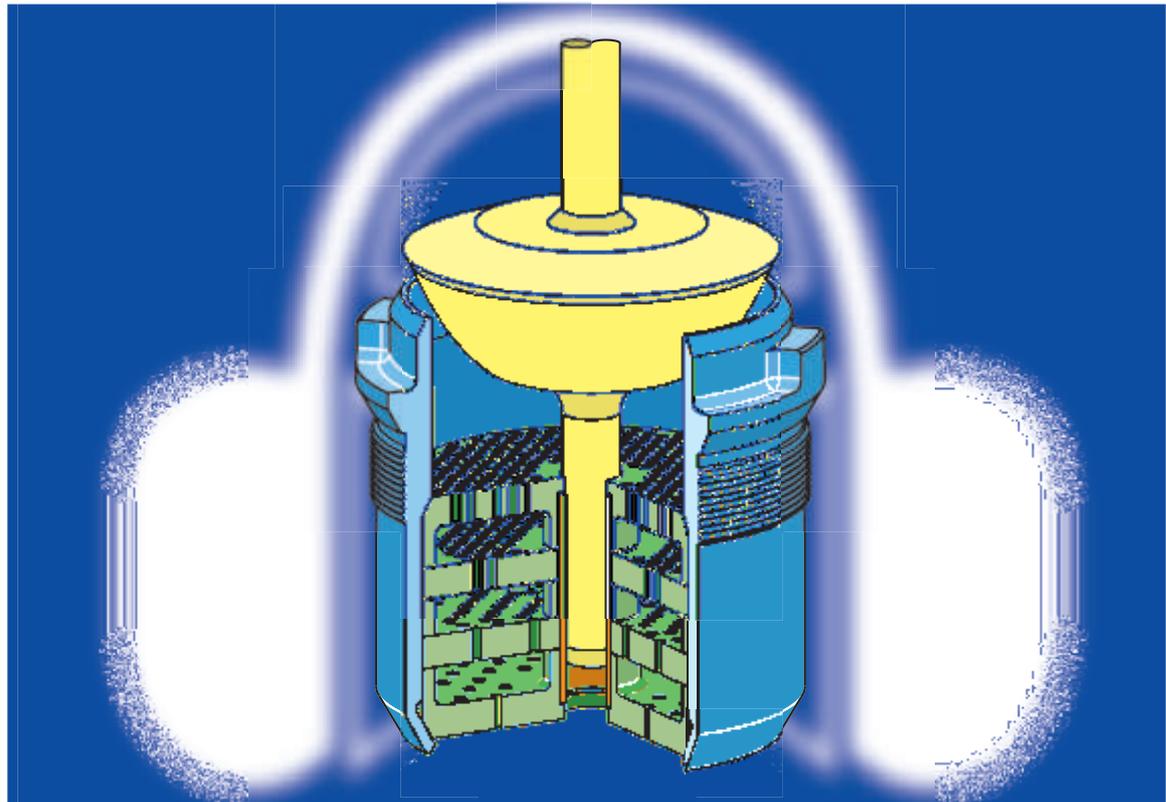


Veröffentlichungen

Autor	Titel	Zeitschrift	Erscheinungstermin
Kiesbauer	Bemessung der Durchflusskapazität von Mikroventilen	atp	3/1995
Kiesbauer/Hoffmann	Intelligenter, sicherer, und wirtschaftlicher		4/1996
Friedel/Diener/Kiesbauer	EXPERIMENTAL AND CALCULATED CONTROL VALVE TWO-PHASE MASS FLOW CHARACTERISTIC	1997 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting	3/1997
Kiesbauer/Hoffmann	Verbesserte Prozesszuverlässigkeit mittels digitaler Stellungsregler	atp	2/1998
Kiesbauer	An improved prediction method for hydrodynamic noise	Valve World	6/1998
Friedel/Diener/Kiesbauer	Auslegung bei 2-Phasenströmung	atp	3/2000
Kiesbauer	Diagnosetools bei Stellgeräten	atp	3/2000
Kiesbauer/Hoffmann	Detektion der inneren Leckage von Stellgeräten	atp	11/2000
Kiesbauer	Control valves for critical applications (AC-Trim)	Hydrocarbon Processing Magazine	6/2001
Kiesbauer/Meffle	Ein Leitfaden für eine vereinfachte Auslegung eines Stellgerätes auf der Basis von EN 60534	atp	8/2001
Kiesbauer	Stellgeräte für kritische Prozessbedingungen	Industriearmaturen	9/2001
Kiesbauer/Siemers	Understanding the issues (AC-Trim for Refinery)	Valve World	12/2001
Vnucec/Kiesbauer	Übersicht über die Genauigkeit von Schallberechnungsnormen b. Stellgeräten	atp	7/2002
Kiesbauer/Hoffmann	Anlagennahes Asset Managment bei Stellgeräten - eine Standortbestimmung	atp	7/2002
Kiesbauer/Baumann	Neues bei der Schallberechnung von flüssigkeitsdurchströmten Stellgeräten	Industriearmaturen	9/2002
Kiesbauer	Advances in the prediction of hydrodynamic noise of control valves	ISA Conference 2003	2003
Vnucec/Kiesbauer	Evaluating the calculation accuracy provided by the relevant noise prediction standards for control valves	Valve World	4/2003
König/Kiesbauer	Erst die Hardware/ dann die Software	CAV	7/2003
König/Kiesbauer	First the hardware/ then the software	CAV	8/2003
Kiesbauer/Hoffmann	On-line Plant Asset Management in control valves	Valve World	8/2003
Kiesbauer/Rink	Split-Range-Betrieb bei Kesselspeisewasser-Applikationen	atp	10/2003
Kiesbauer/Baumann	Recent developments in the prediction of hydrodynamic noise of control valves	Valve World	2/2004
Kiesbauer	Neues integriertes Diagnosekonzept bei digitalen Stellungsreglern	atp	4/2004
Kiesbauer	New integrated diagnostics strategy for digital positioners	Industriearmaturen International	4/2004
Baumann/Kiesbauer	A method to estimate hydrodynamic noise produced in valves by submerged turbulent and cavitating water jets	Noise Control Engineering Journal	4/2004
Diener/Schmidt/Kiesbauer	Einführung eines Expansionsfaktors zur Erweiterung der IEC 60534-2-1 für die Auslegung von Stellventilen bei Mehrphasenströmung	atp	5/2004
Kiesbauer	An integrated diagnostics strategy for digital positioners	Valve Magazine	1/2005
Diener/Schmidt/Kiesbauer	Improved control valve sizing for multiphase flow	Hydrocarbon Processing Magazine	3/2005
König/Kiesbauer	Ganzheitliches Asset Management bei Stellgeräten	Industriearmaturen	4/2005
Karte/Kiesbauer	Partial stroke testing for final elements	Petroleum and Chemical Industry (PCIC)	7/2005
Kiesbauer/Schulz/Vogel	Stellventile mit sehr schneller und präziser Stellungsregelung	Industriearmaturen	2/2006
Kiesbauer/Schulz/Vogel	Control valves with extremely fast and precise positioning capabilities	Industriearmaturen International	
Roth/Stoffel/Kiesbauer/Vnucec	Vorhersage der Kavitationsaggressivität im Hinblick auf Bauteilschädigung bei Stellventilen	atp	12/2005
Roth/Stoffel/Kiesbauer/Vnucec	Predicting cavitation damage in control valves	Hydrocarbon Processing Magazine	3/2006
Kiesbauer/Vnucec	Verbesserung des Standards IEC 60534-8-3 zur Schallberechnung für Stellventile	Industriearmaturen	12/2007
Kiesbauer/König	Smart und sicher bei Auf/Zu – Automatisierungstrends bei Armaturen	Industriearmaturen	4/2007
Kiesbauer/Vnucec	Improvement of IEC 60534-8-3 standard for noise prediction in control valves	Hydrocarbon Processing Magazine	1/2008
Huk/Kiesbauer	Massestrombegrenzung zur Absicherung verfahrenstechnischer Anlagen	atp	4/2008
Kiesbauer/Erben	Integration kommunikationsfähiger Stellgeräte in Leitsysteme	atp	8/2008
Karte/Kiesbauer	Diagnosefähige Ventilstellungsregler und ihre Anwendung in sicherheitsgerichteten Kreisen	Industriearmaturen	3/2008
Kiesbauer/Vnucec:	Anwendungsmöglichkeiten von Strömungssimulation im Armaturenbereich	Industriearmaturen	5/2009
Karte/Kiesbauer/Schärtner	Intelligenter Grenzsinalgeber für Auf/Zu-Armaturen in der Prozesstechnik	atp	5/2009
Karte/Kiesbauer/Schärtner:	Auf zu neuen Ufern/PROCESS Heft 5-2009	PROCESS	5/2009
Karte/Kiesbauer:	Smart valve positioners and their use in safety instrumented systems	Industrial Valves	2009
Vnucec/Kiesbauer:	Lebenszykluskosten von Stellventilen	atp edition	11/2010
Kiesbauer/Erben:	Wireless-Einsatzszenarien für Stellgeräte in der Prozessautomation	atp edition	8/2011
Kiesbauer/Stefan Erben/Dirk Hoffmann:	Neue Asset Management-Konzepte bei Stellventilen	atp edition	2/2011
Kiesbauer/Karte/Schärtner/Valentin-Rumpel:	Anbau von Stellungsreglern an pneumatische Antriebe	atp	4/2012
Kiesbauer/Vnucec:	Minimierung und Monitoring des Energieverbrauches bei Stellventilen	Industriearmaturen	2/2012
Kiesbauer/Vnucec:	Minimizing and monitoring the energy consumption of control valves	Industrial Valves	2013

Kiesbauer/Vnucec/FrauWetzstein:	Proper Actuator Sizing for Rotary Control Valves	Valve World Magazine	2/2013
Kiesbauer et. Al	Handbuch der Prozessautomatisierung - Stelltechnik	DIV	2014
Budde / Vnucec / Kiesbauer / Ludwig / Pelz	Strömungsinduzierte Schwingungen in Regelarmaturen	Industriearmaturen	3/2016
Kiesbauer, Fuchs, Arzbach	Smarte Aktoren	DIV atp Plus Smart Sensors	9/2016
Kiesbauer, Fuchs, Arzbach	Smarte Aktoren – Teile einer modularen Anlagenstruktur	Industriearmaturen	4/2016
Slim, Wetzstein, Miertz, Kiesbauer	Doppelexzentrische Klappe für hohe Anforderungen bei Gastrennungsprozessen (PSA)	Industriearmaturen	4/2016
Stein, Fuchs, Konigorski, Kiesbauer	WirelessHART in der Prozessregelung	atp	10/2016
Stein, Fuchs, Konigorski, Kiesbauer	Drahtlose Kommunikation für industrielle Anwendungen mit WirelessHART im Kontext zur Industrie 4.0	SPS Drives Magazin	2016

# Stellventile bei kritischen Prozessbedingungen in Raffinerien



Sonderdruck  
»Industriearmaturen«  
September 2001

Von:  
Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer



# Stellventile bei kritischen Prozessbedingungen in Raffinerien

## Control valves for critical applications in refineries

In Raffinerien werden Stellgeräte oft mit Flüssigkeiten durchströmt. Dadurch können sich kritische Betriebszustände als Folge von Kavitation oder Flashing ergeben. Dies äußert sich z. B. in erhöhter Schallemission, in Erosion an Ventil- und Rohrleitungsbauteilen oder in niederfrequenten mechanischen Vibrationen im Ventil und der angeschlossenen Rohrleitung. Werden solche Einflüsse nicht von Anfang an richtig erfasst und ernst genommen, dann kann sich dies äußerst negativ auf die Anlagen- und Prozesszuverlässigkeit auswirken, verbunden mit deutlich erhöhten „Costs of ownership“. Leider ist es gerade heutzutage üblich, Stellventile „quick and dirty“ auszulegen, weil die Phasen der Planung, des Angebots und der Bestellung einem sehr starken Zeit- und Kostendruck unterliegen.

Dieser Beitrag<sup>1)</sup> stellt die wesentlichen Grundlagen solcher Probleme dar und zeigt Problemlösungen auf, die anhand von Fallbeispielen aus Raffinerien verdeutlicht werden. Speziell zur Reduzierung von Kavitationsschall wird ein neuartiges Drossелеlement vorgestellt, das mit Erfolg gerade im Raffineriebereich immer häufiger zum Einsatz kommt.

In refineries, the process media flowing through valves are primarily liquids. With liquids, critical operating conditions caused by cavitation or flashing may occur. Symptoms are, for instance, increased noise emission, erosion of valve and pipe components or low-frequency mechanical vibration in the valve and the connected pipeline. Under these conditions, in particular, neglecting details can result in negative influences on the plant performance and the costs of ownership. Unfortunately, it is a common practice nowadays to select control valves in a „quick and dirty“ fashion, because the phases of planning, bidding and order processing are connected with significant pressures of cost and time.

This article<sup>1)</sup> presents the basic principles underlying the above problems and shows how to eliminate them based on practical examples from refineries. Moreover, a new throttling element is introduced, which is especially suited to the reduction of noise emission produced by cavitation. This new throttling element is implemented in refineries with increasing success.



**Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer**  
Samson AG, Frankfurt am  
Main; Tel. 069-4009-464,  
E-Mail:  
drjkiesbauer@samson.de

<sup>1)</sup> This article is based on a presentation at the Annual meeting of German refineries in Leuna in September 2000 and was published in English language in the June issue 2001 of the Hydrocarbon Processing magazine.

### Typische Prozessbedingungen in Raffinerien

Eine typische Konstellation bei den Prozessdaten in Raffinerieanlagen zeigt **Bild 1a**. Die typische Kennliniencharakteristik von Kreiselpumpen mit konstanter Drehzahl und die hydraulischen Anlagenverluste lassen den Ventileintrittsdruck  $p_1$  mit dem Massenstrom  $W$  abnehmen und den Ventilaustrittsdruck  $p_2$  zunehmen. Der Dampfdruck  $p_v$  hängt von der Mediumtemperatur ab.

Die Strömungszustände Kavitation und Flashing haben ihren Ursprung in Ausdampfungen in der Flüssigkeit im Bereich der Drosselstelle [1, 3]. Kavitation liegt vor, wenn das Differenzdruck-

verhältnis  $x_F = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_v}$  (gemäß IEC

60534-8-4 [1,5]) größer als der Ventilkennwert  $x_{Fz}$  für beginnende Kavitation wird. Die Dampfblasen entstehen im Ventil und zerfallen aber dort auch wieder durch Implosion wegen  $p_2 > p_v$ . Die Kavitationszahl  $\sigma_i$  für beginnende Kavitation in [6] ist äquivalent zu dem Kehrwert von  $x_{Fz}$ . Ist der Nachdruck  $p_2$  kleiner als der Dampfdruck  $p_v$ , dann entsteht Flashing und die Ausdampfung bleibt bis in die Rohrleitung hinter dem Ventil erhalten (2-Phasenströmung).

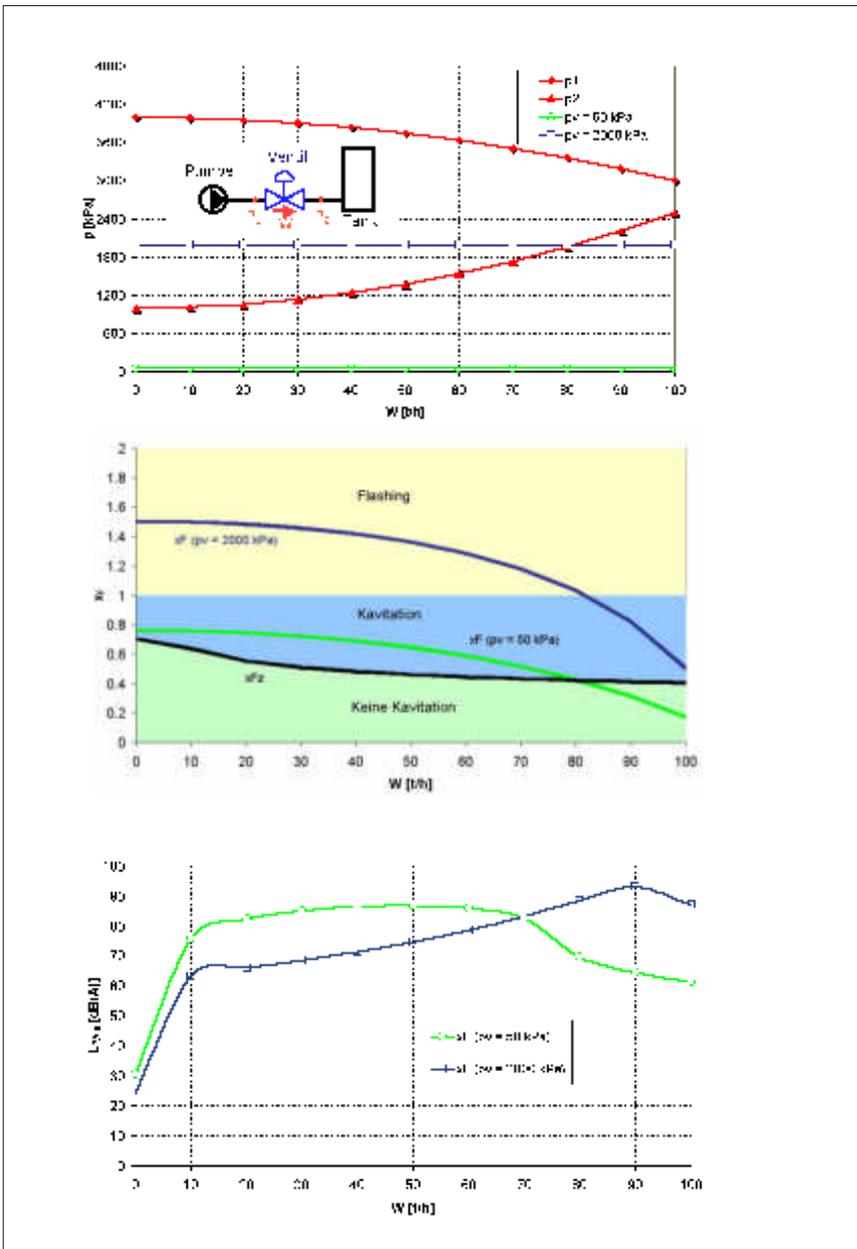
**Bild 1b** zeigt korrespondierend mit Bild 1a, dass  $x_F$  abnimmt, wenn der Massenstrom  $W$  zunimmt. Die drei unterschiedlichen Strömungsbereiche im Ventil sind durch die folgenden Farben gekennzeichnet:

▷ turbulente Strömung für  $x_F < x_{Fz}$  (grüner Bereich in Bild 1b)

▷ Kavitation für  $x_F \geq x_{Fz}$  und  $x_F < 1$  (hellblauer Bereich in Bild 1b)

▷ Flashing für  $x_F \geq 1$  (gelber Bereich in Bild 1b)

Der Dampfdruck  $p_v$  zusammen mit den Betriebsdrücken  $p_1$  und  $p_2$  und dem Ventilkennwert  $x_{Fz}$  bestimmt nun, ob und wo es zur Kavitation oder zu Flashing kommt. Bei relativ niedrigem Dampfdruck wird das Stellventil im kleinen bis mittleren Durchflussbereich kavitieren und Kavitationsschall entwickeln. Bild 1b enthält entsprechend Bild 1a für den niedrigeren Dampfdruck  $p_v = 50$  kPa die mit  $W$  fallende, grün markierte Kurve  $x_F(W)$ . Zwischen 80 und 100 t/h kavitiert die Ventilströmung nicht, dafür aber unterhalb 80 t/h. Folglich liegt der Schallpegel zwischen 10 und 70 t/h verhältnis-



**Bild 1:** Typische Raffineriebedingungen: Prozessdaten (a), Differenzdruckverhältnis und Kavitation/Flashing (b), Schallpegel (c)

**Fig. 1:** Typical conditions in refineries, process data (a), differential pressure ratio and cavitation/flashing (b), sound level (c)

mäßig hoch zwischen 80 und 88 dB(A) (Bild 1c, grüne Schallpegelkurve). Für den anderen Dampfdruck  $p_v = 2000$  kPa aus Bild 1a kavitiert die Strömung im oberen Durchflussbereich (Bild 1b, blaue Kurve) und unter ca. 80 t/h liegt Flashing vor. Da Kavitationsschall deutlicher höher als Flashingschall ist [1], ist das Ventil hier zwischen 70 und 100 t/h am lautesten mit Werten zwischen 85 und 93 dB(A) (Bild 1c, hellblaue Schallpegelkurve).

Um für die Festlegung des geeigneten Stellventils diese Zustände möglichst

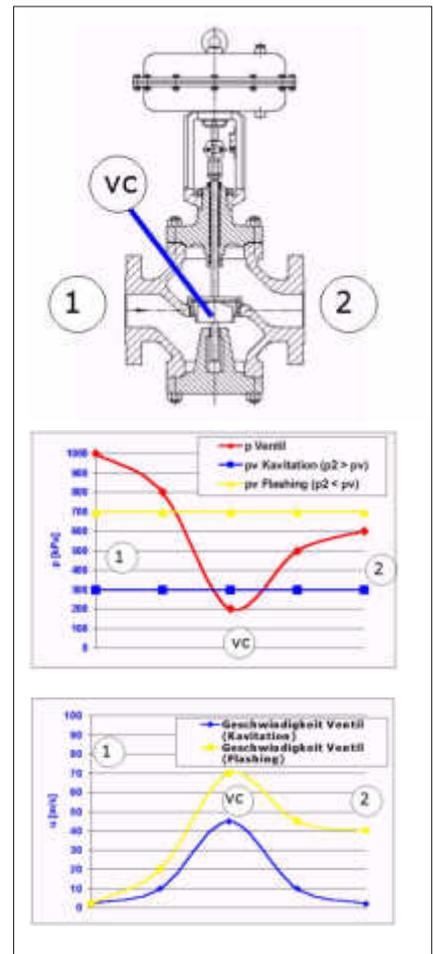
detailliert beurteilen zu können, ist die Kenntnis der genauen Prozessdaten ein Muss. Dies gilt besonders für die realen Nachdruckbedingungen hinter dem Ventil. Die Höhe der Rohr- und Krümmerdruckverluste zwischen dem Ventil und z. B. einem Behälter mit konstantem Druck beeinflusst den Ventilausgangsdruck und somit die Art der Ventilströmung. Sie flasht oder kavitiert, wenn der Betriebspunkt in der Nähe des scharfen Überganges von Kavitation in Flashing bei  $x_F=1$  liegt.

## Die Phänomene Kavitation und Flashing

Die Basis aller Betrachtungen dieser Phänomene sind die Änderungen von Druck und Strömungsgeschwindigkeit auf dem mittleren Strömungsweg durch das Stellventil (Bilder 2a und b, [1]).

### Kavitation

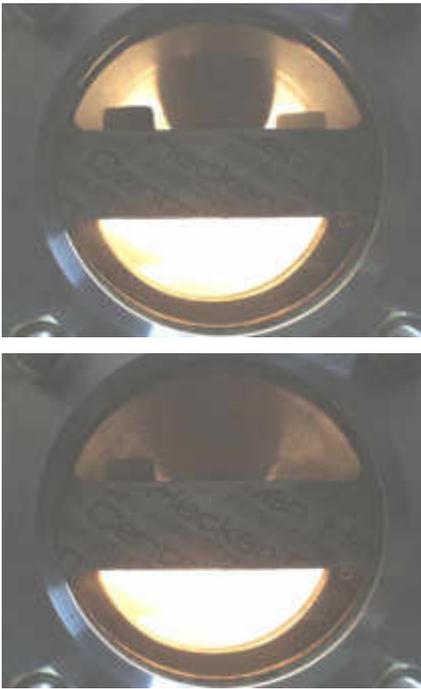
Mit steigender Druckdifferenz am Stellventil bei festem Eingangsdruck  $p_1$  fällt der Wert des Druckminimums im Bereich der Drosselstelle  $v_c$  und erreicht für  $x_F > x_{Fz}$  den Dampfdruck der Flüssigkeit  $p_v$ . Wegen  $p_2 > p_v$  zerfallen die im Bereich um und an dem Drosselkörper gebildeten Dampfblasen im Ventilraum hinter der Drosselstelle wieder. Bild 3a enthält die Visualisierung des am Ventilkörper anliegenden kavitierenden Strahles hinter der Drosselstelle  $v_c$ .



1 Ventileingang, 2 vena contracta, 3 Ventilausgang (1: valve inlet, vc: vena contracta, 2: valve outlet)

**Bild 2:** Druck- und Geschwindigkeitsverlauf bei Kavitation und Flashing

**Fig. 2:** Plotted pressure and velocity during cavitation and flashing



**Bild 3:** Visualisierung von Kavitation (a) und Flashing (b) bei Anströmung von unten

**Fig. 3:** Visualization of cavitation (a) und flashing (b) with the flow coming from below

Je nach Kavitationsintensität können folgende Probleme auftreten:

- ▷ Kavitationsschall mit Maximalwerten von 100 dB(A) (Bild 1c, [1]),
- ▷ Ventilbauteile- oder Rohrleitungsbeschädigung durch Kavitationserosion (s. Bild 5, [1]),
- ▷ Schwingungsanregung des Drosselkörpers und des gesamten Ventils (s. Bild 8),
- ▷ und Durchflussbegrenzung, die bei der  $k_v$ -Wert-Ermittlung zu berücksichtigen ist [4].

### Flashing

Die Kavitation endet und geht in Flashing über, wenn die Differenz  $p_2 - p_v < 0$  wird. Die Dampfblasen bleiben in der aus dem Ventil ausfließenden 2-Phasenströmung erhalten und implodieren nicht mehr (Bilder 3b und 4a und b).

Dies führt zu einer deutlich kleineren Gemischdichte auf der Nachdruckseite als auf der Ventileintrittsseite (reine Flüssigkeit). Folglich beträgt die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Falle von Flashing ein Vielfaches der Ventileintrittsgeschwindigkeit. In Bild 2b z. B. ist die Austrittsgeschwindigkeit mit ca. 40 m/s deutlich höher als die Eintrittsgeschwindigkeit 2 m/s. Je höher die mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Ventilaustritt ist, umso stärker ist das Ungleichgewicht zwischen Flüssigkeits-

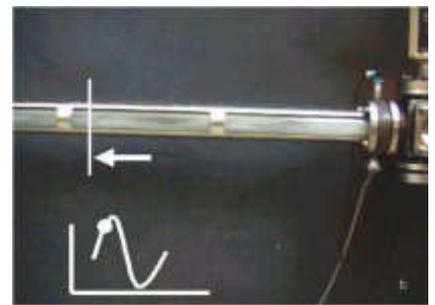
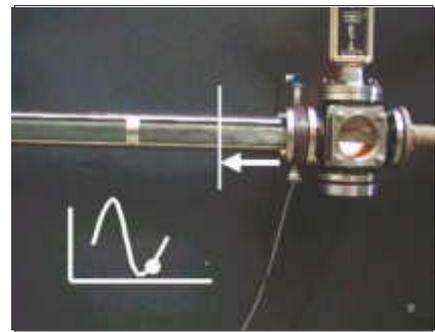
und Dampfphase. Die Bilder 4a und 4b verdeutlichen das stoßwellenartige Ausströmen, wodurch das gesamte Rohrleitungssystem zu mechanischen, niederfrequenten Schwingungen ( $< 10$  Hz) angeregt werden kann.

Bei Applikationen, wo der Ventileingangsdruk gerade noch über dem Dampfdruck liegt, liegt schon beim Eintritt in das Ventil ein 2-phasiges Gemisch aus Flüssigkeit und Dampf vor. Die zuvor beschriebenen Erscheinungen werden dann noch verstärkt. Ähnlich wie die Kavitation kann auch die flashende bzw. echt 2-phasige Strömung zu erheblichen Problemen führen:

- ▷ Schallentwicklung, aber mit deutlich niedrigeren Pegeln als bei starker Kavitation (s. Bild 1c),
- ▷ Ventilbauteile- und Rohrleitungsbeschädigung durch Erosion infolge Tröpfchenschlag verstärkt durch korrosive Anteile im Medium,
- ▷ Schwingungsanregung der gesamten Rohrleitung durch stoßwellenartiges Ausströmen am Ventilausgang infolge des Ungleichgewichts zwischen Flüssigkeits- und Dampfphase (Bilder 4ab),
- ▷ Durchflussbegrenzung bei Flashing und zusätzlich erhebliche Durchflussreduktion bei 2-Phasigkeit am Ventileingang [2].

### Maßnahmen gegen Kavitationserosion

Die Kavitationserosion (Bild 5) ist immer dann wahrscheinlich, wenn die Ventilströmung aufgrund einer hohen Dampfblasenentstehungsrate durchflussbegrenzt ist [1] und wenn die kinetische Energie der aus der Drosselstelle durch den ausströmenden Kavitationsstrahl mitgerissenen Dampfblasen (s. Bild 3a) ausreichend hoch ist. Die bestimmenden Parameter sind hier der  $K_C$ -Wert (Tabelle 1), der dem Differenzdruckverhältnis entspricht [3,6 hier  $1/\sigma_c$ ], ab dem Durchflussbegrenzung beginnt,



**Bild 4:** Stoßwellenartiges Ausströmen bei Flashing führt zur Schwingungsanregung der Rohrleitung (a: beginnende Stoßwelle, b: endende Stoßwelle)

**Fig. 4:** Propagating shock waves during flashing result in excitation of the pipeline (a: beginning shock wave, b: ending shock wave)

und die Druckdifferenz  $p_1 - p_2$ , die direkt mit der kinetischen Strahlenergie verknüpft ist.

Grundsätzlich sollte die Austrittsgeschwindigkeit unter 2 bis 3 m/s liegen und es sollten schwingungsarme Ventilegeln-Konstruktionen zum Einsatz kommen. Auf dieser Basis können folgende empirische Erfahrungswerte (Faustregeln) zur Vermeidung von Kavitationserosionsproblemen angegeben werden:

- ▷  $p_1 - p_2 < K_C \cdot (p_1 - p_v)$ : keine Probleme
- ▷  $p_1 - p_2 \geq K_C \cdot (p_1 - p_v)$  und  $p_1 - p_2 < \Delta p_{\text{Krit, Kav}}$  (s. Tabelle 1): keine Probleme



**Tab. 1:** Grenzen zur Vermeidung von Kavitationserosion  
**Table 1:** Limit values for preventing cavitation erosion

Ventilbauart	$\Delta K_C$ [-]	$\Delta p_{\text{Krit,Kav}}$ [bar]
1-stufige Hubstellventile mit stelliertem oder gehärtetem Ventilkegel und Ventilsitz	0,7	25
1-stufige Hubstellventile mit Standardwerkstoffen	0,7	15
Drehkegelventile	0,4	10
Stellklappen und Kugelhähne	0,2 ... 0,3	5



**Bild 5:** Gehäuseerosion eines Drehkegelventils durch Kavitation  
**Fig. 5:** Erosion in a rotary plug valve body induced by cavitation

**Maßnahmen gegen zu hohen Kavitationsschall**

Bei strengen Schallauflagen sind die Stellventile so zu wählen, dass die ventilauslastungsabhängigen  $x_{FZ}$ -Werte für die aktuellen Prozessbedingungen hoch genug sind, also  $x_{FZ} > x_F$ .

Während der  $K_C$ -Wert als Maß für die beginnende Durchflussbegrenzung im Wesentlichen von dem Ventiltyp wie Hubventil oder Stellklappe festgelegt ist, unterliegt der niedrigere  $x_{FZ}$ -Wert zwar auch diesem Einfluss, aber noch vielmehr der Detailgeometrie des Drosselkörpers. In [1] sind typische  $x_{FZ}$ -Werte auslastungsabhängig aufgeführt. Zahlreiche Messungen zeigen, dass die Ventilreynoldszahl eine wichtige Rolle spielt. Diese ist in der Hilfsgröße  $F_{\chi FZ}$  des Diagrammes in **Bild 7** enthalten, mit der sich die  $x_{FZ}$ -Werte für verschiedenste Ventiltypen und Ventilgrößen ordnen lassen. Die schwarze Kurve stellt eine mittlere Approximation dar, die auch in dem aktuellen Neuentwurf von IEC 534-8-4

[5] auf Vorschlag des Autors implementiert wurde. Zwei Grundtendenzen lassen sich daraus ableiten:

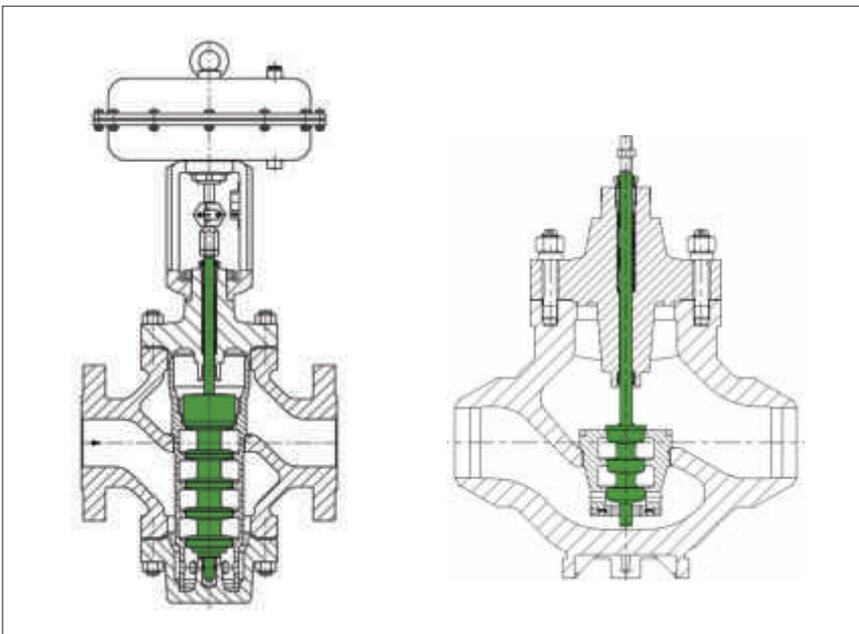
- ▷ Mit steigendem  $k_v$ -Wert fällt der  $x_{FZ}$ -Wert,
- ▷ und mit kleiner werdendem Ventilformfaktor  $F_d$  [4] steigt der  $x_{FZ}$ -Wert.

In dem  $F_d$ -Wert findet die Detailgeometrie der Drosselstelle ihren Ausdruck. Er ist umso kleiner, je kleiner der hydraulische Durchmesser ist. Die kleinsten hydraulischen Durchmesser ergeben sich bei rotationsymmetrischen Ringspalten, wie sie vorzugsweise bei teilweise geöffneten Parabolkegeln zu finden sind. Bei geöffneter Drosselfläche wird der  $x_{FZ}$ -Wert umso größer, je größer der Sitzdurchmesser bzw. je kleiner die Spaltweite zwischen Kegel und Sitz (direkt proportional zum hydraulischen Durchmesser) sind. Dagegen weisen Ventile mit einem kolbenartigen Kegel in einem Käfig wesentlich größere hydraulische Durchmesser bzw. größere  $F_d$ -Werte auf, was sich ungünstig auf den  $x_{FZ}$ -Wert auswirkt.

Hubventile mit einer Nennweite über 2“ haben in der Regel bei 75 % Auslastung  $x_{FZ}$ -Werte zwischen 0,2 und 0,35. Je nach Drosseltyp steigt der  $x_{FZ}$ -Wert mehr oder weniger mit abnehmender Auslastung an. Dies ist unmittelbar mit der Abnahme des  $F_d$ -Wertes verbunden.

**Tabelle 2** zeigt deutlich, dass bis auf den Parabolkegel alle anderen Kegeltypen in typischen Raffinerieapplikationen gemäß Bild 1 und 2 bei Betriebsdifferenzdruckverhältnissen über 0,5 bis 0,8 starken Kavitationsschall entwickeln können. Hier hat der Parabolkegel aufgrund seines deutlichen Anstieges bei kleinen Auslastungen Vorteile. Dem steht der Nachteil gegenüber, dass unter Kavitation bei einfacher einseitiger Führung starke Vibrationen bis hin zum Kegelabriss auftreten können. Der V-Port-Kegel mit asymmetrischer Öffnungsgeometrie neigt am wenigsten zu Vibrationen (**Bild 8**).

Bei Käfigventilen und Lochkegeln ist die Schwingungsneigung zwar ebenfalls geringer, aber nachteilig ist die Verschmutzungsanfälligkeit in Form von Fress- und Klemmproblemen.



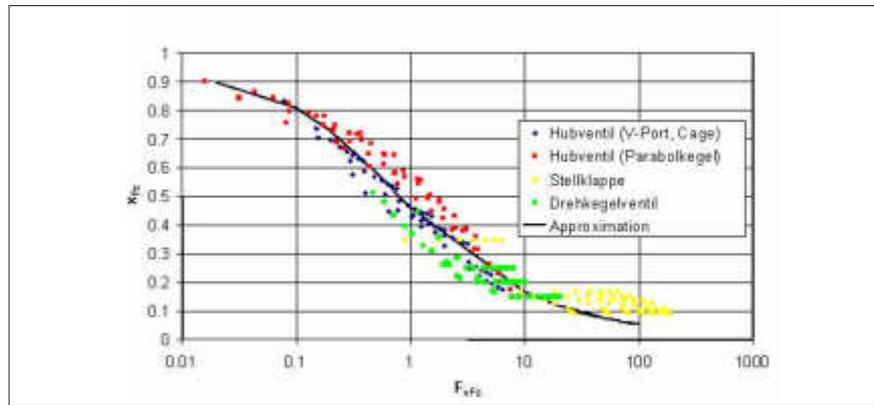
**Bild 6:** Mehrstufige Axialkegelausführungen zur Vermeidung von Kavitationserosion (Samson Ventilserien 255 und 251)

**Fig. 6:** Multistage axial plug prevents cavitation erosion (Samson Valve Series 255 and 251)

Wie kann man nun die Vorteile der einzelnen Kegeltypen so kombinieren, damit der Kavitationsschall auf ein Minimum reduziert wird?

**Bild 9** zeigt ein neuartiges, in ein Standardventilgehäuse integrierbares Drosselsystem. Dieses System wurde unter Zuhilfenahme von Strömungssimulationen (CFD) und Messreihen optimiert. Es hat folgende Eigenschaften:

- ▷ Die Sitzgröße ist nicht reduziert, um den Ringspalt zwischen Sitz und Kegel möglichst klein zu halten. Dadurch ist der hydraulische Durchmesser bzw. der  $F_d$ -Faktor klein, was sich positiv auf den  $x_{Fz}$ -Wert-Verlauf auswirkt. Außerdem erfolgt über einen größeren Hubbereich ein kontinuierlicher Druckabbau, wie in **Bild 10a** zu sehen.
- ▷ Zur Vermeidung von mechanischen Vibrationen ist der Kegel im Gehäuse und im Sitz nahe am Schwingungsentstehungsort doppelt geführt (Bild 9 Kennzeichnung A).
- ▷ Der Sitz enthält eine „hochgezogene Sitzdichtkante“ (Bild 9 Kennzeichnung B), was den  $x_{Fz}$ -Wert bei großen Ventilöffnungen anhebt, weil die Wirbelstrukturen bzw. Ablösungszonen



**Bild 7:**  $x_{Fz}$  in Abhängigkeit von

$$F_{x_{Fz}} = \sqrt{\frac{1}{F_L} \cdot \frac{k_v}{1 \text{ m}^3/\text{h}}} \cdot F_d$$

- unterhalb des Kegels günstig beeinflusst werden (**Bild 10d**).
- ▷ Die Dichtkante ist am Kegel hinterdreht (Bild 9 Kennzeichnung C). Diese Maßnahme steigert den  $x_{Fz}$ -Wert bei kleinen Auslastungen, weil die Wirbelstrukturen bzw. Ablösungszonen oberhalb des Kegels günstig beeinflusst werden (**Bild 10c**).

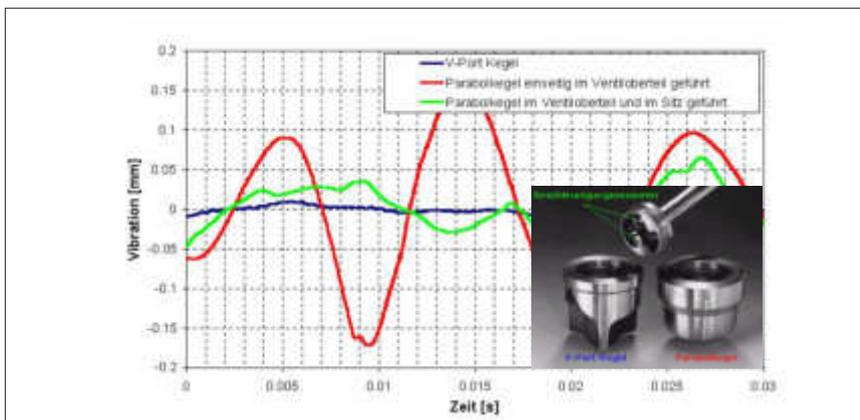
**Fig. 7:**  $x_{Fz}$  as a function of

$$F_{x_{Fz}} = 0.93 \cdot \sqrt{\frac{1}{F_L} \cdot C_v} \cdot F_d$$

- ▷ Zusätzlich können noch Festdrosseln vor dem Kegel im Sitz integriert werden, die den  $x_{Fz}$ -Wert bei hohen Auslastungen zusätzlich anheben (Bild 9 Kennzeichnung D).
- ▷ Der Kegel kann natürlich auch druckentlastet ausgeführt werden (und zwar durch ein sich oberhalb des Kegels befindendes Zylinderrohr und durch ein am Ventiloberteil fixiertes kolbenartiges Gegenstück mit dazwischen liegender Abdichtung zur Erzeugung eines unter dem Vordruck stehenden Raumes (Verbindungsbohrungen zum Vordruck am Kegel) zur  $p_1$ -Druckentlastung, was weniger verschleiß- bzw. verschmutzungsanfällig ist als bei typischen Käfig-Druckentlastungssystemen)
- ▷ Für Druckdifferenzen über 1000 kPa bei starker Kavitation ( $x_F > 0,7$ ) wird der Kegel bzw. Sitz stelliteiert oder besser gehärtet ausgeführt.

**Tab. 2:** Schallverhalten verschiedener 1-stufiger Hubventilkegel  
**Table 2:** Noise behaviour of various single-stage globe valve plugs

Hubventiltyp	$x_{Fz}$ für Auslastung 75 %	Zunahme von $x_{Fz}$ für Auslast. < 75 %	Verschmutzungsanfälligkeit	Vibrationsverhalten
Parabolkegel	0,25 ... 0,35	deutlich bis 0,8	gering	bei einseitiger Führung im Ventiloberteil schlecht
V-Port-Kegel	0,25 ... 0,35	bis 0,5	gering	sehr gut
Kolbenkegel mit Käfig	0,25 ... 0,35	bis 0,5	groß	gut
Lochkegel	0,35	sehr gering	groß	gut



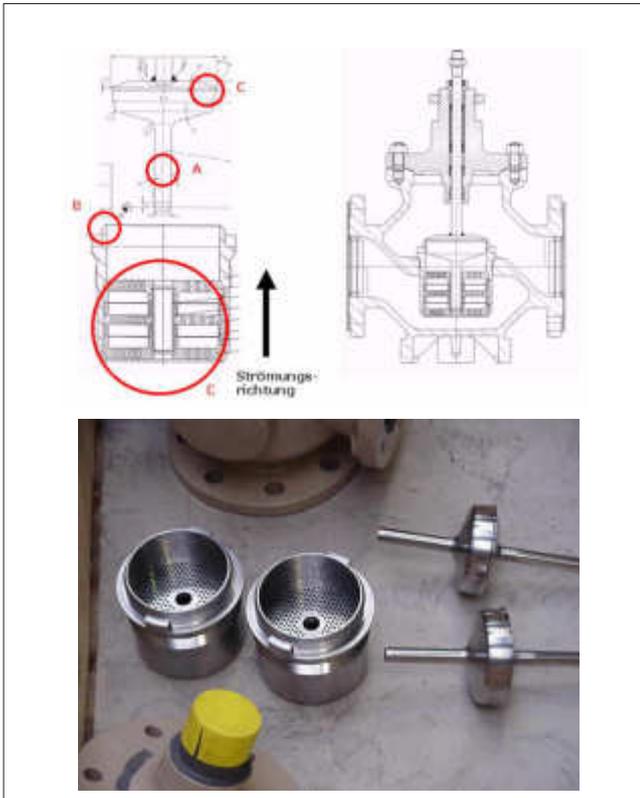
**Bild 8:** Unterschiedliches Vibrationsverhalten (quer zur Kegelstangenrichtung) bei V-Port- und Parabolkegel

**Fig. 8:** Differences in vibration behaviour (horizontal to the plug stem direction) of V-port plug versus parabolic plug

**Bild 11** verdeutlicht anhand der gemessenen  $x_{Fz}$ -Wert-Verläufe, dass ein solches System erst bei merklich höheren Differenzdruckverhältnissen Kavitationsschall entwickelt als ein V-Port- oder ein Kolben/Käfig-Kegel.

Dieses neuartige Drosselelement wurde beispielsweise in einer typischen Raffinerieapplikation (Tankwagenverladung mit Personaleinsatz in unmittelbarer Ventillnähe) eingesetzt, um für die vorgegebenen Betriebspunkte Schallpegel unter 70 dB(A) einzuhalten (**Bild 12**). Der praktische Einsatz bestätigte die auf dem Prüfstand durchgeführten Messungen.

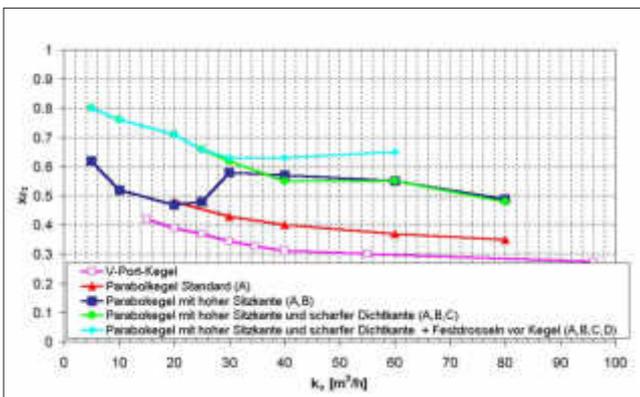
In einer anderen Raffinerie führte ein Drehkegelventil zu großen Lärm- und Erosionsproblemen bei maximalen Ventileintrittsdrücken  $p_1 = 1500$  kPa und  $x_F = 0,5$  bis 0,9. Nach 1½ Jahren war das



**Bild 9:** Neuartiges Drosselsystem zur Minimierung von Kavitations-schall durch die Maßnahmen ABCD (A: Vibrationsvermeidung, B [C] Strömungstechnische Erhöhung von  $x_{Fz}$  bei größeren [geringeren] Ventilöffnungen, D: Anhebung von  $x_{Fz}$  bei größeren Öffnungen durch mehrstufigen Druckabbau)

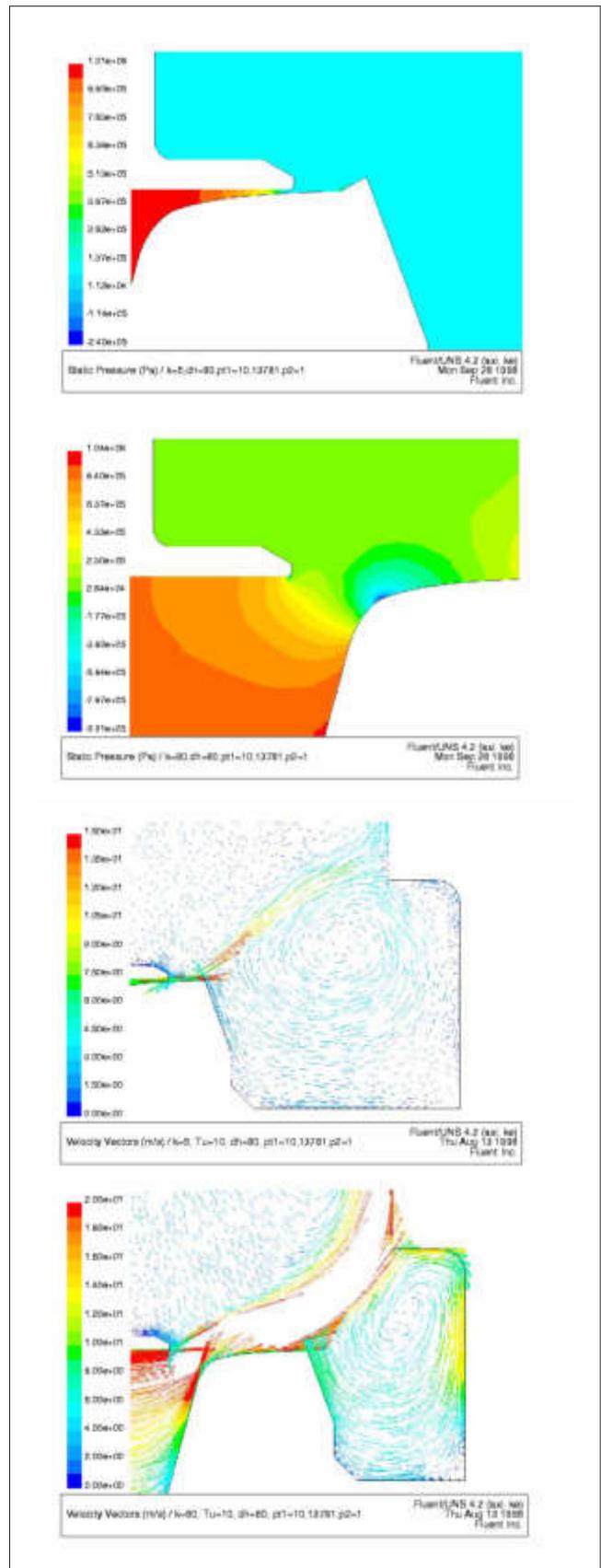
**Fig. 9:** New type of throttling system for standard valve bodies to minimize noise caused by cavitation via the features ABCD (A: Vibration reduction, B [C] Increase of  $x_{Fz}$  by fluid dynamics theory for greater [lower] plug openings, D: Increase of  $x_{Fz}$  for greater plug openings via multistage pressure change)

Ventilgehäuse durch Kavitation stark erodiert (s. Bild 5, kritische Kavitation) und wurde durch ein gleiches Drehkegelventil ersetzt. Dies wurde von einem unabhängigen Fachinstitut bei laufendem Prozess regelmäßig auf Materialabtrag mittels thermografischer Messsensoren zur Visualisierung der Wandstärkenveränderung infolge Verschleiß untersucht. Nach weiteren



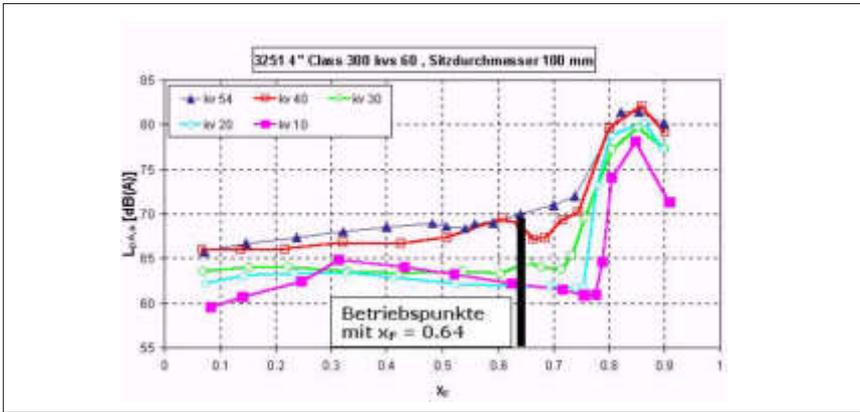
**Bild 10:** Gemessene  $x_{Fz}$ -Wert-Verläufe für Sitzdurchmesser 80 mm mit Drosselsystem aus Bild 9 und V-Port-Kegel aus Bild 8

**Fig. 10:** Plotted  $x_{Fz}$  values for seat diameter of 80 mm with throttling system as shown in Fig. 9 and V-port plug as shown in Fig. 8



**Bild 11:** CFD-Simulationen für zwei Kegelpositionen ( $k_v$  5 : ac und  $k_v$  80: bd): Isobaren und Geschwindigkeitsvektoren

**Fig. 11:** CFD simulations for two plug positions ( $k_v$  5.9 :ac and  $k_v$  94: bd): Isobars and velocity vectors



**Bild 12:** Raffineriebeispiel (Tankwagenbeladung) mit hohen Schallpegelanforderungen ( $p_1=1100$  kPa,  $p_2=400$  kPa,  $Q = 30 \dots 144$  m<sup>3</sup>/h Öl,  $x_F = 0,64$ ,  $L_{pA,a} < 70$  dB(A) !)

**Fig. 12:** Practical example from a refinery with high noise reduction requirements ( $p_1=160$  psi,  $p_2=58$  psi,  $Q = 54905 \dots 263000$  lb/h oil,  $x_F = 0,64$ , external sound pressure level  $L_{pe,a} < 70$  dB(A) !)

1½ Jahren und hohen „Costs of Ownership“ für diese Ventilmessstelle mit einem Vielfachen der ursprünglichen Ventilanschaffungskosten zeigte das Drehkegelventil den gleichen Verschleiß wie das erste und wurde schließlich durch ein Hubventil mit dem oben beschriebenen neuen Kegel- bzw. Sitzde-

sign ersetzt. Dieses neue Ventil hat nun alle vorherigen Probleme eliminiert.

**Maßnahmen bei Flashing**

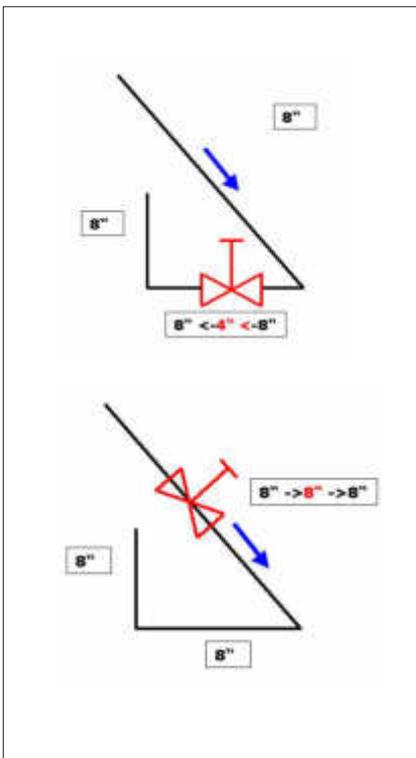
Im Falle von Flashing oder 2-Phasenströmung ist die Wahl einer ausreichend großen Ventiltinnenweite zur Begrenzung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit

auf der Nachdruckseite oberste Pflicht, um die dargestellten Probleme auf ein Minimum zu reduzieren. Als Maximalwert sollten erfahrungsgemäß 60 m/s nicht überschritten werden [2]. Bei Applikationen mit zusätzlich korrosiv wirkenden Medien ist zudem die richtige Werkstoffauswahl von Bedeutung. Außerdem sollte die Sitzgröße um mindestens eine Stufe reduziert sein, um der Strömung auf der  $p_2$ -Seite möglichst schlagartig sehr viel zu Raum zur Verfügung zu stellen.

In einer Raffinerie ergaben sich für ein 4“-Ventil mit den nachstehenden Betriebsdaten folgende Schwierigkeiten:

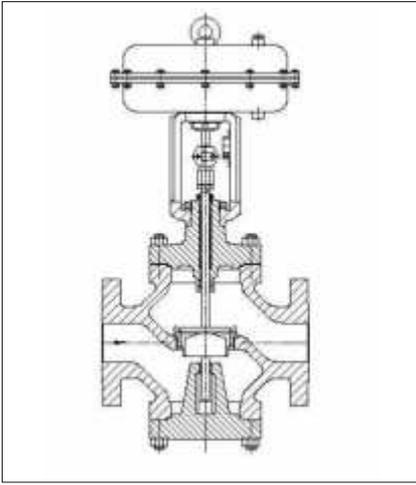
Im Ventil und in den Krümmern vor und hinter dem Ventil (**Bild 13a**) kam es zur Erosion unterstützt durch Korrosion. Die Auswertung der vorliegenden Betriebsdaten einschließlich der Enthalpie-daten ergab, dass die mittlere Ausgangsgeschwindigkeit bei dem normalen Durchfluss und bei ca. 13 % Ausdampfung ca. 250 m/s betrug. Damit war der Erosionsverschleiß durch Tröpfchenschlag praktisch unvermeidbar.

Nachteilig ist auch die Anordnung des Ventils zwischen zwei Krümmern auf einer kurzen Distanz.



**Bild 13:** Ventil- und Rohrisometrieänderung in einer Raffinerieanlage (a: vorher, b: nachher)

**Fig. 13:** Changes in the valve and pipe isometry in a refinery system (a: before, b: after)



**Bild 14:** Hubstellventil mit vibrationsarmem V-Port-Kegel (Samson 3254)

**Fig. 14:** Globe valve with low-vibration V-Port plug (Samson 3254)

Die Probleme wurden beseitigt durch ein 8"-Stellventil mit einem vibrationsarmen V-Port-Kegel mit  $k_{vs}$  80 linear (Hastelloy gegen Korrosionsangriff). Das

Ventil wurde mittig in die lange Rohrleitung vor dem 1. Krümmer eingebaut (**Bild 13b**). Hier waren die „Costs of Ownership“ bedingt durch Anlagenstillstände, Umbauarbeiten und „teure“ Berater-Institutionen letztlich 10 mal so hoch wie die Erstinvestition für das 4"-Ventil, bevor das neue Ventil zum Einsatz kam.

An einer anderen Stelle dieser Raffinerie traten massive Schwingungsprobleme auf, die sogar zum Einreißen von Rohrleitungsträgern führten. Das ursprünglich eingesetzte Drehkegelventil hatte eine zu kleine Nennweite (12"), so dass die zu hohen Strömungsgeschwindigkeiten die in den Bildern 4ab visualisierten Strömungsvorgänge und damit eine starke Rohrleitungsanregung bewirkten, die aufgrund des hohen Druckrückgewinnes bei Drehkegelventilen noch verstärkt wurden. Abhilfe schaffte ein Hubventil mit größerer Nennweite (20", **Bild 14**). Auch hier wurden hohe Anlagenkosten auf der Seite des Anwenders erzeugt, weil vorher ein für die vorhandenen Betriebsbedingungen nicht geeignetes Stellgerät ausgewählt wurde.

#### Literatur

- [1] Kiesbauer, J.: An improved prediction method for hydrodynamic noise in control valves. Valve World magazine, Vol. 3, Issue 3, June 1998, pp. 33 – 49
- [2] Diener, R.; Friedel, L.; Kiesbauer, J.: Auslegung von Stellgeräten bei Zweiphasenströmung (Sizing of control valves for two-phase flow). Automatisierungstechnische Praxis, Vol. 42, Issue 3, pp. 26 – 34
- [3] Stiles, G. F.: Cavitation In Control Valves, Instruments & Control Systems (p. 2086-2093, November 1961)
- [4] Sizing Equations for Fluid Flow under installed conditions, International Standard IEC 534-8-2-1: 2000 (International Electrotechnical Commission, Geneva, Switzerland)
- [5] Prediction of noise generated by hydrodynamic flow, International Standard IEC 534-8-4: IEC 65B WG 9 (Secretary) 130B, 2000
- [6] Considerations for Evaluating Control Valve Cavitation, Instrument Society of America Recommended Practice, ISA-RP75.23





## Einführung eines Expansionsfaktors zur Erweiterung der IEC 60534-2-1 für die Auslegung von Stellventilen bei Mehrphasenströmung

$$\phi = \sqrt{\frac{\frac{v_{i1}}{v_{j1,1}}}{\left[1 + \dot{x}_i \left[ \left( \frac{v_{g,1}}{v_{j1,1}} \right)^{\frac{1}{\omega}} - 1 \right] \right] \left[ 1 + \dot{x}_i \left[ \left( \frac{v_{g,1}}{v_{j1,1}} \right)^{\frac{5}{\omega}} - 1 \right] \right]}}$$

$$\left( \frac{p_{vc, crit}}{p^1} \right)^2 + (\omega^2 - 2\omega) \left[ 1 - \left( \frac{p_{vc, crit}}{p^1} \right) \right]^2 + 2\omega^2 \ln \left( \frac{p_{vc, crit}}{p^1} \right) + 2\omega^2 \left[ 1 - \left( \frac{p_{vc, crit}}{p^1} \right) \right] = 0$$

$$N = \left( \dot{x}_i + cp_{i,1} T_{i1} p_{i1} \left( \frac{v_{i1} - v_{g1}}{\Delta h_{v1}} \right)^2 \ln(1 - x_{crit, N=1}) \right)^\alpha$$

$$k_{v1} = \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p}} \frac{1}{\sqrt{\rho_0 \rho^1}} W \frac{1}{Y_{MP}} \quad \omega_{N=1} = \frac{\dot{x}_i v_{g1}}{v_{i1}}$$

$$\frac{W}{A_{vc}} = \frac{\sqrt{\omega \ln \left( \frac{p^1}{p_{vc}} \right) - (\omega - 1) \left( 1 - \frac{p_{vc}}{p^1} \right)}}{\left[ \omega \left( \frac{p^1}{p_{vc}} - 1 \right) + 1 \right]} \sqrt{2 \frac{p^1}{v_{i1}}} \phi$$

Sonderdruck aus

„atp – Automatisierungstechnische Praxis“

Jahrgang 46 · Heft 5 · 2004

Verfasser:

Ralf Diener und Jürgen Schmidt, BASF AG

Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer, SAMSON AG



# Einführung eines Expansionsfaktors zur Erweiterung der IEC 60534-2-1 für die Auslegung von Stellventilen bei Mehrphasenströmung

Ralf Diener und Jürgen Schmidt, BASF AG und Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer, SAMSON AG

In chemischen und petrochemischen Anlagen finden häufig Prozesse statt, bei denen gleichzeitig Medien mit gas- oder dampfförmigen und flüssigen Phasenanteilen in ein Stellventil einströmen. Zur Berechnung der erforderlichen Durchflusskapazität des Stellventils ( $C_v$  bzw.  $k_v$ -Wert) bei einphasigen Fluiden – Gasen oder Flüssigkeiten – wird vorwiegend die IEC-Richtlinie 60534-2-1 angewendet. Diese gilt jedoch nicht für mehrphasige Fluide. Auch in der Literatur sind keine einheitlichen Berechnungsverfahren wiedergegeben – Anwender und Hersteller von Stellventilen verwenden ihrem Erfahrungsschatz entsprechend deshalb unterschiedliche Methoden. Je nach Betriebs- und Stoffdatenbereich weichen die Ergebnisse zum Teil erheblich voneinander ab. In diesem Beitrag wird ein neues Berechnungsverfahren für die Auslegung von Stellventilen bei der Durchströmung mit mehrphasigen Gemischen aus Gasen/Dämpfen und Flüssigkeit vorgestellt. Dabei wird der Einfluss der Dichteänderung des Gemisches beim Durchströmen der Armatur auf die Durchflusskapazität des Stellventils ähnlich wie bei der Strömung von gasförmigen Medien mit einem Expansionsfaktor beschrieben. Im Vergleich zu Messdaten ergeben sich damit gute Berechnungsgenauigkeiten. Die Integration dieses Expansionsfaktors in die IEC-Richtlinie 60534-2-1 ist in einfacher Weise möglich.

Stellventil / IEC 60534-2-1 /  $k_v$ -Wert / Mehrphasenströmung / Neuer Expansionsfaktor

## Introduction of an expansion factor to extend the scope of the IEC 60534-2-1 Standard for sizing valves controlling multiphase flow

Control valves are frequently used in chemical and petrochemical plants to control medium mixtures which comprise a gas/vapor phase as well as a liquid phase as they enter the valve. The IEC 60534-2-1 Standard is primarily applied to calculate the required valve flow capacity ( $C_v$  or  $k_v$  coefficient) for single-phase media in the form of gases or liquids. However, this standard does not apply to multiphase media. A standardized sizing model does not exist even in literature. As a consequence, plant operators and manufacturers employ various published methods according to their own experience, which may lead to considerably different results depending on the operating and medium data involved. This article proposes a new approach to size control valves that handle multiphase mixtures consisting of gases/vapors and liquids. It takes into account how the change in density of the mixture flowing through the valve affects the flow capacity of the valve by using an expansion factor similar to the standard for gaseous media. It provides a high level of predictive accuracy when compared to test data. This expansion factor is easy to integrate into the IEC 60534-2-1 Standard.

Control valve / IEC 60534-2-1 /  $C_v$  value / Multiphase flow / New expansion factor

## 1. Einleitung – Bisherige Berechnungsmöglichkeiten

Gemäß der IEC-Richtlinie 60534-2-1 kann der benötigte Durchflussbeiwert eines Stellventils ( $k_v$ -Wert) mit der folgenden Gleichung berechnet werden, sofern das Durchflussmedium nicht hochviskos ist und eine gerade Rohrleitungsführung vor und hinter dem Ventil vorliegt [1, 2]:

$$k_v = \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p}} \left( \frac{1}{\sqrt{\rho_0 \rho_1}} \right) W \left( \frac{1}{Y} \right), \quad \Delta p \leq \Delta p_{max} \quad (1)$$

Der Differenzdruck zwischen dem Eintritt und Austritt der Armatur  $\Delta p_0$  und die Dichte  $\rho_0$  beziehen sich auf den Referenzzustand 1 bar und 1000 kg/m<sup>3</sup>.  $Y$  ist der Expansionsfaktor. Er entspricht dem Wert 1 für Flüssigkeiten und ist bei gas- oder dampfförmigen Medien abhängig von der Druckdifferenz. Wenn die Druckdifferenz  $\Delta p_{max}$  erreicht wird, dann tritt eine Durchflussbegrenzung auf.

Auch mit einer weiteren Druckabsenkung hinter dem Stellventil kann der maximale, als kritisch bezeichnete Massenstrom, nicht weiter gesteigert werden. Die Größe der Druckdifferenz ist unterschiedlich bei kompressiblen und inkompressiblen Medien [1, 2].

Bei mehrphasigen Strömungen aus Gasen und Flüssigkeiten am Ventileingang ist die Dichte  $\rho_1$  nicht mehr eindeutig definiert. Sie ist bei Gemischen keine physikalische Stoffeigenschaft und kann deshalb auf unterschiedliche Weise bestimmt werden.

- Am einfachsten ist die Berechnung mit dem Additionsmodell. Hier werden die einzelnen Phasen getrennt voneinander betrachtet und für jede Phase nach der obigen Gleichung ein  $k_v$ -Wert ausgerechnet. Beide Werte werden anschließend zu einem Gesamt- $k_v$ -Wert addiert [2].
- Sheldon und Schuder [3] schlagen einen Korrekturfaktor in Abhängigkeit des Volumenanteils der gas- bzw. dampfförmigen Phase am Ventileingang vor, damit die beim Additionsmodell zu klein berechneten  $k_v$ -Werte angehoben werden.
- Eine andere Möglichkeit der Berechnung ergibt sich aus der Modellvorstellung, dass die beiden Phasen gleichmäßig vermischt – also homogen verteilt – sind und mit einer konstanten Strömungsgeschwindigkeit strömen. Bei diesem stark vereinfachten so genannten homogenen Modell wird die Dichte  $\rho_1$  am Eingang der Armatur wie in Tabelle 1 dargestellt über den Ansatz  $\rho_1 = 1/v_1$  berechnet [4] und in obige Gleichung (1) eingesetzt.

Die Ergebnisse solcher einfachen Modelle weichen von den experimentell gemessenen Durchsätzen erheblich ab, wie in [2, 5] berichtet wurde.

In [2, 5] wird ein neues Verfahren auf der Basis physikalischer Überlegungen vorgestellt, welches im Vergleich zu den einfachen empirischen Methoden deutlich höhere Genauigkeiten in der Berechnung ermöglicht. Dabei wurden folgende Annahmen unterstellt:

- Die Zustandsänderung der Strömung zwischen dem Eingang des Stellventils und der Drosselstelle ist erfahrungsgemäß adiabatisch-isentrop.
- Getrennt hiervon wird die Strömung hinter der Drosselstelle bis zum Ausgang des Stellventils als verlustbehaftet betrachtet.
- Je nach Strömungsgebiet werden unterschiedliche Strömungsformen zur Berechnung der Gemischdichte zugrunde gelegt (homogene Dichte und Impulsdichte mit unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten der Phasen durch Verwendung eines speziellen Schlupfmodells).
- Der lokale Massendampfgehalt der Strömung wird je nach Strömungsgebiet im Ventil aus der isenthalpen oder isentropen Zustandsänderung berechnet und zur Dichteberechnung verwendet.
- Es wird ein Ungleichgewichtsfaktor  $N$  eingesetzt zur Berücksichtigung der verzögert einsetzenden Dampfbildung (Siedeverzug) und des thermodynamischen Ungleichgewichtes zwischen den einzelnen Phasen.

Das Modell bedarf grundsätzlich einer iterativen Lösung der mathematischen Gleichungen und es werden druck- und temperaturabhängige Stoffdaten (Dichte, Enthalpie und Entropie), benötigt, die in der Praxis nur in einzelnen Fällen vorliegen. Es wurde deshalb bei der BASF AG in Ludwigshafen weiter entwickelt und konnte erheblich vereinfacht werden. Die in [5] beschriebenen Messdaten der TU Hamburg-Harburg und der SAMSON AG wurden wiederum zur Validation benutzt. Das vereinfachte Modell wird in [6] hergeleitet und zusammenfassend dargestellt. Nachfolgend sind die wesentlichen Berechnungsschritte zusammengefasst.

## 2. Neues Verfahren mit Expansionsfaktor für IEC 60534-2-1

### 2.1. Grundlegendes

Bei dem neuen Verfahren wird die Strömungsform im Stellventil grundsätzlich als homogen und damit zunächst als schlupflos unterstellt. Zusätzlich wird auf die relativ komplizierte Berechnung der Impulsdichte [5] verzichtet. Stattdessen wird der Ungleichgewichtsfaktor  $N$  zur Modellierung des Siedeverzugs verwendet.

Die Annahme einer homogenen Strömung und die Einführung des Ungleichgewichtsfaktors haben den Vorteil, dass der Massenstrom  $W$ , bezogen auf den Drosselquerschnitt  $A_{vc}$ ,

ohne Iteration geschlossen angegeben werden kann (genaue Herleitung s. [6]).

$$\frac{W}{A_{vc}} = \frac{\sqrt{\omega \ln\left(\frac{p_1}{p_{vc}}\right) - (\omega - 1) \left(1 - \frac{p_{vc}}{p_1}\right)}}{\left[\omega \left(\frac{p_1}{p_{vc}} - 1\right) + 1\right]} \sqrt{2 \frac{p_1}{v_1}} \quad (2)$$

Die Hilfsgröße  $\omega$  beinhaltet Betriebs- und Stoffdaten und den Ungleichgewichtsfaktor N:

$$\omega = \frac{\dot{x}_1 v_{g1} + \frac{cp_{l,1}}{v_1} T_1 p_1 \left(\frac{v_{g1} - v_{l1}}{\Delta h_{v1}}\right)^2}{v_1} N \quad (3)$$

Wie in IEC 60534 üblich kann der Drosselquerschnitt  $A_{vc}$  durch den  $k_v$ -Wert ausgedrückt werden:

$$A_{vc} = \sqrt{\frac{\rho_0}{2 \Delta p_0}} F_L k_v \quad (4)$$

Das Verhältnis  $p_1/p_{vc}$  vergrößert sich mit dem Differenzdruck. Wenn das kritische Druckverhältnis unterschritten wird, verändert sich der Massenstrom nicht mehr und erreicht ein Maximum. Das kritische Druckverhältnis ( $p_1/p_{vc,crit}$ ) ergibt sich durch Nullsetzen der 1. Ableitung von  $W/A_{vc}$  nach ( $p_1/p_{vc}$ ):

$$\left(\frac{p_{vc,crit}}{p_1}\right)^2 + (\omega^2 - 2\omega) \left[1 - \left(\frac{p_{vc,crit}}{p_1}\right)\right]^2 + \quad (5)$$

$$2\omega^2 \ln\left(\frac{p_{vc,crit}}{p_1}\right) + 2\omega^2 \left[1 - \left(\frac{p_{vc,crit}}{p_1}\right)\right] = 0$$

In Tabelle 1 ist für Werte  $\omega \geq 1$  eine Näherungsgleichung enthalten, mit der eine iterative Auflösung der vorstehenden Gleichung vermieden wird.

Der Ungleichgewichtsfaktor N wird auf der Basis der Messdaten in [5] als Potenzfunktion angenähert, wobei  $X_e(p_{vc,crit})$  als Dampfgehalt im Gleichgewichtszustand an der engsten Drosselstelle bei kritischer Strömung zu verstehen ist (in [6] wird als Exponent 3/5 für Stellventile vorgeschlagen):

$$N = \left[\dot{x}_e(p_{vc,crit})\right]^{\frac{3}{5}} \quad (6)$$

Ausgehend vom Dampfgehalt  $\dot{x}_1$  am Ventileintritt lässt sich die Zunahme des Gleichgewichtsfaktors zwischen dem Ein-

trittszustand vor dem Stellventil und der Drosselstelle bei Gleichgewichtszustand bestimmen:

$$N = \left[\dot{x}_1 + cp_{l,1} T_1 p_1 \left(\frac{v_{g1} - v_{l1}}{\Delta h_{v1}^2}\right) \ln\left(\frac{p_{vc,crit}}{p_1}\right)\right]^{\frac{3}{5}} \quad (7)$$

Damit stehen Gleichungen zur Verfügung, die die Berechnung des Massenstromes bzw. des  $k_v$ -Wertes ermöglichen. Wie beschrieben, ist der den Massenstrom am stärksten beeinflussende Siedeverzug bei dampfflüssigen Mehrphasenströmungen durch den Faktor N berücksichtigt. In [6] wird zusätzlich empfohlen, einen Schlupfkorrekturfaktor  $\phi$  für das hydrodynamische Ungleichgewicht der beiden Phasen zu verwenden, das heißt beide Phasen haben unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten und verhalten sich nicht homogen.

$$\frac{W}{A_{vc}} = \frac{\sqrt{\omega \ln\left(\frac{p_1}{p_{vc}}\right) - (\omega - 1) \left(1 - \frac{p_{vc}}{p_1}\right)}}{\left[\omega \left(\frac{p_1}{p_{vc}} - 1\right) + 1\right]} \sqrt{2 \frac{p_1}{v_1}} \phi \quad (8)$$

mit

$$\phi = \sqrt{\frac{v_1}{v_{l,1}} \frac{1}{\left[1 + \dot{x}_1 \left[\left(\frac{v_{g,1}}{v_{l,1}}\right)^{\frac{1}{6}} - 1\right]\right] \left[1 + \dot{x}_1 \left[\left(\frac{v_{g,1}}{v_{l,1}}\right)^{\frac{5}{6}} - 1\right]\right]}} \quad (9)$$

Zusammenfassend gilt dann für den  $k_v$ -Wert:

$$k_v = \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p}} \frac{1}{\sqrt{\rho_0 \rho_1}} W \frac{1}{Y_{MP}} \quad (10a)$$

bzw.

$$W = \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_0}} \sqrt{\rho_0 \rho_1} k_v Y_{MP} \quad (10b)$$

Darin ist  $Y_{MP}$  der Expansionsfaktor für Mehrphasenströmung

$$Y_{MP} = \frac{\sqrt{\omega \ln\left(\frac{p_1}{p_{vc}}\right) - (\omega - 1) \left(1 - \frac{p_{vc}}{p_1}\right)}}{\left[\omega \left(\frac{p_1}{p_{vc}} - 1\right) + 1\right]} \phi \frac{F_L}{\sqrt{x}} \quad (11)$$

## 2.2 Schrittweise Ermittlung des Expansionsfaktors $Y_{MP}$

Die folgende Tabelle 1 zeigt die notwendigen Eingabeparameter und die einzelnen Schritte zur Berechnung des Expansionsfaktors und des Massenstromes  $W$  bzw. des  $k_v$ -Wertes. Dazu müssen die Daten  $x_1$ ,  $v_{g1}$ ,  $v_{l1}$ ,  $\Delta h_{v1}$ ,  $cp_{l,1}$  bezogen auf den Ventileingang zur Verfügung stehen. Wie in der Richtlinie IEC 60534 geht auch in das neue Verfahren das Differenzdruckverhältnis  $x$  und das kritische Druckverhältnis  $x_{crit}$  ( $\Delta p_{max} = p_1 x_{crit}$ ) ein. Der im Allgemeinen unbekannte Druck  $p_{vc}$  konnte gegen bekannte Parameter ersetzt werden. So ergibt sich der Expansionsfaktor direkt aus dem Differenzdruckverhältnis  $x$ . Bei den Zwischenberechnungen wird im ersten Schritt die Hilfsgröße  $\omega$  ohne Ungleichgewichtsfaktor  $N$  (also  $N=1$ ) berechnet, danach  $x_{crit}$  und  $N$  und anschließend die endgültige Hilfsgröße  $\omega$ . Das kritische Differenzdruckverhältnis  $x_{crit}$  kann für  $\omega \geq 1$  direkt berechnet werden, ansonsten nur iterativ mit der zweiten Gleichung.

Eingabeparameter	
Eingangsdruck	$p_1$
Eingangstemperatur	$T_1$
Ausgangsdruck	$p_2$
Differenzdruck	$\Delta p = p_1 - p_2$
Massenstrom oder $K_v$ -Wert	$W$ oder $k_v$
Massendampf- bzw. gasgehalt [-]	$\dot{x}_1$
Spezifisches Volumen der Dampf- bzw. Gasphase am Eingang ( $1/\rho$ )	$v_{g1}$
Spezifisches Volumen der flüssigen Phase am Eingang ( $1/\rho$ )	$v_{l1}$
Verdampfungswärme bezogen auf $p_1$ und $T_1$ (nur bei Flüssigkeits-Dampf- gemisch)	$\Delta h_{v1}$
Spezifische Wärmekapazität der flüssigen Phase bezogen auf $p_1$ und $T_1$ (nur bei Flüssigkeits- Dampfgemisch)	$cp_{l,1}$

Zwischenberechnungen	
Differenzdruckverhältnis $x$	$x = \frac{(p_1 - p_2)}{p_1}$
Homogenes spezifisches Mischvolumen	$v_1 = \dot{x}_1 v_{g1} + (1 - \dot{x}_1) v_{l1}$

Schlupfkorrekturfaktor $\phi$	$\phi = \sqrt{\frac{\frac{v_1}{v_{l,1}}}{\left[1 + \dot{x}_1 \left[ \left( \frac{v_{g,1}}{v_{l,1}} \right)^{\frac{1}{6}} - 1 \right] \right] \left[ 1 + \dot{x}_1 \left[ \left( \frac{v_{g,1}}{v_{l,1}} \right)^{\frac{5}{6}} - 1 \right] \right]}}$
Hilfsgröße $\omega$ zunächst für thermisches Gleichgewicht (N=1) Dampf: Gas ( $\dot{x} = \text{konstant}$ ):	$\omega_{N=1} = \frac{\dot{x}_1 v_{g,1} + \frac{cp_{l,1} T_1 P_1}{v_1} \left( \frac{v_{g,1} - v_{l,1}}{\Delta h_{v,1}} \right)^2}{v_1}$ $\omega_{N=1} = \frac{\dot{x}_1 v_{g,1}}{v_1}$
Kritisches Differenzdruckverhältnis $x_{crit} = 1 - p_{vc,crit}/p_1$ zunächst für thermodynamisches Gleichgewicht (N=1)	$x_{crit,N=1} = 1 - \left[ 0.55 + 0.217 \ln \omega_{N=1} - 0.046 (\ln \omega_{N=1})^2 + 0.004 (\ln \omega_{N=1})^3 \right]$
Ungleichgewichtsfaktor N Dampf: Gas ( $\dot{x} = \text{konstant}$ ):	$N = \left( \dot{x}_1 + cp_{l,1} T_1 P_1 \left( \frac{v_{l,1} - v_{g,1}}{\Delta h_{v,1}^2} \right) \ln(1 - x_{crit,N=1}) \right)^{\frac{3}{5}}$ $N = 1$
Neuberechnung von Hilfsgröße $\omega$ Dampf: Gas ( $\dot{x} = \text{konstant}$ ):	$\omega_{N=1} = \frac{\dot{x}_1 v_{g,1} + \frac{cp_{l,1} T_1 P_1}{v_1} \left( \frac{v_{g,1} - v_{l,1}}{\Delta h_{v,1}} \right)^2}{v_1} N$ $\omega = \omega_{N=1}$
Dampf: Neuberechnung des kritischen Differenzdruckverhältnisses $x_{crit} = 1 - p_{vc,crit}/p_1$ für thermodynamisches Ungleichgewicht Gas ( $\dot{x} = \text{konstant}$ ):	Für $\omega \geq 1$ : $x_{crit} = 1 - \left[ 0.55 + 0.217 \ln \omega - 0.046 (\ln \omega)^2 + 0.004 (\ln \omega)^3 \right]$ Für $\omega \leq 1$ : $(1 - x_{crit})^2 + (\omega^2 - 2\omega)(x_{crit})^2 + 2\omega^2 \ln(1 - x_{crit}) + 2\omega^2 x_{crit} = 0$ $x_{crit} = x_{crit,N=1}$

Endergebnisse	
Kritische Druckdifferenz $\Delta p_{max}$	$\Delta p_{max} = x_{crit} p_1$
Expansionsfaktor $Y_{MP}$	Für $\Delta p < \Delta p_{max}$ : $Y_{MP} = \frac{\sqrt{-\omega \ln(1-x) - (\omega-1)x}}{\left[ \omega \left( \frac{x}{1-x} \right) + 1 \right]} \phi \frac{F_L}{\sqrt{x}}$ Für $\Delta p \geq \Delta p_{max}$ : $Y_{MP} = \frac{\sqrt{-\omega \ln(1-x_{crit}) - (\omega-1)x_{crit}}}{\left[ \omega \left( \frac{x_{crit}}{1-x_{crit}} \right) + 1 \right]} \phi \frac{F_L}{\sqrt{x_{crit}}}$
$k_v$ -Wert	Für $\Delta p < \Delta p_{max}$ : $k_v = \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p}} \frac{1}{\sqrt{\rho_0 \rho_1}} W \frac{1}{Y_{MP}}$ Für $\Delta p \geq \Delta p_{max}$ : $k_v = \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{max}}} \frac{1}{\sqrt{\rho_0 \rho_1}} W \frac{1}{Y_{MP}}$
Massenstrom W	Für $\Delta p < \Delta p_{max}$ : $W = \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_0}} \sqrt{\rho_0 \rho_1} k_v Y_{MP}$ Für $\Delta p \geq \Delta p_{max}$ : $W = \sqrt{\frac{\Delta p_{max}}{\Delta p_0}} \sqrt{\rho_0 \rho_1} k_v Y_{MP}$

Tabelle 1: Parameter und Gleichungen des neuen Berechnungsmodells

Eingabeparameter	Wasserdampf, Stellventil mit $F_1 = 1$
Eingangsdruck	$p_1 = 10 \text{ bar}$
Eingangstemperatur	$T_1 = 182.89 \text{ °C}$
Ausgangsdruck	$p_2 = 5 \text{ bar}$
Differenzdruck	$\Delta p = 10 - 5 = 5 \text{ bar}$
$k_v$ -Wert	$10 \text{ m}^3/\text{h}$
Massendampf- bzw. gasgehalt [-]	$\dot{x}_1 = 0.01$
Spezifisches Volumen der Dampf- bzw. Gasphase am Eingang ( $1/\rho$ )	$v_{g1} = 0.209 \text{ m}^3/\text{kg}$
Spezifisches Volumen der flüssigen Phase am Eingang ( $1/\rho$ )	$v_{l1} = 0.001128 \text{ m}^3/\text{kg}$
Verdampfungswärme bezogen auf $p_1$ und $T_1$	$\Delta h_{v1} = 2019 \text{ kJ/kg}$
Spezifische Wärmekapazität der flüssigen Phase bezogen auf $p_1$ und $T_1$	$c_{p1} = 4400 \text{ J/kg/K}$

Zwischenberechnungen	
Differenzdruckverhältnis $x$	$x = (10 - 5)/10 = 0.5$
Homogenes spezifisches Mischvolumen	$v_1 = 0.01 \times 0.209 + (1 - 0.01) \times 0.001128 = 0.00321 \text{ m}^3/\text{kg}$
Schlupfkorrekturfaktor $\phi$	$\phi = 1.26$
Hilfsgröße $\omega$ zunächst für thermisches Gleichgewicht ( $N=1$ )	$\omega_{N=1} = 7.28$
Kritisches Differenzdruckverhältnis $x_{crit} = 1 - p_{vc,crit}/p_1$ zunächst für thermodynamisches Gleichgewicht ( $N=1$ )	$x_{crit, N=1} = 0.169$
Ungleichgewichtsfaktor $N$ :	$N = 0.1194$
Neuberechnung von Hilfsgröße $\omega$	$\omega = 1.44$
Neuberechnung des kritischen Differenzdruckverhältnisses $x_{crit} = 1 - p_{vc,crit}/p_1$ für thermodynamisches Ungleichgewicht	$x_{crit} = 0.38$

Endergebnisse	
Kritische Druckdifferenz	$\Delta p_{max} = 3.77 \text{ bar}$
Expansionsfaktor $Y_{MP}$	$Y_{MP} = 0.79$
Massenstrom $W$	$W = 8536 \text{ kg/h}$

Tabelle 2: Berechnungsbeispiel

Methode	Mittlere Streuung [%]
Verfahren TU Hamburg-Harburg [2, 5]	11
Expansionsfaktormodell	17
Additionsmodell	52
Sheldon/Schuder	37
Singleton	31

Tabelle 3: Mittlere Fehlerstreuung verschiedener Verfahren

### 2.3 Berechnungsbeispiel

In Tabelle 2 ist zum besseren Verständnis des Berechnungsablaufes ein Beispiel aufgeführt.

### 2.4 Genauigkeit des neues Verfahrens

Das neue Verfahren führt zu einer erheblichen Verbesserung der Genauigkeit bei der Berechnung von Massenstromdichten gegenüber den in Abschnitt 2 erwähnten Methoden wie dem Additionsmodell, dem Additionsmodell mit Korrektur nach Sheldon und Schuder und dem homogenen Modell. Es erreicht fast die Genauigkeitsgüte des in [2, 5] beschriebenen, wesent-

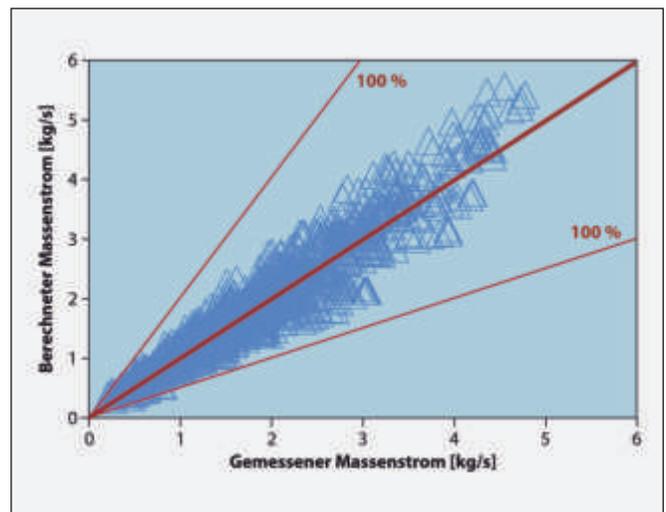


Bild 1: Genauigkeit des neuen Verfahrens mit Expansionsfaktor für Zweiphasenströmung

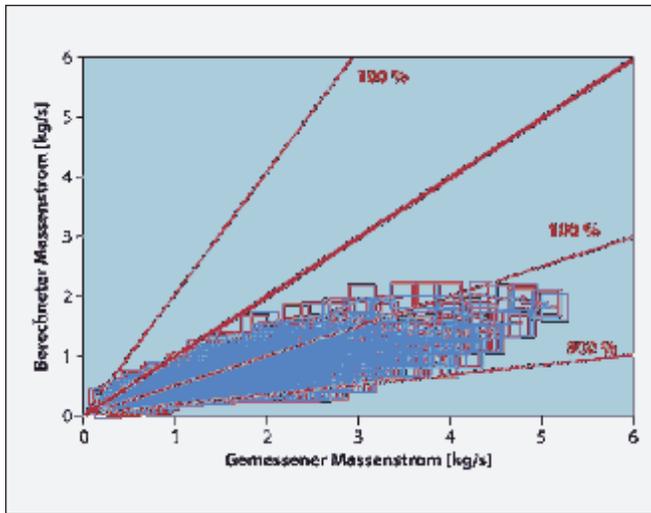


Bild 2: Genauigkeit des neuen Verfahrens mit Expansionsfaktor für Zweiphasenströmung ohne Ungleichgewichtsfaktor  $N$  und ohne Schlupfkorrekturfaktor  $\phi$

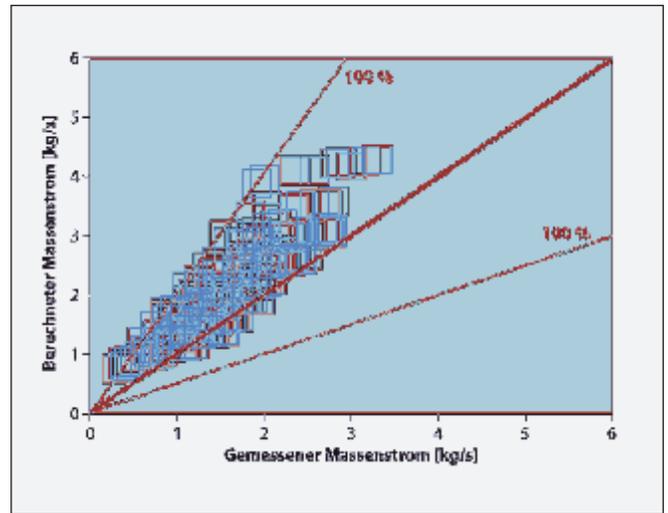


Bild 3: Genauigkeit des Additionsmodells

lich aufwändigeren Verfahrens der TU Hamburg-Harburg. In Bild 1 ist der berechnete gegenüber dem gemessenen Massenstrom aufgetragen. Die mittlere Streuung zwischen beiden Werten beträgt ca. 17 %. Die anderen Verfahren weisen hier außer der Methode in [2, 5] deutlich höhere Abweichungen auf (Tabelle 2 und Bilder 2 bis 5).

### 3. Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde eine Methode zur Auslegung des  $k_v$ -Wertes bzw. zur Berechnung des Massenstromes von Stellventilen bei der Durchströmung mit dampf/flüssigen und gas/flüssigen Zweiphasenströmungen vorgestellt. In Analogie zur bestehenden Norm IEC 60534 für die Durchflussberechnung von Stellventilen wurde der für Gasströmungen geltende Expansionsfaktor erweitert auf Gemische aus Gasen/Dämpfen und Flüssigkeiten. Es reichen bereits wenige zusätzliche Stoffdateninformationen gegenüber dem ursprünglichen Verfahren nach IEC 60534 für die Berechnung aus, und es muss nicht die komplette Dampftafel zur Verfügung stehen, wie dies beispielsweise in der Basismethode von der TU Hamburg-Harburg [5] notwendig ist. Die Ergebnisse erreichen eine hohe Genauigkeit, die für die meisten technischen Anwendungen vollkommen ausreichend ist. Die Autoren werden versuchen, diese Methode bei der nächsten Revision in den Teil 2-1 der Richtlinie IEC 60534 zu integrieren. Die Methode lässt sich prinzipiell auch auf Strömungen mit mehr als zwei Phasen erweitern. Dazu sind jedoch entsprechende Messergebnisse notwendig.

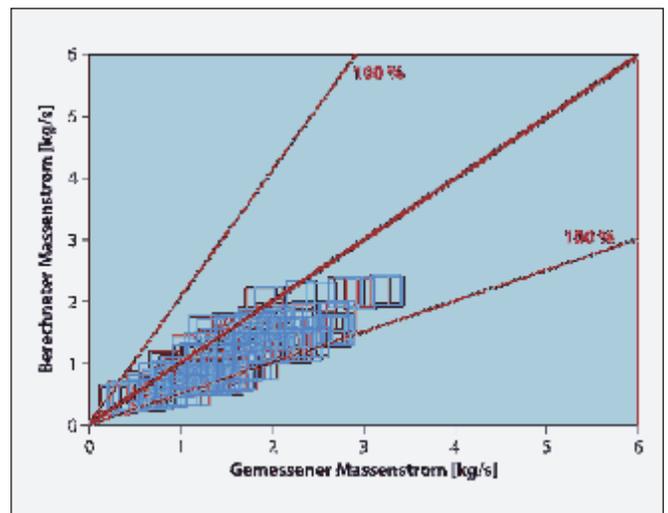


Bild 4: Genauigkeit des Sheldon und Schuder-Modells

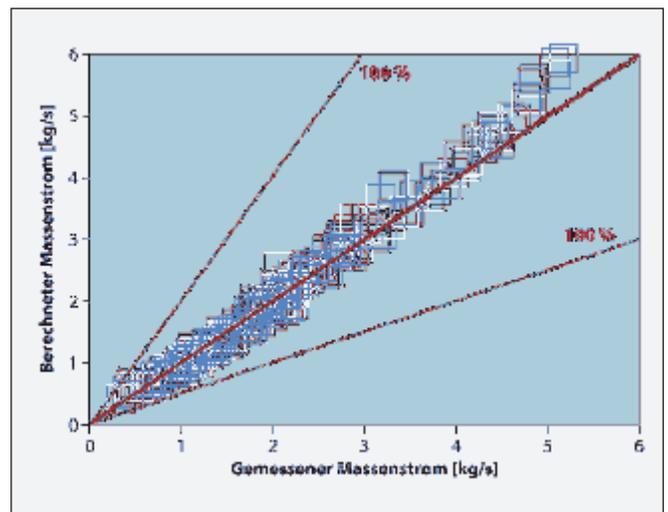


Bild 5: Genauigkeit des aufwändigen Modells der TU-Hamburg-Harburg [2, 4]

## Literatur

- [1] Kiesbauer, J., Meffle, K.: Ein Leitfaden für eine vereinfachte Auslegung eines Stellgerätes auf der Basis von EN 60534. atp – Automatisierungstechnische Praxis 43 (2001), H. 8, S. 46–53.
- [2] Diener, R., Friedel, L., Kiesbauer, J.: Auslegung von Stellgeräten bei Zweiphasenströmung. atp – Automatisierungstechnische Praxis 42 (2000), H. 3, S. 26–34.
- [3] Sheldon, C. W., Schuder, C. B.: Sizing control valves for liquid-gas mixtures. Instruments & Control Systems, Vol. 38, January 1965.
- [4] Heckle, M.: Zweiphasenströmung Gas/Flüssigkeit durch Drosselorgane. Ein neues Berechnungsverfahren der Zweiphasenströmung in Blenden, plötzlichen Verengungen und Ventilen. Fortschritt-Berichte der VDI-Zeitschriften (1970).
- [5] Diener, R.: Berechnung und Messung der Massendurchsatzcharakteristik von Stellventilen bei Zweiphasenströmung. Fortschritt-Berichte VDI-Reihe 7, Nr. 388, (2000).
- [6] Diener, R., Schmidt, J.: Sizing of safety valves, control valves and orifices für gas/liquid two-phase flow – Extension of the DIERS  $\omega$ -method, eingereicht bei Plant Operation Progress (2002)

Dr.-Ing. Ralf Diener ist Betriebsleiter der Ammoncarbonate-Fabrik innerhalb des Unternehmensbereiches Anorganika der BASF AG. Hauptarbeitsfelder: Produktion von Ammoncarbonaten, verfahrenstechnische Betreuung und Weiterentwicklung von Produktionsanlagen (vorher Entwicklung von Rechenmethoden für strömungstechnische und sicherheitstechnische Probleme).



BASF Aktiengesellschaft, D-67056 Ludwigshafen  
E-CAA/SM - Q404, Telefon: 0621 60-55889  
Fax: 0621 60-73646, E-Mail: ralf.diener@basf-ag.de

Dr.-Ing. Jürgen Schmidt ist freier Mitarbeiter bei der BASF AG, Sicherheitstechnik, und Dozent an der Technischen Universität in Karlsruhe; er arbeitet seit 11 Jahren bei der BASF AG in Ludwigshafen im Bereich Anlagensicherheit. Seit 2002 lehrt er im Fach „Anlagensicherheit in der Chemischen Industrie“ und leitet den Dechema Arbeitsausschuss „Sicherheitsgerechtes Auslegen von Chemieanlagen“. Die verfahrenstechnische Beratung von Betrieben und die Entwicklung neuer Verfahren im Bereich der Sicherheitstechnik gehören bis heute zu seinen Arbeitsschwerpunkten.



BASF Aktiengesellschaft, D-67056 Ludwigshafen  
GCT/S-L511, Telefon: 0621 60-56205  
E-Mail: juergen.schmidt@onlinehome.de

Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer (43) ist Direktor der Abteilung „Entwicklungsplanung und -logistik“ der SAMSON AG, Mess- und Regeltechnik, Frankfurt/Main. Hauptarbeitsfelder: Forschung und Entwicklung auf dem Gebiet der Stellventile einschließlich elektrischer und pneumatischer Anbaugeräte und der Regler ohne Hilfsenergie (Strömungstechnische und akustische Untersuchungen, Entwicklung und Optimierung von Berechnungsverfahren, Entwicklung und Erprobung von Diagnosemethoden für Stellgeräte etc., Entwicklung von Softwaretools), Seit 1999 Mitwirkung als Experte in der Working Group 9 des IEC SC 65B und im DKE 963.



SAMSON AG, Mess- und Regeltechnik  
Weismüllerstr.3, D-60314 Frankfurt/M., E 94  
Telefon: 069 4009-1464, Fax: 069 4009-1920  
E-Mail: drjkiesbauer@samson.de





SAMSON AG · MESS- UND REGELTECHNIK · Weismüllerstraße 3 · 60314 Frankfurt am Main  
Telefon: 069 4009-0 · Fax: 069 4009-1507 · E-Mail: [samson@samson.de](mailto:samson@samson.de) · Internet: <http://www.samson.de>

## Übersicht über die Genauigkeit von Schallberechnungsnormen bei Stellgeräten



Sonderdruck aus  
„atp – Automatisierungstechnische Praxis“  
Jahrgang 44 · Heft 7 · 2002

Verfasser:  
Dipl.-Ing. Domagoj Vnucec  
Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer

# Übersicht über die Genauigkeit von Schallberechnungsnormen bei Stellgeräten

D. Vnucec, J. Kiesbauer, SAMSON AG

Bei der Projektierung von Industrieanlagen ist die zu erwartende Geräuschemission von Regel- und Absperrarmaturen ein wichtiger Planungsparameter, dessen Bedeutung durch die Arbeits- und Umweltschutzgesetzgebung bedingt ist. Für die Ermittlung der Geräuschemission gibt es heute im Wesentlichen je nach Durchflussmedium verschiedene Berechnungsnormen

(VDMA 24422:1979, VDMA 24422: 1989, IEC 60534-8-3: 2001 und IEC 60534-8-4: 1994), die in dem folgenden Beitrag unter dem Gesichtspunkt der Genauigkeit mit einer großen Anzahl von vorhandenen Messergebnissen der Firma SAMSON verglichen und bewertet werden.

## A review of the accuracy provided by calculation standards intended to predict noise emission in control valves

Noise emission to be expected from control and shut-off valves is an important criterion on planning industrial plants. Its importance is highlighted by legislation requirements regarding occupational health and safety as well as environmental protection. Various calculation standards (VDMA 24422: 1979,

VDMA 24422: 1989, IEC 60534-8-3: 2001 and IEC 60534-8-4: 1994) presently exist to determine noise emission that mainly differ depending on the flow medium. The following article evaluates these standards by comparing their accuracy to the large number of measurements carried out by SAMSON.

### 1. Einführung

Grundsätzlich wird bei der Schallberechnung zwischen einem kompressiblen und inkompressiblen Durchflussmedium differenziert. Der Grund hierfür ist die unterschiedliche Schallcharakteristik der Medien. Während der Schallpegelverlauf bei Gasen und Dämpfen unter der Voraussetzung einer geringen Mach-Zahl ( $Ma < 0,3$ ) durch einen stetigen Anstieg mit steigendem Differenzdruckverhältnis zu charakterisieren ist, zeichnet sich die Geräuschemission bei Flüssigkeiten durch einen relativ konstant ansteigendem Schallpegel im turbulenten Bereich und einem parabelförmigen Schallpegelverlauf im Kavitationsbereich aus (siehe Bild 1).

Diese unterschiedlichen Schallcharakteristiken wirken sich auf die Berechnungen in den einzelnen Normen aus.

Für flüssige Medien stehen im Wesentlichen Berechnungsformeln aus folgenden Normen zur Verfügung (s. auch [5, 6]):

- VDMA 24422 (1979) [1]
- IEC 60534-8-4 (1994) [3] (nahezu identisch mit VDMA 24422 (1989) [2]).

Bei gas- und dampfförmigen Medien erfolgt die Berechnung nach den drei Normen:

- VDMA 24422 (1979) [1]
- VDMA 24422 (1989) [2]
- IEC 60534-8-3 (2001) [3].

Die einzelnen Berechnungsnormen sind durch unterschiedliche Ansätze zur Geräuschermittlung bzw. durch ihren quantitativen Inhalt gekennzeichnet. Während mit der Berechnungsmethode der VDMA 24422 (1979) nur der Schalldruckpegel in einem Meter Abstand zum Stellgerät berechnet werden kann, bieten die anderen Methoden auch die Möglichkeiten der Berechnung der inneren Schalleistungspegel sowie der frequenzabhängigen Geräuschemissionen (siehe Tabelle 1)

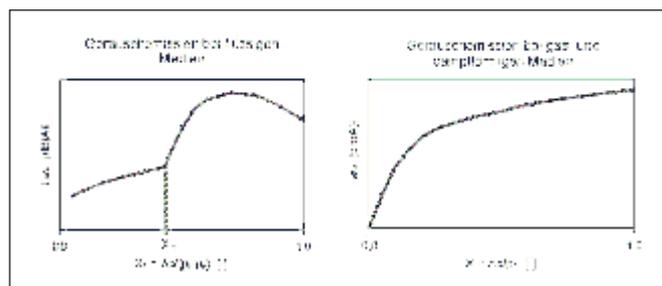


Bild 1: Charakteristische Schallemissionsverläufe

### 2. Überprüfung der Berechnungsnormen durch Messergebnisse mit inneren und äußeren Schalleistungsdaten

Für die Überprüfung der Berechnungsnormen wurden Messungen der Firma SAMSON verwendet. Die vorliegenden Messungen sind hierbei über Jahre hinweg an den SAMSON-Prüfständen (siehe Bild 2) durchgeführt worden und orientieren sich hinsichtlich der Versuchsdurchführung bei dem inneren Schalldruckpegel nach der VDMA 24423 [4] und bei dem äußeren Schalldruckpegel nach der IEC 60534-8 Teil 1 und 2.

In den vorliegenden Vergleichen werden Stellgerätetypen mit folgenden Eigenschaften berücksichtigt:

- Hubventile (Parabolkegel und V-Port-Kegel)
- Hubventile mit 1-stufigem Lochkegel
- Drehkegelventile



Bild 2: Ansicht einer SAMSON-Prüfstrecke

- Stellklappen
- Kugelsegmentventile
- Keine speziellen schallmindernden Ausführungen
- $K_{vs}$ -Werte zwischen 0,4 und 700
- Nennweiten zwischen DN 25 und DN 200

Aufgrund der mediumsbedingten Normvorgaben wurde die Validierung hinsichtlich Luft- und Wasserschallemission separiert, wobei folgende Kriterien berücksichtigt worden sind:

- Luftschallemission
- Maximale Mach-Zahl am Ventilaustritt  $Ma \leq 0,3$
- Differenzdruckverhältnis zwischen 0,2 und 0,85
- Ca. 2500 Messpunkte
- Wasserschallemission
- Verwendung des gemessenen  $x_{Fz}$ -Wertes
- Unterscheidung zwischen turbulentem und Kavitationsbereich
- Ca. 5000 Messpunkte

Tabelle 1: Übersicht über die einzelnen Berechnungsnormen

Parameter/ Faktor	Normen für Kompressible Medien				Normen für inkompressible Medien		
	VDMA 24422 (1979)	VDMA 24422 (1989)	VDMA 24422 (1989) angepasst	IEC 60534-8-3 (2001)	VDMA 24422 (1979)	IEC 60534-8-4 (1994)/ VDMA 24422 (1989)	IEC 65B-WG9 (aktueller Entwurf)
$F_L$				x		x	x
$x_T$		x	x				
$F_d$				x			x
$x_{Fz}$					x	x	x
$K_v$	x			x	x		x
D	x			x	x		x
$d_0$				x			x
$d_{i,s}$	nur s	x	x	x	Nur s	x	x
$F_1, F_2$						Bei VDMA anpassbar/ bei IEC fest: $F_1=-8, F_2=0$	
$\Delta_{LF}$					x	Bei VDMA anpassbar/ bei IEC fest: $DLF=0$	
$G_1, G_2$		fest: $G_1=-3, G_2=0.8$	anpassbar				
$\Delta_{LG}$	x						
$p_1, p_2$	x	x	x	x	x	x	x
W		x	x	x		x	x
$T_1$	x			x			
$\rho_1$	x	x	x	x	x	x	x
$\rho_v$					x	x	x
$\kappa$		x	x	x			
$L_{pi}$ bzw. $L_{Wi}$		x	x	x		x	x
$L_{Wa}$		x	x			x	X
$lp_{Aa}$	x	x	x	x	x	x	X
Frequenz- information		Oktaven	Oktaven	Peakfrequenz		Oktaven	Oktaven, Terzen, Peakfrequenz

Für die Beurteilung der Berechnungsgenauigkeit der Normen sind die Differenzen zwischen den theoretisch ermittelten und den gemessenen Schallpegelwerten herangezogen worden. Im einzelnen sind folgende Schallpegeldifferenzen betrachtet worden:

- $L_{pAa, Norm} - L_{pAa, Messung}$
- $L_{pi, Norm} - L_{pi, Messung}$

### 3. Genauigkeit der Schallberechnungsnormen

Aus den Validierungsuntersuchungen kann generell die Erkenntnis gewonnen werden, dass die äußeren Schallemissionswerte unabhängig vom Medium, Ventiltyp (allerdings keine speziellen geräuscharmen Maßnahmen wie Strömungsteiler) oder Nennweite des Stellgerätes am genauesten von der VDMA 24422 (1979) vorausberechnet werden.

Grundsätzlich lässt sich die Schallberechnungsnorm VDMA 24422 (1989) erheblich verbessern, wenn ihre freien Faktoren wie  $G_1$ ,  $G_2$  oder  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $\Delta_{LF}$  an Messdaten für die Standardmedien Luft und Wasser angepasst werden (siehe beispielsweise Bilder 3 und 4). Diese Möglichkeit bieten die internationalen Normen der IEC 60534 nicht. Dort wird die Philosophie vertreten, dass eine Berechnungsnorm möglichst ohne zusätzliche Messungen bzw. Anpassungen auskommt und ein Kompromiss zwischen Messaufwand und Genauigkeit ist. Letzteres kann aber nicht im Sinne der Anwender sein.

#### 3.1. Kompressible Medien

Im Fall der inneren und äußeren Schallemission bei kompressiblen Medien werden im einzelnen folgende Ergebnisse sichtbar (siehe Bilder 3 und 4 und Tabelle 2):

- 33 % der äußeren Schalldruckpegel  $L_{pAa}$  werden bei der VDMA 24422 (1979) mit einer Genauigkeit von  $\pm 2,5$  dB(A) ermittelt. Bei einem Toleranzband von  $\pm 5$  dB(A) erhöht sich dieser Wert sogar auf etwa 60 % (siehe Bild 3 und Tabelle 2).
- Die beiden Normen, VDMA 24422 (1989) sowie IEC 60534-8-3 (2001), berechnen die äußeren Schalldruckpegel  $L_{pAa}$  im Vergleich zu den Messungen deutlich zu hoch. Im Durchschnitt liegt die Berechnungsdifferenz bei 10 dB(A) (bei der IEC 60534-8-3 (2001) bei etwa 7 dB(A)).
- Die inneren Schalldruckpegel  $L_{pi}$  werden bei der VDMA 24422 (1989) analog zu den äußeren Schallemissionswerten weitaus höher berechnet. Das Maximum der Fehleranalyse liegt ebenfalls (wie bei der  $L_{pAa}$ -Betrachtung) in dem Fehlerbereich ( $L_{pi, Norm} - L_{pi, Messung}$ ) 7,5 ... 12,5 dB (siehe Bild 4).
- Bei der IEC 60534-8-3 (2001) stellt sich bei dem Vergleich zwischen innerer und äußerer Schallemission eine gegenläufige Tendenz dar. Während die äußeren Schalldruckpegel  $L_{pAa}$  höher berechnet werden (siehe Aufzählung), liegen die

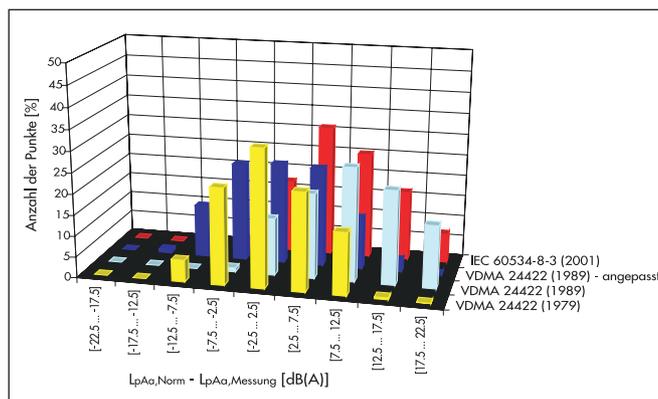


Bild 3: Fehlerverteilung des äußeren Schalldruckpegels bei kompressiblen Medien (Medium: Luft; Gesamtanzahl der Punkte  $N = 2386$ ;  $50 \leq DN \leq 200$ ;  $0,2 < x < 0,85$ )

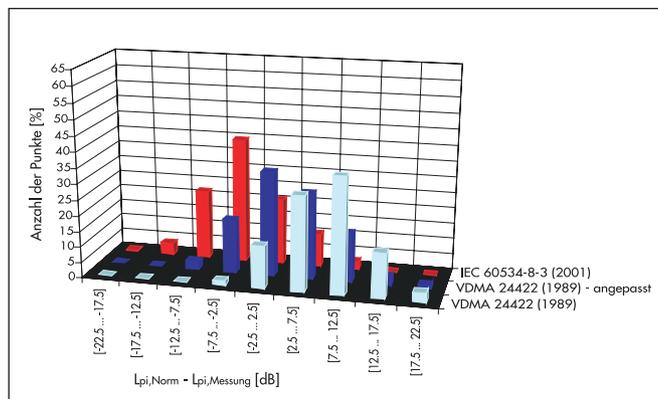


Bild 4: Fehlerverteilung des inneren Schalldruckpegels bei kompressiblen Medien (Medium: Luft; Gesamtanzahl der Punkte  $N = 2386$ ;  $50 \leq DN \leq 200$ ;  $0,2 < x < 0,85$ )

ermittelten inneren Schalldruckpegel  $L_{pi}$  zum Großteil unterhalb den gemessenen Werten (etwa 40 % im Fehlerbereich -7,5 ... -2,5 dB).

- Die Streubreite der theoretischen Schalldruckpegel (90 % der Punkte) liegt generell bei den drei Normen bei etwa 20 dB.
- Es gibt keine wesentliche Abweichung der dargestellten Tendenzen zwischen der Gesamt- und Einzelbetrachtung der Ventiltypen und der Nennweiten.

Der Grund für die zu hohe Schallauslegung bei der VDMA 24422 (1989) liegt im Wesentlichen in der zu hohen Berechnung des akustischen Umwandlungsgrades  $\eta_G$ . Bei der IEC 60534-8-3 (2001) führt bei den meisten Ventiltypen hingegen eine zu niedrige Ermittlung des akustischen Umwandlungsgrades zu geringeren inneren Schalldruckergebnissen. Die gegenläufige Tendenz bei den äußeren Schallemissionswerten ist zum einen auf die nicht exakte Bestimmung der Peakfrequenz und zum anderen auf die in bestimmten Frequenzbereichen zu gering berechneten Rohr-Schalldämmmaße  $R_R$  (siehe Bild 5) zurückzuführen.

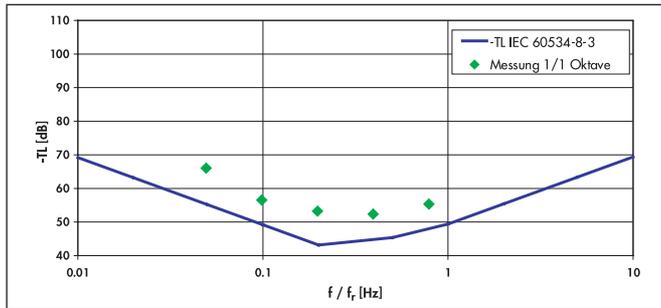


Bild 5: Abweichung des nach der IEC 60534-8-3 berechneten Schalldämm-Maßes (für DN 80)

### 3.2. Inkompressible Medien

Für die Auslegung der Schallemission bei inkompressiblen Medien ist die genaue Angabe des Kavitationsbeginns, ausgedrückt durch den  $x_{Fz}$ -Wert, sehr wichtig, denn eine Toleranz von  $\pm 0,05$  hat aufgrund des steilen Schallpegelanstieges nach Kavitationsbeginn (siehe Bild 1) schon eine deutliche Auswirkung auf das zu erwartende Geräuschniveau. Hierbei können Differenzen von bis zu 25 dB entstehen.

Hinsichtlich der Auswertung werden wie bei der Betrachtung zu den kompressiblen Medien ähnliche Ergebnisse beobachtet (siehe Bilder 6 bis 9 und Tabelle 3):

- Im turbulenten Bereich werden die Stellgeräte mit beiden Normen (VDMA 24422 (1979) und IEC 60534-8-4 (1994)) gleichermaßen zu niedrig berechnet. Die meisten berechneten äußeren Schallpegelwerte (37% bei der VDMA 24422 (1979) und 32% bei der IEC 60534-8-4 (1994)) liegen im Bereich  $-7,5$  dB bis  $-2,5$  dB unter den Messwerten (siehe Bild 6). Betrachtet man den Fehlerbereich  $-7,5 \dots 2,5$  dB, so liegen bei der VDMA 24422 (1979) mehr als 60% innerhalb dieser Fehlergrenzen, während es für die IEC 60534-8-4 (1994) nur nahezu 50% der Fall sind.
- Die inneren Schalldruckpegel im turbulenten Bereich werden mit der IEC 60534-8-4 (1994) im Vergleich zu den Messwerten ebenfalls zu niedrig berechnet. Diese Tendenz wird im Vergleich zur äußeren Schallemission sogar um 5 dB verstärkt, denn etwa 65% der Punkte liegen hierbei in dem Fehlerbereich  $-17,5 \dots -7,5$  dB (siehe Bild 7).

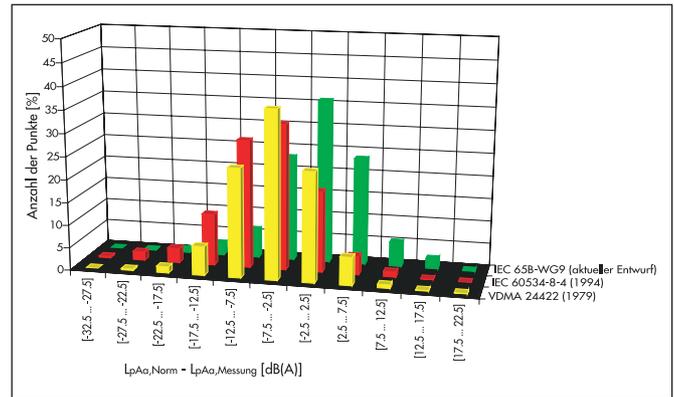


Bild 6: Fehlerverteilung des äußeren Schalldruckpegels bei inkompressiblen Medien im turbulenten Bereich (Medium: Wasser; Gesamtanzahl der Punkte  $N = 1698$ ;  $25 \leq DN \leq 200$ )

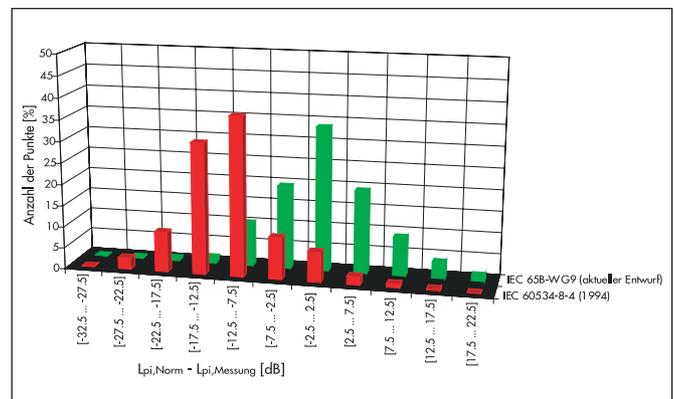


Bild 7: Fehlerverteilung des inneren Schalldruckpegels bei inkompressiblen Medien im turbulenten Bereich (Medium: Wasser; Gesamtanzahl der Punkte  $N = 1698$ ;  $25 \leq DN \leq 200$ )

- Im Kavitationsbereich ergibt sich für die VDMA 24422 (1979) eine ähnliche Fehlerverteilung wie im turbulenten Bereich, wobei der Anteil der Punkte mit einer Abweichung  $-7,5 \dots 2,5$  dB sogar bei etwa 70% liegt (siehe Bild 8).
- Mit der IEC 60534-8-4 (1994) werden die äußeren Schalldruckpegel hingegen noch leiser ausgelegt als im turbulenten Bereich. Hierbei werden ca. 70% der Schallpegel im Vergleich zu den Messwerten um etwa  $-17,5$  bis  $-7,5$  dB niedriger ausgelegt.

Tabelle 2: Genauigkeitsübersicht der Normen bei kompressiblen Medien (% aller zur Verfügung stehenden Berechnungswerte liegen in der betrachteten Genauigkeitsklasse, z.B.  $\pm 2,5$  dB(A))

Norm	Äußerer A-bewerteter Schalldruckpegel $L_{pAa}$			Innerer Schalldruckpegel $L_{pi}$		
	$\pm 2,5$ dB(A)	$\pm 5$ dB(A)	$\pm 7,5$ dB(A)	$\pm 2,5$ dB	$\pm 5$ dB	$\pm 7,5$ dB
VDMA 24422 (1979)	ca. 35 %	ca. 60 %	ca. 80 %			
VDMA 24422 (1989)	ca. 15 %	ca. 20 %	ca. 35 %	ca. 15 %	ca. 30 %	ca. 45 %
VDMA 24422 (1989) angepasst	ca. 25 %	ca. 50 %	ca. 70 %	ca. 35 %	ca. 60 %	ca. 80 %
IEC 60534-8-3 (2001)	ca. 20 %	ca. 30 %	ca. 50 %	ca. 20 %	ca. 45 %	ca. 70 %

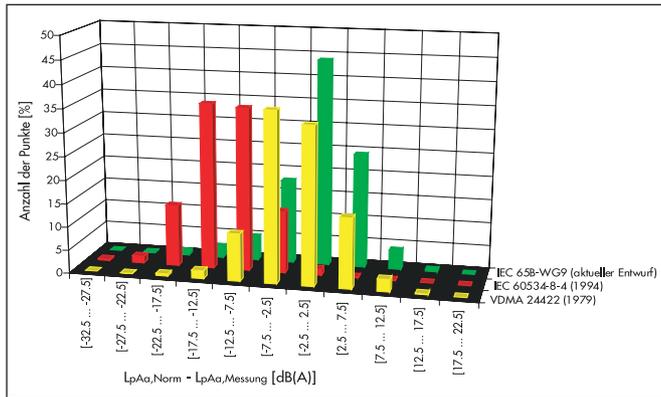


Bild 8: Fehlerverteilung des äußeren Schalldruckpegels bei inkompressiblen Medien im Kavitationsbereich (Medium: Wasser; Gesamtanzahl der Punkte N = 3027; 25 ≤ DN ≤ 200)

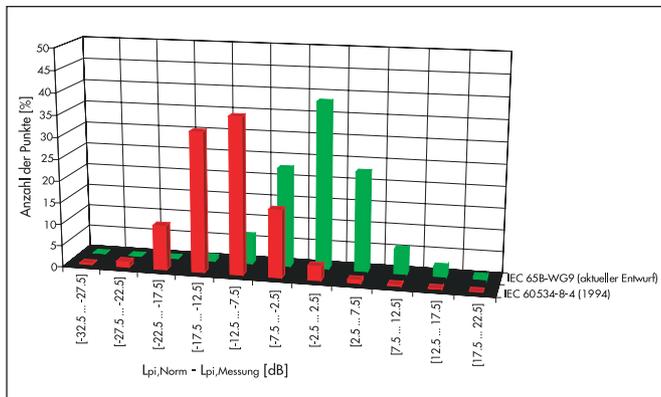


Bild 9: Fehlerverteilung des inneren Schalldruckpegels bei inkompressiblen Medien im Kavitationsbereich (Medium: Wasser; Gesamtanzahl der Punkte N = 3027; 25 ≤ DN ≤ 200)

- Beim Vergleich zwischen den inneren und äußeren Schalldruckpegeln im Kavitationsbereich gibt es hinsichtlich der IEC 60534-8-4 (1994) keine wesentlichen Unterschiede.
- Die Streubreite der theoretischen Schalldruckpegel (90 % der Punkte) liegt wie bei der gasförmigen Betrachtung generell bei den beiden Normen bei etwa 20 dB.
- Einzelne Schallemissionsuntersuchungen hinsichtlich Ventiltyp und dessen Nennweite ergaben keine wesentlichen Abweichungen der dargestellten Tendenzen im Vergleich zur Gesamtbetrachtung.

Die Tatsache, dass die Schallemission bei der IEC 60534-8-4 (1994) sowohl innen als auch außen zu niedrig berechnet wird, ist auf eine zu niedrige Ermittlung des akustischen Umwandlungsgrades  $\eta_F$  zurückzuführen.

Mit der VDMA 24422 (1979) lässt sich die Schallemission bei flüssigen Medien recht zuverlässig vorausberechnen, vorausgesetzt, dass der  $x_{Fz}$ -Wert durch Messungen bestimmt wurde.

#### 4. Zusammenfassung und Ausblick

Eine relativ genaue Auslegung der Schallemission lässt sich bei allen Medien mit der VDMA 24422 (1979) durchführen. Somit wird die Genauigkeitsangabe von ± 5 dB(A), die in der Norm angegeben ist, bestätigt. Mit dem ventilspezifischen Korrekturglied  $\Delta_{LF}$  bei Flüssigkeiten und  $\Delta_{LG}$  bei Gasen gibt es die Möglichkeit den Schallpegel für spezielle geräuscharme Ventilkonstruktionen an Messungen anzupassen. Nachteilig ist hierbei, dass nur der äußere Schalldruckpegel berechnet werden kann. Für die anderen untersuchten Berechnungsstandards weichen die zu erwartenden von den gemessenen Schallpegeln deutlich ab. Für die IEC 60534-8-3 (2001) konnten somit frühere Validierungen der IEC größtenteils bestätigt werden.

Bei der VDMA 24422 (1989) ist jedoch die Möglichkeit gegeben, durch Anpassen der freien Faktoren  $G_1$ ,  $G_2$  oder  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $\Delta_{LF}$  anhand von Messdaten eine deutliche Verbesserung bei der Berechnung der zu erwartenden Schallpegel (mit einer ähnlichen Genauigkeit wie bei der VDMA 24422 (1979)) zu erzielen (s. Tabelle 2). Die Vorteile gegenüber der VDMA 24422 (1979) liegen aber darin, dass zum einen eine Berechnung der inneren sowie der frequenzabhängigen Schallemission durchgeführt werden kann (von Interesse für Akustikspezialisten in der Anlagenplanung sowie für Hersteller von nachgeschalteten Drosselschalldämpfern bei Anwendungsfällen wie z.B. einer Ausblasung in die freie Umgebung) und zum anderen eine Ermittlung der Schallemission von Stellgeräten mit schallmindernden Ausführungen (allein durch Verwendung der freien Faktoren  $G_1$  und  $G_2$ ) ermöglicht wird. Des Weiteren kann eine Anpassung des Rohr-Schalldämmmaßes an die entsprechende Nennweite durchgeführt werden. Diese angepasste Methode der VDMA 24422 (1989) wird seit Jahren bei der Firma SAMSON erfolgreich angewendet.

Tabelle 3: Genauigkeitsübersicht der Normen bei inkompressiblen Medien (% aller zur Verfügung stehenden Berechnungswerte liegen in der betrachteten Genauigkeitsklasse, z.B. ± 2.5 dB(A))

Norm	Äußerer A-bewerteter Schalldruckpegel LpAa			Innerer Schalldruckpegel Lpi		
	± 2.5 dB(A)	± 5 dB(A)	± 7.5 dB(A)	± 2.5 dB	± 5 dB	± 7.5 dB
VDMA 24422 (1979)	ca. 30 %	ca. 60 %	ca. 80 %			
IEC 60534-8-4 (1994)	ca. 10 %	ca. 20 %	ca. 30 %	ca. 5 %	ca. 10 %	ca. 20 %
IEC 65B-WG9 (aktueller Entwurf)	ca. 40 %	ca. 65 %	ca. 85 %	ca. 35 %	ca. 60 %	ca. 80 %

Hinsichtlich der flüssigen Medien ist zu bemerken, dass zur Zeit die Norm IEC 60534-8-4 (1994) revidiert wird, deren Teil-Validierung ebenfalls mit SAMSON-Messergebnissen in den Bildern 6 bis 9 bzw. in der Tabelle 3 dargestellt ist. Aus diesen Diagrammen ist zu entnehmen, dass sowohl die innere als auch äußere Schallemission sehr gut und auch besser als mit der VDMA 24422 (1979) vorherbestimmt werden können. Diese Norm gilt es weiterhin zu verbessern bzw. durch weitere Hersteller zu validieren. Demnächst wird einer der Autoren als Experte im Arbeitskreis 65B-WG9 der IEC und Mitentwickler dieser neuen Schallberechnungsnorm diesen neuen Berechnungsstandard genauer vorstellen.

## 5. Verwendete Kurzzeichen

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
$\eta_F$	-	Akustischer Umwandlungsgrad für Flüssigkeiten
$\eta_G$	-	Akustischer Umwandlungsgrad für Gase
$\kappa$	-	Adiabatenexponent
$\rho$	-	Dichte des Fluids
D	m	Ventilauslaßdurchmesser
$d_i$	m	Rohrinnendurchmesser
$d_0$	m	Durchmesser einer kreisförmigen Blendenöffnung
$F_d$	-	Ventilkonstruktionsfaktor
$F_l$	-	Faktor für den Druckrückgewinn eines Ventil bei Flüssigkeiten
$F_1$	-	Niveauexponent in der Funktionsgleichung von $\eta_F$
$F_2$	-	Neigungsexponent in der Funktionsgleichung von $\eta_F$
$f_r$	Hz	Ringdehnfrequenz des Rohres
$f_p$	Hz	Peakfrequenz nach IEC 534-8-3 (2001)
$G_1$	-	Niveauexponent in der Funktionsgleichung von $\eta_G$
$G_2$	-	Neigungsexponent in der Funktionsgleichung von $\eta_G$
$K_v$	m <sup>3</sup> /h	Durchflusskoeffizient eines Ventils
$K_{vs}$	m <sup>3</sup> /h	Durchflusskoeffizient eines Ventils bei Nennhub
Ma	-	Mach-Zahl
$\Delta_{LF}$	dB(A)	ventilspezifisches Korrekturglied bei flüssigen Medien
$\Delta_{LG}$	dB(A)	ventilspezifisches Korrekturglied bei Gasen und Dämpfen
$L_{pAa}$	dB(A)	äußerer A-bewerteter Schalldruckpegel
$L_{Wg}$	dB(A)	äußerer Schalleistungspegel
$L_{pi}$	dB	innerer Schalldruckpegel
$L_{Wi}$	dB	innerer Schalleistungspegel
$p_v$	bar	Verdampfungsdruck des Fluids (absolut)
$p_1$	bar	Druck vor dem Ventil (absolut)
$p_2$	bar	Druck hinter dem Ventil (absolut)
$R_R$	dB	Rohr-Schalldämm-Maß
s	m	Rohr-Wanddicke
T	K	Temperatur des Fluids
TL	dB	Schalldämm-Maß korrigiert für Spitzenfrequenz
W	kg/h	Massendurchfluss des Fluids
x	-	Differenzdruckverhältnis bei Gasen und Dämpfen
$x_f$	-	Differenzdruckverhältnis bei Flüssigkeiten
$x_{fz}$	-	Differenzdruckverhältnis bei Kavitationsbeginn
$x_T$	-	Differenzdruckverhältnis bei Durchflußbegrenzung

## Literatur

- [1] Richtlinien für die Geräuschberechnung bei Regel- und Absperrarmaturen, VDMA-Einheitsblatt 24422, Recommended Practices, Beuth Verlag, Berlin, 1979.
- [2] Richtlinien für die Geräuschberechnung bei Regel- und Absperrarmaturen, VDMA-Einheitsblatt 24422, Recommended Practices, Beuth Verlag, Berlin, 1989.
- [3] Stellventile für die Prozessregelung: Geräuschmission, DIN IEC 60534-8, Beuth Verlag, Berlin (Teile 8-1, 8-2, 8-3, 8-4).
- [4] Geräuschmessung an Ventilen: Fluidschallmessung für kompressible und inkompressible Medien; VDMA-Einheitsblatt 24423, Beuth Verlag, Berlin, 1993.
- [5] Kiesbauer, J.: An improved prediction method for hydrodynamic noise in control valves. Valve World magazine, Vol. 3, Issue 3, June 1998, pp. 33 – 49.
- [6] Kiesbauer, J., Hoffmann, H: Berechnung und Reduzierung der Schallemission bei Stellgeräten. Industriearmaturen: Bauelemente der Rohrleitungstechnik, Vulkan-Verlag, Essen, 1997.

Dipl.-Ing. Domagoj Vnucec ist Mitarbeiter der Abteilung „Entwicklungsprüfstand“ der SAMSON AG, Mess- und Regeltechnik, Frankfurt/Main. Hauptarbeitsfelder: Planung und Auswertung von strömungsakustischen Laborversuchen an Stellgeräten, Einsatz von CFD-Programmen zur Strömungsberechnung, Entwicklung und Optimierung von Berechnungs- und Auslegungsmethoden und die Umsetzung in Auslegungssoftware für Stellgeräte.  
Telefon: 069 4009-1796, Telefax: 069 4009-1920  
E-Mail: dvnucec@samson.de



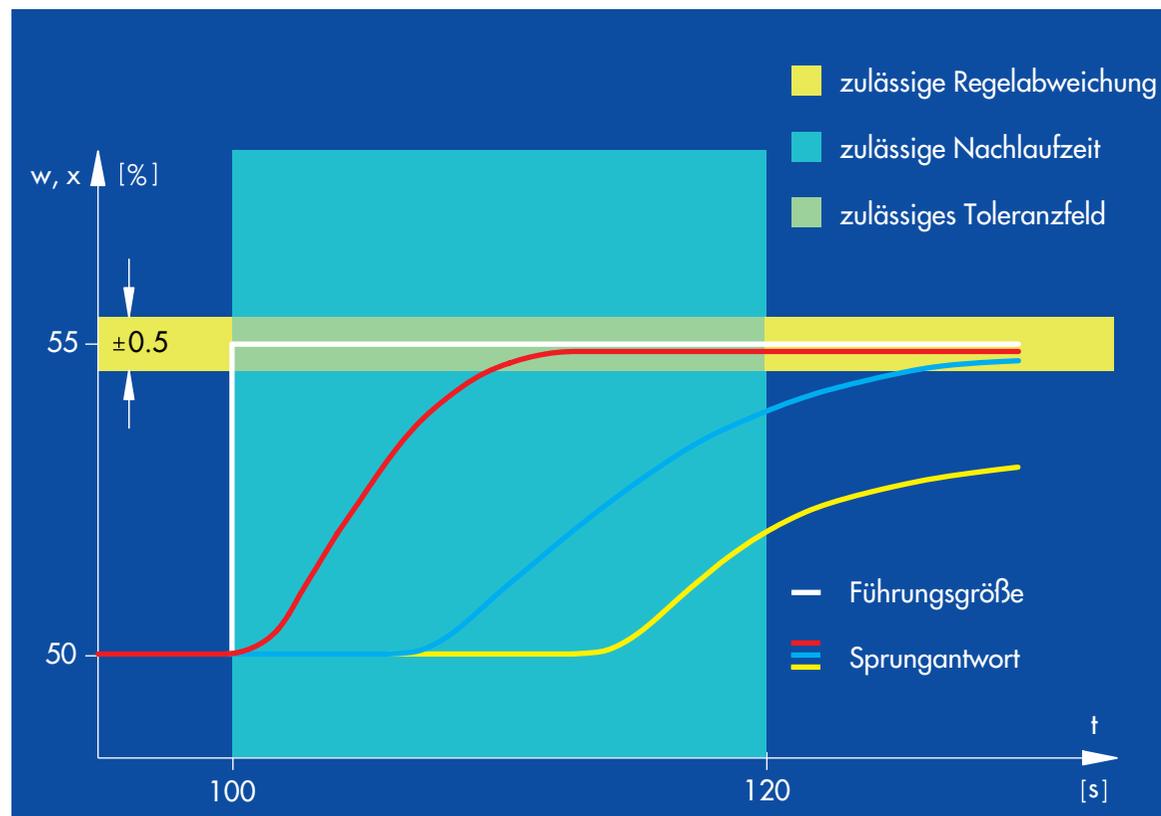
Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer ist Leiter der Abteilung „Entwicklungsprüfstand“ der SAMSON AG. Hauptarbeitsfelder: Forschung und Entwicklung auf dem Gebiet der Stellventile einschließlich elektrischer und pneumatischer Anbaugeräte und der Regler ohne Hilfsenergie (strömungstechnische und akustische Untersuchungen, Entwicklung und Optimierung von Berechnungsverfahren, Entwicklung und Erprobung von Diagnosemethoden für Stellgeräte etc., Entwicklung von Softwaretools). Seit 1999 Mitwirkung als Experte in der IEC Working Group 65B-WG9 und im DKE 963  
Telefon: 069 4009-1464, Telefax: 069 4009-1920  
E-Mail: drjkiesbauer@samson.de





SAMSON AG · MESS- UND REGELTECHNIK · Weismüllerstraße 3 · 60314 Frankfurt am Main  
Telefon: 069 4009-0 · Telefax: 069 4009-1507 · E-Mail: [samson@samson.de](mailto:samson@samson.de) · Internet: <http://www.samson.de>

# Diagnosetools bei Stellgeräten



Sonderdruck aus  
 »atp – Automatisierungstechnische Praxis«  
 Jahrgang 42 · Heft 3 · 2000

Verfasser:  
 Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer



# Diagnosetools bei Stellgeräten

Dr. Jörg Kiesbauer SAMSON AG, Frankfurt/Main

*Digitale Stellungsregler bieten eine Reihe von interessanten Möglichkeiten im Hinblick auf die Verbesserung der Prozesszuverlässigkeit und der Wartung bzw. Instandhaltung. Auf dieser Basis können Softwaretools zur Fehlerfrüherkennung und zur Performance-Visualisierung bei Stellgeräten mit weitergehender Funktionalität eingesetzt werden. Diese unterstützen z.B. die Archivierung des Neuzustandes des Stellgerätes sowie die vorbeugende Wartung und Instandhaltung im laufenden Prozess bis hin zu Trendanalysen. Im Beitrag werden die Möglichkeiten anhand eines Beispiel-Diagnosetools aufgezeigt.*

## **Diagnostic tools for control valves**

*Digital positioners offer interesting features regarding improved process plant reliability and maintenance or servicing. This could provide the basis for using software tools for early fault diagnosis and performance visualization of control valves with extended functions. These tools can completely achieve the control valves condition when new. It can be subjected to trend analyses as well as to preventative maintenance and servicing while in operation. This article will show these possibilities based on an example of such a new diagnostic tool.*

## **1. Einleitung**

Digitale Stellungsregler bei Stellgeräten bieten grundsätzlich folgende Vorteile gegenüber herkömmlichen analogen Stellungsreglern [1]:

- Fernbedienung mit Kommunikationsmöglichkeit (HART/PROFIBUS-PA, FOUNDATION FIELDBUS),
- Automatische Inbetriebnahme mit zusätzlichen Konfigurationsmöglichkeiten ohne iterative Einstellung von Nullpunkt und Spanne,
- Selbstoptimierung und Überwachung der Stellungsregelung,
- Stellgeräteüberwachung.

Dadurch werden die Möglichkeiten für Wartung und Instandhaltung erweitert und die Anlagenprozess-Zuverlässigkeit verbessert.

In [1] wird eine Studie erwähnt, nach der 64 % aller Probleme bei Stellgeräten durch die Stellungsregler selbst verursacht werden, davon wiederum ca. 60 % bedingt durch Dejustierungen von Nullpunkt, Spanne und Verstärkung, verbunden mit mechanischen Ankopplungsproblemen an die Ventilstange (z.B. NAMUR-Übertragungshebel zwischen Stellungsregler und Stellventil). Demzufolge lassen sich von vornherein ca. 40 % aller Fehlerursachen allein durch einen sich selbstadaptierenden, digitalen Stellungsregler mit integriertem Anbau an das Stellgerät vermeiden.

Die Stellgeräteüberwachung ohne spezielle Diagnosetools, wie sie in diesem Beitrag noch vorgestellt werden, besteht im wesentlichen in der offline-Initialisierung während der automatischen Erst- oder Neu-Inbetriebnahme und in Statusabfragen mit Alarmmeldungen an die Bedien- und Beobachtungssoftware (z.B. IBIS (Hartmann & Braun), Corner Stone (ASTEC), AMS (Fisher-Rosemount), CommuWin (Endress+Hauser), Smart Vision (Hartmann & Braun), PDM (Siemens) etc.).

Allerdings ermöglichen auf dem Markt erhältliche Stellungsreglersysteme keine detaillierte Fehlerbeobachtung und -analyse während des Prozessbetriebes, obwohl meist zusätzliche Sensorik eingesetzt wird. Eine klare Bewertung des Stellgerätestands mit Hinweisen und Empfehlungen für Wartung und Instandhaltung auch im Hinblick auf eine vorbeugende, planbare Wartung ist nicht gegeben.

Dass dies aber allein durch Ausnutzen der für die Stellungsregelung ohnehin notwendigen Sensorik und dabei vor allem der Erfassung der Dynamik des Stellungsregelkreises realisierbar ist, wurde in [1] aufgezeigt. Es wurde ein Verfahren vorgestellt, bei dem kleine, mittelwertfreie Diagnosetestsignale mit kurzzeitiger, geringer Prozessstörung so bewertet werden, dass alle wichtigen Stellgeräteparameter *offline* und auch *online* beobachtet und erfasst werden können.

Dieses mittlerweile erweiterte Verfahren ist in ein leistungsfähiges Diagnosetool integriert, dessen Möglichkeiten in diesem Beitrag genauer vorgestellt werden.

## **2. Aufbau moderner Diagnosetools**

Leistungsfähige Ventildiagnoseprogramme haben die folgenden Merkmale.

Die Archivierung der Stellgerätedaten (Bilder 1, 2a und 2b) in Datenbanken erlaubt einen schnellen Zugriff auf umfassende Informationen über das Stellgerät. Zusätzlich ermöglichen diese genauere und detailliertere Diagnosen (s. 3.4).

Während der aktivierten Verbindung (z.B. über HART, PROFIBUS-PA, FF) zu einem Stellgerät werden eventuelle Fehler wie „Regelkreis gestört“ oder „Nullpunktänderungen“ auf dem Bildschirm sofort gemeldet (Bild 3 unten). Aber auch aktuelle Vorgänge im Stellungsregler wie „Diagnosetest aktiviert“ werden angezeigt.

Erfolgt ein Fehler im Stellungsregler bei nicht aufgebauter Verbindung, so wird auf jeden Fall der entsprechende Statusparameter im Stellungsregler auf „Fehler“ gesetzt. Bei erneutem Verbindungsaufbau erfolgt ebenfalls eine Meldung im Meldewindow des Programmes (Bild 3 rechts).

Die Erfassung des Datums und der Uhrzeit bei verschiedenen Tests (Bild 3 links) erlaubt die Erkennung von Trends bei der Veränderung wichtiger Ventilparameter.

Der Begriff Stellgerät-Performance beinhaltet gezielte Tests zur Überprüfung des statischen und des dynamischen Stellverhaltens des Systems Stellventil, Stellantrieb und Stellungsregler unter offline (Prozess nicht aktiv) oder online (Prozess aktiv) - Bedingungen.

Aber auch das Aufnehmen der Führungs- und Regelgröße über der Zeit ohne Testanregung gibt Aufschluss über das Verhalten und die Arbeitsbereiche des Stellgerätes unter normalen Prozessbedingungen (Prozessbeobachtung). Die gemessenen Daten werden in der Datenbank gespeichert.

Gezielte Tests zur Fehlererkennung bzw. zur Erkennung von Ventilparameteränderungen (wie Packungsreibung) sind Bestandteil von Diagnose-berichten für das gesamte Stellgerät, möglichst mit eindeutigen Aussagen ohne die Notwendigkeit der Einschaltung eines Experten, verwendet werden.

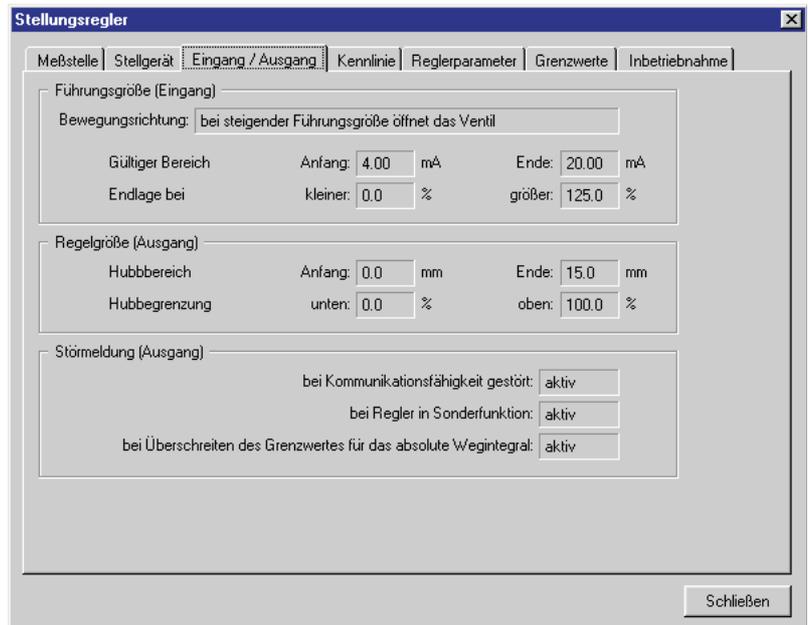


Bild 1: Zusatzinformation Stellungsregler

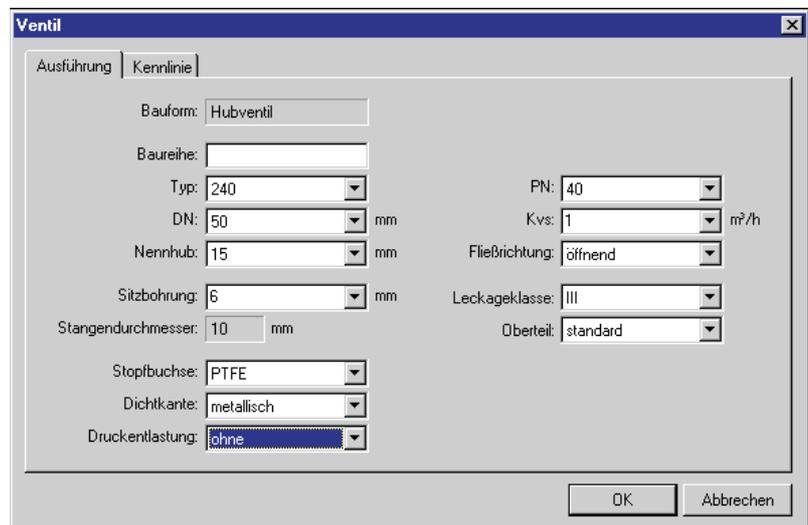


Bild 2a: Zusatzinformation Stellventil

Bild 3: Gerätestatus und Meldungen, datums- und zeitorientierte Archivierung

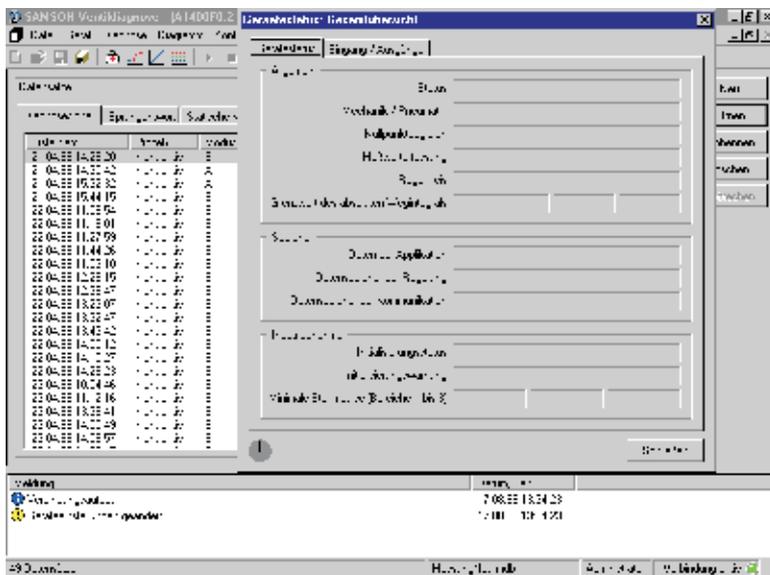


Bild 2b: Zusatzinformation Stellantrieb

### 3. Tests in Diagnosetools

#### 3.1. Tests zur Überprüfung des statischen Stellverhaltens

Das statische Stellverhalten des kompletten Stellgerätes ist stark beeinflusst von der Reibungshysteresis, den elastischen Vorgängen in der Packung für die Ventilstangenabdichtung und der minimalen Auflösung des Ventilstellungssensors [1].

Die Überprüfung erfolgt zweckmäßig mit sehr kleinen Sprüngen der Führungsgrösse, z.B. in 0.1 %-Schritten. Die Antwort der Regelgrösse, also die Ventilstellung, wird erst im Beharrungszustand registriert (verbunden mit einer vorgebbaren Wartezeit). Die Darstellung erfolgt in einem Diagramm mit der Regelgrösse über der Führungsgrösse (Bild 4).

Anhand der Auswerteparameter der bleibenden minimalen, mittleren und maximalen Betragsdifferenz zum Sollwert wird unter Berücksichtigung der vorgegebenen toten Zone des Stellungsreglers [1] bewertet, ob der Stellregelkreis in Ordnung ist oder nicht.

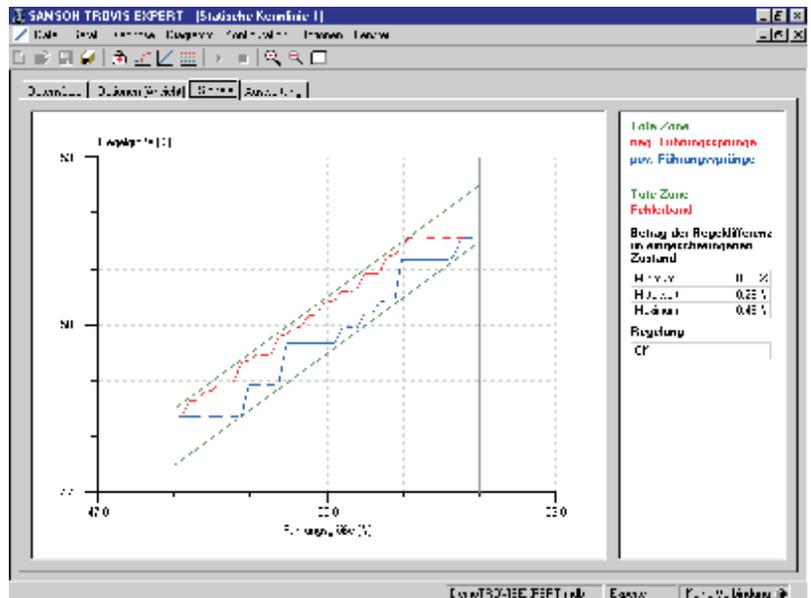


Bild 4: Test zur Überprüfung des statischen Stellverhaltens

#### 3.2 Tests zur Überprüfung des dynamischen Stellverhaltens

Die Aufnahme von Sprungantworten eignet sich sehr gut zum Untersuchen des dynamischen Stellverhaltens eines Stellgerätes.

Dabei wird die Führungsgrösse sprunghaft nacheinander in beiden Richtungen jeweils ausgehend vom aktuellen Sollwert  $w_0$  bei ausgeregeltem Zustand geändert. Die Sprünge  $\Delta w$  sollten zwischen 0,1 und 10 % liegen. Der komplette Verlauf der Regelgrösse  $x$  über der Zeit vom Sprungauslösungszeitpunkt bis zum erneut ausgeregelten Zustand wird aufgenommen (Bild 5a).

In der Regelungstechnik wird bevorzugt die Übergangsfunktion  $h(t)$  herangezogen, um das Antwortverhalten der Regelgrösse  $x(t)$  auf sprunghafte Änderungen in der Führungsgrösse  $w$  von  $w_0$  auf  $w_0 + \Delta w$  zu bewerten.

$$h(t) = \frac{x(t) - w_0}{\Delta w} \text{ mit } h(0) = 0 \text{ und } h(t_{100}) = 100 \%$$

$h(t)$  liegt bei positiven Sprungänderungen ( $\Delta w > 0$ ) normalerweise im Bereich 0 bis 100 % (oder größer bei Overshoots), bei negativen Sprungänderungen ( $\Delta w < 0$ ) aber auch, da  $x(t) - w_0 < 0$  ist (Bild 5b).

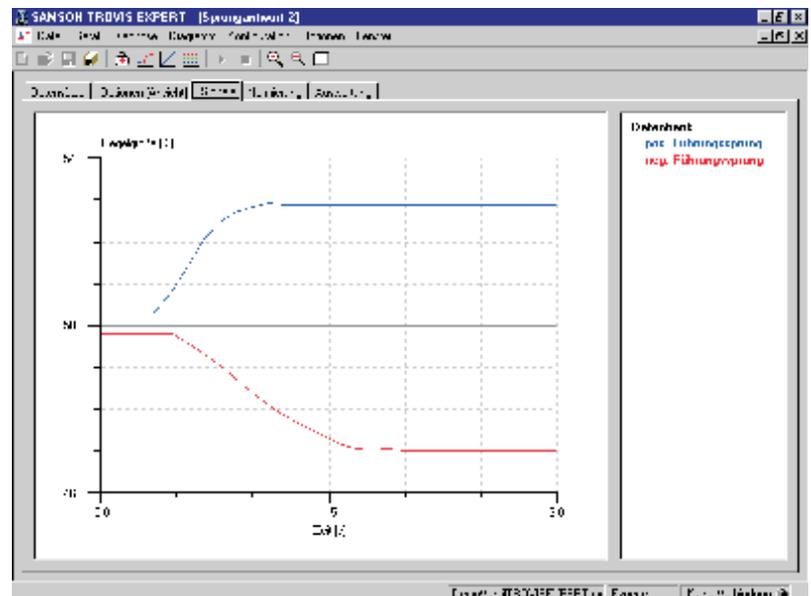


Bild 5a: Test zur Überprüfung des dynamischen Stellverhaltens (Sprunghafte Änderungen von 50 auf 53 % und von 50 auf 47 % jeweils zum Zeitpunkt 0)

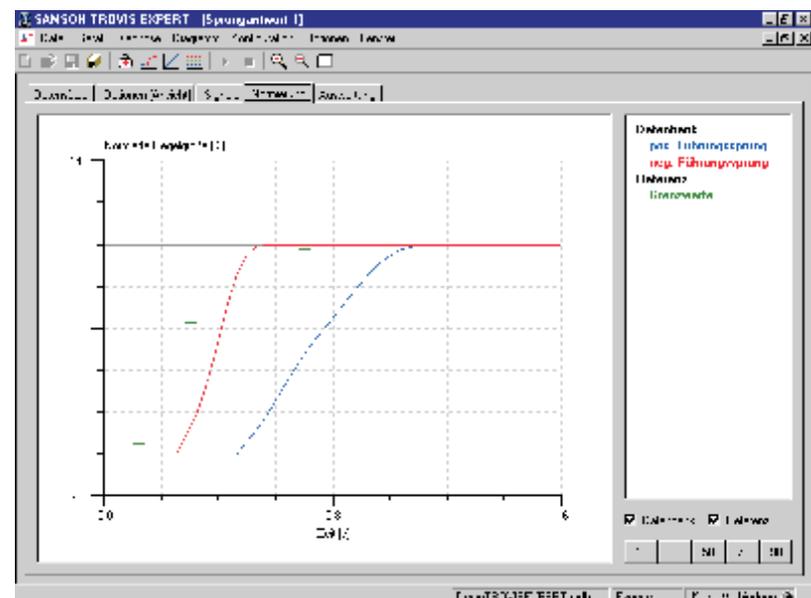


Bild 5b: Auswertung von Sprungantworten (EnTech)

Folgende Kennwerte eignen sich für die Bewertung des dynamischen Stellverhaltens (Bild 5c):

- $T_d$ : Zeitspanne, in der  $h = 0$ ,
- $T_{63}$ :  $h(T_{63}) = 63 \%$ ,
- $T_{98}$ :  $h(T_{98}) = 98 \%$ ,
- Overshoot (Überschwinger):  
 $h_{\max} - 100 \%$ , wenn  $h_{\max} > 100 \%$ .

Im EnTech-Standard sind max. Grenzwerte in Abhängigkeit der Nennweite des Ventils für  $T_d$ ,  $T_{63}$ ,  $T_{98}$  und für den Overshoot spezifiziert. Leider unabhängig von der Sprunghöhe, denn eine Optimierung für 0,2%-Sprunghöhen zieht nicht unbedingt ein optimales Verhalten bei 2%-Sprunghöhen mit sich.

Diagnosetools bieten die Möglichkeit der zusätzlichen Optimierung des dynamischen Stellverhaltens bei digitalen Stellungsreglern, in dem die Auswirkung von Regelkreisparameteränderungen wie die Proportionalverstärkung oder die tote Zone (digitale Stellungsregler mit getrennten Hilfssteuerventilen für Be- und Entlüften des Stellantriebes) mit den aufgenommenen Sprungantworten untersucht werden kann.

Der Anwender kann seine eigenen Grenzwerte oder die des EnTech-Standards vorgeben. Er kann aber auch Referenzmessungen über den ganzen Hubbereich verwenden.

### 3.3 Prozessbeobachtung

Das Aufnehmen der Führungs- und Regelgröße über der Zeit ohne Testanregung gibt Aufschluss über das Stellverhalten des Stellgerätes unter Prozessbedingungen (Bild 6a).

Diese Signale können nun für den aktuellen Messausschnitt und für alle gespeicherten Messausschnitte für die gewählte Messstelle statistisch ausgewertet werden.

Die *relative Verweildauerdichte* für die Regel- oder Führungsgröße [4] liefert Informationen, wo das Ventil im wesentlichen arbeitet. Hier wird die betrachtete Größe z.B. in 5%-Klassen eingeteilt und die Zeiten gezählt, während denen sich die betrachtete Größe in den einzelnen Klassen befindet. Daraus wird die Gesamtmesszeit pro Klasse ermittelt und auf die Gesamtmesszeit aller Klassen bezogen. Dieser Quotient dividiert durch die Klassenbreite mal 100 % entspricht der relativen Verweildauerdichte (Bild 6b).

Es sind dann Aussagen möglich wie

- Ventilstellungs-Arbeitsbereich o.k.,
- Ventil arbeitet vorwiegend in den oberen oder unteren Endlagen.

Arbeitet ein Stellventil vorwiegend in den unteren Endlagen (< 20 %, Schließstellung), dann ist das Ventil eventuell zu groß dimensioniert oder es sind Verschleiß-Probleme zu erwarten, falls starke Kavitation (z.B. Entspannung 150 auf 1 bar) begleitend wirkt.

Eine weitere Auswertemöglichkeit ist die Bestimmung der *Häufigkeiten der Spannen*.

Unter einer Spanne versteht man bei einem zeitlich veränderlichen Signal den Abstand zwischen dem Maximalwert und dem Minimalwert einer Schwingung. Sie entspricht der zweifachen Amplitude der Schwingung.

Bei der Auswertung wird die Regelgröße  $x$  (Ventilstellung) in einzelne Spannen eingeteilt, z.B. 5 %, 10 %, ..., 100 %. Durch Auszählen der „Täler“ und „Berge“ wird die Häufigkeit einzelner Spannengrößen erfasst, auch hier jeweils für die aktuelle Messung oder für alle Messdatensätze (Bild 6c).

Die Spannenzählung ist hilfreich bei der Beurteilung der dynamischen Belastung eines Metallbalges oder der Stopfbuchse in einem Stellgerät. Die Stellgeräthersteller haben aus Dauerversuchen unter dem Nenndruck des Ventils meist Informationen hinsichtlich der ertragbaren Lastwechselzahl für unterschiedliche Spannengrößen. Mit abnehmender Spanne nimmt beispielsweise die ertragbare Lastwechselzahl bei einem Metallbalg überproportional zu.

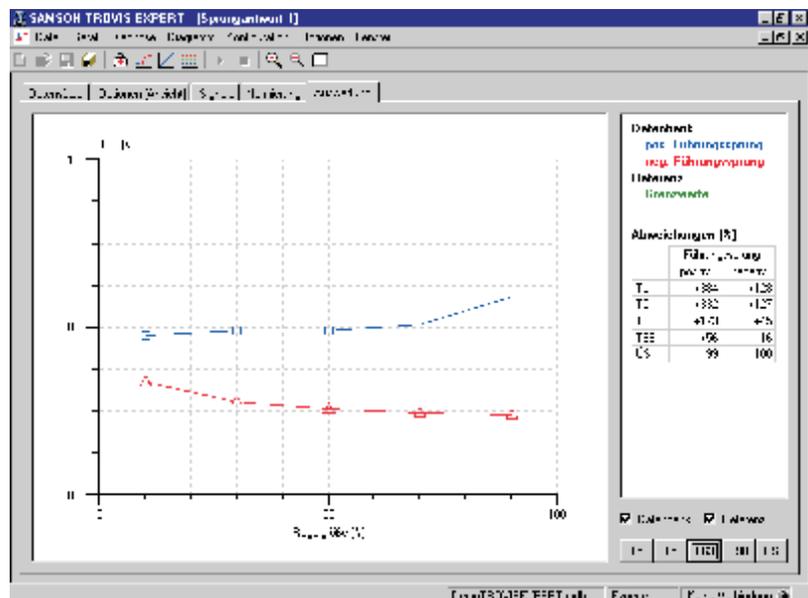


Bild 5c: Auswertung von Sprungantworten (EnTech)

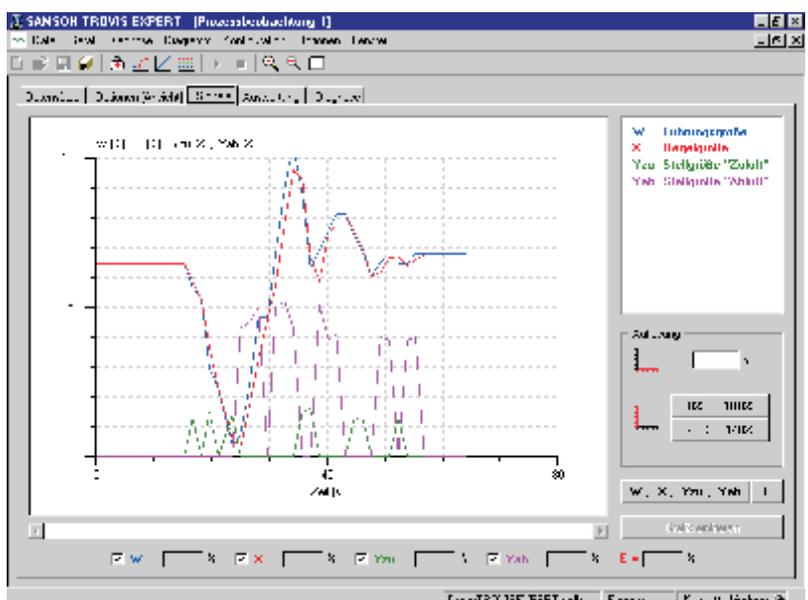
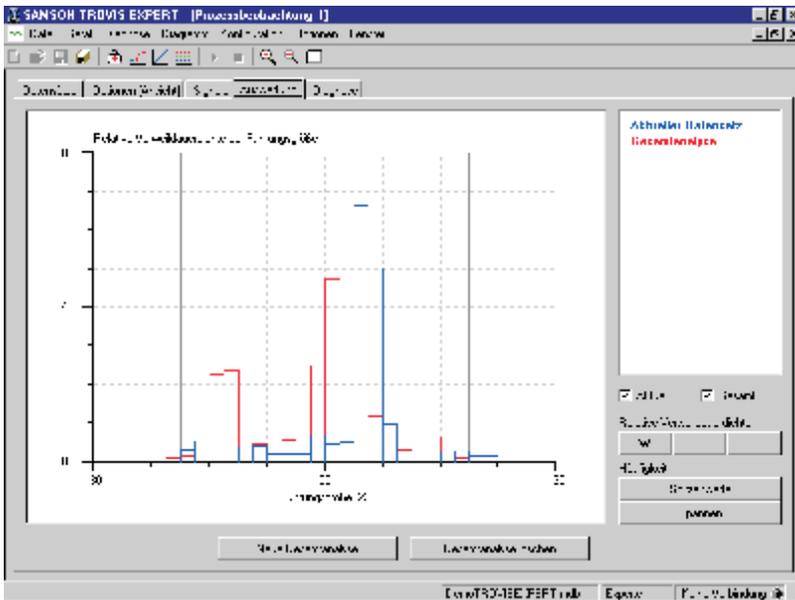
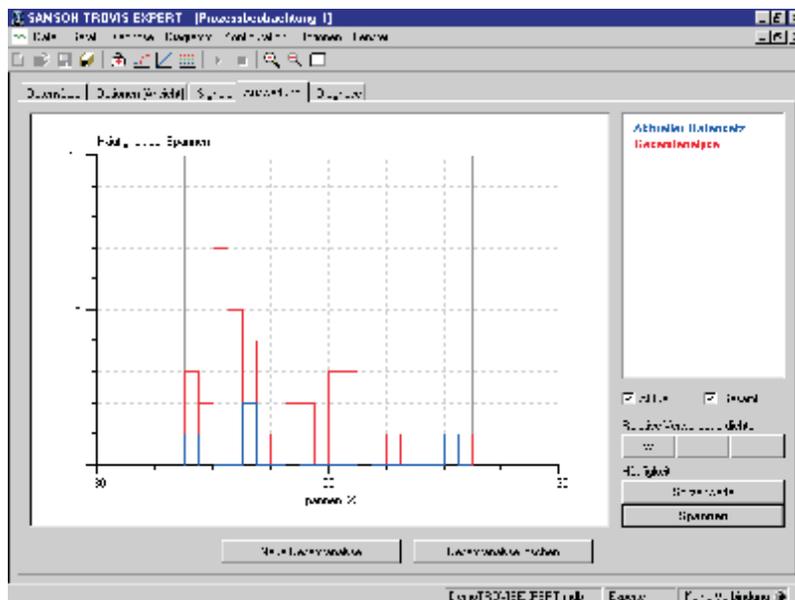


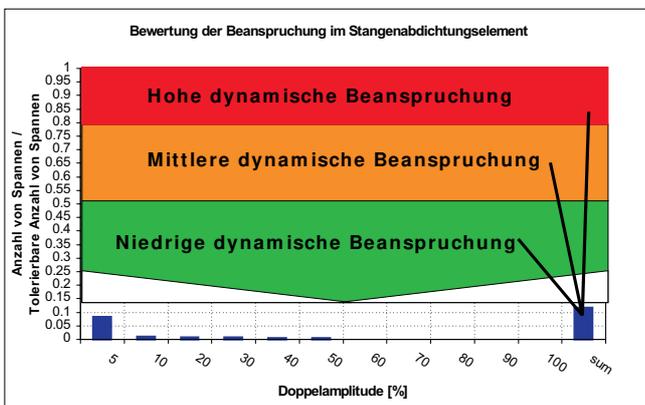
Bild 6a: Prozessbeobachtung: Führungs- und Regelgröße über der Zeit einschließlich der internen Ansteuersignale der Hilfssteuerventile im Stellungsregler



**Bild 6b:** Prozessbeobachtung: Statistische Auswertung mit relativer Verweildauerdichte



**Bild 6c:** Prozessbeobachtung: Statistische Auswertung mit Häufigkeit der Spannen



**Bild 6d:** Bewertung der dynamischen Belastung z.B. eines Metallbalges

Bezieht man nun die detektierte Spannhäufigkeit auf die ertragbare Lastwechselzahl für jede Spannenklasse (5, 10, ... 100 %), so kann man für jede Spannenklasse einen Belastungswert berechnen. Da die in der Datenbank gespeicherten Messdaten für die betrachtete Messstelle nur einen Ausschnitt aus dem „Lebenszyklus des Stellgerätes“ darstellen, ist die detektierte Spannhäufigkeit mit dem Quotienten aus dem gespeicherten Gesamtweg im Stellungsregler (Wegintegral) und dem Gesamtweg aller für die Messstelle aufgenommenen Messdaten (Datenbank) zu multiplizieren. Die Summe für alle Spannenklassen ist ein Maß für die gesamte dynamische Belastung (Bild 6d):

- Gesamtbelastungswert < 0,5: niedrige dynamische Beanspruchung,
- $0,5 \leq$  Gesamtbelastungswert < 0,8: mittlere dynamische Beanspruchung,
- Gesamtbelastungswert  $\geq 0,8$ : hohe dynamische Beanspruchung.

### 3.4 Tests zur gezielten Fehlerfrüherkennung (Fehlerdiagnose)

Die Fehlerdiagnose bezieht sich hierbei vor allem auf den Stellantrieb und das Stellventil sowie die Luftdruckversorgung des Stellungsreglers. Im Stellungsregler selbst laufen bei den meisten Fabrikanten interne Routinen zur Überprüfung der elektronischen und mechanischen Hardware ab [1].

Bei federbelasteten, pneumatischen Stellantrieben liegt es nahe, den Stelldruck in der mit Druckluft beaufschlagten Membrankammer zu erfassen und hauptsächlich Informationen über das Stellventil zu gewinnen.

Viele Stellungsreglerhersteller implementieren in den Stellungsregler einen Drucksensor. Es wird dann im offline-Betrieb (Prozess nicht aktiv, oder Ventil im Bypass) die sogenannte „Ventilsignatur“ in Form des Stelldruckes in Abhängigkeit der Ventilstellung bestimmt, mit der man z.B. die Hysterese ohne Stellungsregler ermitteln kann. Online-Tests bei laufendem Prozess sind in der Regel nicht möglich.

Jeder zusätzliche Sensor bedeutet gleichzeitig auch höhere Kosten und auch möglicherweise zusätzliche Fehlerquellen. Daher liegt der Reiz eigentlich darin, die für die Stellungsregelung notwendigen Signale der vorhandenen Sensorik - also z.B. die gemessene Ventilstellung - „intelligent“ zu bewerten.

Bei Stellungsreglern mit internem digital angesteuerten i/p-Umformer besteht bei quasistatischen Zuständen eigentlich ein Zusammenhang zwischen dem Strom  $i$  und dem Druck im Stellantrieb. Dabei bestimmt vor allem die Qualität des Umformers die Höhe der Hysterese und die Reproduzierbarkeit einer solchen Kennlinie. Aus Kostengründen kommt hier oft kostengünstige Technik zum Einsatz, deren „Schwächen“ dann im digitalen Regelalgorithmus kompensiert werden müssen. Diagnosen mittels der Bewertung des Zusammenhanges  $p = f(i)$  sind daher nur schwer realisierbar und bisher nicht bekannt.

Dagegen eignen sich digitale Stellungsregler mit pulsweiten-moduliert angesteuerten Hilfssteuerventilen und getrennter Belüftung und Entleerung des Stellantriebes zur Fehlerfrüherkennung ohne zusätzliche Sensorik im offline und online-Betrieb [1, 5].

#### Offline-Tests (Prozess nicht aktiv):

Hier können Tests über den ganzen Ventilstellungsbereich durchgeführt werden.

- der Nullpunkttest,
- der Leckagetest,
- der Schließ- und Öffnungszeittest bei voller Luftleistung des Stellungsreglers,
- die Diagnose-Sprungantworttests für 5 Referenzventilstellungen (10, 30, 50, 70 und 90 %) bei geringer Auslenkung (max.  $\pm 2\%$ ).

#### Online-Test (Prozess aktiv):

Es können nun nur Tests um den aktuellen Sollwert zu Beginn des Tests erfolgen.

- der Leckagetest,
- der Diagnose-Sprungantworttest für die aktuelle Ventilstellung bei geringer Auslenkung (max.  $\pm 2\%$ ).

Beim **Nullpunkttest** fährt der Ventildrosselkörper in den Ventilsitz und bestimmt die aktuelle Lage des Nullpunktes. Gravierende Nullpunktänderungen können z.B. mit Verschleiß am Drosselkörper oder Sitz verbunden sein (Änderung  $< 0$  oder  $> 0$ ) oder mit Verschmutzung (Änderung  $> 0$ ).

Während des **Leckagetests** werden beide Hilfssteuerventile für eine bestimmte Zeit geschlossen, so dass der Stellungsregler den Stellantrieb weder belüftet noch entlüftet. Kontinuierliche Ventilstellungsänderungen nach unten bei der Konstellation „Antriebsfedern schließend“ bzw. nach oben bei „Antriebsfedern öffnend“ deuten auf eine Leckage im Stellantrieb hin (Pneumatikverschraubungen, Membranundichtigkeit etc.). Die Leckagerate kann unmittelbar als Ventilstellungsänderung [%]/Zeit[s] angegeben werden.

Der **Schließ- und Öffnungszeittest** bei voller Luftleistung des Stellungsreglers (Hilfssteuerventile ständig geöffnet) bestimmt vier Zeitparameter:

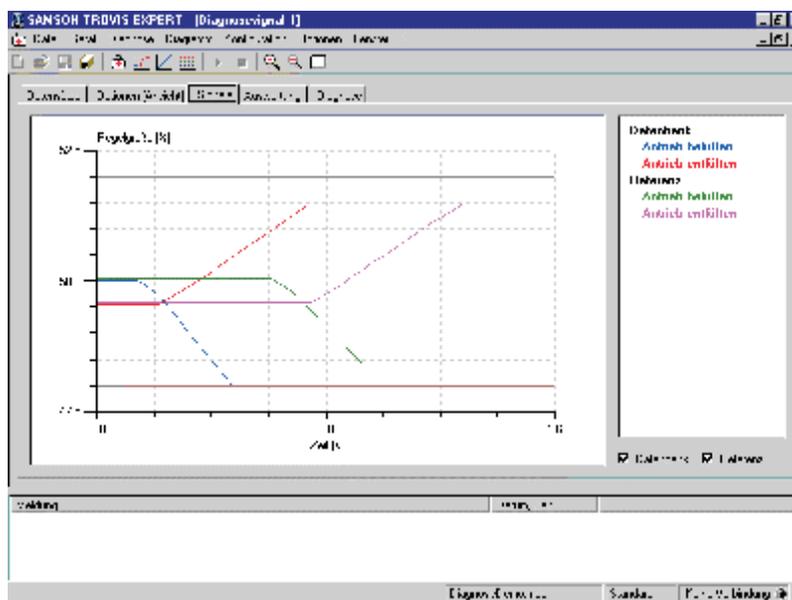
- Öffnungsverzugszeit als Zeit zwischen dem Teststart und dem Beginn der Ventilstellungsänderung (Öffnen),
- Öffnungslaufzeit für Ventilstellung 0 bis 100 %,
- Schliessverzugszeit als Zeit zwischen dem Teststart und dem Beginn der Ventilstellungsänderung (Schließen),
- Schließlaufzeit für Ventilstellung 100 bis 0 %.

Der Kern dieser Tests ist der **Diagnose-Sprungantworttest** (s. Bild 7) um eine bestimmte Ventilstellung. Er ist durch folgende Merkmale charakterisiert:

- Im laufenden Betrieb (aktiver Prozess) wird mit kleinen Auslenkungen (max.  $\pm 2\%$ ) gearbeitet, um nur *geringe Prozessstörungen* auszulösen,
- die Sprünge erfolgen in beiden Richtungen (Be- und Entlüften des Stellantriebes),

**Tabelle 1:** Diagnosetestauswertung im Hinblick auf Stellgeräteränderungen

Parameter-Veränderungen	Diagnose-sprungantworttest $\Delta t_v / \Delta t_L$ Entlüften	Diagnose-sprungantworttest $\Delta t_v / \Delta t_L$ Belüften	Leckagetest	Öffnungs-Zeittest	Nullpunkt-test
Neu - Referenz	$\Delta t_v / \Delta t_L$ Entlüften	$\Delta t_v / \Delta t_L$ Belüften			
Keine Änderung	0/0	0/0	0		
Geringere Reibung	-/0	-/0	0		
Höhere Reibung	+/0	+/0	0		
Geänderter Versorgungsdruck	0/0	+/-/+	0		
Geringerer Versorgungsdruck (offline)	0/0	+/-/+	0	- Federn öffnend	
Höherer Versorgungsdruck (offline)	0/0	+/-/+	0	+ Federn öffnend	
Federbruch (offline)	++/+0	+0/-	0		
Druckdifferenz vorhanden (online)	+/-/+	+/-/+	0		
Luftfilterverschmutzung	-/-	++/++	0		
Antriebsleckage			+		
Nullpunkt geringer					-
Nullpunkt höher					+



**Bild 7:** Diagnose-Sprungantworttest (Referenztest 50 %, Wiederholungstest 50 % mit reduzierter Reibung)

- aufgrund der konstanten, aber kleinen Pulsweiten bei der Ansteuerung der Hilfssteuerventile und der damit verbundenen geringen Luftleistung des Stellungsreglers wird jeweils eine nahezu konstante Änderungsgeschwindigkeit der Ventilposition erreicht, was sich leicht auswerten lässt und nur zu sehr geringen Overshoots führt, die Auswertung liefert 2 Verzugszeitwerte  $\Delta t_v$  (Zeitspanne ohne Änderung der Ventilstellung nach Auslösen des Sprunges) und 2 Laufzeitwerte  $\Delta t_L$  (Zeit pro 1 % Ventilstellungsänderung) für Be- und Entlüften (Bild 7), die Richtungsumkehr erfolgt aus der Bewegung heraus (unten 52%  $\rightarrow$  50%  $\rightarrow$  52% bzw. 48%  $\rightarrow$  50%  $\rightarrow$  48%), so dass die Verzugszeiten im wesentlichen der Gleitreibung proportional sind.

Die *Standardauswertung* dieser Tests beinhaltet die folgenden Schritte:

- Durchführung des Referenztests (Neuzustand) als offline-Test,
- Durchführung von online oder offline-Wiederholungstests,
- anschließend Vergleich zwischen den Wiederholungs- und den Referenz-Zeitwerten aus den Diagnosesprungantworten (lineare Interpolation für die 5 Referenzventilstellungen),
- zusätzliche Vergleichsmöglichkeiten bei im offline-Modus wiederholten Tests über die Zeitwerte aus den Schließ- und Öffnungszeittests.

Diese Standardauswertung ermöglicht die Erkennung der Veränderung wichtiger Stellgeräteparameter gemäß Tabelle 1.

Auf dieser Basis, verbunden mit Erfahrungswerten z.B. bezüglich der Mindestvorspannung einer nachziehbaren Packung für die Ventilstangenabdichtung, kann dann zu jeder Feststellung eine Empfehlung oder Anweisung gegeben werden.

### Beispiel 1:

Bild 7 zeigt die gemessenen Sprungantworten für den offline-Referenztest (3. Ventilposition 50 %) und für den online-Referenztest (50 %) mit reduzierter Vorspannung der nachziehbaren Stopfbuchsenpackung. Es fällt auf, dass die Verzugszeiten für Be- und Entlüften um ca. 75 % reduziert sind, die Laufzeiten sind dagegen aber praktisch unverändert. Demzufolge ist die Vorspannung um ca. 75 % kleiner als im Neuzustand.

Bild 8 zeigt den umfassenden Diagnosebericht, der die wichtigsten Parameter des Stellantriebes, des Stellventiles und des Stellungsreglers in Form von Feststellungen und Empfehlungen bewertet. Die meisten Aussagen sind natürlich nur für den aktuellen Test (Wiederholungstest) möglich, weil das Hauptverfahren von Vergleichen zwischen Wiederholungstests und Referenztests lebt. Zur Leckage und zum Nullpunkt sind auch beim Referenztest Auswertungen möglich.

Speziell hier liefert dieser Bericht die Aussage, dass die Hysterese aus Sicht des Stellantriebes um ca. -75 % abgenommen hat und demzufolge die Stopfbuchsenpackung eventuell nicht mehr ausreichend dichtet. Folglich müsste das Wartungspersonal die Stopfbuchsenpackung nachziehen und auf Undichtigkeit prüfen.

### Beispiel 2:

Bild 9 zeigt den Diagnosebericht nach Reduzierung des Luftversorgungsdruckes für den Stellungsregler. Die Grundfeststellung ist die Reduzierung des Versorgungsdruckes verbunden mit der Empfehlung, den Netzdruck zu überprüfen (oder auch den Druckminderer bzw. die Anzeige am Stellgerät). Folgemeldungen bei dem hier betrachteten Stellventil mit der Sicherheitsstellung „Antriebsfedern Ventil öffnend“ sind die Reduzierung der Schließkraft (Dichtkraft an Kegel und Sitz) und der somit reduzierte maximal zulässige Differenzdruck am Stellgerät.

Stehen mathematische Modelle für den Stellungsregler (Luftleistung in Abhängigkeit des Stelldruckes, des Luftversorgungsdruckes und des Steuerungssignales), für den Stellantrieb (Zusammenhang Stelldruck Ventilstellung) und für das Stellgerät (Reibkraft, mindest erforderliche Dichtkraft etc.) zur Verfügung, so sind einzelne Parameter auch berechenbar. Dies lässt sich für Hubstellventile natürlich wesentlich einfacher realisieren als für drehverstellbare Stellgeräte.

Bild 10 zeigt den sich daraus ergebenden, erweiterten Diagnosebericht zu Bild 9. Zum einen ist eine umfassende Überprüfung des offline-Referenztests möglich im Hinblick auf die Verifizierung der vorgegebenen Stellantriebsdaten (s. Bild 1c), zum anderen kann der aktuelle Wiederholungstest genauer bewertet werden: hier z.B. nicht nur die Aussage „Versorgungsdruck reduziert“, sondern „Reduzierung von 6 auf 1.8 bar“, außerdem Hinweise auf die Höhe der Reduzierung der Schließkraft bzw. des max. zulässigen Differenzdruckes.

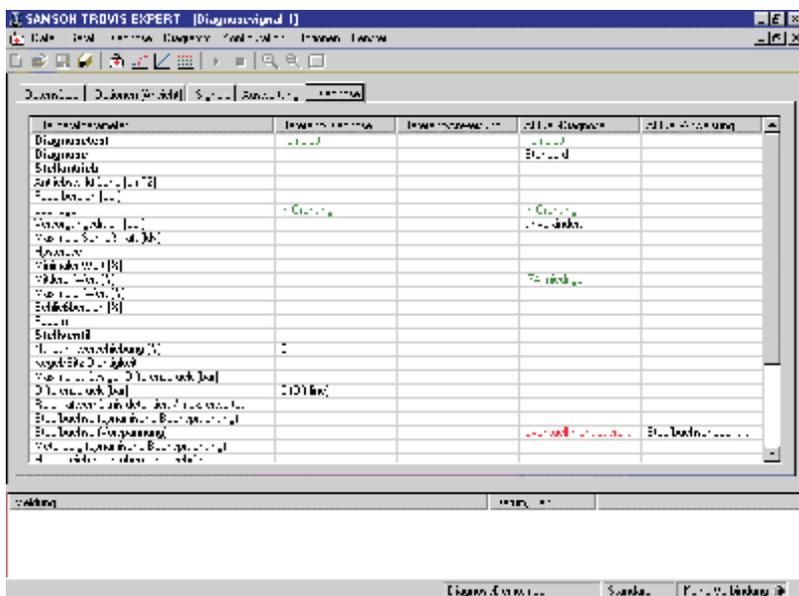


Bild 8: Diagnosebericht zu Bild 7

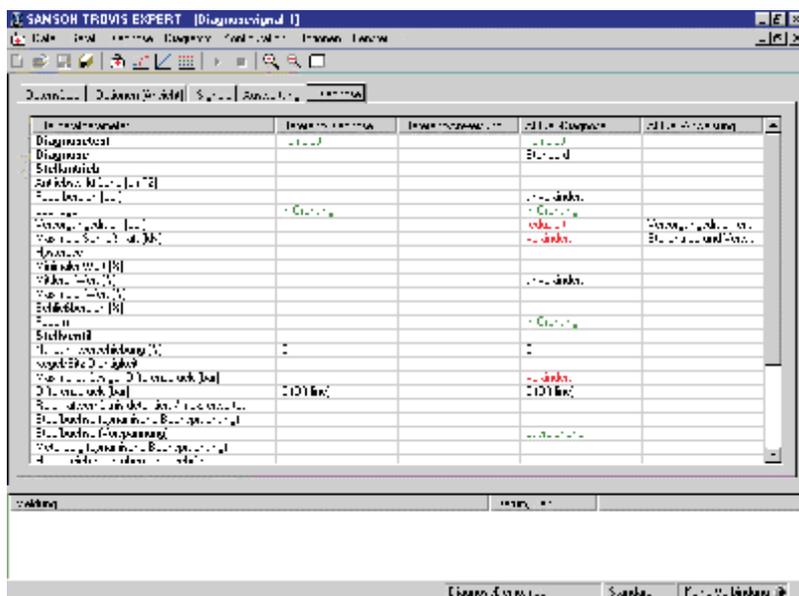


Bild 9: Diagnosebericht bei verändertem Luftversorgungsdruck







# Detektion der inneren Leckage von Stellgeräten

Jörg Kiesbauer und Heinfried Hoffmann, Samson AG

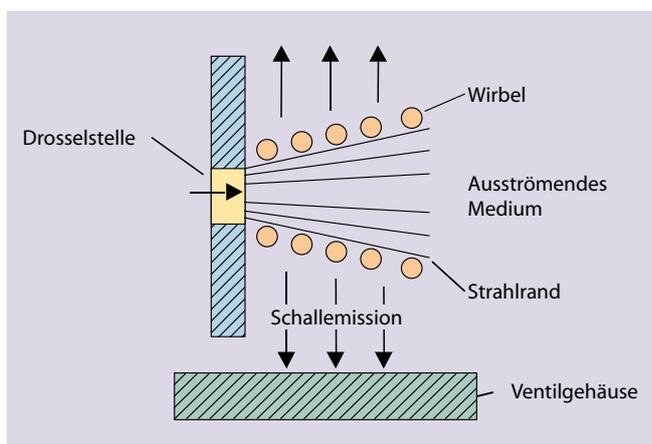
Digitale Stellungsregler bieten eine Reihe von interessanten Möglichkeiten im Hinblick auf die Verbesserung der Prozesszuverlässigkeit und der Wartung bzw. Instandhaltung. Auf dieser Basis können Softwaretools zur Fehlerfrüherkennung und zur Performance-Visualisierung bei Stellgeräten mit weitergehender Funktionalität eingesetzt werden. Diese unterstützen z. B. die Archivierung des Neuzustandes des Stellgerätes sowie die vorbeugende Wartung und Instandhaltung im laufenden Prozess bis hin zu Trendanalysen. Solche Systeme können bisher allerdings noch keine zuverlässigen Aussagen über die eventuelle Zunahme der inneren Leckage machen. Aussagen sind nur möglich über eventuelle Veränderungen der Antriebsschliesskraft und des Nullpunktes bei geschlossenem Ventil. Dieser Beitrag stellt einen neuartigen kostengünstigen Leckagedetektor für Stellgeräte in Kombination mit dem Binäreingang eines digitalen Stellungsreglers vor, welcher die erhöhte innere Leckage im Drosselbereich (z. B. durch Verschleiß am Drosselement) eines Stellgerätes signalisieren kann, wenn das Ventil im laufenden Betrieb geschlossen wird.

## Internal leakage detection in control valves

Digital positioners offer a number of interesting features regarding improved process plant reliability and maintenance or servicing. This can provide the basis for using software tools for early fault diagnosis and performance visualization of control valves with extended functions, such as archiving the control valve's condition when new. It can be subjected to trend analyses as well as to preventative maintenance and servicing while in operation. Up to now, such systems cannot reliably predict the possible increase in internal leakage. Predictions can only be made about a possible change in the actuator's closing force and the zero point when the valve is closed. This article introduces a new and cost-effective leakage detector for control valves in combination with the binary input of a digital positioner which can signal the increase in internal leakage in the throttling area (e. g. caused by wear on the throttling element) of a control valve, if the valve is closed during operation.

## 1. Grundlegendes

In einem Stellgerät führen die inneren Strömungsvorgänge in der Drosselstelle zu Fluidschall, der die umgebende mechanische Struktur in Form des Stellgerätgehäuses und der angeschlossenen Rohrleitungen zu Schwingungen anregt (Bild 1). Folglich entsteht Körperschall, der z. B. mit Hilfe von piezoe-



**Bild 1:** Strömung erzeugt Schall, der die umgebende Struktur zu Körperschwingungen anregt.

lektrischen Beschleunigungssensoren (Körperschallsensoren) am Stellgerätgehäuse gemessen werden kann.

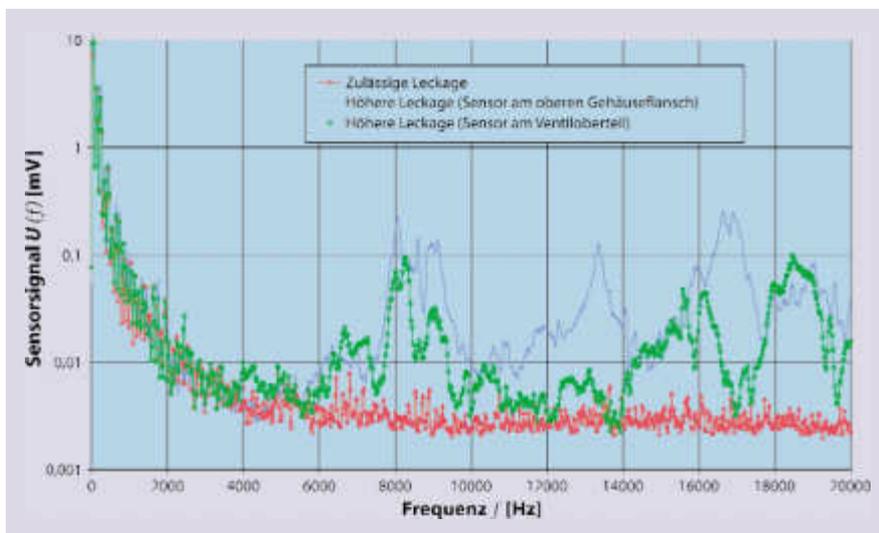
Dies gilt auch für kleine Durchflussmengen bei Leckagen im Falle eines geschlossenen, aber nicht optimal dichtenden Stellgerätes.

Die Höhe der Durchflussmenge beeinflusst die Stärke des Körperschalls und dessen spektrale Zusammensetzung. Weitere Einflussfaktoren sind:

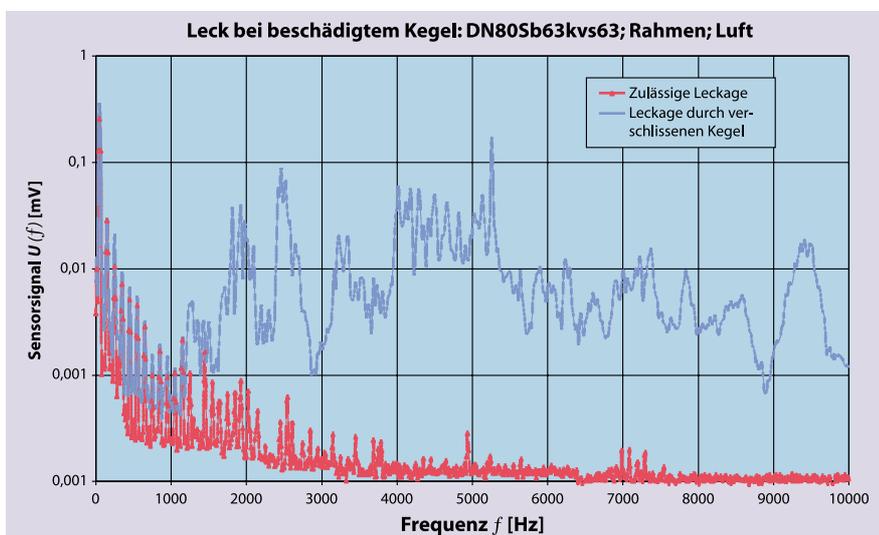
- Der Messort am Stellgerätgehäuse,
- die Grösse des Ventils,
- die inneren Einbauteile wie z. B. Strömungsteiler bzw. die Drosselgeometrie und
- der Zustand des Mediums (kompressibel oder inkompressibel).

Die Leckage eines Stellgerätes wird meist durch das Verhältnis des  $k_v$ -Wertes bei geschlossenem Stellventil ( $k_{v0}$ ) zum  $k_v$ -Wert bei Nennhub des Stellventils ( $k_{vs}$ ) charakterisiert. Je nach Leckageklasse sollte dieser Wert  $k_{v0}/k_{vs}$  mindestens  $< 0,01\%$  sein.

Bild 2a zeigt typische gemessene Frequenzspektren von Beschleunigungssensoren an verschiedenen Stellen außen am Ventilgehäuse für das Medium Wasser bei geringerer ( $k_{v0}/k_{vs} < 0,01\%$ ) und höherer ( $k_{v0}/k_{vs} \approx 0,2\%$ ) innerer Leck-



**Bild 2a:** Frequenzspektrale eines Körperschallsensors für verschiedene Leckagen und verschiedene Messorte. Für die rote Messreihe war die Leckage  $k_{v0}/k_{vs} < 0,01\%$ , für die grüne und blaue Kurve war die Leckage  $k_{v0}/k_{vs} \approx 0,2\%$ .



**Bild 2b:** Frequenzspektrale eines Körperschallsensors für einen neuen Ventilkegel und einen verschlissenen Kegel (siehe auch Bild 2c).



**Bild 2c:** Im Schließbereich verschlossener Stellventilkegel (siehe auch Bild 2b).

age [3]. Wertet man nur die Frequenzen zwischen 6000 und 20000 Hz aus, dann ist der integrierte Wert bei vorhandener Leckage ca. 15 mal höher als bei zulässiger Leckage. Folglich sind auch kleinere Leckageraten mit  $k_{v0}/k_{vs}$  zwischen ca. 0,05 % und 0,2 % detektierbar.

Es ist also deutlich zu erkennen, dass die Leckage oder überhaupt die Strömung durch das Ventil im Frequenzbereich oberhalb 6000 Hz das Ventilgehäuse zu merklichen Schwingungen anregt. Da Pumpen und Verdichter als weitere bedeutende Schallquelle in verfahrenstechnischen Anlagen in der Regel wesentliche niedrigere Frequenzen anregen, scheint eine Abgrenzung zweier Frequenzbereiche sinnvoll, z. B. 1. Frequenzbereich  $0 < f < 6000$  Hz und 2. Frequenzbereich  $f > 6000$  Hz.

Bild 2b enthält die Frequenzspektren von einem Stellgerät im Neuzustand und bei verschlissenen Kegel (Bild 2c). Der Leckagefaktor  $k_{v0}/k_{vs}$  ist hier deutlich  $> 2\%$ . Der Verhältnisfaktor für die beiden Frequenzspektren für  $f > 6000$  Hz liegt bei ca. 100.

Wäre dieses Stellgerät mit einem Körperschallsensor ausgerüstet gewesen, hätte man eine erhöhte Leckage schon viel früher erkennen und gegebenenfalls früher Ersatzteile beschaffen können (Bild 2c).

## 2. Körperschallsensor und Messort

Die akustische Detektion von Leckageströmen ist natürlich schon länger bekannt, aber auch meist sehr aufwändig und kostenintensiv. Wegen des heutzutage hohen Kostendruckes in der Prozessautomatisierung können aber nur sehr kostengünstige und möglichst integrierte Sensoren zum Einsatz kommen. Weitere Anforderungen sind die Robustheit beim praktischen Einsatz in der verfahrenstechnischen Anlage und der möglichst geringe Bedarf an elektrischer Hilfsenergie wie generell bei Stellungsreglern.

Kostengünstige Sensorik findet man oft in der Automobilindustrie. Dort werden beispielsweise Klopfensoren zur Feststellung von kritischen Klopfzuständen bei Verbrennungsmotoren eingesetzt (Bild 3). Diese sind verbreitet als piezoelektrische Beschleunigungssensoren ausgeführt, welche höheren Temperaturen (bis 200 °C) und starken Schwingungen standhalten. Ohne zusätzliche elektrische Hilfsenergie liefern sie ausreichend starke Spannungssignale [3].

Untersuchungen der Autoren zeigen, dass als Messort der obere Flansch eines Ventilgehäuses oder das Ventiloberteil (Bild 3) vorteilhaft sind.



**Bild 3:** Körperchallsensor (hier Fa. Bosch Typ 0261 231 105) aus dem Bereich der Automobilindustrie (Messort A: Ventiloberteil oder Messort B: oberer Flansch am Ventilgehäuse).

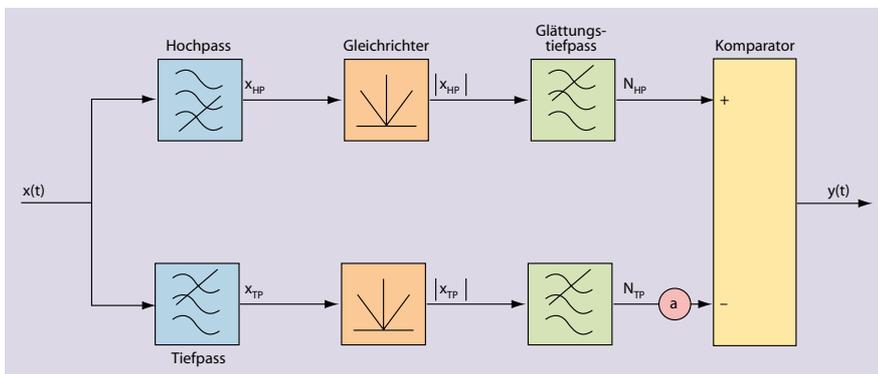
### 3. Auswertelektronik

Eine geeignete Realisierung der Auswertelektronik zeigt Bild 4. Das vom Körperchallsensor erzeugte und verstärkte Signal  $x(t)$  wird zerlegt in einen tief- und in einen hochfrequenten Signalanteil mit einer Grenzfrequenz zwischen 5000 und 8000 Hz. Beide Signalanteile werden gleichgerichtet, geglättet und in einem Komparator verarbeitet [4].

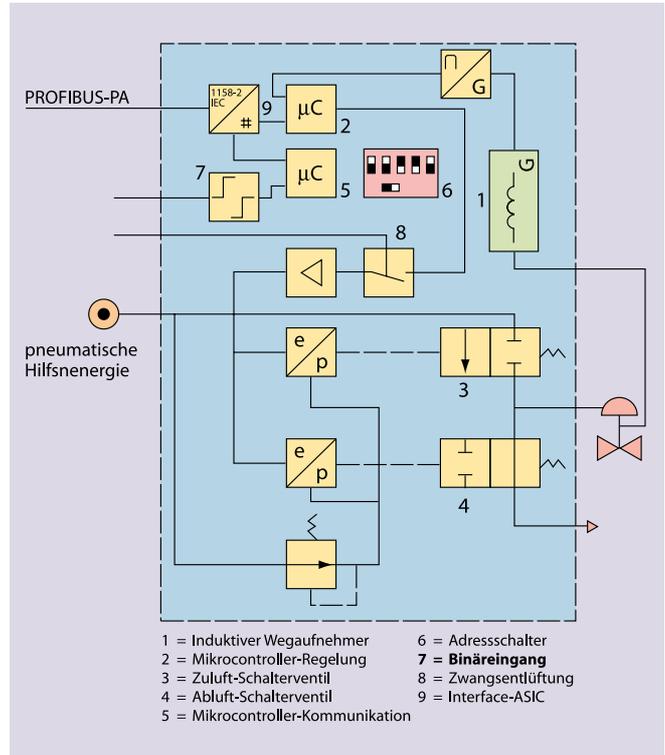
Durch Normieren der Hochpassleistung auf die Tiefpassleistung lassen sich Kalibrationen bei der konkreten Anwendung in einer Anlage weitgehend vermeiden. Überschreitet der Quotient einen Schwellwert, so ist dies ein Merkmal für eine erhöhte innere Leckage des Stellventils. Der Schwellwert wird vom Stellgerätehersteller voreingestellt, kann aber nachträglich vom Anwender für seine Anlagenbedingungen optimal eingestellt werden.

Das Ausgangssignal  $y(t)$  hat dann binären Charakter. Ein solches binäres Signal kann dann wiederum das binäre Eingangssignal für einen digitalen Stellungsregler sein (Bild 5).

Die Auswertelektronik kann im Stellungsregler integriert werden, der auch die Speisung der Elektronik übernimmt.



**Bild 4:** Struktur der Signalverarbeitung [4].



**Bild 5:** Struktur eines digitalen Feldbusstellers (hier SAMSON 3785) mit Binäreingang für Alarmmeldungen.

Meldungen	Datum/Zeit
Verbindungsaufbau	16.05.00 11:41:28
Gebläseinstellungen geändert	16.05.00 11:41:29
Wärmetast erdelt	16.05.00 11:41:28
Erhöhte innere Leckage bei geschlossenem Ventil	16.05.00 11:43:35

**Bild 6:** Statusmeldung „Erhöhte innere Leckage bei geschlossenem Ventil“

Zukünftig sind auch digitale Auswertelektroniken mit Signalprozessoren denkbar, welche weitere Aufgaben übernehmen werden.

### 4. Alarrmeldung

Ein Bedien- und Beobachtungstool (PDM, AMS, Smart Vision usw.) oder ein Diagnosetool erfasst den Status des Binäreinganges und die aktuelle Ventilstellung durch Datenimportierung über den Feldbus. Ist das Ventil geschlossen, kann nach einer bestimmten Wartezeit, die Meldung „Erhöhte innere Leckage bei geschlossenem Ventil“ generiert werden. In Bild 6 ist als Beispiel die denkbare Meldungsliste eines Diagnose- oder Bedientools dargestellt.

### 5. Zusammenfassung

Es wurde ein Leckagedetektionssystem für Stellgeräte vorgestellt, das auf der Kombination eines einfachen und

robusten Low-Cost-Sensors aus der Automobilindustrie für die Detektion von Klopfzuständen bei Verbrennungsmotoren mit einem digitalen Stellungsregler mit integrierter Auswerteelektronik basiert. Dieser Detektor ermöglicht die frühzeitige Erkennung von erhöhter innerer Leckage eines Stellgerätes gegenüber dem Neuzustand.

Dieser Leckagedetektor wurde im Rahmen einer Kooperation zwischen dem Institut für Mess- und Regelungstechnik (Prof. Dr.-Ing. F. Mesch) der Universität Karlsruhe und der SAMSON AG in Frankfurt/Main entwickelt. Die hierbei durchgeführte Diplomarbeit [3] wurde von Herrn Dr. Worch und den Autoren selbst betreut.

## Literatur

- [1] *Kiesbauer, J., Hoffmann, H.:* Verbesserte Prozeßzuverlässigkeit und Wartung mittels digitaler Stellungsregler. atp – Automatisierungstechnische Praxis 40 (1998) H. 2, S. 22–34.
- [2] *Kiesbauer, J.:* Diagnosetools bei Stellgeräten. atp – Automatisierungstechnische Praxis 42 (2000) H. 3, S. 38–45.
- [3] *Weiz, M.:* Experimentelle Untersuchung zur Detektion der Leckage im Kegel-Sitz-Bereich von Stellgeräten mit Beschleunigungssensoren sowie Ableitung eines Detektionsverfahrens aus den Untersuchungsergebnissen. Diplomarbeit am Institut für Mess- und Regelungstechnik mit Maschinenlaboratorium, Universität Karlsruhe (TH), 1999.
- [4] *Mesch, F.:* Anlagenschaltung für die akustische Leckage-Überwachung von Stellventilen. Interner Bericht AV 3/2000 des Institutes für Mess- und Regelungstechnik mit Maschinenlaboratorium, Universität Karlsruhe (TH), 2000.



Dr.-Ing. *Jörg Kiesbauer* ist Leiter der Abteilung „Entwicklungsprüfstand“ der SAMSON AG, Mess- und Regeltechnik, Frankfurt/Main. Hauptarbeitsfelder: Strömungstechnische und akustische Untersuchungen an Stellgeräten und Reglern ohne Hilfsenergie sowie Entwicklung und Optimierung von Berechnungsverfahren. Entwicklung und Erprobung von Diagnosemethoden für Stellgeräte.  
SAMSON AG, Weismüllerstr. 3, D-60314 Frankfurt/Main, Tel. (069) 40 09-464, Fax -920, E-Mail: drki@samson.de



Prof. Dr.-Ing. *Heinfried Hoffmann* leitet als Mitglied des Vorstandes der SAMSON AG, Mess- und Regeltechnik, Frankfurt/Main, den Bereich Entwicklung mit den Abteilungen für Stellgeräte und Anbauteile, Regler ohne Hilfsenergie, Elektronik und Pneumatik.  
Adresse: siehe oben, Tel. (069) 4009-425, Fax -5 07, E-Mail: profh@samson.de



## Produktankündigung

**Erster und einziger**  
magnetisch-induktiver Durchflussmesser  
mit **hybrider Anschlusstechnik**

### ALTOFLUX 2W

Es ist soweit. In Kürze ist ein Wunschtraum vieler Anwender und Anlagenbauer lieferbar. Ein magnetisch-induktiver Durchflussmesser (MID) in 2-Leiter-Technik mit der Zuverlässigkeit und der Genauigkeit eines "normalen" MID's: z.B. als kostengünstiger Ersatz für wartungsintensive Wirkdruck- oder Turbinen-Durchflussmesser.

#### Der Clou - die hybride Anschlusstechnik

Bei 2-Leiter-MID's sind wegen der geringen verfügbaren Leistung Feldstrom und Feldfrequenz reduziert. Dies ist für 90% aller Anwendungen jedoch ohne Bedeutung. Für die restlichen Anwendungsfälle lassen sich an die 2-Leiter-MID's eine zweite, zusätzliche Hilfsenergiequelle anschließen. Diese dient ausschließlich zur Erhöhung des Signalstörabstandes. So lassen sich die KROHNE 2-Leiter-MID's an jede Messsituation anpassen, **ohne Umbau oder Austausch der Geräte.**

Einfach zwei zusätzliche Drähte aus einem Speisetrenner anschließen, schon wird aus einem 2-Leiter- ein 4-Leiter-MID, aber mit erheblich höherer Störunterdrückung.

#### Highlights

- eigensichere Anschlusstechnik, Speisung durch das 4-20 mA Einheitssignal
- Baugrößen DN 10 - 150, 3/8" - 6"
- bewährte, edelstahlverstärkte Teflon®-PFA Auskleidung
- hohe Messgenauigkeit, Fehler < 0,5% v.M.
- wartungsfreundlich, KROHNE EEx-Konzept in Zündschutzart "druckfeste" Kapselung
- örtliche Anzeige und HART®-Kommunikation
- zukunftsicher durch Feldbusanbindung

e-mail: [zwei-leiter@krohne.de](mailto:zwei-leiter@krohne.de)

**KROHNE**

The Level and Flow Company

KROHNE Messtechnik GmbH & Co. KG • Ludwig-Krohne-Str. • 47058 Duisburg  
Deutschland • Tel. +49 (203) 301 - 0 • Fax +49 (203) 301 - 389

---

## Intelligenter Grenzsinalgeber für Auf/Zu-Armaturen in der Prozesstechnik



Sonderdruck aus  
„atp – Automatisierungstechnische Praxis“  
5/2009 · 51. Jahrgang  
„www.atp-online.de“

Verfasser:  
Dr. Thomas Karte, SAMSON AG  
Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer, SAMSON AG  
Karl-Bernd Schärtner, SAMSON AG

---



# Intelligenter Grenzsinalgeber für Auf/Zu-Armaturen in der Prozesstechnik

Dr. Thomas Karte, Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer und Karl-Bernd Schärtner, SAMSON AG

In dem Beitrag „Smart und sicher ...“ [1] vom Dezember 2007 werden Trends bei der Automatisierung von Auf/Zu-Armaturen aufgezeigt. Entsprechend den allgemeinen Bestrebungen nach höherer Verfügbarkeit, höherer Zuverlässigkeit und Kostensenkung schreitet die Automatisierung auf diesem Feld qualitativ und quantitativ voran. Im vorliegenden Beitrag wird eine konkrete technische Lösung beschrieben. Erstmals ist es gelungen, ein mikrorechnerbasiertes Gerät ausschließlich mit einem Signal entsprechend IEC 60947-5-6 (Namursignal) durch Zweileiterspeisung zu versorgen. Damit kann eine neue Gerätegeneration mit entsprechend neuen Möglichkeiten ohne Änderung der Verkabelung oder geänderte Signalpegel klassische Magnetventile und Endlagenschalter ersetzen. Für den Anwender ergibt sich ein erheblicher Zusatznutzen durch Funktionalitäten wie Selbstabgleich und Diagnose, die bisher nur von Stellungsreglern bekannt waren.

Automatisierung von Auf/Zu-Armaturen / Stellungsregler / Magnetventil / Grenzkontakt / Asset Management

## Intelligent Valve Monitor for On/off Control Valves in Process Engineering

In the article entitled „Smart and Reliable Whether On or Off – Valve Automation Trends“ [1] of December 2007, trends in the automation of On/Off control valves were illustrated. To meet the general demand for higher plant availability, superior reliability and lower costs, both the quality and quantity of automation systems used in this field continue to advance. In this article, an actual technical solution is described. For the first time, a manufacturer succeeded in building a microcomputerbased device that is exclusively supplied with a signal according to IEC 60947-5-6 (NAMUR signal) using a two-wire supply. As a result, a new generation of devices offering new opportunities can replace the classical solenoid valves and limit switches without requiring the cabling or signal levels to be changed. Plant operators additionally benefit from enhanced functions (e.g. self-tuning and diagnostics) that, until now, only positioners provided.

Automation for On/Off valves / Positioner / Solenoid valve / Limits witch / Asset Management

## Einleitung

Im Artikel „Smart und sicher bei Auf/Zu-Automatisierungstrends bei Armaturen“ [1] wird Entwicklung und derzeitiger Stand der Technik bezüglich der Automatisierung von Auf/Zu-Armaturen beschrieben. Auf/Zu-Armaturen werden im Wesentlichen mit Magnetventilen zur Ansteuerung und Endlagenschaltern zur binären Signalisierung der Position ausgerüstet. In dem zitierten Artikel werden als wesentliche Eckpunkte der historischen Entwicklung genannt:

- VDI 3845 regelt die Anbaumöglichkeiten gegenüber der Antriebsseite
- Das rohrlose Anflanschen von Magnetventilen nach VDI/VDE 3845
- Die mögliche Integration von Endlagenschalter und Magnetventil in einem Gehäuse. Wird diese Lösung gewählt, muss aber auf rohrloses Anflanschen des Magnetventils verzichtet werden
- Beginnender Einsatz von Stellungsreglern in herausgehobenen Anwendungen wie zum Beispiel Sicherheitskreisen, die besondere Maßnahmen wie z. B. Diagnose, aktive Tests, eingehende Überwachung und/oder Dokumentation des Zustandes angeschlossener Geräte erfordern [2].

Entsprechend diesen Anforderungen ist eine breite Palette von Endlagenschaltern und Magnetventilen in verschiedenen Bauformen, Kombinationen und Montageformen marktgängig. Bei den im letzten Punkt aufgezählten besonderen Anwendungen werden Stellungsregler eingesetzt, quasi als Anleihe aus dem Gebiet der Technologie kontinuierlich regelnder Armaturen. Sie eignen sich, die zitierten, weitergehenden Forderungen zu erfüllen. Dabei müssen aber höhere Kosten in Kauf genommen werden.

Noch schwerwiegender ist der Nachteil der unterschiedlichen Anschlusstechnik; statt der für Magnetventil und Endlagenschalter üblichen Leitungen für 24 Volt und „Namursignal“ (IEC 60947-5-6) muss nun mit 4–20 mA angesteuert werden. Für einige Anwendungsfälle sind diese Stellungsregler von unschätzbarem Wert, bei anderen ist die genaue Positioniermöglichkeit der Armatur und umfassende Diagnosemöglichkeit aber nicht zwingend erforderlich. Es entwickelt sich daher eine spezifische Gerätetechnologie mit einem Leistungsspektrum etwa „zwischen“ Magnetventil und Stellungsregler, die genau auf den Automatisierungsbedarf einer Großzahl von Auf/Zu-Armaturen zugeschnitten ist.

Der bisherige Stand der Technik kann in etwa durch folgende Eigenschaften beschrieben werden:

- Integration von Magnetventilfunktionalität und Endlagenschalter in einem Gehäuse
- Anflanschen spezieller Lösungen an pneumatische Schwenkantriebe, die dann aber – abweichend von VDI 3845 – speziell modifiziert sind
- Kompakter Aufbau von Antrieb und Automatisierungskomponenten, Vermarktung als Gesamtgerät
- Modulare Kommunikationskonzepte, die vom Signal des klassischen induktiven Endlagenschalters über 4–20 mA Zweileiteranschluss bis zu Feldbustechnik alle Anschlussmöglichkeiten bieten
- Halbautomatischer Abgleich, d. h. nach manuell gesteuertem Anfahren der Endlage kann ein gewünschter Schaltpunkt durch Tastendruck konfiguriert werden, dadurch entfallen fehlerträchtige, mechanische Einstellarbeiten
- Fortgeschrittene Funktionalität geht in aller Regel mit dem Nachteil einer zusätzlichen Hilfsenergieversorgung einher

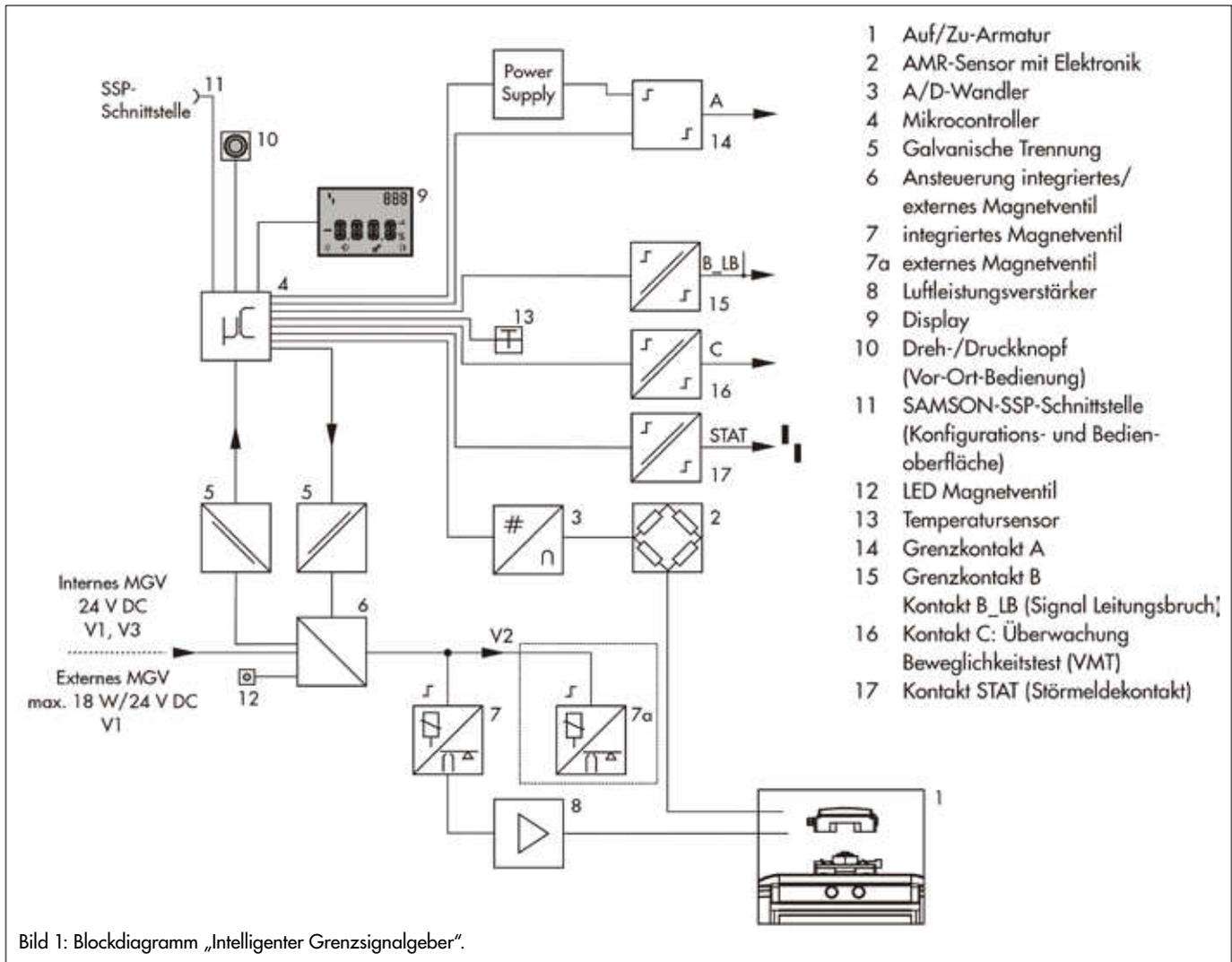
Zieleigenschaften einer neuen Gerätegeneration aus Sicht des Endkunden sind:

- Integrierter Anbau
- Anschluss an vorhandene Verkabelung und IO-Karten des Leitsystems oder der sicherheitsgerichteten Steuerung
- Durchgängiges Konzept für alle Antriebsgrößen
- Zusatznutzen wie
  - Erhöhte Genauigkeit
  - Diagnose
  - Automatische Inbetriebnahme

Im vorliegenden Beitrag wird ein neuer, „intelligenter“ Grenzsinalgeber vorgestellt, der oben stehende Forderungen weitgehend erfüllt und damit die Grenzlinie des „Standes der Technik“ in einigen wesentlichen Punkten verschiebt.

## „Intelligenter Grenzsinalgeber“

Der „elektronische Grenzsinalgeber“ vereint in einem Gehäuse die Funktionalität von Endlagenschaltern und Magnetventil. Die elektrischen Anschlüsse sind unter der Prämisse ausgelegt, vorhandene Verkabelung und Instrumentierungsgewohnheiten nicht zu verändern, insofern werden ausschließlich die Standardsignale für Grenzwertschalter („Namursignal“ bzw. Signal nach IEC 60947-5-6) und 24 Volt für das Magnetventil verwendet. Insgesamt umfasst das Gerät drei Grenzlagenschalter und einen Alarmkontakt, alle entsprechend „Namur“. Die Steuerluft für den Antrieb ist über Bohrungen im Gehäuseboden geführt, das Gerät ist also für den integrierten Anbau vorgesehen. An passende pneumatische Antriebe kann einfach durch Anflanschen angebaut werden, es entsteht ein außerordentlich robuster und kompakter automatisierter Antrieb.



### Blockdiagramm

Ein Blick auf das Blockdiagramm (Bild 1) zeigt den inneren Aufbau des Gerätes. Die Struktur ist auf den ersten Blick ähnlich einem Stellungsregler. Ein Mikrorechner wird über die angeschlossenen Signalleitungen versorgt und steuert zentral die Funktion aller Komponenten. Neu ist, dass es erstmalig gelingt, diesen Aufbau aus dem „Namursignal“ eines einzigen Anschlusses (Bild 1, Anschluss 14) zu speisen, d. h. den Energieverbrauch der Schaltung auf kleiner 5 mW und den Strombedarf auf kleiner 1 mA zu senken.

Das Blockdiagramm zeigt im Signalisierungsteil die Verwendung eines analogen Wegsensors (Bild 1, Sensor 2). Dem einfachen mechanischen Anbau und der Verschleißfestigkeit kommt der berührungslose Abgriff des Signals zugute. Der Sensor ist temperatur- und langzeitstabil, hierin liegt ein wichtiger Fortschritt gegenüber der Technologie induktiver Sensoren. Die Position des angeschlossenen Antriebes wird mit einer Genauigkeit besser 1 % bezogen auf 90 Grad erfasst. Bild 2 zeigt am Beispiel

der gemessenen Durchflusskennlinie einer Klappe, dass ein Messfehler der Klappenposition in Schließstellung im Prozentbereich bereits einen Durchfluss ebenfalls von einigen Prozent des maximalen Durchflusswertes zur Folge haben kann, entsprechend hat die genaue Signalisierung der Endlage des intelligenten Grenzsignalgebers in manchen Anwendungen eine entscheidende Bedeutung. Der Mikrorechner bildet aus dem analogen Wegsignal entsprechend benutzereinstellbarer Werte für Endlage und Hysterese die binären Schaltinformationen. Es sind drei Schaltkontakte vorhanden, dadurch kann neben den Endlagen ein weiterer Positionsbereich signalisiert werden. Das Magnetventil wird über den 24 Volteingang in klassischer Manier geschaltet. Neu ist, dass der Zustand des 24 Volteinganges über den Mikrorechner überwacht wird. Zusammen mit der – zeitaufgelösten – Weginformation bildet dies die Grundlage für umfangreiche Diagnosemöglichkeiten. Ebenfalls neu ist die mögliche Abschaltung des Magnetventils durch den Mikrorechner. Damit kann eine automatische Inbetriebnahme durchgeführt werden.

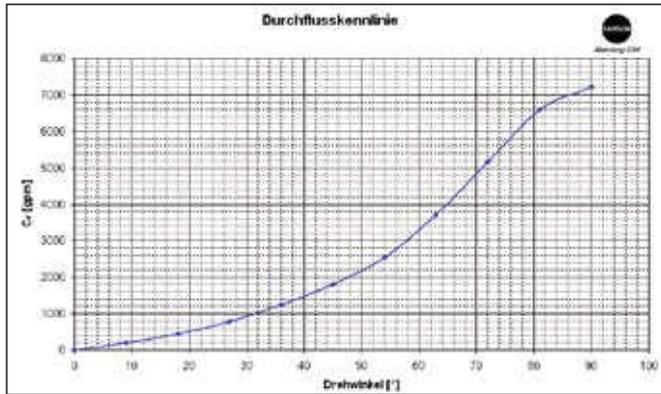


Bild 2: Typische Durchflusskennlinie einer Klappe

Eingangssignal 24 V	Schaltsignal Mikrorechner	Zustand Magnetventil
0	0	0
0	1	0
1	0	0
1	1	1

Tabelle 1: Schaltbedingung für Magnetventil

Diese ist genau, reproduzierbar und dokumentierbar – völlig unabhängig von speziellen Kenntnissen und Fähigkeiten des Bedienpersonals. Weiterhin kann zu Diagnosezwecken ein Advanced Partial Stroke Test durchgeführt werden. Die Priorität im Zugriff auf das Magnetventil durch die beiden Partner 24 Volt-Eingang und Mikrorechner wurde auf den 24 Volt-Eingang gelegt, eine entsprechende Wahrheitstabelle zeigt Tabelle 1. Bei spannungslosem Eingang schaltet also immer das Magnetventil ab, eine Rückspeisung durch die Mikrorechnerschaltung ist ausgeschlossen.

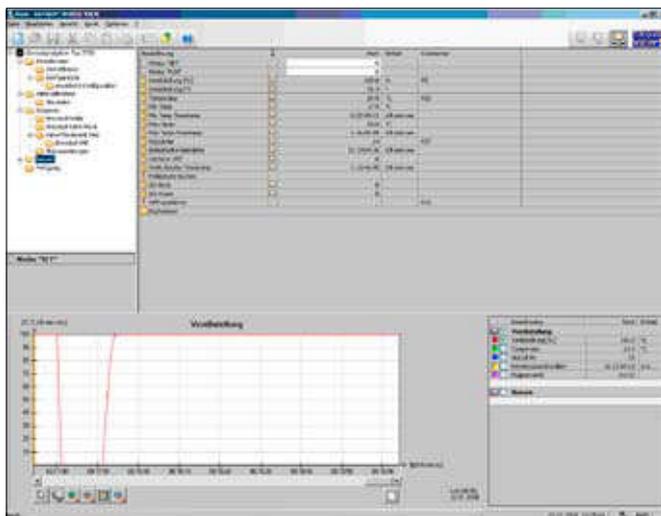


Bild 3: Bedienoberfläche



Bild 4: Geräteansicht Grenzsignalgeber

Diese Eigenschaft wie auch die sichere Signalisierung ist durch eine externe, fachkundige Stelle zertifiziert, so dass ein Einsatz in sicherheitsgerichteten Kreisen möglich ist. Die Bedienung des Gerätes erfolgt über eine lokale Schnittstelle, die über Druckdrehknopf und Display den Zugriff auf alle Parameter erlaubt. Wegen der Möglichkeit des Einsatzes in sicherheitsgerichteten Kreisen ist auch an eine Verifikation von Display und eingestellten Werten gedacht worden. Alle Funktionen sind aber auch über eine lokale serielle Schnittstelle und PC zugänglich, ein typisches Bild aus der zugehörigen Benutzeroberfläche zeigt Bild 3. Diese Einstellmöglichkeit ist noch schneller und eleganter und bietet darüber hinaus die Möglichkeit, vorgenommene Einstellungen und die „Gerätesignatur“ zu dokumentieren und archivieren.

**Integrierter Anbau, optional externes Magnetventil**

Die Vorteile des integrierten Anbaus sind aus dem Bereich der Regelventile gut bekannt und dort seit vielen Jahren markt-gängig. Einfache Montage, erhöhte Robustheit, deutlich verringerter materieller Aufwand für Anbaukomponenten stehen auf der Habenseite. Bild 4 zeigt den montierten Grenzsignalgeber in der Bauform integrierter Anbau, Bild 5 verdeutlicht die einfache Montage. Aufgrund des berührungslosen Wegsensors entfällt jede Kopplung beweglicher Hebel und jegliche Einstellarbeit. Als Nachteil des integrierten Anbaus könnte eingewendet werden, dass speziell modifizierte Antriebe nötig sind. Erstaunlicherweise hat der Markt im Fall der Regelventile anders entschieden, der integrierte Anbau dominiert über den normierten „Namuranbau“; eine in langen Diskussionen erzielte Einigung über eine Normierung des integrierten Anbaus ist durch die VDI 3847 erfolgt. Diese hat aber kaum praktische Bedeutung erlangt. Die Verfügbarkeit eines preisgünstigen, leistungsstarken und kompakten automatisierten Schwenkantriebes kommt dem

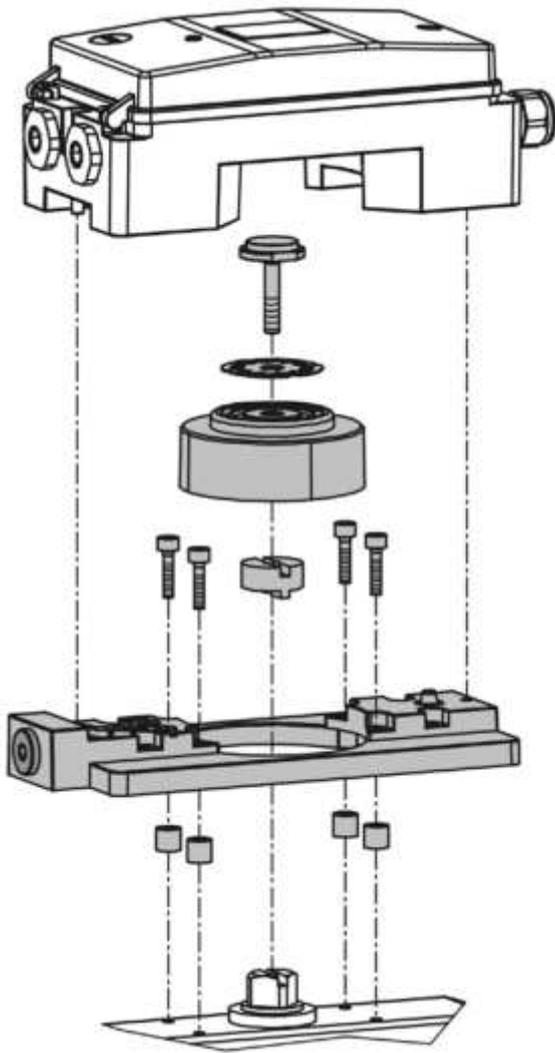


Bild 5: Montagebild



Bild 7: Grenzsinalgeber mit externem Magnetventil

Kundenwunsch nach funktionalen Einheiten entgegen. Die Bestellung einzelner Komponenten und deren lokale Montage stellt demgegenüber einen erheblich erhöhten Aufwand dar. Der integrierte Anbau bietet weiterhin den Vorteil, die verfügbare Luftleistung vollständig dem Antrieb zur Verfügung zu stellen, es gibt keine Drosselstellen durch externe Verrohrung. Für Antriebe mittlerer Größe ist die installierte Luftleistung mit einem  $k_v$ -Wert von ca. 0,3 ausreichend, Bild 6 verdeutlicht, dass größere Luftleistungen durch die interne Luftführung der Antriebe abgedrosselt werden. Werden bei sehr großen Bauformen der Antriebe doch höhere Luftleistungen verlangt als in dem kompakten Gehäuse verfügbar, kann eine Variante mit externem Magnetventil verwendet werden (Bild 7). Funktionalität und Blockdiagramm sind hier gleich der oben beschriebenen Ausführung, das Magnetventil sitzt aber extern, vorteilhafterweise direkt an der „Namur“-Schnittstelle wie in [1] beschrieben. In diesem Fall werden die 24 Volt mit Hilfe entsprechender Klemmen durch das Gehäuse „durchgeschleift“, die Beeinflussungsmöglichkeit durch den Mikrorechner sind exakt wie oben beschrieben. Besonders vorteilhaft ist hierbei die Möglichkeit, auch Magnetventile mit Zündschutzart EEx-e zu verwenden. Bild 8 und Bild 9 zeigen für die Varianten internes Magnetventil/externes Magnetventil jeweils Klemmenplan und entsprechende Gerätevariante.

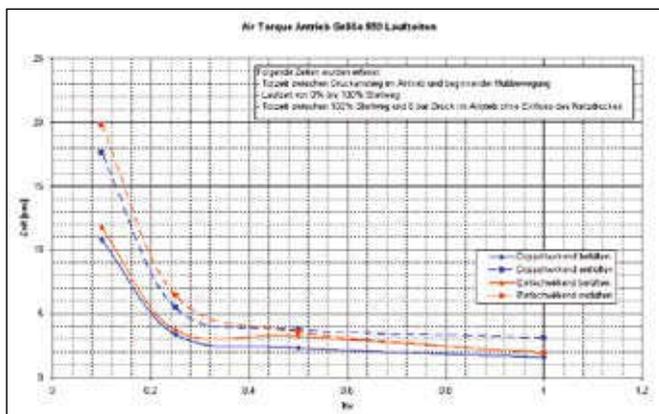


Bild 6: Antriebsstellzeiten über  $k_v$ -Wert Magnetventil

### Diagnose

Im Gerät sind umfangreiche Diagnosefunktionen realisiert. Unter den rein passiven Beobachtungen ist der wichtigste Wert die genaue Position des Antriebes. Bereits dieser Messwert erlaubt durch seine Genauigkeit differenzierte Aussagen über den Zustand des Antriebes und mögliche Probleme. Es sei erlaubt darauf hinzuweisen, dass klassische induktive Grenz-

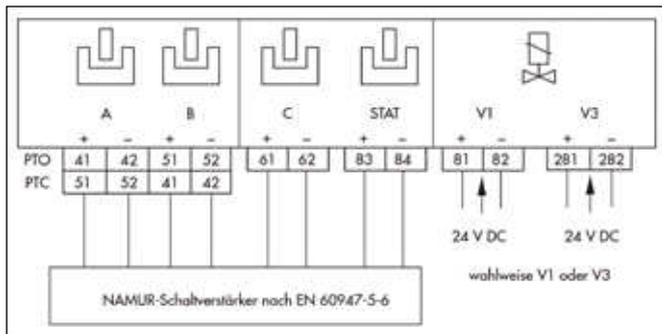


Bild 8: Geräteaufsicht und Klemmenplan „integriertes Magnetventil“

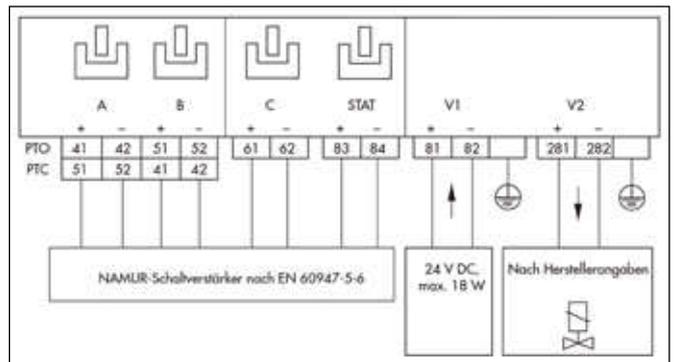


Bild 9: Geräteaufsicht und Klemmenplan „externes Magnetventil“

schalter je nach verwendetem Aufbau eine Messgenauigkeit im Bereich einiger Prozent oder auch größer 10 % aufweisen; weiterhin ist die nicht unerhebliche Temperaturdrift zu nennen. Weitere passiv erfasste Werte sind

- Betriebsstundenzähler
- Temperaturerfassung mit aktuellem Messwert, Speicherung von Min/Maxwert
- Erfassung von Laufzeit
- Totzeit
- Protokollierung von Ventilbewegungen.

Ein Advanced Partial Stroke Test erlaubt es, den angeschlossenen Antrieb in wählbaren Zeitintervallen zu betätigen. Dabei wird der Antrieb in einem Teilbereich ähnlich dem Partial Stroke-Verfahren bei Stellungsreglern [2] bewegt. Der Vorteil ist, dass zur Ansteuerung dabei das gleiche Magnetventil verwendet und damit auch getestet wird, das auch im Betriebsfall den Antrieb betätigt. Während dieses Tests werden verschiedene Parameter wie z. B. die Totzeit oder Verfahrzeit erfasst und mit einer während eines Initialisierungslaufes erfassten „Normalsignatur“ verglichen. Durch diese Hilfsmittel können Veränderungen am Antrieb, wie z. B.

erhöhte Reibung, erkannt werden.

Dieser bedeutende Schritt hin zur Diagnose in einem speziellen Gerät für Auf/Zu-Armaturen kann hier nicht mit allen Implikationen erörtert werden. Es sei auf ausführliche Publikationen aus dem Gebiet der analogen Regelarmaturen verwiesen [3].

### Zertifizierte Sicherheit

Eine besonders wichtige Eigenschaft des Gerätes ist nicht durch Eintrag im Blockdiagramm dargestellt. Das Gerät ist durch externe fachkundige Stelle für den Betrieb in sicherheitsgerichteten Kreisen bis SIL 3 zertifiziert. Die geprüfte Sicherheitsfunktion bezieht sich dabei auf

- die Fähigkeit zur sicheren Abschaltung durch das Magnetventil
- die Fähigkeit zur sicheren Signalisierung und Anzeige der Endlage.

Ein Ersatz vorhandener Magnetventile und vorhandener Endlagenschalter ist damit ohne Abstriche an Zuverlässigkeit möglich. Im Gegenteil, die oben skizzierten Möglichkeiten der Diagnose können in vielen Fällen in Richtung erhöhter Zuverlässigkeit wirken. Intern wird das Gerät durch umfang-

	Antrieb mit intelligentem Grenzsignalgeber	Klassischer Aufbau
<b>Beschaffung</b>		
Geräteauswahl	Bestellung einer Komponente mit Kenndaten für Schließzeit	Bestellung mehrerer Komponenten und Zubehör für Montage und Verrohrung
Geräteanschaffung	Gerätekosten	Kosten für Gerät, Montage und Test
<b>Montage</b>		
Montage	Magnetventil und Grenzlagenschalter befinden sich in einem Gehäuse und werden in einer Montageebene angeflanscht	Aufbau separater Komponenten, Verrohrung und Verdrahtung
Einstellung	Automatisch mit konsistentem Ergebnis	Manuell, Ergebnis vom Kenntnisstand des Personals abhängig
Dokumentation	Elektronisch möglich, keine externen Messmittel nötig	Manuell, visuelle Beobachtung oder Aufbau und Anschluss externer Messmittel
<b>Inbetriebnahme</b>		
Überprüfung	Simulation der Ausgangssignale für Leitungstest durch Gerätefunktionalität	Leitungstest mit Hilfe externer Stromgeber, Umklemmen der Leitungen
Genauigkeit Endlagensignal	Besser 1 % für absolute Genauigkeit, Temperaturdrift besser	Gering, abhängig von mechanischem Aufbau und Geschick des Bedieners, Temperaturdrift
<b>Laufende Wartung</b>		
Wiederkehrende Prüfung Gerät	Automatisch, selbsttätig	Manuell
Wiederkehrende Prüfung Armatur	Automatisch, selbsttätig	Manuell
Dokumentation der wiederkehrenden Prüfung	Automatische, geräteinterne Aufzeichnung, Übertragung der Daten auf PC möglich	Manuell
<b>Unvorhergesehener Ausfall</b>		
Erhöhte Zuverlässigkeit	Hohe Zuverlässigkeit	Zuverlässigkeit abhängig vom mechanischen Aufbau
Diagnose von Frühausfällen	Je nach Prozess und Fehlerart möglich	
Fehlerfall: Prüfaufwand	Gering, Eigendiagnose	Von Erfahrung und Ausbildung des Bedieners abhängig
Fehlerfall: Reparaturaufwand in der Anlage	Austausch mit Schnittstelle „Flansch“ möglich, befestigt durch zwei Schrauben	Hoher Montageaufwand abhängig vom speziellen mechanischen Aufbau

Tabelle 2: Anwendernutzen entlang des Lebenszyklus

reiche Diagnosealgorithmen ständig selbsttätig überwacht, ein Fehlerzustand wird über den Status Leitungsbruch (Stromwert an Grenzkontakt B kleiner als 50  $\mu$ A) an das überwachende Schaltgerät oder Leitsystem gemeldet.

#### Kosteneinsparung im Modell des Lebenszyklus

Stichwortartig sollen die mannigfaltigen Anwendernutzen dieser neuartigen Technologie aufgelistet werden; hier bietet

sich eine Kategorisierung entlang des Lebenszyklus an (Tabelle 2). Gegenstand dieses schlagwortartigen Vergleichs soll ein Antrieb sein, der entweder mit dem neuen, intelligenten Grenzsignalgeber automatisiert wird oder durch separaten Anbau von Magnetventil und Endlagenschalter. Eine genauere Analyse müsste natürlich an einem genau spezifizierten Beispiel gegeben werden, hier sollen nur Denkanstöße vermittelt werden.

## Zusammenfassung

Wie stets erweitern sich die Grenzen der Automatisierungstechnik ständig, besonders spannend ist im Bereich der Armaturen die Gruppe der Auf/Zu-Armaturen. In diesem Zusammenhang wurde eine neue Gerätegeneration vorgestellt. In einem Gehäuse integriert können Magnetventil und Grenzsignalgeber an Standardsignalen und Standardverkabelung betrieben werden. Der integrierte Anbau an den Antrieb ermöglicht besonders kostengünstige und zuverlässige Montage. Bei Regelventilen und Stellungsreglern sind Selbstabgleich und Diagnose längst üblich, nun sind diese Hilfsmittel auch für Auf/Zu-Ventile verfügbar und führen zu erheblichen Vorteilen über den gesamten Lebenszyklus hinweg. Das vorgestellte Gerät mit den oben stehend kurz beschriebenen Charakteristika erweitert den Stand der Technik, auf weitere Entwicklungen kann man gespannt sein. Als wichtiger nächster Schritt wird über Erfahrungen im praktischen Betrieb und die Beurteilung durch den Anwender zu berichten sein.

## Literatur

- [1] Kiesbauer, J., König, G.: „Smart und sicher bei Auf/Zu – Automatisierungstrends bei Armaturen“, Industriearmaturen, Heft 4, Dezember 2007.
- [2] Karte, T., Kiesbauer, J.: „Diagnosefähige Ventilstellungsregler und ihre Anwendung in sicherheitsgerichteten Kreisen“, Industriearmaturen, Heft 3, September 2008.
- [3] Kiesbauer, J.: „Neues integriertes Diagnosekonzept bei digitalen Stellungsreglern“, atp - Automatisierungstechnische Praxis, Jahrgang 46, Heft 4, 2004.



Dr. Thomas Karte beschäftigt sich bei der SAMSON AG in Frankfurt mit der Anwendungstechnik elektropneumatischer Geräte. Er ist Mitglied im FA 6.13 der GMA - VDI/VDE und im DKE GK 914.  
SAMSON AG, MESS- UND REGELTECHNIK  
Weismüllerstr. 3, 60314 Frankfurt am Main,  
Telefon: +49 69 4009 2086,  
E-Mail: tkarte@samson.de



Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer ist Mitglied des Vorstandes für Forschung und Entwicklung der SAMSON AG, MESS- UND REGELTECHNIK, Frankfurt/Main.  
Normungsaktivitäten: Working Group 9 Final Control Elements des IEC SC 65B, DKE K 963 Stellgeräte für strömende Stoffe sowie ISA SP 75 Control Valve Standards.  
SAMSON AG, MESS- UND REGELTECHNIK  
Weismüllerstr. 3, 60314 Frankfurt am Main,  
Telefon: +49 69 4009 1300,  
E-Mail: drjkiesbauer@samson-ag.com



Dipl.-Ing. (FH) Karl-Bernd Schärtner ist Leiter der Entwicklung Pneumatik der SAMSON AG, MESS- UND REGELTECHNIK in Frankfurt/Main.  
SAMSON AG, MESS- UND REGELTECHNIK  
Weismüllerstr. 3, 60314 Frankfurt,  
Telefon: +49 69 4009 1320,  
E-Mail: kschaertner@samson.de





SAMSON AG · MESS- UND REGELTECHNIK · Weismüllerstraße 3 · 60314 Frankfurt am Main  
Telefon: 069 4009-0 · Telefax: 069 4009-1507 · E-Mail: [samson@samson.de](mailto:samson@samson.de) · Internet: [www.samson.de](http://www.samson.de)

# Drahtlose Regelungen mit WirelessHART

## WirelessHART am Beispiel einer Durchflussregelung

Thomas Stein, TU-Darmstadt, Ulrich Konigorski, TU-Darmstadt, Jörg Kiesbauer, SAMSON, Julian Fuchs, SAMSON

Dieser Artikel beschreibt WirelessHART als Übertragungsprotokoll in Prozessregelkreisen mit dezentralen Reglern für Systeme, deren Zeitkonstanten deutlich kleiner sind als die Übertragungsintervalle der Funkübertragungsstrecke zwischen Sensoren und Aktoren. Das Verbesserungspotential von WirelessHART im Regelkreis wird herausgearbeitet und der Reglerentwurf wird am Beispiel einer Durchflussregelung veranschaulicht. Das Potential von Regelungen mit drahtlosen Rückführungen unter Berücksichtigung von Paketausfällen wird durch Simulation und durch Messungen an einem realen Versuchsstand gezeigt.

WirelessHART / Paketausfälle / Regelkonzepte / Paketausfallkompensation / Totzeit

Wireless control with WirelessHART

This article focuses on the operation of WirelessHART as transmission protocol in the field of process control with decentral controllers for systems with small-time constants compared to the wireless transmission interval between sensors and actuators. The potential for improvement of WirelessHART for control applications will be described and the controller design will be shown with an example of flow control. The potential of controller with wireless feedback in respect of packet loss will be demonstrated with simulations and measurement on a test rig.

WirelessHART / packet loss / control concepts / predictive outage compensation / dead time

Drahtlose Kommunikation in industriellen Anlagen hat in den letzten Jahren zunehmend an Bedeutung gewonnen. Einer der am weitesten verbreiteten Standards ist IEEE 802.11.x. Auf diesem basieren alle WLAN (wireless local area networks). Ein großer Nachteil ist hierbei jedoch der Energieverbrauch aufgrund der hohen Übertragungsbandbreite dieses Funkstandards. In der Feldebene industrieller Netzwerke wird eine derart große Bandbreite, welche der IEEE 802.11.x-Standard und die darauf basierenden Protokolle zur Verfügung stellen, für die meisten Anwendungsfälle nicht benötigt. Die Hauptanforderungen liegen in diesem Anwendungsfeld auf einer zuverlässigen Übertragung der Messwerte von Sensoren oder Stellgrößen zu Aktoren bei gleichzeitig niedrigem Energieverbrauch der Funkkomponenten. Hierdurch wird es ermöglicht, Sensoren ausschließlich mittels mobiler Energiespeicher und somit vollständig drahtlos betreiben zu können.

Diese Anforderungen erfüllt der IEEE 802.15.4-Standard, welcher es ermöglicht, bis zu 250 kBit/s zu übertragen, wenn alle der 16 zur Verfügung stehenden Kanäle im 2,4 Ghz Frequenzband gleichzeitig für Übertragungsvorgänge genutzt werden. Der Standard IEEE-802.15.4 wird von verschiedenen Protokollen wie ZigBee, ISA100.11a und WirelessHART genutzt.

In dieser Arbeit wird ausschließlich das von der HART Communication Foundation 2007 eingeführte WirelessHART als Übertragungsprotokoll betrachtet. Es basiert auf der seit Ende der 80er Jahre existierenden drahtgebundenen HART-Übertragung [1].

Derzeit wird WirelessHART in industriellen Prozessen hauptsächlich für Monitoring und Konfigurationsaufgaben genutzt. In einigen Arbeiten, wie in [2], [3], [4] und [5], werden Regelungen in drahtlosen Netzwerken untersucht und Methoden zur Paketausfallkompensation vorgestellt. Insbesondere in [6] wird aufgezeigt, dass WirelessHART im Uplink-Datenverkehr deterministisches Verhalten aufweist, aber nicht bei der Downlink-Übertragung von Daten. Dies stellt jedoch an regelungstechnische Anwendungen hohe Anforderungen und diese sollen in der vorliegenden Arbeit untersucht werden.

## 1. Struktur eines WirelessHART-Netzwerks

Ein Netzwerk, welches WirelessHART als Protokoll zur Übertragung von Messwerten und Informationen nutzt, besteht aus einem Gateway, den zugehörigen Accesspoints, die in der Regel im Gateway verbaut sind, und den Netzwerkteilnehmern, den Feldgeräten. Mit dem Gateway verbunden bzw. in ihm integriert sind der Network-Manager und der Security-Manager. Die Aufgabe des Netzwerkmanagers ist es, das WirelessHART-Netzwerk zu organisieren, die für das Netzwerk notwendigen Graphen zu planen und die Zeitplanung für die Übertragung von Daten zwischen den einzelnen Feldgeräten, den Accesspoints und dem Gateway durchzuführen. Strukturell werden zwischen den einzelnen Geräten, die miteinander in Reichweite sind, drahtlose Verbindungen hergestellt. Dadurch entsteht ein vermaschtes Netzwerk, welches die Grundlage für den Netzwerkgraph aus Bild 1(a) bildet. Anhand des Netzwerkgraphen und mithilfe von Algorithmen, wie beispielsweise in [7] und [8] beschrieben, werden

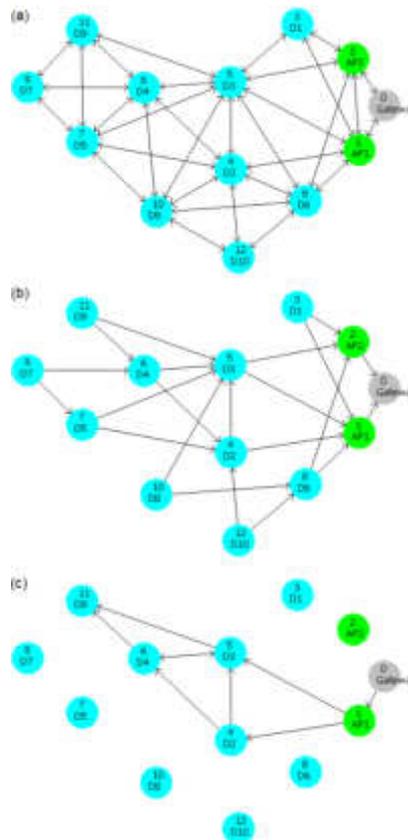


Bild 1: (a) Netzwerkgraph (b) Uplink-Graph (c) Downlink-Graph zu Node D9

für das Beispielnetzwerk der Broadcast-Graph, der Uplink-Graph (Bild 1(b)) und schließlich die Downlink-Graphen (c) zu jedem Feldgerät erstellt. Anhand dieser Graphen und der Information darüber, bei welchem Gerät der Burstmodus aktiviert ist und in welchem Intervall dieser stattfindet, werden vom Netzwerkmanager für jeden Netzwerkteilnehmer die Übertragungspläne generiert und an die einzelnen Netzwerkteilnehmer übermittelt. Anhand dieser Übertragungstabellen ist jedem Netzwerkteilnehmer eindeutig zugewiesen, zu welchem Zeitpunkt und auf welchem Kanal er Daten senden oder Daten empfangen soll. Hierdurch ist es möglich, Feldgeräte in Zeiten, für die keine Übertragungsvorgänge geplant sind, für die jeweiligen Timeslots in einen Schlafmodus zu versetzen. Die damit erreichbare Energieersparnis ermöglicht eine deutlich längere Standzeit des mobilen Energiespeichers.

## 2. WirelessHART im Regelkreis

In heutigen industriellen Anlagen werden Regelungen meistens zentral über einen Anlagenleitstand betrieben. Dies bedeutet, dass die Messwerte  $y$  in einer Anlage zunächst zur Leitwarte übertragen werden müssen. Dort folgt ihre Verarbeitung und aus den ermittelten Regelabweichungen  $e$  werden die jeweiligen Stellgrößen  $u$  für die Aktoren generiert, die dann ebenfalls über einen Übertragungsweg an den Aktor geleitet werden müssen. Das soeben beschriebene Konzept ist in Bild 2 dargestellt. Diese Arbeit betrachtet im Weiteren dezentrale Regelkonzepte, für die es nicht notwendig ist, Aktorbefehle von einem Leitstand zu übertragen. Die Anlagenregler befinden sich bei dieser Struktur direkt am Aktor, wie in

Bild 3 dargestellt ist. Die Messwerte werden direkt von den Sensoren an den Regler im Aktor übertragen. Von der Leitwarte müssen ausschließlich die Sollwerte  $w$  an den Regler am Aktor übertragen werden und dies muss erst dann erfolgen, wenn es zu einer Änderung des Wertes kommt. Der große Vorteil dieses Konzeptes ist, dass Messwerte direkt vom Sensor an den Aktor übertragen werden können und somit keinen Umweg über die Leitwarte nehmen müssen. Außerdem tritt im geschlossenen Regelkreis beim dezentralen Konzept nach

Bild 3 im Gegensatz zum zentralen Konzept nach Bild 2 nur noch eine Funkübertragungsstrecke vom Sensor zum Regler auf und somit ergibt sich eine geringere Gesamtübertragungstotzeit und eine niedrigere Störanfälligkeit.

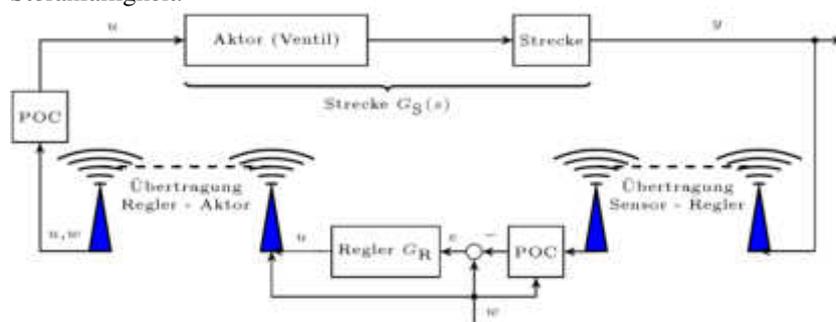


Bild 2: Regelkonzept 1, zentraler Regler

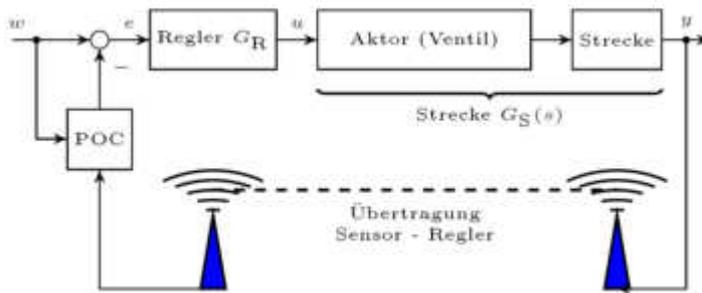


Bild 3: Regelkonzept 2, dezentraler Regler

Zu berücksichtigen ist jedoch, dass es bei einer Funkübertragungsstrecke jederzeit zu Paketausfällen kommen kann, welche das Regelverhalten verschlechtern oder eine Regelung des Systems unmöglich machen. Aus diesem Grund wurde auf der Empfängerseite einer jeden Funkübertragungsstrecke ein predictive outage compensator (POC) eingeführt, welcher in [5] und [9] beschrieben wird. Der POC kann im Fall von Paketausfällen anhand eines Modells der Strecke und des bekannten Reglers sowie dessen Reglerparameter die Meß- oder Stellgröße bei einem Übertragungsausfall rekonstruieren. Die grundlegende Struktur des POC wird in Bild 4 dargestellt. Auch hinsichtlich der Paketausfallkompensation weist der dezentrale Regler gegenüber dem zentralen Regler Vorteile auf. Während beim zentralen Regelungskonzept (Bild 2) sowohl ein POC zur Schätzung der Messgröße als auch zur Schätzung der Stellgröße betrieben werden muss, so ist beim dezentralen Regelungskonzept (Bild 3) lediglich ein POC zur Schätzung der Messgröße notwendig. Im Folgenden wird allgemein der in [5] beschriebene und an diese Arbeit angepasste Entwurf des POCs dargestellt.

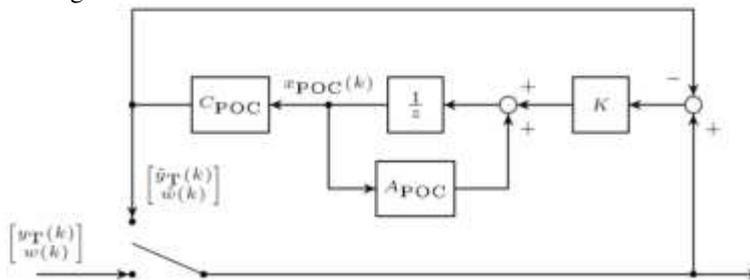


Bild 4: Struktur eines Predictive Outage Controllers

Der Entwurf wurde dahingehend vereinfacht, dass Störungen und Messrauschen nicht in das Modell des POCs einfließen. Dafür werden aber Totzeiten, die im System auftreten, in der Struktur des POCs berücksichtigt. Grundlegend für den POC ist zunächst die diskrete Systembeschreibung der zu regelnden Strecke  $G_S(s)$ , welche in die Differenzenform überführt werden muss und somit mit

$$x_P(k+1) = A_P x_P(k) + B_P u_R(k), \quad (1)$$

$$\hat{y}_P(k) = C_P x_P(k), \quad (2)$$

angegeben wird. Die Beschreibung der Totzeit des Systems und der Übertragung des Messwerts über das drahtlose Netzwerk, welche  $d$  Abtastschritte umfasst, wird durch

$$\begin{aligned} x_{T,1}(k+1) &= \hat{y}_P(k) \\ x_{T,2}(k+1) &= x_{T,1}(k) \\ &\vdots \\ x_{T,d}(k+1) &= x_{T,d-1}(k) \end{aligned} \quad (3)$$

beschrieben und führt somit auf

$$x_T(k+1) = A_T x_T(k) + B_T \hat{y}_P(k), \quad (4)$$

$$y_T(k) = C_T x_T(k) = \tilde{y}_P(k). \quad (5)$$

Weiterhin muss der verwendete Regler in Differenzenform

$$x_R(k+1) = A_R x_R(k) + B_R e(k), \quad (6)$$

$$u_R(k) = C_R x_R(k) + D_R e(k), \quad (7)$$

mit  $e(k) = w(k) - y_T(k) = x_p(k) - y_T(k) + \rho(k)$  vorliegen. Unter  $\rho(k)$  ist die Veränderung des Sollwerts  $w(k)$  zwischen zwei Abtastschritten zu verstehen. Wird der Sollwert  $w(k)$  ebenfalls drahtlos übertragen, so kann auch dieser gepuffert und bei Paketausfällen auf ihn zurückgegriffen werden. Hierfür wird die Differenzgleichung

$$x_p(k+1) = x_p(k) + \rho(k), \quad (8)$$

$$\tilde{w}(k) = x_p(k). \quad (9)$$

genutzt. Werden obige Gleichungen (1-9) ineinander eingesetzt und in den Zustandsvektor  $x_{POC}(k) = [x_p(k) \ x_T(k) \ x_R(k) \ x_\rho(k)]^T$  vereinigt, so folgt die Systembeschreibung des POC mit

$$\begin{bmatrix} x_p(k+1) \\ x_T(k+1) \\ x_R(k+1) \\ x_\rho(k+1) \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} A_P & -B_P D_R C_T & B_P C_R & B_P D_R \\ B_T C_P & A_T & 0 & 0 \\ 0 & -B_R C_T & A_R & B_R \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_{A_{POC}} \begin{bmatrix} x_p(k) \\ x_T(k) \\ x_R(k) \\ x_\rho(k) \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} B_P D_R \\ 0 \\ B_R \\ 1 \end{bmatrix}}_{B_{POC}} \rho(k) \quad (10)$$

$$\begin{bmatrix} \tilde{y}_T(k) \\ \tilde{w}(k) \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_{C_{POC}} \begin{bmatrix} x_p(k) \\ x_T(k) \\ x_R(k) \\ x_\rho(k) \end{bmatrix}. \quad (11)$$

Die Rückführmatrix  $K$  lässt sich nun wie in [5] beschrieben durch Lösen der Riccati-Gleichung

$$P = A_{POC} P A_{POC}^T + B_{POC} R_1 B_{POC}^T - (A_{POC} P C_{POC}^T + B_{POC}^T R_{12}) \cdot (C_{POC} P C_{POC}^T + R_2)^{-1} (A_{POC} P C_{POC}^T + B_{POC} R_{12})^T \quad (12)$$

und

$$K = (A_{POC} P C_{POC}^T + B_{POC} R_{12}) (C_{POC} P C_{POC}^T + R_2)^{-1} \quad (13)$$

bestimmen. Damit wurde in diesem Abschnitt ein Verfahren beschrieben, welches in Abhängigkeit von der zugrundeliegenden Modellgenauigkeit des zu regelnden Systems, auch bei einer sehr hohen Prozentzahl von Paketausfällen noch zufriedenstellende Ergebnisse liefert. Dieses Verfahren wird in einem späteren Kapitel dazu genutzt eine Regelung mit WirelessHART als Übertragungsprotokoll zu realisieren. Zunächst soll auf die Umsetzung der drahtlosen Kommunikation dem in dieser Arbeit zugrundeliegenden WirelessHART-Netzwerk und der daraus resultierenden Herausforderungen eingegangen werden.

### 3. Herausforderungen

Um WirelessHART im Regelkreis nutzen zu können, gibt es einige Besonderheiten zu beachten. Ein wichtiger Punkt ist, dass WirelessHART nach der derzeitigen Spezifikation keine direkte Kommunikation zwischen zwei Feldgeräten zulässt. Dies bedeutet, dass Messwerte zunächst mittels Uplink-Graphen (siehe Bild 1(b)) zum Gateway übertragen werden müssen. Um die Übermittlung von Daten zum Gateway zu realisieren, gibt es zwei Möglichkeiten:

1. Burst vom Feldgerät zum Gateway, die Werte müssen mittels HART-IP aus den Registern des Gateways ausgelesen werden.

2. Direkte Anfrage mit einem Command Request vom Gateway aus an das Feldgerät.

Die vom Gateway-Rechner empfangenen Werte werden schließlich in ein neues HART-IP Paket gepackt und über das Gateway mittels des entsprechenden Downlink-Graphen (siehe Bild 1(c)) an das zuvor im Gateway-Rechner adressierte Feldgerät gesendet. An dieser Stelle ist es wichtig hervorzuheben, dass bei Nutzung des Burst-Modus (Möglichkeit 1) vom Netzwerkmanager Timeslots zur Übertragung eingeplant werden, die sich nach der vorgegebenen Burst-Zeit richten. Somit kann ein deterministischer Uplink-Datentransport stattfinden.

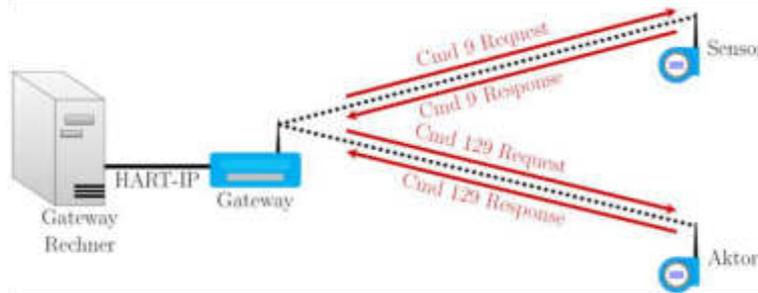


Bild 5: Kommunikationsstruktur

Die übertragenen Variablen werden in den Registern des Gateways abgelegt. Es ist wichtig zu beachten, dass bei den kommerziellen WirelessHART-Produkten, die für diese Untersuchung genutzt wurden, ein minimales Burst-Intervall von 1 s möglich ist, obwohl die Wireless-HART-Spezifikation auch Burst-Intervalle von 0,25 s und 0,5 s zulässt [10]. Bei Möglichkeit 2 hingegen ist keine deterministische Uplink-Übertragung möglich. Es werden genau die Zeitslots genutzt, welche am frühesten frei sind und die vom Netzwerkmanager zum allgemeinen Datenaustausch eingeplant sind. Zuerst wird das Response-Kommando vom Gateway-Rechner gesendet und das Feldgerät antwortet im nächstmöglichen Zeitslot mit einem Request-Kommando und übermittelt somit die angeforderten Daten. Bei kommerziellen Gateways liegen die Request- und Response-Timeslots immer sehr nah beieinander. Auch bei Nutzung von Methode 2 ist es nicht möglich, Abfrageintervalle nach Werten vom Feldgerät unter einer Sekunde zu erreichen. Bei der Downlink-Übertragung ist bei WirelessHART generell keine deterministische Übertragung möglich, da keine Möglichkeit vorgesehen ist, einen Burst von Feldgerät zu Feldgerät durchzuführen und somit auch keine entsprechende Kommunikationsplanung seitens des Netzwerkmanagers realisiert wird. Die gesamte Kommunikationsstruktur, welche für diese Arbeit genutzt wird, ist in Bild 5 dargestellt.

Bei der Implementierung des Regelkonzepts wurde auf Möglichkeit 2 zurückgegriffen, da hierdurch sichergestellt werden konnte, dass immer die aktuellsten gemessenen Daten genutzt werden. Außerdem ist es hierdurch möglich, mit dem WirelessHART Kommando 9 einen Zeitstempel zu übermitteln und somit Paketausfälle zu erkennen. Der Zeitstempel enthält die aktuelle Systemzeit des WirelessHART-Netzwerks, die für jedes Feldgerät synchronisiert ist. Bei Möglichkeit 1 werden immer die zuletzt empfangenen Werte aus dem Register des Gateways gelesen und es wäre somit nicht möglich, eine Aussage darüber zu treffen, ob es zu Paketausfällen gekommen ist. Zur Übertragung der an den Gateway-Rechner übermittelten Werte zum Aktor wurde ein Kommando 129 Request genutzt. Von der Aktorseite ausgehend wird wiederum mit einem Kommando 129 Response geantwortet. So können Paketausfälle bei der Übertragung zwischen Gateway und Aktor erkannt werden.

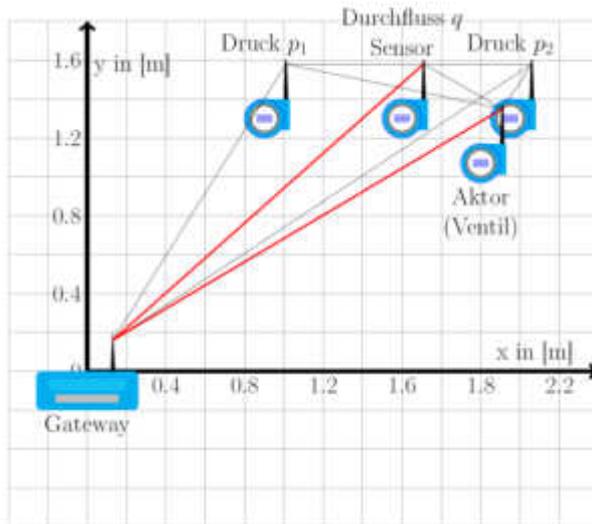


Bild 6: Topologie 1, Funkübertragung am Versuchsstand (maßstabsgetreu)

Um die maximalen Übertragungsintervalle der in Bild 5 dargestellten Kommunikationsstruktur zu ermitteln, wurden Simulationen und Messungen an WirelessHART-Netzwerken durchgeführt. Hierbei kamen die beiden Topologien aus Bild 6 und Bild 7 zum Einsatz.

Für Topologie 2 werden ein WirelessHART-Gateway „WHA-GW-F2D2-0-A\*-Z2-ETH“, sechs Wireless-HART-Module „SWA-70“ und drei „WD-H“-Module genutzt. Die mit den beschriebenen Netzwerkkonfigurationen gewonnenen Messergebnisse sind Bild 8 zu entnehmen.

In den Balkengraphen sind auf der Abszisse die Paketlaufzeiten aufgetragen. Als Laufzeit wird die Zeit angegeben, die ein Messwert vom Sensor zum Aktor benötigt. Alle Laufzeiten, die innerhalb eines 100ms Intervalls liegen, sind zu einem Balken zusammengefasst. Jeder Balken gibt somit die Anzahl der Pakete an, die eine ähnliche Laufzeit besitzen. Bei der einfacheren Netzwerktopologie 1 tritt eine Häufung der Paketlaufzeiten bei  $T_{T,w} = 0,6$  s und  $T_{T,w} = 1,3$  s auf. Bei der komplexeren Topologie 2 vergrößern sich die Übertragungszeiten der Pakete deutlich und auch die Verteilung der Paketlaufzeiten erstreckt sich über ein viel größeres Intervall  $T_{T,w} = [1,2$  s; ...; 7,8 s]. In Topologie 2 ist ebenfalls zu erkennen, dass es aus Sicht der Paketlaufzeit ein großer Nachteil ist, wenn in einem Netzwerk mit vielen Teilnehmern zuerst die Messwerte zum Gateway und dann vom Gateway zum Aktor bzw. dem dezentralen Regler übertragen werden müssen, obwohl sich Sensor und Aktor in direkter Nachbarschaft befinden.

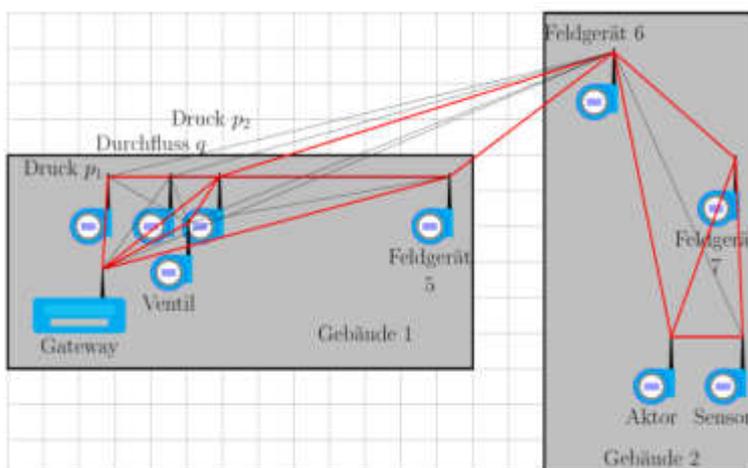


Bild 7: Topologie 2, zwei Gebäude überspannendes Netzwerk

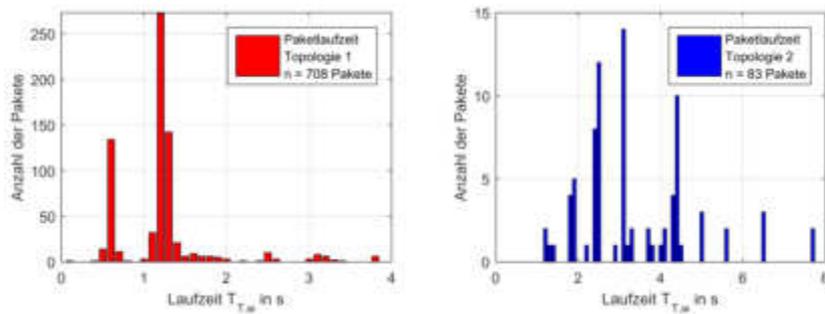


Bild 8: Messung der Paketlaufzeiten in einem WirelessHART-Netzwerk

In dieser Arbeit wird im Weiteren ausschließlich Topologie 1 zur Messwertübertragung im geschlossenen Regelkreis genutzt. Anhand der Laufzeit-Messungen aus Bild 8 resultiert für den Prozessregler eine minimale Abtastzeit von  $T_z = 2$  s. Dies stellt für den Reglerentwurf bei Systemen, deren Zeitkonstante deutlich größer als die Abtastzeit  $T_z$  ist, keine Einschränkung dar. Allerdings sollen in dieser Arbeit Systeme am Beispiel eines Anlagenprüfstands betrachtet werden, deren Zeitkonstante deutlich kleiner als  $T_z$  sind. Hierfür ist zunächst ein diskreter Reglerentwurf notwendig und die Regler-Verstärkungen müssen klein gewählt werden, um die Stabilität des Systems nicht zu gefährden. Im nächsten Abschnitt wird der Entwurf eines diskreten Reglers in Kombination mit dem in Abschnitt 2 vorgestellten Predictive Outage Compensator am Beispiel einer Durchflussregelung vorgestellt.

#### 4. Anwendungsbeispiel

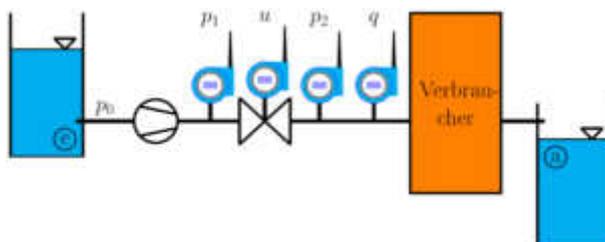


Bild 9: Fließschema des Anlagenprüfstands

Die in Abschnitt 2 beschriebene Struktur wurde am Beispiel eines Anlagenprüfstands simuliert und am realen Versuchsaufbau validiert sowie die Eignung von WirelessHART im geschlossenen Regelkreis nachgewiesen. In diesem Abschnitt wird zunächst auf die mathematische Beschreibung des Anlagenprüfstands eingegangen. Die Modellierung richtet sich nach dem in Bild 9 dargestellten Anlagenfließschema, welches einen Tank, eine Pumpe, zwei Drucksensoren, einen Durchflusssensor und ein Ventil als Aktor umfasst. Im Fließschema steht  $p_0$  für den Umgebungsdruck,  $p_1$  für den Druck vor dem Ventil,  $p_2$  für den Druck nach dem Ventil und  $q$  für den Durchfluss. Eine detaillierte Modellierung der Anlage ist [11] zu entnehmen. Als vollständige, nichtlineare Systemgleichung des Anlagenprüfstands ergibt sich

$$\begin{pmatrix} \dot{q} \\ \dot{h} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{a_b} \left[ k_{nn} - k_{nv}q - \left( k_{vv} + \frac{1}{K_{v,c}^2} + \frac{1}{K_{v,v}^2(h)} \right) q^2 \right] \\ -\frac{1}{T_h} h \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{T_h} \end{pmatrix} h_{\text{soll}} \quad (14)$$

mit der Ausgangsgleichung für den Durchfluss  $q$

$$y_1 = q \quad (15)$$

sowie der Ausgangsgleichung für den Ausgangsdruck  $p_2$  des Ventils

$$y_2 = p_2 = k_{nn} - k_{nv}q - k_{vv}q^2 - \frac{1}{K_{v,v}^2(h)}. \quad (16)$$

Die Zustandsgrößen sind  $q$  für den Durchfluss und  $h$  für die Ventilstellung. Weiterhin sind die Parameter  $k_{nn}$ ,  $k_{nv}$  und  $k_{vv}$  Konstanten der Pumpe,  $K_{v,c}$  der Durchflusskoeffizient der Anlage,  $a_b$  der Beschleunigungsbeiwert der Fluidodynamik und  $T_h$  die Zeitkonstante des Stellventils.  $K_{v,v}(h)$  ist eine Kennlinie, die den Kv-Wert des Ventils in Abhängigkeit der Ventilstellung  $h$  angibt. Sie wurde in [11] durch Messung ermittelt.

Die vorliegende Strecke ist nichtlinear, stabil und besitzt eine schnelle Dynamik, welche typischerweise unter einer Sekunde liegt. Im Rahmen dieser Arbeit wird das nichtlineare System um einen Arbeitspunkt  $q_{AP} = 7,5 \text{ m}^3/\text{h}$  linearisiert und mit einer Abtastzeit von  $T_Z = 2 \text{ s}$  diskretisiert. Die Übertragungsfunktion des linearisierten, diskretisierten Systems besitzt die Form

$$G_S(z) = \frac{b_{S1}z + b_{S0}}{a_{S2}z^2 + a_{S1}z + a_{S0}} \quad (17)$$

und in ihrer Zustandsraumdarstellung

$$\begin{bmatrix} x_{P1}(k+1) \\ x_{P2}(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{P11} & a_{P12} \\ a_{P21} & a_{P22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{P1}(k) \\ x_{P2}(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{P1} \\ b_{P2} \end{bmatrix} \cdot h_{\text{soll}}(k) \quad (18)$$

mit der Ausgangsgleichung

$$\hat{q}_{\text{mess}}(k) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{P1}(k) \\ x_{P2}(k) \end{bmatrix}. \quad (19)$$

Die Zustände des Systems seien mit  $x_{P1}(k) = q$  für den Durchfluss und  $x_{P2}(k) = h$  für die Ventilstellung angegeben. Die vorliegende Systembeschreibung (14) berücksichtigt noch keine Totzeiten. Allerdings treten im vorliegenden System mehrere Totzeiten auf. Dies ist zum einen die Zeit  $t_{T,v}$ , die ein Ventil benötigt, um einen vom Regler vorgegebenen Sollwert  $h_{\text{soll}}$  zu übernehmen. Zum anderen entsteht durch die Rohrleitung und die Trägheit des Durchflussmessgeräts eine Totzeit, welche bei der Modellierung als  $t_{T,q}$  angenommen wurde. Den größten Anteil an der Totzeit liefert die Übertragung von Messwerten im WirelessHART-Netzwerk. Nach den Messergebnissen aus Bild 8 für die Topologie 1 weisen die meisten Übertragungsvorgänge im Netzwerk eine Übertragungstotzeit  $t_{T,w}$  im Bereich von 0,7 s und 1,4 s auf. Aufgrund der damit insgesamt auftretenden Totzeit

$$t_T = t_{T,v} + t_{T,q} + t_{T,w} \quad (20)$$

wird das Modell aus Gleichung (17) um eine Totzeit von  $d$  Abtastschritten erweitert. Daraus folgt die totzeitbehaftete, diskrete Übertragungsfunktion

$$G_S(z) = \frac{b_{S1}z + b_{S0}}{a_{S2}z^2 + a_{S1}z + a_{S0}} \cdot z^{-d}. \quad (21)$$

Um die System- und Übertragungstotzeiten zu berücksichtigen, wurde  $d$  auf 1 gesetzt. Die Totzeit des obigen Systems stellt in der Differenzenform eine Zeitverzögerung von  $d$  Abtastschritten des Ausgangs vom System (17) dar. Für  $d = 1$  ergibt sich somit für die Totzeit in Differenzenform

$$\begin{bmatrix} x_{T,1}(k+1) \end{bmatrix} = \hat{q}_{\text{mess}}(k) = x_{P1}(k) \quad (22)$$

mit dem neuen, totzeitbehafteten Systemausgang

$$\Delta \tilde{q}_{\text{mess}}(k) = x_{T,1}(k). \quad (23)$$

Für das totzeitbehaftete System wurde mittels des Wurzelortskurvenverfahrens ein diskreter PID-Regler entworfen, dessen Polstellen und Verstärkungen derart gewählt sind, dass der geschlossene Regelkreis langsam genug ist, um mit einer Abtastzeit  $T_z$  von zwei Sekunden betrieben zu werden. Die Struktur eines PID-Reglers für den Arbeitspunkt  $q_{AP}$  ist

$$G_{R,j}(z) = \frac{b_{R2}z^2 + b_{R1}z + b_{R0}}{a_{R2}z^2 + a_{R1}z + a_{R0}} \quad (24)$$

und in Differenzenform

$$\begin{bmatrix} x_{R1}(k+1) \\ x_{R2}(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{R11} & a_{R12} \\ a_{R21} & a_{R22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{R1}(k) \\ x_{R2}(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{R1} \\ b_{R2} \end{bmatrix} \cdot e(k), \quad (25)$$

$$h_{\text{soll}}(k) = [c_{R1} \quad c_{R2}] \cdot \begin{bmatrix} x_{R1}(k) \\ x_{R2}(k) \end{bmatrix} + [d_R] \cdot e(k) \quad (26)$$

mit  $e(k) = \Delta w(k) - \Delta q_{\text{mess}}(k)$ . Außerdem ist es sinnvoll einen Speicher für den Sollwert  $\Delta w(k)$  einzuführen, falls dieser bei einem Übertragungsvorgang ausfällt. In Differenzenform führt dies auf die Gleichung

$$[x_\rho(k+1)] = x_\rho(k) + \rho(k), \quad (27)$$

$$\Delta \tilde{w}(k) = x_\rho(k). \quad (28)$$

$\rho(k)$  ergibt sich aus der Differenz zwischen  $\Delta w(k)$  und  $\Delta \tilde{w}(k)$ . Werden alle Zustände in einen Vektor vereint, so ergibt sich  $x_{\text{POC}}(k) = [x_{P1}(k) \quad x_{P2}(k) \quad x_{T,1}(k) \quad x_{R1}(k) \quad x_{R2}(k) \quad x_\rho(k)]^T$  und die Systemmatrizen der POC werden nach Gleichung (10) und (11) aufgestellt. Da beim Entwurf der POC keinerlei Störungen berücksichtigt werden, werden die Gewichtungsmatrizen für das Lösen der Riccati-Gleichung mit

$$R_1 = 10, R_{12} = [0 \quad 0] \text{ und } R_2 = \begin{bmatrix} 0,01 & 0 \\ 0 & 0,01 \end{bmatrix} \quad (29)$$

gewählt und der Riccati-Entwurf nach den Gleichungen (12) und (13) durchgeführt.

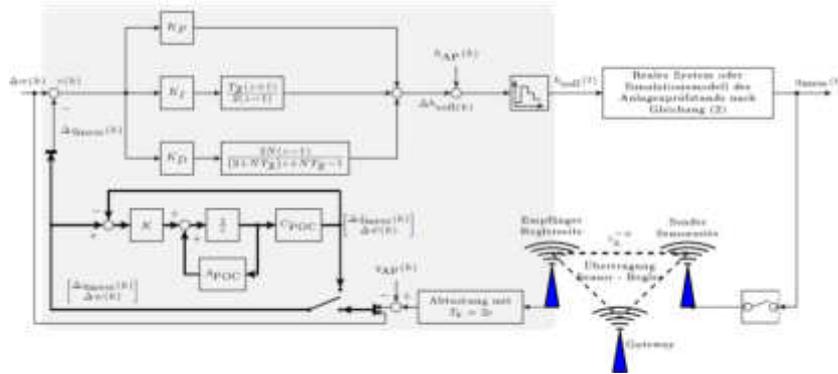


Bild 10: Regelkreisstruktur am Anlagenprüfstand

Die Struktur des Reglers mit Paketausfallkompensator, für den die Regelkreisstruktur aus

Bild 3 genutzt wird, ist in Bild 10 dargestellt.

In Bild 11, Bild 12 und Bild 13 sind Simulations- und Messergebnisse der Durchflussregelung mit dem entworfenen Regler und WirelessHART als Übertragungsmedium dargestellt. In Bild 11 wurden mehrere Sollwertsprünge um den Arbeitspunkt  $q_{AP}$  auf das System geschaltet. Gleichzeitig wird bei jeder Messung die Häufigkeit von Paketausfällen variiert. So wird je eine Messung am realen Versuchsstand mit 0%, 25%, 50%, 75% und 100% Paketausfällen durchgeführt.

Alle geplotteten Messwerte  $q_{\text{mess}}$  wurden nach der Funkübertragung mit WirelessHART aufgezeichnet. Die Paketausfälle wurden künstlich für jede Ausfallshäufigkeit zufällig erzeugt. Während es zu Paketausfällen kommt läuft der POC und schätzt die aktuellen Messwerte ab. Im Fall von 100% Paketausfällen, wird die Anlage ausschließlich modellbasiert gesteuert. In diesem Fall ist es nicht möglich, Störungen und Modellungenauigkeiten auszuregeln.

In der Praxis ist es nur sehr schwer möglich, eine Anlage ohne Abweichungen zu modellieren. Auch verändert sich das Anlagenverhalten über die Zeit, zum Beispiel durch Nichtlinearitäten, Verschleiß von Bauteilen, durch Änderung der Umgebungstemperatur oder durch sich ändernde hydraulische Eigenschaften von zu fördernden Fluiden. Auch am zur Messung genutzten Versuchsstand kommt es zu Abweichungen zwischen dem Modell und dem realen Versuchsstand, wie deutlich aus der Messreihe mit 100% Paketausfällen ersichtlich ist. Diese Abweichungen könnten durch adaptive Parameterschätzungen reduziert werden, allerdings ist dies nicht Zweck dieser Arbeit. Die Abweichungen im Modell werden in diesen Messungen dazu genutzt, um zu zeigen, dass trotz der Modellabweichungen und einer hohen Paketausfallrate eine Regelung mittels einer drahtlosen Rückführung möglich ist.

In dem Plot ist sehr deutlich sichtbar, dass diese Abweichungen im Betrieb des POCs bei allen anderen Messungen mit Paketausfällen korrigiert werden können und somit auch ein Anlagenbetrieb bei 75% Paketausfällen möglich ist. Bei 75% treten jedoch im Gegensatz zu 25% und 50% zeitweise deutlich größere Abweichungen vom Sollwert  $q_{\text{soll}}$  auf. Die Zeitpunkte der Paketausfälle für die Messung mit 75% Paketausfällen ist ebenfalls im Plot aufgetragen. Nimmt die rote Line eine 5 an, so liegt ein Paketausfall vor, falls sie eine 4 annimmt, so erreichen die Regelung und den POC neue Messwerte.

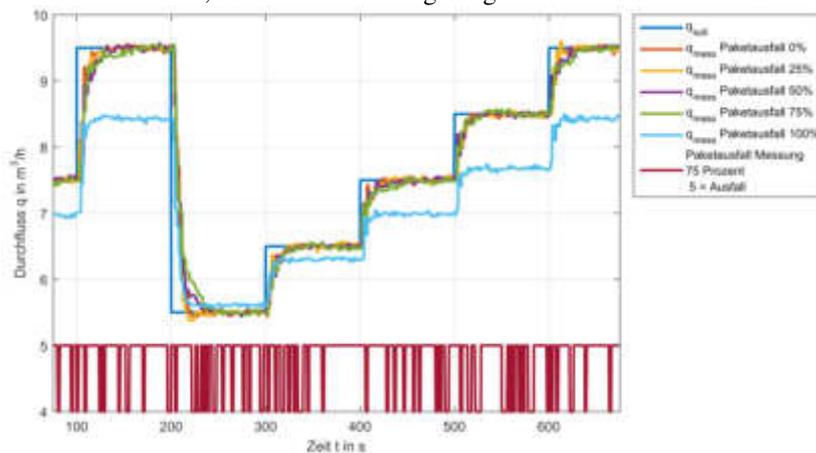


Bild 11: Messung einer Durchflussregelung mit Paketausfallkompensation

Bild 12 zeigt Simulationen und Messungen der Durchflussregelung bei 50% Paketausfällen in der drahtlosen Rückführung. Es werden insbesondere die Unterschiede zwischen normalen PID-Regler und PID-Regler in Kombination mit POC aufgezeigt. Im Falle des reinen PID-Regler wird in Zeiten von Paketausfällen bei gleichzeitiger Änderung der Führungsgröße die Regelabweichung aufintegriert und es kommt zu großen Abweichungen zwischen Ist- und Sollwert. Die Messreihen  $q_{\text{sim,POC}}$  und  $q_{\text{mess,POC}}$  zeigen, dass auch der Betrieb von drahtlosen Rückführungen mit vielen Paketausfällen ohne nennenswerte Abweichungen vom Sollwert  $q_{\text{soll}}$  möglich ist.

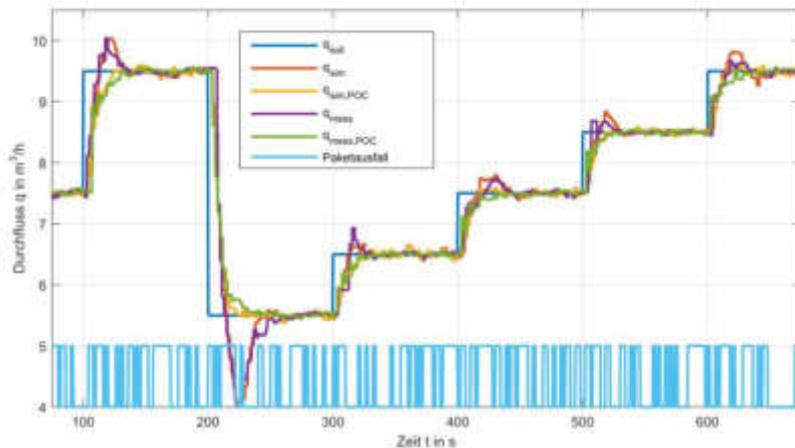


Bild 12: Durchflussregelung mit einer Paketausfallrate von 50%

Insgesamt ist zu erkennen, dass die Verläufe von  $q_{sim,POC}$  und  $q_{mess,POC}$  in den meisten Bereichen nahezu identisch sind. Dem in dieser Arbeit für den nichtlinearen Anlagenprüfstand entworfenen Regler gelingt es, trotz der im Verhältnis zur Systemzeitkonstanten großen Abtastzeit, Sollwertvorgaben sehr genau zu folgen. Die Kompensation von Paketausfällen erfolgt zuverlässig und auch Störungen wie Modellungenauigkeiten können durch den im Regelkonzept vorhandenen I-Anteil gut ausgeregelt werden.

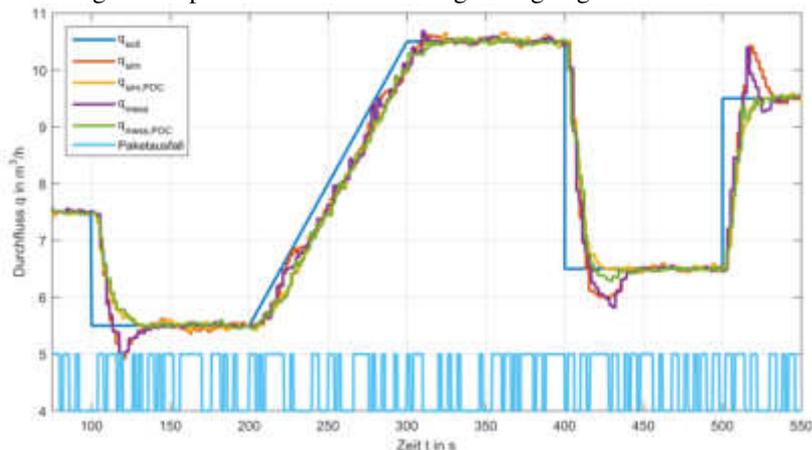


Bild 13: Simulation und Messung einer Durchflussregelung (Sprünge und Rampe)

Zum Schluss wird noch die Messung einer weiteren Trajektorie mit einer rampenförmigen Änderung in Bild 13 gezeigt. Sowohl bei der Messung als auch bei der Simulation treten ebenfalls 50% Paketausfälle auf. Wie auch hier zu sehen ist, stimmen sowohl Simulation als auch Messung sehr gut überein. Der POC gelingt es die Paketausfälle zu überbrücken.

Der Istwert folgt jedoch sowohl beim Simulator als auch am realen Versuchstand der Führungsgröße mit einer Verzögerung, die durchschnittlich bei ungefähr 6 Sekunden liegt. Diese Verzögerung kann mit einem zusätzlichen I-Anteil im Regler beseitigt werden. Insgesamt konnte in diesem Kapitel gezeigt werden, dass WirelessHART als Übertragungsmedium im geschlossenen Regelkreis sehr gut geeignet ist. Selbst die Auswirkungen von Paketausfällen können durch geeignete Maßnahmen minimiert werden. Allerdings ist durch die relativ hohe Abtastzeit im Vergleich zur Systemdynamik, die erreichbare Geschwindigkeit des entworfenen Reglers eingeschränkt.

## 5. Verbesserungspotential

Generell lässt sich festhalten, dass WirelessHART eine sehr zuverlässige Kommunikation ermöglicht. Bei den untersuchten Regelungen kam es nur sehr selten zu Paketausfällen. Nachdem ein Netzwerk aufgebaut ist, verhält sich dieses sehr stabil. Durch das zentral durch den Netzwerkmanager getaktete Scheduling ist eine sehr gut getaktete Kommunikation möglich. Burst Nachrichten erlauben eine deterministische Uplink-Kommunikation. Da sich WirelessHART am kabelgebundenen HART-Protokoll orientiert, wurden bei der Einführung die Eigenschaften dieses Protokolls übernommen. Durch drahtlose Kommunikation ergeben sich jedoch aus regelungstechnischer Sicht ganz neue Möglichkeiten. Bisher werden in industriellen Anlagen Regelkreise meist zentral in Leitwarten und speicherprogrammierten Steuerungen realisiert, die meist in Schaltschränken untergebracht sind, welche in Haupt- und Unterverteilungen untergliedert und direkt mit der Leitwarte einer Produktionseinheit verbunden sind. Messwerte und Informationen müssen somit immer aufwärts zur Unterverteilung, Hauptverteilung und zur Leitwarte mittels Einzelleitungen oder Bussystemen übertragen werden. Genau dieser Kommunikationsstruktur folgen auch das HART-Protokoll und die derzeitige Spezifikation des WirelessHART-Protokolls. Durch drahtlose Technologien und insbesondere durch die Vorteile von vermaschten Netzwerken können in Zukunft Regelungen für unkritische Anwendungen und Prozesse drahtlos realisiert werden. Für dieses Anwendungsszenario weist WirelessHART jedoch noch gravierende Nachteile auf. Derzeit ist der Gateway, über den alle Daten fließen müssen, die Engstelle in einem Netzwerk. Timeslots besitzen eine Länge von 10ms und es stehen bis zu 16 Kanäle zur Übertragung zur Verfügung. Bei Netzwerken mit vielen Netzwerkteilnehmern und niedrigen Burst-Zeiten ist somit die zur Verfügung stehende Bandbreite recht schnell erschöpft. Weiterhin ist es für regelungstechnische Anwendungen mit dezentralen Reglern nicht nötig, Daten erst über den Gateway zum Aktor zu übertragen (siehe Bild 7). Vielmehr wäre eine direkte Burst-Kommunikation zu einem beliebigen Feldgerät (vom Sensor zum Aktor) bei gleichzeitiger Nutzung effizienter Scheduling-Algorithmen für die Übertragungsplanung wünschenswert. Das würde zum einen den Gateway als Engstelle aus Sicht der zur Verfügung stehenden Timeslots im Netzwerk entlasten und zum anderen Daten in Abhängigkeit von der Netzwerkgröße deutlich schneller zum Ziel bringen. Weiterhin könnten durch eine Entlastung des Gateways die heute bei kommerziellen Geräten vorhandenen minimal möglichen Übertragungsintervalle von 1 s weiter reduziert werden.

## 6. Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden sowohl ein zentrales als auch ein dezentrales Regelkonzept vorgestellt und miteinander verglichen. Da das dezentrale Regelkonzept in Kombination mit vermaschten drahtlosen Netzwerken prinzipiell deutliche Vorteile aufweist, wurde es zur weiteren Betrachtung ausgewählt. Es konnte gezeigt werden, dass sich WirelessHART generell, trotz aller derzeitiger Nachteile, als Übertragungsprotokoll zur Realisierung von Regelkreisen eignet. Es wurde weiterhin aufgezeigt, dass in WirelessHART-Netzwerken keine Feldgeräte-zu-Feldgeräte-Kommunikationen möglich sind. Deshalb wurde in diese Arbeit als zentraler Verbesserungsvorschlag eine Erweiterung der WirelessHART-Spezifikation um Bursts von Feldgerät zu Feldgerät genannt. Zuletzt wurde der Entwurf eines PID-Reglers in Kombination mit einem Predictive Outage Compensator für ein nichtlineares System beschrieben. Die Rückführung im Regelkreis wurde mittels Funkübertragung unter Nutzung des WirelessHART-Protokolls realisiert und die Ergebnisse anhand von Simulationen sowie Messungen an einem realen Versuchsstand dargestellt. Dank des Predictive Outage Compensators konnte der Regler auch bei einer hohen Zahl von künstlich erzeugten Paketausfällen weiter betrieben werden. Selbst im Falle, dass keine Messwerte den Regler erreichen würden, kann die Regelung unter Verwendung des POC weiter betrieben werden.

Allerdings ist es hierfür wichtig, das ein genaues Modell des zu regelnden Systems vorliegt.

In dieser Arbeit wurde ein überschaubares WirelessHART-Netzwerk (Bild 6) betrachtet, welches am Versuchsstand lediglich aus einem Gateway und vier WirelessHART-Feldgeräten bestand. Es fand eine direkte, drahtlose Übertragung vom Sensor zum Gateway und vom Gateway zum Aktor statt. In zukünftigen Arbeiten sollen komplexere Netzwerktopologien und adaptive Regelkonzepte betrachtet werden, deren Abtastintervalle und damit auch Reglerparameter sich an verändernde Netzwerkstrukturen und Übertragungstotzeiten anpassen. Darüber hinaus werden die für WirelessHART entworfenen Regelkonzepte auf andere Übertragungsprotokolle und Funktechnologien übertragen.

## Referenzen

- [1] Foundation, HART Communication, „HART“, Mai 2016, <http://www.hartcommproduct.com>
- [2] Singer, M.; Konigorski, U.; Netzwerkbasierte Regelungen bei zeitvarianten Verzögerungen und zufälligen Paketausfällen. In: Tagungsband Automation 2012, S. 129-132. VDI, 2012.
- [3] Björkbom, M.; Wireless control system simulation and network adaptive control. Dissertation, Aalto University, Department of Automation and Systems Technology, Helsinki, 2010.
- [4] Han, S.; Zhu, X.; Mok, A. K.; Nixon, M.; Blevins, T.; Chen D.; Control over WirelessHART Network. In: IECON – 36th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society, S. 2114-2119, 2010.
- [5] Henriksson E.; Predictive Control for Wireless Networked Systems in Process Industry. Dissertation, KTH Electrical Engineering, Schweden, 2014
- [6] Åkerberg, J.; Gidlund M.; Neander J.; Lennvall, T.; Björkman, M.; Deterministic Downlink Transmission in WirelessHART Networks enabling Wireless Control Applications. In: IECON - 36th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society, S. 2120-2125, 2010.
- [7] Han, S.; Zhu, X.; Mok, A. K.; Nixon, M.; Chen D.; Reliable and Real-time Communication in Industrial Wireless Mesh Networks, In 17th IEEE Real-Time and Embedded Technology and Applications Symposium, 2011.
- [8] Zand, P.; Dilo A.; Havinga, P.; Implementation of WirelessHART in NS-2 simulator, In ETFA, 2012.
- [9] Henriksson E.; Sandberg, H.; Johansson K. H.; Reduced-Order Predictive Outage Compensators. In: Joint 48th IEEE Conference on Decision and Control and 28th Chinese Control Conference, Shanghai, S. 3775-3780, 2009.
- [10] Chen, D.; Nixon, M; und Mok A.; WirelessHART Real-Time Mesh Network for Industrial Automation, Springer Science+Business Media, 2010.
- [11] Fuchs, J.; Optimierungspotentiale bei der Volumenstromregelung von fluidtechnischen Anlagen durch Kombination der Stellgeräte Ventil und Pumpe. Dissertation, Darmstadt: Epubli, 2011.

## Autoren

Thomas Stein, M.Sc. (1984) arbeitet seit 2013 an der Technischen Universität Darmstadt am Fachgebiet Regelungstechnik & Mechatronik des Instituts für Automatisierungstechnik & Mechatronik und befasst sich mit der Simulation und dem Entwurf robuster Regelungen für drahtlose Feldgeräte in der Industrie.

{Passfoto}

Adresse: TU-Darmstadt, Institut für Automatisierungstechnik & Mechatronik, Fachgebiet Regelungstechnik & Mechatronik, Landgraf-Georg-Str. 4, D-64283 Darmstadt, Tel. +49 (0)6151 16-25 188, E-Mail: [tstein@iat.tu-darmstadt.de](mailto:tstein@iat.tu-darmstadt.de)

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Konigorski (1956) Kurzbiographie und Hauptarbeitsgebiete, Passfoto

Adresse: Name des Unternehmens, Postanschrift, Telefonnummer, E-mail-Adresse, kein Fax, Telefonnummer international (+49) angeben

Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer (Geburtsjahr) Kurzbiographie und Hauptarbeitsgebiete, Passfoto

Adresse: Name des Unternehmens, Postanschrift, Telefonnummer, E-mail-Adresse, kein Fax, Telefonnummer international (+49) angeben

Dr.-Ing. Julian Fuchs (Geburtsjahr) Kurzbiographie und Hauptarbeitsgebiete, Passfoto

Adresse: Name des Unternehmens, Postanschrift, Telefonnummer, E-mail-Adresse, kein Fax, Telefonnummer international (+49) angeben



# Smarte Aktoren

Eine Folge der Industrie-4.0-Diskussion in der Prozessautomation ist der verstärkte Wandel zu dezentral intelligenten Feldgeräte- beziehungsweise Modullösungen. Die horizontale Vernetzung zwischen smarten Sensoren und Aktoren und die gleichzeitige Vorwärtsintegration von der Leit- zur Feldebene führen zu mehr Prozessintelligenz. Dieser Aufsatz gibt einen Überblick über Lösungen in der Aktorik. Aktoren sind prädestiniert für Prozessleitfunktionen, da sie über die Stoffstrombeeinflussung direkt auf den Prozess wirken.

## Smarte Stellventile

In der Prozessindustrie erfolgt die Regelung von Stellventilen im Allgemeinen durch den Stellungsregler. Durch die Digitalisierung haben sie neben der eigentlichen Hauptaufgabe Positionsregelung eine Vielzahl von Zusatzfunktionen erhalten. Dazu zählen neben der Kommunikation mit den Prozessleitsystemen vor allem Diagnosefunktionen zur Überwachung von Stellungsregler und Aktor.

Moderne Stellungsregler haben mehrere hundert Diagnose- und Einstellparameter und werden in Anlagen eingesetzt, die wiederum aus vielen hundert Aktoren und Sensoren bestehen. Zur Steuerung und Überwachung der Anlage werden Prozessleitsysteme und Asset-Management-Systeme eingesetzt, die über verschiedene Kommunikationsinfrastrukturen (HART, Profibus und Foundation fieldbus) mit den Feldgeräten verbunden werden. Die Technologien und Protokolle wurden in den 1980er und 1990er Jahren entwickelt und erlauben theo-

retische Datenraten zwischen 1 und 31 kbit/s [1]. Die verfügbare Datenrate ist für den Austausch der wesentlichen Gerätedaten ausreichend, aber schon die Übertragung von kompletten Datensätzen aus wenigen Feldgeräten bringt die Kommunikationsinfrastruktur an ihre Grenzen.

## Hard- und Software-Architekturen

Für Industrie-4.0-konforme Aktoren müssen Diagnoseergebnisse detailliert und eindeutig sein, um die Fehlerbeseitigung im Eintrittsfall zu optimieren. Dies wird durch die Einbindung zusätzlicher Sensorik in smarte Aktoren und durch die Vernetzung und Einbindung umliegender Prozesssensorik erreicht.

Auch aus der Konsumelektronik bekannte Informations- und Bedienkonzepte generieren neue Anforderungen an die Feldgeräte-Usability. Dabei müssen bestehende Technologien an die Bedürfnisse der Prozessindustrie, zum Beispiel in Hinblick

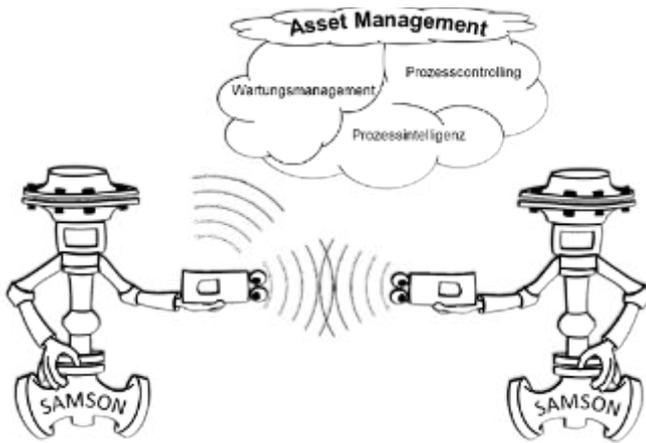


Bild 1: Industrie-4.0-konforme Aktoren mit smarten Stellungsreglern

auf Robustheit, Sicherheit und Explosionsschutz angepasst werden. Die Lösung der technischen Fragen wird von Geräteherstellern intensiv verfolgt, sodass eine erweiterte Bedienbarkeit mittels Smart Devices, basierend auf Nahbereichsfunk, Teil der künftigen Gerätefeatures sein wird. Die drahtlose Kommunikation kann hier eine entscheidende Rolle bei der Vernetzung umliegender Feldgeräte spielen.

Legt man diese Anforderungen an den Stellungsregler zugrunde, so wird er zukünftig als Schaltzentrale im Feld wesentliche Aufgaben bis hin zur Prozessregelung übernehmen. Der künftige Stellungsregler wird zudem vielfältige Daten im Feld aggregieren, via Sensorik selbst generieren, verwalten und (Diagnose-) Aussagen sowie Empfehlungen für eine optimierte Anlagenfahrweise erzeugen (Bild 1). Anhand der Ausführungen wird die Komplexität der künftigen Gerätegeneration erkennbar. Diese gilt es aufgrund immer kürzer werdender Innovationszyklen, der gleichzeitigen Gewährleistung der Abwärtskompatibilität sowie dem Bestandschutz von Anlagen zu managen. Die Lösung liegt im Aufbau des Stellungsreglers selbst – intelligente modulare Hard- und Softwarestrukturen sind der Schlüssel zu einem modernen und langfristig zuverlässigen Gerät.

SAMSON hat den ganzheitlichen Ansatz frühzeitig bei der Entwicklung von neuen Stellungsreglerkonzepten berücksichtigt und wird zur Valve World Expo 2016 den ersten serienreifen durchgängig modularen Stellungsregler präsentieren. Die Modularität ist bei diesem Gerät nicht auf den Tausch von elektronischen Optionsplatinen begrenzt, sondern geht über die Software bis hin zu tauschbaren Pneumatikmodulen. Die geschaffene Flexibilität, kombiniert mit modernstem Diagnosekonzept, macht den Stellungsregler schon heute zum Enabler für Industrie-4.0-Anwendungen.

### Smart Data aus dem Feldgerät

Bei Stellventilen entsteht Smart Data durch die Kombination der vorhandenen, ventilbezogenen Informationen aus dem Stellungsregler mit weiteren Ventilmutzungsdaten aus dem Geräteumfeld. Diese können entweder extern generiert und zum Gerät übertragen oder direkt im Gerät erzeugt werden. Ein

Beispiel für die Generierung von Smart Data im Stellungsregler ist das von SAMSON entwickelte und patentierte Verfahren zur Durchflussmessung im Ventil per Softsensorik. Der Stellungsregler bestimmt den Durchfluss auf Basis des von ihm geschätzten Antriebsdruck, der gemessenen Ventilstellung und interner Referenzkurven. Das Verfahren ist für Standardventile von SAMSON bei geeigneten Prozessbedingungen anwendbar. Die Messwerte des Softsensors können ohne zusätzliche Verkabelung über die Kommunikationsanbindung des Stellungsreglers an das Prozessleitsystem übertragen werden.

Da prozesstechnische Anlagen eine Betriebsdauer von mehreren Jahrzehnten haben, sind heute noch viele Anlagen im Betrieb, bei denen keine durchgängig digitale Kommunikation zwischen Leit- und Feldebene installiert ist. Bei derartigen Anlagen können Daten nur über analoge Stromsignale ins Feld übertragen werden. Zur einfachen Nachrüstung von Softsensorik bieten sich hier drahtlose Übertragungswege wie zum Beispiel WirelessHART an. WirelessHART ist ein robustes drahtloses Funkprotokoll, das auf dem kabelgebundenen Industriestandard HART basiert und in bestehenden HART-Infrastrukturen problemlos nachgerüstet werden kann. Unter bestimmten Randbedingungen ist WirelessHART auch für Prozessregelaufgaben einsetzbar [2].

Die Verknüpfung von Feldinformationen zu Smart Data eröffnet neue Potenziale, insbesondere für die Diagnose und Anlagenoptimierung. Neben den Asset-Management-Lösungen der Prozessleitsystemhersteller gibt es eine Reihe proprietärer Lösungen der Feldgerätehersteller. Diese haben den Vorteil, dass sie das Expertenwissen der Hersteller nutzen und besser auf spezifische Aufgaben adaptiert sind. So ist es zum Beispiel mit dem Asset-Management-Tool TROVIS SOLUTION möglich, die Diagnosedaten einer Messstelle über einen Zeitverlauf zu erfassen und einen Zukunftstrend zu prognostizieren (Bild 2).

Ein Problem stellt die Datenübertragung vom Feldgerät in das Asset-Management-System dar. Die heute verfügbaren Prozessleitsysteme unterstützen nahezu keine standardisierten Schnittstellen. Daher müssen sie häufig anwendungsspezifisch programmiert werden.

### Feldgerätintegration heute und morgen

Zur Geräteintegration werden heute im Wesentlichen zwei technisch unterschiedliche Standards genutzt. Die EDD (Electronic Device Description) beschreibt die Geräteparameter und -funktionen in einer Beschreibungsdatei, die aus einer Textdatei mit C-ähnlicher Syntax via Tokenizer kompiliert wird. FDT (Field Device Tool) basiert dagegen auf Softwareplattformen des Herstellers Microsoft. Gerätehersteller beschreiben ihre Geräte mithilfe von Programmen, den sogenannten DTM (Device Type Manager), die in der Rahmenapplikation FDT ausgeführt werden.

Beide Integrationsmethoden haben Ihre Stärken, jedoch führen die Existenz zweier Integrationsmethoden sowie die herstellerabhängigen Ausprägungen in der Praxis zu erhöhtem Aufwand auf Hersteller- und Anwenderseite. Mit dem Ziel einen

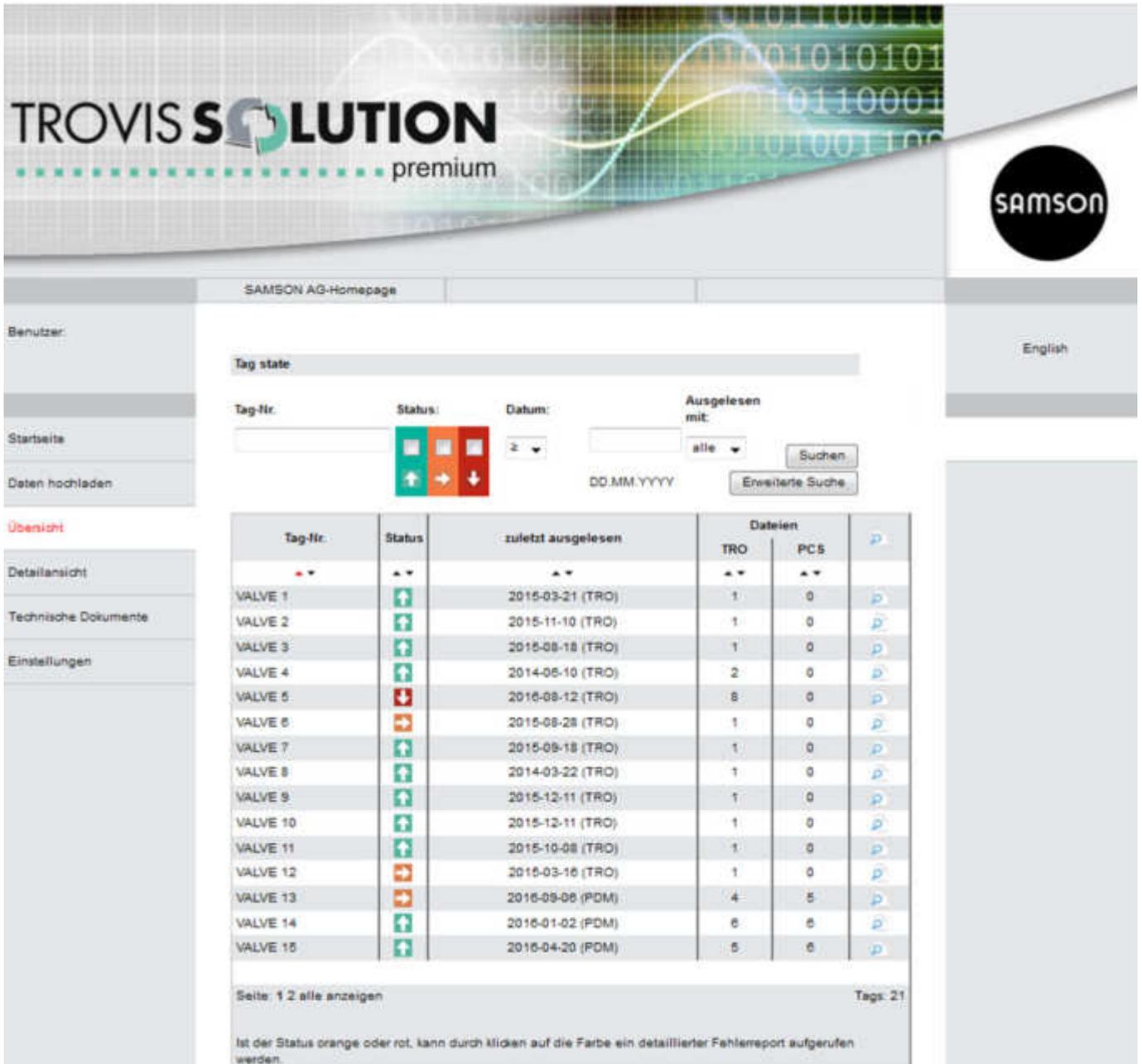


Bild 2: Messstellenüberwachung mit dem Asset-Management-Tool TROVIS SOLUTION

ganzheitlichen Lösungsansatz mit den Vorteilen beider Technologien bereitzustellen, wurde nutzerorganisations- und herstellerübergreifend die FDI-Technologie entwickelt. Das sogenannte FDI Device Package besteht aus drei Komponenten [3]:

- EDD zur Beschreibung der grundlegenden Gerätefunktion
- UIP für die Integration frei programmierbarer Applikationen
- Anhänge

Ein wesentlicher Vorteil von FDI ist die Unterstützung von OPC-UA. OPC-UA ist ein internationaler Standard zum Datenaustausch für die sichere vertikale und horizontale Kommunikation. Als Schlüsseltechnologie für das Projekt Industrie 4.0 erfüllt OPC-UA die grundlegenden Anforderungen nach Her-

steller- und Plattformunabhängigkeit [4]. Mit Fokus auf die Geräteintegration in Anlagenarchitekturen der Prozessindustrie seien an dieser Stelle die Sicherheit der Übertragung und die Skalierbarkeit hervorgehoben [5].

Gerade die Skalierbarkeit ermöglicht neue vertikale Integrationskonzepte zwischen allen hierarchischen Ebenen der Automation. Damit können durch FDI erstmals Daten durchgängig an weitere Systeme wie zum Beispiel Asset-Management-Systeme bereitgestellt werden (Bild 3).

**Prozessintelligente Module**

Ein Treiber für Industrie 4.0 ist die steigende Individualisierung der Produkte. In Zukunft sind kleine Losgrößen mit kundenspezifischen Produkteigenschaften gefragt. Dies führt zu einer

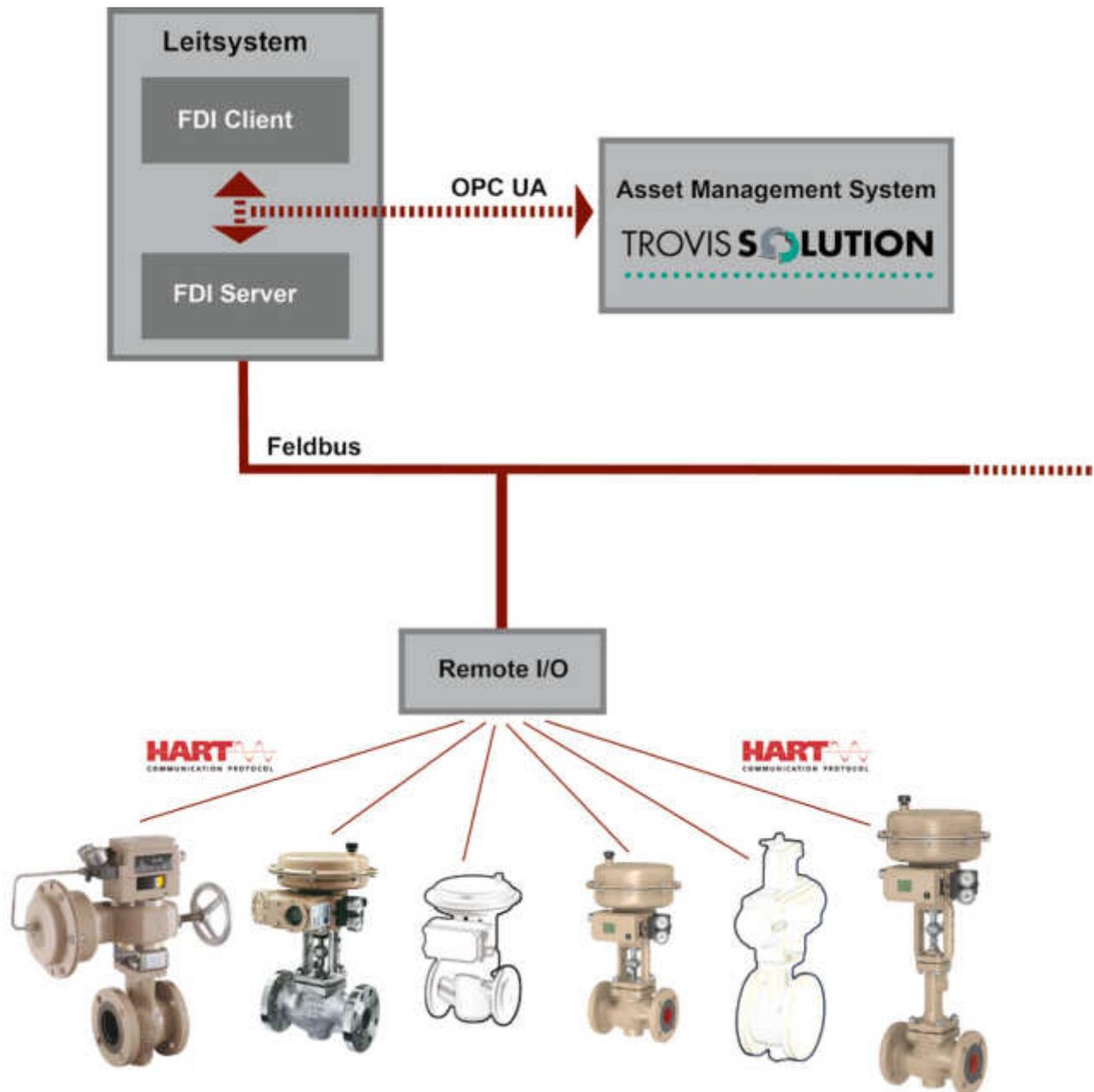


Bild 3: Nutzung von FDI zur vorausschauenden Wartung [3]

Modularisierung von Anlagen, um auf veränderliche Nachfragemengen flexibel reagieren zu können. Die ersten Ansätze modularer Anlagen werden zurzeit in Pilotanlagen erprobt [6].

Die Anlagenmodularisierung erfordert neue Integrationskonzepte in der Automatisierungstechnik. Die übliche direkte Anbindung aller Feldgeräte an das Prozessleitsystem und die zentrale Konfiguration der Regelkreise steht im Widerspruch zum flexiblen Einsatz und einfachen Austausch der Geräte. Es müssen Module mit dezentraler Intelligenz geschaffen werden, sodass sich das gesamte Modul gegenüber der übergeordneten Steuerungsebene als Einheit und nicht als Vielzahl einzelner Feldgeräte darstellt. Damit Module ausgetauscht werden können, ist eine standardisierte Kommunikationsschnittstelle mit einheitlicher Beschreibungssprache erforderlich. Hierfür definiert die NAMUR aktuell das Modul Type Package (NAMUR-

MTP) als Standard.

Die verfügbaren Lösungen basieren auf einer Verlagerung der Intelligenz auf die Ebene der SPS. Diese bietet bereits heute die benötigten Schnittstellen und Rechenleistung um Aufgaben der Prozessleitsysteme zu übernehmen. Durch die Weiterentwicklung von Low-Power-Elektronik und Mikroprozessoren ist es aber nur eine Frage der Zeit bis komplexe Prozessleitaufgaben direkt im Feldgerät ausgeführt werden können.

Auch für die Kommunikation zwischen Feldgerät und übergeordneter Ebene gibt es vielversprechende Ansätze. Ein wichtiger Meilenstein war die Festlegung auf einen Zweileiter-Ethernet-Standard für Feldgeräte auf der AICHEMA 2015 [7]. Auf dieser Basis zeigt SAMSON auf der Valve World Expo 2016, dass auch komplexe Prozessregelaufgaben direkt im Stellungsreg-

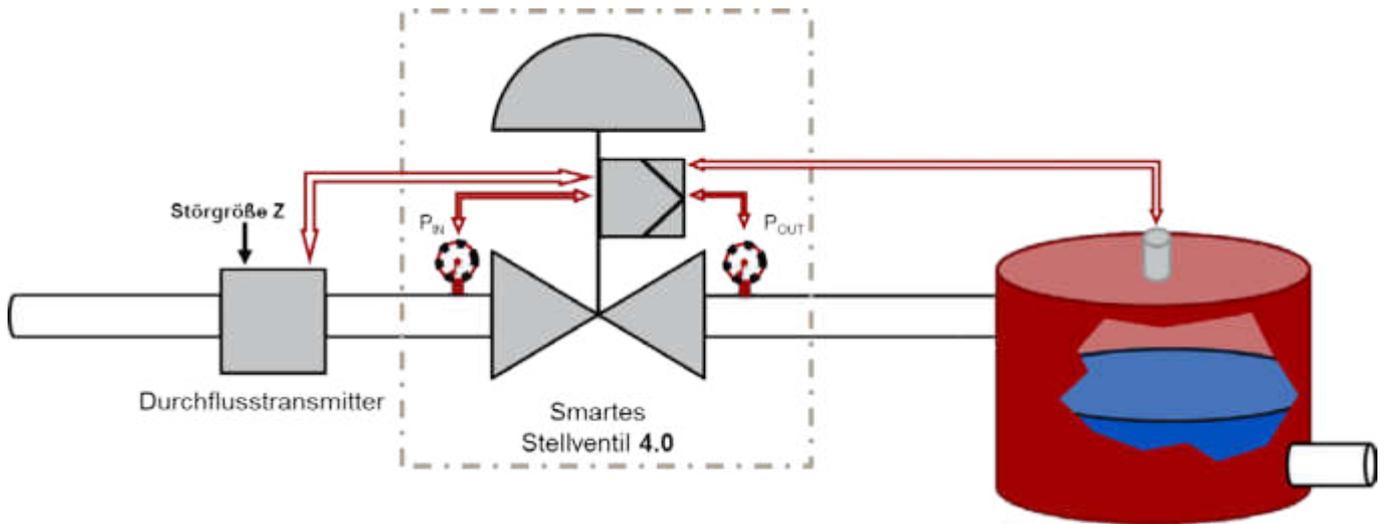


Bild 4: Aufbau des APL Demonstrators von SAMSON

ler ausgeführt werden können. Dabei nimmt der Stellungsregler die Rolle des Prozessmoduls ein, indem er eigenständig die für die Regelung notwendigen Prozessinformationen sammelt und die Prozessregelaufgabe ausführt (Bild 4). Für den Einsatz des Moduls muss die APL-Technologie zur Verfügung stehen und die Frage der Beschreibungssprache geklärt sein. Neben NAMUR-MTP ist auch OPC-UA ein vielversprechender Ansatz. OPC-UA bietet alle Möglichkeiten, um Informationen des Stellungsreglers sicher und zuverlässig in übergeordnete Systeme zu übertragen [3]. Dabei werden die Daten auf FDI-Basis aus der Prozessleitebene extrahiert. Zukünftig könnte das PLS für diese Aufgabe entfallen, indem der OPC-Server direkt im Feldgerät integriert wird.

**Zusammenfassung und Ausblick**

Um den zukünftigen globalen Herausforderungen im Hinblick auf Industrie 4.0 gerecht zu werden, steht die Erhöhung von Flexibilität und Effektivität auf der Agenda der Prozessautomation. Die Modularisierung spielt eine Schlüsselrolle. Sie zieht sich durch die komplette Anlagenstruktur, von neuen Anlagenhierarchien, über neue Kommunikations- und Integrationslösungen, bis hin zum einzelnen Feldgerät.

Ein wesentlicher Enabler für die Modularisierung von Anlagen ist die Verlagerung der Prozessintelligenz aus dem PLS in Richtung Feldebene. Der smarte Aktor mit direktem Prozesseingriff spielt dabei eine entscheidende Rolle. Er übernimmt bereits heute vielfältige Aufgaben neben seiner Kernfunktion dem Regeln des Stoffstroms. Durch die Integration neuer Kommunikationsschnittstellen sowie zusätzlicher Sensorik beziehungsweise Softsensorik entwickelt sich der Aktor zum smarten Aktor-Sensor-Modul und repräsentiert die kleinste funktionale Einheit in einer modularen Anlagenstruktur.

**Literatur**

[1] SAMSON AG, Technische Information: Kommunikation im Feld (2000/04), URL: [http://www.samson.de/pdf\\_de/l450de.pdf](http://www.samson.de/pdf_de/l450de.pdf) (Stand: 27.09.2016)

[2] Stein, T., Konigorski, U., Kiesbauer, J., Fuchs, J., Einsatz von WirelessHART in der Prozessregelung, atp edition – Automatisierungstechnische Praxis 58 (10), S. 56-69, 2016

[3] Schneider, M., Arzbach P., Integrierte Armaturen machen Diagnosedaten nutzbar (02.09.2016), URL: <http://www.chemietechnik.de/vernetzung-von-stellventilen-integration-in-die-automatisierung/> (Stand: 27.09.2016)

[4] OPC Foundation, OPC Unified Architecture Interoperability for Industrie 4.0 and the Internet of Things (o. J.), URL: <https://opcfoundation.org/wp-content/uploads/2016/05/OPC-UA-Interoperability-For-Industrie4-and-IoT-EN-v5.pdf> (Stand: 27.09.2016)

[5] Bundesamt für Sicherheit in der Informationstechnik, Sicherheitsanalyse OPC UA (25.04.2016), URL: [https://www.bsi.bund.de/SharedDocs/Downloads/DE/BSI/Publikationen/Studien/OPCUA/OPCUA.pdf?\\_\\_blob=publicationFile&v=2](https://www.bsi.bund.de/SharedDocs/Downloads/DE/BSI/Publikationen/Studien/OPCUA/OPCUA.pdf?__blob=publicationFile&v=2) (Stand: 27.09.2016)

[6] prozesstechnik-online, Chemiebaukasten neu gedacht (22.01.2015), URL: [http://www.prozesstechnik-online.de/messen/achema/-/article/31534493/40289827/Chemiebaukasten-neu-gedacht/art\\_co\\_INSTANCE\\_0000/maximized/](http://www.prozesstechnik-online.de/messen/achema/-/article/31534493/40289827/Chemiebaukasten-neu-gedacht/art_co_INSTANCE_0000/maximized/) (Stand: 27.09.2016)

[7] chemietechnik.de, APL-Gruppe einigt sich auf Lösungsvorschlag für Ethernet in the Field (23.06.2015), URL: <http://www.chemietechnik.de/apl-gruppe-einigt-sich-auf-loesungsvorschlag-fuer-ethernet-in-the-field/> (Stand: 27.09.2016)

**Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer**  
**Dr.-Ing. Julian Fuchs**  
**Dipl.-Ing. (FH) Peter Arzbach**  
 SAMSON AKTIENGESELLSCHAFT  
 60314 Frankfurt am Main  
 Tel. +49 69 4009-0  
 samson@samson.de