Anmerkungen zum Standard MAN 803.07/ (IEC 534-2-2) Durchflußmengenermittlung für kompressible Fluide bei Stellarmaturen

Dr. sc. techn. Bernd GLÜCK
VEB Forschung und Rationalisierung TGA

In /1/ wurde das Blatt /01 des in der Überschrift genannten Standards, der den inkompressiblen Mediendurchfluß zum Inhalt hat, ausführlich diskutiert. Einige Probleme und Einflußfaktoren sind gleichartig, so daß diese sehr kurz behandelt werden können. Die Eigenschaften der kompressiblen Medien – ein druckabhängiges Volumen zu haben – führt aber zu beachtenswerten Besonderheiten bei der Armaturendurchströmung. Der Druckabfall vom Einströmquerschnitt bis zum Vena-contracta-Querschnitt, dem kleinsten Strömungsquerschnitt hinter dem geometrisch engsten Armaturenquerschnitt, bewirkt infolge Expansion eine Vergrößerung des Volumenstroms. Der anschließende Druckaufbau – auch Rückgewinn genannt – führt zu einer verlustbehafteten Kompression und damit zu einer Verringerung des Volumenstroms. Diese Vorgänge sind sehr kompliziert und nach wie vor nur näherungsweise beschreibbar.

Sachstand

Nach den Arbeiten von *Kecke* /2/ muß zwischen unter- und überkritischem Druckgefälle unterschieden werden, wobei zur quantitativen Darstellung der Massedurchsätze α_{ku} – Durchflußbeiwert für kompressible unterkritische Entspannung – bzw. $\alpha_{ük}$ – Durchflußbeiwert für kompressible überkritische Entspannung – für jede spezielle Stell- oder Drosselarmatur meßtechnisch zu ermitteln sind.
Die entsprechenden, zugeschnittenen Größengleichungen lauten nach /3/ bei Vernachlässigung der Zuströmgeschwindigkeit für *unterkritisches* Druckgefälle

$$\dot{m} = 0{,}001\, A_D \alpha_{ku} \sqrt{2}\sqrt{\varrho_1 p_1}\, \psi \quad \text{in kg/s} \tag{1}$$

überkritisches Druckgefälle

$$\dot{m} = 0{,}001\, A_D \alpha_{ük} \sqrt{2}\sqrt{\varrho_1 p_1}\, \psi_{max} \quad \text{in kg/s} \tag{2}$$

mit

A_D	mm²	Drosselquerschnitt
p_1	MPa	Druck am Eintritt (Absolutwert)
p_2	MPa	Druck am Austritt (Absolutwert)
ϱ_1	kg/m³	Dichte am Eintritt $\varrho = 1/v$
ϱ_2	kg/m³	Dichte am Austritt
v	m³/kg	Spezifisches Volumen
α_{ku}	–	Durchflußbeiwert für kompressible unterkritische Entspannung
$\alpha_{ük}$	–	Durchflußbeiwert für kompressible überkritische Entspannung
ψ	–	Ausflußfunktion

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]} \tag{3}$$

ψ_{max}	–	Maximale Ausflußfunktion

$$\psi_{max} = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}}\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} = \sqrt{\frac{\kappa}{2}\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \tag{4}$$

κ	–	Isentropenexponent des Fluids.

Der reale Druckverlauf in einem Stellventil und die Druckumsetzung in der nachfolgenden Rohrleitung werden im üblichen Berechnungsmodell für inkompressible Medien sowie für inkompressible Medien bei unterkritischem Druckgefälle auf die Einbaulänge L der Armatur projiziert (Bild 1). Damit stellt $\Delta p = p_1 - p_2$ den Druckverlust des Einzelwiderstandes dar. Am Armaturenaustritt wird modellgemäß eine ausgebildete Strömung angenommen. Voraussetzung für die Gültigkeit dieses Berechnungsmodells sind gerade Ein- und Auslaufstrecken.

I. Unterkritisches Druckgefälle ($p_2 > 0{,}5\, p_1$)

In Ermangelung des experimentell zu bestimmenden Durchflußbeiwerts α_{ku} wird im unterkritischen Bereich näherungsweise der Ansatz für inkompressible Medien verwendet. Nach /3/ gilt

$$\dot{m} = A_D \alpha \sqrt{2}\sqrt{\varrho_2 (p_1 - p_2)} = k_v \sqrt{\varrho_2 (p_1 - p_2)} \tag{5}$$

mit

α – Durchflußbeiwert für inkompressible Durchströmung und k_v – Ventilkoeffizient in Form einer korrigierten Durchströmfläche.

Die Gl. (5) entspricht somit der Gl. (1) in /1/. Zur besseren Anpassung wird lediglich auf die Dichte am Austritt bezogen.
Weiterhin gilt nach /1/

$$k_v = 27{,}8\, k_v^* \tag{6}$$

mit k_v in mm² und k_v^* in m³/h, dem üblichen k_v-Wert nach Herstellerangabe.
Damit folgt aus Gl. (5) die zugeschnittene Größengleichung

$$\dot{m} = 0{,}001\, k_v \sqrt{\varrho_2 (p_1 - p_2)} = 0{,}001\; k_v \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{v_2}} \quad \text{in kg/s.} \tag{7}$$

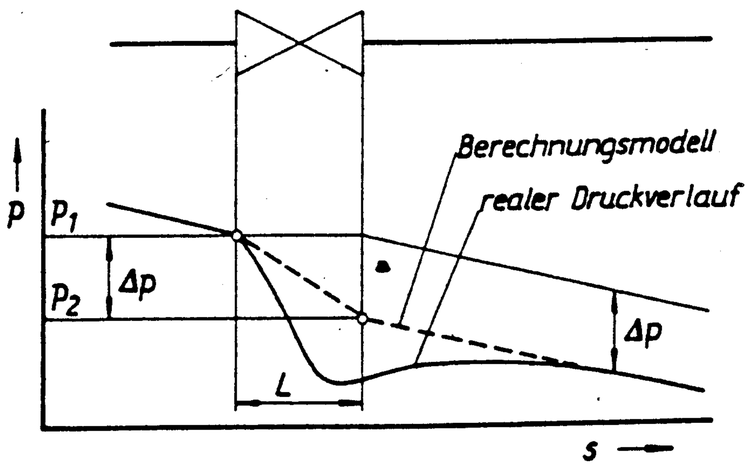
In /4/ wird

$$\dot{m} = 101\, k_v^* \sqrt{\varrho_2 (p_1 - p_2)} \quad \text{in kg/h} \tag{8}$$

genannt. Unter Beachten der Gl. (6) und der unterschiedlich verwendeten Einheiten sind beide Gleichungen praktisch identisch. Aus Gl. (7) sind nachfolgende spezielle Formen ableitbar.

Luft, Stickstoff

Die thermische Zustandsgleichung des idealen Gases, angewendet auf Luft und Stickstoff, ergibt für den Mittelwert $R \approx 290$ J/(kg K) und konstante Temperatur $t = t_1 = t_2$ die Dichte



1
Realer und modellmäßiger Druckverlauf in einer Rohrleitung mit eingebauter Armatur bei Durchströmung eines inkompressiblen Fluids bzw. eines kompressiblen Fluids bei unterkritischem Druckgefälle.

$$\varrho_2 = \frac{p_2}{R(t+273)} \quad (*)$$

Damit folgt der Massestrom

$$\dot{m} = 0{,}059\, k_v \sqrt{\frac{p_2}{t+273}\,(p_1 - p_2)} \quad \text{in kg/s.} \qquad (9)$$

Sattdampf

Mit dem Zusammenhang $\varrho_2 \approx 5\, p_2$ ergibt Gl. (7)

$$\dot{m} = 0{,}00224\, k_v \sqrt{p_2 (p_1 - p_2)} \quad \text{in kg/s.} \qquad (10)$$

II. Überkritisches Druckgefälle ($p_2 < 0{,}5\, p_1$)

In ganz grober Näherung werden nach /3/ für *Heißdampf*

$$\dot{m} = 0{,}00053\, k_v \sqrt{\varrho_1 p_1} = 0{,}00053\, k_v \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \quad \text{in kg/s} \qquad (11)$$

angenommen.
Nach /4/ wird in Gl. (11) anstelle von ϱ_1 die Dichte ϱ^*, die bei $p_1/2$ und t_1 gilt, verwendet. Somit nennt /4/ allgemein für Dämpfe

$$\dot{m} = 71{,}4\, k_v^* \sqrt{\varrho^* p_1} \quad \text{in kg/h.} \qquad (12)$$

Setzt man überschläglich

$$\frac{p_1}{\varrho_1} = \frac{p_1}{2\varrho^*},$$

ergibt sich Gl. (12) zu

$$\dot{m} = \frac{71{,}4}{\sqrt{2}}\, k_v^* \sqrt{\varrho_1 p_1} = 50{,}5\, k_v^* \sqrt{\varrho_1 p_1} \quad \text{in kg/h.}$$

Unter Einführen der Gl. (6) und der Einheitenumrechnung liefern die Gln. (11) und (12) nahezu gleiche Ergebnisse.
Analog Gl. (11) folgen nach /3/ näherungsweise für:

Luft, Stickstoff

$$\dot{m} = 0{,}0311\, k_v \frac{p_1}{\sqrt{t_1 + 273}} \quad \text{in kg/s} \qquad (13)$$

Sattdampf

$$\dot{m} = 0{,}00118\, k_v\, p_1 \quad \text{in kg/s.} \qquad (14)$$

Beispiel 1

Ein Stellventil mit $k_v^* = 30\ \text{m}^3/\text{h}$ ist in eine gerade Leitung ohne Einschnürung eingebaut. Der Eintrittsdruck $p_1 = 2{,}3$ MPa und der Austrittsdruck $p_2 = 2{,}0$ MPa gelten für folgende Medienbeaufschlagungen:
a) Luft $t_1 = 20$ °C
b) Sattdampf
c) Heißdampf $t_1 = 400$ °C.
Es sind die Masseströme zu ermitteln.

Lösung

Nach Gl. (6) ergibt sich

$k_v = 27{,}8 \cdot 30\ \text{mm}^2 = 834\ \text{mm}^2.$

Damit gilt im
Fall a nach Gl. (9)

$$\dot{m} = 0{,}059 \cdot 834 \sqrt{\frac{2{,}0}{293}(2{,}3 - 2{,}0)}\ \text{kg/s} = 2{,}23\ \text{kg/s}$$

Fall b nach Gl. (10)

$$\dot{m} = 0{,}00224 \cdot 834 \sqrt{2{,}0\,(2{,}3 - 2{,}0)}\ \text{kg/s} = 1{,}45\ \text{kg/s}$$

Fall c nach Gl. (7) mit $v_2 =$ 0,1512 ~~kg/m³~~ m³/kg

$$\dot{m} = 0{,}001 \cdot 834 \sqrt{\frac{2{,}3 - 2{,}0}{0{,}1512}}\ \text{kg/s} = 1{,}17\ \text{kg/s.}$$

Beispiel 2

Vor dem Stellventil gemäß Beispiel 1 steht ein Druck $p_1 = 1$ MPa an, der Nachdruck beträgt etwa 0,2 MPa, so daß stets ein überkritisches Druckgefälle besteht.

Es sind die Masseströme für
a) Luft $t_1 = 20$ °C
b) Sattdampf
c) Heißdampf $t_1 = 300$ °C
zu berechnen.

Lösung

Es ergeben sich im

Fall a nach Gl. (13)

$$\dot{m} = 0{,}0311 \cdot 834 \frac{1}{\sqrt{293}}\ \text{kg/s} = 1{,}52\ \text{kg/s}$$

Fall b nach Gl. (14)

$\dot{m} = 0{,}00118 \cdot 834 \cdot 1\ \text{kg/s} = 0{,}98\ \text{kg/s}$

Fall c nach Gl. (11) mit $v_1 = 0{,}2580$ ~~kg/m³~~ m³/kg

$$\dot{m} = 0{,}00053 \cdot 834 \sqrt{\frac{1}{0{,}2580}}\ \text{kg/s} = 0{,}87\ \text{kg/s.}$$

Neuer Standard

Im Oktober 1985 wurde vom VEB Armaturenkombinat der Werkstandard MAN 803.07/02 bearbeitet von *E. Seipt* /5, 6, 7/ –, der ab 1995 endgültig verbindlich ist, herausgegeben. Darin ist der Standard IEC 534-2-2 (Ausgabe 1980 vom International Electrotechnical Commission) übernommen worden. Dieser basiert wiederum auf amerikanischen Forschungsarbeiten, vor allem auf denen von *De Filipps* und *Driskell*.
Die Bezeichnungen und die geometrischen Anordnungen entsprechen dem Blatt /01 (siehe /1/ und Bild 2).
Im weiteren sollen die Besonderheiten des Standards zum bisherigen Berechnungsgang herausgestellt werden.

Hauptaussage des Standards

Als grundlegende Bemessungsgleichung ist

$$\dot{m} = 100\, F_P k_v^* Y \sqrt{x p_1 \varrho_1} = 100\, F_P k_v^* Y \sqrt{\frac{x p_1}{v_1}} \quad \text{in kg/h} \qquad (15)$$

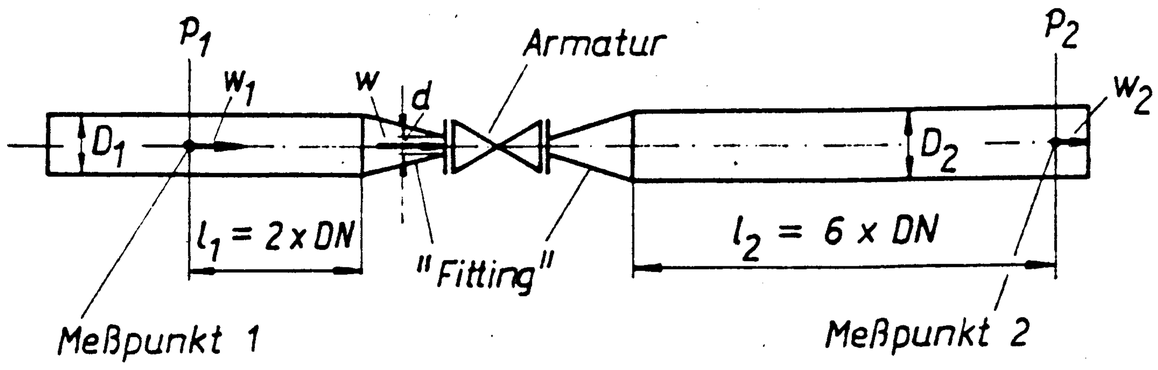
angegeben (Meßstellenanordnung nach Bild 2).
Es bedeuten:

k_v^*	m³/h	Durchflußkoeffizient nach Herstellerangabe
p_1	MPa	Druck an der Meßstelle 1 (Eingangsdruck; Absolutwert)
p_2	MPa	Druck an der Meßstelle 2 (Ausgangsdruck; Absolutwert)
ϱ_1	kg/m³	Dichte des Fluids bei Eingangsbedingungen (p_1; t_1)
v_1	m³/kg	Spezifisches Volumen des Fluids bei Eingangsbedingungen (p_1; t_1)
x	–	Differenzdruckverhältnis $x = \frac{p_1 - p_2}{p_1} = 1 - \frac{p_2}{p_1}$ (16)
Y	–	Expansionsfaktor
F_P	–	Rohrleitungsgeometriefaktor.

Letztgenannter entspricht vollkommen dem Blatt /01 und ist inhaltlich in /1/ ausführlich untersucht worden.
Im weiteren wird deshalb aus Gl. (15) folgend die Beziehung

$$\dot{m} = 100\, k_v^* Y \sqrt{x p_1 \varrho_1} = 100\, k_v^* Y \sqrt{\frac{x p_1}{v_1}} \quad \text{in kg/h} \qquad (15a)$$

betrachtet. Der Grundaufbau entspricht der Darstellung für inkompressiblen Durchfluß, die real vorhandenen Kompressibilitäts-Effekte werden durch den Expansionsfaktor Y und eine obere Begrenzung von x erfaßt.



2
Rohrleitung mit Stellarmatur und Übergangsstücken, die im MAN 803.07/02 stets als Fittings bezeichnet werden, gemäß Standard-Darstellung.

Expansionsfaktor

Der Faktor Y berücksichtigt die Dichteänderung des Fluids vom Eingang bis zur Vena contracta:

$$Y = 1 - \frac{x}{3\,F_\kappa x_T} \tag{17}$$

Die Größen x_T und F_κ werden gesondert erläutert.

Modifiziertes kritisches Differenzdruckverhältnis x_T

Bei konstantem Eingangsdruck p_1 und stetig verringertem Ausgangsdruck p_2 wird die Durchflußmenge nur bis zu einem Maximalwert ansteigen. Es existiert somit eine Durchflußbegrenzung. Sie ist vom Fluid und von der Armaturenkonstruktion abhängig.
Die Durchflußbegrenzung ist erreicht, wenn das Differenzdruckverhältnis

$$x_{max} = F_\kappa\, x_T \tag{18}$$

gilt. In den Gl. (15), (15a) und (17) darf somit für x höchstens x_{max} eingesetzt werden, auch wenn der x-Wert nach Gl. (16) in Realität wegen des überkritischen Druckgefälles größer ist.
Das modifizierte kritische Differenzdruckverhältnis x_T ist experimentell für jede Armatur zu bestimmen und vom Hersteller anzugeben.
Als Richtwerte enthält der Standard für vollgeöffnete Armaturen u. a.:

Einsitz-Durchgangsventil
- Schlitzkegel $x_T = 0{,}75$
- Konturkegel $x_T = 0{,}72$ (Durchfluß entgegen Schließrichtung)
  $x_T = 0{,}55$ (Durchfluß in Schließrichtung).

Die Auswertung der üblichen Drosselblendenberechnung ergab den Näherungswert $x_T = 0{,}55$.

Normierungsfaktor F_κ

Das modifizierte kritische Differenzdruckverhältnis x_T gilt für Luft mit dem Isentropenexponent $\kappa = 1{,}4$. Für andere Fluide muß deshalb die Umrechnung

$$F_\kappa = \frac{\kappa}{1{,}4} \tag{19}$$

vorgenommen werden.

Umformung des Expansionsfaktors

Durch Substitution der Gln. (18) und (19) in Gl. (17) erhält letztere folgendes Aussehen:

$$Y = 1 - \frac{x}{2{,}143\,\kappa x_T} \quad \text{mit } x \leqq x_{max} = \frac{\kappa}{1{,}4} x_T. \tag{20}$$

Expansionsfaktor mit besserer Genauigkeit

Im Standard wird außer Gl. (20) noch eine genauere Ermittlung von Y empfohlen. Dazu sind folgende Schritte notwendig:

$$F_g = \frac{0{,}563}{\psi_{max}} \sqrt{\kappa x_T} \quad [\psi_{max} \text{ nach Gl. (4)}] \tag{21}$$

$$x_{cr} = 1 - \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1} F_g^2} \tag{22}$$

$$Y = 1 - \frac{1 - \frac{\psi_{max} F_g}{\sqrt{x_{cr}}}}{x_{cr}} x \tag{23}$$

mit $x \leqq x_{cr}$. Das heißt, ist x real größer als das kritische Differenzdruckverhältnis x_{cr}, so ist für $x = x_{cr}$ in Gln. (23) und (15a) einzusetzen.

Näherungsformeln für Wasserdampf

Es gelten für

Sattdampf

$$\dot m = 228\, k_v^* p_1\, Y \sqrt{x} \quad \text{in kg/h} \tag{24}$$

Heißdampf

$$\dot m = \frac{228\, k_v^* p_1}{1 + 0{,}00126\,(t_1 - t_S)}\, Y \sqrt{x} \quad \text{in kg/h,} \tag{25}$$

wobei $(t_1 - t_S)$ die Überhitzungstemperatur darstellt.

Beispiel 3

Das Beispiel 1 ist nach dem im Standard vorgestellten Bemessungsverfahren erneut zu bearbeiten. Es ist von einem Schlitzkegel $x_T = 0{,}75$ auszugehen.

Lösung

Das Differenzdruckverhältnis nach Gl. (16) beträgt

$$x = \frac{2{,}3 - 2{,}0}{2{,}3} = 0{,}1304.$$

Fall a:

Gl. (20) liefert

$$x_{max} = \frac{1{,}4}{1{,}4}\, 0{,}75 = 0{,}75; \quad Y = 1 - \frac{0{,}1304}{2{,}143 \cdot 1{,}4 \cdot 0{,}75} = 0{,}942.$$

Die Dichte ϱ_1 ergibt sich analog zur Gl. (*)

$$\varrho_1 = \frac{2{,}3 \cdot 10^6}{290 \cdot 293}\ \text{kg/m}^3 = 27{,}07\ \text{kg/m}^3.$$

Damit berechnet sich gemäß Gl. (15a)

$$\dot m = 100 \cdot 30 \cdot 0{,}942 \sqrt{0{,}1304 \cdot 2{,}3 \cdot 27{,}07}\ \text{kg/h} = 8052\ \text{kg/h} = 2{,}24\ \text{kg/s}.$$

Anmerkung 1 (Einfluß von x_T):
Würde beispielsweise ein Stellorgan mit $x_T = 0{,}55$ eingesetzt, ergäben sich $Y = 0{,}921$ und $\dot m = 2{,}19$ kg/s. Die Abweichung von zwei Prozent ist minimal.
Anmerkung 2 (Einfluß von Y):
Die genauere Ermittlung von Y muß schrittweise erarbeitet werden. Es gelten nach
Gl. (4)

$$\psi_{max} = \sqrt{\frac{1{,}4}{2}\left(\frac{2}{1{,}4 + 1}\right)^{\frac{1{,}4+1}{1{,}4-1}}} = 0{,}484$$

Gl. (21)

$$F_g = \frac{0{,}563}{0{,}484} \sqrt{1{,}4 \cdot 0{,}75} = 1{,}192$$

Gl. (22)

$$x_{cr} = 1 - \left(\frac{2}{1{,}4 + 1}\right)^{\frac{1{,}4}{1{,}4-1}\, 1{,}192^2} = 0{,}596\ (> 0{,}1304)$$

Gl. (23)

$$Y = 1 - \frac{1 - \frac{0{,}484 \cdot 1{,}192}{\sqrt{0{,}596}}}{0{,}596}\, 0{,}1304 = 0{,}945$$

Die Abweichung gegenüber der Gl. (20) beträgt nur 0,3 Prozent.

Fall b:

Der Exponent für Sattdampf ist parameterabhängig. In der früheren Praxis wurde $\kappa = 1{,}135$ verwendet. Dies mag für große Bereiche auch zutreffend sein. Im vorliegenden Fall ($p_1 = 2{,}3$ MPa) wurde $\kappa = 1{,}127$ für den Zusammenhang (p, v) abgeschätzt.
Gl. (20) ergibt

$$Y = 1 - \frac{0{,}1304}{2{,}143 \cdot 1{,}127 \cdot 0{,}75} = 0{,}928.$$

(Der erstgenannte κ-Wert hätte $Y = 0{,}929$ geliefert.)
Gemäß Gl. (15a) folgt mit $v_1 = 0{,}0868\ \text{m}^3/\text{kg}$ der Massestrom zu

$$\dot m = 100 \cdot 30 \cdot 0{,}928 \sqrt{\frac{0{,}1304 \cdot 2{,}3}{0{,}0868}}\ \text{kg/h} = 5\,175\ \text{kg/h} = 1{,}44\ \text{kg/s}.$$

Die Näherungsformel Gl. (24) ergibt

$$\dot m = 228 \cdot 30 \cdot 2{,}3 \cdot 0{,}928 \sqrt{0{,}1304}\ \text{kg/h} = 5\,272\ \text{kg/h} = 1{,}46\ \text{kg/s}.$$

Fall c:

Üblicherweise wird für Heißdampf $\kappa = 1{,}3$ verwendet. Im vorliegenden Fall ist $\kappa = 1{,}29$ genauer. Damit ergeben Gl. (20)

$$Y = 1 - \frac{0{,}1304}{2{,}143 \cdot 1{,}29 \cdot 0{,}75} = 0{,}937$$

und mit $v_1 = 0{,}1309\ \text{m}^3/\text{kg}$ Gl. (15a)

$$\dot{m} = 100 \cdot 30 \cdot 0{,}937 \sqrt{\frac{0{,}1304 \cdot 2{,}3}{0{,}1309}}\ \text{kg/h} = 4\,255\ \text{kg/h} = 1{,}18\ \text{kg/s}.$$

Die Näherungsformel Gl. (25) liefert mit $t_S = 220$ °C

$$\dot{m} = \frac{228 \cdot 30 \cdot 2{,}3}{1 + 0{,}00126\,(400\text{-}220)}\ 0{,}937 \sqrt{0{,}1304}\ \text{kg/h} = 4\,339\ \text{kg/h} = 1{,}21\ \text{kg/s}.$$

Beispiel 4

Es ist Beispiel 2 (überkritisches Druckgefälle) standardgemäß zu berechnen.

Lösung

Das Differenzdruckverhältnis nach Gl. (16) beträgt

$$x = \frac{1 - 0{,}2}{1} = 0{,}8.$$

Fall a:

Für Luft gilt nach Gl. (18) $x_{max} = 0{,}75$, so daß in Gl. (20) auch $x = 0{,}75$ einzusetzen ist. Es folgt damit

$$Y = 1 - \frac{0{,}75}{2{,}143 \cdot 1{,}4 \cdot 0{,}75} = 0{,}667.$$

der untere Grenzwert für Luft.

Gl. (15a) liefert dann mit $\varrho_1 = 11{,}77$ kg/m³

$$\dot{m} = 100 \cdot 30 \cdot 0{,}667\ \sqrt{0{,}75 \cdot 1 \cdot 11{,}77}\ \text{kg/h} = 5\,945\ \text{kg/h} = 1{,}65\ \text{kg/s}.$$

Anmerkung 1 (Einfluß von x_T):

Für ein Stellorgan mit $x_T = 0{,}55$ folgte $x_{max} = 0{,}55$, so daß

$$Y = 1 - \frac{0{,}55}{2{,}143 \cdot 1{,}4 \cdot 0{,}55} = 0{,}667$$

unverändert ergäbe. Der Massestrom

$$\dot{m} = 100 \cdot 30 \cdot 0{,}667\ \sqrt{0{,}55 \cdot 1 \cdot 11{,}77}\ \text{kg/h} = 5\,091\ \text{kg/h} = 1{,}41\ \text{kg/s}$$

wäre dann aber stark reduziert.

Anmerkung 2 (Einfluß von Y):

Unverändert zum Beispiel 3 (Anmerkung 2) gelten. $Y_{max} = 0{,}484$; $F_g = 1{,}192$; $x_{cr} = 0{,}596$. Da $x > x_{cr}$ ist, muß in Gl. (23) $x = x_{cr}$ verwendet werden:

$$Y = 1 - \frac{1 - \dfrac{0{,}484 \cdot 1{,}192}{\sqrt{0{,}596}}}{0{,}596}\ 0{,}596 = 0{,}747.$$

Mit Y und x_{cr} ergibt Gl. (15a)

$$\dot{m} = 100 \cdot 30 \cdot 0{,}747\ \sqrt{0{,}596 \cdot 1 \cdot 11{,}77}\ \text{kg/h} = 5\,935\ \text{kg/h} = 1{,}65\ \text{kg/s}.$$

Die Ergebnisse zeigen, daß das aufwendigere, verbesserte Verfahren nicht notwendigerweise angewandt werden muß.

Fall b:

Mit $\kappa = 1{,}135$ ergeben sich nach Gl. (20):

$$x = x_{max} = \frac{1{,}135}{1{,}4}\ 0{,}75 = 0{,}608$$

$$Y = 1 - \frac{0{,}608}{2{,}143 \cdot 1{,}135 \cdot 0{,}75} = 0{,}667.$$

Weiter folgt nach Gl. (15a) mit $v_1 = 0{,}1943$ m³/kg

$$\dot{m} = 100 \cdot 30 \cdot 0{,}667\ \sqrt{\frac{0{,}608 \cdot 1}{0{,}1943}}\ \text{kg/h} = 3\,540\ \text{kg/h} = 0{,}98\ \text{kg/s},$$

und die Näherung Gl. (24) liefert

$$\dot{m} = 228 \cdot 30 \cdot 1 \cdot 0{,}667\ \sqrt{0{,}608}\ \text{kg/h} = 3\,557\ \text{kg/h} = 0{,}99\ \text{kg/s}.$$

Fall c:

Mit $\kappa = 1{,}3$ berechnen sich gemäß Gl. (20):

$$x = x_{max} = \frac{1{,}3}{1{,}4}\ 0{,}75 = 0{,}696$$

$$Y = 1 - \frac{0{,}696}{2{,}143 \cdot 1{,}3 \cdot 0{,}75} = 0{,}667.$$

Gl. (15a) liefert dann mit $v_1 = 0{,}2580$ m³/kg

$$\dot{m} = 100 \cdot 30 \cdot 0{,}667\ \sqrt{\frac{0{,}696 \cdot 1}{0{,}2580}}\ \text{kg/h} = 3\,287\ \text{kg/h} = 0{,}91\ \text{kg/s},$$

Tabelle 1: Masseströme nach verschiedenen Berechnungsverfahren (Beispiele 1 bis 4)

	$\dot{m}$ in kg/s	$\dot{m}$ in kg/s		$\dot{m}$ in kg/s
Literatur	/3/	MAN 803.07/02 (neuer Standard)		MAN 803.02 (gültiger Standard)
Unterkritiche Druckdifferenz				
Luft	2,23	2,24	(2,19)	2,16
Sattdampf	1,45	1,44	[1,46]	1,46
Heißdampf	1,17	1,18	[1,21]	1,19
Überkritische Druckdifferenz				
Luft	1,52	1,65	(1,41)	1,39
Sattdampf	0,98	0,98	[0,99]	0,94
Heißdampf	0,87	0,91	[0,92]	0,82

und näherungsweise nach Gl. (25) folgt mit $t_S = 180$ °C

$$\dot{m} = \frac{228 \cdot 30 \cdot 1}{1 + 0{,}00126 \cdot (300 - 180)}\ 0{,}667\ \sqrt{0{,}696}\ \text{kg/h} = 3\,306\ \text{kg/h} = 0{,}92\ \text{kg/s}.$$

Gegenüberstellung der numerischen Ergebnisse

In den Beispielen 1 und 2 werden die Durchsätze nach den in /3, Anhang, Bild 23/ angegebenen Näherungsbeziehungen, die identisch mit den Gln. (7), (9), (10), (11), (13) und (14) sind, ermittelt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 1 in der ersten Spalte eingetragen.

Dem Berechnungsablauf gemäß der Gln. (15) bis (25) in den Beispielen 3 und 4 liegt der neue Standard MAN 803.07/02 zugrunde. Die Ergebnisse finden sich in der zweiten Tabellenspalte. Als modifiziertes kritisches Differenzdruckverhältnis wurde $x_T = 0{,}75$ verwendet. Es gilt beispielsweise für Durchgangsventile mit Schlitzkegel. Für einen Konturkegel mit Durchfluß in Schließrichtung ist, wenn keine exakten Meßwerte vorliegen, $x_T = 0{,}55$ anzunehmen. Die zugehörigen Ergebnisse sind in der zweiten Spalte in runden Klammern vermerkt. Während bei unterkritischer Entspannung der Einfluß von x_T auf $\dot{m}$ relativ gering ist (etwa zwei Prozent), macht sich dieser Armaturenkennwert bei überkritischem Druckgefälle stark bemerkbar (etwa 15 Prozent).

Die Näherungsgleichungen (24) sowie (25) – anwendbar für Sattdampf und Heißdampf (in beiden Fällen ist Wasserdampf gemeint) – umgehen die Bestimmungen von ϱ_1 bzw. v_1 und ergeben relativ genaue Werte. Sie sind in der Tabelle in eckigen Klammern eingetragen.

In der dritten Tabellenspalte finden sich die nach dem gültigen Werkstandard MAN 803.02 (Ausgabe Juli 1983) ermittelten Masseströme. Sie wurden aus Platzgründen nicht detailliert vorgerechnet.

Unter der Annahme, daß die nach dem neuen Standard bestimmten Durchsätze der Realität am besten entsprechen, kommen die Ergebnisse nach /3/ diesen Werten sehr nahe. Dies trifft erwartungsgemäß besonders auf den unterkritischen Bereich zu.

Selbstverständlich sind die ausgewerteten Beispiele nicht für die gesamte, mögliche Parametervielfalt aussagefähig, für praktische Gegebenheiten aber symptomatisch.

Zusammenfassung

Der vorliegende Standard beseitigt gegenüber den bisherigen Berechnungsalgorithmen für Stellarmaturen mit kompressibler Fluiddurchströmung einige Unsicherheiten durch Einführen des Armaturenkennwertes x_T (modifiziertes kritisches Druckverhältnis), da der für inkompressible Fluiddurchströmung charakteristische k_v-Wert nicht die gasdynamischen Entspannungseffekte berücksichtigen kann.

Das Wirksamwerden der neue Theorie hängt natürlich von der Verfügbarkeit der genannten x_T-Werte ab.

Stichprobenrechnungen ergaben, daß die Berechnung nach /3/ gute Näherungen – vor allem bei unterkritischer Durchströmung – liefert.

Bezüglich der Genauigkeit ist zu beachten, daß die k_{vs}-Werte von Einweg-Stellventilen nach TGL 24743 ohnehin mit Toleranzen von ± 10 Prozent behaftet sind.

Literatur

/1/ *Glück, B.:* Anmerkungen zum Standard MAN 803.07/01 (IEC 534-2-1) Durchflußmengenermittlung für inkompressible Fluide bei Stellarmaturen. *„Stadt- und Gebäudetechnik"* (1988) Heft 2

/2/ *Kecke, H.-J.:* Gegenwärtiger Stand und Probleme der Armaturenhydraulik. *„Technische Information Armaturen"* (1982) Heft 2

/3/ *Glück, B.:* Hydrodynamische und gasdynamische Rohrströmung; Druckverluste. Reihe: Bausteine der Heizungstechnik. VEB Verlag für Bauwesen 1988

/4/ Werkstandard MAN 803.02 (Juli 1983)

Literatur /5/ bis /7/ s. S. 90

Fortsetzung von S. 80

/5/ *Seipt, E.:* Der Zusammenhang zwischen der kompressiblen und der inkompressiblen Stellarmaturen-Durchströmung und der Durchflußkoeffizient.
„Technische Information Armaturen" (1986) Heft 4

/6/ *Seipt, E.:* Durchflußfunktion und Expansionsfaktor bei der Durchflußmengenermittlung von Stellarmaturen.
„Technische Information Armaturen" (1987) Heft 2

/7/ *Seipt, E.:* Durchflußmengenermittlung und strömungstechnische Kenngrößen von Stellarmaturen für kompressible Fluide.
„Technische Information Armaturen" (1987) Heft 3