Durch den Anstieg des deutschen Gasverbrauchs in den letzten zehn Jahren steigt auch das Interesse an Messgenauigkeit, denn beim Transport, der Verteilung und der Abrechnung spielt die quantitative Erfassung der Volumen-, Massen- und vor allem Energieströme eine große Rolle. Ernst von Lavante beschäftigt sich mit Strömungsfelduntersuchungen an Durchflussgeräten mittels Computersimulationen.

Je genauer, je besser

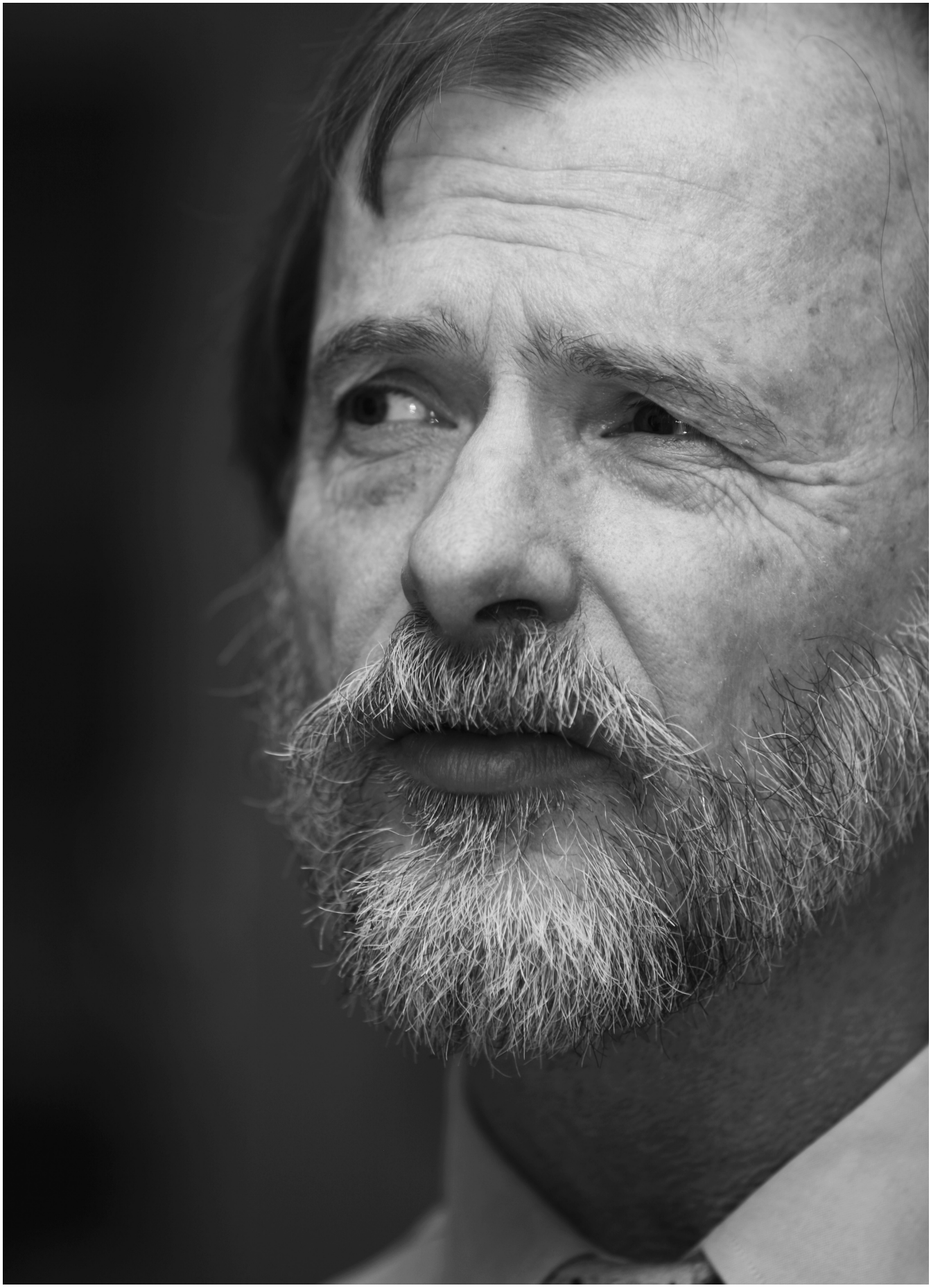
Verbesserung der Messgenauigkeit bei Gas-Durchflussmessung durch numerische Simulation der Strömungsfelder

Von Ernst von Lavante

Der Erdgasverbrauch in der Bundesrepublik Deutschland stieg in den letzten zehn Jahren um 32 Prozent auf etwa 930 Milliarden Kilowattstunden. Sein Anteil am Primärenergieverbrauch beträgt derzeit national 21 Prozent[1]. Beim Transport, der Verteilung und der späteren Abrechnung dieser Gasmengen spielt die quantitative Erfassung der Volumenströme eine wichtige Rolle. Weltweit werden Verbrauchskosten von 8845 Milliarden Euro mittels Durchflussmessungen abgerechnet, die wirtschaftliche Bedeutung ist offensichtlich. Diese Zahlen belegen, dass neben dem physikalischen Verständnis der strömungstechnischen Vorgänge auch die Verbesserung der Messgenauigkeit von großer Bedeutung ist.

Die Anfänge der Gaswirtschaft waren sehr bescheiden. J. J. Becher erkannte im Jahr 1682, dass man aus Koks brennbare Gase herstellen konnte. Die praktische Auswertung dieser Beobachtung begann jedoch erst im 18. Jahrhundert in England und Frankreich. Die Untersuchungen und Experimente von William Murdock (1754–1839) und seinem Schüler S. Clegg (1781–1861) in England führten zu der wirtschaftlichen Ausbreitung des Gases auch auf dem Kontinent. Sie haben ein Verfahren zur Gasreinigung entwickelt, das es erlaubte, das Haus von Murdock zu beleuchten und zu beheizen, ohne dabei zu einer Rauch-, Ruß- und Geruchsbelästigung zu führen. Clegg hat zu diesem Zweck den ersten nützlichen Gasmesser entwickelt. Nachfolgend wurden Hannover (1825), Berlin (1826) und Dessau (1828) erschlossen. Die Gasdurchflussmessung gewann an Wichtigkeit.

Seit den sechziger Jahren wird zumindest in Mitteleuropa kein verkokstes Gas, sondern Erdgas verwendet. Im Zuge der Liberalisierung des Gasmarktes gewinnt die Volumenstrommessung zusätzlich an Bedeutung, weil sich die Anzahl der Übergabestationen zwischen verschiedenen Gasgesellschaften erhöht hat. Damit die Menge des Gases



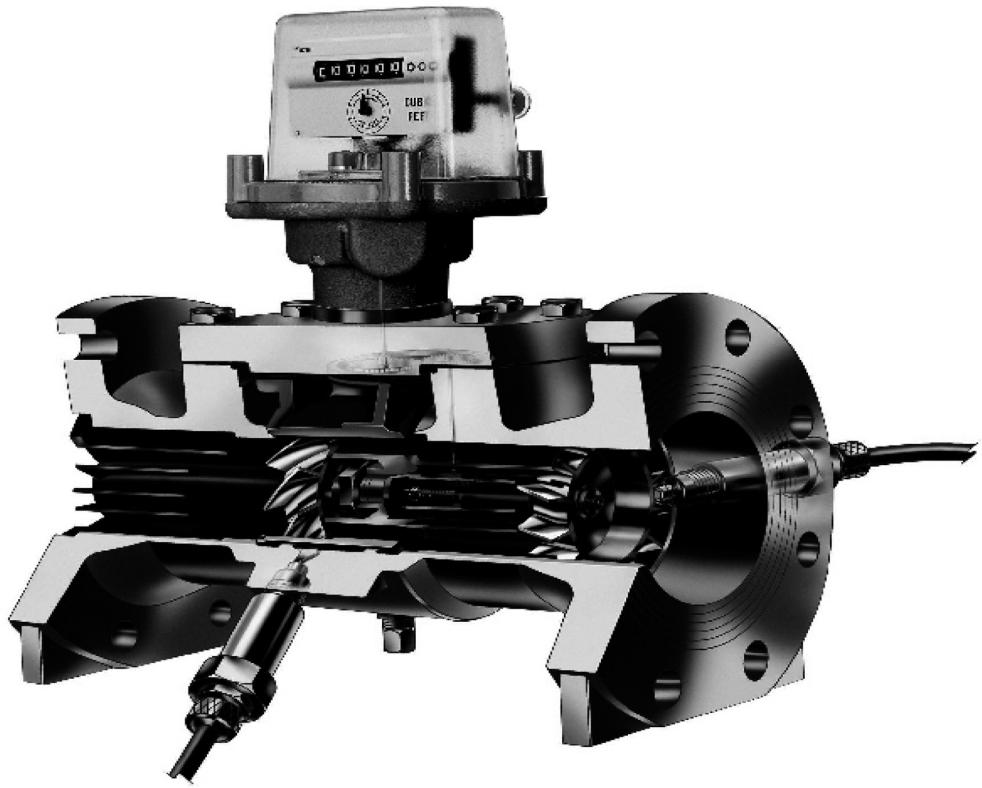
Ernst von Lavante. Foto: Max Greve

für die Abrechnung genau erfasst werden kann, sind hochpräzise Messverfahren notwendig. Jede Messabweichung bedeutet für den Kunden oder den Verkäufer des Gases einen zur Messungenauigkeit proportionalen finanziellen Verlust. Deshalb ist es von großem Interesse die Messabweichungen der Durchflussmessgeräte in der praktischen Anwendung zu minimieren. Dabei müssen natürlich Einbausituationen, physikalische Eigenschaften der Gase, Reproduzierbarkeit der Messungen, Langzeitverhalten und die Kosten der Messungen berücksichtigt werden.

An dieser Stelle sollte auf die Art der Durchflussmessung hingewiesen werden. Was möchte man messen? Der Name Durchflussmessung suggeriert, dass man die durchströmende Gasmenge feststellen möchte, wobei hier der Massenstrom und nicht der Volumenstrom von Interesse sind. Das ist allerdings nicht richtig, denn die Energiekonzerne (nomen est omen) verkaufen Energie. Um den Energiefluss zu messen, muss der volumetrische Fluss gemessen und mit der aus einer Temperatur- und Druckmessung berechneten Dichte multipliziert werden. Das Ergebnis ist der Massenstrom, der wiederum mit dem spezifischen Energiegehalt des Gases multipliziert wird. Da das Erdgas je nach Ursprungsland seine Zusammensetzung ändert, muss diese periodisch durch eine adäquate Messung festgestellt werden. Meistens wird hierzu ein Chromatograph verwendet, obwohl moderne Geräte vermehrt die Schallgeschwindigkeit des Gases, die eindeutig von seiner Beschaffenheit abhängt, messen.

Im Bereich der Gasmengenmessung haben sich in den letzten Jahrzehnten mehrere Typen der Durchflussmessgeräte etabliert. Die traditionellen Wirkdruckmessgeräte sind einfach und robust, aber mit Messungenauigkeiten um fünf Prozent nicht mehr populär. Sehr weit verbreitet im Bereich der hochpräzisen Durchflussmessung sind die so genannten Turbinenradzähler und Drehkolbenzähler, die Messunsicherheiten von weit unter einem Prozent aufweisen. Immer beliebter werden die modernen Ultraschallmessgeräte und die einfachen Wirbelfrequenzzähler. Andere Messgeräte und Methoden sind im verfahrenstechnischen Einsatz in der Industrie zu finden, haben bei der Erdgasmessung aber kaum Bedeutung. Alle Durchflussmessgeräte müssen kalibriert werden, das heißt, dass ihre Messgenauigkeit durch ein noch genaueres Gerät überprüft wird. Als ideal für diese Anwendung haben sich die kritisch betriebenen Venturidüsen gezeigt. Hierbei handelt es sich um eine Art Lavalsche Düsen, die in ihrem engsten Querschnitt die Schallgeschwindigkeit erreichen. Der Massenstrom in diesen Düsen ist nur durch die geometrischen und Totalgrößen stabil vorgegeben, so dass eine Düsenbatterie zur Kalibrierung anderer Durchflussmessgeräte benutzt werden kann.

Der weiteren Erhöhung der Messgenauigkeit stand bis jetzt im Wege, dass zwar die Signalverarbeitung in diesen Geräten perfektioniert wurde, die Strömungsverhältnisse innerhalb der Durchflussmessgeräte aber weitgehend unbekannt waren. Der Autor dieses Beitrags hat deshalb beschlossen, das Strömungsfeld in den genannten Durchflussmessgeräten zu untersuchen, wobei hauptsächlich numerische Strömungssimulation zum Einsatz kam. Der vorliegende Aufsatz konzentriert sich auf die numerischen Strömungsfelduntersuchungen im Bereich der Turbinenradzähler und der kritischen Venturi-Düsen.



(1) Schnittbild durch einen zweistufigen Turbinenradzähler.

Turbinenradzähler (TRZ)

Im Rahmen der durchgeführten Arbeiten wurden verschiedene Turbinenradzähler mit Hilfe der numerischen Simulation (CFD – Computational Fluid Dynamics) untersucht. Die numerische Strömungsmechanik hat sich in den letzten dreißig Jahren neben den experimentellen Untersuchungs- und Optimierungsverfahren als wichtiges Werkzeug zur Beurteilung von Strömungen und der Optimierung von um- beziehungsweise durchströmten Bauteilen bewährt. Ziele der numerischen Berechnungen sind:

- die Entwicklungskosten einzusparen, da eventuell auf Prototypen verzichtet werden kann.
- die Entwicklungsqualität zu steigern, da rechnerische Analysen detaillierter sind als Messungen.
- Untersuchungen zu ermöglichen, die einer experimentellen Lösung nicht zugänglich sind.

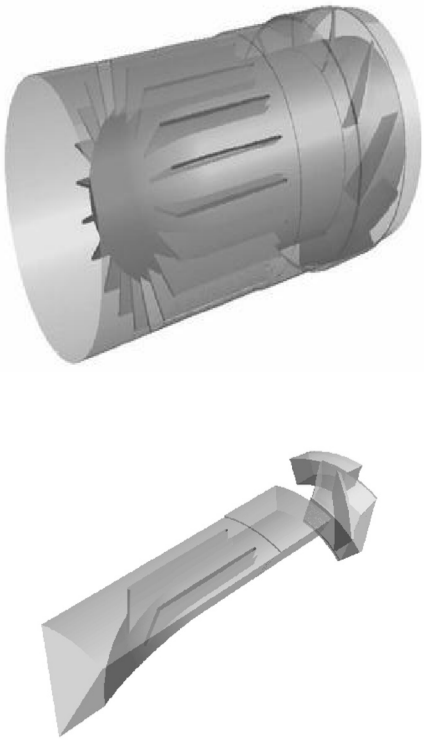
Diese Entwicklung wird begünstigt durch die ständige Leistungssteigerung der zentralen Prozessoreinheiten (CPU) der heutigen PCs und Workstations sowie einer wachsenden Verbreiterung von Parallelrechnern oder dem Zusammenschluss von PCs zu Clustern. Des Weiteren ermöglicht die Weiterentwicklung der vorhandenen CFD-Programme die Lösung immer komplexerer Problemstellungen.

In Abbildung (1) ist ein zweistufiger Turbinenradzähler gezeigt, der praktisch aus zwei hintereinander folgenden Zählern besteht. Jeder einzelne Zähler besteht aus einem stationären Stator (Strömungsgleichrichter), gefolgt von einem rotierenden Rotor. Durch die Schrägstellung der Rotorschaufeln wird der Rotor zur Rotation gebracht, wobei die Umdrehungsgeschwindigkeit dem Volumenstrom durch den Zähler proportional ist. Der erste Gaszähler dieser Art wurde im Jahr 1936 von der Firma Elster entwickelt und patentiert.

Ziele und Methoden

Das Ziel der vorliegenden Untersuchung war die Klärung des Ursprungs, der Ursachen und der Entstehungsmechanismen von Messabweichungen bei variabler Reynoldszahl in einem typischen Turbinenradzähler. In dieser Arbeit wurde die Reynoldszahl definiert als $Re = rUD/m$, wobei r die Gasdichte, U die mittlere Anströmgeschwindigkeit vor dem Zähler, D der Nenndurchmesser und m der Koeffizient der dynamischen Viskosität sind. Zu diesem Zweck wurde das sehr komplexe instationäre Strömungsfeld in einem typischen Turbinenradzähler, gezeigt in Abbildung (2), numerisch simuliert, wobei der instationären Wechselwirkung zwischen dem Rotor und dem Gleichrichter (Stator) besondere Aufmerksamkeit gewidmet wurde. Die Strömung in dieser Konfiguration wurde als reibungsbehaftet, instationär, dreidimensional und schwach kompressibel betrachtet. Weitergehende Vereinfachungen des physikalischen Modells der zu simulierenden Strömung hätten zu unrealistischen Ergebnissen geführt. Die geometrischen Daten, inklusive verschiedener Absätze und sonstiger Modifikationen der Form wurden fast vollständig berücksichtigt. Die genauen Ein- und Ausströmbedingungen, die bei der hier beschriebenen Simulation verwendet wurden, sind den entsprechenden Veröffentlichungen der Verfassers oder dem Fluent-Handbuch zu entnehmen, da in den Simulationen vornehmlich das kommerzielle Produkt Fluent, Version 6.1, verwendet wurde.

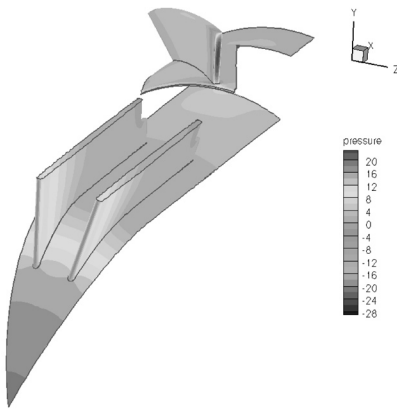
Das Rechennetz wurde mit Hilfe des Netzgenerators Gridgen erzeugt. In den vorliegenden Simulationen wurde ein feines Netz mit etwa 1.3 Millionen Zellen, organisiert in 51 Blöcken, verwendet. Da der Arbeitsspeicher durch das verwendete 32 bit-System (SuSE Linux auf PC) auf vier Gigabyte beschränkt war, musste darauf geachtet werden, dass der gesamte Speicherbedarf dreieinhalb Gigabyte nicht überschreiten durfte. Alle relevanten Details der Strömung wurden netzseitig aufgelöst. Die isometrische Ansicht des hier behandelten TRZ kann Abbildung (2a) entnommen werden. Allerdings konnte aus praktischen Gründen nicht der gesamte Zähler, sondern nur ein axial-radialer Ausschnitt simuliert werden. Unter der Annahme der reduzierten Anzahl der Schaufeln („reduced blade count approach“) wurde eine Periodizität in der Umfangsrichtung angenommen, mit zwanzig Schaufeln (Rippen) in dem Gleichrichter und zehn Schaufeln in dem Rotor. Die simulierte Konfiguration, bestehend aus zwei Stator- und einer Rotorschaufel kann in Abbildung (2b) betrachtet werden.



(2a, 2b) Isometrische Ansicht der simulierten Konfiguration.

Da die numerisch berechnete Konfiguration geringfügig abweichend von dem wirklichen Zähler war, musste die Rotationsgeschwindigkeit aus dem Gleichgewicht der auf den Rotor wirkenden Momente

iterativ ermittelt werden. Für jeden volumetrischen Durchsatz der simuliert wurde (Abb. 6), mussten die über die gesamte Oberfläche der Rotorschaufeln gemittelten Momentenbeiwerte cm um die Drehachse als zeitabhängige Funktionen berechnet werden. Die experimentell angegebene Rotationsgeschwindigkeit w wurde dabei um zwei Prozent nach



(3) Statischer Druck auf den Oberflächen.

oben oder unten variiert. Unter der Annahme der stückweise linearen Abhängigkeit des zeitlich gemittelten Moments von der Winkelgeschwindigkeit w kann das Moment auf Null interpoliert werden, um die richtige Rotationsgeschwindigkeit zu bestimmen.

Ergebnisse

Die Verteilung des statischen Druckes auf den Oberflächen wird in Abbildung (3) gezeigt.

Deutlich zu sehen ist der vordere Staupunkt, die nachfolgende Entspannung durch die Beschleunigung um den zentralen Körper wie auch die jeweiligen Staupunkte an der Anströmkante des Rotors. Es muss betont werden, dass die Druckverteilung in Abbildung (3) eine Momentanaufnahme ist, da das Strömungsfeld instationär ist. Insbesondere sind Druckwellen, die auf die Rotor-Stator-Wechselwirkung zurückzuführen sind, zu beachten. Diese entstehen im Rotor und breiten sich weit vor dem Gleichrichter aus.

Die Komplexität der Strömung in der simulierten Konfiguration wird bei der Betrachtung einer virtuellen „Reise“ durch die beiden Komponenten, den Stator und den Rotor, ersichtlich. Hierbei werden mehrere Schnitte in der Ebene normal zur Rotationsachse („blade-to-blade plane“) an verschiedenen axialen Positionen gezeigt. Abbildung (4) enthält Informationen über vier Strömungsvariablen: den Betrag der absoluten Geschwindigkeit („absolute velocity magnitude“), und die drei Geschwindigkeitskomponenten in axialer, radialer und tangentialer Richtung. Deutlich zu sehen ist das Anwachsen der Grenzschichtdicke stromabwärts (helle Zone) wie auch die Ausbildung des viskosen Nachlaufs. Ebenso erkennbar ist das Entstehen der Sekundärströmung, sichtbar anhand des Tangentialgeschwindigkeitsverlaufs.

Insbesondere interessant sind die Stromlinien, die in den Konturbildern der radialen Geschwindigkeit gezeichnet wurden. Klar zu sehen ist der Sekundärwirbel, der durch die Umlenkung der Grenzschicht entlang des Zentralkörpers entstanden ist.

Die entsprechende Darstellung des Strömungsfeldes im Rotor ist in Abbildung (5) gezeigt.

Im Falle des Rotors muss die relative Geschwindigkeit, die sich aus dem Geschwindigkeitsdreieck zwischen der absoluten Geschwindigkeit und der Umfangsgeschwindigkeit ergibt, betrachtet werden. Das Strömungsfeld in dem Rotor ist sehr instationär, da der Rotor periodisch den Nachlauf des Stators durchschneidet. Die Strömung in der oberen Hälfte des Rotors ist von der Spaltströmung dominiert. Die durch die höherer Tangentialgeschwindigkeit gekennzeichnete Zone ergibt sich aus der Durchströmung des Spaltes zwischen der Schaufelspitze und dem Gehäuse.

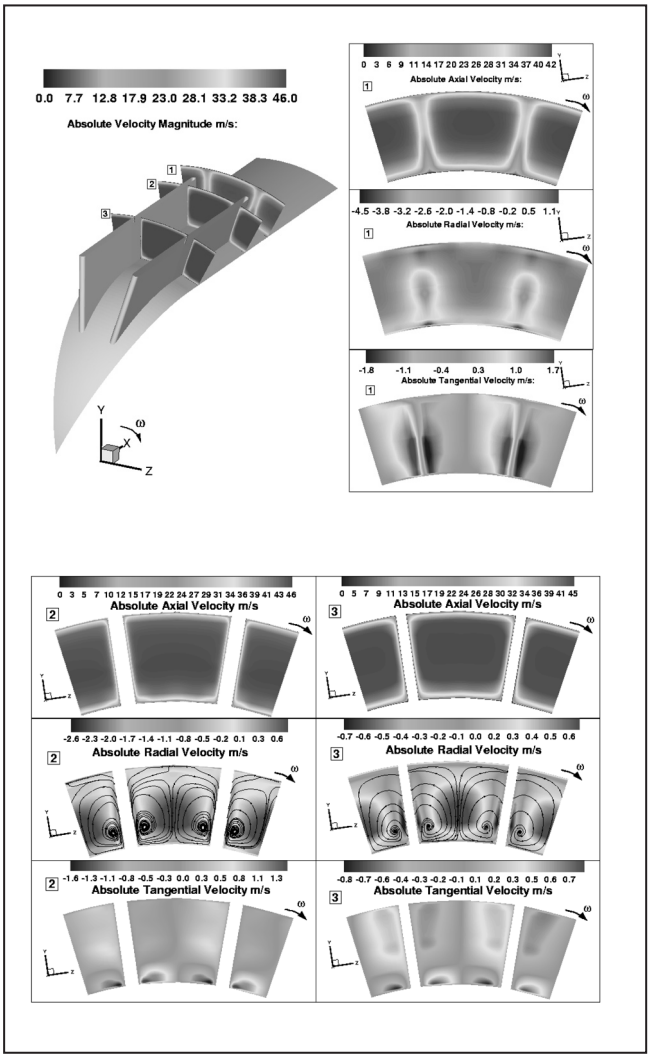
Messabweichung

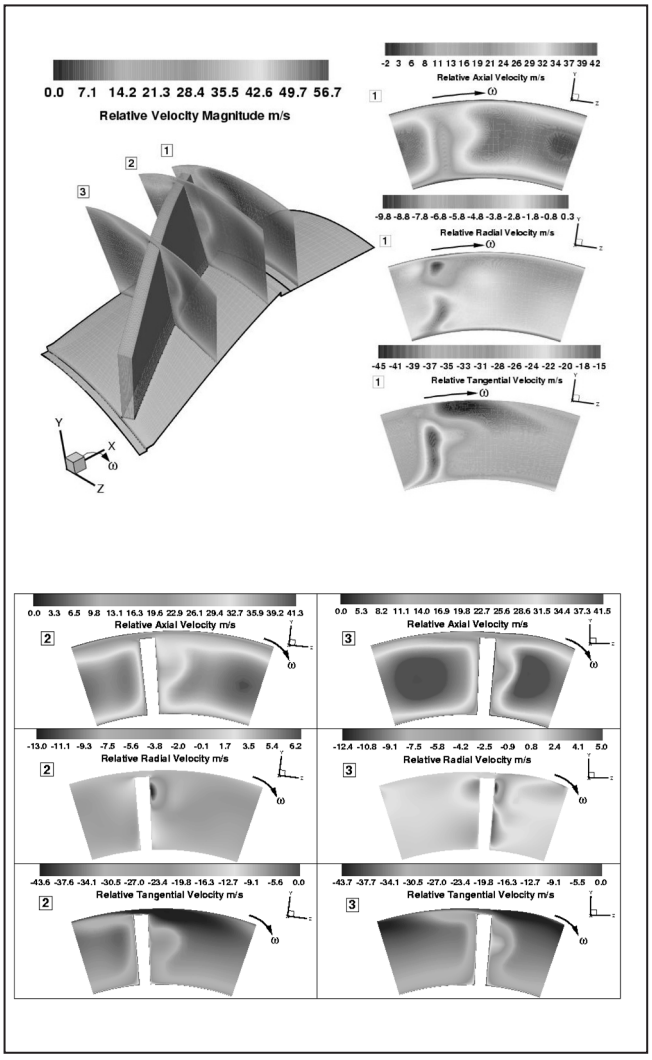
Von überragendem Interesse war natürlich die numerisch vorhergesagte Messabweichung des Zählers als Funktion des Volumendurchsatzes. Die Messabweichung wurde als die Differenz zwischen dem linearen Drehzahlverlauf, gegeben durch eine Linie zwischen dem Nullpunkt und dem maximalen Durchsatz, und der tatsächlich durch die oben beschriebene Iteration erhaltenen Drehzahl definiert.

Es konnte eine qualitativ gute Übereinstimmung zwischen den numerischen Resultaten und der Praxis festgestellt werden. Bleibt noch die Frage, warum die Messabweichung bei kleinen Reynoldszahlen steigt. Dieses Phänomen ist auf zwei Effekte zurückzuführen. Zum einen ändert sich das Geschwindigkeitsprofil vor dem Rotor in Abhängigkeit von der Reynoldszahl. Mickan[2] hat diesen Einfluss theoretisch untersucht und fand eine sehr gute Übereinstimmung mit experimentellen Daten, zum anderen ist die teilweise laminare Strömung wesentlich instabiler und neigt in Präsenz von positiven Druckgradienten in Strömungsrichtung zu Ablösungen. Eine solche Situation ist in dem freien Raum zwischen dem Gleichrichter und dem Rotor gegeben. Der Sekundärwirbel verursacht auf dem oberen Gehäuse einen Staupunkt, wodurch der Druck strömungsabwärts steigt. In turbulenter Strömung bleibt an dieser Stelle die Strömung angelegt. In laminarer Strömung wird hier die Grenzschicht abgelöst und es bildet sich ein spiralförmiger Nachlauf der dann im Bereich der Schaufelspitzen auf die Rotorschaufel trifft. Die Folge davon ist eine momentane Änderung des Drehmoments, die zu einer positiven Messabweichung führt.

Kritische Venturi-Düsen (CFVN)

Typischer Repräsentant der „critical flow Venturi nozzles“ (CFVN)





(4) (links) Das Strömungsfeld zwischen zwei Statorschaufeln (Gleichrichterrippen) entlang drei Flächen konstanter axialer Koordinate.
(5) (rechts) Das Strömungsfeld um eine Rotorschaufel entlang drei Flächen konstanter axialer Koordinate x.

ist in Abbildung (6) zu sehen. Ihre geometrische Form ist durch die Norm ISO 9300 vollständig gegeben.

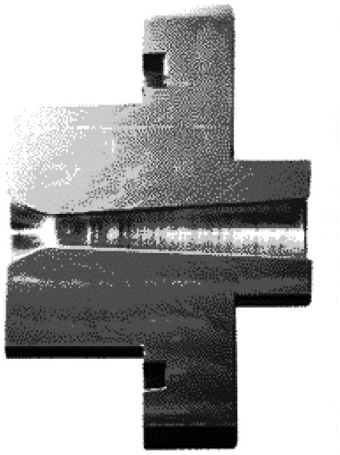
Das Strömungsfeld durch die CFVNs, das man als reibungsbehaftet und kompressible charakterisieren kann, musste mittels eines speziellen Lösers der Navier-Stokes Gleichungen, die die Strömung in den Düsen beschreiben, simuliert werden. Der Grund dafür ist nicht nur die erforderliche Genauigkeit in der Massenstromberechnung, die unter 0.1 Prozent liegen musste, sonder auch der Real-Gas-Charakter des simulierten Strömungsfeldes. Der Druck in den Erdgasleitungen ist nämlich so hoch (bis zu 70 bar), dass die Zustandsgleichung für ideale Gase ihre Gültigkeit verliert und eine neue, angepasste Zustandsgleichung AGA 8 iterativ benutzt werden muss. Das entsprechende Computerprogramm wurde von der Arbeitsgruppe des Autors entwickelt und genannt Achieve. Das notwendige Rechennetz wurde mit dem eigenen elliptischen Netzgenerator pre-Achieve erzeugt.

An den Ausgang aus der Venturi-Düse wurde ein weiteres Stück Rohrleitung angeschlossen, da die in diesem Bereich vorkommenden starken Verwirbelungen auch die Strömung in der Düse beeinflussen.

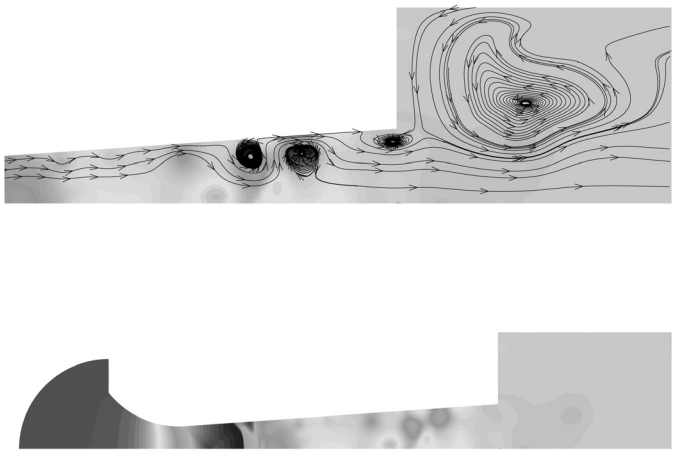
Ergebnisse

Das Ergebnis der numerischen Strömungssimulationen hat Erstaunliches an das Tageslicht gebracht. Je nach dem Wert der so genannten Reynoldszahl, das heißt der relativen Größe der Düse, war die Strömung in Abhängigkeit von dem Ausströmdruck zwischen völlig glatt und komplett instabil, mit Verdichtungswellen, die gegen die Strömungsrichtung liefen. Ein typischer instabiler Zustand ist in Abbildung (7) gezeigt.

Verursacht durch die Reibungseffekte in der Düsenwand, bilden sich große Wirbelsysteme, die stromabwärts konvektiert werden. Sie



(6) Schnitt durch eine CFVN.



(7) Stromlinien (oben) und Druckkonturen (unten) in einer kritischen Düse mit instationären Wirbel- und Druckwellensystemen.

blockieren die Durchströmung der Düse, so dass nach links (gegen die Strömungsrichtung) laufende Druckwellen entstehen. Solange diese Druckwellen den engsten Querschnitt der Düse (Hals der Düse) nicht ereichen, hat dieser Vorgang keinen Einfluss auf die Durchflussmessung. Sollten diese Druckwellen allerdings den Hals der Düse erreichen, wird die Strömung an dieser Stelle im Unterschallbereich liegen und der Massenstrom sinkt, so dass keine zuverlässige Bestimmung des Massenstroms möglich ist. Ein dreidimensionales Bild des Druckverlaufes an der Wand in Abhängigkeit der Zeit kann man für zwei verschiedene Reynoldszahlen in den Abbildungen (8) und (9) sehen.

Es ist offensichtlich, dass bei der höheren Reynoldszahl die Strömung im Hals der Düse glatt ist. Bei der kleineren Reynoldszahl sind Druckwellen, die durch den Hals gehen, sichtbar. Dieser Betriebszustand der Düse ist zu vermeiden.

Im Laufe der durchgeführten Strömungssimulationen wurden verschiedene Düsen untersucht, ihre Form optimiert, die Möglichkeit der Beeinflussung der Strömung durch Grenzschichtabsaugung nachgewiesen, die Effektivität der Einbringung von Stufen analysiert und das detaillierte Verhalten der wandnahen Schichten beschrieben. Die erzielten Ergebnisse haben geholfen, eine Neuformulierung der ISO-Norm 9300 zu erarbeiten.

Zusammenfassung

Im Laufe der letzten zehn Jahre hat sich die Arbeitsgruppe des Lehrstuhls für Strömungsmechanik (vormalig: Strömungsmaschinen) mit den numerischen und experimentellen Untersuchungen der Strömungsfelder in Durchflussmessanordnungen befasst. Diese umfassten Turbinenradzähler, Wirbelfrequenzzähler, Drehkolbenzähler, Coriollis-Kraft Zähler, Ultraschallzähler, kritische Venturi-Düsen und Wirkdruckzähler. In allen Fällen hat sich die numerische Strömungssimulation als ein sehr nützliches Werkzeug in den Bemühungen, die Genauigkeit der Zähler noch zu verbessern, erwiesen.
Die Untersuchungen laufen zurzeit weiter.

Summary

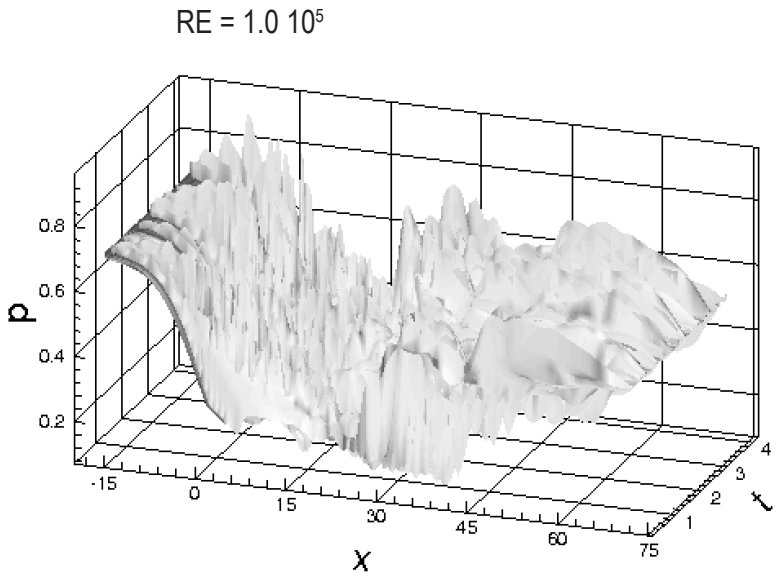
The accuracy of flow metering in volumetric type meters depends strongly on the flow field at the inflow as well as in the meter itself. The performance of the high-pressure natural gas flow meters could be significantly improved when the flow field was known in sufficient detail. To this end, the Fluid Mechanics Group at the University of DuE analysed the flow fields in various flow meters carrying out numerical flow simulations. These investigations included critical flow Venturi-nozzles, turbine flow meters, rotary piston flow meters, vortex shedding flow meters and Coriollis-force flow meters. The numerical results have been verified by corresponding experiments where possible. The accuracy and the range of the flow meters under investigation could be in most cases significantly improved.

Anmerkungen

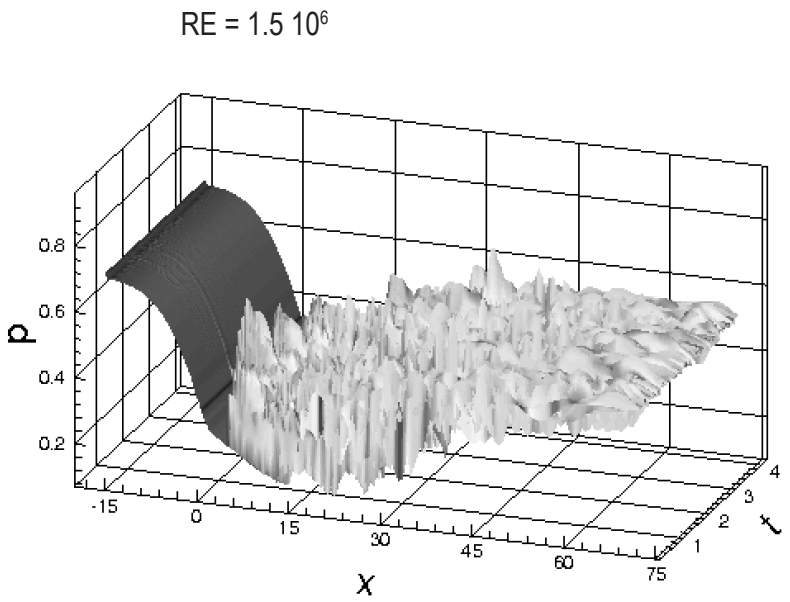
1) Esso AG, „Oeldorado '99", Hamburg, 1999.
2) B. Mickan und R. Kramer, „Die Reynoldszahlabhängigkeit der Messabweichung bei Strömungsgaszählern", PTB-PUBLICA, Zugriffsnummer 4976, PTB-Braunschweig, Oktober 2002.

Der Autor

Ernst von Lavante, Jahrgang 1951, studierte Luft- und Raumfahrttechnik an der TU München, Das Studium schloss er als Diplomingenieur 1976 ab. Danach studierte er



(9) Wanddruckverlauf in einer kritischen Venturi-Düse für RE=10^5



(10) Wanddruckverlauf in einer kritischen Venturi-Düse für RE=1,5$10^6$

„Aerospace Engineering" an der University of Illinois; der Abschluss M.Sc. folgte 1977. Dort promovierte von Lavante auch 1980 zu dem Thema: "Lean Limit Flammability". Es folgten Forschungstätigkeiten als Research Associate am MIT Massachusetts von 1980 bis 1981, als Assistant Professor an der Texas A&M University von 1981 bis 1985 und als Associate Professor an der Old Dominion University in Virginia von 1985 bis 1989. Seit 1989 ist Ernst von Lavante Professor für Strömungsmaschinen im Bereich Maschinenwesen der hiesigen Universität. Seit 2007 ist er Professor für Strömungsmechanik im Bereich Maschinenbau. Von Lavante nahm unter anderem Gastprofessuren in Ägypten (University of Alexandria) und Schottland (University of Edinburgh) wahr.
Er ist tätig in vielen Gremien und Normausschüssen für die Durchflussmessung, insbesondere Hochdruckerdgas. Zudem ist er Gutachter für die DFG und viele Zeitschriften und Konferenzen.

DuEPublico

Duisburg-Essen Publications online

UNIVERSITÄT DUISBURG ESSEN

Offen im Denken

ub universitäts bibliothek

Dieser Text wird über DuEPublico, dem Dokumenten- und Publikationsserver der Universität Duisburg-Essen, zur Verfügung gestellt. Die hier veröffentlichte Version der E-Publikation kann von einer eventuell ebenfalls veröffentlichten Verlagsversion abweichen.

DOI: 10.17185/duepublico/73783
URN: urn:nbn:de:hbz:464-20210201-164428-1

Alle Rechte vorbehalten.