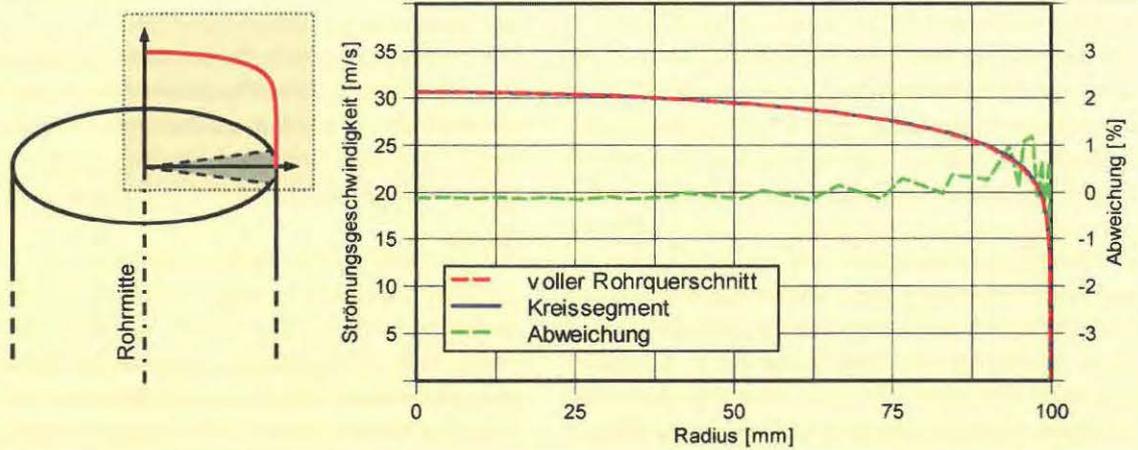
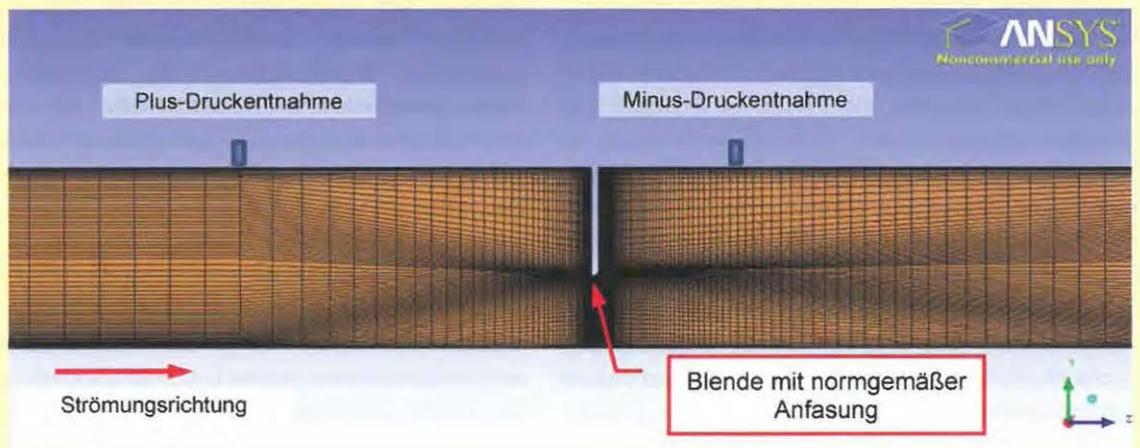


Bild 5. Strukturiertes Netz des Kreissegmentes im Nahbereich der Blende.



Ebene im Bereich der Rohrmitte. Um das reale Rohrleitungsprofil realitätsnah abzubilden wird hier – im Gegensatz zur Rohrwandung – keine Haftbedingung vorgegeben.

Um die Eignung dieser Modellreduzierung zu überprüfen, werden Vergleiche bzgl. des voll ausgeprägten, radialen Strömungsprofils sowie dem differentiellen Druckverlust dp/dx über der Länge für gleiche Ein- und Auslassbedingungen durchgeführt.

Die in **Bild 4** gezeigten Strömungsprofile zeigen die sehr gute Übereinstimmung der beiden Rohrleitungsmodelle. Die maximale Abweichung der axialen Strömungsgeschwindigkeiten liegt bei 1%. Bei dem Vergleich des aus der Rohrreibung resultierenden Druckverlustes zeigen sich ebenfalls nur geringfügige Abweichungen der Modelle untereinander sowie zu dem sich ergebenden Druckverlust für eine technisch glatte Rohrwandung nach Nikuradse (9) ($Re_D = 700\,000$), **Tabelle 1**.

Aufgrund der geringen Abweichungen zur Theorie und den vernachlässigbaren Abweichungen zur Simulation eines vollen Rohrquerschnitts können die nachfolgenden Untersuchungen zur Blendenströmung mit einem auf ein Kreissegment reduzierten Modell durchgeführt werden.

Bei der Vernetzung der Anordnung mit Blende wird insbesondere in dem Bereich um die Blende eine erhöhte Elementdichte gewählt, **Bild 5**. Hierbei wird auf eine sehr feine Auflösung der Grenzschicht um die Blende sowie eine normgetreue Abbildung der Blendengeometrie mit dazugehöriger Fase geachtet. Um eine nach DIN 5167 optimale Anströmung mit einem vollkommen ausgebildeten Strömungsprofil zu erzielen, wird die Einlaufänge mit dem 75fachen des Rohrdurchmessers von $D = 206,5 \text{ mm}$ gewählt. Das Durchmesserverhältnis wird mit $\beta = 0,4$ relativ klein gewählt (Blendendurchmesser $d = 82,6 \text{ mm}$), um gut messbare Wirkdrücke zu erzielen.

Tabelle 1. Vergleich der Druckverluste entlang der Rohrleitung.

CFD-Modell	Nikuradse	Voller Rohrquerschnitt	Kreissegment
Druckabfall dp/dx	54,6 Pa/m	56,0 Pa/m	56,4 Pa/m
Abweichung	-	+2,5 %	+3,3%

Tabelle 2. Vergleich des Massendurchsatzes der Simulationsergebnisse mit den gemäß der DIN 5167 bestimmten Massendurchsätzen.

Δp_{Modell}	Re_D	Δp_{Blende}	\dot{m}_{Blende}	\dot{m}_{Ist}	E_{CFD}
500 Pa	60.000	591 Pa	0,173 kg/s	0,174 kg/s	-0,62 %
1.500 Pa	101.000	1.776 Pa	0,299 kg/s	0,301 kg/s	-0,81 %
2.000 Pa	117.000	2.369 Pa	0,345 kg/s	0,348 kg/s	-0,91 %
10.000 Pa	240.000	11.850 Pa	0,760 kg/s	0,773 kg/s	-1,62 %

Zur Auswertung der Simulationsergebnisse wird an den der Norm entsprechenden D-D/2-Druckentnahmepositionen der statische Druck an der Rohrwand sowie der Wirkdruck $\Delta p_{\text{Blende}} = p_{\text{Plus}} - p_{\text{Minus}}$ erfasst und mithilfe der Auswerterroutine nach DIN 5167 der Massendurchfluss bestimmt. Der daraus resultierende Massenstrom \dot{m}_{Blende} wird anschließend mit dem tatsächlichen Massenstrom \dot{m}_{Ist} verglichen. Dieser ergibt sich aus der Integration der differentiellen Massenströme über dem Radius:

$$\dot{m}_{\text{Ist}} = 2 \cdot \pi \cdot \int_0^R \rho \cdot c_a(r) \cdot r \cdot dr \quad (7)$$

Tabelle 2 zeigt die Ergebnisse der Simulation für verschiedene Differenzdrücke zwischen dem Modellein- und -austritt (Δp_{Modell}). Die Fehlerbestimmung E_{CFD} erfolgt über den Quotienten:

$$E_{\text{CFD}} = \frac{\dot{m}_{\text{Blende}} - \dot{m}_{\text{Ist}}}{\dot{m}_{\text{Ist}}} \quad (8)$$

Die Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung der simulierten Durchsätze mit den anhand der Druckmessstellen gemäß DIN 5167 berechneten Durchsätzen. Die erfolgreiche Verifikation bestätigt somit die Eignung der gewählten CFD-Modellierung für die Untersuchung der Blendenströmung.

4.3 Instationäre CFD-Untersuchungen

Im Zuge des Forschungsvorhabens zur adaptiven Pulsationsdämpfung soll zu einem späteren Zeitpunkt auch die Abbildungsgüte bzgl. des akustischen Verhaltens des am FG Fluidtechnik vorhandenen Gasmengenver-

suchsstands überprüft werden. Dieser wurde speziell für die Untersuchung instationärer Strömungseffekte konzipiert. Am Eintritt der für die Untersuchungen zur Verfügung stehenden Messstrecke befindet sich ein eigens konstruierter Pulsationsgenerator zur Erzeugung instationärer Strömungsfelder. Das Ende der Messstrecke wird durch einen Pulsationsdämpfer definiert, welcher einem aus akustischer Sicht offenen Ende entspricht. Die geplante Einbauposition für die Messblende befindet sich im hinteren Teil der Messstrecke um eine ausreichend lange Einlaufstrecke zu gewährleisten, siehe **Bild 6**.

In Anlehnung an die zur Verfügung stehende Untersuchungsmessstrecke und den geplanten Versuchsaufbau wird das zweidimensionale Kreissegmentmodell nun an die geometrischen Längenabmessungen der Messstrecke angepasst, siehe **Bild 7**.

Anhand von bereits durchgeführten Untersuchungen zur Anregungscharakteristik des Pulsationsgenerators bei Pulsationsfrequenzen f von 4 bis 27 Hz werden Randbedingungen für die Simulation definiert. Am Systemeintritt (RB1) wird eine harmonische Schwankung des Gesamtdruckes vorgegeben, während am Pulsationsdämpfer (RB2) ein konstanter statischer Austrittsdruck von 2 bar aufgeprägt wird. Die Simulationsdauer wird so gewählt, dass von einem aus akustischer Sicht eingeschwingenen Zustand der Geschwindigkeits- und Druckpulsationen ausgegangen werden kann.

Anschließend wird anhand der virtuellen Druckentnahmestellen der Wirkdruck erfasst und der Durchsatz nach DIN 5167 sowie der instationären Durchflussgleichung bestimmt. Die Ergebnisse werden anschließend mit dem tatsächlich im zeitlichen Mittel durchgesetzten

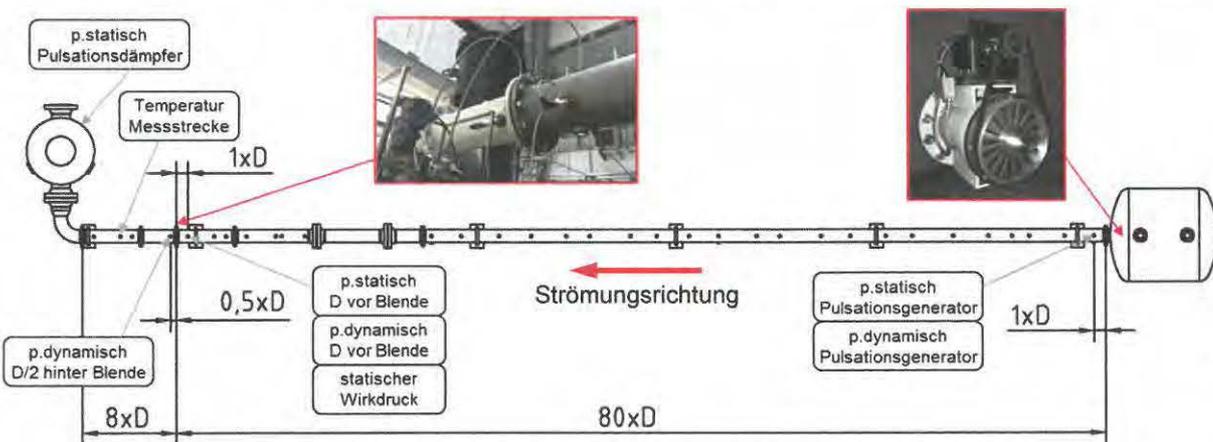


Bild 6. Versuchsaufbau zur messtechnischen Untersuchung der instationären Blendenströmung.

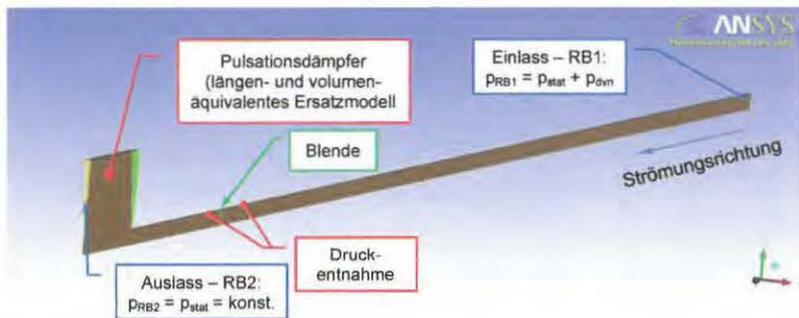


Bild 7. Kreissegmentmodell der Messstrecke sowie verwendete Randbedingungen (RB).

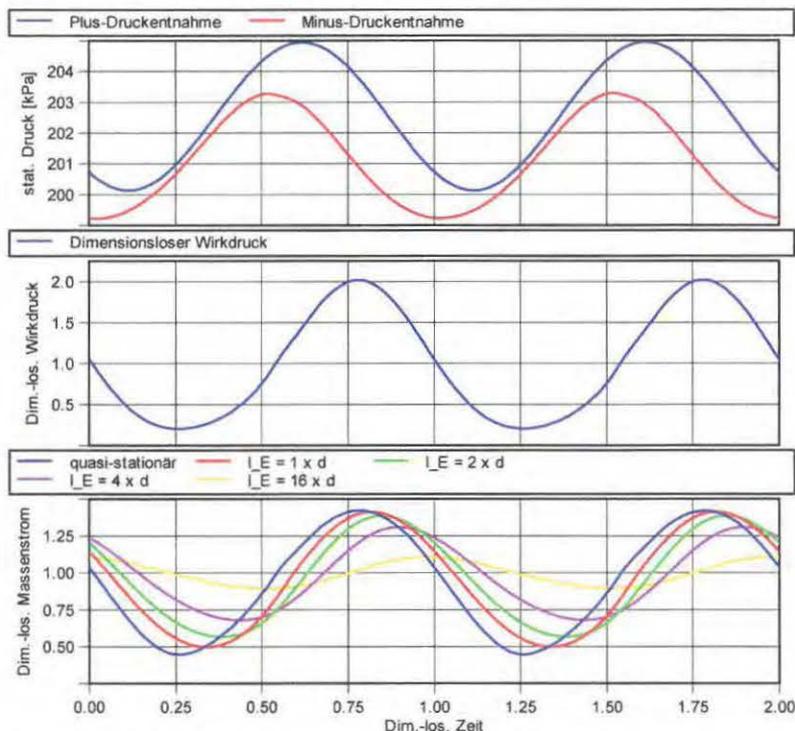


Bild 8. Simulierte Druckverläufe an den virtuellen Druckentnahmestellen der Blende sowie dimensionsloser Wirkdruck $\eta(t)$ und dimensionsloser Massenstrom $\delta(t)$ über der dimensionslosen Zeit (τ) für unterschiedliche Ersatzlängen l_E ($f = 17$ Hz).

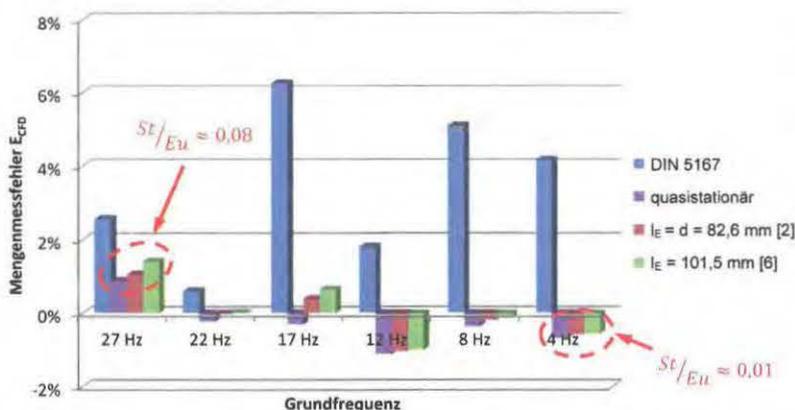


Bild 9. Ausgewertete Mengenmessfehler E_{CFD} der instationären CFD-Simulationen bei stationärer (DIN 5167) und instationärer Durchsatzbestimmung.

Massenstrom \dot{m}_{ist} (Integration über die differentiellen Massenströme über der Blende) verglichen und erneut der jeweilige Messfehler E_{CFD} bestimmt.

In Bild 8 sind beispielhaft für eine Anregungsfrequenz von 17 Hz die sich einstellenden Druckschwankungen sowie der daraus resultierende dimensionslose Wirkdruck über zwei Perioden dargestellt. Zusätzlich wird in der Abbildung der Einfluss der relevanten Ersatzlänge l_E , welche proportional in die träge Fluidmasse einfließt, verdeutlicht.

Die als quasistationär bezeichnete Massenstromschwankung entspricht der Korrektur des Wurzelfehlers unter Vernachlässigung der instationären Trägheitskräfte. Es zeigt sich, dass mit zunehmender Ersatzlänge (hier als Vielfache des Blendendurchmesser d ausgedrückt) die Schwankungsamplitude abnimmt und der zeitliche Versatz zwischen Wirkdruckschwankung und Massenstromschwankung zunimmt. Die Massenstromkorrektur wird mit zunehmender Massenträgheit somit immer geringer und nähert sich asymptotisch dem Grenzwert 1 an, welcher der fehlerbehafteten stationären Auswertung mit gemitteltem Differenzdruck entspricht. Abschließend wird nach einer zeitlichen Mittelung des Wirkdruckes der Durchsatz nach DIN 5167 bestimmt und mit den anhand des dimensionslosen Massenstroms korrigierten Durchsätzen der instationären Betrachtungen verglichen, Bild 9.

Die Ergebnisse zeigen unkorrigierte Messfehler E_{CFD} der stationär betrachteten Blendenströmung von bis zu 6,1%. Durch Korrektur mit der instationären Durchflussgleichung lassen sich diese Abweichungen auf Mengemessfehler von ca. +/- 0,05 – 0,4% korrigieren. Lediglich bei den Frequenzen von 12 und 27 Hz treten erhöhte Abweichungen im Bereich von ca. 1% auf. Diese resultieren aus akustischen Resonanzeffekten, welche dazu führten, dass sich auch nach längeren Berechnungszeiten kein eingeschwungener Zustand erzielen ließ. Allgemein zeigt sich, dass die gewählten Ersatzlängen l_E in Abhängigkeit von den Frequenzen ähnlich gute Übereinstimmungen liefern. Eine generelle Aussage über eine mehr oder weniger geeignete Ersatzlänge ist demzufolge anhand dieser Ergebnisse nicht möglich. Festhalten lässt sich jedoch, dass die Annahme einer größeren Ersatzlänge zu geringeren Korrekturfaktoren führt.

Ebenfalls ersichtlich wird der Einfluss des dimensionslosen Verhältnisses St/Eu . Eine Zunahme dieser dimensionslosen Kennzahl führt zu einer größeren Beeinflussung der Durchsatzkorrektur durch die anzunehmende Ersatzlänge. Insbesondere bei der niederfrequenten Anregung bei 4 Hz zeigt sich, dass die instationären Trägheitskräfte nur einen marginalen Einfluss auf die Durchflusskorrektur besitzen. Bei höherfrequenten Anregungen nimmt der Einfluss der instationären Trägheitskraft aufgrund der Proportionalität $St \sim f$ fortlaufend zu. Um einen Eindruck über das instationäre Strömungsprofil im Bereich der Blende zu erhalten, ist dieses in

Bild 10 – neben dem stationären Strömungsprofil – qualitativ über einer Periode dargestellt.

Hierbei werden insbesondere die abweichenden Geschwindigkeitsprofile für die beschleunigte Strömung ($dc/dt > 0$) und die verzögerte Strömung ($dc/dt < 0$) ersichtlich. Zudem zeigt sich, dass große Massenströme zunehmende Rückströmungen und dementsprechend größere Totwassergebiete zur Folge haben.

Insgesamt haben die Strömungssimulationen somit gezeigt, dass die beschriebene CFD-Simulation eine hohe Abbildungsgüte bei akzeptablem Berechnungsaufwand ermöglicht.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieses Artikels wurde das instationäre Verhalten einer Blendenströmung mit der CFD-Methode numerisch untersucht. Das bei der CFD-Simulation verwendete Kreissegmentmodell liefert gute Übereinstimmungen mit dem aus der Theorie (1), (2) bekannten Betriebsverhalten bei stationärer Strömung. Darüber hinaus zeigt sich für die instationären Untersuchungen eine zufriedenstellende Genauigkeit der – anhand der instationären Durchflussgleichung korrigierten – Massenströme.

Für das laufende Forschungsvorhaben bleibt festzuhalten, dass die Simulation instationärer Strömungsvorgänge zu einem tiefgehenden Verständnis von Wirkmechanismen beitragen kann. Für die Entwicklung eines passiven (\triangleq ohne Fremdeinwirkung) adaptiven Pulsationsdämpfers gilt es in einem nächsten Schritt geeignete Wirkprinzipien zu erarbeiten. Diese sollen anschließend ebenfalls modelliert und mithilfe der numerischen Strömungsmechanik auf deren Wirksamkeit hin untersucht werden. Um insbesondere die Adaptivität der Dämpfer-einheit zu untersuchen ist dabei ggf. zusätzlich eine Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) zu implementieren.

Literatur

- [1] N.N.: Durchflußmessung von Fluiden mit Drosselgeräten. Teil 1: Blenden, Düsen und Venturirohre in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt. DIN EN ISO 5167-1.
- [2] N.N.: Measurement of pulsating fluid flow in a pipe by means of orifice plates, nozzles or Venturi tubes. Technical Report ISO/TR 3313.
- [3] *Dobhoff-Dier, K.* et al.: Time resolved measurement of pulsating flow using orifices. Flow Measurement and Instrumentation, 2011.
- [4] *Gajan, P., Mottram, R.C., Herbrard, P., Handriamihafi, H. and Platet, B.*: The influence of pulsating flows on orifice plate flowmeters. Flow Measurement and Instrumentation, 3(3): 118–29, 1992.
- [5] *Keyser, D.R.*: Unsteady orifice flow measurement, its theory and observation. Flow – Measurement and Control in Science and Industry, 1981.

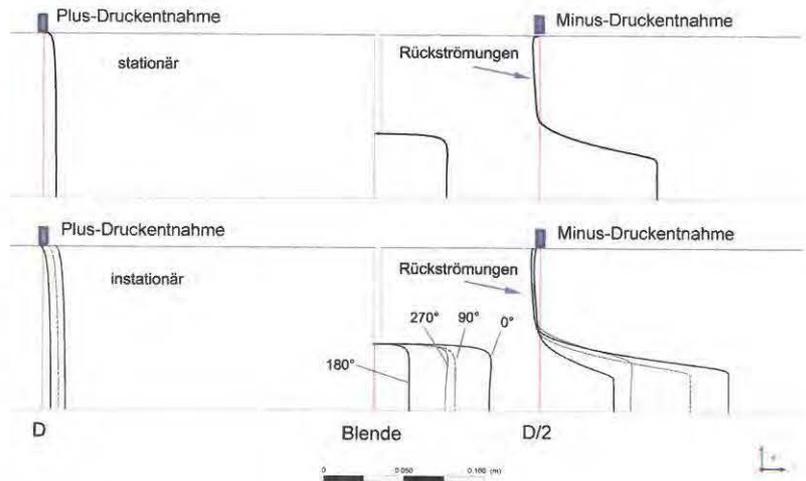


Bild 10. Qualitative Darstellung der simulierten, stationären und instationären Strömungsprofile im Blendenquerschnitt sowie den Druckentnahmeebenen ($f = 17$ Hz).

- [6] *Herbrard, P.* et al.: An investigation of behavior of orifice meter in pulsation flow conditions. International conference on flow measurement in Melbourne, Australia, S. 223–230, 1985.
- [7] *Brümmer, A.*: Gasmengenmeßfehler und deren Ursachen am Beispiel der Wirkdruckverfahren. Erdöl, Erdgas, Kohle, 114. Jahrgang, Heft 11, November 1998.
- [8] *Laurien, E.* et al.: Numerische Strömungsmechanik. Grundgleichungen und Modelle – Lösungsmethoden – Qualität und Genauigkeit. 5. Auflage. Springer Verlag, 2013.
- [9] *Nikuradse, J.*: VDI Forschungsheft 356 – Gesetzmäßigkeiten der turbulenten Rohrströmung in glatten Rohren. VDI-Verlag GmbH, Berlin, 1932.

Autoren



M.Sc. **Patrick Tetenborg**
KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co.KG |
Rheine |
Tel. +49 5971 9710-46 |
E-Mail:
patrick.tetenborg@koetter-consulting.com



Prof. Dr.-Ing. **Andreas Brümmer**
Fachgebiet Fluidtechnik –
Fakultät Maschinenbau |
TU Dortmund |
Dortmund |
Tel. +49 231 755-5720 |
E-Mail: andreas.brueemmer@tu-dortmund.de