

# STELLVENTIL- HANDBUCH

Sechste Auflage



**EMERSON**<sup>TM</sup>

---

**FISHER**<sup>TM</sup>

**Emerson**

Flow Controls

Marshalltown, Iowa 50158 USA

Sorocaba, 18087 Brasilien

Cernay, 68700 Frankreich

Dubai, Vereinigte Arabische Emirate

Singapur 128461 Singapur

Weder Emerson noch eines der angeschlossenen Unternehmen übernehmen die Verantwortung für die Auswahl, Verwendung oder Wartung eines der Produkte. Die Verantwortung für die richtige Auswahl, Verwendung und Wartung eines Produktes oder die Nutzung eines Dienstes liegt ausschließlich beim Käufer und Endbenutzer.

Die Inhalte dieser Veröffentlichung dienen ausschließlich zu Informationszwecken. Obwohl alle Anstrengungen unternommen wurden, um deren Richtigkeit sicherzustellen, dürfen sie weder als ausdrückliche oder stillschweigende Garantien hinsichtlich der beschriebenen Produkte oder Dienstleistungen oder deren Nutzung oder Anwendbarkeit angesehen werden. Alle Verkäufe unterliegen unseren Gewährleistungsbedingungen und Konditionen, die auf Anfrage zur Verfügung gestellt werden. Wie behalten uns das Recht vor, das Design und die Spezifikationen solcher Produkte jederzeit ohne Vorankündigung zu ändern, weiterzuentwickeln oder zu verbessern.

Fisher, ValveLink und FIELDVUE sind Marken im Eigentum eines der Unternehmen in der Geschäftseinheit Emerson von Emerson Electric Co. Emerson und das Emerson-Logo sind Marken und Dienstleistungsmarken von Emerson Electric Co. Alle anderen Marken sind das Eigentum der jeweiligen Besitzer.

© 2005, 2019, 2023 Fisher Controls International LLC. Alle Rechte vorbehalten.

D101881X012 / Aug 2023

# Vorbemerkung

Stellventile werden in den modernen Fertigungsanlagen weltweit immer wichtiger. Sorgfältig ausgewählte und gewartete Stellventile erhöhen nicht nur die Effizienz, sondern auch die Wirtschaftlichkeit und verbessern die Sicherung und den Umweltschutz.

Dieses Stellventil-Handbuch ist seit seiner ersten Auflage im Jahr 1965 eine wichtige Referenz. Diese fünfte Ausgabe enthält wichtige Informationen über die Leistung von Stellventilen und die neuesten Technologien.

**Kapitel 1** bietet eine Einführung in Stellventile, einschließlich Definitionen für gängige Stellventile und eine Übersicht der für die Instrumentierung verwendeten Terminologie.

**Kapitel 2** enthält Informationen zum entscheidenden Thema der Leistung von Stellventilen.

**Kapitel 3** behandelt die Bauformen von Stellventilen und Stellantrieben.

**Kapitel 4** beschreibt digitale Stellungsregler, analoge Stellungsregler, Verstärker und anderes Zubehör für Stellventile.

**Kapitel 5** enthält eine umfassende Anleitung zur Auswahl des am besten für eine bestimmte Anwendung geeigneten Stellventils.

**Kapitel 6** behandelt die Auswahl und Verwendung von Sonderheiten und Stellventilen für schwere Einsatzbedingungen.

**Kapitel 7** erklärt Dampfkühler, Dampfaufbereitungsventile und Turbinen-Bypasssysteme.

**Kapitel 8** beschreibt die typischen Installations- und Wartungsverfahren für Stellventile.

**Kapitel 9** enthält Informationen zu den Stellventil-Normen und -Zulassungsstellen auf der ganzen Welt.

**Kapitel 10** beschreibt die verschiedenen Absperrventile und Stellantriebe.

**Kapitel 11** behandelt die Nachhaltigkeit.

**Kapitel 12** beschreibt die verschiedenen sicherheitsgerichteten Systeminstrumentierungen (SIS).

**Kapitel 13** enthält nützliche Tabellen mit technischen Referenzdaten.

**Kapitel 14** enthält die Referenzdaten zu Rohrleitungen.

**Kapitel 15** ist eine praktische Ressource für häufig benutzte Umrechnungen.

Das Stellventil-Handbuch ist zugleich Lehrbuch und auch Referenz für das stärkste Glied im Regelkreis: das Stellventil und sein Zubehör. Dieses Buch enthält umfangreiches Wissen und bewährte Verfahren von führenden Experten auf dem Gebiet der Prozessregelung, einschließlich Beiträgen der ISA.

# Inhalt



<b>Kapitel 1: Einführung in Stellventile .....</b>	<b>16</b>
1.1 Was ist ein Stellventil? .....	17
1.2 Hubstellventil – Terminologie.....	17
1.3 Drehstellventil – Terminologie .....	23
1.4 Stellventil-Funktionen und -Eigenschaften – Terminologie .....	25
1.5 Prozesssteuerung – Terminologie.....	27
<b>Kapitel 2: Stellventile – Leistung .....</b>	<b>34</b>
2.1 Prozessvariabilität .....	35
2.1.1 Totzone .....	37
2.1.1.1 Ursachen der Totzone.....	37
2.1.1.2 Auswirkungen der Totzone .....	38
2.1.1.3 Leistungsprüfungen .....	38
2.1.1.4 Reibung .....	38
2.1.2 Auslegung von Antrieb und Stellungsregler.....	39
2.1.3 Ansprechzeit der Armatur.....	40
2.1.3.1 Totzeit.....	40
2.1.3.2 Dynamische Zeit .....	40
2.1.3.3 Lösungen .....	40
2.1.3.4 Versorgungsdruck .....	42
2.1.3.5 Minimieren der Totzeit.....	42
2.1.3.6 Ansprechzeit der Armatur.....	43
2.1.4 Armaturentyp und Kennlinien .....	43
2.1.4.1 Durchflusszunahme nach Installation .....	44
2.1.4.2 Regelkreisverstärkung .....	45
2.1.4.3 Prozessoptimierung.....	46
2.1.5 Nennweiten .....	47
2.2 Wirtschaftliche Ergebnisse .....	48
2.3 Signature Series Leistungstests .....	50
2.3.1 Signature Series 1 .....	50
2.3.2 Signature Series 2 .....	50
2.3.3 Signature Series 3 .....	50
2.4 Zusammenfassung.....	52
<b>Kapitel 3: Armaturen und Stellantriebe – Bauformen .....</b>	<b>54</b>
3.1 Bauformen von Stellventilen.....	55
3.1.1 Durchgangsventile.....	55
3.1.1.1 Einsitz-Ventilkörper.....	55
3.1.1.2 Stangen- und sitzgeführte Ventilkörper.....	56
3.1.1.3 Ventilkörper in Käfigbauform .....	57
3.1.1.4 Zweisitz-Ventilkörper.....	57
3.1.1.5 Dreisitz-Ventilkörper.....	58
3.1.2 Hygieneventil .....	58
3.1.3 Drehventile .....	59

3.1.3.1 Absperrklappen .....	59
3.1.3.2 Kugelsegmentventile .....	60
3.1.3.3 Hochleistungs-Absperrklappen .....	61
3.1.3.4 Kegelventil mit exzentrischem Kegel.....	61
3.1.3.5 Kugelhahn mit vollem Durchgang .....	62
3.1.3.6 Mehrsitz-Durchflusswahlarmatur.....	63
<b>3.2 Stellventil-Endanschlüsse .....</b>	<b>63</b>
3.2.1 Rohrverschraubungen.....	63
3.2.2 Verschraubte Dichtungsflansche .....	64
3.2.3 Schweißenden .....	64
3.2.4 Sonstige Endanschlüsse .....	65
<b>3.3 Ventiloberteile .....</b>	<b>65</b>
3.3.1 Verlängertes Oberteil .....	66
3.3.2 Ventiloberteile mit Faltenbalgdichtung .....	67
<b>3.4 Stellventil-Packung .....</b>	<b>67</b>
3.4.1 PTFE V-Ring.....	68
3.4.2 Laminierte und Kohlefaden-Graphit-Ringe.....	68
3.4.3 U.S. Regulatorische Anforderungen für flüchtige Emissionen .....	68
3.4.4 Globale Standards für flüchtige Emissionen .....	69
3.4.5 Einzel-PTFE V-Ring-Packung .....	71
3.4.6 ENVIRO-SEAL PTFE-Packung .....	71
3.4.7 ENVIRO-SEAL Duplex-Packung .....	71
3.4.8 ISO-Dichtung PTFE-Packung.....	71
3.4.9 ENVIRO-SEAL Graphit-ULF .....	73
3.4.10 HIGH-SEAL Graphit-ULF.....	73
3.4.11 ISO-Dichtung Graphit-Packung .....	73
3.4.12 ENVIRO-SEAL Graphit für Drehventile .....	73
3.4.13 Graphitband für Drehventile.....	73
3.4.14 Auswahl eines Hubventil-Packungssystems in umweltbezogenen Einsatzbereichen.....	73
3.4.15 Auswahl eines Drehventil-Packungssystems in umweltbezogenen Einsatzbereichen...	73
<b>3.5 Kennlinien von käfiggeführten Ventilkörpern .....</b>	<b>75</b>
3.5.1 Kennlinien-Ventilkegel.....	75
<b>3.6 Führung des Ventilkegels .....</b>	<b>76</b>
<b>3.7 Stellventil-Innengarnitur mit eingeschränktem Durchfluss .....</b>	<b>76</b>
<b>3.8 Stellantriebe.....</b>	<b>77</b>
3.8.1 Membranstellantriebe.....	78
3.8.2 Kolbenstellantriebe .....	78
3.8.3 Handbetätigte Stellantriebe .....	79
3.8.4 Zahnstangen-Stellantriebe.....	80
3.8.5 Elektrische Stellantriebe.....	80

<b>Kapitel 4: Stellventile – Zubehör .....</b>	<b>82</b>
4.1 Umgebungs- und anwendungsbezogene Überlegungen .....	83
4.2 Stellungsregler .....	83
4.2.1 Pneumatische Stellungsregler.....	83
4.2.2 Analoge I/P-Stellungsregler .....	84
4.2.3 Digitale Stellungsregler .....	85
4.2.3.1 Diagnose.....	86
4.2.3.2 Digitale Zwei-Wege-Kommunikation .....	86
4.3 I/P-Wandler .....	87
4.4 Volumenverstärker.....	87
4.5 Sicherheitsgerichtete Systeminstrumentierung (Safety Instrumented Systems, SIS) .....	89
4.5.1 Teilstellwegtests.....	89
4.5.2 Sicherheitsfunktion und Produkt-Zulassung .....	89
4.6 Optimierte digitale Stellventile.....	90
4.7 Regler .....	90
4.7.1 Differenzdruckregler .....	91
4.7.2 Regler mit Manometerdruckanzeige.....	92
4.7.3 Regler mit Temperaturanzeige.....	92
4.8 Stellungsrückmelder .....	92
4.9 Endlagenschalter.....	92
4.10 Magnetventile.....	93
4.11 Auslösesysteme .....	95
4.12 Schaltventile .....	96
4.13 Handräder.....	97
<b>Kapitel 5: Stellventile – Nennweiten.....</b>	<b>98</b>
5.1 Stellventil-Abmessungen .....	100
5.1.1 Baulängen von Durchgangsventilen mit Flanschenden .....	100
5.1.2 Einbaulängen für Durchgangsventile mit Schweißenden.....	102
5.1.3 Einbaulängen für Durchgangsventile mit Einsteckschweißende .....	103
5.1.4 Einbaulängen für Durchgangsventile mit Schraubenden.....	104
5.1.5 Länge Flanschfläche bis Mittellinie für Durchgangsventile mit glatter Dichtleiste ....	104
5.1.6 Einbaulängen für Durchgangsventile mit losem Flansch .....	105
5.1.7 Einbaulängen für Drehventile mit Flanschenden und Flanschlos (außer Absperklappen).....	105
5.1.8 Einbaulängen für Absperklappen mit Monoflansch (Flanschaugen) and Flanschlos (Zwischenflansch).....	106
5.1.9 Einbaulängen für Hochdruck-Absperklappen mit exzentrischer Konstruktion .....	106
5.2 Sitzleckage-Einstufungen für Stellventile.....	107
5.3 Class VI Max. zulässige Sitzleckage .....	108
5.4 Durchflusskennlinien eines Stellventils .....	108

5.4.1 Durchflusskennlinien.....	108
5.4.2 Auswahl der Durchflusskennlinien.....	109
5.5 Nennweiten .....	109
5.6 Abkürzungen und Terminologie.....	110
5.7 Gleichungskonstanten .....	111
5.8 Auslegung von Ventilen für Flüssigkeiten.....	112
5.8.1 Bestimmen des Geometriefaktors der Rohrleitung ( $F_p$ ) und des Flüssigkeitsdruck-Rückgewinnungsfaktors ( $F_{rp}$ ), angepasst an die Fittings.....	112
5.8.2 Bestimmen des Differenzdrucks für die Auslegung ( $\Delta P_{\text{Auslegung}}$ ).....	113
5.8.3 Berechnen des erforderlichen Durchflusskoeffizienten ( $C_v$ ).....	113
5.8.4 Auslegung für Flüssigkeiten – Problembeispiel .....	114
5.9 Auslegung von Armaturen für kompressible Flüssigkeiten.....	116
5.9.1 Bestimmen des Geometriefaktors der Rohrleitungen ( $F_p$ ) und des Differenzdruck-Verhältnisfaktors ( $x_{rp}$ ) bei gedrosseltem Durchfluss mit angebrachten Fittings.....	117
5.9.2 Bestimmen des Differenzdruckverhältnisses für die Auslegung ( $x_{\text{Auslegung}}$ ) und den Expansionsfaktor ( $Y$ ).....	117
5.9.3 Berechnen des Durchflusskoeffizienten ( $C_v$ ).....	117
5.9.4 Auslegung für kompressible Flüssigkeiten – Problembeispiel 1.....	118
5.9.5 Auslegung für kompressible Flüssigkeiten – Problembeispiel 2.....	119
5.10 Repräsentative Auslegungskoeffizienten .....	121
5.10.1 Repräsentative Auslegungskoeffizienten für einsitzige Durchgangsventile.....	121
5.10.2 Repräsentative Auslegungskoeffizienten für Drehventile .....	122
5.11 Auslegung von Stellantrieben.....	123
5.11.1 Durchgangsventile.....	123
5.11.1.1 Nicht druckentlastete Kraft (A) .....	123
5.11.1.2 Kraft zur Bereitstellung einer Sitzanpresskraft (B).....	124
5.11.1.3 Packungsreibung (C).....	124
5.11.1.4 Zusätzliche Kräfte (D) .....	124
5.11.2 Berechnungen der Stellantriebskraft.....	126
5.12 Auslegung von Stellantrieben für Drehventile.....	126
5.12.1 Drehmomentgleichungen .....	126
5.12.2 Losbrechmoment.....	126
5.12.3 Dynamisches Moment .....	126
5.13 Typische Drehmomentfaktoren für Drehventile.....	127
5.13.1 Drehmomentfaktoren für V-Schlitz-Kugelventil mit Verbundmaterialdichtring .....	127
5.13.2 Drehmomentfaktoren für Hochleistungs-Absperrklappen mit Verbundmaterialdichtring.....	127
5.13.2.1 Maximaler Drehwinkel .....	127
5.14 Kavitation und Flashverdampfung.....	128
5.14.1 Gedrosselter Durchfluss verursacht Flashverdampfung und Kavitation.....	128
5.14.2 Auswahl einer Armatur für einen Einsatzbereich mit Flashverdampfung.....	129
5.14.3 Auswahl einer Armatur für einen Einsatzbereich mit Kavitation.....	130
5.15 Vorhersage von aerodynamischen Geräuschen .....	130
5.15.1 Aerodynamik .....	130

5.15.2 Hydrodynamik.....	132
5.16 Geräuschminderung .....	132
5.17 Geräuschminderung – Zusammenfassung .....	135
5.18 Packungsauswahl.....	136
5.18.1 Richtlinien zur Packungsauswahl für Hubventile.....	137
5.18.2 Richtlinien zur Packungsauswahl für Drehventile.....	138
5.19 Gehäusewerkstoffe .....	139
5.19.1 Bezeichnungen für gängige Gehäusewerkstoffe.....	141
5.20 Druck-/Temperaturstufen .....	142
5.20.1 Druck-/Temperaturstufen für standardmäßige Class ASTM A216 Grade WCC Gussventile .....	142
5.20.2 Druck-/Temperaturstufen für standardmäßige Class ASTM A217 Grade WC9 Gussventile .....	143
5.20.3 Druck-/Temperaturstufen für standardmäßige Class ASTM A351 Grade CF3 Gussventile .....	144
5.20.4 Druck-/Temperaturstufen für standardmäßige Class ASTM A351 Grades CF8M und CG8M <sup>(1)</sup> Ventile .....	145
5.21 Abkürzungen für nichtmetallische Werkstoffe.....	147
5.22 Zerstörungsfreie Prüfverfahren .....	147
5.22.1 Magnetpulverprüfung (Oberflächenprüfung) .....	147
5.22.2 Flüssigkeitseindringprüfung (Oberflächenprüfung).....	148
5.22.3 Radiographische Prüfung (volumetrische Untersuchung) .....	148
5.22.4 Ultraschallprüfung (volumetrische Untersuchung) .....	148

## Kapitel 6: Sonderheiten und Stellventile für schwere Einsatzbedingungen . 150

6.1 Hochleistungs-Stellventile.....	151
6.2 Stellventile mit geringem Durchfluss $C_v$ .....	152
6.3 Hochtemperatur-Stellventile .....	153
6.4 Stellventile für den Tiefsttemperatur-Einsatz .....	153
6.5 Kavitation und partikelbeladenen Medien ausgesetzte Ventile .....	154
6.6 Innengarnituren mit kundenspezifischen Kennlinien, zur Geräuschdämpfung und Kavitationsminderung .....	155
6.8 Sulfid-Spannungsrissen unterliegende Ventile.....	157
6.8.1 Revisionen der NACE MR0175 vor 2003.....	158
6.8.2 NACE MR0175/ISO 15156.....	159
6.8.3 NACE MR0103 .....	159

## Kapitel 7: Dampfaufbereitung .....

7.1 Funktionsweise der Heißdampfkühlung .....	163
7.1.1 Technische Aspekte der Heißdampfkühlung.....	163
7.2 Typische Ausführungen von Heißdampfkühlern .....	166
7.2.1 Düsenanordnung mit fester Geometrie .....	166
7.2.2 Düsenanordnung mit variabler Geometrie.....	167

7.2.3 Monoblock-Ausführung .....	167
7.2.4 Ausführung mit Dampferstäubung.....	168
7.2.5 Geometrieunterstützte Zwischenflanschausführung .....	169
7.3 Wirkungsweise von Dampfaufbereitungsventilen.....	169
7.4 Dampfaufbereitungsventile .....	170
7.4.1 Dampfkühler .....	171
7.4.2 Dampferstäuber.....	171
7.5 Funktionsweise des Turbinen-Bypasssystems .....	172
7.6 Bauteile eines Turbinen-Bypasssystems .....	172
7.6.1 Turbine-Bypassventile .....	172
7.6.2 Turbine-Bypass-Wasserregelventile.....	173
7.6.3 Betätigung.....	173

**Kapitel 8: Installation und Wartung ..... 176**

8.1 Korrekte Lagerung und Schutz .....	177
8.2 Korrekte Installationstechniken.....	177
8.2.1 Lesen der Betriebsanleitung.....	177
8.2.2 Sauberkeit der Rohrleitungen sicherstellen.....	177
8.2.3 Überprüfung des Stellventils.....	178
8.2.4 Gute Verrohrungspraktiken verwenden.....	178
8.2.5 Innengarnitur – Spülung/Wassertest/Anfahren .....	179
8.3 Stellventilwartung.....	179
8.3.1 Reaktive Wartung .....	180
8.3.2 Präventive Wartung .....	180
8.3.3 Prädiktive Wartung.....	180
8.3.4 Verwenden der Stellventil-Diagnose.....	180
8.3.4.1 Instrumentenluftleckage .....	181
8.3.4.2 Versorgungsdruck .....	181
8.3.4.3 Stellwegabweichung und Relaiseinstellung .....	181
8.3.4.4 Instrumentenluftqualität.....	182
8.3.4.5 Betriebsreibung und Reibungsneigung.....	182
8.3.4.6 Weitere Beispiele .....	182
8.3.5 Weiterentwicklungen in der Diagnostik .....	182
8.4 Wartung und Ersatzteile.....	183
8.4.1 Verwenden von Teilen in Erstausrüsterqualität (Original Equipment Manufacturer, OEM).....	183
8.4.2 Empfohlene Ersatzteile.....	183
8.4.3 Die Vorteile von Ersatzteilsätzen.....	184
8.4.4 Nachrüstung der Innengarnitur.....	185
8.5 Wartungsarbeiten am Antrieb.....	185
8.5.1 Feder/Membran-Stellantrieb .....	185
8.5.2 Kolbenstellantriebe .....	185
8.5.3 Spindel- bzw. Schaltwellenpackung.....	185

8.5.4 Sitzringe .....	186
8.5.4.1 Austauschen der Sitzringe .....	186
8.5.4.2 Verbindungen: Kegel-zu-Spindel, Kugel-zu-Schaltwelle und Klappenscheibe-zu-Schaltwelle .....	186
8.5.5 Einstelldruckbereich .....	186
8.5.6 Ventilstellweg .....	187
<b>8.6 Abschaltung, Revision und Betriebsunterbrechungen .....</b>	<b>187</b>
8.6.1 Die Expertise von Stellventil-Anbietern .....	187
8.6.2 Operative Planung .....	188
8.6.3 Koordinierung.....	188
8.6.4 Definition des Arbeitsumfangs .....	188
8.6.5 Detaillierte Planung .....	189
8.6.6 Planung vor der STO.....	189
8.6.7 Durchführung der STO .....	189
8.6.8 Bewertung nach der STO .....	190
8.6.9 Fazit .....	191

## **Kapitel 9: Normen und Zulassungen .....** **192**

9.1 Stellventil-Normen .....	193
9.1.1 American Petroleum Institute (API).....	193
9.1.2 American Society of Mechanical Engineers (ASME) .....	193
9.1.3 Europäisches Komitee für Normung (Committee for Standardization, CEN) .....	193
9.1.3.1 Europäische Normen für Industriearmaturen .....	193
9.1.3.2 Europäische Werkstoffnormen .....	194
9.1.3.3 Europäische Flanschnormen .....	194
9.1.4 Fluid Controls Institute (FCI) .....	194
9.1.5 Instrument Society of America (ISA) .....	194
9.1.6 International Electrotechnical Commission (IEC).....	195
9.1.7 Manufacturers Standardization Society (MSS).....	195
9.1.8 NACE International.....	196
9.2 Produktzulassungen für explosionsgefährdete (klassifizierte) Standorte ...	196
9.2.1 Zulassungen und Definitionen für explosionsgefährdete Bereiche .....	196
9.3 Klassifizierungssysteme.....	196
9.3.1 Class/Division-System .....	197
9.3.2 Zonensystem .....	197
9.3.3 Gerätegruppen .....	198
9.3.4 Geräteuntergruppen .....	198
9.3.4.1 Gruppe II (allgemein als die „Gasgruppe“ bezeichnet) .....	198
9.3.4.2 Gruppe III (allgemein als die „Staubgruppe“ bezeichnet) .....	198
9.3.5 Schutzart.....	199
9.3.5.1 Elektrische Betriebsmittel.....	199
9.3.5.2 Nichtelektrische Betriebsmittel.....	200
9.3.6 Schutzniveau .....	201
9.3.7 Geräteschutzniveau (Equipment Protection Level, EPL) .....	201

9.4 Temperaturklasse .....	202
9.5 Begriffsbestimmung .....	203
9.5.1 Class/Division-System .....	203
9.5.2 Zonensystem .....	203
9.5.3 Verdrahtungspraxis.....	203
9.5.4 Europäische Union (EU) – ATEX-Richtlinie 2014/34/EU.....	203
9.5.5 Kennzeichnungsbeispiele.....	204
9.6 Schutztechniken und -methoden .....	204
9.6.1 Ex-Schutz oder druckfeste Kapselung.....	205
9.6.2 Eigensichere Technik .....	205
9.6.3 Nicht-zündfähig- oder Zündschutzart-n-Technik.....	206
9.6.4 Erhöhte Sicherheit.....	206
9.6.5 Ex-Schutz Staub oder staubgeschützte Kapselung.....	206
9.7 Gehäuseschutzarten .....	207

**Kapitel 10: Absperrventile ..... 210**

10.1 Allgemeine Arten von Armaturen.....	211
10.1.1 Absperrschieber .....	211
10.1.2 Durchgangsventile.....	214
10.1.3 Rückschlagklappen .....	218
10.1.4 Vorwärmer-Schutzventile.....	219
10.1.5 Zwischenüberhitzer-Absperrventile.....	220
10.1.6 Turbinenentnahmeventile .....	220
10.1.7 Bypassventile .....	221
10.1.8 Membranventile.....	221
10.1.9 Quetschventile.....	222
10.1.10 Kugelhähne .....	222
10.1.11 Drosselklappen .....	223
10.1.12 Kegelventile .....	224

**Kapitel 11: Nachhaltigkeit..... 240**

11.1 Nachhaltigkeit.....	241
11.2 Energiereduzierung und -effizienz .....	241
11.3 Dekarbonisierung .....	242
11.4 Ökologisierung von .....	242
11.5 Ökologisierung durch.....	242
11.6 Ökologisierung mit .....	243
11.7 Netto-Null-Ambitionen .....	244
11. 8 ESG .....	245
11.9 ESG-Ansatz nach Unternehmen .....	246
11.10 Maximierung der ESG-Ziele durch Zusammenarbeit.....	247
11.11 Fazit .....	247

11.12 Häufig verwendete Begriffe im Bereich der Nachhaltigkeit .....	247
<b>Kapitel 12: Sicherheitsgerichtete Systeminstrumentierungen (SIS) .....</b>	<b>250</b>
12.1 Sicherheit und Schutzebenen .....	251
12.2 Sicherheitsgerichtete Systeminstrumentierung (Safety Instrumented Systems, SIS).....	252
12.3 Sicherheitsnormen.....	253
12.4 Sicherheits-Integritätslevel (Safety Integrity Level, SIL).....	253
12.5 Ausfallwahrscheinlichkeit im Bedarfsfall.....	254
12.6 Stellglieder, Abnahmeprüfungen und Techniken zum Testen eines Teils des Stellwegs .....	254
12.7 Teilstellwegtest .....	255
12.8 Online-Testmethoden für das Stellglied .....	255
12.9 Verwendung von digitalen Stellungsreglern für eine Teilstellwegprüfung	256
12.10 Hochintegriertes Druckschutzsystem (High-Integrity Pressure Protection System, HIPPS) .....	257
12.11 Funktionalität des HIPPS .....	257
12.12 Testanforderungen .....	257
<b>Kapitel 13: Technische Daten .....</b>	<b>260</b>
13.1 Standardspezifikationen für drucktragende Armaturenwerkstoffe .....	261
13.2 Materialeigenschaften für Armaturen für drucktragende Komponenten ..	268
13.3 Physische Konstanten für Kohlenwasserstoffe .....	270
13.4 Spezifischer Wärmeverhältnisfaktor (k).....	273
13.5 Physische Konstanten von verschiedenen Flüssigkeiten.....	274
13.6 Kältemittel 717 (Ammoniak) Eigenschaften der Flüssigkeit und des gesättigten Dampfes .....	276
13.7 Eigenschaften von Wasser .....	283
13.8 Eigenschaften von gesättigtem Dampf.....	284
13.9 Eigenschaften von überhitztem Dampf .....	293
<b>Kapitel 14: Rohrleitungsdaten .....</b>	<b>302</b>
14.1 Leitungsanschluss .....	303
14.2 C- Stahl und Stahllegierung - Edelstahl.....	303
14.3 Amerikanische Rohrleitungsflanschabmessungen.....	311
14.3.1 Lochkreis-Ø .....	311
14.3.2 Verschiedene Stehbolzen und Durchmesser .....	312
14.3.3 Flanschdurchmesser .....	313
14.3.4 Flanschstärke für Flanschfitting.....	314
14.4 Standardwerte für Gussstahlflansche .....	316
14.4.1 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 10.....	316
14.4.2 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 16.....	317

14.4.3 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 25 ..... 318  
 14.4.4 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 40 ..... 319  
 14.4.5 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 63 ..... 320  
 14.4.6 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 100 ..... 320  
 14.4.7 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 160 ..... 321  
 14.4.8 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 250 ..... 321  
 14.4.9 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 320 ..... 322  
 14.4.10 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 400 ..... 322

**Kapitel 15: Umrechnungen und Äquivalente ..... 324**

15.1 Längenäquivalente ..... 325  
 15.2 Ganze Zoll-Millimeter-Äquivalente ..... 325  
 15.3 Gebrochene Zoll-Millimeter-Äquivalente ..... 326  
 15.4 Weitere Gebrochene Zoll-Millimeter-Äquivalente ..... 327  
 15.5 Flächen-Äquivalente ..... 329  
 15.6 Volumenäquivalente ..... 329  
 15.7 Volumenratenäquivalente ..... 329  
     15.8 Massenumrechnung – Pounds zu Kilogramm ..... 329  
 15.8 Massenumrechnung – Pounds zu Kilogramm ..... 330  
 15.9 Druckäquivalente ..... 330  
 15.10 Druckumrechnung – Pounds pro Quadratzoll zu bar ..... 331  
 15.11 Formeln zur Temperaturumrechnung ..... 332  
 15.12 Temperaturumrechnungen ..... 332  
 15.13 API und Baumé-Dichtetabellen und Gewichtsfasoren ..... 335  
 15.14 Weitere hilfreiche Umrechnungen ..... 337  
 15.15 Metrische Präfixe und Suffixe ..... 338

**Index ..... 340**

**Zusätzliche Ressourcen ..... 354**



# Kapitel 1

## Einführung in Stellventile



## 1.1 Was ist ein Stellventil?

Moderne verfahrenstechnische Anlagen nutzen ein ausgedehntes Netz von Regelkreisen, um ein Endprodukt für den Markt herzustellen. Diese Regelkreise sind so ausgelegt, dass eine Prozessvariable (z. B. Druck, Durchfluss, Füllstand, Temperatur usw.) innerhalb eines geforderten Betriebsbereichs gehalten wird, um ein qualitativ hochwertiges Endprodukt zu erzeugen. Jeder dieser Regelkreise empfängt und erzeugt intern Störungen, die sich nachteilig auf die Prozessvariable (PV) auswirken. Wechselwirkungen mit anderen Regelkreisen im Netzwerk führen ebenfalls zu Störungen, die sich auf die Prozessvariable auswirken. Siehe Abb. 1.1.

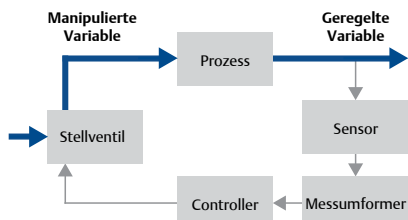


Abb. 1.1 Rückmeldungs-Regelkreis

Um den Einfluss dieser Störgrößen zu reduzieren, erfassen Sensoren und die Messumformer Informationen über die Prozessvariable (PV) und deren Beziehung zu einem gewünschten Sollwert. Eine Steuereinheit verarbeitet diese Informationen und entscheidet, was ausgeführt werden muss, um den Wert einer Prozessvariablen nach dem Auftreten einer Störgröße wieder auf ihren Sollwert zurückzuführen. Wenn alle Messungen, Vergleiche und Berechnungen abgeschlossen sind, muss ein Stellglied die von der Steuereinheit gewählte Strategie umsetzen.

Das am häufigsten in der Prozessindustrie verwendete Stellglied ist das Stellventil. Stellventile handhaben den Durchfluss von Prozessmedien wie Gas, Dampf, Wasser oder chemischen Verbindungen, um Störgrößen zu kompensieren und die geregelte Prozessvariable so nahe wie möglich am gewünschten Sollwert zu halten.

Das Stellventil ist ein wichtiger Teil des Regelkreises. Viele Menschen, die von Stellventilen sprechen, meinen tatsächlich eine Stellventileinheit. Eine Regelventileinheit besteht in der Regel aus dem Ventilkörper, den Teilen der Innengarnitur, einem Stellantrieb, der die Kraft zur Betätigung des Ventils bereitstellt, und verschiedenem anderen Zubehör, wie z. B. Messwandler, Versorgungsdruckregler, Handhilfsbetätigungen, Dämpfungselemente oder Endlagenschalter.

Abhängig von der Wirkungsweise des Verschlusselements gibt es zwei Hauptbauformen von Stellventilen: Hubventile und Drehventile. Hubventile, wie in Abb. 1.2 und 1.3 gezeigt, bewegen ein Verschlusselement in einer linearen Bewegung in eine Sitzfläche hinein bzw. aus dieser heraus. Drehventile, wie in Abb. 1.13 und 1.17 gezeigt, bewegen ein Verschlusselement durch eine Drehbewegung in eine Sitzfläche hinein bzw. aus dieser heraus. ■

## 1.2 Hubstellventil – Terminologie

Die folgende Terminologie bezieht sich auf die physischen und betrieblichen Eigenschaften von standardmäßigen Hubstellventilen mit Membran- oder Kolbenantrieb. Einige der Begriffe, insbesondere diejenigen für Stellantriebe, gelten auch für Drehstellventile. Viele der aufgeführten Definitionen entsprechen in der Originalversion (Englisch) der ANSI/ISA-75.05.01, Control Valve Terminology, obwohl auch andere gängige Begriffe enthalten sind. Einige der komplexeren Begriffe werden zusätzlich erläutert. In den weiteren Abschnitten dieses Kapitels wird die spezifische Terminologie für Drehstellventile, für allgemeine Prozessanwendungen und Stellventilfunktionen und -eigenschaften definiert.



Abb. 1.2 Hubstellventil

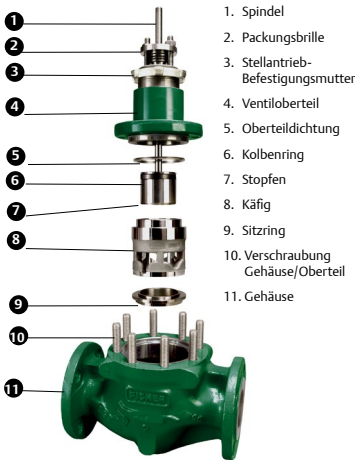


Abb. 1.3 Hubstellventil

**Antriebsfeder:** Eine im Antriebsbügel, Antriebsgehäuse oder Kolbenzylinder eingeschlossene Feder oder Federgruppe, die die Antriebsspindel entgegengesetzt zu der durch den Stelldruck erzeugten Richtung bewegt.

**Antriebsspindel:** Der Teil, der den Antrieb mit der Ventilspindel verbindet und die Bewegung (Kraft) vom Antrieb auf die Armatur überträgt.

**Antriebsspindelverlängerung:** Eine Verlängerung der Kolbenantriebsspindel zur Übertragung der Kolbenbewegung auf den Stellungsregler des Ventils bzw. der Armatur.

**Antriebsspindelkraft:** Die für die Positionierung des Ventilkegels (der so genannte Ventilstellweg) zur Verfügung stehende Netto-Stellkraft eines Antriebs.

**Eckventil:** Eine Ventilkonstruktion, bei der die Einlass- und Auslassanschlüsse senkrecht zueinander stehen. Siehe auch Durchgangsventil.

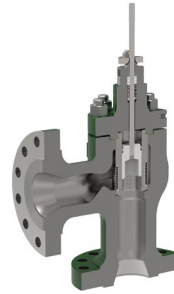


Abb. 1.4 Eckventil

**Ventiloberteil mit Faltenbalgdichtung:** Ein Ventiloberteil, das einen Faltenbalg zur Abdichtung gegen Leckage um die Spindel des Verschlusselements verwendet. Siehe Abb. 1.5.

**Ventiloberteil:** Der Teil des Ventils, der die Stopfbuchspackung und die Spindelabdichtung enthält und auch zur Führung der Ventilspindel dienen kann. Das Ventiloberteil stellt die Hauptöffnung zum Hohlraum des Ventilkörpers zur Montage der Innenteile dar oder kann ein integrierter Bestandteil des Ventilkörpers sein. Es kann auch zum Anbau eines Antriebs an den Ventilkörper dienen. Typische Ventiloberteile sind druckdicht mit dem Ventilkörper verschraubt oder verschweißt oder in den Ventilkörper integriert. Dieser Begriff wird häufig verwendet, wenn tatsächlich das Ventiloberteil und die dazugehörigen Packungsteile gemeint sind. Genauer sollte diese Gruppe von Bauteilen als Ventiloberteileinheit bezeichnet werden.

**Ventiloberteileinheit (Allgemein Ventiloberteil, genauer Ventiloberteileinheit):** Eine Einheit mit dem Teil, durch das sich eine Ventilspindel bewegt, und einer Vorrichtung entlang der Spindel zur Abdichtung gegen Leckage. Die Ventiloberteileinheit dient in der Regel zur Montage des Antriebs und zum Ausüben eines Drucks auf die Packungseinheit.

Darüber hinaus sorgt sie für eine korrekte Ausrichtung des Ventilkegels zum Rest der Stellventileinheit. Siehe Abb. 1.6.

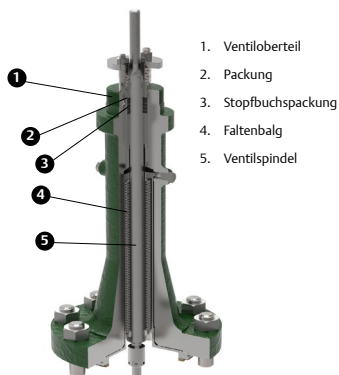


Abb. 1.5 Ventiloberteil mit Faltenbalgdichtung

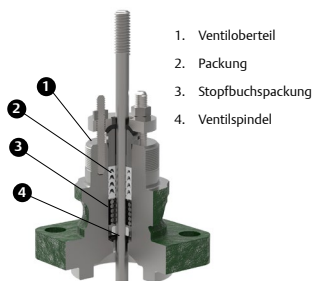


Abb. 1.6 Ventiloberteileinheit

**Bodenflansch:** Ein Teil, das die der Ventiloberteilöffnung gegenüberliegende Ventilkörperöffnung verschließt. Der Bodenflansch kann mit einer Führungsbuchse versehen sein und/oder zur Umkehrung der Ventulfunktion dienen.

**Buchse:** Eine Vorrichtung, die bewegliche Teile wie Ventilspindel und Ventilkegel stützt und/oder führt.

**Käfig:** Ein Teil der Ventillinnengarnitur, das das Verschlusselement umgibt und eine Durchflusskennlinie und/oder eine Sitzfläche bieten kann. Der Käfig bietet darüber hinaus Stabilität, Führung, Ausgleich und Ausrichtung, und erleichtert die Montage anderer Teile der Ventillinnengarnitur. Die Wände des Käfigs enthalten Öffnungen, mit denen die Durchflusskennlinie des Stellventils bestimmt wird. Siehe Abb. 1.7.

**Verschlusselement:** Der bewegliche Teil der Armatur, der sich im Durchflussweg befindet, um den Durchfluss durch die Armatur zu modulieren.

**Führungsbuchse:** Der Teil eines Verschlusselements, der die Bewegung des Verschlusselements entweder in einem Käfig, einem Sitzring (Sitzführung), einem Ventiloberteil, einem Bodenflansch, einer Spindel oder in zwei beliebigen dieser Bauteile ausrichtet.

**Zylinder:** Die Kammer eines Kolbenantriebs, in der sich der Kolben bewegt.

**Zylinderdichtung:** Das Dichtelement am Anschluss des Kolbenantriebszylinders zum Antriebsbügel.

**Membran:** Ein flexibles und druckempfindliches Element, das die Kraft auf den Membranteller und die Antriebsspindel überträgt.

**Membranantrieb:** Eine medienbetriebene Vorrichtung, bei der das Medium, in der Regel Druckluft (siehe Stelldruck), auf ein flexibles Bauteil – die Membran – wirkt, um eine Kraft zum Bewegen des Verschlusselements zu erzeugen.

**Antriebsgehäuse:** Ein Gehäuse, bestehend aus einem Ober- und einem Unterteil. Das Gehäuse trägt die Membran und stellt eine oder zwei Druckkammern.

**Membranteller:** Eine starre, konzentrisch zur Membran befindliche Platte zur



Abb. 1.7 Käfige (links nach rechts): Linear, Gleichprozentig, Schnellöffnend

Übertragung der Stellkraft auf die Antriebsspindel.

**Direkt wirkender Stellantrieb:** Ein Stellantrieb, bei dem die Antriebsspindel mit steigendem Stelldruck ausfährt. Siehe Abb. 1.9.

**Verlängertes Oberteil:** Ein Ventiloberteil mit größerer Abmessung zwischen Stopfbuchspackung und dem Oberteilflansch für Einsatzbereiche mit starken Temperaturschwankungen.

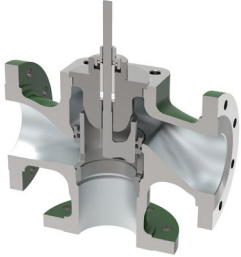


Abb. 1.8 Dreisitz-Durchgangsventil

**Durchgangsventil:** Eine Armatur mit einem linear bewegten Verschlusselement, einem oder mehreren Anschlüssen und einem Ventilkörper, der sich durch einen kugelförmigen Hohlraum um den Sitzdurchgangsbereich herum auszeichnet. Durchgangsventile können weiter unterteilt werden in: Zweisitz-Ventile mit einem Anschluss (Abb. 1.3), Zweisitz-Ventile mit zwei Anschlüssen, Eckventile oder Dreisitz-Ventile (Abb. 1.8).

**Stelldruck:** Ein Medium, in der Regel Druckluft, das in einem pneumatischen Antrieb auf die Membran oder den Kolben aufgebracht wird.

**Offset-Ventil:** Eine Ventilkonstruktion, bei der die Anschlüsse für die Ein- und Auslassleitungen auf verschiedenen Ebenen liegen, aber dennoch um 180 Grad zueinander versetzt gegenüberliegen.

**Stopfbuchspackung (Einheit):** Der Teil des Ventiloberteils, der um die Spindel des Verschlusselements zur Abdichtung gegen Leckage verwendet wird. In der kompletten Stopfbuchspackungseinheit sind

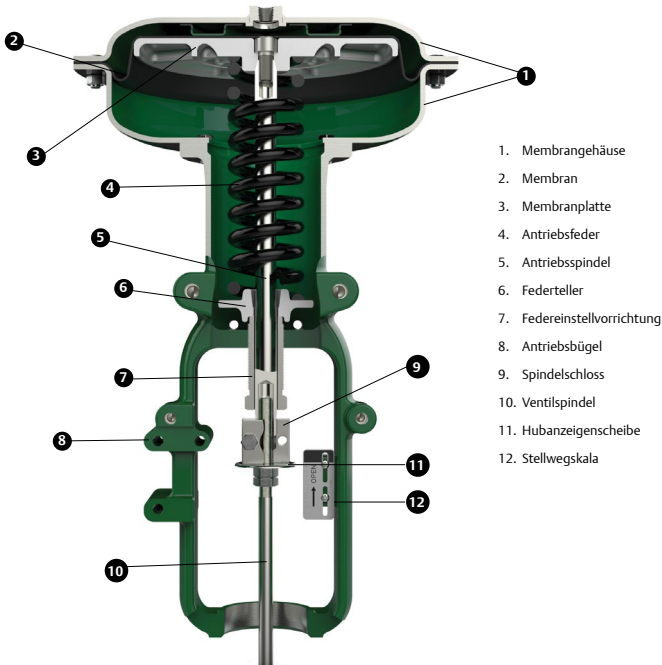
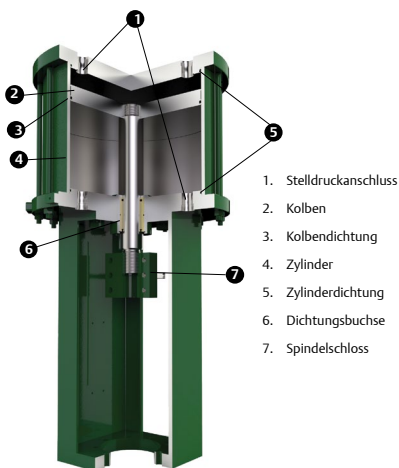


Abb. 1.9 Direkt wirkender Stellantrieb

verschiedene Kombinationen von einigen oder allen der folgenden Bauteile enthalten: Packung, Packungsmanschette, Packungsmutter, Sperrkammerring, Packungsfeder, Packungsflansch, Packungsflanschbolzen oder -schrauben, Packungsflanschmutter, Packungsring, Packungsabstreifring, Filzabstreifring, Tellerfedern, Anti-Extrusionsring. Siehe Abb. 1.11.

**Kolben:** Ein starres, bewegliches und druckempfindliches Element, das die Kraft auf die Antriebsspindel des Kolbens überträgt.



1. Stelldruckanschluss
2. Kolben
3. Kolbendichtung
4. Zylinder
5. Zylinderdichtung
6. Dichtungsbuchse
7. Spindelschloss

Abb. 1.10 Kolbantrieb

**Kolbantrieb:** Eine medienbetriebene Vorrichtung, bei der das Medium, in der Regel Druckluft, auf einen beweglichen Kolben einwirkt, um die Bewegung der

Antriebsspindel und die Ventilsitzkraft beim Schließen zu gewährleisten. Kolbantriebe sind entweder als doppelt wirkend klassifiziert, so dass die volle Leistung in beide Richtungen entwickelt werden kann, oder als ausfallsicher durch Federwirkung, so dass der Antrieb bei einem Ausfall der Versorgungsspannung die Armatur in die gewünschte Stellrichtung bewegt. Siehe Abb. 1.10.

**Sitzdurchgang:** Die Durchflussdrosselblende eines Stellventils.

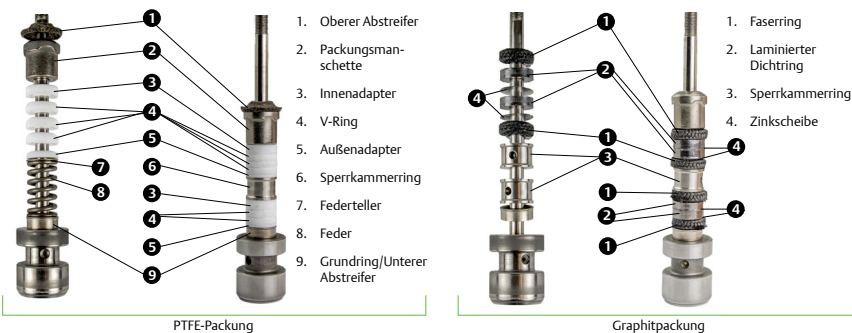
**Sitzhaltering:** Ein geteilter Ring, der dazu dient, einen losen Flansch an einem Ventilkörper zu halten.

**Umgekehrt wirkender Stellantrieb:** Ein Antrieb, bei dem die Antriebsspindel mit steigendem Stelldruck einfährt. Umgekehrt wirkende Antriebe weisen eine Dichtungsbuchse am oberen Ende des Antriebsbügels auf, um eine Leckage des Stelldrucks entlang der Antriebsspindel zu verhindern. Siehe Abb. 1.12.

**Gummimanschette:** Eine Schutzvorrichtung gegen das Eindringen von Beschädigungen verursachenden Fremdkörpern in die Dichtungsbuchse des Kolbantriebs.

**Dichtungsbuchse:** Obere und untere Buchsen, die den Zylinder des Kolbantriebs gegen Leckagen abdichten. Zur Abdichtung des Zylinders, der Antriebsspindel und der Antriebsspindelverlängerung werden O-Ringe aus synthetischem Gummi in den Buchsen verwendet.

**Sitz:** Der Kontaktbereich zwischen dem Verschlusselement und seiner Gegenfläche, der die Absperrung durch die Armatur herstellt.



PTFE-Packung

Graphitpackung

Abb. 1.11 Packung

**Sitzanpresskraft:** Die Netto-Kontaktkraft zwischen dem Verschlusselement und dem Sitz bei angegebenen statischen Bedingungen. In der Praxis richtet sich die Auswahl eines Antriebs für ein bestimmtes Stellventil danach, wie viel Kraft zur Überwindung der statischen, von der Spindel und den Kräften des Prozessmediums verursachten Kräfte unter Berücksichtigung einer ausreichenden Sitzanpresskraft erforderlich ist.

**Sitzring:** Ein Teil der Ventilkörpereinheit, der eine Sitzfläche für das Verschlusselement bildet und einen Teil der Durchflussdrosselöffnung bilden kann.

**Losser Flansch:** Ein Flansch, der über den Durchflussanschluss eines Ventilkörpers passt. Er wird in der Regel durch einen Sitzhaltering gehalten.

**Federeinstellvorrichtung:** Ein Fitting, die in der Regel über ein Gewinde mit der Antriebsspindel oder dem Antriebsbügel verbunden ist. Sie dient zur Einstellung der Federvorspannung (siehe „Einstelldruckbereich“ unter „Stellventil-Funktionen und -Eigenschaften – Terminologie“).

**Federteller:** Eine Platte, mit der die Feder in Position gehalten wird und die eine ebene

Fläche für den Kontakt mit der Federeinstellvorrichtung schafft.

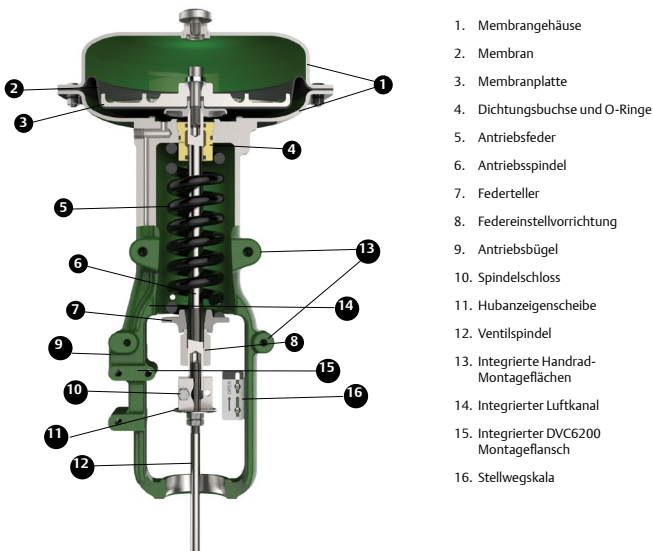
**Resultierende Kraft durch das Prozessmedium:** Die Netto-Kraft, die durch den Druck des Prozessmediums auf das Verschlusselement und die Spindel bei ruhendem Medium und den angegebenen Druckverhältnissen auf die Ventilspindel ausgeübt wird.

**Spindelschloss:** Die Vorrichtung, die die Antriebsspindel mit der Ventilspindel verbindet.

**Innengarnitur:** Die internen Komponenten eines Ventils, die den Durchfluss des geregelten Mediums modulieren. Bei einem Durchgangsventil-Gehäuse gehören hierzu in der Regel das Verschlusselement, der Sitzring, der Käfig, die Spindel und der Spindelbolzen.

**Innengarnitur, weichdichtend:** Die Innengarnitur eines Ventils mit einem elastomeren, plastischen oder einem anderen leicht verformbaren Material, das entweder im Verschlusselement oder im Sitzring verwendet wird, um eine dichte Absperrung bei minimalen Betätigungskräften zu gewährleisten.

**Ventilkörper:** Die wesentlichen drucktragenden Bauteile des Ventils, die auch



1. Membrangehäuse
2. Membran
3. Membranplatte
4. Dichtungsbuchse und O-Ringe
5. Antriebsfeder
6. Antriebsspindel
7. Federteller
8. Federeinstellvorrichtung
9. Antriebsbügel
10. Spindelschloss
11. Hubanzeigenscheibe
12. Ventilspindel
13. Integrierte Handrad-Montageflächen
14. Integrierter Luftkanal
15. Integrierter DVC6200 Montageflansch
16. Stellwegskala

Abb. 1.12 Umgekehrt wirkender Stellantrieb

die Rohrleitungsanschlüsse und den Durchflusskanal umfassen, und die Sitzflächen und das Verschlusselement tragen. Zu den gebräuchlichsten Ventilkörperkonstruktionen zählen: Einweg-Ventilkörper mit einem Anschluss und einem Ventilkegel; Zweiweg-Ventilkörper mit zwei Anschlüssen, einem Eintritt und einem Austritt; Dreiweg-Ventilkörper mit drei Anschlüssen (zwei Eintritte und ein Austritt für konvergierende oder mischende Strömungen oder ein Eintritt und zwei Austritte für divergierende oder umleitende Strömungen). Der Begriff „Ventilkörper“ oder auch „Ventilgehäuse“ wird häufig verwendet, um den gesamten Ventilkörper mit seinem Oberteil und den dazugehörigen Innengarniturteilen zu bezeichnen. Genauer sollte diese Gruppe von Bauteilen als Ventilkörpereinheit bezeichnet werden.

**Stellventileinheit** (*Allgemein Ventilkörper oder Ventilgehäuse, genauer Stellventileinheit*): Eine Einheit aus Ventilkörper, Ventiloberteileinheit, Bodenflansch (sofern verwendet) und Innengarniturteilen. Die Innengarnitur umfasst das Verschlusselement, das einen oder mehrere Anschlüsse öffnet, schließt oder teilweise freigibt.

**Ventilkegel (Kegel)**: Ein Begriff, der häufig in Bezug auf das Verschlusselement bei einem Hubventil verwendet wird.

**Ventilspindel**: Bei einem Hubventil das Teil, das die Antriebsspindel mit dem Verschlusselement verbindet.

**Antriebsbügel**: Die Vorrichtung, die das Antriebsaggregat starr mit der Armatur verbindet. ■

## 1.3 Drehstellventil – Terminologie

Die folgende Terminologie bezieht sich auf die physischen und betrieblichen Eigenschaften von Drehstellventilen mit Membran- oder Kolbenantrieb. Die Verschlusselemente (z. B. Kugeln, Scheiben, exzentrische Kegel usw.) bei einem Drehventil erfüllen eine vergleichbare Funktion wie die Ventilkegel bei einem Hubstellventil. Das heißt, sie ändern durch ihre Rotation die Größe und Form des Durchflusses, indem sie den Dichtbereich mehr oder weniger für das durchströmende Medium öffnen. Viele der aufgeführten Definitionen entsprechen in der

Originalversion (Englisch) der ISA S75.05, Control Valve Terminology, obwohl auch andere gängige Begriffe enthalten sind. Begriffe für Stellantriebe gelten auch für Drehstellventile. Einige der komplexeren Begriffe werden zusätzlich erläutert. In den weiteren Abschnitten dieses Kapitels wird die spezifische Terminologie für allgemeine Prozessanwendungen, Stellventilfunktionen und -eigenschaften definiert.



Abb. 1.13 Drehstellventil

**Antriebshebel**: Arm, der an der Welle des Drehventils befestigt ist, um die Bewegung der Antriebsspindel in eine Drehkraft (Drehmoment) umzuwandeln, um eine Scheibe/Klappe oder Kugel eines Drehventils zu positionieren. Der Hebel ist in der Regel formschlüssig durch eine Verzahnung mit enger Toleranz oder einem anderen Mittel mit der Drehvorrichtung verbunden, um Nachlauf und Bewegungsverlust zu minimieren.

**Vollkugel**: Das Durchfluss-Verschlusselement von Drehstellventilen mit einer Vollkugel mit zylindrischem Durchfluss. Der Durchfluss entspricht dem Rohrdurchmesser.

**Segmentkugel**: Das Durchfluss-Verschlusselement von Drehstellventilen mit einer Segmentkugel mit teilweisem Durchfluss.

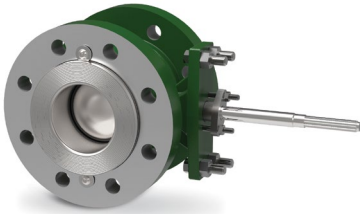


Abb. 1.14 Segmentkugel

**V-Schlitz-Kugel:** Der gängigste Typ bei den Kugelsegmentventilen. Die V-Schlitz-Kugel weist eine polierte oder beschichtete Teilkugelfläche auf, die über den gesamten Stellweg gegen den Dichtring rotiert. Der V-förmige Schlitz in der Kugel ermöglicht ein großes Stellverhältnis und erzeugt eine gleichprozentige Durchflusskennlinie.

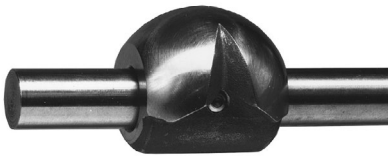


Abb. 1.15 V-Schlitz-Kugel

**Konventionelle Klappe:** Das symmetrische Verschlusselement, das in den gängigsten Varianten von Drehabsperklappen verwendet wird. Hochdynamische Drehmomente begrenzen konventionelle Klappen für den Drosselbetrieb in der Regel auf 60 Grad der Maximaldrehung.

**Dynamisch konstruierte Klappe:** Eine Absperrklappe zur Reduzierung des dynamischen Drehmoments bei großen Drehschritten, wodurch sie für den Drosselbetrieb mit bis zu 90 Grad Klappendrehung geeignet ist.

**Exzenterklappe:** Generische Bezeichnung für eine Ventilausführung, bei der durch die exzentrische Positionierung der Klappenwelle/Klappenanschlüsse die Klappe beim Öffnen einen leicht exzentrischen (gekrümmten) Weg nimmt. Dadurch kann die Klappe beim Öffnen aus dem Kontakt mit der Dichtung geschwenkt und Reibung und Verschleiß können reduziert werden.



Abb. 1.16 Exzenterklappe

**Flanschloses Ventil:** Eine bei Drehstellventilen häufig verwendete Ventilausführung. Flanschlose Ventile werden mithilfe von langen Durchgangsschrauben zwischen Flanschen nach ANSI/ASME Class gehalten (manchmal auch als Zwischenflansch- oder Sandwichbauweise bezeichnet).

**Exzenterkegel:** Ausführung von Drehstellventilen mit exzentrisch drehendem Kegel, der in den Sitz hinein- und herausdreht und Reibung und Verschleiß reduziert. Diese Ausführung ist besonders für erosive Anwendungen geeignet.

**Umgekehrter Durchfluss:** Der Durchfluss erfolgt von der Wellen-/Nabenseite über die Rückseite der Klappe, der Kugel oder des Kegels aus. Einige Drehstellventile sind in der Lage, den Durchfluss in beide Richtungen gleich gut zu regeln. Bei anderen Drehventilkonstruktionen kann es erforderlich sein, das Antriebsgestänge zu modifizieren, um einen umgekehrten Durchfluss zu ermöglichen.

**Augenschraube:** Ein häufig verwendetes Verbindungselement zwischen Antriebsspindel und Antriebshebel, um die Umwandlung der Schubkraft des Linearantriebs in eine Drehkraft (Drehmoment) mit minimalem Bewegungsverlust zu ermöglichen. Die Verwendung eines Standard-Hubkolbenantriebs an einem Drehventilkörper erfordert in der Regel ein Gestänge mit zwei Augenschrauben. Bei Auswahl eines speziell für den Betrieb von Drehventilen konzipierten Antriebs ist jedoch nur eine solche Augenschraube erforderlich, wodurch auch ein Bewegungsverlust reduziert wird.

**Drehstellventil:** Eine Ventilbauart, bei der das Verschlusselement (Vollkugel, Teilkugel, Scheibe, Klappe oder Kegel) im Durchflussstrom gedreht wird, um die Funktion des Ventils zu steuern. Siehe Abb. 1.17.

**Dichtring:** Der dem Dichtring eines Durchgangsventils entsprechende Teil einer Drehstellventileinheit. Die Positionierung der Klappe bzw. Kugel relativ zum Dichtring bestimmt den Durchflussbereich und die Leistung der Armatur bei diesem Drehwinkel.

**Welle** Der der Schaltwelle eines Durchgangsventils entsprechende Teil einer Drehstellventileinheit. Die Drehung der Welle positioniert die Klappe bzw. Kugel im Durchflussstrom und regelt den Durchfluss durch die Armatur.

**Gleitringdichtung:** Die untere Zylinderdichtung in einem pneumatischen Kolbenantrieb, der für den Drehventilbetrieb ausgelegt ist. Diese Dichtung ermöglicht eine senkrechte und seitliche Bewegung der Antriebsspindel ohne einen Verlust des Stelldrucks am unteren Zylinder und ermöglicht so die Verwendung nur einer Augenschraube.

**Standarddurchfluss:** Bei Drehstellventilen mit separatem Dichtring oder Strömungsring ist die Strömungsrichtung, in das Medium durch die vor dem Dichtring liegenden Rohrleitung in den Ventilkörper eintritt und

an der dem Dichtring gegenüberliegenden Seite austritt. Manchmal wird dies auch als Vorwärtsströmung oder in die Stirnseite des Verschlusselements einströmend bezeichnet. Siehe auch Umgekehrter Durchfluss.

**Starr gelagert:** Eine Montageart der Klappe bzw. Kugel auf der Ventilspindel oder dem Wellenstumpf mit zwei diametral gegenüberliegenden Lagern. ■

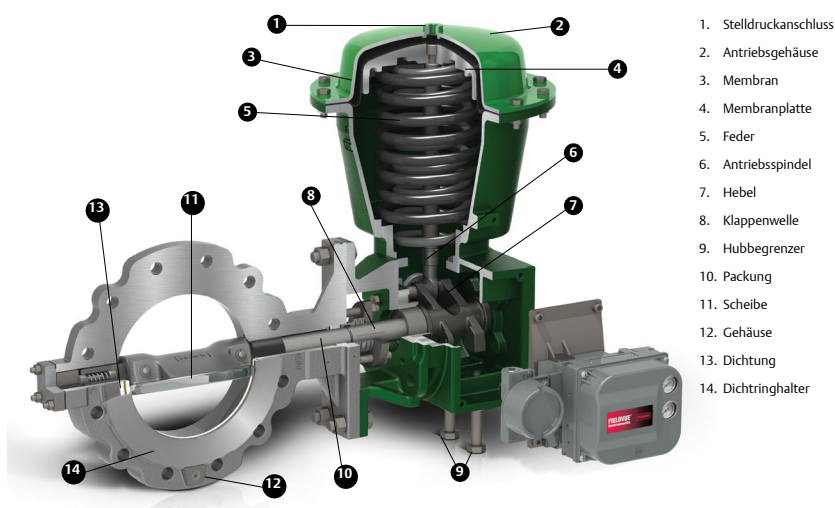
## 1.4 Stellventil-Funktionen und -Eigenschaften – Terminologie

**Einstelldruckbereich:** Die Kalibrierprozedur einer Antriebsfeder, so dass sie einen Druckbereich nutzen kann, um eine Armatur vollständig auf seinen Nennhub zu bringen (siehe „Eigendruckbereich einer Membran“).

**Kapazität:** Durchflussmenge über eine Armatur ( $C_v$  oder  $K_v$ ), unter Nennbedingungen.

**Durchfluss unterhalb des Regelbereichs:** Durchfluss, der unterhalb des minimalen regelbaren Durchflusses bei nicht vollständig in den Sitz eingreifenden Verschlusselement auftritt.

**Membrandruckbereich:** Differenz zwischen dem oberen und dem unteren Wert des Membran-Stelldruckbereichs.



1. Stelldruckanschluss
2. Antriebsgehäuse
3. Membran
4. Membranplatte
5. Feder
6. Antriebsspindel
7. Hebel
8. Klappenwelle
9. Hubbegrenzer
10. Packung
11. Scheibe
12. Gehäuse
13. Dichtung
14. Dichtringhalter

Abb. 1.17 Drehstellventil

**Doppelt wirkender Stellantrieb:** Ein Antrieb, bei dem pneumatische, hydraulische oder elektrische Energie sowohl in AUF- als auch in ZU-Richtung zugeführt wird.

**Resultierende Kräfte durch das Prozessmedium:** Die auf den Ventilkegel in einer beliebigen geöffneten Stellung durch den auf ihn einwirkenden Medien-Prozessdruck erzeugte Netto-Kraft.

**Effektive Membranfläche:** In einem Antrieb der Teil des Sitzquerschnitts einer Membran oder eines Kolbens, der die Spindelkraft erzeugt. Die effektive Membranfläche kann sich während des Hubs ändern, wobei sie normalerweise am Anfang das Maximum und am Ende des Hubbereichs das Minimum beträgt. Gegossene Membranen weisen eine geringere Änderung der effektiven Membranfläche als Flachmembranen auf; daher werden gegossene Membranen empfohlen.

**Sicherheitsstellung ZU:** Eine Bedingung, bei der sich das Verschlusselement des Ventils in die geschlossene Stellung bewegt, wenn die Betätigungsenergiequelle ausfällt.

**Sicherheitsstellung AUF:** Eine Bedingung, bei der sich das Verschlusselement des Ventils in die geöffnete Stellung bewegt, wenn die Betätigungsenergiequelle ausfällt.

**Sicherheitsstellung:** Eine Eigenschaft eines Ventils und seines Stellantriebs, die bei Ausfall der Energiezufuhr dafür sorgt, dass das Verschlusselement des Ventils entweder vollständig geschlossen, vollständig geöffnet oder in der letzten Stellung verbleibt – je nachdem, welche Stellung zum Schutz des Prozesses und der Anlage erforderlich ist.

**Durchflusskennlinie:** Das Verhältnis zwischen dem Durchfluss durch die Armatur und dem prozentualen Nennhub, da der Nennhub zwischen 0 und 100 % variiert wird. Dieser Begriff sollte immer als inhärente oder gewählte Durchflusskennlinie zugewiesen werden (siehe Definitionen im Abschnitt „Prozesssteuerung – Terminologie“).

**Durchflusskoeffizient ( $C_v$ ):** Eine auf die Geometrie eines Ventils bezogene Konstante bei einem bestimmten Stellweg, die zur Bestimmung der Durchflussrate verwendet werden kann. Dies ist die Anzahl an US-Gallonen Wasser pro Minute bei 16 °C (60 °F), die bei einem Differenzdruck von einem

Pfund pro Quadratzoll durch die Armatur fließt.

**Ventil mit hohem Ausnutzungsgrad:** Ein Armaturentyp, der aufgrund seiner stromlinienförmigen Innenkonturen und minimalen Strömungsturbulenzen nur sehr wenig Energie des Durchflusses ableitet. Aus diesem Grund erholt sich der Druck abströmseitig der Vena Contracta auf einen hohen Prozentsatz seines Eintrittswertes. Beispiele für Ventile mit hohem Ausnutzungsgrad sind gerade Durchflussventile wie z. B. Drehkugelhähne.

**Eigendruckbereich einer Membran:** Die oberen und unteren Druckwerte, die auf eine Membran wirken, um den Nennweg des Ventilkogels bei Atmosphärendruck im Ventilkörper zu erzeugen. Dieser Bereich wird häufig auch als Einstelldruckbereich bezeichnet, da es sich um den Bereich handelt, über den die Armatur bei der Sollwerteneinstellung bewegt wird.

**Inhärente Durchflusskennlinie:** Das Verhältnis zwischen der Durchflussrate und dem Weg des Verschlusselementes, wenn es aus der geschlossenen Stellung mit einem konstanten Differenzdruck über die Armatur in den Nennhub bewegt wird.

**Federbereich:** Die oberen und unteren Druckwerte, die auf eine Membran wirken, um den Nennhub bei Nennbedingungen im Ventilkörper zu erzeugen. Aufgrund der auf das Verschlusselement wirkenden Kräfte kann der Eigendruckbereich einer Membran vom Druckbereich einer installierten Membran abweichen.

**Gewählte Durchflusskennlinie:** Das Verhältnis zwischen der Durchflussrate und dem Weg des Verschlusselementes, wenn es aus der geschlossenen Stellung in den Nennhub bewegt wird, wenn sich variierende Prozessbedingungen auf den Differenzdruck über die Armatur auswirken.

**Ventil mit niedriger Druckrückgewinnung:** Ein Ventiltyp, der aufgrund von Turbulenzen, die durch die Konturen des Strömungswegs entstehen, eine erhebliche Energiemenge des Durchflusses ableitet. Entsprechend erholt sich der Druck abströmseitig der Vena Contracta auf einen geringeren Prozentsatz seines Eintrittswertes, verglichen mit einer Armatur mit einem stromlinienförmigen Strömungsweg. Obwohl die einzelnen

Ausführungen unterschiedlich sind, haben konventionelle Durchgangsventile in der Regel nur geringe Fähigkeiten zur Druckrückgewinnung.

**Modifizierte gleichprozentige Durchflusskennlinie:** Eine inhärente Durchflusskennlinie, die eine gleichprozentige Kennlinie bei geringem Weg des Verschlusselements und eine annähernd lineare Kennlinie für die oberen Teile des Stellwegs des Verschlusselements liefert.

**Sicherheitsstellung geschlossenes Ventil:** Siehe „Sicherheitsstellung ZU“.

**Sicherheitsstellung geöffnetes Ventil:** Siehe „Sicherheitsstellung AUF“.

### Zum Schließen nach unten drücken (Push-Down-to-Close, PDTC)-Konstruktion:

Eine Durchgangsventil-Konstruktion, bei der sich das Verschlusselement zwischen dem Antrieb und dem Sitzring befindet, so dass die Verlängerung der Antriebsspindel das Verschlusselement zum Sitzring hin bewegt und die Armatur letztlich schließt. Dieser Begriff kann auch für Drehventilkonstruktionen verwendet werden, bei denen die Kugel oder Scheibe durch die lineare Verlängerung der Antriebsspindel in die geschlossene Stellung bewegt wird. Wird auch als „direkt wirkend“ bezeichnet.

**Zum Öffnen nach unten drücken (Push-Down-to-Open, PDTO)-Konstruktion:** Eine Durchgangsventil-Konstruktion, bei der sich der Sitzring zwischen dem Antrieb und dem Verschlusselement befindet, so dass die Verlängerung der Antriebsspindel das Verschlusselement aus dem Sitzring bewegt und die Armatur öffnet. Dieser Begriff kann auch für Drehventilkonstruktionen verwendet werden, bei denen die Kugel oder Scheibe durch die lineare Verlängerung der Antriebsspindel in die geöffnete Stellung bewegt wird. Wird auch als „umgekehrt wirkend“ bezeichnet.

**Stellverhältnis:** Das Verhältnis des größten Durchflusskoeffizienten ( $C_v$  oder  $K_v$ ) zum kleinsten Durchflusskoeffizienten ( $C_v$  oder  $K_v$ ), innerhalb dessen die Abweichung von der angegebenen Durchflusskennlinie die vorgegebenen Grenzen nicht überschreitet. Ein Stellventil, das den Durchfluss noch gut regelt, wenn dieser auf das 100-fache des minimal regelbaren Durchflusses ansteigt,

hat ein Stellverhältnis von 100 bis 1. Das Stellverhältnis kann auch als Verhältnis der größten zum kleinsten regelbaren Durchflussmenge ausgedrückt werden.

**Ventil Nenn-Durchflusskoeffizient ( $C_v$ ):** Der Durchflusskoeffizient ( $C_v$ ) eines Ventils bei Nennhub.

**Nennhub:** Der Weg des Verschlusselements von der geschlossenen oder ZU-Stellung zur geöffneten Nenn- oder AUF-Stellung. Die angegebene Öffnungsstellung ist maximale, vom Hersteller empfohlene Öffnung.

**Relativer Durchflusskoeffizient ( $C_r$ ):** Das Verhältnis des Durchflusskoeffizienten ( $C_v$ ) bei angegebenen Stellweg zum Durchflusskoeffizienten ( $C_v$ ) bei Nennhub.

**Sitzleckage:** Die Menge an Prozessmedium, die durch eine Armatur strömt, wenn sich die Armatur in der vollständig geschlossenen (ZU) Stellung befindet und die maximal verfügbare Sitzanpresskraft bei angegebener Druckdifferenz und Temperatur zur Wirkung kommt.

**Federkonstante ( $K_s$ ):** Die Kraftänderung pro Änderung der Länge einer Feder um eine Einheit. Bei Membranantrieben wird die Federkonstante in der Regel in Pfund Kraft pro Zoll Komprimierung angegeben.

**Vena Contracta:** Der Teil einer Durchflussströmung, in dem die Strömungsgeschwindigkeit des Prozessmediums am höchsten ist und der statische Druck und die Querschnittsfläche des Prozessmediums am niedrigsten sind. In einem Stellventil befindet sich die Vena Contracta in der Regel unmittelbar hinter der eigentlichen physischen Verengung. ■

## 1.5 Prozesssteuerung – Terminologie

Die folgenden zuvor noch nicht erklärten Begriffe und Definitionen werden häufig von Personen verwendet, die mit Stellventilen, Instrumentierung und entsprechendem Zubehör arbeiten. Einige der Begriffe, die mit einem Asterisk (\*) gekennzeichnet sind, wurden in der Originalversion dieses Handbuchs (Englisch) von der ISA-Norm ISA 51.1, Process Instrumentation Terminology, abgeleitet. Auch andere gängige Begriffe, die überall in der

Stellventilindustrie verwendet werden, werden hier aufgeführt.

**Zubehör:** Eine Vorrichtung, die an eine Stellventileinheit montiert wird, um diese um verschiedene Funktionen zu ergänzen oder um gewünschte Aktionen, insbesondere die Betätigung, zu erzeugen. (Beispiele sind Stellungsregler, Versorgungsdruckregler, Magnetschalter, Endlagenschalter usw.)

**Stellantrieb\*:** Eine pneumatisch, hydraulisch oder elektrisch angetriebene Vorrichtung, die Kraft und Bewegung zum Öffnen oder Schließen einer Armatur liefert.

**Stellantriebseinheit:** Ein Stellantrieb mit allem Zubehör, das ihn zu einer kompletten Betätigungseinheit macht.

**ANSI:** Abkürzung für American National Standards Institute.

**API:** Abkürzung für American Petroleum Institute.

**ASME:** Abkürzung für American Society of Mechanical Engineers.

**ASTM:** Früher die Abkürzung für American Society for Testing and Materials. Als der Geltungsbereich der Organisation international Anwendung fand, wurde der Name zu ASTM International geändert. ASTM ist keine Abkürzung mehr.

**Automatisches Regelsystem\*:** Ein Regelsystem, das ohne menschlichen Eingriff arbeitet.

**Nachlauf:** Eine Form der Totzone, die sich aus einer vorübergehenden Diskontinuität zwischen dem Eingang und dem Ausgang eines Geräts ergibt, wenn der Eingang des Geräts seine Richtung ändert. (Beispiele sind das Umkehrspiel oder die Lose bei einer mechanischen Verbindung.)

**Bode-Diagramm\*:** Ein Diagramm der logarithmischen Amplitudenverhältnisse und Phasenwinkelwerte auf einer logarithmischen Frequenzbasis für eine Übertragungsfunktion. Ein Bode-Diagramm ist die häufigste Form der grafischen Darstellung von Frequenzgangdaten.

**Kalibrierkurve\*:** Eine grafische Darstellung des Kalibrierprotokolls. Der Ausgang eines Gerätes im Ruhezustand als Funktion seines Eingangs im Ruhezustand. Die Kurve wird in der Regel als prozentuale Ausgangsspanne im

Vergleich zur prozentualen Eingangsspanne dargestellt.

**Kalibrierzyklus\*:** Die Anwendung bekannter Werte einer gemessenen Variablen und die Aufzeichnung entsprechender Ausgangswerte über den Bereich des Messinstruments in aufsteigender und absteigender Richtung. Eine Kalibrierkurve wird durch Variation des Eingangs eines Gerätes in aufsteigender und absteigender Richtung erhalten. Die Kurve wird in der Regel als prozentuale Ausgangsspanne im Vergleich zur prozentualen Eingangsspanne dargestellt und liefert eine Messung der Hysterese.

**Durchflusskapazität\* (Armatur):** Die Durchflussmenge über eine Armatur ( $C_v$ ) unter Nennbedingungen.

**Geschlossener Regelkreis:** Die Zusammenschaltung von Komponenten zur Prozessregelung, so dass Informationen zur Prozessvariablen kontinuierlich auf den Sollwert der Steuereinheit zurückgeführt werden, um eine kontinuierliche, automatische Korrektur der Prozessvariablen zu ermöglichen.

**Verschlusselement:** Ein Bauteil der Ventillinnengarnitur (auch als Kegel, Scheibe, Klappe, Kugelsegment oder Kugel mit vollem Durchgang bezeichnet), das zur Modulation des Durchflusses innerhalb eines Stellventils verwendet wird.

**Steuereinheit:** Eine Vorrichtung, die mithilfe eines etablierten Algorithmus automatisch arbeitet, um eine Regelgröße zu steuern. Der Eingang der Steuereinheit erhält Informationen über den Zustand der Prozessvariablen und liefert dann ein entsprechendes Ausgangssignal an das Stellglied.

**Regelkreis:** Siehe „Geschlossener Regelkreis“ oder „Offener Regelkreis“.

**Regelbereich:** Der Bereich des Ventilweges, über den ein Stellventil die Durchflusszunahme nach Installation zwischen den normierten Werten von 0,5 und 2,0 halten kann.

**Stellventileinheit:** Eine Vorrichtung zur Modulation des Durchflusses durch Änderung der Durchflussgröße, die durch ein Signal einer Steuereinheit gesteuert wird.

**Totzone:** Ein allgemeines Phänomen, das für jedes Gerät gelten kann, bei dem der Bereich,

über den ein Eingangssignal durch eine Richtungsumkehr geändert werden kann, ohne dass eine beobachtbare Änderung des Ausgangssignals auftritt. Bei Stellventilen ist der Ausgang der Steuereinheit (Controller Output, CO) der Eingang für die Ventileinheit und die Prozessvariable (PV) der Ausgang, wie in Abb. 1.18 dargestellt. Bei der Behandlung einer Totzone ist es wichtig, dass sowohl die Eingangs- als auch die Ausgangsvariablen identifiziert und dass alle quantifizierbaren Tests unter Vollastbedingungen durchgeführt werden. Die Totzone wird in der Regel in Prozent der Eingangsspanne ausgedrückt.

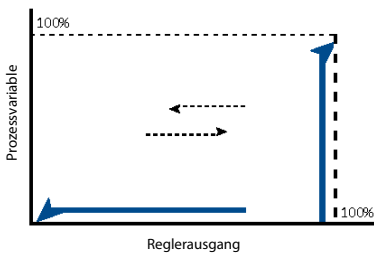


Abb. 1.18 Totzone

**Totzeit:** Das Zeitintervall ( $T_d$ ), in dem nach einer Eingabe in kleinen Schritten (meist 0,25 % bis 5 %) keine Reaktion des Systems beobachtet wird. Diese Zeit ergibt sich aus dem Moment, in dem der Schritt-Eingang auf die erste beobachtbare Reaktion des Systems eingeleitet wird. Die Totzeit kann für eine Ventileinheit oder für den gesamten Prozess gelten. Siehe „T63“.

**Enthalpie:** Eine thermodynamische Größe, die sich aus der Summe der inneren Energie eines Körpers und dem Produkt seines Volumens multipliziert mit dem Druck ergibt:  $H = U + pV$ . Wird auch als Wärmehalt bezeichnet.

**Entropie:** Das theoretische Maß an Energie, die in einem thermodynamischen System nicht in mechanische Arbeit umgewandelt werden kann.

**Gleichprozentige Kennlinie\*:** Eine inhärente Durchflusskennlinie, die für gleiche Inkremente des Nennhubes im Idealfall gleichprozentige Änderungen des Durchflusskoeffizienten ( $C_v$ ) aus dem vorhandenen  $C_v$  ergibt.

**Rückmeldesignal\*:** Das Rücksignal, das sich aus einer Messung einer direkt geregelten Variablen ergibt. Bei einem Stellventil mit Stellungsregler ist das Rücksignal in der Regel eine mechanische Anzeige der Stellung der Verschlusselementsipindel, die in den Stellungsregler rückgemeldet wird.

**FCI:** Abkürzung für Fluid Controls Institute. Dieses Institut stellt Normen und Schulungsmaterialien zur Verfügung, um Käufer und Benutzer die Arbeitsweise und die Verwendung von Ausrüstungen zur Medienregelung und -aufbereitung zu erklären.

**Stellglied:** Ein Gerät, das die vom Ausgang einer Steuereinheit festgelegte Regelstrategie umsetzt. Obwohl dieses Stellglied verschiedene Formen annehmen kann (Dämpfer, Ein-/Ausschaltgeräte usw.), ist das heute in der Industrie am weitesten verbreitete Stellglied die Stellventileinheit. Stellventile modulieren den Durchfluss von Prozessmedien wie Gas, Dampf, Wasser oder chemischen Verbindungen, um Störgrößen zu kompensieren und die geregelte Prozessvariable so nahe wie möglich am gewünschten Sollwert zu halten.

**Erste Ordnung:** Ein Begriff, der sich auf das dynamische Verhältnis zwischen dem Ein- und Ausgang eines Gerätes bezieht. Systeme oder Geräte der ersten Ordnung haben nur einen Energiespeicher und das dynamische Übergangsverhältnis zwischen dem Ein- und Ausgang ist durch ein exponentielles Verhalten gekennzeichnet.

**Frequenzgang-Kennlinie\*:** Das frequenzabhängige Verhältnis von Amplitude und Phase zwischen sinusförmigen Eingängen im Ruhezustand und den daraus resultierenden, grundlegend sinusförmigen Ausgängen. Ausgangsamplitude und Phasenverschiebung werden als Funktionen der Eingangsprüffrequenz überwacht und zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens des Regelgerätes verwendet.

**Reibung:** Eine Kraft, die dazu neigt, der relativen Bewegung zwischen zwei sich berührenden Flächen entgegenzuwirken. Die zugehörige Kraft ist eine Funktion der diese beiden Flächen zusammenhaltenden Normalkraft und der charakteristischen Beschaffenheit der beiden Flächen. Reibung hat zwei Komponenten: Haftreibung und Gleitreibung. Die Haftreibung (auch Stick/Slip

oder Haftung genannt) ist die Kraft, die zunächst überwunden werden muss, damit es zu einer relativen Bewegung zwischen den beiden Oberflächen kommt. Die Haftreibung ist auch eine der Hauptursachen für die Totzone einer Ventileinheit. Sobald die relative Bewegung begonnen hat, ist die Gleitreibung (auch bekannt als Laufreibung oder Gleiten) die Kraft, die überwunden werden muss, um die relative Bewegung aufrechtzuerhalten.

**Zunahme:** Eine Bezeichnung für das Verhältnis einer Ausgangsgrößenänderung eines bestimmten Systems oder Geräts zur Eingangsgrößenänderung, die die Ausgangsgrößenänderung verursacht hat. Die Zunahme hat zwei Komponenten: statische Zunahme und dynamische Zunahme. Die statische Zunahme (auch Empfindlichkeit genannt) ist das Zunahmeverhältnis zwischen Eingang und Ausgang und ein Indikator für die Leichtigkeit, mit der der Eingang eine Ausgangsänderung einleiten kann, wenn sich das System bzw. Gerät in einem Ruhezustand befindet. Die dynamische Zunahme ist das Zunahmeverhältnis zwischen dem Eingang und dem Ausgang, wenn sich das System in einem Zustand der Bewegung oder des Flusses befindet. Die dynamische Zunahme ist eine Funktion der Frequenz bzw. der Änderungsrate des Eingangs.

**Härte:** Die Beständigkeit von Metall gegen plastische Verformung, meist durch Einkerbung. Die Beständigkeit von Kunststoffen und Gummi gegen das Eindringen eines Eindruckpunktes in seine Oberfläche.

**Nachregelung\*:** Eine unerwünschte Schwingung von nennenswertem Ausmaß, die auch nach dem Verschwinden äußerer Reize andauert. Manchmal als Cycling oder Grenzwertzyklus bezeichnet, ist die Nachregelung ein Anzeichen für den Betrieb an oder in der Nähe der Stabilitätsgrenze. Bei Stellventilanwendungen würde eine Nachregelung als eine Schwingung des Stelldrucks zum Antrieb durch eine Instabilität im oder am Ventilstellungsregler auftreten.

**Hysterese\*:** Die maximale Differenz des Ausgangswertes für jeden einzelnen Eingangswert während eines Kalibrierzyklus, ohne Fehler durch eine Totzone. Eine

Verzögerung eines Effekts, wenn die auf einen Körper wirkenden Kräfte verändert werden (beispielsweise durch Viskosität oder innere Reibung).

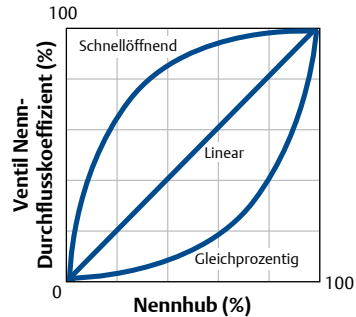


Abb. 1.19 Inhärente Ventilkennlinien

**Inhärente Kennlinie\*:** Das Verhältnis zwischen dem Durchflusskoeffizienten und dem Weg des Verschlusselementes, wenn es aus der geschlossenen Stellung bei einem konstanten Differenzdruck über die Armatur in den Nennhub bewegt wird. In der Regel werden diese Kennlinien auf einer Kurve dargestellt, wobei die horizontale Achse als prozentualer Weg und die vertikale Achse als prozentualer Durchfluss (oder  $C_v$ ) bezeichnet wird. Da der Ventildurchfluss sowohl vom Ventilweg als auch vom Differenzdruck über die Armatur abhängt, bietet die Durchführung von Durchflusskennlinienprüfungen bei konstantem Differenzdruck eine systematische Möglichkeit, eine Ventilkennlinie mit einer anderen zu vergleichen. Typische Ventilkennlinien, die auf diese Weise ermittelt werden, werden als linear, gleichprozentig und schnellöffnend bezeichnet.

**Inhärente Durchflusszunahme:** Das Größenverhältnis der Durchflussänderung über die Armatur zur Ventilwegänderung bei konstantem Differenzdruck. Die inhärente Durchflusszunahme ist eine inhärente Funktion der Armaturenkonstruktion. Sie entspricht der Steigung der inhärenten Kennlinie an einem beliebigen Punkt auf dem Ventilweg und ist somit eine Funktion des Ventilweges.

**Kennlinie nach Installation\*:** Das Verhältnis zwischen der Durchflussrate und dem Hub

des Verschlusselementes (Scheibe oder Klappe), wenn es aus der geschlossenen Stellung in den Nennhub bewegt wird, während sich variierende Prozessbedingungen auf den Differenzdruck über die Armatur auswirken.

**Durchflusszunahme nach Installation:** Das Größenverhältnis der Durchflussänderung über die Armatur zur Ventilwegänderung bei tatsächlichen Prozessbedingungen. Die Durchflusszunahme nach Installation ist die Durchflusszunahme, die entsteht, wenn die Armatur in ein bestimmtes System eingebaut ist und sich der Differenzdruck entsprechend den Vorgaben des Gesamtsystems natürlich ändern kann. Die Durchflusszunahme nach Installation entspricht der Steigung der gewählten Durchflusskennlinie und ist eine Funktion des Ventilweges.

**Instrumentendruck:** Der Ausgangsdruck einer automatischen Steuereinheit, der zur Betätigung eines Stellventils verwendet wird.

**I/P:** Kurz für Strom-zu-Druck (I-zu-P). Wird in der Regel für Eingangs-Messwandlermodule verwendet.

**ISA:** Abkürzung für International Society for Automation.

**Linearität\*:** Die Stärke, wie sehr sich eine Kurve, die sich auf zwei Variablen bezieht, einer geraden Linie annähert. Linearität bedeutet auch, dass die gleiche gerade Linie sowohl für Aufwärts- und Abwärtsrichtungen gilt. Aus diesem Grund wird die Totzone, wie oben definiert, in der Regel als eine Nichtlinearität betrachtet.

**Lineare Kennlinie\*:** Eine inhärente Durchflusskennlinie, die durch eine gerade Linie in einem rechteckigen Diagramm des Durchflusskoeffizienten ( $C_v$ ) gegenüber dem Nennhub dargestellt wird. Daher bieten gleiche Schrittweiten des Ventilwegs gleiche Schrittweiten des Durchflusskoeffizienten,  $C_v$ .

**Stelldruck:** Der Druck, mit dem ein pneumatischer Antrieb bewegt wird. Dies ist der Druck, der tatsächlich auf die Membran oder den Kolben eines Antriebs wirkt und kann der Instrumentendruck sein, wenn kein Ventilstellungsregler verwendet wird.

**Regelkreis:** Siehe „Geschlossener Regelkreis“ oder „Offener Regelkreis“.

**Regelkreisverstärkung:** Die kombinierte Zunahme aller Komponenten in einem

Regelkreis, wenn dieser als eine Serienschaltung um den Regelkreis herum betrachtet wird. Gelegentlich auch als Verstärkung in einem offenen Regelkreis bezeichnet. Es muss verständlich angegeben werden, ob es sich um die Verstärkung eines statischen Regelkreises oder um die Verstärkung eines dynamischen Regelkreises bei einer bestimmten Frequenz handelt.

**Handbetätigte Regelung:** Siehe „Offener Regelkreis“.

**NACE:** Früher einmal die Abkürzung für National Association of Corrosion Engineers. Als der Geltungsbereich der Organisation international Anwendung fand, wurde der Name zu NACE International geändert. NACE ist keine Abkürzung mehr.

**Offener Regelkreis:** Der Zustand, in dem die Zusammenschaltung von Komponenten zur Prozessregelung unterbrochen wird, so dass Informationen von der Prozessvariablen nicht mehr auf den Sollwert der Steuereinheit zurückgeführt werden. In diesem Fall sind keine Korrekturen an der Prozessvariablen mehr vorgesehen. Dies wird in der Regel dadurch erreicht, dass die Steuereinheit in die manuelle Betriebsposition gebracht wird.

**Steuermedium:** Dies ist das Medium, in der Regel Luft oder Gas, das für die Versorgung des Ventilstellungsreglers oder der automatischen Steuereinheit verwendet wird.

**Betriebsgrenzen\*:** Der Bereich der Betriebsbedingungen, denen ein Gerät ohne eine dauerhafte Beeinträchtigung der Betriebseigenschaften ausgesetzt werden kann.

**OSHA:** Abkürzung für Occupational Safety and Health Administration. (U.S.)

**Packung:** Der Teil der Ventileinheit, der zur Abdichtung gegen Leckagen um die Ventilscheibe bzw. -klappe oder die Ventilspindel verwendet wird.

**Stellungsregler\*:** Ein Stellungsregler (Servomechanismus), der mechanisch mit einem beweglichen Teil eines Stellglieds oder seines Antriebs verbunden ist und seinen Ausgang automatisch an das Stellglied anpasst, um eine gewünschte Position proportional zum Eingangssignal zu halten.

**Process:** Alle kombinierten Elemente im Regelkreis, außer der Steuereinheit.

Manchmal bezieht sich „Prozess“ auch auf das Medium, das durch den Regelkreis fließt.

**Prozesserrhöhung:** Das Verhältnis der Änderung einer geregelten Prozessvariablen zu einer entsprechenden Änderung im Ausgang der Steuereinheit.

**Prozessvariabilität:** Ein genaues statistisches Maß dafür, wie genau der Prozess über den Sollwert geregelt wird. Die Prozessvariabilität wird in Prozent definiert (in der Regel 2 s/m), wobei „m“ der Sollwert oder Mittelwert der gemessenen Prozessvariablen und „s“ die Standardabweichung der Prozessvariablen darstellen.

**Schnellöffnende Kennlinie (Quick-Opening, QO)\*:** Eine inhärente Durchflusskennlinie, bei der ein maximaler Durchflusskoeffizient bei minimalem Weg des Verschlusselements erreicht wird.

**Bereich:** Der Bereich zwischen den Grenzwerten, innerhalb dessen eine Größe gemessen, empfangen oder übertragen wird, ausgedrückt durch Angabe des unteren und oberen Grenzwertes des Bereichs. Beispiel: 3 bis 15 psi; -40 bis 100 °C (-40 bis 212 °F).

**Relais:** Ein Gerät, das als Leistungsverstärker fungiert. Es nimmt ein elektrisches, pneumatisches oder mechanisches Eingangssignal auf und gibt einen großen Volumenstrom an Luft oder Hydraulikflüssigkeit an den Antrieb ab. Das Relais kann ein internes Bauteil des Stellungsreglers oder ein separates Ventilzubehör sein.

**Reproduzierbarkeit\*:** Die Reproduzierbarkeit ist eine Anzahl von aufeinander folgenden Messungen des Ausgangs bei gleichem Eingangswert, identischen Betriebsbedingungen und gleicher Durchflussrichtung über den gesamten Bereich. Sie wird üblicherweise als Nichtreproduzierbarkeit gemessen und als Reproduzierbarkeit in Prozent der Spanne ausgedrückt. Sie berücksichtigt keine Hysterese.

**Auflösung:** Die kleinstmögliche erforderliche Eingangsänderung, um eine beobachtbare Ausgangsänderung zu erzeugen, wenn keine Umkehrung des Eingangs erfolgt. Die Auflösung wird in der Regel in Prozent der Eingangsspanne ausgedrückt.

**Reaktionszeit:** Wird in der Regel durch einen Parameter gemessen, der sowohl die Totzeit als auch die Zeitkonstante enthält. (Siehe „T63“, „Totzeit“ und „Zeitkonstante“.) Bei Anwendung auf eine Armatur umfasst die Ansprechzeit die gesamte Armatureinheit.

**Zweite Ordnung:** Ein Begriff, der sich auf das dynamische Verhältnis zwischen dem Ein- und Ausgang eines Gerätes bezieht. Ein System oder Gerät zweiter Ordnung verfügt über zwei Energiespeicher, die kinetische und potentielle Energie zwischen sich hin und her übertragen können. Dadurch entsteht die Möglichkeit eines Schwingungsverhaltens und von Überschwingungen.

**Empfindlichkeit\*:** Das Verhältnis der Ausgangsgrößenänderung zur Eingangsgrößenänderung, die nach dem Erreichen des Ruhezustandes verursacht wird.

**Sensor:** Ein Gerät, das den Wert einer Prozessvariablen erfasst und ein entsprechendes Ausgangssignal an einen Messumformer sendet. Der Sensor kann ein integriertes Teil des Messumformers oder ein separates Bauteil sein.

**Sollwert:** Ein Referenzwert, der den gewünschten Wert der zu regelnden Prozessvariablen darstellt.

**Torsionsbewegung einer Welle:** Ein Phänomen, bei dem sich das eine Ende einer Ventillwelle dreht und das andere nicht. Dies tritt gelegentlich bei Drehventilen auf, bei denen der Antrieb über eine relativ lange Welle mit dem Verschlusselement des Ventils verbunden ist. Während die Reibung der Dichtung in der Armatur ein Ende der Welle in Position hält, wird die Drehung der Welle am Antriebsende durch eine Torsionsbewegung aufgenommen, bis der Antrieb ausreichend Kraft überträgt, um die Reibung zu überwinden.

**Signal\*:** Eine physikalische Variable, bei der ein oder mehrere Parameter Daten über eine andere Variable enthalten, die das Signal repräsentiert.

**Signalamplituden-Sequenzierung (Split-Ranging)\*:** Eine Aktion, bei der zwei oder mehr Signale erzeugt werden oder zwei oder mehr Stellglieder durch ein Eingangssignal angesteuert werden, die jeweils nacheinander mit oder ohne Überlappung auf die Größe dieses Eingangssignals reagieren.

**Auslegung (Armatur):** Ein systematisches Verfahren, um die korrekte Ventilkapazität für jeden Zustand eines Satzes spezifizierter Prozessbedingungen sicherzustellen.

**Spanne\*:** Die algebraische Differenz zwischen den oberen und unteren Bereichswerten. Beispiel: Wenn „Bereich“ = 0 bis 66 °C (150 °F), dann „Spanne“ = 66 °C (150 °F); wenn „Bereich“ = 3 bis 15 psig, dann „Spanne“ = 12 psig.

**Haftung (Haftreibung):** Die Kraft, die erforderlich ist, um einen Körper zu bewegen, der mit einem anderen Körper in Kontakt steht. Siehe auch „Reibung“.

**Versorgungsdruck\*:** Der Druck am Versorgungsanschluss eines Gerätes. Allgemeine Werte für den Versorgungsdruck eines Stellventils sind 20 psig für einen Bereich von 3 bis 15 psig und 35 psig für einen Bereich von 6 bis 30 psig.

**T63:** Ein Maß für die Reaktion des Geräts. Es wird gemessen, indem ein kleines Eingangsinkrement (in der Regel 1 bis 5 %) an das System angelegt wird. T63 wird von der Einleitung des Eingangsinkrements bis zu dem Zeitpunkt gemessen, an dem der Systemausgang 63 % des endgültigen Wertes im Ruhezustand erreicht. T63 ist die Summe aus der System-Totzeit ( $T_d$ ) und der System-Zeitkonstanten ( $t$ ). Siehe „Totzeit“ und „Zeitkonstante“.

**Zeitkonstante:** Ein Zeitparameter, der normalerweise für ein Element erster Ordnung gilt. Dies ist das Zeitintervall, das von der ersten beobachtbaren Reaktion des Systems bis zu einem kleinen Eingangsinkrement (normalerweise 0,25 bis 5 %) gemessen wird, an dem der Systemausgang 63 % seines endgültigen Wertes im Ruhezustand erreicht. (Siehe „T63“.) Wenn die Zeitkonstante in einem Prozess mit offenem Regelkreis angewendet wird, wird die Zeitkonstante in der Regel als „T“ (Tau) bezeichnet. Wenn die Zeitkonstante in einem Prozess mit geschlossenem Regelkreis angewendet wird, wird die Zeitkonstante in der Regel als  $\lambda$  (Lambda) bezeichnet.

**Messumformer:** Ein Gerät, das den Wert einer Prozessvariablen erfasst und ein entsprechendes Ausgangssignal an die Steuereinheit sendet, um den Wert mit dem Sollwert zu vergleichen.

**Stellweg\* (Ventilhub):** Die Bewegung des Verschlusselements aus der geschlossenen oder ZU-Stellung zu einer Zwischenstellung oder der Nenn-AUF-Stellung.

**Stellweganzeige:** Ein Zeiger und eine Skala zur externen Anzeige der Verschlusselementstellung, in der Regel mit Einheiten der prozentualen Öffnung oder des Drehwinkels.

**Innengarnitur\*:** Die internen Komponenten eines Ventils, die den Durchfluss des geregelten Mediums modulieren.

**Ventil:** Siehe „Stellventileinheit“.

**Volumenverstärker:** Ein eigenständiges Relais wird häufig als „Volumenverstärker“ oder einfach als „Booster“ bezeichnet, weil es die dem Antrieb zugeführte Luftmenge erhöht oder verstärkt. Siehe „Relais“.

**Nullfehler\*:** Fehler eines Gerätes, das unter bestimmten Einsatzbedingungen arbeitet, wenn sich der Eingang am unteren Wert des Bereichs befindet. Der Nullfehler wird in der Regel in Prozent der idealen Spanne ausgedrückt. ■

# Kapitel 2

## Stellventile – Leistung



In der dynamischen Geschäftswelt von heute stehen die Hersteller unter extremem wirtschaftlichem Druck. Die Globalisierung der Märkte führt zu einem starken Druck, die Herstellungskosten zu senken, um mit den niedrigeren Löhnen und Rohstoffkosten in den Schwellenländern konkurrieren zu können. Gleichzeitig besteht ein Wettbewerb zwischen internationalen Unternehmen, Produkte von höchster Qualität zu liefern, den Anlagendurchsatz mit immer weniger Ressourcen zu maximieren und gleichzeitig den sich ständig ändernden Kundenbedürfnissen gerecht zu werden. Diese Marketing-Herausforderungen müssen bewältigt werden, und dabei in vollem Umfang mit der öffentlichen und regulatorischen Politik konform sein.

## 2.1 Prozessvariabilität

Internationale Branchenführer müssen die Rohstoff- und Ausschusskosten senken und gleichzeitig die Produktivität steigern, um ihren Aktionären akzeptable Renditen zu liefern. Die Reduzierung der Prozessvariabilität in den Fertigungsprozessen durch den Einsatz von Prozessregelungstechnik hat sich als effektive Methode zur Verbesserung der finanziellen Rendite und zur Bewältigung des globalen Wettbewerbsdrucks durchgesetzt.

Das grundlegende Ziel eines Unternehmens besteht es, durch die Herstellung eines qualitativ hochwertigen Produkts einen Gewinn zu erzielen. Ein qualitativ hochwertiges Produkt entspricht einer Reihe von Spezifikationen. Jede Abweichung von dieser festgelegten Spezifikation bedeutet entgangenen Gewinn durch übermäßigen Materialeinsatz, Wiederaufbereitungskosten oder Produktverschwendung. Somit werden durch die Verbesserung der Prozessregelungstechnik erhebliche finanzielle Einsparungen erzielt. Die Reduzierung der Prozessvariabilität durch eine bessere Prozessregelung ermöglicht eine Optimierung des Prozesses und die korrekte Produktion von Produkten im ersten Anlauf.

Die inhärente Ungleichmäßigkeit von Rohstoffen und Produktionsprozessen ist eine häufige Ursache für Schwankungen, die Veränderungen der Prozessvariablen sowohl oberhalb als auch unterhalb des Sollwertes

zur Folge haben. Ein geregelter Prozess, in dem nur die typischen Ursachen für Veränderungen vorhanden sind, unterliegt normalerweise einer glockenförmigen Normalverteilung.

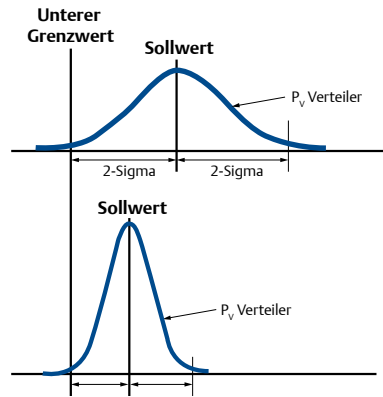


Abb. 2.1 Prozessvariabilität

Ein statistisch abgeleitetes Werteband in dieser Verteilung, das so genannte  $\pm 2$ -Sigma-Band, beschreibt die Streuung in der Abweichung der Prozessvariablen vom Sollwert. Dieses Band ist die Variabilität des Prozesses. Es ist ein Maß dafür, wie genau der Prozess geregelt wird. Die Prozessvariabilität ist ein präzises Maß für die Genauigkeit der Regelung. Sie wird als ein Prozentsatz des Sollwertes ausgedrückt.

Soll ein Produkt beispielsweise eine bestimmte untere Grenzwertvorgabe erfüllen, muss der Sollwert auf einen 2-Sigmawert oberhalb dieses unteren Grenzwertes festgelegt werden. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass alle Produkte, die rechts vom unteren Grenzwert produziert werden, den Qualitätsanforderungen entsprechen.

Das Problem ist jedoch, dass Geld und Ressourcen unnütz aufgewendet werden, um einen großen Prozentsatz des Produkts auf ein Niveau zu bringen, das weit über dem der Spezifikation liegt (siehe obere Verteilung in Abb. 2.1).

Die beste Lösung besteht jedoch darin, die Streuung der Abweichung um den Sollwert zu reduzieren, indem ein Stellventil verwendet wird, das ein kleineres Sigma erzeugen kann (siehe untere Verteilung in Abb. 2.1).



Abb. 2.2 Leistungstest Regelkreis

Die Reduzierung der Prozessvariabilität ist ein Schlüssel zum Erreichen der Unternehmensziele. Die meisten Unternehmen sind sich dessen bewusst, und daher ist nicht es ungewöhnlich, dass sie Hunderttausende von Dollar in die Instrumentierung investieren, um das Problem der Reduzierung der Prozessvariabilität anzugehen.

Leider wird dabei häufig das Stellventil übersehen, da sein Einfluss auf das dynamische Verhalten nicht erkannt wird. Umfangreiche Studien der Regelkreise haben jedoch gezeigt, dass bis zu 80 % der Regelkreise nicht genügend zur Reduzierung der Prozessvariabilität beigetragen haben. Außerdem wurde festgestellt, dass das Stellventil aus verschiedenen Gründen einen wesentlichen Beitrag zu diesem Problem leistet.

Hersteller müssen ihre Produkte zur Überprüfung der Leistung unter dynamischen Prozessbedingungen testen. Diese werden normalerweise in einem Strömungslabor in einem realen geschlossenen Regelkreis durchgeführt (Abb. 2.2). Die Bewertung von Stellventilen im geschlossenen Regelkreis ist

das einzig wahre Maß der Variabilitätsleistung. Die Leistungsdaten in einem geschlossenen Regelkreis zeigen, dass durch die Wahl des richtigen Stellventils eine deutliche Reduzierung der Prozessvariabilität erreicht werden kann.

Die Fähigkeit von Stellventilen, die Prozessvariabilität zu reduzieren, hängt jedoch von vielen Faktoren ab. Dabei müssen mehr als nur ein isolierter Parameter berücksichtigt werden. Forschungsarbeiten in der Branche haben gezeigt, dass die besonderen Konstruktionsmerkmale des Stellgliedes, einschließlich Armatur, Antrieb und Stellungsregler, für eine gute Prozessregelung unter dynamischen Bedingungen sehr wichtig sind. Vor allem aber muss die Stellventileinheit optimiert oder als eine Einheit entwickelt werden. Komponenten dieser Ventile, die nicht als komplette Baugruppe ausgelegt sind, erbringen in der Regel keine optimalen dynamischen Leistungen. Einige der wichtigsten Überlegungen bei der Konstruktion sind:

- Totzone

- Auslegung des Antriebs/Stellungsreglers
- Ansprechzeit der Armatur
- Armaturentyp und Kennlinien
- Nennweiten

Jedes dieser Konstruktionsmerkmale wird in diesem Kapitel ausführlich behandelt, um einen Einblick in die erforderlichen Eigenschaften zu geben, die eine überlegene Armaturenkonstruktion ausmachen.

### 2.1.1 Totzone

Die Totzone ist ein Hauptfaktor für eine übermäßige Prozessvariabilität. Stellventileinheiten können aufgrund einer Vielzahl von Ursachen wie Reibung, Nachlauf, Torsionsbewegung einer Welle, Relais- oder Schiebekolbenventil-Totzone usw. eine primäre Quelle für die Totzone in einem Instrumentierungsregelkreis sein.

Die Totzone ist ein allgemeines Phänomen, bei dem ein Bereich oder eine Bandbreite an Ausgangswerten einer Steuereinheit keine Änderung der gemessenen Prozessvariablen (PV) bewirkt, wenn das Eingangssignal die Richtung ändert. Wenn eine Laststörung auftritt, weicht die Prozessvariable (PV) vom Sollwert ab. Diese Abweichung löst eine Korrekturmaßnahme durch die Steuereinheit und zurück durch den Prozess aus. Eine anfängliche Änderung des Steuereinheitsausgangs kann jedoch keine entsprechende Korrektur der Prozessvariablen bewirken. Nur wenn sich der Steuereinheitsausgang so weit verändert hat, dass er die Totzone durchläuft, kommt es zu einer entsprechenden Korrektur der Prozessvariablen.

Jedes Mal, wenn sich die Richtung des Steuereinheitsausgangs ändert, muss das Steuereinheitsignal die Totzone durchlaufen, damit es zu einer Korrektur der Prozessvariablen kommt. Das Vorhandensein einer Totzone im Prozess stellt sicher, dass die Abweichung der Prozessvariablen vom Sollwert zunehmen muss, bis sie schließlich groß genug ist, um durch die Totzone zu gelangen. Nur dann kann eine Korrekturmaßnahme erfolgen.

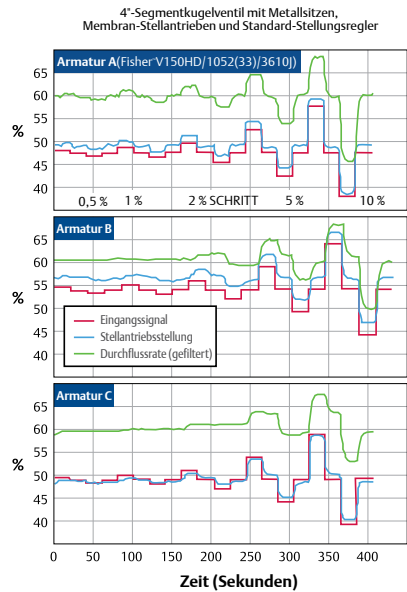


Abb. 2.3 Auswirkungen der Totzone auf die Leitung einer Armatur

#### 2.1.1.1 Ursachen der Totzone

Eine Totzone hat viele Ursachen, aber Reibung und Nachlauf im Stellventil, zusammen mit der Torsionsbewegung der Welle bei Drehventilen und Relais-Totzonen sind einige der häufigsten Formen. Da die meisten Korrekturmaßnahmen bei der Regelung aus kleinen Änderungen bestehen (1 % oder weniger), reagiert ein Stellventil mit einer übermäßigen Totzone auf viele dieser kleinen Änderungen nicht einmal. Eine gut konstruierte Armatur sollte jedoch auf Signale von 1 % oder weniger reagieren, um die Prozessvariabilität effektiv zu reduzieren. Es ist jedoch nicht ungewöhnlich, dass einige Armaturen eine Totzone von 5 % oder mehr aufweisen. Bei einer kürzlich durchgeführten Anlagenprüfung wiesen 30 % der Armaturen Totzonen von mehr als 4 % auf. Über 65 % der geprüften Regelkreise wiesen Totzonen von mehr als 2 % auf.

### 2.1.1.2 Auswirkungen der Totzone

Abb. 2.3 zeigt, wie dramatisch die kombinierten Auswirkungen einer Totzone sein können. Dieses Diagramm stellt einen Test in einem offenen Regelkreis von drei verschiedenen Stellventilen unter normalen Prozessbedingungen dar. Die Ventile werden mit einer Reihe von Schalteinträgen im Bereich von 0,5 % bis 10 % beaufschlagt. Schritttests unter Durchflussbedingungen sind unerlässlich, da sie es ermöglichen, die Leistung der gesamten Armatureinheit und nicht nur der Antriebseinheit zu bewerten, wie es unter den meisten Prüfstandsbedingungen der Fall wäre.

### 2.1.1.3 Leistungsprüfungen

Einige Leistungsprüfungen an einer Armatur vergleichen nur den Weg der Antriebsspindel mit dem Eingangssignal. Dies ist jedoch irreführend, da die Leistung der Armatur selbst ignoriert wird.

Die dynamische Leistung einer Armatur muss jedoch unter Durchflussbedingungen gemessen werden, damit die Änderung der Prozessvariablen mit der Änderung des Eingangssignals für die gesamte Einheit verglichen werden kann. Dabei spielt es so gut wie keine Rolle, ob sich nur die Stellung der Ventilspindel als Reaktion auf eine Änderung des Armatureingangs ändert, denn wenn keine entsprechende große Änderung der geregelten Variablen stattfindet, erfolgt keine Korrektur der Prozessvariablen.

Bei allen drei Armaturentests (Abb. 2.3) ändert sich die Bewegung der Antriebsspindel abhängig von einer Änderung des Eingangssignals relativ genau. Andererseits ist die Fähigkeit, den Durchfluss als Reaktion auf eine Änderung des Eingangssignals zu ändern, bei jeder Armatur anders.

Bei Armatur A reagiert die Prozessvariable (Durchflussrate) gut auf Eingangssignale ab 0,5. Armatur B erfordert jedoch Änderungen des Eingangssignals von bis zu 5 %, bevor sie auf jede der Eingangssignalschritte exakt reagiert. Armatur C ist deutlich schlechter und erfordert Signaländerungen von bis zu 10 %, bevor sie auf jeden der Eingangssignalschritte exakt reagiert. Die Fähigkeit der Armaturen B oder C, die Prozessvariabilität zu verbessern, ist sehr gering.

### 2.1.1.4 Reibung

Reibung ist eine der Hauptursachen für die Totzone bei Stellventilen. Drehventile sind häufig anfällig für Reibung, die durch hohe Sitzanpresskräfte verursacht wird. Hohe Sitzanpresskräfte sind bei einigen Dichtungsausführungen für eine vollständige Abspernung erforderlich. Aufgrund der hohen Dichtungsreibung und der geringen Steifigkeit des Antriebsstrangs findet eine Torsion der Welle statt, und die Bewegung wird nicht auf das Verschlusselement übertragen. Dies hat zur Folge, dass ein falsch konstruiertes Drehventil eine erhebliche Totzone aufweisen kann, die sich deutlich nachteilig auf die Prozessvariabilität auswirkt.

In der Regel schmieren die Hersteller die Drehventile bei der Fertigung, aber schon nach wenigen hundert Zyklen verschleißt diese Schmierung. Zusätzlich verursachen druckinduzierte Belastungen einen Verschleiß der Dichtungen. Dadurch kann sich die Reibung bei einigen Armaturenkonstruktionen um den Faktor 4 oder mehr erhöhen. Dies veranschaulicht die irreführenden Rückschlüsse auf die Leistung, die sich aus der Bewertung von Produkten mithilfe von Prüfstanddaten ergeben können, bevor sich das Drehmoment stabilisiert hat. Die Armaturen B und C (Abb. 2.3) zeigen die verheerenden Auswirkungen dieser höheren Reibmomentfaktoren auf die Leistung einer Armatur.

Die Packungsreibung ist die primäre Reibungsquelle bei Hubventilen. Bei Hubventilen kann die gemessene Reibung zwischen den einzelnen Bauformen und den Packungsanordnungen stark variieren.

Auch die Art des Antriebs hat einen großen Einfluss auf die Reibung von Stellventilen. Im Allgemeinen tragen Feder/Membran-Antriebe weniger Reibung zum Stellventil als Kolbenantriebe bei. Ein weiterer Vorteil von Feder/Membran-Antrieben besteht darin, dass ihre Reibungseigenschaften mit zunehmendem Alter gleichmäßiger werden. Die Reibung eines Kolbenantriebs wird bei Verwendung als Führungsfläche und bei Verschleiß der O-Ringe wahrscheinlich eher deutlich zunehmen, wenn die Schmierung versagt und sich der Zustand des Elastomers verschlechtert. Um dauerhaft eine gute Leistung zu gewährleisten, ist bei Kolbenantrieben eine häufigere Wartung als

bei Feder/Membran-Antrieben erforderlich. Wenn diese Wartung nicht durchgeführt wird, kann die Prozessvariabilität ohne das Wissen des Betreibers dramatisch leiden.

Der Nachlauf führt zu einer Diskontinuität der Bewegung, wenn das Gerät die Richtung ändert. Nachlauf tritt häufig bei Zahnradantrieben verschiedener Konfigurationen auf. Zahnstangenantriebe sind besonders anfällig für eine Totzone durch Nachlauf. Auch einige Ventilwellenverbindungen weisen Effekte durch Totzonen auf. Zahnwellenverbindungen weisen in der Regel deutlich weniger Totzone als Keilwellen- oder Doppel-D-Konstruktionen auf.

Obwohl Reibung durch eine gute Ventilkonstruktion deutlich reduziert werden kann, ist es schwierig, sie vollständig zu eliminieren. Ein ausgereiftes Stellventil sollte in der Lage sein, Totzonen durch Nachlauf und Torsionsbewegung der Welle nahezu auszuschließen.

Um eine optimale Leistung bei der Reduzierung der Prozessvariabilität zu erzielen, sollte die Totzone für die gesamte Armatureinheit 1 % oder weniger betragen. Im Idealfall sollten es nur 0,25 % sein.

### **2.1.2 Auslegung von Antrieb und Stellungsregler**

Bei der Konstruktion müssen Antrieb und Stellungsregler zusammen betrachtet werden. Die Kombination dieser beiden Geräte hat großen Einfluss auf das statische Verhalten (Totzone) sowie auf das dynamische Verhalten der Stellventileinheit und den Gesamtluftverbrauch der Ventilinstrumentierung.

Bei den meisten spezifizierten Stellventilanwendungen von heute werden Stellungsregler verwendet. Stellungsregler ermöglichen ein präzises Ansprechverhalten der Ventileinheit sowie eine Online-Diagnose in Verbindung mit einer konventionellen digitalen Steuerung. Mit zunehmender Wichtigkeit einer wirtschaftlichen Prozesssteuerung sollten Stellungsregler für jede Ventilanwendung in Betracht gezogen werden, mit der Prozesse optimiert werden sollen.

Ein Stellungsregler kann als ein Gerät mit einer hohen Proportionalzunahme angesehen

werden. In Kombination mit einem Antrieb und einer Armatur verhält sich die Einheit je nach Anwendung und Einsatzzweck im Idealfall wie ein System erster Ordnung oder ein unterdämpftes System zweiter Ordnung. Ein digitaler Stellungsregler verfügt über zusätzliche Einstellparameter, beispielsweise die Differenzierzunahme, die im Wesentlichen dazu dient, unerwünschte Eigenschaften zu beseitigen und die Einheit genauer auf die gewünschte Leistung abzustimmen. Viele Stellungsregler verfügen auch über eine integrierte Möglichkeit, ein eventuelles Offset zwischen Ventilsollwert und Stellung zu beseitigen. Bei den meisten Prozessregelungssituationen kann diese Funktion abgeschaltet werden, um das Entstehen von langsamen Prozessschwingungen zu vermeiden, da das Offset zwischen Armaturenstellung und Sollwert in der Regel von der Prozessstellungsregler übernommen wird.

Sobald eine Sollwertänderung vom Stellungsregler erkannt wird, muss dieser in der Lage sein, dem Antrieb eine große Luftmenge zuzuführen, so dass sich die Einheit rechtzeitig und kontrolliert bewegt. Diese Fähigkeit kommt vom hochverstärkenden Stellungsregler und ist eine Funktion des integrierten pneumatischen Boosters im Stellungsregler. Dieser pneumatische Booster besteht in der Regel aus einem Relais oder einem Schiebekolbenventil.

Typische leistungsstarke, zweistufige Stellungsregler arbeiten mit einem pneumatischen Relais. Relais werden bevorzugt, weil sie eine hohe Zunahme bereitstellen können, die eine hervorragende dynamische Leistung bei niedrigem Luftverbrauch im Ruhezustand bietet. Darüber hinaus sind sie weniger anfällig gegenüber Flüssigkeitskontaminationen. Außerdem können einige große Antriebe oder Antriebe mit hoher Reibung zusätzliche externe Booster nutzen, um Spezifikationen wie beispielsweise die geforderten Stellzeiten zu erfüllen.

Die Konstruktion von Stellungsreglern wird ständig verbessert, indem beispielsweise der Luftverbrauch gesenkt und die Diagnosemöglichkeiten für den Betreiber verbessert werden. Darüber hinaus wurden Funktionen hinzugefügt, die die steigenden Sicherheitsanforderungen der Industrie

unterstützen. Hierzu gehören z. B. sicherheitsgerichtete Systeminstrumentierungen (SIS) und optimierte digitale Stellventile.

### 2.1.3 Ansprechzeit der Armatur

Für die optimale Regelung vieler Prozesse ist es wichtig, dass die Armatur eine bestimmte Stellung schnell erreicht. Ein schnelles Ansprechen auf kleine Signaländerungen (1 % oder weniger) ist einer der wichtigsten Faktoren für eine optimale Prozessregelung. Bei der automatischen Regelung ist der Großteil der von der Steuereinheit empfangenen Signaländerungen auf kleine Stellungsänderungen zurückzuführen. Nur wenn eine Stellventileinheit schnell auf diese kleinen Änderungen reagieren kann, stellt sich eine Verbesserung der Prozessvariabilität ein.

Die Ansprechzeit des Ventils wird durch einen Parameter mit der Bezeichnung „T63“ gemessen. T63 ist die Zeit vom Beginn der Eingangssignaländerung bis zum Erreichen von 63 % der entsprechenden Änderung durch den Ausgang. Dieser Wert umfasst sowohl die Totzeit der Armatureinheit – eine statische Zeit – als auch die dynamische Zeit der Armatureinheit. Die dynamische Zeit ist ein Maß dafür, wie lange der Antrieb benötigt, um nach dem Einsetzen der Bewegung den 63%-Punkt zu erreichen.

#### 2.1.3.1 Totzeit

Die Totzone, die durch Reibung im Armaturengehäuse und Antrieb oder durch den Stellungsregler entsteht, kann die Totzeit der Armatureinheit erheblich beeinflussen. Die Totzeit sollte so gering wie möglich gehalten werden, da sie ein Begrenzungsfaktor für die Prozessstabilität sein kann. Generell sollte die Totzeit nicht mehr als ein Drittel der gesamten Ansprechzeit des Ventils betragen. Kritisch ist in jedem Fall die relative Beziehung zwischen der Totzeit und der Prozesszeitkonstanten. Befindet sich die Armatureinheit in einem schnellen Regelkreis, in der sich die Prozesszeitkonstante der Totzeit nähert, kann die Totzeit die Leistung im Regelkreis wesentlich beeinflussen. Bei diesen schnellen Regelkreisen ist es wichtig, Regelgeräte mit einer möglichst geringen Totzeit zu wählen.

Außerdem ist es für die Abstimmung des Regelkreises wichtig, dass die Totzeit in beide Stellwegrichtungen der Armatur relativ konstant ist. Einige Armaturenkonstruktionen können in eine Stellwegrichtung eine drei- bis fünfmal längere Totzeit aufweisen als in die andere. Dieses Verhalten wird in der Regel durch das asymmetrische Verhalten des Stellungsreglers hervorgerufen. Es kann die Möglichkeit, den Regelkreis für eine optimale Gesamtleistung einzustellen, stark einschränken.

#### 2.1.3.2 Dynamische Zeit

Sobald die Totzeit abgelaufen ist und die Armatur zu reagieren beginnt, stammt die restliche Ventilansprechzeit aus der dynamischen Zeit der Armatureinheit. Diese dynamische Zeit wird in erster Linie durch die dynamischen Eigenschaften der Kombination aus Stellungsregler und Antrieb bestimmt. Diese beiden Komponenten müssen sorgfältig aufeinander abgestimmt werden, um die Gesamtreaktionszeit der Armatur so gering wie möglich zu halten. Bei einer pneumatischen Armatureinheit muss beispielsweise der Stellungsregler eine Zunahme aufweisen, um die dynamische Zeit der Armatureinheit zu minimieren. Diese Zunahme stammt im Wesentlichen von der Leistungsverstärkerstufe im Stellungsregler. Mit anderen Worten, je schneller das Stellungsreglerrelais oder das Schiebekolbenventil dem Antrieb eine große Luftmenge zuführen kann, desto schneller wird die Armatur ansprechen. Andererseits hat dieser hoch verstärkende Leistungsverstärker nur wenig Einfluss auf die Totzeit, es sei denn, es wurde absichtlich eine Totzone integriert, um den Luftverbrauch im Ruhezustand zu reduzieren. Natürlich wirkt sich die Konstruktion des Antriebs erheblich auf die dynamische Zeit aus. Denn je größer das Volumen der zu füllenden Antriebsluftkammer ist, desto langsamer ist die Ansprechzeit des Ventils.

#### 2.1.3.3 Lösungen

Zunächst scheint die Lösung darin zu bestehen, das Antriebsvolumen zu minimieren und die dynamische Leistungszunahme des Stellungsreglers zu maximieren, aber so einfach ist es nicht. Dies kann hinsichtlich der Stabilität eine gefährliche Kombination von Faktoren sein.

Ansprechzeit der Armatur			
	Schrittgröße	T(d) Sekunden	T63 Sekunden
ENTECH SPEZ. 4" NENNWEITE	%	s0.2	s0.6
Armatur A (Fisher™ V150HD/1052(33)/3610J)			
Wirkungsweise der Armatur: Öffnen	2	0,25	0,34
Wirkungsweise der Armatur: Schließen	-2	0,50	0,74
Wirkungsweise der Armatur: Öffnen	5	0,16	0,26
Wirkungsweise der Armatur: Schließen	-5	0,22	0,42
Wirkungsweise der Armatur: Öffnen	10	0,19	0,33
Wirkungsweise der Armatur: Schließen	-10	0,23	0,46
Armatur B			
Wirkungsweise der Armatur: Öffnen	2	5,61	7,74
Wirkungsweise der Armatur: Schließen	-2	0,46	1,67
Wirkungsweise der Armatur: Öffnen	5	1,14	2,31
Wirkungsweise der Armatur: Schließen	-5	1,04	2
Wirkungsweise der Armatur: Öffnen	10	0,42	1,14
Wirkungsweise der Armatur: Schließen	-10	0,41	1,14
Armatur C			
Wirkungsweise der Armatur: Öffnen	2	4,4	5,49
Wirkungsweise der Armatur: Schließen	-2	NR	NR
Wirkungsweise der Armatur: Öffnen	5	5,58	7,06
Wirkungsweise der Armatur: Schließen	-5	2,16	3,9
Wirkungsweise der Armatur: Öffnen	10	0,69	1,63
Wirkungsweise der Armatur: Schließen	-10	0,53	1,25
NR = Keine Reaktion			

Abb. 2.4 Ansprechzeit der Armatur – Zusammenfassung

Da es sich bei der Kombination aus Stellungsregler und Antrieb um einen eigenen Rückmeldungskreis handelt, könnte die Verstärkung für den Stellungsregler/Antriebsregelkreis zu hoch für das verwendete Antriebskonzept gewählt werden, wodurch die Armatur in instabile Schwingungen gerät. Darüber hinaus wirkt sich eine Reduzierung des Antriebsvolumens negativ auf das Verhältnis von Stellkraft zur Reibung aus, wodurch sich die Totzone der Armatureinheit und somit auch die Totzeit erhöht.

Wenn das Gesamtverhältnis des Schubs zur Reibung für eine bestimmte Anwendung nicht ausreicht, besteht eine Möglichkeit darin, die Stellkraft des Antriebs durch den Einsatz des nächstgrößeren Antriebs oder durch eine Erhöhung des Drucks zum Antrieb zu erhöhen. Dieses höhere Schub/Reibungsverhältnis reduziert die Totzone, was dazu beitragen soll, die Totzeit der Einheit zu reduzieren. Beide Alternativen bedeuten jedoch, dass dem Antrieb eine größere Luftmenge zugeführt werden muss. Der Kompromiss besteht in einer möglicherweise

beeinträchtigt die Ventilansprechzeit aufgrund der höheren dynamischen Zeit.

Eine Möglichkeit, das Volumen der Antriebsluftkammer zu reduzieren, liegt in der Verwendung eines Kolbenantriebs anstelle eines Feder/Membran-Antriebs. Dies führt aber nicht immer zum gewünschten Erfolg. Kolbenantriebe entwickeln in der Regel höhere Stellkräfte als Feder/Membran-Antriebe, weisen aber auch eine höhere Reibung auf. Dies kann zu Problemen bei der Ansprechzeit der Armatur führen. Um die erforderliche Stellkraft mit einem Kolbenantrieb zu erreichen, muss in der Regel ein höherer Luftdruck als bei einem Membranantrieb verwendet werden, da der Kolben normalerweise eine kleinere Fläche hat. Dies bedeutet, dass ein größeres Luftvolumen zugeführt werden muss, mit den damit verbundenen negativen Auswirkungen auf die dynamische Zeit. Darüber hinaus neigen Kolbenantriebe aufgrund der größeren Anzahl an Führungsflächen zu höherer Reibung. Diese sind auf die inhärenten Probleme bei der Ausrichtung sowie auf die Reibung durch den O-Ring zurückzuführen. Auch diese Reibungsprobleme nehmen mit der Zeit zu. Unabhängig davon, wie hochwertig die O-Ringe gewählt werden, diese Elastomerkwerkstoffe verschlechtern sich mit der Zeit durch Verschleiß und andere Umweltbedingungen. Darüber hinaus erhöht sich die Reibung durch den Verschleiß der Führungsflächen, und es kommt zur Erschöpfung des Schmiermittels. Diese Reibungsprobleme führen zu einer größeren Totzone des Kolbenantriebs, wodurch sich die Ansprechzeit der Armatur durch mehr Totzeit erhöht.

### 2.1.3.4 Versorgungsdruck

Der Versorgungsdruck des Geräts kann ebenfalls einen erheblichen Einfluss auf das dynamische Verhalten der Armatureinheit haben. Beispielsweise kann der Versorgungsdruck die Zunahme des Stellungsreglers und den Gesamtluftverbrauch wesentlich beeinflussen.

Stellungsregler mit fester Zunahme sind in der Regel für einen bestimmten Versorgungsdruck optimiert. Diese Zunahme kann jedoch in einem kleinen Bereich von

Versorgungsdrücken um den Faktor zwei oder mehr variieren. Beispielsweise kann ein Stellungsregler, der für einen Versorgungsdruck von 1,38 bar optimiert wurde, seine Zunahme halbieren, wenn der Versorgungsdruck auf 2,41 bar erhöht wird.

Der Versorgungsdruck wirkt sich auch auf die dem Antrieb zugeführte Luftmenge aus, die wiederum die Drehzahl bestimmt. Er steht auch in einem direkten Zusammenhang mit dem Luftverbrauch. Zur Erinnerung: Hoch verstärkte Stellungsregler mit Schiebekolbenventil können bis zu fünfmal so viel Luft verbrauchen wie leistungsstärkere, zweistufige Stellungsregler mit Relais zur Leistungszunahme.

### 2.1.3.5 Minimieren der Totzeit

Zur Minimierung der Totzeit einer Armatureinheit muss die Totzone minimiert werden. Dabei spielt es keine Rolle, ob diese durch Reibung in der Armaturendichtung, Packungsreibung, Torsionsbewegung der Welle oder durch die Konstruktion des Antriebs oder des Stellungsreglers entsteht. Wie bereits beschrieben, ist Reibung eine der Hauptursachen für die Totzone bei Stellventilen. Bei Drehventilen kann auch die Torsionsbewegung der Welle wesentlich zur Totzone beitragen. Auch die Art des Antriebs hat einen großen Einfluss auf die Reibung von Stellventilen. Im Allgemeinen tragen Feder/Membran-Antriebe über einen längeren Zeitraum weniger Reibung zum Stellventil als Kolbenantriebe bei. Wie bereits erwähnt, wird dies durch die zunehmende Reibung durch den O-Ring des Kolbens, Ausrichtungsfehler und mangelnde Schmierung verursacht.

Ein hoch verstärkter Stellungsregler kann einen wesentlichen Beitrag zur Reduzierung der Totzone leisten. Dies kann auch zu einer deutlichen Verbesserung bei der Auflösung der Armatureinheit führen. Armatureinheiten mit Totzone und einer Auflösung von 1 % oder weniger sind für viele Anforderungen zur Reduzierung der Prozessvariabilität nicht mehr ausreichend. Viele Prozesse erfordern eine Totzone und eine Auflösung von nur 0,25 %, insbesondere dann, wenn die Armatureinheit in einem schnellen Prozessregelkreis installiert ist.

### 2.1.3.6 Ansprechzeit der Armatur

Eines der überraschenden Ergebnisse vieler Branchenstudien zur Ansprechzeit von Armaturen war das Umdenken hinsichtlich Feder/Membran-Antrieben im Vergleich zu Kolbenantrieben. Es war schon lange ein Missverständnis in der Prozessindustrie, dass Kolbenantriebe schneller als Feder/Membran-Antriebe sind. Untersuchungen haben gezeigt, dass dies bei kleinen Signaländerungen nicht zutrifft.

Dieser Irrglaube entstand aus langjähriger Erfahrung mit der Prüfung von Armaturen auf die Betätigungszeit. Ein Betätigungszeittest wird normalerweise durchgeführt, indem die Armatureinheit einer 100%igen Änderung des Eingangssignals unterworfen und dann die Zeit gemessen wird, die die Einheit benötigt, um ihren vollen Stellweg in beide Richtungen auszuführen.

Obwohl kolbenbetätigte Armaturen in der Regel schnellere Betätigungszeiten als die meisten feder- und membranbetätigten Armaturen aufweisen, zeigt dieser Test nicht die Leistung der Armatur in einer typischen Prozessregelungssituation an, da eine Armatur bei normalen Prozessregelungsanwendungen nur selten seinen vollen Betätigungsbereich durchfahren muss. In der Regel muss eine Armatur nur in einem Bereich von 0,25 % bis 2 % Stellungsänderung reagieren. Umfangreiche Armaturentests haben gezeigt, dass feder- und membrangesteuerte Einheiten bei kleinen Signaländerungen, die eher für Anwendungen in der Prozessregelung repräsentativ sind, die Leistung von kolbengesteuerten Armaturen stets übertreffen. Ein Faktor, der dazu beiträgt, dass Kolbenantriebe schlechter auf kleine Signale reagieren als Feder/Membran-Antriebe, ist die höhere Reibung.

Die Auswahl der richtigen Kombination aus Armatur, Antrieb und Stellungsregler ist nicht einfach. Es geht nicht nur darum, eine Kombination zu finden, die baulich kompatibel ist. Ebenso muss ein gutes technisches Urteilsvermögen in die Praxis der Auswahl und Konstruktion von Armaturen einfließen, um die beste dynamische Leistung des Regelkreises zu erzielen.

Abb. 2.4 zeigt die deutlichen Unterschiede in der Totzeit und der T63-Gesamtansprechzeit,

die durch Unterschiede in der Konstruktion der Armatureinheit verursacht werden.

### 2.1.4 Armaturentyp und Kennlinien

Die Art der verwendeten Armatur und die Nennweite können einen großen Einfluss auf die Leistung der Stellventileinheit im System haben. Während eine Armatur ausreichend groß dimensioniert sein muss, um den erforderlichen Durchfluss unter allen möglichen Bedingungen zu bewältigen, stellt eine zu groß für die Anwendung ausgelegte Armatur ein Nachteil für die Prozessoptimierung dar.

Die Durchflussrate der Armatur hängt aufgrund der inhärenten Kennlinie der Armatur auch vom Armaturentyp ab. Die inhärente Kennlinie ist das Verhältnis zwischen der Durchflussmenge der Armatur und dem Ventilstellweg, wenn der Differenzdruckabfall über der Armatur konstant gehalten wird.

In der Regel werden diese Kennlinien auf einer Kurve dargestellt, wobei die horizontale Achse als prozentualer Stellweg und die vertikale Achse als prozentualer Durchfluss (oder  $C_v$ ) bezeichnet wird. Da der Durchfluss über eine Armatur sowohl vom Ventilstellweg als auch vom Druckabfall über der Armatur abhängt, ist es üblich, die Prüfungen zu inhärenten Armaturenkenlinien bei einem konstanten Differenzdruck durchzuführen. Dies ist zwar in der Praxis nicht üblich, bietet aber eine systematische Möglichkeit, eine Armaturenkenlinie mit einer anderen zu vergleichen.

Unter den speziellen Bedingungen des konstanten Differenzdrucks wird der Ventildurchfluss nur eine Funktion des Ventilstellwegs und der inhärenten Konstruktion der Innengarnitur. Diese Eigenschaften werden als die inhärente Durchflusskenlinie einer Armatur bezeichnet. Typische Kennlinien, die auf diese Weise ermittelt werden, werden als linear, gleichprozentig und schnellöffnend bezeichnet.

Das Verhältnis der inkrementellen Durchflussänderung (Ausgang) zur entsprechenden Erhöhung des Ventilstellwegs (Eingang), die die Durchflussänderung verursacht hat, wird als Durchflusszunahme definiert.

$$\text{Inhärente Durchflusszunahme} = \frac{\text{(Durchflussänderung)}}{\text{(Stellwegänderung)}} = \text{Neigung der inhärenten Kennlinie}$$

Eine lineare Kennlinie hat eine inhärente Durchflusszunahme über den gesamten Bereich. Eine schnellöffnende Kennlinie hat eine inhärente Durchflusszunahme, die am unteren Ende des Ventilstellwegs am größten ist. Die größte inhärente Durchflusszunahme für eine gleichprozentige Armatur liegt bei der größten Öffnung.

Die inhärente Ventilkennlinie ist eine inhärente Funktion der Ventildurchflussgeometrie. Sie ändert sich nicht, solange der Differenzdruck konstant gehalten wird. Viele Ventilkonstruktionen, insbesondere Drehkugelventile, Absperrklappen und Exzenterkegelventile, haben inhärente Kennlinien, die sich nur schwer verändern lassen. Bei den meisten Durchgangsventilen können jedoch die Ventilkäfige oder Kegel ausgetauscht werden, um die inhärente Durchflusskennlinie zu verändern.

Kenntnisse der inhärenten Ventilkennlinie sind nützlich, aber die wichtigere Kennlinie für die Prozessoptimierung ist die gewählte Durchflusskennlinie des gesamten Prozesses,

einschließlich der Armatur und aller anderen Ausrüstungen im Regelkreis. Die gewählte Durchflusskennlinie ist definiert als das Verhältnis zwischen dem Durchfluss über die Armatur und dem Eingang der Armatureinheit, wenn die Armatur in einem bestimmten System installiert ist. Dabei darf sich der Differenzdruck über die Armatur auf natürliche Weise ändern und muss nicht konstant gehalten werden. Eine Darstellung einer solchen gewählten Durchflusskennlinie ist in der oberen Kurve in Abb. 2.5 dargestellt. Der Durchfluss in dieser Abbildung bezieht sich auf den bekannteren Ventilstellweg und nicht auf den Eingang der Armatureinheit.

### 2.1.4.1 Durchflusszunahme nach Installation

Die gewählte Zunahme, die in der unteren Kurve in Abb. 2.5 gezeigt ist, ist eine Darstellung der Steigung der oberen Kurve an jedem Punkt. Gewählte Durchflusskennlinien können unter Laborbedingungen erreicht werden, indem der gesamte Regelkreis bei einem Sollwert und ohne Laststörungen in Betrieb genommen wird. Dazu wird der Regelkreis zunächst in den manuellen Betrieb versetzt und der Durchfluss gemessen und aufgezeichnet, da der Eingang zur Stellventileinheit über den gesamten Wegbereich manuell betätigt wird. Eine Darstellung der Ergebnisse ist die gewählte

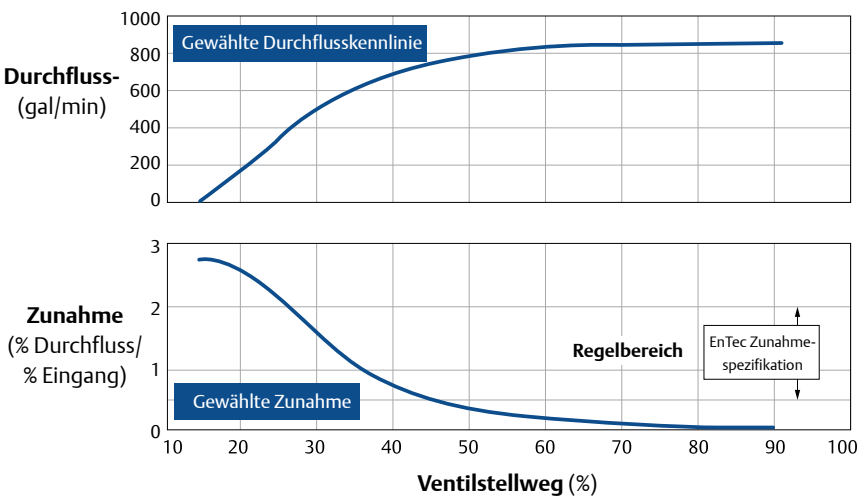


Abb. 2.5 Gewählte Durchflusskennlinie und Zunahme

Durchflusskennlinie, die in der oberen Kurve in Abb. 2.5 dargestellt ist. Die Steigung dieser Durchflusskurve wird dann an jedem Punkt der Kurve ausgewertet und als gewählte Zunahme aufgetragen, wie im unteren Teil von Abb. 2.5 dargestellt.

Feldmessungen der gewählten Prozesserhöhung können mithilfe von Schritttests bei einem offenen Regelkreis auch an einem einzigen Betätigungspunkt durchgeführt werden (Abb. 2.3). Die gewählte Prozesserhöhung bei jedem Betriebszustand ist einfach gesagt das Verhältnis der prozentualen Änderung des Ausgangssignals (Durchfluss) zu der prozentualen Änderung des Eingangssignals der Armatureinheit.

Der Zweck einer Charakterisierung der inhärenten Durchflusszunahme durch verschiedene Innengarniturkonstruktionen besteht darin, für eine Kompensation anderer Zunahmeänderungen im Regelkreis zu sorgen. Das Ziel ist es, über den gesamten Betriebsbereich eine einigermaßen gleichmäßige Regelkreisverstärkung zu erhalten, um eine relativ lineare gewählte Durchflusskennlinie für den Prozess aufrechtzuerhalten. Aufgrund der Art der Messung sind die in Abb. 2.5 dargestellten gewählten Durchflusskennlinie und die gewählte Zunahme tatsächlich die gewählten Zunahme und Durchflusskennlinie für den gesamten Prozess.

Normalerweise ändert sich die Zunahme der zu regelnden Einheit mit dem Durchfluss. Beispielsweise neigt die Zunahme eines Druckbehälters dazu, mit dem steigenden Durchfluss zu sinken. In diesem Fall würde der Prozesstechniker wahrscheinlich ein gleichprozentiges Ventil verwenden, das mit zunehmendem Durchfluss eine steigende Zunahme aufweist. Im Idealfall sollten sich diese beiden inversen Beziehungen ausgleichen, um eine linearere gewählte Durchflusskennlinie für den gesamten Prozess zu erhalten.

### 2.1.4.2 Regelkreisverstärkung

Theoretisch ist ein Regelkreis für eine optimale Leistung bei bestimmten Sollwert-Strömungsbedingungen abgestimmt. Da der Durchfluss jedoch um diesen Sollwert variiert, ist es wünschenswert, die Regelkreisverstärkung so konstant wie möglich zu

halten, um eine optimale Leistung zu erhalten. Wenn die Änderung der Regelkreisverstärkung aufgrund der inhärenten Ventilkennlinie die sich ändernde Zunahme der zu regelnden Einheit nicht genau kompensiert, kommt es aufgrund der Variation der gewählten Prozesserhöhung zu Schwankungen bei der Regelkreisverstärkung. Dadurch wird die Prozessoptimierung erschwert. Außerdem besteht die Gefahr, dass sich die Regelkreisverstärkung so stark verändert, dass Instabilität, zyklischer Betrieb im Bereich der Grenzwerte oder andere dynamische Probleme auftreten.

Die Regelkreisverstärkung sollte nicht mehr als 4:1 variieren, anderenfalls würde das dynamische Verhalten des Regelkreises inakzeptabel leiden. Dieses spezifische Verhältnis ist jedoch kein magischer Wert. Es ist einfach ein Verhältnis, bei dem nach Meinung vieler Regelungstechniker die meisten Prozessregelkreise eine akzeptable Zunahme erzeugen.

Diese Richtlinie bildet die Grundlage für die folgende EnTech-Spezifikation der Zunahmegrenzwerte (*aus der „Control Valve Dynamic Specification“, Version 3.0, November 1998, EnTech Control Inc., Toronto, Ontario, Kanada*):

Regelkreis-Prozesserhöhung = 1,0 (% der Messumformerspanne)/(%) Steuereinheitsausgang)

Nennbereich: 0.5–2.0  
(4:1-Verhältnis beachten)

Diese Definition des Regelkreisprozesses umfasst alle Geräte in der Regelkreiskonfiguration mit Ausnahme der Steuereinheit. Mit anderen Worten, das Produkt aus den Zunahmen von Geräten wie der Stellventileinheit, dem Wärmetauscher, dem Druckbehälter oder einem anderen zu regelnden System, der Pumpe, dem Messumformer usw. ist die Prozesserhöhung. Da die Armatur Teil des hier definierten Regelkreises ist, ist es wichtig, eine Armaturenart und -nennweite zu wählen, die eine gewählte Durchflusskennlinie erzeugt, die ausreichend linear ist, um über den Betriebsbereich des Systems innerhalb vorgegebener Zunahmegrenzen zu bleiben. Tritt im Stellventil selbst eine zu große Zunahmeänderung auf, ist die Einstellung der Steuereinheit weniger flexibel. Es hat sich

bewährt, so viel Regelkreisverstärkung wie möglich in der Steuereinheit zu behalten.

Obwohl das Verhältnis von 4:1 bei der Zunahmeänderung des Regelkreises weithin akzeptiert wird, stimmen nicht alle Techniker mit den Zunahmegrenzen von 0,5 bis 2,0 überein. Einige Branchenexperten haben sich für die Verwendung von Prozesserhöhungsgrenzen für Regelkreisprozesse von 0,2 bis 0,8 ausgesprochen, wodurch 4:1 noch immer gilt. Die potentielle Gefahr bei der Verwendung dieses reduzierten Zunahmebereichs besteht darin, dass das untere Ende des Zunahmebereichs im Normalbetrieb zu großen Ventilschwingungen führen könnte. Es hat sich jedoch bewährt, die Ventilschwingungen unter etwa 5 % zu halten. Andererseits besteht dann aber die Gefahr, dass die Zunahme zu groß wird. Der Regelkreis kann oszillieren oder sogar instabil werden, wenn die Regelkreisverstärkung ab einem bestimmten Punkt zu hoch wird. Um eine gute dynamische Leistung und Regelkreisstabilität über einen breiten Bereich von Betriebsbedingungen zu gewährleisten, empfehlen Branchenexperten, die Regelkreisausrüstung so auszulegen, dass die Prozesserhöhung im Bereich von 0,5 bis 2,0 bleibt.

### 2.1.4.3 Prozessoptimierung

Die Prozessoptimierung erfordert einen Ventilbauform und eine -nennweite, die die Prozesserhöhung innerhalb des gewählten Erhöhungsgrenzbereichs über einen möglichst breiten Bereich von Betriebsbedingungen beibehält. Da die Minimierung der Prozessvariabilität stark davon abhängt, eine gleichmäßige gewählte Zunahme aufrechtzuerhalten, wird der Bereich, über den eine Armatur innerhalb der zulässigen Zunahmegrenzwerte arbeiten kann, als Regelbereich der Armatur bezeichnet.

Der Regelbereich einer Armatur hängt stark von der Bauform der Armatur ab. Abb. 2.6 zeigt eine Absperrklappe in Leitungsnennweite im Vergleich zu einem Durchgangsventil in Leitungsnennweite. Das Durchgangsventil hat einen wesentlich größeren Regelbereich als eine Absperrklappe. Andere Armaturenbauformen, wie z. B. V-Schlitz-Kugelhähne und Ventile mit Exzenterkegel, liegen in der Regel zwischen diesen beiden Bereichen.

Da Absperrklappen normalerweise den engsten Regelbereich haben, eignen sie sich normalerweise am besten für Anwendungen mit einer festen Last. Darüber hinaus müssen sie sorgfältig dimensioniert werden, um die

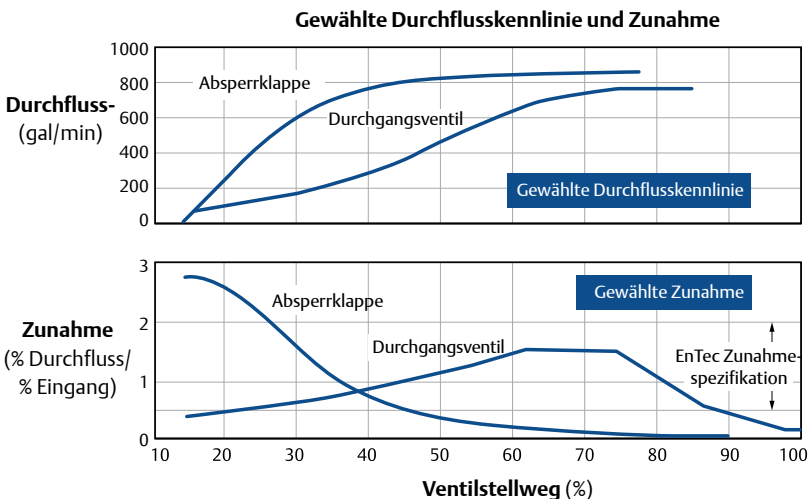


Abb. 2.6 Auswirkung der Armaturenbauform auf den Regelbereich

optimale Leistung bei festen Lasten zu gewährleisten.

Wenn die inhärente Kennlinie einer Armatur so gewählt werden kann, dass die Änderung der Prozesserrhöhung aufgrund des Durchflusses exakt kompensiert wird, kann davon ausgegangen werden, dass die gewählte Prozesserrhöhung (untere Kurve) im Wesentlichen eine gerade Linie mit einem Wert von 1,0 ist.

Leider ist eine solche präzise Anpassung der Zunahme aufgrund der logistischen Einschränkungen, eine unendliche Vielfalt an inhärenten Ventilkennlinien bereitzustellen, nur selten möglich. Darüber hinaus bieten einige ArmaturenbaufORMen, beispielsweise Absperrklappen und Kugelhähne, keine Innengarniturvarianten, die eine einfache Änderung der inhärenten Ventilkennlinie ermöglichen.

Dieser Zustand kann durch eine nichtlineare Skalierung zwischen dem Sollwert und der Stellung der Armatur gemildert werden. Diese Technik kalibriert das Eingangssignal der Armatur neu, indem sie das lineare Steuereinheitssignal und eine vorprogrammierte Wertetabelle verwendet, um den zum Erreichen der gewünschten Ventilkennlinie erforderlichen Ventileintritt zu erzeugen. Diese Technik wird manchmal auch als Vorwärtspfad- oder Sollwertcharakterisierung bezeichnet.

Diese Charakterisierung erfolgt außerhalb des Rückmeldungskreises des Stellungsreglers und vermeidet eine Änderung der Stellungsreglerverstärkung. Auch diese Methode hat ihre dynamischen Grenzen. Beispielsweise kann es Stellen in einem Ventilbereich geben, an denen eine 1,0%ige Änderung des Prozesssignals durch diesen Charakterisierungsprozess auf eine nur 0,1%ige Signaländerung an der Armatur eingeschränkt werden kann (d. h. in den flachen Bereichen der Kennlinie). Viele Stellventile können auf so kleine Signaländerungen gar nicht reagieren.

Die beste Prozessleistung ergibt sich, wenn die gewünschte Durchflusskennlinie nicht durch eine nichtlineare Kennlinie, sondern durch eine Änderung der Innengarnitur erreicht wird. Die richtige Auswahl eines Stellventils, das dazu ausgelegt ist, eine relativ lineare gewählte Durchflusskennlinie über den gesamten Betriebsbereich des Systems

zu erzeugen, ist ein entscheidender Schritt, eine optimale Prozessleistung sicherzustellen.

### 2.1.5 Nennweiten

Gelegentlich tritt eine Überdimensionierung von Armaturen auf, wenn versucht wird, die Prozessleistung durch Reduzierung der Prozessvariabilität zu optimieren. Dies resultiert aus dem Einsatz von Armaturen in Leitungsnennweite, insbesondere bei Hochleistungs-Drehventilen, sowie durch das konservative Hinzufügen mehrerer Sicherheitsfaktoren an verschiedenen Stufen der Prozessauslegung.

Eine Überdimensionierung der Armatur schadet der Prozessvariabilität in zweierlei Hinsicht. Einerseits bringt die überdimensionierte Armatur zu viel Zunahme in die Armatur ein, wodurch weniger Flexibilität für die Einstellung der Steuereinheit bleibt. Die optimale Leistung stellt sich ein, wenn die Regelkreisverstärkung von der Steuereinheit ausgeht.

Beachten Sie die Erhöhungskurve in Abb. 2.5. Hier wird die Prozesserrhöhung im Bereich unter etwa 25 % des Ventilwegs recht hoch. Wenn die Armatur überdimensioniert ist, wird die Wahrscheinlichkeit erhöht, dass sie in diesem Bereich oder nahe dieses Bereichs arbeitet. In diesem Fall kann die hohe Zunahme dazu führen, dass die Zunahme durch die Steuereinheit reduziert werden muss, um Instabilitätsprobleme des Regelkreises zu vermeiden. Dies hat natürlich Konsequenzen für die erhöhte Prozessvariabilität.

Andererseits beeinträchtigen überdimensionierte Armaturen die Prozessvariabilität insofern, als dass eine überdimensionierte Armatur häufiger an den unteren Ventilöffnungen arbeitet. Hier ist jedoch die Dichtungsreibung am größten, insbesondere bei Drehventilen. Da eine überdimensionierte Armatur eine überproportionale Durchflussänderung für einen bestimmten Schritt des Ventilstellweges erzeugt, kann dieses Phänomen die Prozessvariabilität, die der Totzone durch Reibung zugewiesen ist, stark überbewerten.

Unabhängig von der eigentlichen Ventilkennlinie wirkt eine stark überdimensionierte Armatur eher wie ein schnellöffnendes Ventil, was in den unteren

Bereichen des Stellweges zu einer starken Prozesserhöhung führt (Abb. 2.5). Darüber hinaus gilt: erreicht die überdimensionierte Armatur die Systemleistung schon bei einem relativ geringem Stellweg, verflacht sich die Durchflusskurve bei größeren Stellwegen (Abb. 2.5). Bei Stellwegen über etwa 50 Grad ist diese Armatur für Regelzwecke völlig unwirksam geworden, da die Prozesserhöhung gegen Null geht und die Armatur große Stellwegänderungen mit sehr geringen Durchflussänderungen durchlaufen muss. Entsprechend besteht in diesem Bereich nur wenig Hoffnung auf eine akzeptable Prozessvariabilität.

Die in Abb. 2.5 gezeigte Armatur ist für die vorgesehene Anwendung völlig ungeeignet, da sie einen recht engen Regelbereich hat (etwa 25 Grad bis 45 Grad). Diese Situation entstand, weil eine Absperrklappe in Leitungsweite gewählt wurde (vor allem aufgrund ihrer geringen Kosten). Der entgangene Gewinn, der sich durch die Opferung der Prozessvariabilität aufgrund der schlechten Dynamik des Stellventils ergibt, wurde nicht berücksichtigt.

Leider stellt sich diese Situation häufig ein. Studien zur Prozessregelung zeigen, dass in einigen Branchen die meisten Armaturen, die derzeit in Prozessregelungskreisen eingesetzt werden, für die Anwendung überdimensioniert sind. Auch wenn es zunächst unlogisch erscheint, ist es häufig wirtschaftlich sinnvoll, ein Stellventil für die aktuell vorliegenden Bedingungen zu wählen und die Armatur dann zu ersetzen, wenn sich die Bedingungen ändern.

Bei der Auswahl einer Armatur ist es wichtig, die Bauform, die inhärente Kennlinie und die Nennweite zu berücksichtigen, um den größtmöglichen Regelbereich für die Anwendung zu erhalten.

Weitere Informationen zur Dimensionierung finden Sie in Kapitel 5. ■

## 2.2 Wirtschaftliche Ergebnisse

Die Berücksichtigung der in diesem Kapitel beschriebenen Faktoren kann einen deutlichen Einfluss auf das wirtschaftliche Ergebnis einer Anlage haben. Immer mehr Anwender von Stellventilen konzentrieren sich auf dynamische Leistungsparameter wie

Totzone, Ansprechzeiten und gewählte Zunahme (unter realen Prozesslastbedingungen), um die Leistung des Regelkreises zu verbessern. Obwohl es möglich ist, viele dieser dynamischen Leistungsparameter in einem offenen Regelkreis zu messen, wird der Einfluss dieser Parameter erst dann deutlich, wenn die Leistung in einem geschlossenen Regelkreis gemessen wird. Die in Abb. 2.7 gezeigten Testergebnisse zeigen die Fähigkeit von drei verschiedenen Armaturen, die Prozessvariabilität bei unterschiedlichen Abstimmbedingungen zu reduzieren.

Dieses Diagramm stellt die Prozessvariabilität in Prozent der Sollwertgröße gegenüber der Zeitkonstante in einem geschlossenen Regelkreis dar, die ein Maß für die Regelkreisabstimmung ist.

Die horizontale Linie mit der Bezeichnung „Manuell“ zeigt an, wie viel Variabilität dem Regelkreis innewohnt, wenn nicht versucht wird, ihn zu regeln (offener Regelkreis). Die nach links abfallende Linie mit der Bezeichnung „Minimale Variabilität“ stellt das berechnete dynamische Verhalten einer idealen Ventileinheit (ohne Nichtlinearitäten) dar. Alle realen Ventileinheiten sollten normalerweise zwischen diesen beiden Bedingungen liegen.

Nicht alle Armaturen bieten das gleiche dynamische Verhalten, obwohl sie alle den statischen Leistungsanforderungen theoretisch entsprechen und als gleichwertige Armaturen gelten (Abb. 2.7). Armatur A in Abb. 2.7 folgt dem Trend der minimalen Variabilitätslinie über einen weiten Bereich von Abstimmungen der Steuereinheit. Diese Armatur zeichnet sich durch eine hervorragende Dynamik bei minimaler Variabilität aus. Im Gegensatz dazu verhalten sich die Armaturen B und C weniger gut und erhöhen die Variabilität, da das System aggressiver auf abnehmende Zeitkonstanten im geschlossenen Regelkreis abgestimmt ist.

Alle drei Armaturenkonstruktionen sind in der Lage, den Prozess zu steuern und die Variabilität zu reduzieren, aber zwei Konstruktionen führen dies weniger gut aus. Überlegen Sie, was geschehen würde, wenn das schlechtere Armatur B durch die leistungsstärkste Armatur A ersetzt und das System auf eine Zeitkonstante im

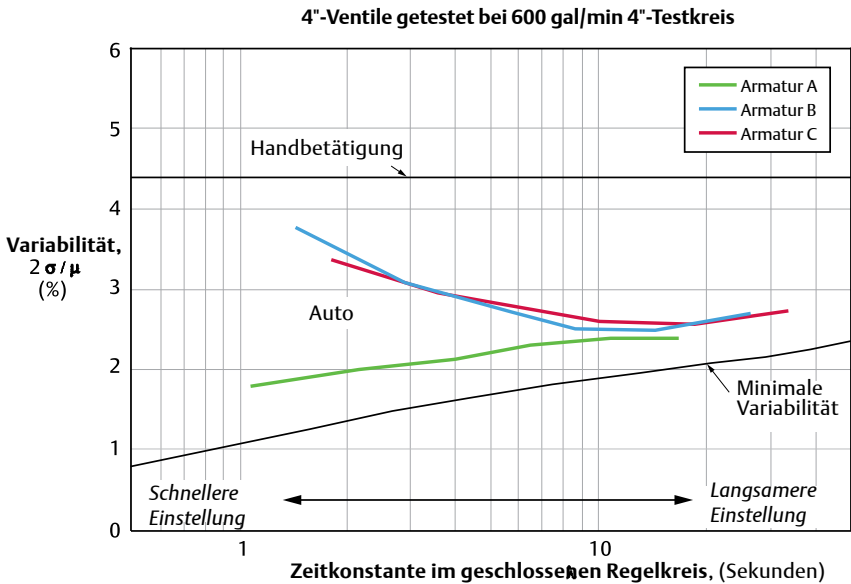


Abb. 2.7 Geschlossener Regelkreis willkürliche Laststörung – Zusammenfassung

geschlossenen Regelkreis von 2,0 Sekunden eingestellt würde.

Laut den Testdaten würde dies zu einer Verbesserung der Prozessvariabilität um 1,4 % führen. Das mag nicht viel erscheinen, aber im Laufe der Zeit können die Ergebnisse beeindruckend sein. Eine Armatur, die jede Minute eines jeden Tages eine solche Verbesserung bringt, kann über ein Jahr hinweg zu erheblichen Kosteneinsparungen führen.

Die Leistung der bessere Armatur in diesem Beispiel zeigt deutlich, dass eine überlegene Stellventileinheit einen weitreichenden wirtschaftlichen Einfluss haben kann. Dieses Beispiel ist nur eine Möglichkeit, wie ein Stellventil den Gewinn durch eine genauere Regelung steigern kann. Geringere Energiekosten, höherer Durchsatz, geringere Wiederaufbereitungskosten für nicht den Spezifikationen entsprechende Produkte und so weiter – all das sind Möglichkeiten, wie ein gutes Stellventil die wirtschaftlichen Ergebnisse durch eine genauere Regelung

steigern kann. Während die Anschaffungskosten für das beste Stellventil wahrscheinlich höher ausfallen werden, können die geringen Zusatzkosten für ein ausgereiftes Stellventil das Return-on-Investment deutlich erhöhen. Häufig können sich die zusätzlichen Anschaffungskosten für eine Armatur schon innerhalb weniger Tage bezahlt machen.

Infolgedessen ist der Prozessindustrie zunehmend bewusst geworden, dass Stellventileinheiten eine wichtige Rolle bei der Regelkreis/Einheit/Anlage-Leistung spielen. Sie haben auch erkannt, dass herkömmliche Methoden zur Spezifikation einer Armatureinheit nicht mehr ausreichen, um die Vorteile der Prozessoptimierung zu gewährleisten. Obwohl statische Leistungsindikatoren wie Durchflussrate, Leckage, Werkstoffverträglichkeit und Leistungsdaten wichtig sind, reichen sie häufig nicht aus, um die dynamischen Eigenschaften von Prozessregelkreisen ausreichend zu berücksichtigen. ■

## 2.3 Signature Series Leistungstests

Die werksseitigen Leistungstests der ValveLink™-Software Signature Series sind für jede Fisher-Stellventilbaugruppe mit einem digitalen FIELDVUE™-Stellungsregler verfügbar und können als Ausgangspunkt für ein Stellventil-Wartungsprogramm verwendet werden.

Die Signature Series Leistungstests liefern einen Referenzwert für die Leistung einer montierten Armatur vor dem Versand. Dieser Referenzwert bietet einen Ausgangspunkt für zukünftige Datenvergleiche und ermöglicht es dem Benutzer, den Betriebszustand des Stellventils zu überwachen und die Leistung der Armatur zu optimieren.

Wenn Sie ein Stellventil mit FIELDVUE-Stellungsregler bestellen, nutzt das Werk die Diagnosemöglichkeiten der ValveLink-Software, um die Armatur bei der Endmontage gründlich zu testen.



Abb. 2.8 Auswirkung der Armaturenbauform auf den Regelbereich

### 2.3.1 Signature Series 1

In der Teststufe Signature Series 1 erhält der Benutzer:

- Anzeige der Instrumentenkonfiguration
- Statusüberwachung (50 % Stellweg)
- Datenblatt zur Armatur
- Ventilsignatur, aufgezeichnet von -5 bis 105 % Eingang (die Scan-Zeit für diesen Test hängt von der Größe des Stellantriebs ab)
- Dynamische Fehlerbereich-Kurve, aufgezeichnet von -5 bis 105 % Eingang (die Scan-Zeit für diesen Test hängt von der Größe des Stellantriebs ab)
- Antriebsstromsignal, aufgezeichnet von -5 bis 105 % Eingang (die Scan-Zeit für diesen Test hängt von der Größe des Stellantriebs ab)
- Die Signature Series Testergebnisse stehen elektronisch beim Emerson-Vertriebsbüro zur Verfügung

### 2.3.2 Signature Series 2

Zusätzlich zu den Signature Series 1-Informationen erhält der Benutzer:

- Leistungsstufentest
- Statusüberwachung (0, 25, 50, 75, 100%)
- Die Signature Series Testergebnisse stehen elektronisch beim Emerson-Vertriebsbüro zur Verfügung

### 2.3.3 Signature Series 3

Die Signature Series 3-Tests bieten benutzerspezifische Tests der Stufen 1 und 2 und erlauben beliebige Änderungen der Endpunkte oder Scan-Zeiten. Diese Fähigkeit ermöglicht es dem Benutzer, die Tests an spezifische Vorgaben oder Prozessanforderungen anzupassen.

**Datenvergleich:** Wenn ein Stellventil mit einem FIELDVUE-Diagnosegerät ausgestattet ist, kann die ValveLink-Software nach der Inbetriebnahme der Armatur verwendet werden, um die gleichen Tests wie im Werk durchzuführen. Anschließend kann der Benutzer durch Importieren der Signatur

Series-Daten in die ValveLink Software die Leistung im Auslieferungszustand mit dem aktuellen Betriebszustand der Armatur vergleichen. Die aktuellen Daten können mit den Ausgangsdaten verglichen werden, wie in Abbildung 2.9 dargestellt, um Probleme schnell zu erkennen.

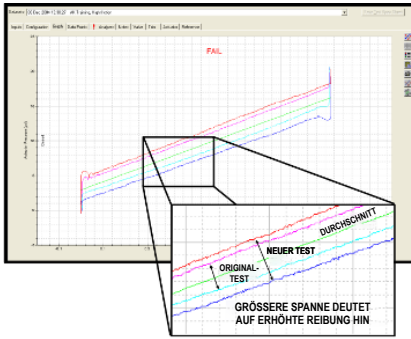


Abbildung 2.9 Datenvergleich

**Verfügbarkeit von Signature Series** Die Signature Series-Test sind für alle Stellventile von Fisher verfügbar. Zur Bestellung der Signature Series-Tests geben Sie die Testanforderungen bei der Bestellung des Fisher-Stellventils an.

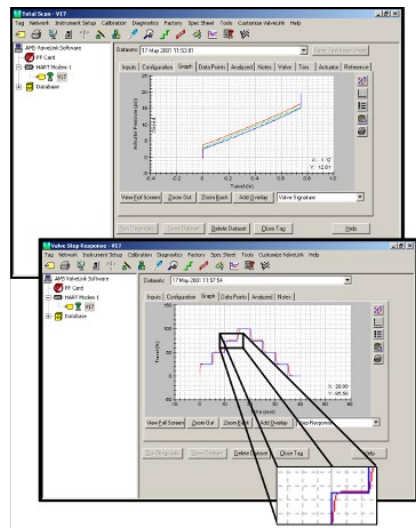


Abbildung 2.10 ValveLink-Software

**Nutzen Sie die Vorteile von Signature Series:** Das Durchführen eines Diagnosetests mit der ValveLink-Software liefert eine Analyse der Betriebsparameter des Stellventils, wie in Abbildung 2.10 dargestellt. Um von den Vorteilen von Signature Series zu profitieren, wenden Sie sich bitte an ein Emerson Vertriebsbüro. Geben Sie die Signature Series-Testanforderungen bei der Bestellung an. Emerson kann die erforderlichen Diagnosedaten liefern, um die Armaturen mit optimaler Leistung zu betreiben. ■

## 2.4 Zusammenfassung

Die Stellventileinheit spielt eine äußerst wichtige Rolle, wenn die bestmögliche Leistung eines Regelkreises erzielt werden soll.

Prozessoptimierung bedeutet, den gesamten Prozess zu optimieren, nicht nur die in der Messwerte eingesetzten Regelalgorithmen. Die Armatur wird als Stellglied bezeichnet, da in der Stellventileinheit die Prozessregelung umgesetzt wird. Es ergibt keinen Sinn, eine ausgeklügelte Prozessregelstrategie und ein Hardware-Messsystem zu installieren, das in der Lage ist, eine Prozessregelung von 0,5 % oder besser zu erreichen, und diese dann mit einem 5-%- oder schlechteren Stellventil umzusetzen. Prüfungen an Tausenden von Prozessregelkreisen haben den Nachweis erbracht, dass das Stellglied eine wichtige Rolle bei der Prozessoptimierung spielt. Die Profitabilität steigt, wenn ein Stellventil exakt für seine Anwendung ausgelegt ist.

Stellventile sind anspruchsvolle High-Tech-Produkte, die nicht als eine bloße Ware behandelt werden sollten. Obwohl traditionelle Ventilspezifikationen eine wichtige Rolle spielen, müssen diese auch reale dynamische Leistungsmerkmale berücksichtigen, wenn eine echte Prozessoptimierung erreicht werden soll. Diese Spezifikationen müssen unbedingt Parameter wie Totzone, Totzeit, Ansprechzeit usw. berücksichtigen.

Letztlich beginnt und endet die Prozessoptimierung mit der Optimierung des gesamten Regelkreises. Bereiche des Regelkreises sollten nicht einzeln betrachtet werden, um eine koordinierte Regelkreisleistung zu erzielen. Ebenso darf die Leistung eines beliebigen Teils des Regelkreises nicht isoliert bewertet werden. Isolierte Tests unter unbelasteten Prüfstandbedingungen liefern keine Leistungsinformationen, die durch das Testen der Hardware unter realen Prozessbedingungen gewonnen werden. ■



# Kapitel 3

## Armaturen und Stellantriebe – Bauformen



## 3.1 Bauformen von Stellventilen

Ein Stellventil regelt die Durchflussmenge, indem die Stellung des Verschlusselements durch die Kraft des Antriebs verändert wird. Dazu muss die Armatur:

- Das Medium ohne eine externe Leckage halten;
- Über eine ausreichende Kapazität für die beabsichtigte Leistung verfügen;
- Den erosiven, korrosiven und Temperatureinflüssen des Prozesses standhalten können; und
- Geeignete Endanschlüsse zur Verbindung mit angrenzenden Rohrleitungen sowie Befestigungselemente für den Antrieb aufweisen, um die Übertragung der Stellkraft auf die Ventilspindel oder -welle zu ermöglichen.

Im Laufe der Jahre wurden viele Bauformen von Stellventilen entwickelt. Einige haben eine breite Anwendung gefunden, andere erfüllen spezifische Einsatzbedingungen und werden entsprechend seltener eingesetzt. Die folgende Zusammenfassung beschreibt einige gängige Bauformen von Stellventilen, die heute im Einsatz sind. ■

### 3.1.1 Durchgangsventile

#### 3.1.1.1 Einsitz-Ventilkörper

- Einsitzventile sind die gebräuchlichste Bauform für Ventilkörper. Sie sind einfach in der Konstruktion.
- Einsitzventile sind in verschiedenen Bauformen erhältlich, beispielsweise als Durchgangsventil, Eckventil in Stabstahl-, Schmiede- und geteilter Ausführung.
- Viele Einsitz-Ventilkörper sind in Käfig- oder Sitzringhalterbauweise ausgeführt, um den Sitzring zu halten, eine Führung des Ventilkegels zu ermöglichen und die charakteristischen Durchflusseigenschaften der Armatur festzulegen.
- Einsitz-Ventilkörper in Käfig- oder Sitzringhalterbauweise können darüber hinaus durch Austausch von Teilen der Innengarnitur leicht modifiziert werden, um die Durchflusskennlinie zu verändern oder eine reduzierte Durchflussrate,

Geräuschdämpfung oder Reduzierung bzw. Beseitigung von Kavitation zu erreichen.

- Eckventile (Abb. 3.1) werden häufig im Kesselspeisewasser- und Heizungsablaufbetrieb sowie in Rohrleitungssystemen eingesetzt, bei denen der Platz knapp ist und die Armatur auch als ein Bogen dienen kann. Die abgebildete Armatur ist in Käfigbauweise ausgeführt. Andere Armaturen haben möglicherweise erweiterte Auslassanschlüsse, eine eingeschränkte Innengarnitur oder Auslassverkleidungen, von Erosions-, Flashverdampfungs- oder Kavitationsschäden zu reduzieren.

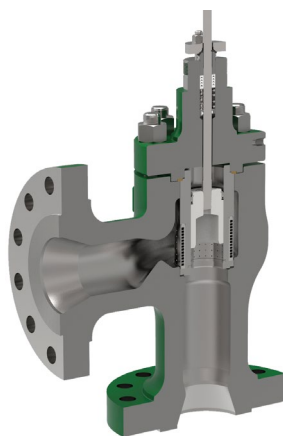


Abb. 3.1 Stellventilkörper als Eckventil mit Flanschanschlüssen

- Für korrosive Anwendungen werden häufig legierte Ventilkörper spezifiziert (siehe Abb. 3.2). Sie können aus Stabstahl-, Guss- oder Schmiedeteilen hergestellt werden. Wenn exotische Metalllegierungen für die Korrosionsbeständigkeit benötigt werden, ist ein Ventilkörper aus Stabstahl manchmal günstiger als einer aus Stahlguss. Ebenso kann eine Armatur mit einer Polymerauskleidung verwendet werden.
- Hochdruckventile werden häufig in der Kohlenwasserstoff- und Energieindustrie eingesetzt und sind für CL4500 oder API 10.000 erhältlich. Diese können als Durchgangs- oder Eckventil ausgeführt

werden und verfügen in der Regel über eine spezielle Innengarnitur für schwierige Einsatzbedingungen.

- In der Gas- und Ölförderung wiederum werden häufig Hochdruck-Hubdurchgangsventile eingesetzt. Verfügbare Varianten umfassen Bauformen mit Gewindehaube und selbstentleerendem Winkel. Versionen mit Flanschanschluss sind mit Druckstufen bis Class 2500 erhältlich.

### 3.1.1.2 Stangen- und sitzgeführte Ventilkörper

Stangen- und Sitzführungsmethoden in GX-Armatur gemäß Nennweite der Armatur

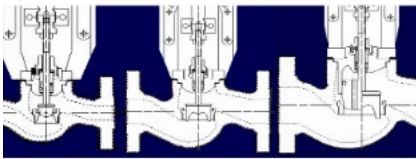


Tabelle mit Angaben zu den verschiedenen Führungsmethoden für verschiedene Nennweiten.

Spindelführung	Sitzführung	Ventiloberteilführung
Nennweite 1/2" bis 1"	Nennweite 1 1/2" bis 4"	Nennweite 3" bis 6"
Ventilkegel ist spindelgeführt	Ventilkegel ist sitzgeführt	Ventilkegel ist oberteilgeführt
Nicht druckentlasteter Ventilkegel	Nicht druckentlasteter Ventilkegel	Nicht druckentlasteter und druckentlasteter Ventilkegel



Abb. 3.2 Stabstahl-Ventilkörper

- Allgemein spezifiziert für Anwendungen mit hohen Anforderungen an die Absperrung. Sie verwenden Metallsitz-Dichtflächen oder Weichsitze, bei denen die Dichtungen aus PTFE oder anderen Verbundwerkstoffen gebildet werden. Sie können die meisten Einsatzanforderungen erfüllen.
- Da das unter hohem Druck stehende Medium normalerweise den gesamten Bereich des Anschlusses belastet, muss bei der Auswahl der Antriebe für stangen- und sitzgeführte Stellventilkörper die entstehende nicht druckentlastete Kraft berücksichtigt werden.
- Obwohl die kleineren Nennweiten am beliebtesten sind, können stangen- und sitzgeführte Armaturen häufig auch in Nennweiten bis NPS 4–8 (DN 100–200) mit Antrieben hoher Stellkraft eingesetzt werden.
- Sie können jedoch anfällig für Vibrationen mit hohem Druckabfall sein, daher ist bei der Konstruktion Vorsicht geboten, um dies zu vermeiden.

Abb. 3.3 zeigt eine der gängigsten Bauformen von stangengeführten Durchgangsventilen. Sie werden häufig in der Prozessregelung eingesetzt, insbesondere für die Nennweiten NPS 1–4 (DN 20–100). Die normale Durchflussrichtung erfolgt meist durch den Sitzring nach oben.

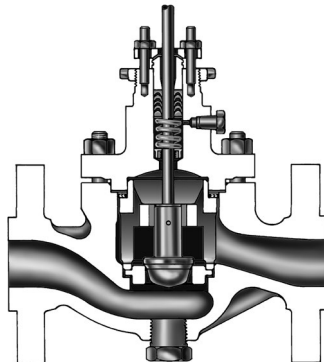


Abb. 3.3 Einsatz-Durchgangsventilkörper

### 3.1.1.3 Ventilkörper in Käfigbauform

Die Innengarnitur bei Ventilkörpern in Käfigbauform (Abb. 3.4) bestimmt die Ventilkegel­führung, Sitzringarretierung und Durchflusskennlinie.

Darüber hinaus gibt es eine Vielzahl von Dichtungswerkstoffen und -ausführungen zur Abdichtung zwischen dem oberen Teil des Ventilkegel-Außendurchmessers und der Käfigbohrung, um die Leckage des anströmseitigen Hochdruckmediums in das abströmseitige Niederdrucksystem zu begrenzen. Bei druckentlasteten Ausführungen wirkt der Niederdruck im Abströmsystem sowohl auf die Ober- als auch auf die Unterseite des Ventilkegels aus, wodurch die resultierende Kraft durch das Prozessmedium weitgehend aufgehoben wird. Die reduzierte nicht druckentlastete Kraft ermöglicht den Betrieb des Ventils auch mit kleineren Antrieben als bei nicht druckentlasteten Innengarnituren. Die Austauschbarkeit der Innengarnitur ermöglicht eine Auswahl zwischen verschiedenen Durchflusskennlinien, Geräuschdämpfung, Kavitationsschutz oder anderen strengen Betriebsbedingungen. Bei den meisten verfügbaren Innengarniturausführungen ist die Standard-Durchflussrichtung durch die Käfigöffnungen und durch den Sitzring nach unten. Allerdings ist bei Innengarnituren zur Geräuschdämpfung in der Regel die Durchflussrichtung nach oben. Diese sind in verschiedenen Werkstoffkombinationen und

Nennweiten bis NPS 36 (DN 900) und Druckstufen bis Class 4500 oder API 10.000 erhältlich.

### 3.1.1.4 Zweisitz-Ventilkörper

- Die Industrie hat die Verwendung von Zweisitz-Ventilkonstruktionen weitestgehend aufgegeben.
- Die dynamische Kraft auf den Ventilkegel ist tendenziell druckentlastet, da der Durchfluss dazu neigt, einen Anschluss zu öffnen und den anderen zu schließen.
- Reduzierte dynamische Kräfte, die auf den Ventilkegel wirken, ermöglichen die Auswahl eines kleineren Antriebs als dies bei einem nicht druckentlasteten Einsitz-Ventilkörper mit ähnlicher Leistung erforderlich wäre.
- Die Gehäuse werden in der Regel nur in NPS 4 (DN 100) oder größer geliefert.
- Die Gehäuse haben in der Regel eine höhere Kapazität als Einsitz-Ventile der gleichen Nennweite.
- Viele Zweisitz-Ventilkörper kehren die Strömungsrichtung um, so dass der Ventilkegel entweder als „Zum Öffnen nach unten drücken“ oder als „Zum Schließen nach unten drücken“ eingebaut werden kann (Abb. 3.5).
- Metallische Dichtungen bieten in der Regel eine Absperrfunktion der Klasse II, es ist jedoch auch eine Absperrfunktion der Klasse III möglich.

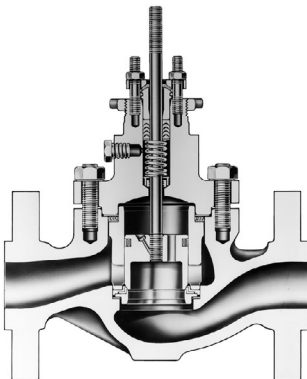


Abb. 3.4 Ventilkörper mit käfiggeführter Innengarnitur, druckentlastetem Ventilkegel und Weichsitz

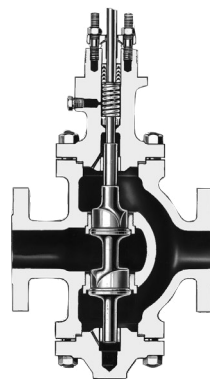


Abb. 3.5 Umgekehrt wirkendes Zweisitz-Durchgangsventil

- Sitzgeführte Ventilkegel werden häufig für den Auf/Zu-Betrieb oder die Niederdruck-Drosselung eingesetzt. Oben und unten geführte Ventilkegel sorgen für einen stabilen Betrieb auch unter schwierigen Einsatzbedingungen.

Das in Abb. 3.5 gezeigte Stellventilgehäuse ist für einen „Zum Öffnen nach unten drücken“-Ventilkegel ausgelegt.

Zweisit-Konstruktionen wurden in der Vergangenheit in Raffinerien für hochviskose Flüssigkeiten eingesetzt, oder bei denen es Bedenken aufgrund von Verunreinigungen oder Ablagerungen des Prozessmediums auf der Innengarnitur gab.

### 3.1.1.5 Dreisitz-Ventilkörper

- Drei Rohrleitungsanschlüsse sorgen für einen allgemein konvergierenden (Flow-Mixing) oder divergierenden (Flow-Splitting) Betrieb.
- Zu den Varianten gehören käfig-, anschluss- und schaltwellengeführte Konstruktionen, die für den Einsatz bei hohen Temperaturen ausgewählt werden, sowie Standard-Endanschlüsse (Flansch-, Schraub-, Stumpfschweißnähte usw.), die mit den meisten Rohrleitungssystemen kompatibel sind.
- Insbesondere bei Konstruktionen mit nicht druckentlastetem Ventilkegel muss der Antrieb sorgfältig ausgewählt werden.

Abb. 3.6 zeigt einen Dreisitz-Ventilkörper mit druckentlastetem Ventilkegel, wobei sich der zylindrische Ventilkegel in Mittelstellung befindet. Diese Stellung öffnet den unteren gemeinsamen Sitz sowohl für den rechten als auch für den linken Anschluss. Die Konstruktion kann zur Drosselung in der Mittelstellung von konvergierenden oder divergierenden Flüssigkeiten verwendet werden.

### 3.1.2 Hygieneventil

Diese Ventilkörper wurden entwickelt, um den hohen Ansprüchen der Pharma- und Biotechnik-Branche gerecht zu werden. Die Normen dieser Industriebranchen unterscheiden sich von denen, die für konventionelle Stellventile gelten, da das Prozessmedium in vielen Anwendungen letztlich für den menschlichen Verzehr bestimmt ist. Aus diesem Grund ist es von

größter Wichtigkeit, die Entwicklung von Bakterienwachstum und das Kontaminieren des Prozessmediums durch Fremdstoffe zu verhindern.

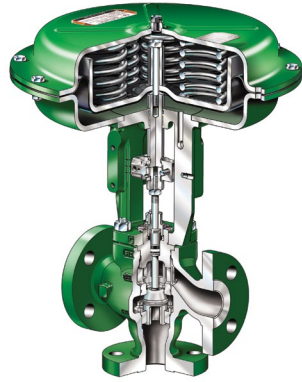


Abb. 3.6 Dreisitz-Durchgangsventil

- Zur Erfüllung der Anforderungen einer breiten Palette von aseptischen Anwendungen werden ASME-BPE Gleitdichtungen und nicht gleitende Dichtungen eingesetzt. Zertifizierungen sind möglich.
- Die in diesen Armaturen verwendeten metallischen Werkstoffe entsprechen den 3A-Hygienenormen. Zertifizierungen sind möglich.
- Die in diesen Armaturen verwendeten Elastomere sind nach FDA und USP CL VI zertifiziert.
- Die Armaturen sind standardmäßig mit elektropolierten Innenflächen <35 Ra Mikrozoll (0,89 Mikron) erhältlich. Niedrigere Werte für die Oberflächenrauheit sind optional erhältlich.
- Dank der selbstentleerenden Konstruktionen eignen sich diese Armaturen auch für Clean-in-Place (CIP)- und Sanitize-in-Place (SIP)-Verfahren.
- Die Armaturen sind aus Edelstahl 316L mit Tri-Clamp- oder optional mit Schweißenden gefertigt. Andere Werkstoffe sind auf Anfrage verfügbar.
- Kontinuierliche Sterildampf-Anwendungen mit Temperaturen bis zu 177 °C (350 °F) können bewältigt werden.

### 3.1.3 Drehventile

#### 3.1.3.1 Absperrklappen

- Die Ventilkörper benötigen nur einen minimalen Einbauraum (Abb. 3.9).
- Sie sorgen für einen geringen Druckverlust über die Armatur.
- Ventilkörper für Absperrklappen bieten mehr Wirtschaftlichkeit – insbesondere bei größeren Nennweiten und Durchflussmengen – für die Investition.
- Die Ventilkörper können an Standard-ASME- und -DN-Flansche angeschlossen werden.
- Ventilkörper für Absperrklappen können bei großen Armaturen oder hohen Differenzdrücken hohe Leistungen oder große Antriebe erfordern, da die Betätigungsmomente sehr groß sein können.
- Auch für den Einsatz in Kernkraftwerken mit sehr hohen Anforderungen an die Leckagefreiheit stehen Varianten zur Verfügung.
- Standard-Absperrklappen für verschiedene Stellventil-Anwendungen sind in Nennweiten bis NPS 72 (DN 1800) erhältlich. Für kleinere Nennweiten können Versionen mit herkömmlichen pneumatischen Membran- oder Kolbenantrieben, einschließlich der modernen Drehantriebe, verwendet werden. Für größere Nennweiten können elektrische, langhubige Pneumatikzylinder oder elektrohydraulische Antriebe mit hoher Leistung erforderlich werden. In der Regel weisen Absperrklappen eine annähernd gleichprozentige Durchflusskennlinie auf. Sie können für den Drossel- oder für den Ein/Aus-Betrieb verwendet werden.
- Ventilkörper für Absperrklappen sind in einfach oder doppelt exzentrischen Versionen lieferbar.
- Die Klappe dreht sich nach 15 Grad Stellweg von der Dichtung weg. Dies maximiert die Lebensdauer der Dichtung und ermöglicht niedrigere Drehmomente/sicherere Abdichtung als bei traditionellen Modellen.

In der Tabelle sind die Unterschiede bei den Exzentrizitäten zwischen den verschiedenen Nennweiten angegeben.

Armaturentyp	Nennweite	Exzentrizität
Absperrklappe	Bis zu 12"	Einfach und doppelt exzentrisch
Absperrklappe	> 12 bis 36	Einfach exzentrisch

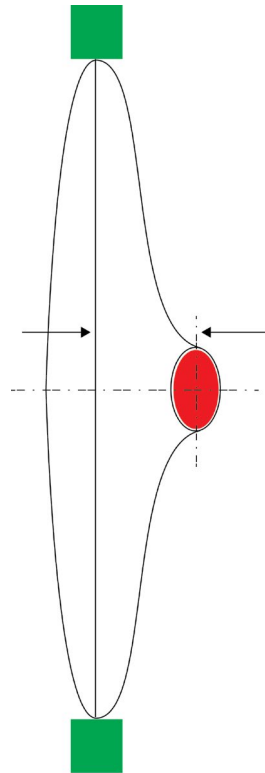


Abb. 3.7 Spindelmittellinien-Exzentrizität zur Klappenmitte



Abb. 3.8 Segmentierte V-Schlitz-Kugel



Abb. 3.9 Absperrklappe

### 3.1.3.2 Kugelsegmentventile

Diese Konstruktion ähnelt einem herkömmlichen Kugelhahn, weist jedoch ein patentiertes, konturiertes V-Schlitzsegment in der Kugel auf (Abb. 3.9). Der V-Schlitz erzeugt eine gleichprozentige Durchflusskennlinie.

Diese Stellventile zeichnen sich durch gutes Stellverhältnis, Regelbarkeit und Absperrfähigkeit aus. Diese Arten von Ventilkonstruktionen werden vor allem in der Papierindustrie, in Chemieanlagen, Kläranlagen, in der Energiewirtschaft und in Erdölraffinerien eingesetzt.

Emerson bietet zusätzliche Versionen an Kugelhähnen für einen moderaten Geräusch und Kavitationsschutz.

Siehe Abbildung 3.10 für Kugelhahnversionen zur Kavitations- und Geräuschdämpfung.

- Die Konstruktion mit geradem Durchfluss kann einen geringen Differenzdruck aufnehmen.
- Stellventilkörper mit V-Schlitz-Kugel eignen sich zur Regelung von erosiven oder viskosen Medien, Papier oder anderen Schlämmen, die mitgerissene Feststoffe oder Fasern enthalten.
- Als Antriebe werden standardmäßige Feder/Membran-, Kolben-, Elektro- oder elektrohydraulische Drehantriebe verwendet.
- Die Kugel bleibt während der Rotation in Kontakt mit der Dichtung. Auf diese Weise wird beim Schließen der Kugel ein Schereffekt erzeugt und Verstopfungen werden minimiert.

- Die Gehäuse sind entweder mit hochbelastbaren oder PTFE-gefüllten Sitzringen erhältlich, um ein hervorragendes Stellverhältnis von mehr als 300:1 zu gewährleisten.
- Die Kugelsegmentventile sind mit flanschlos oder geflanschten Endanschlüssen erhältlich.
- Sowohl die geflanschten als auch die flanschlosen Ventile können an ASME-Class-150-, 300- oder 600-Flansche angeschlossen werden. Darüber hinaus sind Ausführungen für DN-Flansche, PN10, 16, 25 oder 40 erhältlich. Ebenfalls lieferbar sind JIS-10K- und 20K-Flanschausführungen.

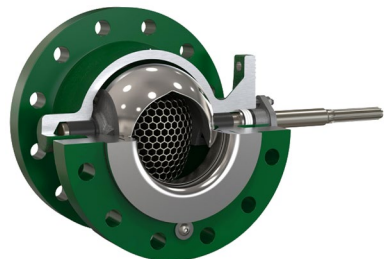
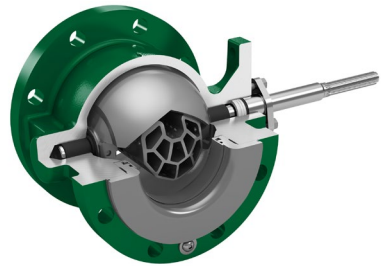


Abb. 3.10 Kugelhahn-Optionen

### 3.1.3.3 Hochleistungs-Absperrklappen

- Diese Ventilkörper bieten eine effektive Drosselungssteuerung.
- Hochleistungs-Absperrklappen bieten durch die Drehung des Klappenblatts um 90 Grad eine lineare Durchflusskennlinie (Abb. 3.11).
- Die doppelt versetzte Befestigung des Klappenblatts zieht die Klappe nach dem Öffnen von der Dichtung weg, wodurch der Dichtungsverschleiß minimiert wird.
- Hochleistungs-Absperrklappen sind in Nennweiten bis NPS 48 (DN 1200) erhältlich. Sie sind mit standardmäßigen ASME-Flanschen kompatibel.

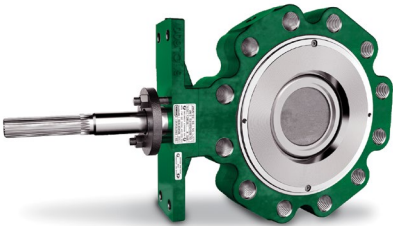


Abb. 3.11 Hochleistungs-Absperrklappe

- Als Antriebe werden standardmäßige Feder/Membran-, Kolben-, Elektro- oder elektrohydraulische Drehantriebe verwendet.
- Die Standard-Durchflussrichtung hängt vom Dichtungsdesign ab, ein umgekehrter Durchfluss führt zu einer reduzierten Leistung.

Hochleistungs-Absperrklappen sind für allgemeine Anwendungen vorgesehen, für die keine präzise Drosselung erforderlich ist. Sie werden häufig für Anwendungen eingesetzt, die große Nennweiten und hohe Temperaturen erfordern, da sie im Vergleich zu anderen Stellventilen kostengünstiger sind. Der Regelbereich dieser Ventilbauform beträgt etwa ein Drittel vergleichbarer Kugel- oder Durchgangventile. Entsprechend ist große Sorgfalt bei der Auslegung und Anwendung dieser Ventilbauform erforderlich, um Regelungsprobleme aufgrund von Prozesslaständerungen zu vermeiden. Diese Ventile eignen sich sehr gut für Anwendungen mit einer konstanten

Prozesslast. Ausführungen mit charakteristischer Kontur können den Regelungsbereich auf den eines Kugelsegmentventils erweitern.

### 3.1.3.4 Kegelventil mit exzentrischem Kegel

- Eine Ventileinheit gegen Erosion. Der robuste Ventilkörper und die Innengarnitur ermöglichen Temperaturen bis zu 427 °C (800 °F) und Differenzdrücke bis zu 103 bar (1500 psi).
- Der Weg der Exzenterklappe minimiert den Kontakt mit dem Sitzring beim Öffnen, reduziert den Sitzverschleiß und die Reibung, verlängert die Lebensdauer des Sitzes und verbessert die Drosselungswirkung (Abb. 3.13).
- Der selbstzentrierender Sitzring und das robuste Klappenblatt ermöglichen den Vorwärts- oder umgekehrten Durchfluss mit dichtem Abschluss in beiden Flussrichtungen. Klappenblatt, Sitzring und Sitzringhalter sind in gehärteten Werkstoffen erhältlich, einschließlich keramischen Werkstoffen, die entsprechend der erforderlichen Erosionsbeständigkeit ausgewählt werden können.
- Ventilkegel, Sitzring und Sitzringhalter sind in gehärteten Werkstoffen erhältlich, einschließlich keramischen Werkstoffen und Karbiden, die entsprechend der erforderlichen Erosionsbeständigkeit ausgewählt werden können.
- Darüber hinaus sind bidirektional druckunterstützte Dichtringe verfügbar, um eine außergewöhnlich dichten Abschluss zu erreichen.

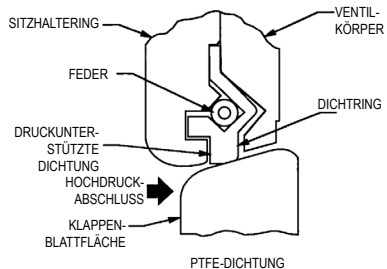


Abb. 3.12 Druckunterstützte Sitzringkonfiguration

- Ausführungen mit segmentierter V-Schlitz-Kugel anstelle des Ventilkegels für höhere Leistungsanforderungen sind ebenfalls erhältlich.

Dieses Drehstellventil wurde zur Regelung von erosiven, kokenden und sonstigen schwierig zu regelnden Medien entwickelt und bietet einen Regel- oder Auf/Zu-Betrieb. Die geflanschten oder flanschlosen Ventile verfügen über stromlinienförmige Durchflusskanäle und robuste, metallische Innengarnituren für den zuverlässigen Einsatz in schlammführenden Anwendungen. Diese Armaturen werden im Bergbau, in der Erdölraffinerie, in der Energiewirtschaft sowie in der Zellstoff- und Papierindustrie eingesetzt.



Abb. 3.13 Stellventilkörper mit exzentrischem Ventilkegel

### 3.1.3.5 Kugelhahn mit vollem Durchgang

Der Kugelhahn mit vollem Durchgang ist für eine optimierte Druck-, Drossel-, Durchfluss- und Prozessregelung ausgelegt.

Emerson bietet spezielle dreiteilige, zapfengelagerte Stellventile mit vollem Durchgang, die sich für die automatisierte Regelung im Bypass- oder diskontinuierlichen bzw. Überwachungsbetrieb und in der Notfall-Absperrung eignen. Dabei wird der Durchfluss höchstens minimal eingeschränkt. Diese Armaturen sind brandgetestet und gemäß API 6 und 6FA zertifiziert.

In der Regel sind diese Armaturen mit vollem Durchgang mit einer Option zur Lärm- und Vibrationsdämpfung ausgestattet.

Ein Kugelhahn als drosselnde Regelvorrichtung ist im Idealfall eine Armatur mit reduzierter Bohrung oder Mechanismus mit vollem Durchgang und einem Dämpfungsglied, das einen kleinen Differenzdruck in der weit geöffneten Position aufnehmen kann. Ein Kugelhahn mit vollem Durchgang in der weit geöffneten Stellung muss sich um 15 bis 20 Grad drehen, bevor er eine wesentliche Energie aus dem System aufnehmen kann. Dies führt zu einer zusätzlichen Verzögerung bei der Prozessregelung. Ein reduzierter Durchgang oder eine dämpfende Vorrichtung absorbiert eine kleine Menge des Drucks in weit geöffneter Stellung. Wenn sich die Kugel dann dreht, tritt ein zunehmender Differenzdruck in den ersten Stellwegschritten auf. Kugelhähne mit vollem Durchgang bieten wenig oder gar keine Durchflussbeschränkung und ermöglichen den Einsatz eines Molchs (sofern sie nicht gedämpft sind). Siehe Abb. 3.14.



Abb. 3.14 Kugel-Stellventil mit vollem Durchgang



Abb. 3.15 Kugelhahn mit vollem Durchgang

### 3.1.3.6 Mehrsitz-Durchflusswahlarmatur

Eine Mehrsitz-Durchflusswahlarmatur kann an bis zu acht Eingangsleitungen angeschlossen werden und ermöglicht die Absperrung, Umleitung und Prüfung des Prozessmediums von jeder einzelnen Leitung durch einen rotierenden Kegel, während die restlichen sieben Leitungen weiterhin mit einem gemeinsamen Austritt verbunden sind. Diese Armatur ermöglicht die kompakte Auswahl und Umleitung von Prozessmedien aus einer einzelnen Leitung zur Prüfung, ohne die Produktion aus allen anderen Leitungen zu unterbrechen.

Eine Mehrsitz-Durchflusswahlarmatur besteht aus vier Hauptbauteilen: Gehäuse, Oberteil, Rotorkegel und Stellantrieb. Das Gehäuse besteht aus Ein- und Auslassöffnungen zum Anschluss aller acht Eintritte, einem Prüf- oder Umleitungsaustritt und einem gemeinsamen Gruppenaustritt. Das Ventiloberteil hält den Kegel senkrecht und druckentlastet, so dass er sich im Ventilkörper drehen kann, und sorgt für eine hohe Dichtigkeit des Ventilkörpers. Mithilfe des Ventilkegels wird ausgewählt, welcher Medienanschluss durch den Prüfaustritt geleitet wird. ■



Abb. 3.16 Mehrsitz-Durchflusswahlventil

## 3.2 Stellventil-Endanschlüsse

Die drei gängigsten Methoden zur Montage von Stellventilen an Rohrleitungen sind Rohrverschraubungen, verschraubte Dichtungsflansche und geschweißte Endanschlüsse.

### 3.2.1 Rohrverschraubungen

Verschraubte Endanschlüsse, insbesondere bei kleineren Stellventilen beliebt, sind wirtschaftlicher als Flanschanschlüsse. In der Regel beziehen sich die angegebenen Gewinde auf konische NPT-Innengewinde (National Pipe Thread) am Ventilkörper. Sie bilden einen Metallsitz, indem sie sich über die passenden Außengewinde an den Rohrenden verkeilen.

Diese Anschlussart, die in der Regel auf Armaturen mit Nennweiten von NPS 2 (DN 50) oder kleiner beschränkt ist, wird für den Einsatz bei höheren Temperaturen nicht empfohlen. Rohrverschraubungen können die Wartung der Armatur erschweren, wenn der Ventilkörper aus der Rohrleitung entfernt werden muss, da die Armatur in der Regel nicht entfernt werden kann, ohne dass eine Flanschverbindung oder eine Verschraubung gelöst werden muss, um den Ventilkörper von der Rohrleitung abzuschrauben.

### 3.2.2 Verschraubte Dichtungsflansche

Armaturen mit Flanschanschluss können leicht aus der Rohrleitung ausgebaut werden und eignen sich für den Einsatz in dem Arbeitsdruckbereich, für den die meisten Stellventile hergestellt werden (Abb. 3.17). Flanschanschlüsse können in einem Temperaturbereich von nahezu absolutem Nullpunkt bis etwa 815 °C (1500 °F) eingesetzt werden. Sie werden bei allen Nennweiten eingesetzt. Die gebräuchlichsten Flanschanschlüsse sind glatte Dichtfläche, Flansch mit Dichtleiste und RTJ-Flansch.

Die Variante mit glatter Dichtfläche ermöglicht den vollflächigen Kontakt der Flansche mit der dazwischen geklemmten Dichtung. Diese Konstruktion wird häufig bei Niederdruck-, Gusseisen- und Messingarmaturen eingesetzt und minimiert Flanschspannungen, die durch das anfängliche Anziehdrehmoment an den Bolzen verursacht werden.

Der Flansch mit glatter Dichtleiste weist eine runde, erhabene Fläche mit dem gleichen Innendurchmesser wie die Ventilöffnung und einem etwas kleineren Außendurchmesser im Vergleich zum Lochkreisdurchmesser auf. Die glatte Dichtleiste ist mit konzentrischen, ringförmigen Nuten versehen, die eine gute Abdichtung und Beständigkeit gegenüber Ausblasen der Dichtung gewährleisten. Dieser Flanschtyp wird mit einer Vielzahl von Dichtungs- und Flanschwerkstoffen für Drücke über den Druckbereich von 414 bar (6000 psig) und für Temperaturen bis 815 °C (1500 °F) eingesetzt. Dieser Flanschtyp ist in der Regel die Standardwahl bei Ventilkörpern der Class 250 aus Gusseisen und allen Ventilkörpern aus Stahl und legiertem Stahl.

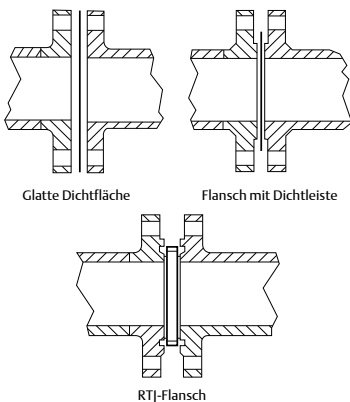


Abb. 3.17 Vorbereitete Varianten von Schraubflanschanschlüssen

Der RTJ-Flansch sieht aus wie der Flansch mit glatter Dichtleiste, nur dass eine U-förmige Nut in der erhabenen Fläche konzentrisch zur Rohrmittellinie verläuft. Die Dichtung besteht aus einem Metallring mit elliptischem oder achteckigem Querschnitt. Beim Anziehen der Flanschbolzen wird die Dichtung in der Nut der Flansche verkeilt und es wird eine hohe Abdichtung hergestellt. Die Dichtung besteht in der Regel aus Weicheisen, ist aber in fast allen Metallen erhältlich. Ein RTJ-Flansch stellt eine ausgezeichnete Verbindung bei hohem Druck her und wird bis zu Drücken von 1034 bar (15.000 psig) verwendet, in der Regel aber nicht bei hohen Temperaturen eingesetzt. Er wird nur auf Anfrage für Ventilkörper aus Stahl und legiertem Stahl geliefert.

### 3.2.3 Schweißenden

Schweißenden an Stellventilen sind bei allen Drücken und Temperaturen lecksicher und kostengünstig (Abb. 3.18). Armaturen mit Schweißenden sind nur schwer aus einer Leitung auszubauen und natürlich auf schweißbare Werkstoffe beschränkt. Schweißenden gibt es in zwei Ausführungen: Einsteckschweißende und Stumpfschweißende.

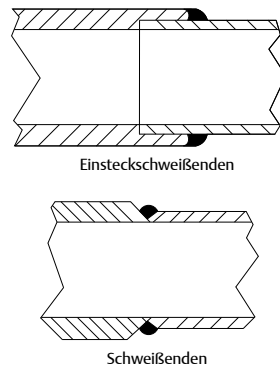


Abb. 3.18 Vorbereitete Varianten von Schweißenden

Die Einsteckschweißenden werden vorbereitet, indem in jedes Ende der Armatur eine Muffe mit einem etwas größeren Innendurchmesser als der Außendurchmesser des Anschlussrohres gebohrt wird. Das Rohr wird in die Muffe eingeschoben, wo es an einem Absatz anliegt, und dann mit einer Kehlnaht mit der Armatur verbunden. Da eine Kehlnaht die Verbindung zwischen Armatur

und Rohr nicht vollständig durchdringt, werden bei diesen Armaturen bestimmte zerstörungsfreie Verfahren nicht angewendet. Einsteckschweißenden in jeder beliebigen Nennweite sind unabhängig von der Rohrklasse maßlich gleich. Sie werden in der Regel bis zu einer Nennweite von NPS 2 (DN 50) geliefert.

Die Stumpfschweißenden werden vorbereitet, indem an jedem Ende der Armatur eine Fase ähnlich der Fase am Rohr hergestellt wird. Die Armaturenden werden dann an die Rohrleitung angesetzt und mit einer Vollschweißung verbunden. Diese Art des Anschlusses kann bei allen Armaturtypen verwendet werden. Die Vorbereitungen sind für jedes Rohr unterschiedlich. Diese Anschlussart ist in der Regel für Stellventile ab NPS 2-1/2 (DN 65) vorgesehen. Beim Verschweißen von Ventilkörpern mit der Rohrleitung ist Vorsicht geboten, um eine übermäßige Wärmeübertragung auf die Innengarnitur zu vermeiden. Innengarnituren mit Tieftemperaturwerkstoffen müssen vor dem Schweißen entfernt werden.

### 3.2.4 Sonstige Endanschlüsse

Es gibt noch weitere Arten von Endanschlüssen, die bei Stellventilen Anwendung finden. Diese Arten von Endanschlüssen dienen oft bestimmten Zwecken oder spiegeln proprietäre Konstruktionen wider. Einige Beispiele sind hygienische Endanschlüsse oder Nabenendanschlüsse. ■

## 3.3 Ventiloberteile

Das Ventiloberteil eines Stellventils ist der Teil des Gehäuses, durch den sich die Kegelspindel bzw. die Drehwelle bewegt. Bei Durchgangsventilen oder Eckgehäusen ist das Ventiloberteil das druckhaltende Bauteil an einem Ende des Ventilkörpers. Das Ventiloberteil dient in der Regel zur Befestigung des Antriebs am Ventilkörper und beherbergt die Stopfbuchspackung.

In der Regel haben Drehventile kein Oberteil. (Bei einigen Drehventilen ist die Stopfbuchspackung in einer Verlängerung des Ventilkörpers selbst untergebracht, oder die Stopfbuchspackung ist ein separates Bauteil, das zwischen Ventilkörper und Oberteil verschraubt ist.)

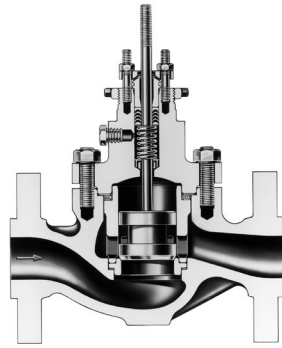


Abb. 3.19 Typisches Ventiloberteil, Flansch und Stehbolzen

Bei einem typischen Durchgangsventil besteht das Ventiloberteil aus dem gleichen Material wie der Ventilkörper oder es handelt sich um einen gleichwertigen Schmiedewerkstoff, da es sich um ein drucktragendes Bauteil handelt, das den gleichen Temperatur- und Korrosionseinflüssen wie der Ventilkörper unterliegt. Im Folgenden werden verschiedene Arten von Verbindungen zwischen Ventilkörper und Ventiloberteil dargestellt. Der am häufigsten verwendete Schraubflanschtyp ist in Abb. 3.19 als ein Ventiloberteil mit integriertem Flansch dargestellt. Bei Drehstellventilen befindet sich die Packung in der Regel im Ventilkörper und es wird kein Oberteil verwendet.

Bei Stellventilkörpern mit Innengarnitur in Käfig- oder Sitzringbauweise sorgt das Oberteil für eine hohe Lastkraft, um Leckagen zwischen Oberteilflansch und Ventilkörper sowie zwischen Sitzring und Ventilkörper zu vermeiden. Durch das Anziehen der Verschraubung am Ventiloberteil wird eine Flachdichtung komprimiert, um die Verbindung zwischen Oberteil und Körper abzudichten. Außerdem werden eine spiralförmig gewickelte Dichtung an der Oberseite des Käfigs und eine weitere Flachdichtung unterhalb des Sitzringes zur Abdichtung des Ventilkörpers komprimiert. Nicht zuletzt sorgt das Oberteil für die Ausrichtung des Käfigs, der wiederum den Ventilkegel führt. So wird die korrekte Ausrichtung von Armatur, Kegel und Spindel mit der Packung und dem Sitz gewährleistet.

Wie bereits erwähnt, enthält das konventionelle Oberteil eines Durchgangsventils die Stopfbuchspackung. Die Stopfbuchspackung wird am häufigsten von einer Packungsmanschette gehalten, die wiederum durch einen Flansch im Bereich des Ventiloberteil-Antriebsbügels gehalten wird (Abb. 3.19). Alternativ erfolgt die Sicherung der Packung durch eine Packungsmanschette, die von einer verschraubten Stopfbuchse gehalten wird. Diese Alternative zeichnet sich durch ihre kompakte Bauweise aus, daher wird sie häufig bei kleineren Stellventilen eingesetzt. Jedoch kann sich der Betreiber nicht immer sicher sein, dass das Gewinde greift. Daher ist beim Einstellen der Packungskompression Vorsicht geboten, wenn das Stellventil in Betrieb ist.

Die meisten Ventiloberteile mit Schraubflansch weisen an der Seite der Stopfbuchspackung einen Bereich auf, der gebohrt und mit Gewinde versehen werden kann. Diese Öffnung wird mit einem Standard-Rohrstopfen verschlossen, es sei denn, es liegt eine der folgenden Bedingungen vor:

- Prozessmedium muss aus dem Ventilkörper und dem Ventiloberteil gespült werden, wobei die Öffnung als Spülanschluss verwendet werden kann.
- Die Öffnung im Oberteil dient zur Erkennung von Leckagen an der ersten Packung oder an einer defekten Faltenbalgdichtung.

### 3.3.1 Verlängertes Oberteil

Verlängerte Oberteile werden für den Hoch- oder Tieftemperaturbetrieb eingesetzt, um die Ventilspindelpackung vor den extremen Prozesstemperaturen zu schützen.

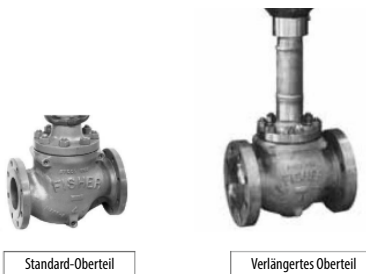


Abb. 3.20 Ventiloberteil-Variationen

Die standardmäßige PTFE-Ventilspindelpackung ist für die meisten Anwendungen bis 232 °C (450 °F) geeignet. Verlängerte Oberteile bewegen die Stopfbuchspackung im Oberteil weit genug von der extremen Temperatur des Prozessmediums weg, so dass die Packungstemperatur innerhalb des empfohlenen Bereichs bleibt.

Verlängerte Oberteile werden entweder gegossen oder gefertigt (Abb. 3.21). Verlängerungen aus Gusseisen bieten aufgrund des höheren Wärmeemissionsgrads, der eine bessere Kühlung ermöglicht, einen effizienteren Hochtemperaturbetrieb. Umgekehrt werden glatte Oberflächen – beispielsweise Edelstahlrohre – für den Kaltbetrieb bevorzugt, da der Wärmeeintrag typischerweise das Hauptproblem ist.

In beiden Fällen sollte die Dicke der Verlängerungswand minimiert werden, um die Wärmeübertragung zu minimieren. Edelstahl ist aufgrund seiner geringeren Wärmeleitfähigkeit in der Regel C-Stahl vorzuziehen. Bei Kälteanwendungen kann eine Isolierung um die Verlängerung herum angebracht werden, um den Wärmeeintrag weiter zu verhindern.



Abb. 3.21 Ventilkörper mit werkseitig verlängertem Ventiloberteil

### 3.3.2 Ventiloberteile mit Faltenbalgdichtung

Ventiloberteile mit Faltenbalgdichtung (Abb. 3.22) werden verwendet, wenn keine Leckage entlang der Spindel toleriert werden kann (weniger als  $1 \times 10^{-6}$  cc/s Helium). Sie werden insbesondere dann eingesetzt, wenn die Prozessflüssigkeit giftig, flüchtig, radioaktiv oder sehr teuer ist. Diese spezielle Oberteilkonstruktion schützt sowohl die Spindel als auch die Ventilpackung vor dem Kontakt mit dem Prozessmedium. Konstruktionen mit Standard- oder Umweltstopfbuchspackungen oberhalb der Faltenbalgdichtung verhindern ein katastrophales Versagen bei einem Bruch oder Ausfall des Faltenbalgs.

Wie bei anderen Druck- und Temperatureinschränkungen von Stellventilen nehmen diese Druckstufen mit steigender Temperatur ab. Die Auswahl einer Faltenbalgdichtung sollte unter besonderer Beachtung einer ordnungsgemäßen Inspektion und Wartung nach dem Einbau überprüft werden. Der Faltenbalgwerkstoff sollte sorgfältig geprüft werden, um eine maximale Lebensdauer zu gewährleisten.



Abb. 3.22 ENVIRO-SEAL Ventiloberteil mit Faltenbalgdichtung

Für Stellventile können zwei Arten von Faltenbalgdichtungen verwendet werden. Diese sind geschweißte Blatt-Faltenbälge und mechanisch geformte Faltenbälge.

Die Konstruktion mit geschweißten Blättern (Abb. 3.23) bietet eine geringere Gesamtpackhöhe. Aufgrund der Herstellungsmethode und der Konstruktionseigenschaften kann die Lebensdauer jedoch begrenzt sein.

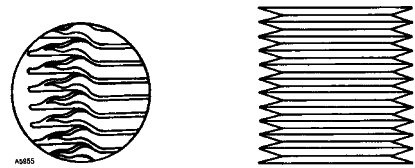


Abb. 3.23 Faltenbalg mit geschweißten Blättern

Die mechanisch geformte Ausführung (Abb. 3.24) ist im Vergleich dazu höher. Sie wird mit einem reproduzierbaren Herstellungsprozess und damit mit höherer Zuverlässigkeit hergestellt. ■

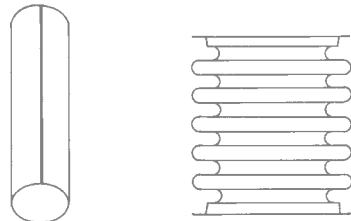


Abb. 3.24 Mechanisch geformte Faltenbälge

## 3.4 Stellventil-Packung

Die meisten Stellventile verwenden Packungsgehäuse, bei denen die Packung durch einen Flansch und Stehbolzen gehalten und eingestellt wird (siehe Abb. 3.26). Je nach den zu erwartenden Einsatzbedingungen und den Anforderungen zur Einhaltung von Umweltvorschriften können verschiedene Packungswerkstoffe verwendet werden. Kurzbeschreibungen und Betriebsbedingungen für verschiedene gängige Werkstoffe und typische Packungswerkstoffanordnungen sind in Abb. 3.24 dargestellt.

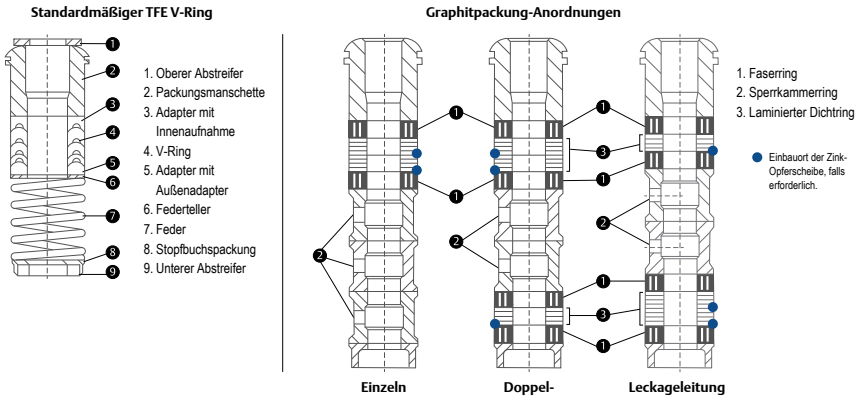


Abb. 3.24 Packungswerkstoff-Anordnung für Durchgangsventile

### 3.4.1 PTFE V-Ring

- Ein Kunststoff mit der Fähigkeit, die Reibung zu minimieren.
- Die Ringe werden in V-förmigen Ringen geformt, die federbelastet und selbstnachstellend in der Stopfbuchspackung angeordnet sind. Eine Packungsschmierung ist nicht erforderlich.
- Dieser Werkstoff ist beständig gegenüber den meisten bekannten Chemikalien, ausgenommen geschmolzene Alkalimetalle.
- Der Werkstoff erfordert eine extrem glatte Spindeloberfläche (2 bis 4 Mikrozoll RMS), um sicher abzudichten. Bei einer Beschädigung der Spindel- oder Packungsoberfläche tritt eine Leckage auf.
- Empfohlene Temperaturgrenzen: -40 bis 232 °C (-40 bis 450 °F)
- Nicht für den Nuklearbereich geeignet, da PTFE leicht durch radioaktive Strahlung zerstört wird.

### 3.4.2 Laminierte und Kohlefaden-Graphit-Ringe

- Geeignet für alle Einsatzgebiete in Nuklearbereichen und bei hohen Temperaturen oder wenn ein niedriger Chloridgehalt gewünscht ist (Güteklasse GTN).
- Bietet leckagefreien Betrieb, hohe Wärmeleitfähigkeit und lange Lebensdauer, erzeugt aber eine hohe Spindelreibung und die daraus resultierende Hysterese.

- Unempfindlich gegenüber den meisten schwer zu handhabenden Prozessmedien und gegen hohe Strahlung.
- Geeigneter Temperaturbereich: Tieftemperaturen bis -198 °C (-325 °F)
- Eine Schmierung ist nicht erforderlich, aber ein verlängertes Oberteil oder ein Antriebsbügel aus Stahl sollten verwendet werden, wenn die Temperatur der Stopfbuchspackung 427 °C (800 °F) überschreitet.

### 3.4.3 U.S. Regulatorische Anforderungen für flüchtige Emissionen

Flüchtige Emissionen sind nicht von einem bestimmten Punkt ausgehende, flüchtige organische Emissionen, die durch Undichtigkeiten von Prozessanlagen entstehen. Die Verluste durch flüchtige Emissionen werden allein in den Vereinigten Staaten auf über 400 Millionen Pfund pro Jahr geschätzt. Strenge staatliche Vorschriften, die in den USA entwickelt wurden, schreiben Lecksuch- und Instandsetzungsprogramme (Leak Detection And Repair, LDAR) vor. Armaturen und Pumpen wurden als Hauptquellen für flüchtige Emissionen identifiziert. Bei Armaturen handelt es sich um Leckagen an die Atmosphäre aufgrund von Packungs- oder Dichtungsfehlern.

Die LDAR-Programme verlangen die Überwachung aller Armaturen (Regelung und Nicht-Regelung) in einem Intervall, das durch den Prozentsatz der Armaturen bestimmt wird, die über einen Schwellenwert von 500 ppmv undicht sind (einige Städte verwenden einen Grenzwert von 100 ppmv).

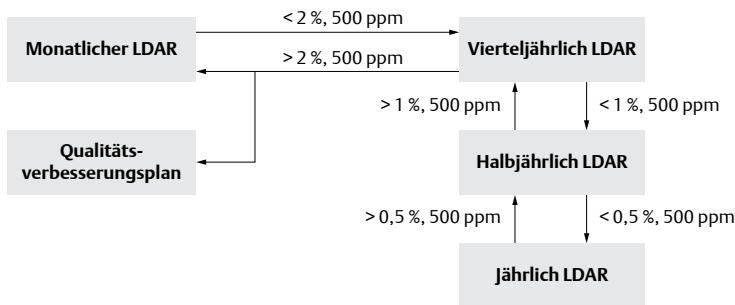


Abb. 3.25 Messhäufigkeit für Ventile zur Regelung von flüchtigen organischen Chemikalien (VOC)

Eine solche Leckage ist so gering, dass sie weder gesehen noch gehört werden kann. Für die Detektion solcher Leckagen ist der Einsatz von hochentwickelten tragbaren Überwachungsgeräten erforderlich. Die Detektion erfolgt durch die „Sniffing-Methode“ an der Ventilpackung nach Leckagen gemäß eines EPA-Protokolls (Environmental Protection Agency). Dies ist für die Industrie ein kostspieliger und aufwändiger Prozess.

Die Vorschriften sehen eine Verlängerung des Überwachungszeitraums auf bis zu einem Jahr vor, wenn die Anlage einen sehr geringen Anteil an undichten Armaturen nachweisen kann (weniger als 0,5 % der gesamten Armaturenpopulation). Die Möglichkeit, das Überwachungsintervall zu verlängern, ist in Abb. 3.25 dargestellt.

Packungssysteme, die für extrem niedrige Leckageanforderungen ausgelegt sind, verlängern ebenfalls die Lebensdauer und Leistung der Packung, um ein jährliches Überwachungsziel zu unterstützen. Das Packungssystem ENVIRO-SEAL ist ein Beispiel. Die verbesserten Dichtungen beruhen auf vier wichtigen Konstruktionsprinzipien: die Eindämmung des biegsamen Dichtungswerkstoffes durch eine Anti-Extrusionskomponente, die korrekte Ausrichtung der Ventilspindel bzw. -welle innerhalb der Ventiloberteilbohrung, die Anwendung einer konstanten Packungsspannung durch Tellerfedern und die Minimierung der Anzahl der Dichtungsringe, um Verfestigung, Reibung und thermischer Ausdehnung zu reduzieren.

Der traditionelle Auswahlprozess für eine Armatur bedeutete die Auswahl einer Ventilkonstruktion auf Grundlage ihrer Druck- und Temperaturfähigkeiten,

Durchflusseigenschaften und der Werkstoffkompatibilität. Welche Ventilspindelpackung in der Armatur zum Einsatz kam, wurde in erster Linie durch die Betriebstemperatur im Bereich der Stopfbuchse bestimmt. Zur Auswahl standen PTFE für Temperaturen unter 93 °C (200 °F) und Graphit für Anwendungen bei höheren Temperaturen.

Heute ist die Auswahl eines Packungssystems aufgrund einer Reihe von Überlegungen sehr viel aufwändiger geworden.

### 3.4.4 Globale Standards für flüchtige Emissionen

ISO 15848 ist die Norm der Internationalen Organisation für Normung (ISO) für Mess-, Prüf- und Qualifizierungsverfahren für flüchtige Emissionen von Industriearmaturen. ISO 15848-1 ist ein Klassifizierungssystem und eine Qualifikation für die Typprüfung von Armaturen, das geschaffen wurde, um die Klassifizierung der Leistung verschiedener Entwürfe für flüchtige Emissionen zu ermöglichen und die Typprüfung für die Bewertung und Qualifizierung von Armaturen zu definieren, in denen Normen für flüchtige Emissionen festgelegt sind.

Die Typprüfung bedeutet, dass eine Qualifikationsprüfung an einer Armaturen- und Packungskonstruktion durchgeführt wird und jede Qualifikation an alle in dieser Ausführung hergestellten Armaturen weitergegeben wird. Die Typprüfung unterscheidet sich von der Produktionsprüfung nach ISO 15848-2. Diese ist eine Qualifikationsprüfung, die zum Zeitpunkt der Montage durchgeführt wird und für mehr als eine Armatureinheit vorgeschrieben werden kann.

ISO 15848-1 gilt sowohl für Stellventile als auch für Absperrventile (Auf/Zu). Die mechanischen Zyklusanforderungen dieser beiden Armaturentypen sind unterschiedlich, wie in Abb. 3.26 dargestellt. Mechanische Zyklen werden bei 10 % des vollen Stellwegs zu beiden Seiten des 50-%-Stellwegs für Stellventile und des vollen Stellwegs für Absperrventile ausgeführt.

Wie andere Normen für flüchtige Emissionen sieht die ISO 15848-1 eine Qualifikationsprüfung vor, die mehrere Kombinationen von Leckageklassen, Wärmezyklen und mechanischen Zyklen umfasst. Es gibt jedoch einige deutliche Unterschiede zwischen der ISO 15848-1 und den Anforderungen der US-Regierung sowie US-amerikanischen Normen wie LDAR und ANSI/FCI 91-1 für die Qualifizierung von Ventilspindel- bzw. -wellendichtungen.

Armaturen- typ	Mechanische Zyklusklasse	Mechanische Zyklus-anfor- derungen	Temp. Zyklen
Stellventil	CC1	20.000	2
	CC2	60.000	3
	CC3	100.000	4
Absperr- ventil	CO1	205	2
	CO2	1.500	3
	CO3	2.500	4

Abb. 3.26 ISO 15848-1 Qualifikationsanforderungen

ANSI/FCI 91-1 verlangt die „Sniffing-Methode“ nach EPA-Methode 21 für eine „ppm“-Konzentrationsmessung und führt 100 ppm und 500 ppm mit verschiedenen Zyklusklassen auf, wie in Abb. 3.29 dargestellt.

ISO 15848-1 gibt in Anhang A der Norm beschriebene Messmethoden an, entweder für den Unterdruck oder für das Spülen von „Totalleckagen“.

Die Leckage wird als Leckrate pro gemessener Spindelgröße erfasst. Keine dieser Methoden kann mit der EPA-Methode 21 („Sniffing-Methode“) korreliert werden und ISO 15848-1 besagt, dass keine Korrelation zwischen den Dichtheitsklassen vorgesehen ist, wenn die

Testflüssigkeit Helium oder Methan ist. Siehe Abbildungen 3.27 und 3.28.

ISO 15848-1 Dichtigkeits- klasse	Gem. Leckrate (Anhang A)	
	mg.s-1.m-1 des Spindel- durchmessers	atm.cm3.s- 1.mm-1 des Spindel- durchmessers
AH	$< 10^{-5}$	$< 1,76 \times 10^{-7}$
BH	$< 10^{-4}$	$< 1,76 \times 10^{-6}$
CH	$< 10^{-2}$	$< 1,76 \times 10^{-4}$

*Hinweis: Die Dichtigkeitsklasse A wird in der Regel nur mit einem Faltenbalg erreicht.*

*Hinweis: Die Dichtigkeitsklassen können mit „BH“ oder „BM“ usw. gekennzeichnet sein. Dies gibt das Prüfmedium an. „H“ kennzeichnet, dass die Prüfung mit Helium als Medium für die Dichtigkeitsrate verwendet wurde. „M“ kennzeichnet, dass die Prüfung mit Methan unter Verwendung der EPA Methode 21 durchgeführt wurde.*

Abb. 3.27 ISO 15848-1 Gemessene Leckrate

ISO 15848-1 Dichtigkeitsklassen	Gemessene Leckkonzentration (Anhang B, „Sniffing-Methode“ gemäß EPA Methode 21)
AM	$< 50$ ppm
BM	$< 100$ ppm
CM	$< 500$ ppm

*Hinweis: Die Dichtigkeitsklasse A wird in der Regel nur mit einem Faltenbalg erreicht.*

*Hinweis: Die Dichtigkeitsklassen können mit „BH“ oder „BM“ usw. gekennzeichnet sein. Dies gibt das Prüfmedium an. „H“ kennzeichnet, dass die Prüfung mit Helium als Medium für die Dichtigkeitsrate verwendet wurde. „M“ kennzeichnet, dass die Prüfung mit Methan unter Verwendung der EPA Methode 21 durchgeführt wurde.*

Abb. 3.28 ISO 15848-1 Gemessene Leckkonzentration

Heute ist die Wahl eines Packungssystems für eine Armatur aufgrund einer Reihe von Überlegungen sehr viel aufwändiger. So sind beispielsweise die Anforderungen an die Emissionskontrolle – wie sie im Clean Air Act in den USA und in der ISO 15848 weltweit vorgeschrieben sind – in Hinblick auf die Dichtigkeit deutlich strenger. Ständige Forderungen nach verbesserter Prozessleistung bedeuten auch, dass das Packungssystem einer Armatur die Leistung nicht beeinträchtigen darf. Und der heutige Trend zu längeren Wartungsintervallen macht es erforderlich, dass Packungssysteme für Armaturen über längere Zeiträume die erforderliche Dichtigkeit bieten.

Angesichts der Vielzahl von Armaturenanwendungen und Einsatzbedingungen in der Industrie sind diese Variablen (Dichtigkeit,

Class	Mechanische Zyklen (100 % des Stellwegs)	Thermische Zyklen	Max. Spindelundichtigkeit gem. EPA Methode 21
A1	100.000	3	100 ppm
A2	100.000	3	500 ppm
B1	25.000	3	100 ppm
B2	25.000	3	500 ppm

Abb. 3.29 FCI 91-1 Dichtheitsklasse – Zusammenfassung

Betriebsreibung, Lebensdauer) nur schwer zu quantifizieren und zu vergleichen. In den Abb. 3.31 und 3.32 wird ein technischer Ansatz zur relativen Bewertung der Eignung und Leistung von Packungssystemen verwendet. Aber zunächst erfordert das richtige Verständnis der Tabellen eine Erklärung der Handelsnamen.

### 3.4.5 Einzel-PTFE V-Ring-Packung

Jeder einzelne PTFE-V-Ring verwendet eine Schraubenfeder zwischen Packung und Packungsring. Er erfüllt die 100-ppmv-Kriterien für Hubventile, vorausgesetzt, dass der Druck 20,7 bar (300 psi) nicht übersteigt und die Temperatur zwischen -18 °C und 93 °C (0 °F und 200 °F) liegt. Einzelne PTFE-V-Ring-Packungen haben keine niedrigen Emissionskriterien für Drehventile. Sie bieten eine sehr gute Abdichtung bei geringster Betriebsreibung. Siehe Abb. 3.30.

### 3.4.6 ENVIRO-SEAL PTFE-Packung

Das ENVIRO-SEAL PTFE-Packungssystem ist eine fortschrittliche Packungsmethode, die eine kompakte und langlebige Federkonstruktion verwendet, die für Umweltanwendungen bis zu 51,7 bar (750 psi) und 232 °C (450 °F) geeignet ist.

Obwohl die ENVIRO-SEAL-PTFE-Packung grundsätzlich als emissionsminderndes Packungssystem gedacht ist, eignet es sich auch für nicht umweltbezogene Einsatzbereiche, in denen auf hohe Temperaturen und Drücke auftreten. Dies bringt den Vorteil einer längeren, dauerhaften Betriebsdauer sowohl bei Hub- als auch bei Drehventilen mit sich. Siehe Abb. 3.31.

### 3.4.7 ENVIRO-SEAL Duplex-Packung

Dieses spezielle Packungssystem bietet die Möglichkeit, sowohl PTFE- als auch Graphitkomponenten zu einer reibungsarmen, emissionsarmen und feuersicheren Lösung (API-Standard 589) für Einsatzbereiche mit Prozesstemperaturen bis 232 °C (450 °F) in Hubventilen zu verarbeiten. Drehventile sind mit der ENVIRO-SEAL Duplex-Packung nicht verfügbar. Siehe Abb. 3.32.

### 3.4.8 ISO-Dichtung PTFE-Packung

Dieses Packungssystem ist für Drücke ausgelegt, die die Möglichkeiten der ENVIRO-SEAL PTFE-Packung für umweltbezogene Einsatzbereiche übersteigen. Es kann sowohl für Hub- als auch für Drehventile verwendet werden.

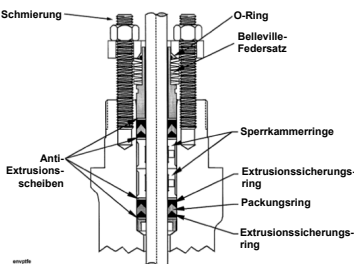


Abb. 3.30 Einzel-PTFE V-Ring-Packung

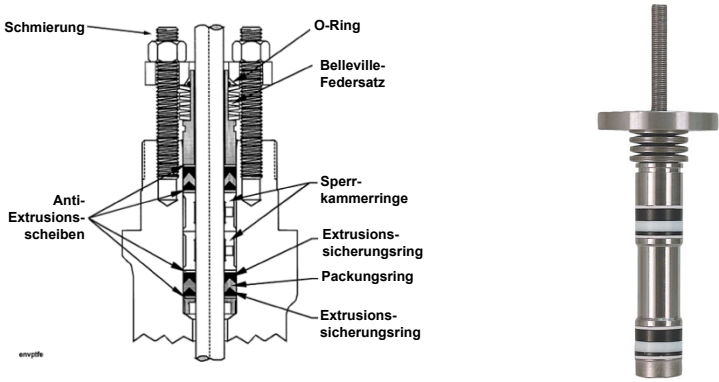


Abb. 3.31 ENVIRO-SEAL PTFE-Packungssystem

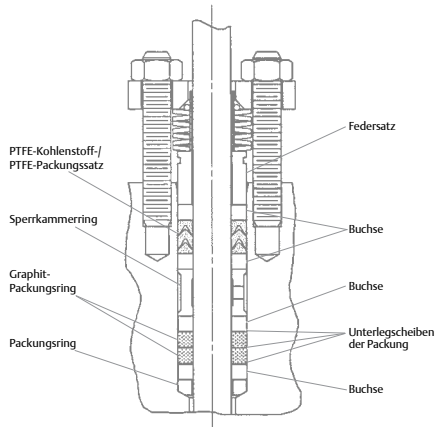


Abb. 3.32 ENVIRO-SEAL Duplex-Packungssystem (PTFE und Graphit)

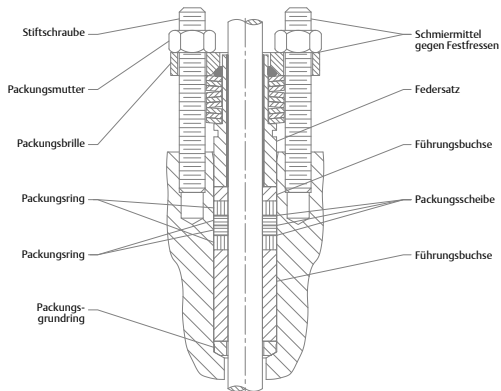


Abb. 3.33 ENVIRO-SEAL Graphit-ULF-Packungssystem

### 3.4.9 ENVIRO-SEAL Graphit-ULF

Dieses Packungssystem ist in erster Linie für umweltbezogene Einsatzbereiche bei Temperaturen über 232 °C (450 °F) ausgelegt. Das patentierte ULF-Packungssystem umfasst sehr dünne PTFE-Schichten innerhalb der Packungsringe sowie dünne PTFE-Scheiben zu beiden Seiten der Packungsringe. Diese strategische Platzierung von PTFE minimiert Regelungsprobleme, reduziert die Reibung, fördert die Dichtigkeit und verlängert die Lebensdauer des Packungssatzes. Siehe Abb. 3.33.

### 3.4.10 HIGH-SEAL Graphit-ULF

Dieses Packungssystem ist identisch mit dem ENVIRO-SEAL Graphit-ULF-Packungssystem unterhalb der Packungsmanschette. Das HIGH-SEAL-System verwendet hochbelastbare Tellerfedern mit großem Durchmesser. Diese Federn bieten einen zusätzlichen Weg für die Manschette und können mit einer Lastwaage zur optischen Anzeige der Packungslast und des Verschleißes kalibriert werden.

### 3.4.11 ISO-Dichtung Graphit-Packung

Dieses Packungssystem ist für Temperaturen ausgelegt, die die Möglichkeiten der ENVIRO-SEAL Graphit-ULF-Packung übersteigen. Es kann von -46 °C bis 400 °C (-50 °F bis 752 °F) für umweltbezogene Einsatzbereiche verwendet werden. Es kann sowohl für Hub- als auch für Drehventile verwendet werden.

### 3.4.12 ENVIRO-SEAL Graphit für Drehventile

ENVIRO-SEAL-Graphit-Packungen sind für umweltbezogene Einsatzbereiche von -6 °C bis 316 °C (20 °F bis 600 °F) ausgelegt, oder für Einsatzbereiche, bei denen es auf Feuersicherheit ankommt. Diese Packungen können bei Drücken bis zu 103 bar (1500 psi) eingesetzt werden und erfüllen dennoch die 100-ppmv-Leckagekriterien der EPA. Bei nicht-umweltbezogenen Einsatzbereichen können diese Packungen bei Temperaturen bis 371 °C (700 °F) verwendet werden. Siehe Abb. 3.34.

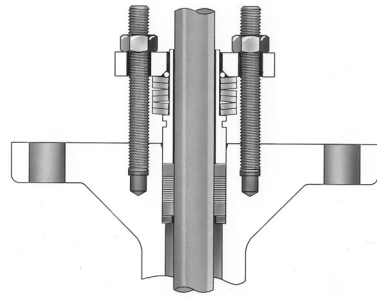


Abb. 3.34 ENVIRO-SEAL Graphit-Packungssystem für Drehventile

### 3.4.13 Graphitband für Drehventile

Die Graphitband-Packung ist für nicht-umweltbezogene Einsatzbereiche ausgelegt, die einen breiten Temperaturbereich von -198 °C bis 538 °C (-325 °F bis 1000 °F) abdecken.

### 3.4.14 Auswahl eines Hubventil-Packungssystems in umweltbezogenen Einsatzbereichen

Abb. 3.35 zeigt einen Vergleich der verschiedenen Auswahlmöglichkeiten für Hubventil-Packungssysteme und eine relative Rangfolge in Bezug auf die Dichtheitsleistung, Lebensdauer und Packungsreibung für umweltbezogene Einsatzbereiche. Geflochtene Graphit-Kohlefaden- und Doppel-PTFE-Packungssysteme sind für die Abdichtung in umweltbezogenen Einsatzbereichen nicht akzeptabel.

### 3.4.15 Auswahl eines Drehventil-Packungssystems in umweltbezogenen Einsatzbereichen

Abb. 3.36 gilt entsprechend für Drehventile. Bei Drehventilen eignen sich bestimmte PTFE- und Graphitband-Packungen nicht als Abdichtungslösungen bei flüchtigen Emissionen.

Mit diesen Spindel- bzw. Wellenabdichtungstechnologien kann eine Kontrolle der flüchtigen Emissionen und eine Reduzierung der Kosten für die Einhaltung von Vorschriften durch die Industrie erreicht werden.

Packungssystem	Max. Druck- und Temperaturgrenzwerte für umweltbezogene Einsatzbereiche <sup>(1)</sup>		Dichtring Funktions-sicherheits-Index	Standzeit-Index	Packungsrei-bung
	Benutzerdefiniert U.S.	Metrisch			
Einzel-PTFE V-Ring	300 psi 0 bis 200 °F	20,7 bar -18 bis 93 °C	Besser	Lang	Sehr gering
ENVIRO-SEAL PTFE	750 psi -50 bis 450 °F	1,7 bar -46 bis 232 °C	Überlegen	Sehr lang	Niedrige
ISO-Dichtung PTFE	6000 psig -50 bis -450 °F	414 bar -46 bis 232 °C	Überlegen	Sehr lang	Niedrige
ENVIRO-SEAL Duplex	750 psi -50 bis -450 °F	51,7 bar -46 bis 232 °C	Überlegen	Sehr lang	Niedrige
ENVIRO-SEAL Graphit-ULF	1500 psi 20 bis 600 °F	103 bar -7 bis 315 °C	Überlegen	Sehr lang	Mittel
ISO-Dichtung Graphit	3365 psig -50 bis 752 °F	232 bar -46 bis 400 °C	Überlegen	Sehr lang	Mittel

1. Die aufgeführten Werte dienen nur zur Orientierung. Diese Orientierungswerte können überschritten werden, in diesem Fall kann aber eine verkürzte Lebensdauer der Packung oder eine erhöhte Leckage die Folge sein. Die aufgeführten Temperaturwerte beziehen sich auf die tatsächliche Packungstemperatur, nicht auf die Prozesstemperatur.

Abb. 3.35 Auswahl eines Hubventil-Packungssystems in umweltbezogenen Einsatzbereichen

Packungssystem	Max. Druck- und Temperaturgrenzwerte für umweltbezogene Einsatzbereiche <sup>(1)</sup>		Dichtring Funktionssicherheits-Index	Standzeit-Index	Packungsrei-bung
	Benutzerdefiniert U.S.	Metrisch			
ENVIRO-SEAL PTFE	750 psi -50 bis 450 °F	103 bar -46 bis 232 °C	Überlegen	Sehr lang	Niedrige
ENVIRO-SEAL Graphit	1500 psi 20 bis 600 °F	103 bar -18 bis 315 °C	Überlegen	Sehr lang	Mittel
ISO-Dichtung Graphit	1500 psig -50 bis 752 °F	103 bar -46 bis 400 °C	Überlegen	Sehr lang	Mittel

1. Die aufgeführten Werte dienen nur zur Orientierung. Diese Orientierungswerte können überschritten werden, in diesem Fall kann aber eine verkürzte Lebensdauer der Packung oder eine erhöhte Leckage die Folge sein. Die aufgeführten Temperaturwerte beziehen sich auf die tatsächliche Packungstemperatur, nicht auf die Prozesstemperatur.

Abb. 3.36 Auswahl eines Drehventil-Packungssystems in umweltbezogenen Einsatzbereichen



Abb. 3.37 Kennlinien-Käfige für Durchgangventil

Obwohl ENVIRO-SEAL-Packungssysteme speziell für Einsatzbereiche mit flüchtigen Emissionen entwickelt wurden, können diese Technologien auch für alle Bereiche in Betracht gezogen werden, bei denen die Dichtigkeitsleistung und Lebensdauer der Dichtungen ein ständiges Problem oder ein Problem der Wartungskosten waren. ■

### 3.5 Kennlinien von käfiggeführten Ventilkörpern

Bei Ventilkörpern mit Käfigführung bestimmt die Form der Durchflussöffnungen oder „Fenster“ in der Wand des zylindrischen Käfigs die Durchflusskennlinie. Wenn sich der Ventilkegel vom Sitzring weg bewegt, werden die Käfigfenster geöffnet, um den Durchfluss durch die Armatur zu ermöglichen. Standardkäfige sind so konzipiert, dass sie eine lineare, gleichprozentige und schnellöffnende inhärente Durchflusskennlinie erzeugen. Kundenspezifische Kennlinien sind ebenfalls möglich. Beachten Sie die Unterschiede in der Form der in Abb. 3.37 gezeigten Käfigfenster. Der Durchfluss/das Stellwegverhältnis von Ventilen mit diesen Käfigen ist entweder eine lineare, schnellöffnende oder gleichprozentige Kennlinie, die für konturierte Ventilkegel gezeigt wird (siehe Abb. 3.38).

Die Innengarnitur von käfiggeführten Ventilen ermöglicht eine einfache Änderung der Durchflusskennlinie durch Einbau eines anderen Käfigs. Der Austausch von Käfigen zum Erzeugen einer anderen inhärenten Durchflusskennlinie erfordert keinen Austausch des Ventilkegels oder des Sitzrings. Die dargestellten Standardkäfige können sowohl mit druckentlasteten als auch mit nicht druckentlasteten Innengarnituren verwendet werden. Weichsitze sind bei Bedarf als Halterungseinsatz im Sitzring erhältlich. Diese Option ist unabhängig von der Käfig- oder Ventilkelgelauswahl.

Die Austauschbarkeit des Käfigs kann auf spezielle Käfigkonstruktionen ausgeweitet werden, die eine Lärmdämpfung bieten oder der Kavitation entgegenwirken. Diese Käfige weisen in der Regel eine lineare inhärente Durchflusskennlinie auf, erfordern aber eine bestimmte Strömungsrichtung durch die Käfigöffnungen. Daher kann es erforderlich

sein, den Ventilkörper in der Rohrleitung umzudrehen, um die richtige Durchflussrichtung zu erhalten.

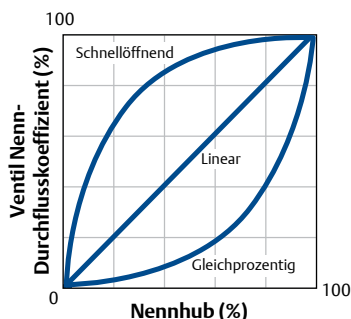


Abb. 3.38 Inhärente Strömungseigenschaften

#### 3.5.1 Kennlinien-Ventilkegel

Der Ventilkegel, der bewegliche Teil eines Durchgangsventils, sorgt für eine variable Drosselung des Durchflusses. Ventilkegel sind jeweils so ausgelegt, dass sie entweder eine bestimmte Durchflusskennlinie aufweisen, eine bestimmte Art der Führung oder Ausrichtung mit dem Sitzring ermöglichen oder eine bestimmte Absperr- oder Schadensfestigkeit bieten.

Die Kontur der Ventilkegel­fläche neben dem Sitzring bestimmt maßgeblich die inhärente Durchflusskennlinie eines kegelstumpfförmigen Stellventils. Während der Antrieb den Ventilkegel durch seinen Stellweg bewegt, verändert sich der freie Durchflussbereich je nach Kontur des Ventilkegels in Größe und Form.

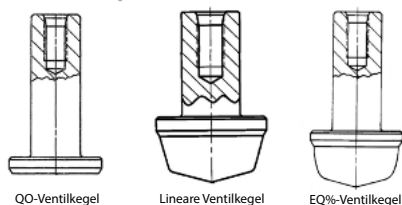


Abb. 3.39 Verschieden konturierte Ventilkegel­flächen für unterschiedliche Strömungseigenschaften

Wird ein konstanter Differenzdruck über die Armatur gehalten, kann das sich ändernde Verhältnis zwischen dem Prozentsatz der maximalen Durchflussmenge und dem Prozentsatz des gesamten Stellwegbereichs dargestellt werden (Abb. 3.38). Dies wird als inhärente Strömungseigenschaft des Ventils bezeichnet.

Häufig spezifizierte inhärente Durchflusskennlinien sind linear, gleichprozentig und schnellöffnend. Diese werden in Kapitel 5 ausführlich beschrieben. ■

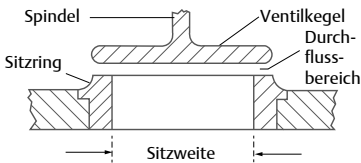


Abb. 3.40 Typische Konstruktion für eine schnellöffnende Durchflusskennlinie

### 3.6 Führung des Ventilkegels

Eine exakte Führung des Ventilkegels ist für die korrekte Ausrichtung auf dem Sitzring und einer effizienten Regelung des Prozessmediums unbedingt erforderlich. Die am häufigsten verwendeten Methoden und ihre Namen sind in der Regel selbsterklärend.

**Käfigführung:** Der Außendurchmesser des Ventilkegels liegt über den gesamten Stellweg nahe an der Innenwandfläche des zylindrischen Käfigs. Da Ventiloberteil, -käfig und Sitzring selbstausrichtend auf der Einheit sitzen, ist eine korrekte Ausrichtung von Ventilkegel und Sitzring beim Schließen des Ventils gewährleistet.

**Obere und untere Kegelführung:** Die Ausrichtung des Ventilkegels erfolgt über Führungsbuchsen im Oberteil und im Bodenflansch (siehe Abb. 3.5). Diese Art der Führung wird im Allgemeinen bei Zweisitz-Konstruktionen verwendet.

**Anschlussführung:** Die Ausrichtung des Ventilkegels erfolgt von einem Anschluss im Ventilkörper. ■

### 3.7 Stellventil-Innengarnitur mit eingeschränktem Durchfluss

Die meisten Hersteller von Stellventilen bieten Ventile auch mit Innengarnituren für einen reduzierten oder eingeschränkten Durchfluss an. Ein reduzierter Durchfluss kann aus einem der folgenden Gründe wünschenswert sein:

- Eine Innengarnitur mit eingeschränktem Durchfluss kann es möglich machen, einen Ventilkörper zu wählen, der ausreichend groß ist, um den zukünftigen Durchflussanforderungen gerecht zu werden. Da Ventiloberteil, -käfig und Sitzring selbstausrichtend auf der Einheit sitzen, ist eine korrekte Ausrichtung von Ventilkegel und Sitzring beim Schließen des Ventils gewährleistet.
- **Obere Kegelführung:** Die Ausrichtung des Ventilkegels erfolgt durch eine einzige Führungsbuchse im Ventiloberteil bzw. Ventilkörper oder durch die Stopfbuchspackung.
- **Spindelführung:** Die Ausrichtung des Ventilkegels zum Sitzring erfolgt über eine Führungsbuchse im Ventiloberteil, die auf die Kegelspindel wirkt.
- Große Ventilkörper mit Innengarnituren mit eingeschränktem Durchfluss können verwendet werden, um die Ein- und Austrittsgeschwindigkeit des Prozessmediums zu reduzieren.
- Der Kauf teurer Rohrleitungsreduzierer kann vermieden werden.
- Überdimensionierungsfehler können durch die Verwendung einer Innengarnitur mit eingeschränktem Durchfluss korrigiert werden.

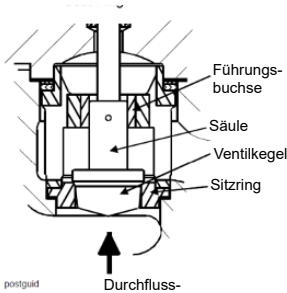
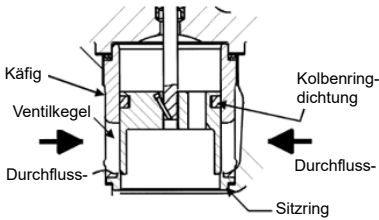


Abb. 3.41 Querschnitt durch Absperrventile mit Käfigführung und Käfigführung

Herkömmliche Durchgangsventilkörper können mit kleineren Sitzringen als normal und mit Ventilkegeln ausgestattet werden, die für diese kleineren Sitze ausgelegt sind. Bei Ventilen mit käfiggeführter Innengarnitur wird der eingeschränkte Durchfluss häufig dadurch erreicht, dass Ventilkegel-, Käfig- und Sitzringteile einer kleineren Ventillinnenweite gleicher Bauart und Adapterstücke oberhalb des Käfigs und

unterhalb des Sitzringes verwendet werden, um diese kleineren Bauteile mit dem Ventilkörper zu verbinden (Abb. 3.42). Da der Betrieb mit eingeschränktem Durchfluss nicht ungewöhnlich ist, bieten die meisten Hersteller schnell verfügbare Innengarniturkombinationen an, mit denen die gewünschte Funktion erfüllt werden kann. ■

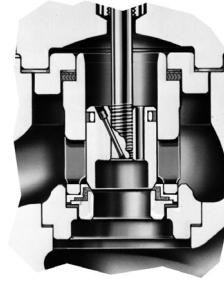


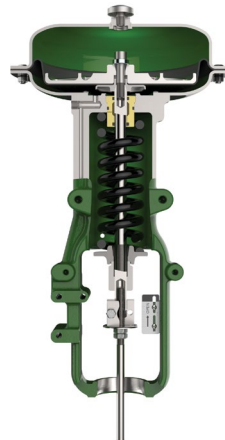
Abb. 3.42 Adapter-Methode für einen eingeschränkten Durchfluss

### 3.8 Stellantriebe

Pneumatisch betätigte Stellantriebe sind heutzutage der gängigste Typ, aber auch elektrische, hydraulische und manuelle Antriebe sind weit verbreitet. Der pneumatische Feder/Membran-Antrieb wird aufgrund seiner Zuverlässigkeit und Einfachheit in der Konstruktion am häufigsten angegeben. Pneumatisch betätigte Kolbenantriebe bieten eine hohe



Direkt wirkend



Umgekehrt wirkend

Abb. 3.43 Membranstellantriebe

Spindelkraftabgabe für anspruchsvolle Betriebsbedingungen. Anpassungen von sowohl Feder/Membran- als auch pneumatischen Kolbenantrieben sind für den direkten Anbau an Drehstellventile erhältlich.

### 3.8.1 Membranstellantriebe

- Pneumatisch betätigte Membranantriebe nutzen die Luftzufuhr von Steuereinheiten, Stellungsreglern oder anderen Quellen.
- Die verschiedenen Ausführungen umfassen: Direktwirkend – hier drückt der steigende Luftdruck die Membran nach unten und die Antriebsspindel fährt aus (Abb. 3.43).
- Umgekehrt wirkend – hier drückt der steigende Luftdruck die Membran nach oben und die Antriebsspindel fährt ein (Abb. 3.43).
- Reversierbar – bei dem die Antriebe entweder direkt oder umgekehrt wirkend montiert werden können (Abb. 3.44).
- Direkt wirkende Einheit für Drehventile – hier drückt der steigende Luftdruck auf die Membran, die je nach Ausrichtung des Antriebshebels auf der Welle die Armatur entweder öffnet oder schließt (siehe Abb. 3.45).
- Die Netto-Stellkraft ist die Differenz zwischen der Membrankraft und der entgegen wirkenden Federkraft.
- Geformte Membranen bieten eine lineare Leistung und längere Stellwege.
- Die erforderliche Stellkraft und der verfügbare Zuluftdruck bestimmen die Größe.
- Membranstellantriebe sind einfach, zuverlässig und wirtschaftlich.

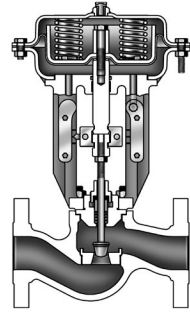


Abb. 3.44 Vor Ort reversierbarer Mehrfeder-Stellantrieb



Abb. 3.45 Membran-Stellantrieb für Drehventil

### 3.8.2 Kolbenstellantriebe

- Kolbenantriebe werden pneumatisch mit Hochdruckanlagenluft bis zu 10,3 bar (150 psig) betrieben, wodurch ein Zuluftdruckregler häufig überflüssig wird.
- Kolbenantriebe bieten maximale Stellkraft und schnelle Stellzeiten.
- Kolbenantriebe sind doppelt wirkend, um maximale Stellkraft in beide Richtungen zu erzeugen, oder federrückstellend, um einen Betrieb mit Sicherheitsstellung AUF oder Sicherheitsstellung ZU zu gewährleisten (Abb. 3.46).
- Zur Positionierung eines doppelt wirkenden Kolbens bei einem Ausfall des Versorgungsdrucks können verschiedene Zubehörteile wie beispielsweise pneumatische Auslöseventile und Absperrsysteme eingebaut werden.

- Weitere Ausführungen für den Einsatz mit Drehventilen umfassen eine Gleitringdichtung am unteren Ende des Zylinders. Dadurch kann sich die Antriebsstange seitlich sowie nach oben und unten bewegen, ohne dass der Zylinderdruck entweicht. Diese Funktion ermöglicht den direkten Anschluss der Antriebsstange an den auf der Drehventilwelle montierten Antriebshebel, wodurch ein Gelenk oder eine Quelle für einen Bewegungsverlust vermieden wird.



Abb. 3.46 Stellventil mit doppelt wirkendem Kolbenantrieb



Abb. 3.47 Stellventil mit Scotch-Yoke-Kolbenantrieb

- Handbetätigte Antriebe sind in verschiedenen Nennweiten sowohl für Durchgangsventile als auch für Drehventile erhältlich.
- Für einige Modelle sind auch Messuhren lieferbar, die eine genaue Neupositionierung des Ventilkegels bzw. des Klappenblattes ermöglichen.
- Handbetätigte Antriebe sind wesentlich kostengünstiger als automatische Antriebe.

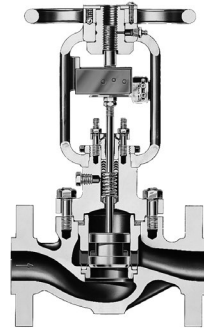


Abb. 3.48 Handbetätigter Stellantrieb für Hubventile

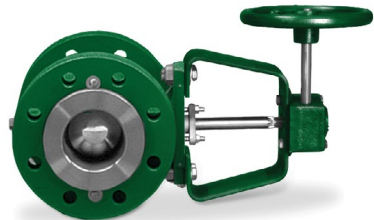


Abb. 3.49 Handbetätigter Stellantrieb für Drehventile

### 3.8.3 Handbetätigte Stellantriebe

- Handbetätigte Antriebe werden überall dort eingesetzt, wo keine automatische Regelung erforderlich ist, aber dennoch eine einfache Bedienung und eine gute handbetätigte Regelung gefordert sind (Abb. 3.48 und 3.49). Sie werden häufig zur Ansteuerung des Bypassventils in einem Bypasskreis mit drei Ventilen um Stellventile verwendet, um den Prozess während Wartungsarbeiten oder bei Abschaltung der Automatik regeln zu können.



Abb. 3.50 Zahnstangen-Stellantrieb

### 3.8.4 Zahnstangen-Stellantriebe

Zahnstangen-Stellantriebe bieten eine kompakte und wirtschaftliche Lösung für Drehventile (Abb. 3.44). Aufgrund des Nachlaufs werden sie in der Regel für den Auf/Zu-Betrieb oder dort eingesetzt, wo die Prozessvariabilität keine Rolle spielt.

### 3.8.5 Elektrische Stellantriebe

Bei elektrischen Stellantrieben wird der Ventilkegel durch einen Elektromotor und eine Getriebeuntersetzung bewegt (Abb. 3.51 und 3.52). Während elektrische Antriebe traditionell auf den Auf/Zu-Betrieb beschränkt sind, können einige Antriebe heutzutage auch kontinuierlich regeln. Der Einsatz von bürstenlosen Motoren in elektrischen Stellantrieben kann die Möglichkeit eines Motorbrands beim schnellen Ein- und Ausschalten des Motors reduzieren oder beseitigen. Der Anschaffungspreis liegt weiterhin tendenziell über dem für eine pneumatische Betätigung. Der Hauptanwendungsbereich einer elektrischen Betätigung liegt in Bereichen, in denen eine Instrumentenluft nicht ohne weiteres zur Verfügung steht oder in denen eine zu geringe Anzahl an Ventilen vorhanden ist, um die Kosten einer Kompressoranlage zu rechtfertigen. ■



Abb. 3.51 Elektrischer Stellantrieb für Hubventil



Abb. 3.52 Elektrischer Stellantrieb für Drehventil



# Kapitel 4

## Stellventile – Zubehör



Moderne Regelsysteme von heute nutzen eine elektronische Signalisierung, um das Stellventil zu öffnen, zu schließen oder zu drosseln. Zusätzlich nutzen diese Systeme Stellungsrückmelder und Diagnoseinformationen, um die Funktion des Stellventils zu überprüfen. Darüber hinaus variieren die Leistungserwartungen an Stellventile in Bezug auf Stellzeit, Genauigkeit, Stabilität, Zuverlässigkeit und Sicherheit je nach Anforderung an die Prozessregelung. Da Stellventile in vielen verschiedenen und einzigartigen Bereichen eingesetzt werden, ist häufig ein Stellventilzubehör erforderlich. Zubehör ist die breite Kategorie von Geräten, die direkt mit einem Stellventil verbunden werden.

Es gibt fünf grundlegende Gründe, warum ein Stellventil mit Instrumentierungen und Zubehör ausgestattet wird:

- Verbesserung der Prozessregelung
- Verbesserung der Prozess- oder der Personalsicherheit
- Verbesserung der Ventilleistung oder des Ansprechverhaltens
- Überwachung oder Überprüfung des Ansprechverhaltens
- Diagnostizierung potenzieller Ventilstörungen

## 4.1 Umgebungs- und anwendungsbezogene Überlegungen

Industrieanlagen, Fabriken, Bergwerke und Mühlen sind aufgrund ihrer geografischen Lage und der mit der Herstellung ihrer Produkte verbundenen Prozesse in der Regel rauen Umweltbedingungen ausgesetzt. Daher müssen auch die Ventile und Instrumente in diesen Anlagen robust und zuverlässig sein.

Die Umgebungstemperaturen für die Instrumentierung reichen von -60 bis 125 °C (-76 bis 257 °F). Korrosive Atmosphären wie z. B. Salzwasser und chemische Beanspruchung können Werkstoffe aus Edelstahl oder Kunstharz erforderlich machen. Starke Vibrationen können eine robuste Gerätemontage, stabile interne Mechanismen oder die Möglichkeit einer abgesetzten Montage erfordern. Hohe

Luftfeuchtigkeit kann zu Korrosion führen, so dass ein Schutz der elektronischen Bauteile erforderlich werden kann. In explosionsgefährdeten Bereichen mit gasförmiger oder staubhaltiger Atmosphäre kann eine Instrumentierung erforderlich sein, die nach Schutzkonzepten wie z. B. druckfest, explosionsgeschützt, eigensicher oder nicht zündfähig ausgelegt ist. Diese Umgebungs- und anwendungsbezogenen Überlegungen sollten bei der Auswahl des richtigen Stellventilzubehörs berücksichtigt werden. ■

## 4.2 Stellungsregler

Ein übliches Zubehör für Stellventile ist der Ventilstellungsregler, kurz auch Stellungsregler genannt. Die grundlegende Funktion eines Stellungsreglers besteht darin, dem Stellantrieb Druckluft zuzuführen, so dass die Stellung der Ventilspindel bzw. -welle dem Sollwert des Regelungssystems entspricht. Stellungsregler werden in der Regel dort eingesetzt, wo eine Armatur eine Drosselfunktion ausführt. Ein Stellungsregler erfordert eine Stellungsrückmeldung von der Ventilspindel bzw. -welle, und liefert einen pneumatischen Druck an den Stellantrieb, um die Armatur zu öffnen oder zu schließen. Der Stellungsregler muss auf oder in der Nähe des Stellventils montiert werden. Es gibt drei Hauptkategorien von Stellungsreglern, abhängig von der Art des Steuersignals, der Diagnosefähigkeit und des Kommunikationsprotokolls.

### 4.2.1 Pneumatische Stellungsregler

Die erste Kategorie von Stellungsreglern sind pneumatische Stellungsregler. Alte Verarbeitungseinheiten können pneumatische Drucksignale als Regelungssollwert für Stellventile verwenden. Der Druck wird im Allgemeinen zwischen 20,7 und 103 kPa (3 bis 15 psig) moduliert, um die Armatur von 0 bis 100 % zu bewegen.

Bei einem allgemeinen pneumatischen Stellungsregler (Abb. 4.1) wird die Stellung der Ventilspindel oder -welle mit der Stellung eines Faltenbalges verglichen, der das pneumatische Stellsignal empfängt. Bei steigendem Eingangssignal dehnt sich der Faltenbalg aus und bewegt eine Welle. Die Welle schwenkt um eine Eingangsachse, die eine Prallplatte näher zur Düse bewegt.

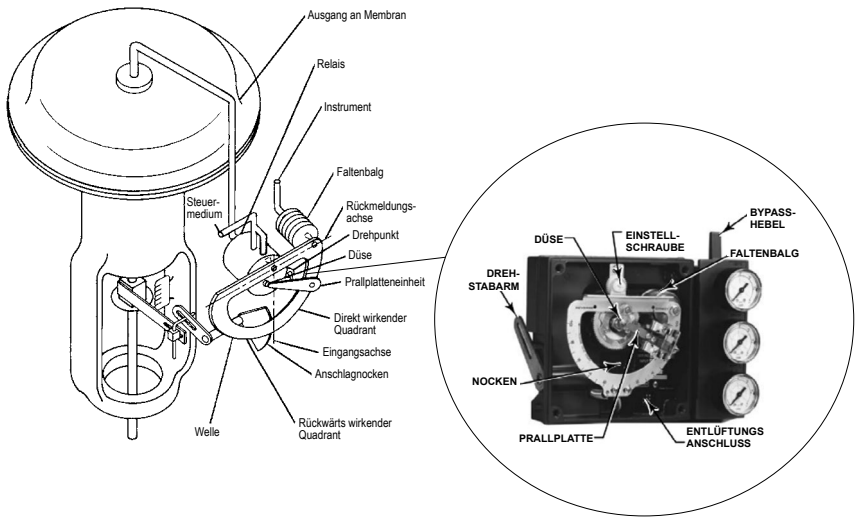


Abb. 4.1 Typischer pneumatischer, einfach wirkender Stellungsregler

Der Düsendruck steigt an, wodurch sich der Ausgangsdruck zum Antrieb über ein pneumatisches Verstärkerrelais erhöht. Der erhöhte Ausgangsdruck zum Stellantrieb bewirkt eine Bewegung der Ventilspindel bzw. -welle. Die Spindelbewegung wird über einen Nocken auf die Klappe zurückgeführt. Während sich der Nocken dreht, schwenkt die Prallplatte um die Rückmeldungsachse, um die Prallplatte etwas von der Düse weg zu bewegen. Der Düsendruck nimmt ab und reduziert den Ausgangsdruck zum Stellantrieb. Die Spindelbewegung wird fortgesetzt, wobei die Prallplatte von der Düse weg gedrückt wird, bis das Gleichgewicht erreicht ist.

Wenn das Eingangssignal abnimmt, zieht sich der Faltenbalg zusammen (unterstützt durch eine interne Feder) und die Welle schwenkt um die Eingangssache, um die Prallplatte von der Düse weg zu bewegen. Der Düsendruck nimmt ab und das Relais ermöglicht die Abgabe des Drucks im Membranhäuser an die Atmosphäre, wodurch sich die Antriebsspindel nach oben bewegen kann. Durch den Nocken wird die Spindelbewegung auf die Welle zurückgeführt, um die Prallplatte näher an der Düse zu positionieren. Nach Erreichen der Gleichgewichtsbedingungen stoppt die

Spindelbewegung und die Prallplatte wird so positioniert, dass ein weiterer Druckabfall des Stellantriebs verhindert wird. Siehe Abb. 4.1.

Stellungsregler für kerntechnische Anwendungen, die nach dem Qualitätssicherungsprogramm 10CFR50, Anhang B, als handelsüblich eingestuft sind, werden aus Werkstoffen hergestellt, die auch bei erhöhten Temperaturen und Strahlungsbelastungen eine hervorragende Leistung erbringen. Die O-Ringe bestehen aus EPDM (Ethylen-Propylen) und die Membranen aus EPDM/Meta-Aramid. EPDM zeichnet sich gegenüber Nitril durch eine höhere Temperaturbeständigkeit und Lagerfähigkeit aus. Das Meta-Aramid-Membrangewebe weist eine verbesserte Festigkeit bei hohen Temperaturen und unter Strahlungsbedingungen auf.

#### 4.2.2 Analoge I/P-Stellungsregler

Der zweite Stellungsregler ist ein analoger I/P-Stellungsregler. Die meisten modernen Verarbeitungseinheiten verwenden ein 4- bis 20-mA-Gleichstromsignal zur Modulation der Stellventile. Auf diese Weise wird eine Elektronik in den Stellungsregler eingeführt. Dies setzt voraus, dass der Stellungsregler das elektronische Stromsignal in ein pneumatisches Drucksignal (Strom-zu-Pneumatik oder I/P) umwandelt. Der

pneumatische Umwandler wird in Verbindung mit dem elektropneumatischen Umwandler zu einem analogen Stellungsregler. Dieser integrierte elektropneumatische Umwandler kann werkseitig oder vor Ort in vorhandene Stellungsregler eingebaut werden. Die Umrüstung eines vorhandenen pneumatischen Stellungsreglers durch den Einbau eines elektropneumatischen Umwandlers vor Ort erfolgt durch Änderung der vorhandenen Stellungsreglerbefestigung und des Eingangssignalsbereichs.

Bei einem typischen analogen I/P-Stellungsregler (siehe Abb. 4.2 und 4.3) erhält der Umwandler ein Gleichstrom (DC)-Eingangssignal und liefert über eine Düsen-/Prallplattenanordnung ein proportionales pneumatisches Ausgangssignal. Das pneumatische Ausgangssignal wiederum liefert das Eingangssignal für den pneumatischen Stellungsregler. Ansonsten entspricht der Aufbau dem des pneumatischen Stellungsreglers.

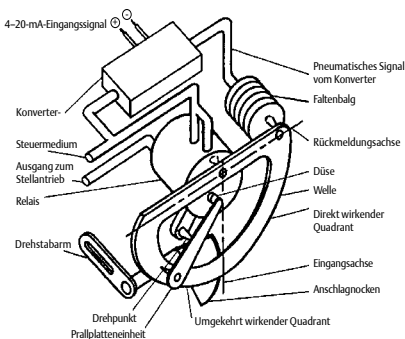


Abb. 4.2 Typischer einfach wirkender, analoger I/P-Stellungsregler



Abb. 4.3 I/P-Stellungsregler

### 4.2.3 Digitale Stellungsregler

Während pneumatische und analoge I/P-Stellungsregler eine einfache Stellungsregelung für Ventile bieten, erweitern digitale Stellungsregler die Möglichkeiten der analogen und pneumatischen Stellungsregler um eine weitere Dimension. Bei diesem Stellungsreglertyp handelt es sich um ein mikroprozessorgesteuertes Gerät. Der Mikroprozessor ermöglicht eine Diagnose und eine Zwei-Wege-Kommunikation, um die Einrichtung und Fehlersuche zu vereinfachen.

Bei einem typischen digitalen Stellungsregler wird das Stellsignal vom Mikroprozessor ausgelesen, von einem digitalen Algorithmus verarbeitet und in ein Antriebsstromsignal für den I/P-Wandler umgewandelt. Der Mikroprozessor führt den Algorithmus zur Stellungsregelung aus, ohne dass eine mechanische Wellen-, Nocken- und Prallplatteneinheit benötigt wird. Mit steigendem Stellsignal erhöht sich das Antriebsstromsignal zum I/P-Wandler und damit der Ausgangsdruck vom I/P-Wandler. Dieser Druck wird an ein pneumatisches Verstärkerrelais weitergeleitet und liefert zwei Ausgangsdrücke an den Stellantrieb. Mit steigendem Stellsignal steigt immer ein Ausgangsdruck an und der andere Druck sinkt.

Doppelt wirkende Stellantriebe nutzen beide Ausgänge, während einfach wirkende Stellantriebe nur einen Ausgang verwenden. Der wechselnde Ausgangsdruck führt dazu, dass sich die Antriebsspindel bzw. -welle bewegt. Die Ventilstellung wird an den Mikroprozessor zurückgemeldet. Die Spindel bewegt sich weiter, bis die richtige Stellung erreicht ist. An diesem Punkt stabilisiert der Mikroprozessor das Antriebssignal zum I/P-Wandler, bis ein Gleichgewicht erreicht ist.

Das leistungsfähige gestängelose Rückführsystem kommt ohne mechanischen Kontakt zwischen Ventilschnecke und digitalem Stellungsregler aus. Daher gibt es keine Verschleißteile, so dass eine optimale Lebensdauer erzielt wird. Die Konstruktion des Stellungsreglers ermöglicht eine schnelle Reaktion auf große Sprungsignale sowie ein präzises Stellverhalten bei geringfügigen Sollwertänderungen.

Neben der Funktion zur Regelung der Ventilstellung bietet ein digitaler Stellungsregler zwei weitere Funktionen: Diagnose und digitale Zwei-Wege-Kommunikation.



Abb. 4.4 Digitaler Stellungsregler an einem Stellventil

#### 4.2.3.1 Diagnose

Der Mikroprozessor im Inneren des digitalen Stellungsreglers ermöglicht es dem Regler, Diagnosetests durchzuführen und die Ergebnisse zu analysieren und zu speichern.

Diagnoseinformationen helfen dabei, den Zustand der gesamten Stellventileinheit zu bestimmen. Durch den Einsatz von Druck-, Temperatur- und Stellwegsensoren sowie internen Messwerten werden grafische Darstellungen der Stellventilleistung und des -zustands erstellt und Handlungsempfehlungen gegeben. Anhand dieser Informationen können dann Elemente der Stellventileinheit identifiziert werden, die möglicherweise gewartet werden müssen. Diese Diagnosen ermöglicht eine Zustands- und Funktionsüberwachung der kompletten Ventileinheit, während das Ventil aktiv den Prozess regelt. Der digitale Stellungsregler verwendet statistische Algorithmen, um Zustands- und Funktionsprobleme auf Basis von Echtzeit-Messwerten der Sensoren festzustellen. Sie bietet außerdem Zugriff auf einen dynamischen Test über den vollen Stellweg der Ventileinheit, einschließlich Ventilsignatur, dynamischer Fehler, Sprungantwort und Schaltzeit.

#### 4.2.3.2 Digitale Zwei-Wege-Kommunikation

Der Mikroprozessor im Inneren des digitalen Stellungsreglers ermöglicht über einen digitalen Datenaustausch auch eine Kommunikation mit dem Steuerungssystem. Auf diese Weise kann der digitale Stellungsregler zusätzliche Rückmeldungen, wie z. B. den aktuellen Ventilstellweg und Diagnosemeldungen, an das Steuerungssystem liefern.

Ein weit verbreitetes Protokoll ist die HART®-Kommunikation. Die HART-Kommunikation verwendet ein digitales Signal, das dem herkömmlichen 4- bis 20-mA DC-Steuersignal überlagert ist. Mit diesem Kommunikationsprotokoll kann das Host-System zur Konfiguration, Kalibrierung und Überwachung der Funktionstüchtigkeit des Stellungsreglers verwendet werden. Die HART-Kommunikation bietet die Vorteile der digitalen Kommunikation mit der Vertrautheit eines 4- bis 20-mA-Steuerungssystems. Die HART Kommunikation erlaubt die schnelle Inbetriebnahme von Regelkreisen mit verschiedenen Hilfsmitteln, entweder direkt am Ventil oder per Fernzugriff.

Ein weiteres Industriestandardprotokoll ist FOUNDATION™ Fieldbus. Dieses Protokoll ist vollständig digital, d. h. das Steuersignal (Sollwert) ist digital und nicht ein Gleichstrom von 4 bis 20 mA. Ähnlich wie bei der HART-Kommunikation kann das Host-System auch zur Konfiguration, Kalibrierung und Überwachung der Funktionstüchtigkeit des Stellungsreglers verwendet werden.

Ein anderes gängiges Industrieprotokoll ist PROFIBUS, das eine vollständig digitale Kommunikation ermöglicht. Die physikalische Schicht für PROFIBUS und FOUNDATION Fieldbus ist gleich, jedoch unterscheiden sich die Kommunikationsprotokolle voneinander, und jedes bietet bestimmte Vorteile.

Auch die drahtlose Übertragungstechnik bietet eine zusätzliche Möglichkeit, Informationen zwischen dem Steuerungssystem und dem digitalen Stellungsregler auszutauschen. Bei Stellungsreglern mit Drahtlos-Funktionen können digitale Informationen unabhängig von der Verkabelung mit dem Steuerungssystem übertragen werden. ■

### 4.3 I/P-Wandler

Für bestimmte Anwendungen ist die hohe Positioniergenauigkeit eines Stellungsreglers nicht erforderlich. Für diese Anwendungen kann ein elektropneumatischer (I/P)-Wandler eingesetzt werden. Ein I/P-Wandler (Abb. 4.6) verwendet ein Messwandlermodul, das einen Stromeingang von 4 bis 20 mA in einen proportionalen Druckausgang umwandelt. Ein internes pneumatisches Verstärkerrelais stellt die notwendige Leistung zur Verfügung, um den Ausgangsdruck an den Stellantrieb des Stellventils zu liefern. Es findet jedoch keine Rückmeldung der Ventilstellung statt und das Ansprechverhalten ist sehr schnell.

Der Messwandler ist mit einer Prallplatten-/Düsenkonstruktion (Abb. 4.5) versehen, die aus zwei Düsen besteht, die so angeordnet sind, dass der aus der Zufuhrdüse austretende konstante Luftstrom auf den Eingang der Empfängerdüse gerichtet wird. Durch das Eingangsstromsignal wird eine Prallplatte in den Düsenstrahl positioniert. Wenn sich das Eingangssignal ändert, bewegt sich die Prallplatte, um den Luftstrom zur Empfängerdüse zu ändern und einen Steuerdruck an der Empfängerdüse aufzubauen. Der Steuerdruck wiederum steuert die Verstärkungsstufe und den Ausgang des Messwandlers.

Eine Regelelektronik vergleicht ständig den Wert des pneumatischen Ausgangssignals mit dem Stromeingangssignal. Ein Halbleiter-Drucksensor ist Teil des Elektronikpakets zur Überwachung des pneumatischen Ausgangssignals. Eine Vergleichsschaltung in der Steuerelektronik erkennt Abweichungen zwischen Ein- und Ausgang und passt den Ausgang an, indem die Prallplatte in die Vorstufe für eine korrigierte Position gefahren wird. Mithilfe dieser Steuerelektronik kann der Messwandler fehlererzeugende Effekte, wie variierender Prozessdruck und Leckagen in der Auslaufstrecke, korrigieren.

Messwandler für kerntechnische Anwendungen, die nach dem Qualitätssicherungsprogramm 10CFR50, Anhang B, als handelsüblich eingestuft sind, verwenden EPDM-O-Ringe und EPDM/Nomex-Membranen, die überlegene Leistung und verbesserte Beständigkeit bei erhöhten Temperaturen und Strahlungsbedingungen bieten. EPDM zersetzt sich, wenn es

Schmierstoffen auf Erdölbasis ausgesetzt wird. Daher wird empfohlen, bei Geräten mit EPDM-Komponenten saubere, trockene und ölfreie Luft zu verwenden. ■

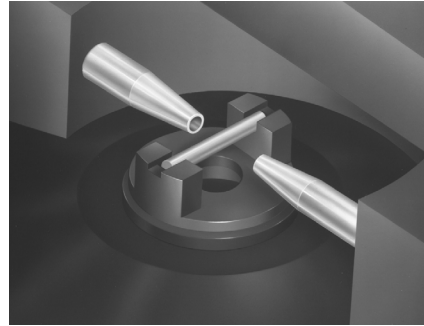


Abb. 4.5 Detail einer Prallplatten/Düsenvorstufe

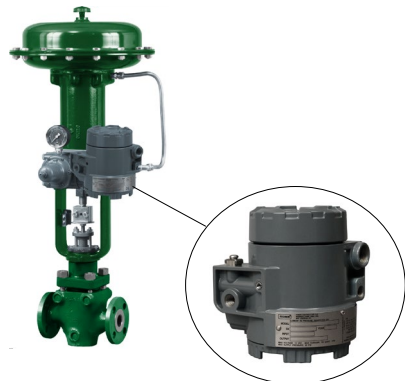


Abb. 4.6 Messwandler an einem Stellventil

### 4.4 Volumenverstärker

Stellungsregler und I/P-Wandler sind so ausgelegt, dass sie eine ausreichende hohe pneumatische Ausgangsleistung zur Betätigung eines typischen Drosselregelventils bieten. Einige Anwendungen erfordern jedoch schnellere Stellzeiten. Bei großen Stellantriebsvolumen kann das Ansprechverhalten und die Stellzeit eine größere Rolle spielen.

Volumenverstärker lösen das Problem, indem sie das Ausgangssignal von den Stellungsreglern verstärken, um die Stellgeschwindigkeit der Stellantriebe

zu erhöhen. In diesen Fällen werden Volumenverstärker eingesetzt, um einer Ventileinheit zusätzliche pneumatische Ausgangsleistung zur Verfügung zu stellen (Abb. 4.6). Eine große, plötzliche Änderung des Eingangssignals (Ausgangsdruck vom Stellungsregler) bewirkt einen Differenzdruck zwischen dem Eingangssignal und dem Ausgang des Verstärkers. In diesem Fall bewegen sich die Membranen, um den Eintritts- oder Austrittsanschluss zu öffnen, je nachdem, welche Maßnahme erforderlich ist, um den Differenzdruck zu reduzieren. Der Anschluss bleibt offen, bis die Differenz zwischen dem Boostereingangs- und -ausgangsdruck innerhalb der Totzonen-grenze des Verstärkers liegt.

Die Verstärker beinhalten eine feste Totzone, einen weichdichtenden und eine integrierte Bypassverengung. Bei einer auf stabilen Betrieb eingestellten Bypassverengung werden Signale mit kleinen Größen- und Geschwindigkeitsänderungen durch die Bypassverengung in den Antrieb geleitet, ohne dass ein Betrieb des Boosters ausgelöst wird. Sowohl der Zutritts- als auch der Austrittsanschluss bleiben geschlossen, wodurch ein unnötiger Luftverbrauch und eine mögliche Sättigung der

Stellungsreglerrelais vermieden werden. Abluft- und Zuluftventile mit Weichsitz sorgen für eine blasendichte Absperrung, um unnötigen Luftverbrauch zu reduzieren und eine Sicherheitswirkweise bei Anlagenluftverlust zu gewährleisten. Die serienmäßige geräuschkindernde Abluft-Innengarnitur ermöglicht ein schnelles und geräuscharmes Ablassen der Luft aus dem Stellantrieb.

Einfach wirkende Antriebe verwenden in der Regel einen Volumenverstärker. Doppelt wirkende Antriebe benötigen mindestens zwei Volumenstrombooster, von denen jeweils einer den Antriebskolben auf jeder Seite versorgt (Abb. 4.8). Bestimmte Anwendungen, beispielsweise Abblaseeinrichtungen oder Turbinenbypasses, können zusätzliche Volumenverstärker erfordern, um das erforderliche pneumatische Volumen für ein schnelles Ansprechen des Ventils bereitzustellen. Mehrere Zubehörteile können direkt an den Verstärker angeschlossen werden, wodurch das Verlegen langer Schläuche entfällt und das gesamte Anschlussschema für eine einfache Wartung vor Ort vereinfacht wird. ■

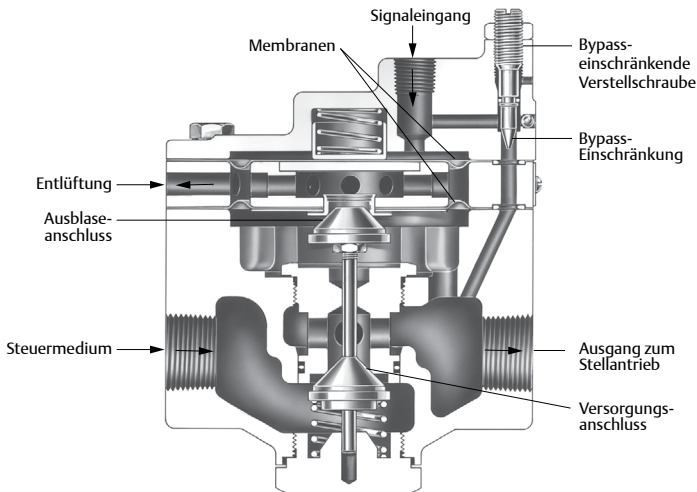


Abb. 4.7 Querschnitt eines Volumenverstärkers



Abb. 4.8 Typische Booster-Installation mit einem doppelwirkenden Stellantrieb

## 4.5 Sicherheitsgerichtete Systeminstrumentierung (Safety Instrumented Systems, SIS)

Ein Stellventil dient in erster Linie dazu, den Durchfluss einer Flüssigkeit oder eines Gases in einer Rohrleitung innerhalb eines Prozessregelkreises zu modulieren. Innerhalb der gleichen Prozessregelkreise gibt es auch Notentlüftungs-, Absperr- oder Trennventile. Bei diesen Ventilen handelt es sich normalerweise um Auf/Zu-Ventile, die dazu dienen, den Prozesskreislauf bei einem Notfall in einen sicheren Zustand zu bringen (Abb. 4.9). Diese Ventile werden dann von einem separaten Sicherheitssystem, häufig einem Logikbaustein (Logic Solver) gesteuert.

### 4.5.1 Teilstellwegtests

Da Sicherheitsventile statisch sind und unter normalen Bedingungen nicht modulieren, neigen sie zum Verklemmen. Bei einem Notfall besteht die Gefahr, dass sich die Ventile auf einen Stellbefehl hin nicht bewegen. Um dieses Risiko zu minimieren, kann ein digitaler Stellungsregler als Teilstellweg-Prüfgerät eingesetzt werden.

Eine wichtige Funktion des Gerätes ist die regelmäßige Betätigung des Ventils. Dies erfolgt mithilfe eines Teilstellwegtests (Partial Stroke Test, PST). Der PST bewegt

die Armatur langsam über einen Teil des gesamten Ventilstellwegs und kehrt dann in den Normalzustand zurück. Bei diesem Test werden die mechanischen Komponenten des Sicherheitsventils mit nur minimaler Unterbrechung der Prozessregelkreises bewegt. Darüber hinaus ist ein digitaler Stellungsregler in der Lage, potenzielle Probleme zu diagnostizieren und Alarme zu kommunizieren, wenn der Test fehlschlägt.



Abb. 4.9 SIS Digitaler Stellungsregler an einem Sicherheitsventil

### 4.5.2 Sicherheitsfunktion und Produkt-Zulassung

Ein einfach wirkender Stellantrieb mit Federrückführung sorgt für eine inhärente Sicherheitswirkungsweise der Ventileinheit. Die typische Methode, die Armatur in einer Notfallsituation in den sicheren Zustand zu bringen, besteht darin, den Antrieb zu entlüften und die Armatur mithilfe der Feder zu positionieren. Dazu kann ein Magnetventil und/oder ein digitaler Stellungsregler verwendet werden. Ein Sicherheitsventil kann zusätzliche Instrumente aufweisen, beispielsweise einen Booster, Stellungsrückmelder und Auslösesysteme. Diese Elemente müssen auf ihre Wirkung auf das Sicherheitssystem geprüft werden.

Sie können ausfallen und eine ungeplante Auslösung verursachen oder das Sicherheitsventil nicht in einen sicheren Zustand bringen. Die Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse (Failure Modes, Effects and Diagnostic Analysis, FMEA) liefert Metriken für jedes Bauteil. So kann ein Sicherheitsingenieur das sicherheitsgerichtete System auf das gewünschte Maß an Risikominderung

auslegen. Weitere Informationen über sicherheitsgerichtete Systeme finden Sie in Kapitel 12. ■

## 4.6 Optimierte digitale Stellventile

Optimierte digitale Stellventile (ODV) werden eingesetzt, um die hohen Anforderungen an das dynamische Regelungsverhalten und die Stellzeiten zu erfüllen. Schnellere und präzisere Armaturen bieten im Allgemeinen eine höhere Betriebseffizienz, die zu größeren Kosteneinsparungen für den Endverbraucher führt. Umfassend getestet und so konstruiert, dass Vibrationen durch den Einsatz einer Druckbremse und eines gedämpften Zylinders reduziert werden. ODVs verbessern das dynamische Regelungsverhalten durch die Verwendung von Lead-Lag-Eingangsfiltren, Lead-Lag-Verstärkern und Endpunktdruckregelung. ■

## 4.7 Regler

Bei einigen Anwendungen erfolgt die Prozessregelung vor Ort, ohne dass ein großflächig verteiltes Prozessleitsystem (Distributed Control System, DCS) oder eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) erforderlich ist. Lokale Regler werden zur Messung von Prozessbedingungen wie Druck, Temperatur oder Füllstand eingesetzt und treiben den pneumatischen Ausgangsdruck direkt an ein Stellventil an (Abb. 4.10).

Der Eingang eines lokalen Reglers ist normalerweise ein Druck, ein Differenzdruck, eine Temperatur oder eine Füllstandsänderung. Die Prozessmessung wird in eine Bewegung der Wellen/Prallplatten-Einheit umgesetzt, die mit einem Eingangselement verbunden ist. Das Eingangselement kann eine Rohrfeder, eine Faltenbalgeinheit, eine Hebeleinheit zur Verdrängung einer Flüssigkeit oder ein Temperaturfühler sein.

Das Eingangselement ist über Verbindungselemente mit dem Prozesszeiger (zur SollwertEinstellung) und der Prallplatte verbunden. Mit steigendem Prozesseingang (bei einem direkt wirkenden Regler) bewegt sich die Prallplatte auf die Düse zu, wodurch der Durchfluss durch die Düse eingeschränkt und der Düsendruck erhöht wird. In diesem

Fall erhöht das Relais den Ausgangsdruck zum Stellantrieb, der das Stellventil moduliert. Der Ausgangsdruck wird auf den Proportional-Faltenbalg zurückgeführt. Die Wirkung des Proportional-Faltenbalges wirkt der durch die Änderung des Prozesseingangs verursachten Prallplattenbewegung entgegen. Anschließend bewegt er die Prallplatte von der Düse weg, bis der Regler einen Gleichgewichtspunkt erreicht hat. Die SollwertEinstellung verändert den Abstand zwischen Düse und Prallplatte, ebenso wie eine Änderung des Prozesseingangs. Wird jedoch der Sollwert geändert, bewegt sich die Düse in Relation zur Prallplatte.



Abb. 4.10 Pneumatischer Regler an einem Stellventil

Der Proportionalband-Verstellknopf positioniert die Düse auf der Prallplatte. Durch Vergrößern oder Verbreitern des Proportionalbandes wird die Düse in eine Position zur Prallplatte gebracht, in der weniger Bewegungen der Prallplatte auftreten, wodurch die Zunahme des Reglers verringert wird. Durch Verkleinern oder Verengen des Proportionalbandes bewegt sich die Düse in eine Position, in der mehr Prallplattenbewegungen auftreten, wodurch die Zunahme erhöht wird. Die Aktion des Reglers wird durch Drehen des Proportionalband-Verstellknopfs von direkt auf umgekehrt geändert, und die Düse

wird an einem Punkt auf der Prallplatte positioniert, an dem die Richtung der Prallplattenbewegung gegenüber der Eingangsbewegung umgekehrt wird. Wenn sich der Regler im Umkehrbetrieb befindet, führt eine Erhöhung des Prozesseingangs zu einer Verringerung des Ausgangsdrucks zum Stellantrieb. Der Versorgungsdruck wird durch eine feste Blende im Relais abgeführt und tritt durch die Düse aus. Der Düsendruck wird an der großen Relaismembran registriert und moduliert den Stelldruck an der kleinen Relaismembran. Dadurch wird auch der Ausgangsdruck des Reglers zum Antrieb moduliert (Abb. 4.11).

Regler mit Proportional-Plus-Rückstell-Funktion arbeiten ähnlich wie reine Proportionalregler, außer dass der Ausgangsdruck auf den Rückstell- und Proportional-Faltenbalg zurückgeführt wird. Im Betrieb minimieren Proportional-Plus-Rückstell-Regler das Offset zwischen der Prozessvariablen und dem Sollwert.

Regler mit Proportional-Plus-Rückstell-Plus-Durchflussrate verfügen über ein Durchflussratenventil – eine einstellbare Verengung, die die Reglerzunahme kurzzeitig aufrechterhält, um die Korrekturmaßnahmen für langsame Systeme zu beschleunigen (Abb. 4.12). Die Durchflussraten-Aktion verzögert die Zunahmereduzierung gerade so lange, dass das System auf die Änderung

reagieren kann, aber nicht lange genug, so dass das System instabil wird. Dann hält die geringe Zunahme durch die proportionale Aktion das System stabil. Schließlich erhöht die Rückstell-Aktion langsam die Zunahme und stellt den Prozess auf den Sollwert zurück.

Die Anti-Rückstell-Drehbewegung reduziert das Überfüllen des Prozesseingangs, das durch große oder längere Abweichungen vom Sollwert entstehen kann. Diese Option kann so eingestellt werden, dass sie sowohl bei steigendem als auch bei fallendem Ausgangsdruck arbeitet. Das Differenzdruck-Begrenzungsventil arbeitet, wenn der Differenzdruck zwischen Proportional-Faltenbalgdruck und Rückstell-Faltenbalgdruck einen vorgegebenen Wert erreicht.

#### 4.7.1 Differenzdruckregler

Die Differenzdruckregler zeigen den Differenzdruck und Sollwert des Prozesses auf einer einfach ablesbaren Prozessanzeige an. Die Regler erfassen zwei unterschiedliche Druckwerte und vergleichen sie mit einem benutzerdefinierten Sollwert. Dann wird ein pneumatisches Signal an ein Steuerelement gesendet, um den Differenzdruck des Prozesses in Richtung des Sollwerts zu verändern.

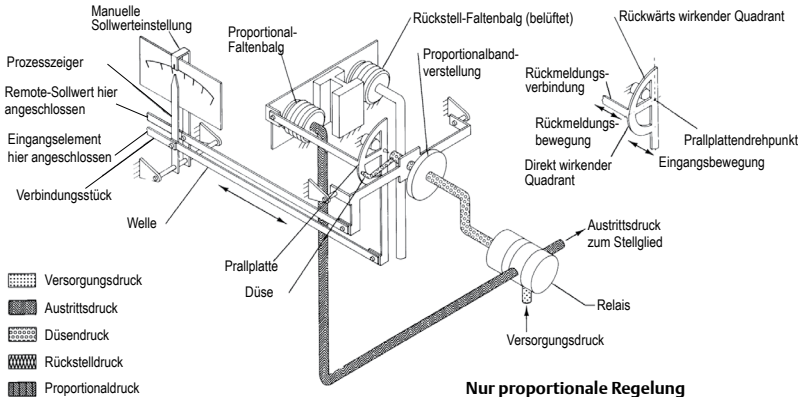


Abb. 4.11 Schematische Darstellung eines pneumatischen Reglers

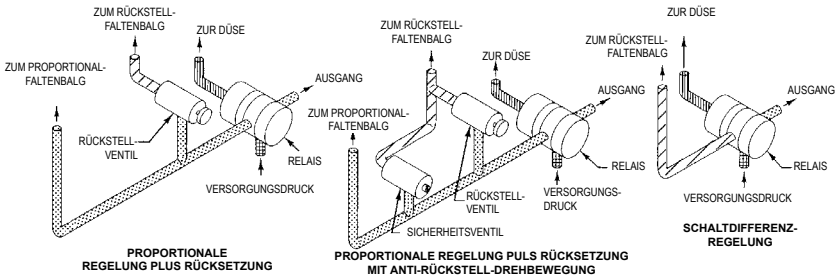


Abb. 4.12 Schematische Darstellung eines pneumatischen Reglers

### 4.7.2 Regler mit Manometerdruckanzeige

Diese Regler zeigen den Druck und den Sollwert des Prozesses auf einer einfach ablesbaren Prozessskala an. Die Regler vergleichen den Prozessdruck mit einem anwenderdefinierten Sollwert und liefern ein pneumatisches Signal an ein Stellglied, damit sich der Prozessdruck dem Sollwert entsprechend ändert.

### 4.7.3 Regler mit Temperaturanzeige

Die Regler mit Temperaturanzeige zeigen die Prozesstemperatur und den Sollwert auf einer einfach ablesbaren Prozessskala an. Die Regler werden in Branchen eingesetzt, in denen eine präzise Prozessüberwachung und Temperaturregelung erforderlich ist. Ein Temperaturfühler misst die Prozesstemperatur. Der Temperaturregler vergleicht dann die Prozesstemperatur mit einem vom Bediener eingestellten Sollwert. Der Regler liefert ein pneumatisches Signal an ein Steuerelement. Das Steuerelement ändert die Prozesstemperatur in Richtung des Sollwerts. ■

Stellungsrückmelder ein Signal von 4 bis 20 mA, das dem Drosselbereich des Stellventils entspricht. Bei einer drahtlosen Installation liefert der Stellungsrückmelder ein digitales Signal von 0 bis 100 % (Abb. 4.13). ■



Abb. 4.13 Drahtlose Rückmeldeeinheit an einem Stellantrieb

## 4.8 Stellungsrückmelder

Der Zweck eines Stellungsrückmelders ist die unabhängige Rückmeldung der Ventilstellung an das Steuerungssystem. Die Stellungsrückmeldung wird häufig zur Prozessüberwachung, Fehlersuche oder zur Überprüfung von Anfahr- und AbschalTVorgängen verwendet. Der Stellungsrückmelder wird direkt an der Armatur montiert und misst die Stellung der Ventilschnecke bzw. -welle. Bei einer verdrahteten Installation liefert der

## 4.9 Endlagenschalter

Ein Endlagenschalter dient dazu, ein diskretes Auf- oder Zu-Signal an das Steuerungssystem zu liefern, wenn die Armatur eine bestimmte Stellung innerhalb seines Wegbereichs erreicht hat. Endlagenschalter werden auch zur Prozessüberwachung, zur Fehlersuche oder zur Überprüfung von Anfahr- und AbschalTVorgängen verwendet. Der Endlagenschalter erhält eine Stellungsrückmeldung von der Ventilschnecke bzw. -welle und sendet entweder ein drahtgebundenes oder ein drahtloses Signal an das Steuerungssystem. Es gibt

viele verschiedene Schaltertechnologien, beispielsweise Näherungs-, Festkörper-, Magnet- und Kontaktschließung. ■

## 4.10 Magnetventile

Ein Magnetventil ist in den Pfad der Pneumatikleitungen zum Stellantrieb eingebaut. Bei einigen Anwendungen wird das Magnetventil den Antrieb entlüften, damit sich die Armatur in den Zustand „keine Luft, Ausfall“ bewegen kann. Bei anderen Anwendungen sperrt das Magnetventil die Luft im Antrieb ein, um die Armatur in ihrer aktuellen Stellung zu verriegeln. In der Regel werden Drei-Wege-Magnetventile für den Betrieb von Stellantrieben mit Federrücklauf und Vier-Wege-Magnetventile für doppelt wirkende Antriebe eingesetzt. Das Magnetventil wird aktiviert, indem ein diskretes elektrisches Signal vom Steuerungssystem erzeugt oder unterbrochen wird.

Ein Magnetventil (Solenoid-operated Valve, SOV) ist eine elektromagnetische Ein-/Aus-Armatur, die durch ein diskretes elektrisches Signal eines Steuerungssystems gesteuert wird. In der Prozesssteuerung werden SOVs in der Regel zur Druckbeaufschlagung oder Druckentlastung von Auf/Zu-Antrieben eingesetzt. Ein Dreiwege-SOV wird für Stellantriebe mit Federrückstellung und ein Vierwege-SOV für doppelt wirkende Antriebe verwendet (siehe Abb. 14.14 und 14.15).

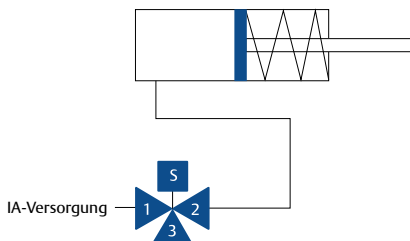


Abb. 14.14 Schaubild Stellantrieb mit Federrückführung

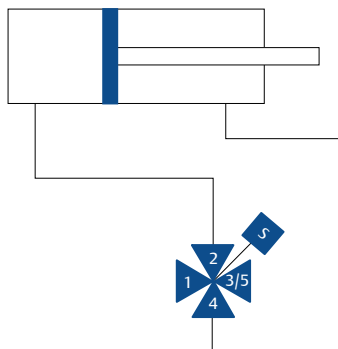


Abb. 14.15 Schaubild Doppelt wirkender Stellantrieb

Stellventilanwendungen verwenden typischerweise ein Magnetventil zwischen dem digitalen Stellungsregler und dem Stellventil (Abb. 14.16). Das SOV bleibt erregt, während das Stellventil vom digitalen Stellungsregler gesteuert wird. Das pneumatische Signal des digitalen Ventilreglers durchläuft im Normalbetrieb das SOV. Das SOV ermöglicht ein schnelles Abschalten des vom digitalen Stellungsregler unabhängigen Stellventils. Das Stellventil kann entweder durch das Magnetventil oder den digitalen Stellungsregler in den geschlossenen oder einen sicheren Zustand versetzt werden. Diese Art der Anordnung wird als „1-out-of-2 (1oo2) Architektur“ bezeichnet. Diese Nomenklatur bedeutet, dass ein beliebiges der beiden Geräte das Stellventil in seinen sicheren Zustand versetzen kann. Die Geräte sind der digitale Stellungsregler und das SOV.

Bei der Auswahl eines SOV für den Einsatz in einer Stellventilanwendung ist darauf zu achten, dass das SOV über den gesamten Druckbereich des Stellantriebs und des digitalen Stellungsreglers arbeiten kann. Der Druckbereich für diese Anwendungen liegt im Bereich zwischen 0–150 psi, abhängig vom Stellantriebstyp. Um in diesem Druckbereich effektiv arbeiten zu können, muss ein direkt wirkendes SOV (Abb. 14.17) oder ein extern gesteuertes SOV (Abb. 14.18) verwendet

werden. Ein direkt wirkendes SOV wird ausschließlich durch die elektromagnetische Kraft des Magneten betätigt. Ein extern gesteuertes SOV verwendet externen Luftdruck, um den Zustand des SOV zu ändern. Der externe Luftdruck wird durch den direkt wirkenden elektromagnetischen Magnetventil-Steuerer (der Teil des SOV ist) ein- und ausgeschaltet. Der externe Luftdruck erlaubt es dieser Art von SOV, den Zustand ohne Luftdruck im Hauptteil des SOV zu ändern.

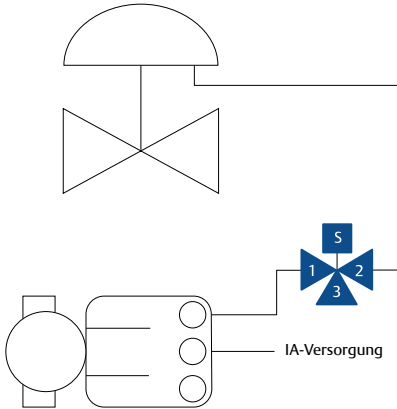


Abb. 14.16 Magnetventil und digitaler Stellungsregler in einer 1oo2-Architektur

Es gibt verschiedene SOV-Architekturen, die je nach Präferenz und Bedarf des Betreibers verwendet werden können. In Abb. 14.17 ist eine typische 1oo2-Architektur dargestellt, die in Systemen verwendet wird, in denen ein beliebiges SOV erforderlich ist, um das Stellglied in seinen sicheren Zustand zu versetzen. In Abb. 14.19 ist eine 2oo2 SOV-Architektur dargestellt, die beide SOVs benötigt, um das Stellglied in seinen sicheren Zustand zu versetzen. SOV-Architekturen sind auch in komplexeren Konfigurationen verfügbar. Der wichtige Aspekt bei der SOV-Architektur ist die Nomenklatur, die als XooY angegeben ist und immer eine bestimmte Bedeutung hat. Alle X SOV(s) der gesamten Y SOV(s) müssen bei Bedarf den Zustand wechseln, um das Stellglied in den sicheren Zustand zu versetzen. Ein einzelner Magnet, der sich selbst verwendet, gilt als 1oo1.



Abb. 14.17 Direkt wirkendes Magnetventil

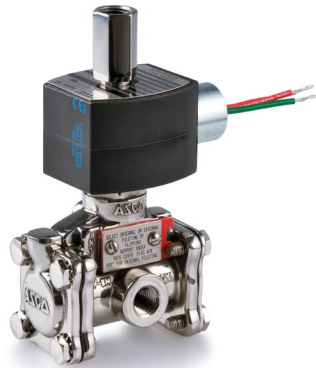


Abb. 14.18 Pilotgesteuertes Magnetventil

SOVs gibt es in vielen verschiedenen Ausführungen, von einfachen direkt wirkenden Dreiwegenventilen bis hin zu komplizierteren manuellen Rückstellklappen und redundanten Magnetsystemen. SOVs mit manueller Rückstellung (siehe Abb. 14.22) werden verwendet, wenn eine Überprüfung durch einen Bediener vor Inbetriebnahme des SOV erforderlich ist. In der Regel wird das SOV elektrisch gespeist, funktioniert aber erst, wenn ein Bediener einen Hebel physisch anhebt. Redundante SOV-Systeme (siehe Abb. 14.21) werden in kritischen Anwendungen eingesetzt, um Fehlauflösungen zu vermeiden und/oder um sicherzustellen, dass eine Abschaltung bei Bedarf in einem Stellglied erfolgt. ■

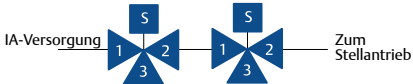


Abb. 14.19 Magnetventil mit 1002-Architektur

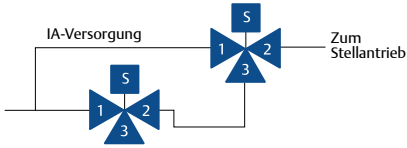


Abb. 14.20 Magnetventil mit 2002-Architektur



Abb. 14.23 SOV-Verteilerblock

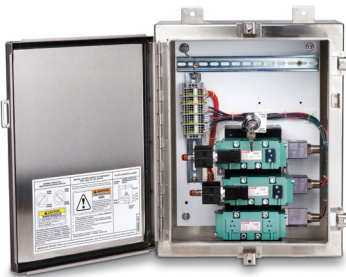


Abb. 14.21 Redundantes SOV



Abb. 14.22 Dreiweg-SOV mit manueller Rückstellung

## 4.11 Auslösesysteme

Auslösesysteme werden in Regelungsanwendungen eingesetzt, bei denen bei Ausfall des Versorgungsdrucks eine bestimmte Aktion des Stellantriebs erforderlich ist (Abb. 4.24). Sie werden bei doppelt wirkenden Stellantrieben eingesetzt, die keinen inhärenten „keine Luft, Ausfall“-Zustand aufweisen oder bei einfach- oder doppelt wirkenden Stellantrieben, die eine pneumatische Verriegelung bieten.

Wenn der Versorgungsdruck unter den Auslösepunkt abfällt, verriegelt das Schaltventil mittels Stellantrieb in der oberen, in der letzten oder in der unteren Position. Bei doppelt wirkenden Anwendungen stellt ein Volumenbehälter die pneumatische Reservekapazität zur Verfügung, um die Armatur bis zur Wiederherstellung des Versorgungsdrucks zu betreiben. Wenn der Versorgungsdruck wieder über den Auslösepunkt ansteigt, wird das Auslöseventil automatisch zurückgesetzt, und das System kehrt wieder in den Normalbetrieb zurück. ■

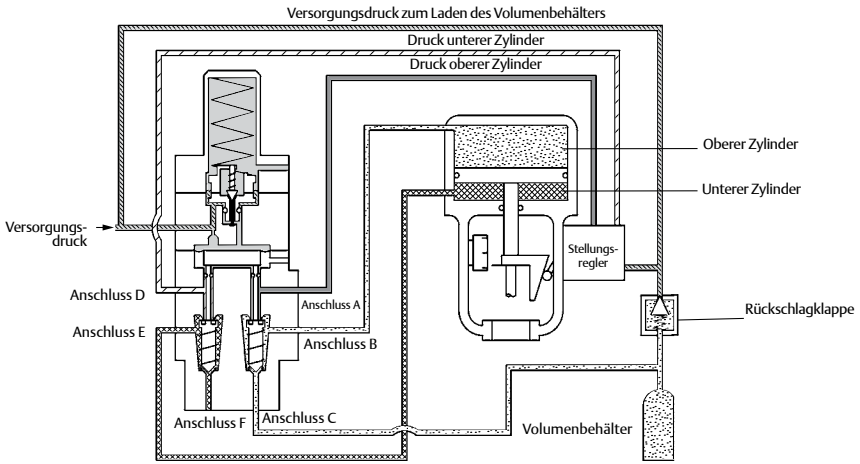


Abb. 4.24 Auslöseventil in ausgelöstem Zustand

## 4.12 Schaltventile

Schaltventile werden in der Regel zur Versorgung von konstantem, reduziertem Gasdruck an Steuerreglern und anderen pneumatischen Instrumenten eingesetzt. Mit einer Auswahl von Federn für eine optimale Auflösung wird der Schaltpunkt mittels einer Einstellschraube auf der Oberseite des Federgehäuses auf die jeweilige Anforderung eingestellt. Schaltventile werden hauptsächlich in Feder- und Membranantrieben verwendet, um die Position „In letzter Stellung verriegeln“ als Sicherheitswirkweise zu erreichen. (Abb. 4.25) ■

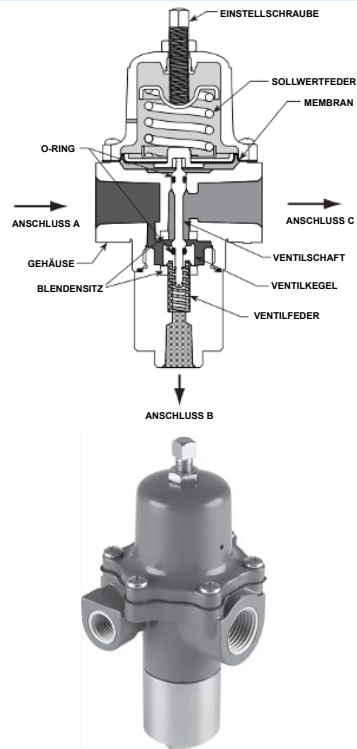


Abb. 4.25 Typisches Dreiweg-Schaltventil

## 4.13 Handräder

Handräder für Membranantriebe werden häufig als justierbare Endanschläge eingesetzt. Darüber hinaus bieten sie auch die Möglichkeit, das Stellventil im Notfall zu positionieren.

Mit seitlich angebrachten Handrädern kann die Armatur an eine beliebige Position im Stellweg der Antriebsspindel in beide Richtungen bewegt werden (Abb. 4.26). Das seitlich angebrachte Handrad kann so positioniert werden, dass es den Stellweg in jeweils eine Richtung begrenzt, jedoch nicht in beide Richtungen gleichzeitig. Bei Handrad in Neutralstellung ist ein automatischer Betrieb über den gesamten Stellweg des Ventils möglich. In jeder anderen Position wird der Stellweg eingeschränkt.

An der Antriebsoberseite montierte Handräder werden für den seltenen Einsatz zur manuellen Betätigung des Ventils verwendet (Abb. 4.27). ■



Abb. 4.26 Stellantrieb mit seitlich montiertem Handrad



Abb. 4.27 Stellantrieb mit an der Ventiloberseite montiertem Handrad

# Kapitel 5

## Stellventile – Nennweiten



Stellventile handhaben alle Arten von Flüssigkeiten bei Temperaturen vom Tieftemperaturbereich bis weit über 538 °C (1000 °F). Die Auswahl eines Stellventilkörpers erfordert besondere Sorgfalt, um die bestmögliche Kombination aus Ventilkörperbauform, Werkstoff und Innengarniturkonstruktion für den vorgesehenen Einsatzzweck zu finden. Bei der Auswahl eines Stellventils müssen auch die Leistungsanforderungen und die Betriebsdruckbereiche der Anlage berücksichtigt werden, um einen zufriedenstellenden Betrieb ohne übermäßigen Investitionsaufwand zu gewährleisten.

Namhafte Hersteller von Stellventilen und deren Vertreter helfen Ihnen bei der Auswahl des für die jeweiligen Einsatzbedingungen am besten geeigneten Stellventils. Da für eine bestimmte Anwendung häufig mehrere mögliche richtige Entscheidungen getroffen werden müssen, ist es wichtig, alle folgenden Informationen für alle als wesentlich erachteten Bedingungen zur Verfügung zu stellen:

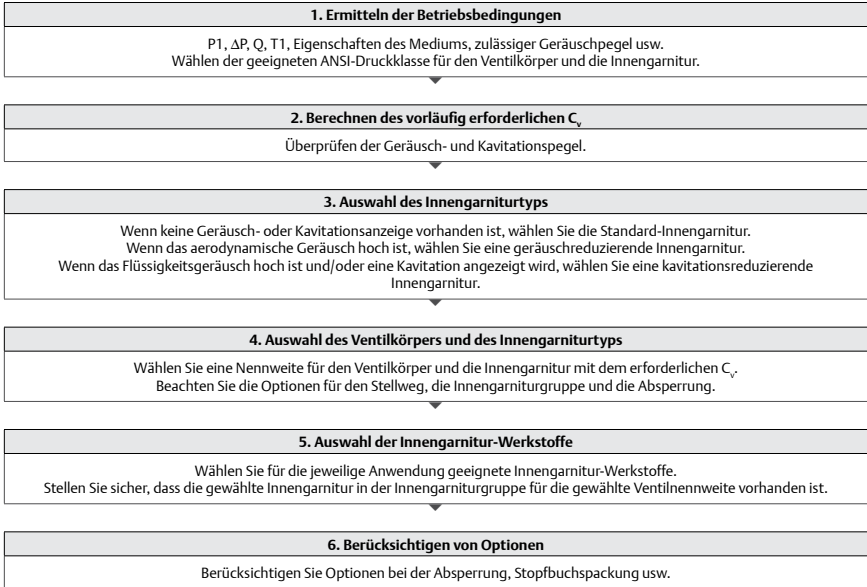
- Art der zu regelnden Flüssigkeit
- Temperatur der Flüssigkeit
- Viskosität der Flüssigkeit
- Konzentrationen aller Bestandteile einschließlich Spurenverunreinigungen
- Prozessbedingungen bei Anfahr-, Normal- und Abschaltbetrieb
- Möglicherweise periodisch auftretende chemische Reinigung
- Spezifisches Gewicht oder Dichte der Flüssigkeit
- Durchflussrate der Flüssigkeit
- Eintrittsdruck an der Armatur
- Austrittsdruck oder Differenzdruck
- Differenzdruck bei Absperrung
- Maximal zulässiger Geräuschpegel, falls zutreffend, sowie Messbezugspunkt
- Grad der Überhitzung oder Möglichkeit von Flashverdampfung, sofern bekannt
- Nennweite und Planung der Eintritts- und Austrittsleitungen
- Spezielle erforderliche Kennzeichnungsinformationen
- Gusskörperwerkstoff (ASTM A216 Class WCC, ASTM A217 Class WC9, ASTM A351 CF8M usw.)
- Endanschlüsse und Ventildruckstufe (verschraubt, Class 600 RF geflanscht, Class 1500 RTJ-Flansche usw.)
- Gewünschte Aktion bei Luftausfall (Armatur öffnen, schließen oder Halten der letzten geregelten Stellung)
- Vorhandensein einer Instrumentenluftversorgung
- Instrumentensignal (3 bis 15 psig, 4 bis 20 mA, HART usw.)

Darüber hinaus erfordern die folgenden Informationen die Zustimmung des Betreibers und des Herstellers in Abhängigkeit von der Einkaufs- und Konstruktionspraxis.

- Ventiltypennummer
- Nennweite
- Bauform des Ventilkörpers (Winkel, Zweisitz, Absperrklappe usw.)
- Ventilegelführung (kägigeführt, sitzgeführt usw.)
- Ventilegelfunktion (Zum Schließen nach unten drücken oder Zum Öffnen nach unten drücken)
- Sitzweite (voll oder eingeschränkt)
- Erforderliche Ventilinnengarnitur-Werkstoffe
- Durchflussaktion (Durchfluss neigt dazu, die Armatur zu öffnen oder Durchfluss neigt dazu, die Armatur zu schließen)
- Erforderliche Größe des Stellantriebs
- Bauform des Ventiloberteils (einfach, verlängert, Faltenbalgdichtung usw.)
- Packungswerkstoff (PTFE V-Ring, laminiertes Graphit, Abdichtung für umweltbezogene Systeme usw.)
- Erforderliches Zubehör (Stellungsregler, Handrad usw.)

Einige dieser Optionen wurden in früheren Kapiteln dieses Buches beschrieben, andere werden in diesem und den folgenden Kapiteln behandelt.

### Prozess zur Auswahl einer Armatur



## 5.1 Stellventil-Abmessungen

### 5.1.1 Baulängen von Durchgangsventilen mit Flanschenden

Classes 125, 150, 250, 300 und 600 (Abmessungen gemäß ANSI/ISA-75.08.01)

Nennweite		Druckstufen und Endanschlüsse					
		Class 125 FF (CI) Class 150 RF (STL)		Class 150 RTJ (STL)		Class 250 RF (CI) Class 300 RF (STL)	
DN	Zoll	mm	in	mm	in	mm	in
15	1/2	184	7,25	197	7,75	190	7,50
20	3/4	184	7,25	197	7,75	194	7,62
25	1	184	7,25	197	7,75	197	7,75
40	1-1/2	222	8,75	235	9,25	235	9,25
50	2	254	10,00	267	10,50	267	10,50
65	2-1/2	276	10,88	289	11,38	292	11,50
80	3	298	11,75	311	12,25	318	12,50
100	4	352	13,88	365	14,38	368	14,50
150	6	451	17,75	464	18,25	473	18,62
200	8	543	21,38	556	21,88	568	22,38
250	10	673	26,50	686	27,00	708	27,88
300	12	737	29,00	749	29,50	775	30,50
350	14	889	35,00	902	35,50	927	36,50
400	16	1016	40,00	1029	40,50	1057	41,62

Oben verwendete Abkürzungen: FF – Flat Face (Glatte Dichtfläche); RF – Raised Face (Glatte Dichtleiste); RTJ – RTJ-Flansch (Ring-Type Joint); CI – Gusseisen (Cast Iron)

## Einbaulängen für Durchgangsventile mit Flanschenden, Fortsetzung...

Nennweite		Druckstufen und Endanschlüsse					
		Class 300 RTJ (STL)		Class 600 RF (STL)		Class 600 RTJ (STL)	
DN	Zoll	mm	in	mm	in	mm	in
15	1/2	202	7,94	203	8,00	203	8,00
20	3/4	206	8,12	206	8,12	206	8,12
25	1	210	8,25	210	8,25	210	8,25
40	1-1/2	248	9,75	251	9,88	251	9,88
50	2	282	11,12	286	11,25	284	11,37
65	2-1/2	308	12,12	311	12,25	314	12,37
80	3	333	13,12	337	13,25	340	13,37
100	4	384	15,12	394	15,50	397	15,62
150	6	489	19,24	508	20,00	511	20,12
200	8	584	23,00	610	24,00	613	24,12
250	10	724	28,50	752	29,62	755	29,74
300	12	790	31,12	819	32,25	822	32,37
350	14	943	37,12	972	38,25	475	38,37
400	16	1073	42,24	1108	43,62	1111	43,74

Oben verwendete Abkürzungen: STL – Stahl (Steel)

## Classes 900, 1500 und 2500 (Abmessungen gemäß ANSI/ISA-75.08.06)

Nennweite		Klasse 900				Klasse 1500	
		mm		in		mm	
DN	Zoll	Kurz	Lang	Kurz	Lang	Kurz	Lang
15	1/2	273	292	10,75	11,50	273	292
20	3/4	273	292	10,75	11,50	273	292
25	1	273	292	10,75	11,50	273	292
40	1-1/2	311	333	12,25	13,12	311	333
50	2	340	375	13,38	14,75	340	375
65	2-1/2	---	410	---	16,12	---	410
80	3	387	441	15,25	17,38	406	460
100	4	464	511	18,25	20,12	483	530
150	6	600	714	21,87	28,12	692	768
200	8	781	914	30,75	36,00	838	972
250	10	864	991	34,00	39,00	991	1067
300	12	1016	1130	40,00	44,50	1130	1219
350	14	---	1257	---	49,50	---	1257
400	16	---	1422	---	56,00	---	1422
450	18	---	1727	---	68,00	---	1727

Einbaulängen für Durchgangsventile mit Flanschenden, Fortsetzung...

Nennweite		Klasse 1500		Klasse 2500			
		in		mm		in	
DN	Zoll	Kurz	Lang	Kurz	Lang	Kurz	Lang
15	1/2	10,75	11,50	308	318	12,12	12,50
20	3/4	10,75	11,50	308	318	12,12	12,50
25	1	10,75	11,50	308	318	12,12	12,50
40	1-1/2	12,25	13,12	359	381	14,12	15,00
50	2	13,38	14,75	---	400	---	16,25
65	2-1/2	---	16,12	---	441	---	17,38
80	3	16,00	18,12	498	660	19,62	26,00
100	4	19,00	20,87	575	737	22,62	29,00
150	6	24,00	30,25	819	864	32,25	34,00
200	8	33,00	38,25	---	1022	---	40,25
250	10	39,00	42,00	1270	1372	50,00	54,00
300	12	44,50	48,00	1321	1575	52,00	62,00
350	14	---	49,50	---	---	---	---
400	16	---	56,00	---	---	---	---
450	18	---	68,00	---	---	---	---

5.1.2 Einbaulängen für Durchgangsventile mit Schweißenden

Classes 150, 300, 600, 900, 1500 und 2500 (Abmessungen gemäß ANSI/ISA-75.08.05)

Nennweite		Class 150, 300 und 600				Klasse 900 und 1500	
		mm		in		mm	
DN	Zoll	Kurz	Lang	Kurz	Lang	Kurz	Lang
15	1/2	187	203	7,38	8,00	194	279
20	3/4	187	206	7,38	8,25	194	279
25	1	187	210	7,38	8,25	197	279
40	1-1/2	222	251	8,75	9,88	235	330
50	2	254	286	10,00	11,25	292	375
65	2-1/2	292	311	11,50	12,25	292	375
80	3	318	337	12,50	13,25	318	460
100	4	368	394	14,50	15,50	368	530
150	6	451	508	17,75	20,00	508	768
200	8	543	610	21,38	24,00	610	832
250	10	673	752	26,50	29,62	762	991
300	12	737	819	29,00	32,35	914	1130
350	14	851	1029	33,50	40,50	---	1257
400	16	1016	1108	40,00	43,62	---	1422
450	18	1143	---	45,00	---	---	1727

## Einbaulängen für Durchgangventile mit Schweißenden, Fortsetzung...

Nennweite		Klasse 900 und 1500		Klasse 2500			
		in		mm		in	
DN	Zoll	Kurz	Lang	Kurz	Lang	Kurz	Lang
15	1/2	7,62	11,00	216	318	8,50	12,50
20	3/4	7,62	11,00	216	318	8,50	12,50
25	1	7,75	11,00	216	318	8,50	12,50
40	1-1/2	9,25	13,00	260	359	10,25	14,12
50	2	11,50	14,75	318	400	12,50	15,75
65	2-1/2	11,50	14,75	318	400	12,50	15,75
80	3	12,50	18,12	381	498	15,00	19,62
100	4	14,50	20,88	406	575	16,00	22,62
150	6	24,00	30,25	610	819	24,00	32,25
200	8	24,00	32,75	762	1029	30,00	40,25
250	10	30,00	39,00	1016	1270	40,00	50,00
300	12	36,00	44,50	1118	1422	44,00	56,00
350	14	---	49,50	---	1803	---	71,00
400	16	---	56,00	---	---	---	---
450	18	---	68,00	---	---	---	---

## 5.1.3 Einbaulängen für Durchgangventile mit Einsteckschweißende

Classes 150, 300, 600, 900, 1500 und 2500 (Abmessungen gemäß ANSI/ISA-75.08.03)

Nennweite		Class 150, 300 und 600				Klasse 900 und 1500	
		mm		in		mm	
DN	Zoll	Kurz	Lang	Kurz	Lang	Kurz	Lang
15	1/2	170	206	6,69	8,12	178	279
20	3/4	170	210	6,69	8,25	178	279
25	1	197	210	7,75	8,25	178	279
40	1-1/2	235	251	9,25	9,88	235	330
50	2	267	286	10,50	11,25	292	375
65	2-1/2	292	311	11,50	12,25	292	---
80	3	318	337	12,50	13,25	318	533
100	4	368	394	14,50	15,50	368	530

Einbaulängen für Durchgangsventile mit Einsteckschweißende, Fortsetzung...

Nennweite		Klasse 900 und 1500		Klasse 2500			
		in		mm		in	
DN	Zoll	Kurz	Lang	Kurz	Lang	Kurz	Lang
15	1/2	7,00	11,00	216	318	8,50	12,50
20	3/4	7,00	11,00	216	318	8,50	12,50
25	1	7,00	11,00	216	318	8,50	12,50
40	1-1/2	9,25	13,00	260	381	10,25	15,00
50	2	11,50	14,75	324	400	12,75	15,75
65	2-1/2	11,50	---	324	---	12,75	---
80	3	12,50	21,00	381	660	15,00	26,00
100	4	14,50	20,88	406	737	16,00	29,00

### 5.1.4 Einbaulängen für Durchgangsventile mit Schraubenden

Classes 150, 300 und 600 (Abmessungen gemäß ANSI/ISA-75.08.03)

Nennweite		Class 150, 300 und 600			
		mm		in	
DN	Zoll	Kurz	Lang	Kurz	Lang
15	1/2	165	206	6,50	8,12
20	3/4	165	210	6,50	8,25
25	1	197	210	7,75	8,25
40	1-1/2	235	251	9,25	9,88
50	2	267	286	10,50	11,25
65	2-1/2	292	311	11,50	12,26

### 5.1.5 Länge Flansfläche bis Mittellinie für Durchgangsventile mit glatter Dichtleiste

Classes 150, 300 und 600 (Abmessungen gemäß ANSI/ISA-75.08.08)

Nennweite		Klasse 150		Klasse 300		Klasse 600	
		mm	in	mm	in	mm	in
DN	Zoll	mm	in	mm	in	mm	in
25	1	92	3,62	99	3,88	105	4,12
40	1-1/2	111	4,37	117	4,62	125	4,94
50	2	127	5,00	133	5,25	143	5,62
80	3	149	5,88	159	6,25	168	6,62
100	4	176	6,94	184	7,25	197	7,75
150	6	226	8,88	236	9,31	254	10,00
200	8	272	10,69	284	11,19	305	12,00

### 5.1.6 Einbaulängen für Durchgangsventile mit loseem Flansch

Classes 150, 300 und 600 (Abmessungen gemäß ANSI/ISA-75.08.07)

Nennweite		Class 150, 300 und 600	
DN	Zoll	mm	in
25	1	216	8,50
40	1-1/2	241	9,50
50	2	292	11,50
80	3	356	14,00
100	4	432	17,00

### 5.1.7 Einbaulängen für Drehventile mit Flanschenden und Flanschlos (außer Absperrklappen)

Classes 150, 300 und 600 (Abmessungen gemäß ANSI/ISA-75.08.02)

Nennweite		Classes 150, 300 und 600	
DN	Zoll	mm	in
20	3/4	76	3,00
25	1	102	4,00
40	1-1/2	114	4,50
50	2	124	4,88
80	3	165	6,50
100	4	194	7,62
150	6	229	9,00
200	8	243	9,56
250	10	297	11,69
300	12	338	13,31
350	14	400	15,75
400	16	400	15,75
450	18	457	18,00
500	20	508	20,00
600	24	610	24,00

### 5.1.8 Einbaulängen für Absperrklappen mit Monoflansch (Flanschaugen) and Flanschlos (Zwischenflansch)

(Abmessungen gemäß MSS-SP-67)

Nennweite		Abmessungen für schmale Ventilkörper, eingebaut <sup>(1)(2)</sup>	
DN	Zoll	in	mm
40	1-1/2	1,31	33,3
50	2	1,69	42,9
65	2-1/2	1,81	46,0
80	3	1,81	46,0
100	4	2,06	52,3
150	6	2,19	55,6
200	8	2,38	60,5
250	10	2,69	68,3
300	12	3,06	77,7
350	14	3,06	77,7
400	16	3,12	79,2
450	18	4,00	101,6
500	20	4,38	111,2

1. Ventilkörper kompatibel mit Gusseisenflanschen der Class 125 oder Stahlflanschen der Class 150.  
 2. Dies ist die Abmessung der Einbaulänge nach dem Einbau in das Rohrleitungssystem. Es berücksichtigt nicht die Stärke der Dichtungen, wenn separate Dichtungen verwendet werden. Es berücksichtigt die Stärke von Dichtungen, die ein integraler Bestandteil des Ventils sind; diese Abmessung wird jedoch mit komprimierten Dichtungen oder Dichtringen festgelegt.

### 5.1.9 Einbaulängen für Hochdruck-Absperrklappen mit exzentrischer Konstruktion

Classes 150, 300 und 600 (Abmessungen gemäß MSS SP-68)

Nennweite		Klasse 150		Klasse 300		Klasse 600	
DN	Zoll	in	mm	in	mm	in	mm
80	3	1,88	48	1,88	48	2,12	54
100	4	2,12	54	2,12	54	2,50	64
150	6	2,25	57	2,31	59	3,06	78
200	8	2,50	63	2,88	73	4,00	102
250	10	2,81	71	3,25	83	4,62	117
300	12	3,19	81	3,62	92	5,50	140
350	14	3,62	92	4,62	117	6,12	155
400	16	4,00	101	5,25	133	7,00	178
450	18	4,50	114	5,88	149	7,88	200
500	20	5,00	127	6,25	159	8,50	216
600	24	6,06	154	7,12	181	9,13	232

## 5.2 Sitzleckage-Einstufungen für Stellventile

(In Übereinstimmung mit ANSI/FCI 70-2 und IEC 60534-4)

Zugewiesene Leckageklasse	Max. zulässige Leckage	Prüfmedium	Prüfdrücke	Erforderliches Testverfahren zur Bestimmung der Einstufung
I	---	---	---	Keine Prüfung erforderlich, sofern Betreiber und Anbieter einverstanden sind.
II	0,5 % der Nennkapazität	Luft oder Wasser bei 10–52 °C (50–125 °F)	3–4 bar (45–60 psig) oder max. Differenzdruck im Betrieb, je nachdem, welcher Wert niedriger ist.	Am Ventileintritt angelegter Druck, mit offenem Austritt an die Atmosphäre oder angeschlossen an ein Messgerät mit niedrigem Druckverlust, bei voller normaler Schließkraft durch den Stellantrieb.
III	0,1 % der Nennkapazität	Wie oben	Wie oben	Wie oben
IV	0,01 % der Nennkapazität	Wie oben	Wie oben	Wie oben
V	0,0005 ml pro Minute Wasser pro Zoll Blendendurchmesser pro psi Differenzdruck ( $5 \times 10^{-12} \text{ m}^3$ pro Sekunde Wasser pro mm Blendendurchmesser pro bar Differenzdruck).	Wasser bei 10–52 °C (50–125 °F)	Max. Differenzdruck im Betrieb über den Ventilkegel, ANSI-Gehäuse-Druckstufe nicht überschritten oder ein niedrigerer Druck je nach Vereinbarung.	Druck am Ventileintritt nach dem Füllen des gesamten Ventilkörperhohlraums und der angeschlossenen Verrohrung mit Wasser bei geschlossenem Ventilkegel. Die angegebene max. Antriebskraft verwenden, aber nicht mehr, auch wenn diese während der Prüfung zur Verfügung steht. Ausreichend Zeit lassen, damit sich der Leckagestrom stabilisiert.
VI	Die in der folgenden Tabelle angegebenen Werte nicht überschreiten.	Luft oder Stickstoff bei 10–52 °C (50–125 °F)	3,5 bar (50 psig) oder max. Differenzdruck über den Ventilkegel, je nachdem, welcher Wert niedriger ist.	Am Ventileintritt angelegter Druck. Der Antrieb ist auf die angegebenen Betriebsbedingungen mit voller normaler Schließkraft am Ventilkegelsitz einzustellen. Ausreichend Zeit lassen, damit sich der Leckagestrom stabilisieren kann und ein geeignetes Messgerät verwenden.

### 5.3 Class VI Max. zulässige Sitzleckage

(In Übereinstimmung mit ANSI/FCI 70-2)

Nenn-Sitzdurchmesser		Luftblasen pro Minute <sup>(1)</sup>	
in	mm	ml pro Minute	Luftblasen pro Minute
1	25	0,15	1
1-1/2	38	0,30	2
2	51	0,45	3
2-1/2	64	0,60	4
3	76	0,90	6
4	102	1,70	11
6	152	4,00	27
8	203	6,75	45

1. Die Angabe der Blasen pro Minute in der Tabelle ist eine vorgeschlagene Alternative auf Basis eines entsprechend kalibrierten Messgeräts. In diesem Fall handelt es sich um ein Rohr mit einem Außendurchmesser von 6,3 mm (1/4") x 0,8 mm (0,032") Stärke, das bis zu einer Tiefe von 3 bis 6 mm (1/8 bis 1/4") in Wasser eingetaucht ist. Das Rohrnde ist quadratisch und glatt ohne Fasen und Grate zu schneiden, und die Rohrachse muss senkrecht zur Wasseroberfläche stehen. Auch andere Geräte können konstruiert werden und die Anzahl an Blasen pro Minute kann von dem angegebenen Wert abweichen, sofern sie den Durchfluss in ml pro Minute korrekt anzeigen.

### 5.4 Durchflusskennlinien eines Stellventils

Die Durchflusskennlinie eines Stellventils ist das Verhältnis zwischen dem Durchfluss durch die Armatur und dem Ventilstellweg, da der Stellweg von 0 bis 100 % variiert wird. Die inhärente Durchflusskennlinie bezieht sich auf die Kennlinie, die bei einem konstanten Differenzdruck über die Armatur beobachtet wird. Die gewählte Durchflusskennlinie bezieht sich auf die Kennlinie, die im Betrieb erreicht wird, wenn der Differenzdruck mit dem Durchfluss und anderen Änderungen im System variiert.

Die Charakterisierung von Stellventilen sorgt für eine relativ gleichmäßige Regelkreisstabilität über den zu erwartenden Bereich von Betriebsbedingungen der Anlage. Die Ermittlung der für ein bestimmtes System erforderlichen Durchflusskennlinie erfordert eine dynamische Analyse des Regelkreises. Dennoch wurden Analysen der gängigsten Prozesse durchgeführt, so dass einige hilfreiche Richtlinien für die Auswahl der richtigen Durchflusskennlinie festgelegt werden können. Diese Richtlinien werden nach einem kurzen Blick auf die heute verwendeten Durchflusskennlinien beschrieben.

#### 5.4.1 Durchflusskennlinien

Abb. 5.1 zeigt typische Durchflusskennlinien. Die schnellöffnende Durchflusskennlinie sorgt für maximale Durchflussänderung bei kleinen Ventilstellwegen mit nahezu linearem Verlauf. Zusätzliche Vergrößerungen des Stellwegs führen zu stark reduzierten Änderungen der Durchflussraten. Wenn sich der Ventilkegel der weit geöffneten Stellung nähert, nähert sich die Durchflussratenänderung dem Nullpunkt. Bei einem Stellventil wird eine schnellöffnende Durchflusskennlinie hauptsächlich für den Auf/Zu-Betrieb eingesetzt. Er eignet sich aber auch für viele Anwendungen, bei denen normalerweise ein linearer Ventilkegel vorgeschrieben ist.

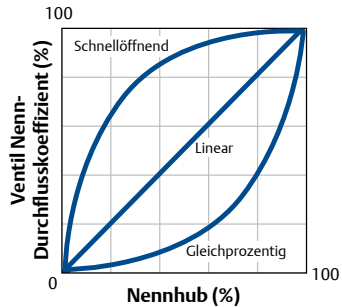


Abb. 5.1 Rückmeldungs-Regelkreis

Die lineare Durchflusskennlinie zeigt, dass der Durchfluss direkt proportional zum Stellweg des Ventils ist. Diese proportionale Beziehung führt zu einer Kennlinie mit konstanter Steigung, so dass bei konstantem Differenzdruck die Durchflusszunahme bei allen Durchflussraten gleich ist. (Die Durchflusszunahme ist das Verhältnis einer inkrementellen Änderung der Ventilkegelstellung. Die Zunahme ist eine Funktion der Ventillinnenweite und -konfiguration, der Systembetriebsbedingungen und der Ventilkegelkennlinie.) Der lineare Ventilkegel wird normalerweise zur Füllstandsregelung und für bestimmte Durchflussregelungen verwendet, die eine konstante Zunahme erfordern.

Bei der gleichprozentigen Durchflusskennlinie führen gleiche Stellwegabstufungen zu gleichprozentigen Änderungen der vorhandenen Durchflussrate. Die Änderung der Durchflussrate ist immer proportional zur Durchflussrate kurz vor Änderung der Kegel-, Scheiben/Klappen- oder Kugelstellung. Ventile mit gleichprozentiger Durchflusskennlinie werden in der Regel zur Druckregelung und für andere Anwendungen eingesetzt, bei denen ein großer Prozentsatz des Differenzdrucks normalerweise vom System selbst aufgenommen wird, wobei nur ein relativ kleiner Prozentsatz am Stellventil zur Verfügung steht. Ventile mit gleichprozentiger Kennlinie sind auch dort anzutreffen, wo mit stark schwankenden Differenzdruckbedingungen zu rechnen ist.

### 5.4.2 Auswahl der Durchflusskennlinien

Die ideale Durchflusskennlinie wäre eine, die zu einer linearen gewählten Kennlinie und einer gleichmäßigen gewählten Zunahme führen würde. Für eine optimale Leistung kann eine vollständige dynamische Analyse durchgeführt werden, da neben der Durchflusskennlinie noch viele weitere Faktoren die Leistung beeinflussen. Eine solche Analyse wäre am besten für Anwendungen geeignet, bei denen eine genaue Regelung von entscheidender Bedeutung ist. Für andere Anwendungen kann bis zu einem gewissen Grad eine weniger günstige Durchflusskennlinie in der Regeleinrichtung eingestellt werden. Weitere Informationen zur Stellventilleistung finden Sie in Kapitel 2. ■

## 5.5 Nennweiten

Die Normungsmaßnahmen zur Auslegung von Stellventilen gehen auf die frühen 1960er Jahre zurück, als ein Fachverband, das Fluids Control Institute, Auslegungsgleichungen für kompressible und nicht kompressible Flüssigkeiten veröffentlichte. Die Bandbreite der Einsatzbedingungen, die durch diese Gleichungen exakt abgedeckt werden konnten, war jedoch recht eng und der Standard erreichte keine hohe Akzeptanz. Im Jahr 1967 gründete die ISA dann ein Komitee zur Entwicklung und Veröffentlichung von Standardgleichungen. Die Bemühungen dieses Komitees gipfelten in einem Nennweitenverfahren, das den Status eines American National Standard erreicht hat. Später erarbeitete ein Komitee der International Electrotechnical Commission (IEC) auf der Grundlage der ISA-Arbeiten internationale Normen für die Nennweiten von Stellventilen. (Einige Informationen in diesem einleitenden Material wurden mit Genehmigung des Herausgebers, der ISA, der Norm ANSI/ISA-75.01.01 entnommen.) Die Normen für die Nennweiten von Ventilen ANSI/ISA-75.01.01 und IEC 60534-2-1 wurden harmonisiert, so dass beide Normen verwendet werden können.

Obwohl die standardmäßigen Methoden zur Berechnung der Nennweiten für die meisten Stellventilsituationen gut funktionieren, muss dennoch beachtet werden, dass die Normen Grenzwerte für ihren Einsatz festlegen. Die Verwendung außerhalb der vorgesehenen Grenzwerte muss mit Vorsicht erfolgen. Die Anforderungen der Normen an eine ausreichende Genauigkeit sind:

- Einkomponentige, einphasige Flüssigkeiten
- Newtonsche Flüssigkeiten
- Ideale Gase und Dämpfe
- Ideales Verhältnis der spezifischen Wärme im Bereich von  $1,08 < \gamma < 1,65$  für Gase und Dämpfe
- Ventile mit  $x_T \leq 0,84$
- Ventile mit  $C_v/d^2 < 30$

In den folgenden Abschnitten werden die Nomenklatur und die Verfahren erläutert und Beispielprobleme zur Veranschaulichung ihrer Verwendung gelöst. Für die nachfolgende Diskussion werden alle Strömungen als voll turbulent angenommen. Bei Situationen mit hochviskosen Flüssigkeiten oder sehr geringen Durchflussraten sind zusätzliche Überlegungen erforderlich. ■

## 5.6 Abkürzungen und Terminologie

Symbol		Symbol	
$C_v$	Nennweitenkoeffizient	$\Delta P$	Differenzdruck ( $P_1 - P_2$ ) über die Armatur
$d$	Armatur-Nennweite	$\Delta P_{\text{gedrosselt}}$	Differenzdruck in der Flüssigkeit, der den Durchfluss durch Drosselung begrenzt.
$D_1, D_2$	Innendurchmesser der anström- bzw. abströmseitigen Rohrleitung	$\Delta P_{\text{Auslegung}}$	Differenzdruckwert für die Auslegungsberechnung für Flüssigkeiten
$F_d$	Ventilbauform-Modifizierer, dimensionslos	$q$	Standard-Volumendurchfluss <sup>(1)</sup>
$F_f$	Kritischer Flüssigkeitsdruckfaktor, dimensionslos	$T_1$	Absoluttemperatur in der anströmseitigen Rohrleitung
$F_7$	Verhältnis des spezifischen Wärmefaktors, dimensionslos	$w$	Massendurchflussrate
$F_L$	Flüssigkeitsdruck-Rückgewinnungsfaktor, dimensionslos	$x$	Verhältnis des Differenzdrucks über die Armatur zum anströmseitigen statischen Absolutdruck ( $\Delta P/P_1$ ), dimensionslos
$F_{LP}$	Kombinierter Flüssigkeitsdruck-Rückgewinnungsfaktor und geometrischer Faktor der Armatur-Rohrleitung mit montierten Anschlüssen (wenn montierte Fittings vorhanden sind, entspricht $F_{LP} = F_f$ ), dimensionslos	$x_{\text{gedrosselt}}$	Das gedrosselte Differenzdruckverhältnis für einen kompressiblen Durchfluss
$F_p$	Geometrischer Faktor der Armaturenrohrleitung, dimensionslos	$x_{\text{Auslegung}}$	Differenzdruckverhältnis für eine kompressible Auslegung
$K$	Druckverlustkoeffizient eines Gerätes, dimensionslos (gekennzeichnet mit $\zeta$ in den Auslegungsnormen)	$x_T$	Differenzdruck-Verhältnissfaktor bei gedrosselem Durchfluss, dimensionslos
$M$	Molekulargewicht	$x_{LP}$	Differenzdruck-Verhältnissfaktor bei gedrosselem Durchfluss mit montierten Fittings, dimensionslos
$N$	Numerische Konstante, dient zur Berücksichtigung von verschiedenen Einheiten	$\gamma$	Ausdehnungsfaktor, dimensionslos
$P_1$	Anströmseitiger statischer Absolutdruck	$Z_1$	Kompressibilitätsfaktor an den Eintrittsbedingungen, dimensionslos
$P_2$	Statischer Absolutdruck im Abströmsystem	$\gamma$	Ideales Verhältnis der spezifischen Wärmefaktoren, dimensionslos
$P_c$	Thermodynamisch kritischer Absolutdruck	$\nu$	Kinematische Viskosität
$P_v$	Dampfdruck absolut der Flüssigkeit bei Eintrittstemperatur	$\rho_1$	Dichte bei Eintrittsbedingungen
		$\rho_1/\rho_o$	Spezifische Dichte der Flüssigkeit am Eintritt (Verhältnis der Flüssigkeitsdichte bei Fließtemperatur zur Dichte von Wasser bei 15,5 °C (60 °F)), dimensionslos

1. Standardbedingungen wurden definiert als 15,5 °C (60 °F) und 14,7 psia (101,3 kPa).

## 5.7 Gleichungskonstanten

		N	w	q	p <sup>(2)</sup>	p	T	d, D
N <sub>1</sub>		0,0865	---	m <sup>3</sup> /h	kPa	---	---	---
		0,865	---	m <sup>3</sup> /h	bar	---	---	---
		1,00	---	gal/min	psia	---	---	---
N <sub>2</sub>		0,00214 890	---	---	---	---	---	mm Zoll
N <sub>5</sub>		0,00241 1000	---	---	---	---	---	mm Zoll
N <sub>6</sub>		2,73	kg/h	---	kPa	kg/m <sup>3</sup>	---	---
		27,3	kg/h	---	bar	kg/m <sup>3</sup>	---	---
		63,3	lb/h	---	psia	lbm/ft <sup>3</sup>	---	---
N <sub>8</sub>		0,948	kg/h	---	kPa	---	K	---
		94,8	kg/h	---	bar	---	K	---
		19,3	lb/h	---	psia	---	deg R	---
N <sub>9</sub> <sup>(3)</sup>	Normalbedingungen	21,2	---	m <sup>3</sup> /h	kPa	---	K	---
	T <sub>N</sub> = 0 °C	2120	---	m <sup>3</sup> /h	bar	---	K	---
	Standardbedingungen	22,5	---	m <sup>3</sup> /h	kPa	---	K	---
	T <sub>s</sub> = 15 °C	2250	---	m <sup>3</sup> /h	bar	---	K	---
	Standardbedingungen T <sub>s</sub> = 60 °F	7320	---	scfh	psia	---	deg R	---
1. Viele der in diesen Berechnungsverfahren verwendeten Gleichungen enthalten eine numerische Konstante, N, zusammen mit einem numerischen Index. Diese numerischen Konstanten bieten die Möglichkeit, verschiedene Einheiten in den Gleichungen zu verwenden. Die Werte für die verschiedenen Konstanten und die entsprechenden Einheiten sind in der obigen Tabelle angegeben. Beispielsweise, wenn der Durchfluss in gal/min angegeben wird und die Drücke in psia sind, hat N <sub>1</sub> einen Wert von 1,00. Wenn der Durchfluss in m <sup>3</sup> /h angegeben wird und die Drücke in kPa sind, wird die Konstante N <sub>1</sub> zu 0,0865. 2. Alle Drücke sind Absolutdrücke. 3. Die Druckbasis ist 101,3 kPa (1,013 bar)(14,7 psia).								

## 5.8 Auslegung von Ventilen für Flüssigkeiten

Das Folgende ist eine Schritt-für-Schritt-Anleitung zur Auslegung von Stellventilen für den Durchfluss von Flüssigkeiten nach dem ISA- und IEC-Verfahren. Streng genommen gilt diese Methode nur für einkomponentige Flüssigkeiten, jedoch können auch Mischungen aus mehreren Komponenten mit Vorsicht eingesetzt werden.

Jeder einzelne dieser Schritte ist wichtig und muss bei jeder Auslegung von Armaturen berücksichtigt werden. Es muss beachtet werden, dass die  $C_v$ - und  $F_L$ -Werte übereinstimmen. Wenn ein anderer  $C_v$ -Wert verwendet wird, muss der entsprechende  $F_L$ -Wert für diese Armatur und der Ventilstellweg aus der Produktliteratur entnommen werden.

1. Geben Sie die zur Auslegung der Armatur erforderlichen Variablen wie folgt an:

- Gewünschte Bauform,
- Prozessmedium (Wasser, Öl usw.) und
- Entsprechende Betriebsbedingungen
- $q$  oder  $w$ ,  $P_1$ ,  $P_2$  oder  $\Delta P$ ,  $T_1$ ,  $\rho_1/\rho_0$ ,  $P_v$ ,  $P_c$  und  $v$

Die Fähigkeit zu erkennen, welche Begriffe für ein bestimmtes Auslegungsverfahren geeignet sind, kann nur durch Erfahrung mit unterschiedlichen Ventilauslegungsproblemen erworben werden. Wenn einer der oben genannten Begriffe für Sie neu oder unbekannt ist, finden Sie in der Tabelle „Abkürzungen und Terminologie“ eine vollständige Definition.

2. Ermitteln Sie die Konstanten der Gleichung,  $N_1$  und  $N_2$ .

$N_1$  und  $N_2$  sind numerische Konstanten, die in den Durchflussgleichungen enthalten sind, um ein Mittel zur Verwendung verschiedener Einheitensysteme bereitzustellen. Die Werte für diese verschiedenen Konstanten und deren entsprechende Einheiten sind in der Tabelle „Gleichungskonstanten“ angegeben.

3. Bestimmen Sie  $F_p$  den Geometriefaktor der Rohrleitungen, und  $F_{LP}$  den Flüssigkeitsdruck-Rückgewinnungsfaktor, der für angebrachte Fittings angepasst ist.

Für diese Berechnungen werden ein geschätzter  $C_v$ -Wert und der entsprechende  $F_L$ -Wert verwendet.

$F_p$  ist ein Korrekturfaktor, der Druckverluste aufgrund von Rohrleitungsittings wie Reduzierstücke, Winkelstücke oder T-Stücke berücksichtigt, die direkt an den Eintritts- und Austrittsanschlüssen des zu bemessenden Stellventils angebracht sein können. Sind solche Fittings an der Armatur angebracht, müssen diese berücksichtigt werden. Das Standard-Auslegungsverfahren bietet eine Methode zur Berechnung des  $F_p$ -Faktors für konzentrische Reduzierer und Expander. Wenn jedoch keine Fittings an der Armatur angebracht sind, hat  $F_p$  einen Wert von 1,0 und fällt einfach aus der Auslegungsgleichung heraus. Entsprechend ist  $F_{LP} = F_L$ .

4. Bestimmen Sie den zu verwendenden Differenzdruck für die Auslegung,  $\Delta P_{\text{Auslegung}}$ .

Wenn die Differenz zwischen dem anström- und abströmseitigen Druck groß genug ist, könnte die Flüssigkeit verdampfen und einen gedrosselten Durchfluss verursachen. Wenn der tatsächliche Differenzdruck über die Armatur,  $\Delta P$ , höher ist als der Differenzdruck, der einen gedrosselten Durchfluss verursacht, muss anstelle des tatsächlichen Differenzdrucks der gedrosselte Differenzdruck,  $\Delta P_{\text{gedrosselt}}$ , verwendet werden.

5. Berechnen Sie  $C_v$ . Wenn dieser  $C_v$ -Wert nicht nahe an der in Schritt 3 verwendeten Schätzung liegt, iterieren Sie mit diesem neuen  $C_v$ -Wert und dem entsprechenden  $F_L$ -Wert aus den Produktinformationen.

### 5.8.1 Bestimmen des Geometriefaktors der Rohrleitung ( $F_p$ ) und des Flüssigkeitsdruck-Rückgewinnungsfaktors ( $F_{LP}$ ), angepasst an die Fittings

Bestimmen Sie einen  $F_p$ -Faktor, wenn Fittings wie Reduzierstücke, Winkelstücke oder T-Stücke direkt an den Eintritts- und Austrittsanschlüssen des zu auslegenden Stellventils angebracht werden. Sofern möglich, wird empfohlen, die Faktoren  $F_p$  und  $F_{LP}$  experimentell unter Verwendung des spezifizierten Ventils in tatsächlichen Tests zu bestimmen.

$$F_p = \left[ 1 + \frac{\sum K}{N_2} \left( \frac{C_v}{d^2} \right)^2 \right]^{-1/2}$$

Mit der folgenden Methode können jedoch vernünftige Annäherungen für angebrachte konzentrische Reduzierstücke vorgenommen werden.

In der vorherigen Gleichung ist der Begriff  $\Sigma K$  die algebraische Summe der Geschwindigkeitsverlustkoeffizienten aller Fittings, die am Stellventil angebracht sind.

$$\Sigma K = K_1 + K_2 + K_{B1} - K_{B2}$$

Dabei gilt:

$K_1$  = Widerstandskoeffizient der anströmseitigen Fittings

$K_2$  = Widerstandskoeffizient der abströmseitigen Fittings

$K_{B1}$  = Bernoulli-Koeffizient am Eintritt

$K_{B2}$  = Bernoulli-Koeffizient am Austritt

Und,

$$K_{B1} = 1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^4$$

$$K_{B2} = 1 - \left(\frac{d}{D_2}\right)^4$$

Wenn die anström- und abströmseitige Rohrleitung die gleiche Nennweite aufweisen, sind auch die Bernoulli-Koeffizienten gleich,  $K_{B1} = K_{B2}$ . Aus diesem Grund werden sie aus der Gleichung  $\Sigma K$  entfernt.

Das am häufigsten eingesetzte Fitting bei Stellventilinstallationen ist das konzentrische Kurzlängen-Reduzierstück. Die Gleichungen für dieses Fitting lauten wie folgt:

- Für das Eintrittsreduzierstück:

$$K_1 = 0.5 \left(1 - \frac{d^2}{D_1^2}\right)^2$$

- Für das Austrittsreduzierstück:

$$K_2 = 1.0 \left(1 - \frac{d^2}{D_2^2}\right)^2$$

- Für eine Armatur, die zwischen identischen Reduzierstücken montiert ist:

$$K_1 + K_2 = 1.5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2$$

Mit dem Wert  $F_v$ , der dem Wert  $C_v$  für die ausgewählte Armatur entspricht.

$$F_{LP} = \left[ \frac{K_1 + K_{B1}}{N_2} \left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2 + \frac{1}{F_L^2} \right]^{-1/2}$$

### 5.8.2 Bestimmen des Differenzdrucks für die Auslegung ( $\Delta P_{\text{Auslegung}}$ )

Berechnen Sie den kritischen Flüssigkeitsdruckfaktor:

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_v}{P_c}}$$

Dann muss der Grenzdifferenzdruck durch die Flüssigkeitsdrosselung ermittelt werden:

$$\Delta P_{\text{choked}} = \left(\frac{F_{LP}}{F_P}\right)^2 (P_1 - F_F P_v)$$

Der bei der Berechnung des erforderlichen Durchflusskoeffizienten zu verwendende Differenzdruck,  $\Delta P_{\text{Auslegung}}$ , ist dann der kleinere des tatsächlichen Systemdifferenzdrucks,  $\Delta P$ , und des gedrosselten Differenzdrucks,  $\Delta P_{\text{gedrosselt}}$ .

Hinweis: Wenn  $\Delta P_{\text{gedrosselt}} < \Delta P$ , besteht entweder Kavitation oder Flashverdampfung im Durchfluss. Ist der Austrittsdruck größer als der Dampfdruck der Flüssigkeit, so führt Kavitation zu einem gedrosselten Durchfluss. Ist der Austrittsdruck kleiner als der Dampfdruck der Flüssigkeit, findet eine Flashverdampfung im Durchfluss statt. Weitere Informationen finden Sie im Abschnitt über Kavitation und Flashverdampfung.

### 5.8.3 Berechnen des erforderlichen Durchflusskoeffizienten ( $C_v$ )

Der zum Durchleiten einer bestimmten Durchflussrate erforderliche Durchflusskoeffizient wird wie folgt berechnet:

$$C_v = \frac{q}{N_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{sizing}}}{\rho_1 / \rho_o}}}$$

### 5.8.4 Auslegung für Flüssigkeiten – Problembeispiel

Gegeben ist eine Anlage, die beim ersten Anlaufen nicht mit maximaler Auslegungskapazität arbeitet. Die Leitungen sind für die höchstmögliche Systemkapazität ausgelegt, aber jetzt besteht der Wunsch, ein Stellventil zu installieren, das nur für die derzeit zu erwartenden Anforderungen ausgelegt ist. Die Nennweite der Leitung beträgt 8 Zoll, und es wurde ein Durchgangsventil der Class 300 mit gleichprozentigem Käfig ausgewählt.

Für den Einbau der Armatur in die Leitung werden handelsübliche konzentrische Reduzierstücke verwendet. Bestimmen Sie die passende Nennweite.

1. Geben Sie die zur Auslegung der Armatur erforderlichen Variablen an:

- Gewünschte Bauform – Durchgangsventil der Class 300 mit gleichprozentigem Käfig und angenommener Nennweite von 3 Zoll. Diese Armatur hat bei 100%iger Öffnung einen  $C_v$ -Wert von 121 und einen  $F_L$ -Wert von 0,89.

- Prozessmedium – Flüssiges Propan

- Betriebsbedingungen –

$$q = 800 \text{ gal/min}$$

$$P_1 = 300 \text{ psig} = 314,7 \text{ psia}$$

$$P_2 = 275 \text{ psig} = 289,7 \text{ psia}$$

$$\Delta P = 25 \text{ psi}$$

$$T_1 = 21 \text{ }^\circ\text{C} (70 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$\rho_1/\rho_o = 0,50$$

$$P_v = 124,3 \text{ psia}$$

$$P_c = 616,3 \text{ psia}$$

2. Ermitteln Sie die Konstanten der Gleichung,  $N_1$  und  $N_2$ .

Aus der Tabelle „Gleichungskonstanten“,  $N_1 = 1,0$  und  $N_2 = 890$ .

3. Bestimmen Sie  $F_p$ , den Geometriefaktor der Rohrleitungen, und  $F_{LP}$ , den Flüssigkeitsdruck-Rückgewinnungsfaktor, der für angebrachte Fittings angepasst ist.

- Ermitteln Sie zunächst die erforderlichen Widerstandskoeffizienten, wenn die anström- und abströmseitigen Rohrleitungsnennweiten gleich sind:

$$\begin{aligned} K_1 &= 0.5 \left( 1 - \frac{d^2}{D_1^2} \right)^2 \\ &= 0.5 \left( 1 - \frac{3^2}{7.98^2} \right)^2 \\ &= 0.37 \end{aligned}$$

Und

$$\begin{aligned} K_{B1} &= 1 - \left( \frac{d}{D_1} \right)^4 \\ &= 1 - \left( \frac{3}{7.98} \right)^4 \\ &= 0.98 \end{aligned}$$

Und

$$\begin{aligned} \Sigma K &= 1.5 \left( 1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^2 \\ &= 1.5 \left( 1 - \frac{3^2}{7.98^2} \right)^2 \\ &= 1.11 \end{aligned}$$

- Jetzt berechnen Sie  $F_p$ :

$$\begin{aligned} F_p &= \left[ 1 + \frac{\Sigma K}{N_2} \left( \frac{C_v}{d^2} \right)^2 \right]^{-1/2} \\ &= \left[ 1 + \frac{1.11}{890} \left( \frac{121}{3^2} \right)^2 \right]^{-1/2} \\ &= 0.90 \end{aligned}$$

- Dann berechnen Sie  $F_{LP}$ :

$$\begin{aligned} F_{LP} &= \left[ \frac{K_1 + K_{B1}}{N_2} \left( \frac{C_v}{d^2} \right)^2 + \frac{1}{F_L^2} \right]^{-1/2} \\ &= \left[ \frac{0.37 + 0.98}{890} \left( \frac{121}{3^2} \right)^2 + \frac{1}{0.89^2} \right]^{-1/2} \\ &= 0.81 \end{aligned}$$

4. Bestimmen Sie den zu verwendenden Differenzdruck für die Auslegung,  $\Delta P_{\text{Auslegung}}$ .

- Berechnen Sie zunächst den kritischen Flüssigkeitsdruckfaktor:

$$\begin{aligned} F_F &= 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_v}{P_c}} \\ &= 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{124.3}{616.3}} \\ &= 0.83 \end{aligned}$$

- Der gedrosselte Differenzdruck,  $\Delta P_{\text{Auslegung}}$ , wird wie folgt berechnet:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{choked}} &= \left( \frac{F_{LP}}{F_F} \right)^2 (P_1 - F_F P_v) \\ &= \left( \frac{0.81}{0.90} \right)^2 (314.7 - 0.83 \cdot 124.3) \\ &= 171 \text{ psi} \end{aligned}$$

- Da der tatsächliche Differenzdruck geringer ist als der gedrosselte Differenzdruck:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{sizing}} &= \Delta P \\ &= 25 \text{ psi} \end{aligned}$$

5. Berechnen Sie den erforderlichen  $C_v$ -Wert.

$$\begin{aligned} C_v &= \frac{q}{N_1 F_p \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{sizing}}}{\rho_1 / \rho_o}}} \\ &= \frac{800}{1.0 \cdot 0.9 \sqrt{\frac{25}{0.5}}} \\ &= 125.7 \end{aligned}$$

Der erforderliche  $C_v$ -Wert von 125,7 übersteigt die Kapazität der angenommenen Armatur, die einen  $C_v$ -Wert von 121 hat. Auch wenn für dieses Beispiel offensichtlich ist, dass die nächstgrößere Nennweite (NPS 4 (DN 100)) die richtige Nennweite ist, kann nicht immer hiervon ausgegangen werden, und eine Wiederholung des obigen Vorgangs sollte durchgeführt werden.

Jetzt nehmen wir eine NPS 4 (DN 100)-Armatur an, mit  $C_v = 203$  und  $F_L = 0,91$ . Diese Werte wurden aus der Durchflusskoeffiziententabelle für ein Fisher EZ-Durchgangsventil der Class 300, NPS 4 (DN 100) mit einem gleichprozentigen Käfig ermittelt.

Berechnen Sie den erforderlichen  $C_v$ -Wert mit einem angenommenen  $C_v$ -Wert von 203 in der  $F_p$ -Berechnung neu.

$$\begin{aligned} \Sigma K &= 1.5 \left( 1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^2 \\ &= 1.5 \left( 1 - \frac{4^2}{7.98^2} \right)^2 \\ &= 0.84 \end{aligned}$$

Und

$$\begin{aligned} F_p &= \left[ 1 + \frac{\Sigma K \left( \frac{C_v}{d^2} \right)^2}{N_2} \right]^{-1/2} \\ &= \left[ 1 + \frac{0.84 \left( \frac{203}{4^2} \right)^2}{890} \right]^{-1/2} \\ &= 0.93 \end{aligned}$$

Und

$$\begin{aligned} C_v &= \frac{q}{N_1 F_p \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{sizing}}}{\rho_1 / \rho_o}}} \\ &= \frac{800}{1.0 \cdot 0.93 \sqrt{\frac{25}{0.5}}} \\ &= 121.7 \end{aligned}$$

Diese Lösung zeigt nur an, dass eine NPS 4 (DN 100)-Armatur ausreichend groß ist, um die angegebenen Betriebsbedingungen zu erfüllen. Es kann jedoch auch Fälle geben, bei denen eine genauere Vorhersage des  $C_v$ -Wertes erforderlich ist. In solchen Fällen sollte der erforderliche  $C_v$ -Wert unter Verwendung eines neuen  $F_p$ -Wertes auf der Grundlage des oben erhaltenen  $C_v$ -Wertes neu bestimmt werden.

In diesem Beispiel ist der  $C_v$ -Wert gleich 121,7. Das führt zu dem folgenden Ergebnis:

$$\begin{aligned} F_p &= \left[ 1 + \frac{\Sigma K}{N_2} \left( \frac{C_v}{d^2} \right)^2 \right]^{-1/2} \\ &= \left[ 1 + \frac{0.84}{890} \left( \frac{121.7}{4^2} \right)^2 \right]^{-1/2} \\ &= 0.97 \end{aligned}$$

Und

$$\begin{aligned} C_v &= \frac{q}{N_1 F_p \sqrt{\frac{\Delta P_{sizing}}{\rho_1 / \rho_o}}} \\ &= \frac{800}{1.0 \cdot 0.97 \sqrt{0.25}} \\ &= 116.6 \end{aligned}$$

Da dieser neu ermittelte  $C_v$ -Wert dem ursprünglich für diese Neuberechnung verwendeten  $C_v$ -Wert sehr nahe kommt (116,6 im Vergleich zu 121,7), ist die Auslegung der Armatur hier abgeschlossen. Die Schlussfolgerung ist, dass eine NPS 4 (DN 100)-Armatur, die auf etwa 75 % des Gesamtstellweges geöffnet ist, für die erforderlichen Spezifikationen ausreichend sein sollte. Beachten Sie, dass es für diesen Fall nicht erforderlich war, die Werte  $F_L$  und  $F_{LP}$  zu aktualisieren. Wenn sich der  $F_L$ -Wert zwischen den Iterationen ändern würde, müssten diese Werte aktualisiert und der  $C_v$ -Wert neu berechnet werden. ■

## 5.9 Auslegung von Armaturen für kompressible Flüssigkeiten

Das Folgende ist eine Anleitung mit sechs Schritten zur Auslegung von Stellventilen für den Durchfluss von kompressiblen Flüssigkeiten nach dem standardisierten ISA-Verfahren. Jeder einzelne dieser Schritte ist wichtig und muss bei jeder Auslegung von Armaturen berücksichtigt werden.

1. Geben Sie die zur Auslegung der Armatur erforderlichen Variablen wie folgt an:

- Gewünschte Bauform (z. B. druckentlastetes Durchgangsventil mit linearem Käfig),
- Prozessmedium (Luft, Erdgas, Dampf usw.) und
- Entsprechende Betriebsbedingungen –  $q$  oder  $w$ ,  $P_1$ ,  $P_2$  oder  $\Delta P$ ,  $T_1$ ,  $M$ ,  $\gamma$  und  $Z_1$  oder  $\rho_1$

Die Fähigkeit zu erkennen, welche Begriffe für ein bestimmtes Auslegungsverfahren geeignet sind, kann nur durch Erfahrung mit unterschiedlichen Ventilauslegungsproblemen erworben werden. Wenn einer der oben genannten Begriffe für Sie neu oder unbekannt ist, finden Sie in der Tabelle „Abkürzungen und Terminologie“ eine vollständige Definition.

2. Bestimmen Sie die Gleichungskonstanten,  $N_2$ ,  $N_5$  und  $N_6$ ,  $N_8$  oder  $N_9$ , abhängig von den verfügbaren Prozessdaten und den verwendeten Einheiten.

Die N-Werte sind numerische Konstanten, die in den Durchflussgleichungen enthalten sind, um ein Mittel zur Verwendung verschiedener Einheitensysteme bereitzustellen. Die Werte für diese verschiedenen Konstanten und deren entsprechende Einheiten sind in der Tabelle „Gleichungskonstanten“ angegeben.  $N_6$  wird verwendet, wenn der Durchfluss in Masseflusseinheiten angegeben und die Dichte,  $\rho_1$  bekannt ist. Wenn anstelle der Dichte die Kompressibilität bekannt ist, wird  $N_8$  für die Massedurchflusseinheiten und  $N_9$  für den Standard-Volumendurchfluss verwendet.

3. Bestimmen Sie  $F_p$ , den Geometriefaktor der Rohrleitungen, und  $x_{TP}$ , den Differenzdruck-Verhältnissfaktor, der für angebrachte Fittings angepasst ist.

Für diese Berechnungen werden ein geschätzter  $C_v$ -Wert und der entsprechende  $x_{TP}$ -Wert verwendet.

$F_p$  ist ein Korrekturfaktor, der Druckverluste aufgrund von Rohrleitungs-fittings wie Reduzierstücke, Winkelstücke oder T-Stücke berücksichtigt, die direkt an den Eintritts- und Austrittsanschlüssen des zu bemessenden Stellventils angebracht sein können. Sind solche Fittings an der Armatur angebracht, müssen diese berücksichtigt werden. Das Standard-Auslegungsverfahren bietet eine Methode zur Berechnung des  $F_p$ -Faktors für

konzentrische Reduzierer und Expander. Wenn jedoch keine Fittings an der Armatur angebracht sind, hat  $F_p$  einen Wert von 1,0 und fällt einfach aus der Auslegungsgleichung heraus, und  $x_{TP} = x_T$ . Die Gleichungen zur Berechnung von  $F_p$  können dem Abschnitt „Auslegung von Armaturen für Flüssigkeiten“ entnommen werden.

**4. Bestimmen Sie das zu verwendende Differenzdruckverhältnis für die Auslegung,  $x_{\text{Auslegung}}$ , und den Expansionsfaktor,  $Y$ .**

Wenn die Differenz zwischen dem anström- und dem abströmseitigen Druck groß genug ist, kann der Durchfluss gedrosselt werden. Wenn der tatsächliche Differenzdruck über die Armatur,  $x$ , höher ist als das Differenzdruckverhältnis, das einen gedrosselten Durchfluss verursacht, muss anstelle des tatsächlichen Differenzdrucks der gedrosselte Differenzdruck,  $x_{\text{gedrosselt}}$ , verwendet werden. Wenn der Durchfluss gedrosselt wird, ist der Expansionsfaktor gleich 2/3.

**5. Berechnen Sie  $C_v$ .**

Wenn dieser  $C_v$ -Wert nicht nahe an der in Schritt 3 verwendeten Schätzung liegt, iterieren Sie mit diesem neuen  $C_v$ -Wert und dem entsprechenden  $x_T$ -Wert aus den Produktinformationen.

**5.9.1 Bestimmen des Geometriefaktors der Rohrleitungen ( $F_p$ ) und des Differenzdruck-Verhältnissfaktors ( $x_{TP}$ ) bei gedrosseltem Durchfluss mit angebrachten Fittings**

Der Wert von  $F_p$  für die Auslegung bei kompressiblen Flüssigkeiten wird auf die gleiche Weise berechnet wie bei der Auslegung für Flüssigkeiten. Lesen Sie dazu im Abschnitt zur Auslegung für Flüssigkeiten die Informationen zu Berechnung der Gleichungen  $F_p$  und den zugehörigen Widerstandskoeffizienten.

$x_{TP}$  wird mit der folgenden Gleichung gefunden, unter Verwendung des  $x_T$ -Wertes entsprechend des  $C_v$ -Wertes für die ausgewählte Armatur:

$$x_{TP} = \frac{\frac{x_T}{F_p^2}}{1 + \frac{x_T(K_1 + K_{B1})}{N_5} \left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2}$$

**5.9.2 Bestimmen des Differenzdruckverhältnisses für die Auslegung ( $x_{\text{Auslegung}}$ ) und den Expansionsfaktor ( $Y$ )**

Suchen Sie zunächst den spezifischen Wärmeverhältnissfaktor  $F_y$ :

$$F_y = \frac{\gamma}{1.4}$$

Dann suchen Sie das Verhältnis zwischen dem gedrosselten Durchfluss und dem Differenzdruck:

$$x_{choked} = F_y \cdot x_{TP}$$

Das bei der Berechnung des erforderlichen Durchflusskoeffizienten zu verwendende Differenzdruckverhältnis,  $x_{\text{Auslegung}}$ , ist dann der kleinere des tatsächlichen Systemdifferenzdrucks,  $x$ , und des gedrosselten Differenzdrucks,  $x_{\text{gedrosselt}}$ .

Der Expansionsfaktor wird sowohl mit  $x_{\text{Auslegung}}$  als auch  $x_{\text{gedrosselt}}$  berechnet:

$$Y = 1 - \frac{x_{sizing}}{3 \cdot x_{choked}}$$

**5.9.3 Berechnen des Durchflusskoeffizienten ( $C_v$ )**

Eine der folgenden drei Gleichungen wird zur Berechnung von  $C_v$  verwendet, abhängig von der Form der Prozessdaten.

- Für Massedurchfluss und Dichte:

$$C_v = \frac{w}{N_6 F_p Y \sqrt{x_{sizing} P_1 \rho_1}}$$

- Für Massedurchfluss und Kompressibilität:

$$C_v = \frac{w}{N_8 F_p P_1 Y \sqrt{x_{sizing} M}} \sqrt{\frac{T_1 Z_1}{}}$$

- Für Standard-Volumendurchfluss und Kompressibilität:

$$C_v = \frac{q}{N_9 F_p P_1 Y \sqrt{x_{sizing}}} \sqrt{\frac{M T_1 Z_1}{}}$$

### 5.9.4 Auslegung für kompressible Flüssigkeiten – Problembeispiel 1

Bestimmen Sie die Nennweite und die prozentuale Öffnung für einen Kugelhahn Fisher V250, der mit den folgenden Betriebsbedingungen arbeitet. Angenommen, die Nennweiten von Armatur und Leitung sind gleich.

1. Geben Sie die zur Auslegung der Armatur erforderlichen Variablen an:

- Gewünschte Bauform: Kugelhahn Fisher V250
- Prozessmedium: Erdgas
- Betriebsbedingungen:
  - $P_1 = 200 \text{ psig} = 214,7 \text{ psia}$
  - $P_2 = 50 \text{ psig} = 64,7 \text{ psia}$
  - $\Delta P = 150 \text{ psi}$
  - $x = \Delta P / P_1 = 150 / 214,7 = 0,70$
  - $T_1 = 60^\circ\text{F} = 520^\circ\text{R}$
  - $M = 17,38$
  - $Z_1 = 1$
  - $\gamma = 1,31$
  - $q = 6,0 \times 10^6 \text{ scfh}$

2. Bestimmen Sie die Gleichungskonstanten,  $N_2$ ,  $N_5$  und  $N_9$ ,  $N_8$  oder  $N_9$ .

Für diese Einheiten sind gemäß der Tabelle „Gleichungskonstanten“,  $N_2 = 890$  und  $N_5 = 1000$ . Bei den Bedingungen, die in dem Standard-Volumendurchfluss in scfh und Kompressibilität angegeben sind, verwenden Sie  $N_9 = 7320$ .

3. Bestimmen Sie  $F_p$ , den Geometriefaktor der Rohrleitungen, und  $x_{TP}$ , den Differenzdruck-Verhältnissfaktor, der für angebrachte Fittings angepasst ist.

Da die Armatur die gleiche Nennweite wie die Leitung aufweist, sind keine angebrachten Fittings vorhanden,  $F_p = 1$  und  $x_{TP} = x_T$ . Bei einer NPS 8 (DN 200) V250-Armatur bei 100 % Stellweg ist  $x_T = 0,14$ .

4. Bestimmen Sie das zu verwendende Differenzdruckverhältnis für die Auslegung,  $x_{\text{Auslegung}}$  und den Expansionsfaktor,  $Y$ .

Berechnen Sie zunächst den spezifischen Wärmeverhältnissfaktor  $F_\gamma$ :

$$\begin{aligned} F_\gamma &= \frac{\gamma}{1.4} \\ &= \frac{1.31}{1.4} \\ &= 0.94 \end{aligned}$$

Verwenden Sie diesen Wert, um das gedrosselte Differenzdruckverhältnis zu ermitteln:

$$\begin{aligned} x_{\text{choked}} &= F_\gamma x_{TP} \\ &= 0.94 \cdot 0.14 \\ &= 0.131 \end{aligned}$$

Das Differenzdruckverhältnis des gedrosselten Durchflusses ist geringer als das tatsächliche Differenzdruckverhältnis, also:

$$x_{\text{sizing}} = x_{\text{choked}} = 0.131$$

Beträgt der Expansionsfaktor  $Y$ :

$$Y = 1 - \frac{x_{\text{sizing}}}{3x_{\text{choked}}} = 0.667$$

5. Berechnen Sie  $C_v$ ,

$$\begin{aligned} C_v &= \frac{q}{N_9 F_p P_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z_1}{x_{\text{sizing}}}} \\ &= \frac{6,0 \times 10^6}{7320 \cdot 1,0 \cdot 214,7 \cdot 0,667} \sqrt{\frac{17,38 \cdot 520 \cdot 1,0}{0,131}} \\ &= 1504 \end{aligned}$$

Dieses Ergebnis zeigt, dass die Armatur für den Durchfluss ausreichend dimensioniert ist (Nenn- $C_v = 2190$ ). Bei der Bestimmung der prozentualen Armaturenöffnung ist zu beachten, dass der erforderliche  $C_v$ -Wert bei etwa 83 Grad für die gewählte Armatur auftritt. Darüber hinaus muss beachtet werden, dass der  $x_c$ -Wert bei einer 83-Grad-Öffnung 0,219 beträgt. Dieser Wert unterscheidet sich deutlich von dem ursprünglich für das Problem verwendeten Nennwert von 0,137. Der nächste Schritt ist, das Problem mit dem  $x_c$ -Wert für einen Stellweg von 83 Grad zu überarbeiten.

Berechnen Sie  $x_{\text{gedrosselt}}$  neu:

$$\begin{aligned} x_{\text{choked}} &= F_y x_{TP} \\ &= 0.94 \cdot 0.219 \\ &= 0.205 \end{aligned}$$

Der Durchfluss ist weiterhin gedrosselt, also beträgt der erforderliche  $C_v$ -Wert jetzt:

$$\begin{aligned} C_v &= \frac{q}{N_g F_p P_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z_1}{x_{\text{sizing}}}} \\ &= \frac{6.0 \times 10^6}{7320 \cdot 1.0 \cdot 214.7 \cdot 0.667} \sqrt{\frac{17.38 \cdot 520 \cdot 1.0}{0.219}} \\ &= 1203 \end{aligned}$$

Der Grund für die deutliche Absenkung des erforderlichen  $C_v$ -Wertes ist allein auf die Differenz der  $x_T$ -Werte bei Nenn- und 83-Grad-Stellweg zurückzuführen.

Setzen Sie diesen Prozess fort, bis der eingültige, erforderliche  $C_v$ -Wert erreicht ist. Dies ergibt  $C_v = 923$  und  $x_T = 0,372$  bei einem Stellweg von etwa 74 Grad.

### 5.9.5 Auslegung für kompressible Flüssigkeiten – Problemeispiel 2

Angenommen, Dampf soll einem Prozess zugeführt werden, der für einen Betrieb bei 17,2 bar (250 psig) ausgelegt ist. Die Versorgungsquelle ist ein Header, der bei 34,5 bar (500 psig) und 260 °C (500 °F) gehalten wird. Eine NPS 6 (DN 150)-Leitung nach Standardplan vom Hauptdampf zum Prozess ist in Planung. Außerdem wird angenommen, dass wenn die erforderliche Nennweite der Armatur kleiner als NPS 6 (DN 150) ist, es mit konzentrischen Reduzierstücken eingebaut wird. Bestimmen Sie die passende Fisher ED-Armatur mit einem linearen Käfig.

1. Geben Sie die zur Auslegung der Armatur erforderlichen Variablen an:

- Gewünschte Bauform: Class 300 Fisher ED-Armatur mit linearem Käfig. Angenommen, die Nennweite der Armatur beträgt NPS 4 (DN 100).
- Prozessmedium: Überhitzter Dampf
- Das 6-Zoll-Standardrohr hat einen D = 6,1 Zoll

■ Betriebsbedingungen:

$$\begin{aligned} w &= 125.000 \text{ lb/h} \\ P_1 &= 500 \text{ psig} = 514,7 \text{ psia} \\ P_2 &= 250 \text{ psig} = 264,7 \text{ psia} \\ \Delta P &= 250 \text{ psi} \\ x &= \Delta P / P_1 = 250 / 514,7 = 0,49 \\ T_1 &= 260 \text{ °C (500 °F)} \\ \rho_1 &= 1,042 \text{ lbm/ft}^3 \\ \gamma &= 1,33 \end{aligned}$$

■ Beginnen Sie, indem Sie eine NPS 4 (DN 100) ED-Armatur mit einer linearen Innengarnitur bei einem Stellweg von 100 % versuchen:

$$\begin{aligned} C_v &= 236 \\ x_T &= 0,690 \end{aligned}$$

2. Bestimmen Sie die Gleichungskonstanten,  $N_2$ ,  $N_5$  und  $N_6$ ,  $N_8$  oder  $N_9$ .

Für diese Einheiten sind gemäß der Tabelle „Gleichungskonstanten“,  $N_2 = 890$  und  $N_5 = 1000$ . Bei den Bedingungen, die für den Massedurchfluss in lb/hr und die Dichte in lbm/ft<sup>3</sup> angegeben sind, verwenden Sie  $N_6 = 63,3$ .

3. Bestimmen Sie  $F_p$ , den Geometriefaktor der Rohrleitungen, und  $x_{TP}$ , den Differenzdruck-Verhältnissfaktor, der für angebrachte Fittings angepasst ist.

Da die anström- und abströmseitigen Rohrleitungen die gleiche Nennweite aufweisen, lauten die erforderlichen Widerstandskoeffizienten:

$$\begin{aligned} K_1 &= 0.5 \left( 1 - \frac{d^2}{D_1^2} \right)^2 \\ &= 0.5 \left( 1 - \frac{4^2}{6.1^2} \right)^2 \\ &= 0.16 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_{B1} &= 1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^4 \\
 &= 1 - \left(\frac{4}{6.1}\right)^4 \\
 &= 0.82
 \end{aligned}$$

Und

$$\begin{aligned}
 \Sigma K &= 1.5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \\
 &= 1.5 \left(1 - \frac{4^2}{6.1^2}\right)^2 \\
 &= 0.49
 \end{aligned}$$

Jetzt berechnen Sie  $F_p$ :

$$\begin{aligned}
 F_p &= \left[1 + \frac{\Sigma K}{N_2} \left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2\right]^{-1/2} \\
 &= \left[1 + \frac{0.49}{890} \left(\frac{236}{4^2}\right)^2\right]^{-1/2} \\
 &= 0.945
 \end{aligned}$$

Abschließend berechnen Sie  $x_{TP}$ :

$$\begin{aligned}
 x_{TP} &= \frac{\frac{x_T}{F_p^2}}{1 + \frac{x_T(K_1 + K_{B1})}{N_5} \left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2} \\
 &= \frac{\frac{0.69}{0.945^2}}{1 + \frac{0.69(0.16 + 0.82)}{1000} \left(\frac{236}{4^2}\right)^2} \\
 &= 0.67
 \end{aligned}$$

4. Bestimmen Sie das zu verwendende Differenzdruckverhältnis für die Auslegung,  $x_{Auslegung}$  und den Expansionsfaktor,  $Y$ .

Berechnen Sie zunächst den spezifischen Wärmeverhältnissfaktor  $F_y$ :

$$\begin{aligned}
 F_y &= \frac{\gamma}{1.4} \\
 &= \frac{1.33}{1.4} \\
 &= 0.95
 \end{aligned}$$

Verwenden Sie diesen Wert, um das gedrosselte Differenzdruckverhältnis zu ermitteln:

$$\begin{aligned}
 x_{choked} &= F_y x_{TP} \\
 &= 0.95 \cdot 0.67 \\
 &= 0.64
 \end{aligned}$$

Das Differenzdruckverhältnis des gedrosselten Durchflusses ist größer als das tatsächliche Differenzdruckverhältnis, also:

$$x_{sizing} = x = 0.49$$

Beträgt der Expansionsfaktor  $Y$ :

$$Y = 1 - \frac{x_{sizing}}{3x_{choked}} = 0.75$$

5. Berechnen Sie  $C_v$ :

$$\begin{aligned}
 C_v &= \frac{W}{N_6 F_p Y \sqrt{x_{sizing} P_1 \rho_1}} \\
 &= \frac{125,000}{63.3 \cdot 0.945 \cdot 0.75 \sqrt{0.49 \cdot 514.7 \cdot 1.042}} \\
 &= 173
 \end{aligned}$$

Das Iterieren mit  $x_T$ -Werten aus dem Produktkatalog führt zu einem erforderlichen  $C_v = 169$  und  $x_T = 0,754$ . Dies tritt bei etwa 66 % Öffnung auf, daher ist die NPS 4 (DN 100) ED-Armatur mit einer linearen Innengarnitur eine angemessene Lösung hinsichtlich der Kapazität. Die nächstkleinere ED-Armatur mit einer linearen Innengarnitur hat einen  $C_v$ -Nennwert von nur 148, es wäre also keine angemessene Armatur für diese Lösung. ■

## 5.10 Repräsentative Auslegungskoeffizienten

### 5.10.1 Repräsentative Auslegungskoeffizienten für einsitzige Durchgangsventile

Nennweite (NPS)	Kegelbauform	Durchflusskennlinie	Sitz-Ø (Zoll)	Nennhub (Zoll)	$C_v$	$F_L$	$X_T$	$F_D$
1/2	Stangengeführt	Gleichprozentig	0,38	0,50	2,41	0,90	0,54	0,61
3/4	Stangengeführt	Gleichprozentig	0,56	0,50	5,92	0,84	0,61	0,61
1	Micro-Form	Gleichprozentig	3/8	3/4	3,07	0,89	0,66	0,72
	---	---	1/2	3/4	4,91	0,93	0,80	0,67
	---	---	3/4	3/4	8,84	0,97	0,92	0,62
	Käfiggeführt	Linear	1-5/16	3/4	20,6	0,84	0,64	0,34
Gleichprozentig		1-5/16	3/4	17,2	0,88	0,67	0,38	
1-1/2	Micro-Form	Gleichprozentig	3/8	3/4	3,20	0,84	0,65	0,72
	---	---	1/2	3/4	5,18	0,91	0,71	0,67
	---	---	3/4	3/4	10,2	0,92	0,80	0,62
	Käfiggeführt	Linear	1-7/8	3/4	39,2	0,82	0,66	0,34
Gleichprozentig		1-7/8	3/4	35,8	0,84	0,68	0,38	
2	Käfiggeführt	Linear	2-5/16	1-1/8	72,9	0,77	0,64	0,33
		Gleichprozentig	2-5/16	1-1/8	59,7	0,85	0,69	0,31
3	Käfiggeführt	Linear	3-7/16	1-1/2	148	0,82	0,62	0,30
		Gleichprozentig	3-7/16	1-1/2	136	0,82	0,68	0,32
4	Käfiggeführt	Linear	4-3/8	2	236	0,82	0,69	0,28
		Gleichprozentig	4-3/8	2	224	0,82	0,72	0,28
6	Käfiggeführt	Linear	7	2	433	0,84	0,74	0,28
		Gleichprozentig	7	2	394	0,85	0,78	0,26
8	Käfiggeführt	Linear	8	3	846	0,87	0,81	0,31
		Gleichprozentig	8	3	818	0,86	0,81	0,26

**5.10.2 Repräsentative Auslegungskoeffizienten für Drehventile**

Nennweite (NPS)	Bauform	Grad der Öffnung	$C_v$	$F_L$	$X_T$	$F_D$
1	V-Schlitz-Kugelventil	60	15,6	0,86	0,53	---
		90	34,0	0,86	0,42	---
1-1/2	V-Schlitz-Kugelventil	60	28,5	0,85	0,50	---
		90	77,3	0,74	0,27	---
2	V-Schlitz-Kugelventil	60	59,2	0,81	0,53	---
		90	132	0,77	0,41	---
	Hochleistungs-Absperrklappe	60	58,9	0,76	0,50	0,49
		90	80,2	0,71	0,44	0,70
3	V-Schlitz-Kugelventil	60	120	0,80	0,50	0,92
		90	321	0,74	0,30	0,99
	Hochleistungs-Absperrklappe	60	115	0,81	0,46	0,49
		90	237	0,64	0,28	0,70
4	V-Schlitz-Kugelventil	60	195	0,80	0,52	0,92
		90	596	0,62	0,22	0,99
	Hochleistungs-Absperrklappe	60	270	0,69	0,32	0,49
		90	499	0,53	0,19	0,70
6	V-Schlitz-Kugelventil	60	340	0,80	0,52	0,91
		90	1100	0,58	0,20	0,99
	Hochleistungs-Absperrklappe	60	664	0,66	0,33	0,49
		90	1260	0,55	0,20	0,70
8	V-Schlitz-Kugelventil	60	518	0,82	0,54	0,91
		90	1820	0,54	0,18	0,99
	Hochleistungs-Absperrklappe	60	1160	0,66	0,31	0,49
		90	2180	0,48	0,19	0,70
10	V-Schlitz-Kugelventil	60	1000	0,80	0,47	0,91
		90	3000	0,56	0,19	0,99
	Hochleistungs-Absperrklappe	60	1670	0,66	0,38	0,49
		90	3600	0,48	0,17	0,70
12	V-Schlitz-Kugelventil	60	1530	0,78	0,49	0,92
		90	3980	0,63	0,25	0,99
	Hochleistungs-Absperrklappe	60	2500	---	---	0,49
		90	5400	---	---	0,70
16	V-Schlitz-Kugelventil	60	2380	0,80	0,45	0,92
		90	8270	0,37	0,13	1,00
	Hochleistungs-Absperrklappe	60	3870	0,69	0,40	---
		90	8600	0,52	0,23	---

## 5.11 Auslegung von Stellantrieben

Die Auswahl eines Stellantriebs erfolgt durch Anpassung der zur Betätigung einer Armatur erforderlichen Kraft an einen Antrieb, der diese Kraft liefern kann. Bei Drehventilen passt ein ähnliches Verfahren das zur Bewegung einer Armatur mithilfe eines Stellantriebs erforderliche Drehmoment an einen Antrieb an, der dieses Drehmoment liefert. Der gleiche grundlegende Prozess wird für pneumatische, elektrische und elektrohydraulische Stellantriebe verwendet.

### 5.11.1 Durchgangsventile

Die zur Betätigung eines Durchgangsventils erforderliche Kraft beinhaltet:

- Kraft zur Überwindung eines nicht druckentlasteten Ventilkegels
- Kraft zur Bereitstellung einer Sitzanpresskraft
- Kraft zur Überwindung der Packungsreibung
- Zusätzliche Kräfte, die für bestimmte Anwendungen oder Konstruktionen erforderlich sind.

Gesamte erforderliche Kraft = A + B + C + D

#### 5.11.1.1 Nicht druckentlastete Kraft (A)

Die nicht druckentlastete Kraft ergibt sich aus dem Flüssigkeitsdruck beim Absperrn und kann im weitesten Sinne wie folgt ausgedrückt werden:

Nicht druckentlastete Kraft = Netto-Differenzdruck x nicht druckentlastete Nettofläche

Häufig wird jedoch der maximale anströmseitige Überdruck als Nettodruckdifferenz angenommen, es sei denn, die Prozessauslegung gewährleistet immer einen Gegendruck beim maximalen Eintrittsdruck. Die nicht druckentlastete Nettofläche ist die Sitzfläche bei einer einsitzigen Konstruktion mit aufwärts gerichtetem Durchfluss. Je nach Konfiguration muss der nicht druckentlastete Bereich um die Spindelfläche berücksichtigt werden. Auch bei druckentlasteten Armaturen gibt es noch einen kleinen nicht druckentlasteten Bereich. Diese Daten können vom Hersteller bezogen werden. Typische Sitzflächen für nicht druckentlastete Armaturen mit aufwärts gerichtetem Durchfluss und druckentlastete Armaturen mit abwärts gerichtetem Durchfluss sind im Folgenden aufgeführt.

Sitzweite	Nicht druckentlasteter Bereich – Nicht druckentlastete Ventile mit Einzelsitz	Nicht druckentlasteter Bereich – Druckentlastete Ventile
1/4	0,028	---
3/8	0,110	---
1/2	0,196	---
3/4	0,441	---
1	0,785	---
1-5/16	1,35	0,04
1-7/8	2,76	0,062
2-5/16	4,20	0,27
3-7/16	9,28	0,118
4-3/8	15,03	0,154
7	38,48	0,81
8	50,24	0,86

Abb. 5.2 Typische nicht druckentlastete Bereiche von Stellventilen

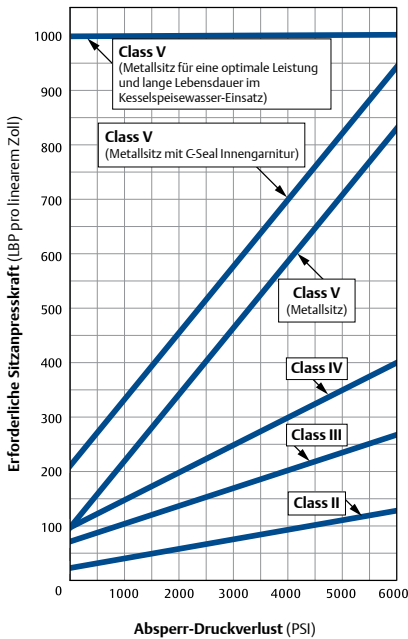


Abb. 5.3 Min. erforderliche Sitzanpresskraft für eine verbesserte Sitzlebensdauer bei Metallsitz-Ventilen der Class II-V

### 5.11.1.2 Kraft zur Bereitstellung einer Sitzanpresskraft (B)

Die Sitzanpresskraft, in der Regel ausgedrückt in Pfund pro linearem Zoll Sitzumfang, wird durch die Anforderungen zur Absperrung bestimmt. Verwenden Sie die folgenden Richtlinien, um die Sitzanpresskraft zu bestimmen, die zur Erfüllung der Werksabnahmeprüfungen gemäß ANSI/FCI 70-2 und IEC 60534-4 Leckklassen II bis VI erforderlich ist. Die empfohlenen Sitzanpresskräfte können den Abb. 5.3 und 5.4 entnommen werden.

Aufgrund der unterschiedlichen Belastungen durch die Betriebsbedingungen sollten diese Leckklassifizierungen und die entsprechenden Leckraten nicht als Indikatoren für die Feldleistung ausgelegt werden. Um die Lebensdauer des Sitzes und die Absperrfähigkeit zu verlängern, sollten Sie eine höhere als die empfohlene Sitzanpresskräfte verwenden. Die empfohlenen Sitzanpresskräfte können der Abb. 5.3 entnommen werden. Wenn eine leckdichte Absperrung nicht im Vordergrund steht, kann eine niedrigere Leckageklasse verwendet werden.

Leckageklasse	Empfohlene Sitzanpresskraft
Class I	Je nach Benutzerspezifikation, keine werkseitige Leckageprüfung erforderlich
Class II	20 Pounds pro linearem Zoll des Sitzumfangs
Class III	40 Pounds pro linearem Zoll des Sitzumfangs
Class IV	Nur Standard (unterer) Sitz – 40 Pounds pro linearem Zoll des Sitzumfangs (bis zu einem Sitz mit einem Durchmesser von 4-3/8") Nur Standard (unterer) Sitz – 80 Pounds pro linearem Zoll des Sitzumfangs (ab einem Sitz mit einem Durchmesser von 4-3/8")
Class V	Metallsitz – Bestimmen Sie die Pounds pro linearem Zoll des Sitzumfangs aus Abb. 5.2
Class VI	Metallsitz – 300 Pounds pro linearem Zoll des Sitzumfangs

Abb. 5.4 Empfohlene Sitzanpresskraft

### 5.11.1.3 Packungsreibung (C)

Die Packungsreibung wird durch die Spindelgröße, die Packungsart und die Höhe der durch den Prozess oder die Verschraubung auf die Packung ausgeübten Druckbelastung bestimmt.

Die Packungsreibung ist in ihren Reibungseigenschaften nicht zu 100 % reproduzierbar. Bei vorgespannten Stopfbuchspackungen können erhebliche Reibungskräfte auftreten, insbesondere bei Verwendung von Graphitdichtungen. Typische Packungsreibwerte können der Abb. 5.5 entnommen werden.

### 5.11.1.4 Zusätzliche Kräfte (D)

Für den Stellweg der Armatur können zusätzliche Kräfte erforderlich werden, z. B.: Balgsteifigkeit, ungewöhnliche Reibungskräfte an den Dichtungen oder spezielle Sitzkräfte für Weichmetaldichtungen. Diese Informationen sollte der Hersteller entweder liefern oder bei der Auslegung eines Stellantriebs berücksichtigen.

Spindelgröße (Zoll)	Class	PTFE-Packung		Graphitband/Kohlefaden
		Einzeln	Doppel-	
5/16	Alle	20	30	---
3/8	125	38	56	---
	150			---
	250			---
	300			190
	600			250
	900			320
	1500			380
1/2	125	50	75	---
	150			180
	250			---
	300			230
	600			320
	900			410
	1500			500
	2500			590
5/8	125	63	95	---
	150			218
	250			---
	300			290
	600			400
3/4	125	75	112,5	---
	150			350
	250			---
	300			440
	600			660
	900			880
	1500			1100
	2500			1320
1	300	100	150	610
	600			850
	900			1060
	1500			1300
	2500			1540
1-1/4	300	120	180	800
	600			1100
	900			1400
	1500			1700
	2500			2040
2	300	200	300	1225
	600			1725
	900			2250
	1500			2750
	2500			3245

*Hinweis: Die angegebenen Werte sind Reibungskräfte, die typischerweise bei der Verwendung von Standard-Packungsflansch-Anziehdrehmomenten auftreten.*

Abb. 5.5 Typische Packungsreibwerte

### 5.11.2 Berechnungen der Stellantriebskraft

Pneumatische Membranantriebe liefern eine Nettokraft mit dem zusätzlichen Luftdruck nach dem Komprimieren der Feder in Luft zum Schließen oder mit der Netto-Vorverdichtung der Feder in Luft zum Öffnen. Diese Nettokraft kann in Pfund pro Quadratzoll Druckdifferenz berechnet werden.

Beispiel: Angenommen, es sind 275 lbf. erforderlich, um die nach dem oben beschriebenen Verfahren berechnete Armatur zu schließen. Ein Stellantrieb, der Luft zum Öffnen verwendet, mit einer Membranfläche von 100 Quadratzoll und einem Einstelldruckbereich von 6 bis 15 psig wäre eine Option. Der erwartete Betriebsbereich liegt zwischen 3 und 15 psig. Die Vorverdichtung kann als Differenz zwischen dem unteren Ende des Einstelldruckbereichs (6 psig) und dem Anfang des Betriebsbereichs (3 psig) berechnet werden. Diese 3 psig sind erforderlich, um die Vorverdichtung zu überwinden, so dass die Netto-Vorverdichtungskraft wie folgt berechnet werden muss:

$$3 \text{ psig} \times 100 \text{ sq. in.} = 300 \text{ lbf.}$$

Dies übersteigt die erforderliche Kraft und ist eine angemessene Auswahl.

Kolbenantriebe mit Federn werden auf die gleiche Weise dimensioniert. Die Stellkraft von Kolbenantrieben ohne Federn kann einfach wie folgt berechnet werden:

(Kolbenfläche)(Mindestversorgungsdruck) = Verfügbare Stellkraft

(Achten Sie auf die Kompatibilität der Einheiten)

Unter Umständen kann ein Stellantrieb zu viel Kraft aufbringen und dazu führen, dass die Spindel einknickt, sich so weit verbiegt, dass sie ein Leck verursacht oder die Innenteile der Armatur beschädigt. Dies kann auftreten, weil der Antrieb zu groß dimensioniert ist oder die maximale Luftzufuhr die verfügbare minimale Luftzufuhr übersteigt.

In der Regel übernimmt der Hersteller die Verantwortung für die Auslegung der Stellantriebe und sollte die Methoden zur Überprüfung der maximalen Spindelbelastung dokumentieren können.

Die Hersteller veröffentlichen auch Daten zu Stellkräften, wirksamen Membranflächen und Federdaten. ■

## 5.12 Auslegung von Stellantrieben für Drehventile

Bei der Auswahl des wirtschaftlichsten Antriebs für ein Drehventil sind das zum Öffnen und Schließen der Armatur erforderliche Drehmoment und die Drehmomentabgabe des Stellantriebs ausschlaggebend.

Diese Methode setzt voraus, dass die Armatur für die Anwendung richtig dimensioniert wurde und die Anwendung die Druckbegrenzungen der Armatur nicht überschreitet.

### 5.12.1 Drehmomentgleichungen

Das Drehmoment des Drehventils entspricht der Summe mehrerer Drehmomentkomponenten. Um Verwechslungen zu vermeiden, wurden einige davon zusammengefasst und bestimmte Berechnungen wurden im Voraus durchgeführt. So können die für jede Bauform erforderlichen Drehmomente mit zwei einfachen und praktischen Gleichungen dargestellt werden.

### 5.12.2 Losbrechmoment

$$T_B = A(\Delta P_{\text{Absperrung}}) + B$$

### 5.12.3 Dynamisches Moment

$$T_D = C(\Delta P_{\text{eff}})$$

Die spezifischen A-, B- und C-Faktoren für jede Armaturenausführung sind in den folgenden Tabellen enthalten. ■

## 5.13 Typische Drehmomentfaktoren für Drehventile

### 5.13.1 Drehmomentfaktoren für V-Schlitz-Kugelventil mit Verbundmaterialdichtring

Nennweite (NPS)	Spindeldurchmesser (Zoll)	A		B	C		Max. $T_D$ , LBF • IN.
		Verbundmateriallager			60°	70°	
2	1/2	0,15		80	0,11	0,60	515
3	3/4	0,10		280	0,15	3,80	2120
4	3/4	0,10		380	1,10	18,0	2120
6	1	1,80		500	1,10	36,0	4140
8	1-1/4	1,80		750	3,80	60,0	9820
10	1-1/4	1,80		1250	3,80	125	9820
12	1-1/2	4,00		3000	11,0	143	12.000
14	1-3/4	42		2400	75	413	23.525
16	2	60		2800	105	578	23.525
18	2-1/8	60		2800	105	578	55.762
20	2-1/2	97		5200	190	1044	55.762

### 5.13.2 Drehmomentfaktoren für Hochleistungs-Absperklappen mit Verbundmaterialdichtring

Nennweite (NPS)	Spindeldurchmesser (Zoll)	A	B	C			Max. Drehmoment, (inch-pounds)	
				60°	75°	90°	Losbrechmoment $T_B$	Dynamisches Moment $T_D$
3	1/2	0,50	136	0,8	1,8	8	280	515
4	5/8	0,91	217	3,1	4,7	25	476	1225
6	3/4	1,97	403	30	24	70	965	2120
8	1	4,2	665	65	47	165	1860	4140
10	1-1/4	7,3	1012	125	90	310	3095	9820
12	1-1/2	11,4	1422	216	140	580	4670	12.000

#### 5.13.2.1 Maximaler Drehwinkel

Der maximale Drehwinkel ist definiert als der Winkel der Armaturenscheibe bzw. -klappe oder der Kugel in die vollständig geöffnete Position.

Normalerweise beträgt der maximale Drehwinkel 90 Grad. Die Kugel oder Scheibe bzw. Klappe dreht sich um 90 Grad von der geschlossenen in die weit geöffnete Position.

Bei einigen pneumatischen Federrücklaufkolben und pneumatischen Feder/Membran-Antrieben ist der maximale Drehwinkel auf 60 oder 75 Grad begrenzt.

Bei pneumatischen Feder/Membran-Antrieben ermöglicht die Begrenzung des maximalen Drehwinkels eine höhere Federvorspannung, was zu einem höheren Losbrechmoment des Antriebs führt. Zusätzlich ändert sich die effektive Länge jedes Antriebshebels mit dem Ventildrehwinkel. Die veröffentlichten Drehmomente, insbesondere bei pneumatischen Kolbantrieben, spiegeln diese veränderte Hebellänge wider. ■

## 5.14 Kavitation und Flashverdampfung

### 5.14.1 Gedrosselter Durchfluss verursacht Flashverdampfung und Kavitation

Die IEC-Norm für die Auslegung von Armaturen für Flüssigkeiten berechnet einen gedrosselten Differenzdruck,  $\Delta P_{\text{gedrosselt}}$ . Wenn der tatsächliche Differenzdruck über die Armatur, der gemäß den Systembedingungen von  $P_1$  und  $P_2$  definiert ist, größer als  $\Delta P_{\text{gedrosselt}}$  wird, kann entweder eine Flashverdampfung oder eine Kavitation auftreten. Außerdem können strukturelle Schäden an der Armatur und den angrenzenden Rohrleitungen entstehen. Kenntnisse der tatsächlichen Ereignisse in der Armatur ermöglichen die Auswahl einer Armatur, die die Auswirkungen von Kavitation und Flashverdampfung eliminieren oder reduzieren kann.

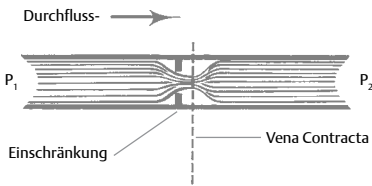


Abb. 5.6 Darstellung der Vena Contracta

Zur Beschreibung von Flashverdampfung und Kavitation wird der Begriff „physikalisches Phänomen“ herangezogen, da diese Ereignisse tatsächliche Veränderungen in der Phase des Prozessmediums darstellen. Der Übergang erfolgt vom flüssigen in den dampfförmigen Zustand und ergibt sich aus der Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit an oder unmittelbar hinter der größten Durchflussbegrenzung, in der Regel dem Ventilsitz. Wenn das Prozessmedium durch die Drosselung strömt, kommt es zu einer Einschnürung oder Kontraktion des Durchflusses. Die minimale Querschnittsfläche des Durchflusses tritt unmittelbar hinter der eigentlichen physischen Drossel an einem Punkt auf, der als Vena Contracta bezeichnet wird. Dies ist in Abb. 5.6 dargestellt.

Um einen gleichmäßigen Fluss des Prozessmediums durch die Armatur aufrechtzuerhalten, muss die

Geschwindigkeit an der Vena Contracta am größten sein, da hier die Querschnittsfläche am kleinsten ist. Die Zunahme der Geschwindigkeit (bzw. der kinetischen Energie) geht mit einer erheblichen Abnahme des Drucks (oder der potentiellen Energie) an der Vena Contracta einher. Weiter hinten im Abströmbereich, wenn sich der Strom des Prozessmediums in einen größeren Bereich ausdehnt, nimmt die Geschwindigkeit wieder ab und der Druck steigt an. Jedoch erholt sich der Druck hinter der Armatur nie vollständig und bleibt geringer als der anströmseitige Druck. Die Druckdifferenz ( $\Delta P$ ), die über die Armatur entsteht, ist ein Maß für die Energiemenge, die in der Armatur abgeführt wird. Abb. 5.7 zeigt ein Druckprofil, das die unterschiedlichen Leistungen eines stromlinienförmigen Ventils mit hohem Ausnutzungsgrad, z. B. eines Kugelhahns, und einem Ventil mit niedrigem Ausnutzungsgrad aufgrund größerer interner Turbulenzen und Energieverluste erklärt.

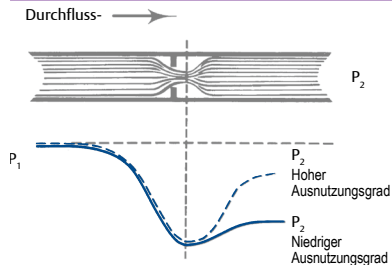


Abb. 5.7 Vergleich von Druckprofilen für Ventile mit hohem und niedrigem Ausnutzungsgrad

Unabhängig von den Eigenschaften zur Druckrückgewinnung ist die bei Flashverdampfung und Kavitation relevante Druckdifferenz die zwischen dem Eintritt an der Armatur und der Vena Contracta. Sollte der Druck an der Vena Contracta unter den Dampfdruck des Prozessmediums fallen (aufgrund der erhöhten Strömungsgeschwindigkeit an dieser Stelle), bilden sich Blasen im Durchflussstrom. Die Blasenbildung nimmt dann stark zu, da der Druck der Vena Contracta weiter unter den Dampfdruck des Prozessmediums fällt. In diesem Stadium gibt es keinen Unterschied zwischen Flashverdampfung und Kavitation, aber das Potential für strukturelle Schäden an der Armatur ist definitiv vorhanden.

Bleibt der Druck am Austritt der Armatur unter dem Dampfdruck des Prozessmediums, verbleiben die Blasen im Abströmsystem und man spricht von einer Flashverdampfung des Prozessmediums. Die Flashverdampfung kann zu schweren Erosionsschäden an der Innengarnitur führen. Diese Schäden zeichnen sich durch ein glattes, poliertes Aussehen der erodierten Oberfläche aus, wie in Abb. 5.8 dargestellt. Die Flashverdampfung ist in der Regel am Punkt der höchsten Geschwindigkeit am größten. Dieser Punkt befindet sich normalerweise an oder in der Nähe der Sitzlinie am Ventilkegel und Sitzring.



Abb. 5.8 Typisches Erscheinungsbild eines Schadens durch Flashverdampfung

Liegt andererseits der Druck auf der Abströmseite über dem Dampfdruck des Prozessmediums, kollabieren oder implodieren die Blasen und erzeugen Kavitation. Das Kollabieren der Dampfblasen setzt Energie frei und erzeugt ein Geräusch, ähnlich dem, als wenn Kies durch die Armatur fließen würde. Wenn die Blasen in der Nähe von festen Oberflächen in der Armatur kollabieren, kann die freigesetzte Energie das Material wegreißen und eine raue, schlackartige Oberfläche hinterlassen, wie in Abb. 5.9 dargestellt. Kavitationsschäden können sich auf die angrenzende abströmseitige Rohrleitung ausdehnen, wenn dort eine Druckrückgewinnung stattfindet und die Blasen kollabieren. Ventile mit hohem Ausnutzungsgrad neigen eher zur Kavitation, da der Druck der Vena Contracta niedriger ist und eher bis zum Dampfdruck des Prozessmediums reicht.

### 5.14.2 Auswahl einer Armatur für einen Einsatzbereich mit Flashverdampfung

Wie in Abb. 5.8 dargestellt, ist die Beschädigung aufgrund von Flashverdampfung durch ein glattes, poliertes Aussehen der erodierten Oberflächen gekennzeichnet. Zur Erinnerung, die Flashverdampfung tritt auf, weil  $P_2$  kleiner ist als  $P_v$ .  $P_2$  ist der abströmseitige Druck und eine Funktion des abströmseitigen Prozesses und der Rohrleitung.  $P_v$  ist eine Funktion der Prozessmedium- und Betriebstemperatur.

Somit werden die Variablen, die eine Flashverdampfung definieren, nicht direkt von der Armatur gesteuert. Dies bedeutet weiter, dass es keine Möglichkeit gibt, dass ein Stellventil eine Flashverdampfung verhindert. Da eine Flashverdampfung nicht durch die Armatur verhindert werden kann, besteht die beste Lösung darin, eine Armatur mit der richtigen Geometrie und den richtigen Werkstoffen zu wählen, um Schäden aufgrund von Flashverdampfung zu vermeiden oder zu minimieren.

Im Allgemeinen wird die Erosion durch Folgendes minimiert:

- Verhindern oder Reduzieren von Partikeleinschlägen (in diesem Fall Flüssigkeitströpfchen) auf den Flächen der Armatur
- Fertigen dieser Oberflächen so hart wie möglich
- Absenkung der Geschwindigkeit der Erosionsströmung

Die Auswahl einer Armatur mit möglichst wenigen Richtungsänderungen des Prozessmediums sorgt für die geringste Anzahl von Partikeleinschlägen. Als Eckventil ausgeführte Hubventile sind traditionell verwendete Lösungen, die einen solchen Durchflussweg bieten. Auch einige Drehventile, z. B. mit exzentrischen Drehkegel und Kugelsegmentventile bieten auch Durchflusswege. Armaturen mit erweiterten Durchflussbereichen abströmseitig der Drosselstelle sind vorteilhaft, da die Erosionsgeschwindigkeit reduziert wird. Für die Bereiche, in denen das Prozessmedium auf die Flächen der Armatur auftreffen muss, z. B. an den Sitzflächen, wählen Sie möglichst harte Werkstoffe. Allgemein gilt: Je härter der Werkstoff, desto länger hält er der Erosion stand.

Besonders problematisch kann es mit sowohl flashverdampfenden als auch korrosiven Prozessmedien sein. Flashverdampfendes Wasser in einer Stahlarmlatur ist ein Beispiel für ein synergistisches Ergebnis von Korrosion und Erosion. Das Wasser verursacht die Korrosion des Stahls und die Flashverdampfung verursacht eine Erosion der entstandenen, weichen Oxidschicht. In der Gesamtheit werden Schäden verursacht, die schlimmer als die der einzelnen Mechanismen sind. Die Lösung in diesem Fall besteht darin, die Korrosion zu verhindern, indem mindestens ein niedrig legierter Stahl gewählt wird.

### 5.14.3 Auswahl einer Armatur für einen Einsatzbereich mit Kavitation

Kavitationsschäden zeichnen sich durch ein raues, schlackeartiges Aussehen der erodierten Oberfläche aus, wie in Abb. 5.9 dargestellt. Dieses Aussehen unterscheidet sich deutlich von dem glatten, polierten Erscheinungsbild, das durch die Erosion durch Flashverdampfung entsteht. Im vorherigen Abschnitt wurde beschrieben, wie Kavitation entsteht, wenn der Druck an der Vena Contracta kleiner ist als  $P_v$  und  $P_2$  größer ist als  $P_v$ . Kavitation kann auf verschiedene Methoden bekämpft werden.



Abb. 5.9 Typisches Erscheinungsbild eines Schadens durch Kavitation

Die erste Methode besteht darin, die Kavitation zu vermeiden und durch Beherrschung des Differenzdrucks den Schäden entgegenzuwirken. Wenn der Differenzdruck über die Armatur so gesteuert werden kann, dass der lokale Druck nie unter den Dampfdruck fällt, entstehen auch keine Dampfblasen. Ohne das Kollabieren von Dampfblasen gibt es keine Kavitation. Zur Vermeidung von Kavitation wird der Gesamtdifferenzdruck über die Armatur durch eine mehrstufige Innengarnitur in kleinere Abschnitte aufgeteilt. Jeder dieser

kleinen Tropfen hält seinen Vena-Contracta-Druck über dem Dampfdruck, so dass sich keine Dampfblasen bilden.

Die zweite Methode verhindert die Kavitation nicht, sondern minimiert oder isoliert die Schäden ähnlich wie bei der Flashverdampfung. Diese Methode zielt darauf ab, die Kavitation von den Oberflächen der Armatur fernzuhalten und die Oberflächen zu härten, auf die die Kavitation einwirkt.

Eine dritte Methode besteht darin, das System so zu verändern, dass die Ursachen der Kavitation vermieden werden. Wenn der Druck  $P_2$  so weit angehoben werden kann, dass der Vena-Contracta-Druck nicht unter den Dampfdruck fällt, d. h. die Armatur nicht mehr drosselt, wird auch eine Kavitation vermieden. Der Druck  $P_2$  kann angehoben werden, indem die Armatur an einer Stelle montiert wird, an der eine größere statische Druckhöhe auf der Abströmseite herrscht. Das Anbringen einer Blendenplatte oder einer ähnlichen Gegendruckvorrichtung kann den Druck  $P_2$  an der Armatur ebenfalls anheben. Der Nachteil bei diesem Verfahren ist jedoch das Potential, dass die Kavitation von der Armatur auf die Blendenplatte übergeht. ■

## 5.15 Vorhersage von aerodynamischen Geräuschen

### 5.15.1 Aerodynamik

Branchenführer verwenden die Norm der International Electrotechnical Commission IEC 60534-8-3: Stellventile für die Prozessregelung – Teil 8: Geräuschbetrachtungen – Abschnitt 3: Berechnungsverfahren zur Vorhersage der aerodynamischen Geräusche von Stellventilen. Diese Methode besteht aus einer Mischung aus thermodynamischer und aerodynamischer Theorie und empirischen Informationen. Der Aufbau des Verfahrens ermöglicht eine Vorhersage der Geräusche von einer Armatur auf Grundlage der messbaren Geometrie der Armatur und der für die Armatur geltenden Betriebsbedingungen. Die Norm erlaubt es den Herstellern von Armaturen auch, durch Labormessungen gewonnene empirische Daten zu verwenden, um genauere Vorhersagen zu treffen. Aufgrund dieses

analytischen Rahmens für die Vorhersage der Geräusche von Armaturen ermöglicht die IEC-Methode eine objektive Bewertung von Alternativen.

Die Methode beschreibt zwei unterschiedliche Geräuschquellen, die zum Gesamtgeräusch der Armatur beitragen können: Geräusche der Innengarnitur und Geräusche des Armaturenaustritts. Das Geräusch der Innengarnitur ist abhängig von der Art der Innengarnitur und deren geometrischen Eigenschaften. Das Geräusch am Armaturenaustritt hängt von der Armaturenaustrittsfläche, der Machzahl des Armaturenaustritts und einem eventuellen Expander auf der Abströmseite ab.

Die Methode definiert fünf grundlegende Schritte zu einer Geräuschprognose. Gegebenenfalls müssen diese Schritte sowohl für die Innengarnitur- als auch für die Armaturenaustritts-Geräuschquelle durchgeführt und dann zu einem Gesamtgeräuschpegel kombiniert werden.

#### *1. Berechnen Sie die Gesamtstromleistung im Prozess an der Vena Contracta.*

Das betreffende Geräusch wird von der Armatur in und abströmseitig der Vena Contracta erzeugt. Wenn die durch Drosselung an der Vena Contracta abgeleitete Gesamtleistung berechnet werden kann, so kann auch der Anteil der Geräuschleistung bestimmt werden. Da Leistung die zeitliche Änderung der Energie ist, kann eine Abwandlung der bekannten Gleichung zur Berechnung der kinetischen Energie verwendet werden. Die kinetische Energiegleichung lautet  $\frac{1}{2} mv^2$ ; dabei ist  $m$  die Masse und  $v$  die Geschwindigkeit. Wird der Begriff „Masse“ durch „Massedurchfluss“ ersetzt, so kann mit der Gleichung die Leistung berechnet werden. Die Geschwindigkeit ist die Vena-Contracta-Geschwindigkeit, und wird mit der Energiegleichung des Ersten Gesetzes der Thermodynamik berechnet.

#### *2. Bestimmen Sie den Anteil der Schalleistung an der Gesamtleistung.*

Die Methode berücksichtigt die Prozessbedingungen, die über die Armatur angewendet werden, um den bestimmten geräuschzeugenden Mechanismus in der Armatur zu bestimmen. Es gibt fünf definierte Systeme, die von der Beziehung

zwischen dem Vena-Contracta-Druck und dem abströmseitigen Druck abhängen. Für jedes dieser Systeme wird ein akustischer Wirkungsgrad definiert und berechnet. Die Norm gestattet es auch, dass im Labor gemessene akustische Wirkungsgrade die analytischen Schätzungen ersetzen. Dieser akustische Wirkungsgrad bestimmt den in Schritt 1 berechneten Anteil der Gesamtstromleistung, die Geräuschleistung. Bei der Entwicklung einer geräuscharmen Armatur ist ein niedriger akustischer Wirkungsgrad eines der Ziele.

#### *3. Wandeln Sie die Schalleistung in ein Schalldruckspektrum um.*

Das eigentliche Ziel der IEC-Vorhersagemethode ist die Bestimmung des Schalldruckpegels an einem Bezugspunkt außerhalb der Armatur, an dem das menschliche Gehör eine Rolle spielt. Schritt 2 liefert Schalleistung, die nicht direkt messbar ist. Akustischer oder Schalldruck ist jedoch messbar und daher in den meisten Situationen zum Standardausdruck für Lärm bzw. Geräusch geworden. Die Umrechnung von Schalleistung in den Gesamtschalldruckpegel basiert auf einer grundlegenden akustischen Theorie.

Um die Genauigkeit der Geräuschvorhersage zu erhöhen, verwendet die Norm eine Frequenzspektrumberechnung. Ein Schalldruckspektrum definiert, wie viel Geräusch bei jeder Frequenz im hörbaren Bereich vorhanden ist. Die Form dieses Spektrums lässt sich aus der Geometrie der Armatur, den Durchflussbedingungen und einem in der Norm angegebenen idealen Kennlinienspektrum bestimmen. Die Norm gestattet auch die Verwendung eines im Labor gemessenen Kennlinienspektrums.

#### *4. Berücksichtigen Sie die Übertragungsverluste der Rohrwandung und stellen Sie das Schalldruckspektrum an der Rohraußenfläche neu ein.*

Die Schritte 1 bis 3 befassen sich mit dem Geräuschentwicklungsprozess im Inneren der Rohrleitung. Gelegentlich ist auch dieser Bereich von Interesse, aber der Geräuschpegel an der Außenseite der Rohrleitung ist die Hauptanforderung.

Die Methode muss die Änderung des Geräusches berücksichtigen, wenn sich der Bezugspunkt von der Innenseite der

Rohrleitung zur Außenseite der Rohrleitung bewegt. Die Rohrleitungswand hat aufgrund ihres Werkstoffes, ihrer Größe und Form bestimmte physikalische Eigenschaften, die bestimmen, wie gut das Geräusch durch die Rohrleitung übertragen wird. Das Geräusch im Prozessmedium innerhalb der Rohrleitung muss mit der Rohrrinnenwand interagieren, um die Rohrleitungswand zum Schwingen zu bringen. Dann muss die Schwingung durch die Rohrleitungswand an die Rohraußenwand übertragen werden, und dort wiederum muss die Rohraußenwand mit der Atmosphäre interagieren, um Schallwellen zu erzeugen. Diese drei Stufen der Geräuschübertragung sind abhängig von der Geräuschfrequenz. Die Methode ermittelt die Übertragungsverluste in der Rohrwandung als eine Funktion der Frequenz. Die Methode vergleicht dann das interne Geräuschspektrum und das Übertragungsverlustspektrum, um festzustellen, wie stark das Schalldruckspektrum an der Atmosphäre durch die Rohrwandung gedämpft wird.

#### 5. Berücksichtigen des Abstands und Berechnen des Schalldruckpegels am Standort des Betrachters.

Schritt 4 liefert das externe Schalldruckpegelspektrum an der Außenfläche der Rohrwandung. Auch hier wird eine grundlegende akustische Theorie angewendet, um den Schalldruckpegel am Standort des Betrachters zu berechnen. Die Schalleistung ist für jede Situation konstant, aber der zugehörige Schalldruckpegel variiert mit der Fläche, über die die Schalleistung verteilt wird. Je weiter sich der Betrachter von der Rohrwandung entfernt, desto größer wird die Gesamtfläche, über die die Schalleistung verteilt wird. Dadurch sinkt der Schalldruckpegel.

#### 5.15.2 Hydrodynamik

Auffällige hydrodynamische Geräusche sind meist mit Kavitation verbunden. Die traditionelle Beschreibung des Geräusches ist, als ob Kies durch die Armatur geleitet wird. Dieser Zusammenhang zwischen hydrodynamischem Geräusch und Kavitation spiegelt sich in den verschiedenen, heute verfügbaren Vorhersagemethoden wider. Die Methoden berücksichtigen eine Geräuschkennlinie für Prozessmedien in

nicht gedrosselten Durchflusssituationen und eine weitere Kennlinie in gedrosselten, kavitierenden Durchflusssituationen.

Es gibt eine Vielzahl von Situationen, in denen das Prozessmedium ein zweiphasiges Gemisch ist.

Dazu gehören zweiphasige Flüssiggase am Ventileintritt, flashverdampfende Prozessmedien und Prozessmedien, die aufgrund der Drosselung ausgasen. Die Methoden zur Geräuschvorhersage für diese Fälle sind noch nicht ausgereift. Testergebnisse und Felduntersuchungen an installierten Mehrphasensystemen zeigen, dass diese Geräuschpegel nicht zum Gesamtlärmpegel der Anlage beitragen oder die Exposition der Arbeiter steigern. ■



Abb. 5.10 Aufbau einer Innengarnitur zur Reduzierung des aerodynamischen Geräusches

## 5.16 Geräuschminderung

In geschlossenen Systemen (die nicht in die Atmosphäre entlüften) werden die dabei entstehenden Geräusche nur durch die Übertragung durch die Armaturen und die angrenzenden Rohrleitungen, die den Durchfluss enthalten, an die Luft übertragen. Das Schallfeld im Durchfluss zwingt diese festen Begrenzungen zum Schwingen. Diese Vibrationen verursachen „Störungen“ in der umgebenden Atmosphäre, die sich als Schallwellen ausbreiten.

Bei der Geräuschminderung wird entweder eine Behandlung der Quelle, des Schallwegs oder von beidem eingesetzt. Die Behandlung der Quelle, die das Geräusch an der



Abb. 5.11 Kombination aus Armatur und Inline-Diffusor

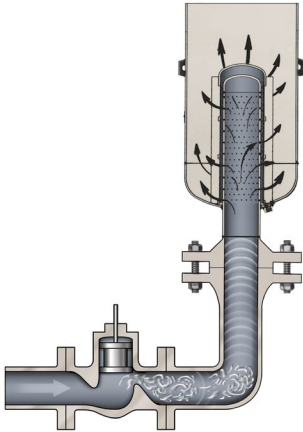


Abb. 5.12 Kombination aus Armatur und Entlüftungsdiffusor



Abb. 5.13 Spezielle Armaturenkonstruktion zur Eliminierung von Kavitation

Quelle verhindert oder dämpft, ist der erfolgversprechendste Ansatz, sofern er wirtschaftlich und physikalisch machbar ist.

Empfohlene Behandlungsansätze durch eine Käfigführung sind in Abb. 5.10 dargestellt. Die obere Ansicht zeigt einen Käfig mit zahlreichen schmalen und parallelen Schlitzen, die Turbulenzen minimieren und für eine günstige Geschwindigkeitsverteilung

im Expansionsbereich sorgen. Dieser ökonomische Ansatz für eine geräuschgeminderte Armaturenkonstruktion kann eine Geräuschreduzierung von 15 bis 20 dBA bei einer nur geringen oder keiner Verringerung der Durchflusskapazität bewirken.

Die untere Ansicht in Abb. 5.10 zeigt eine zweistufige, käfigförmige Innengarnitur, die für eine optimale Geräuschkämpfung bei hohen Differenzdruckverhältnissen ( $\Delta P/P_1$ ) ausgelegt ist.

Um die gewünschten Ergebnisse zu erzielen, müssen die Beschränkungen in der primären Käfigwand so bemessen und angeordnet sein, dass das durch die Strahlinteraktion erzeugte Geräusch nicht größer ist als die Summe der von den einzelnen Düsen erzeugten Geräusche.

Diese Innengarniturkonstruktion kann das Armaturengeräusch um bis zu 30 dBA reduzieren. Der endgültige Entwurf verwendet eine Kombination verschiedener Geräuschreduzierungsstrategien, um die Armaturengeräusche um bis zu 40 dBA zu reduzieren. Diese Strategien sind:

- Eine einzigartige Durchgangsform reduziert die Umwandlung der von der Armatur erzeugten Gesamtstromleistung in Geräuschleistung.
- Die mehrstufige Druckreduzierung teilt die Stromleistung zwischen den Stufen auf und reduziert den akustischen Umwandlungswirkungsgrad weiter.
- Die Verschiebung des Frequenzspektrums reduziert die Schallenergie im hörbaren Bereich, indem sie die Übertragungsverluste der Rohrleitung nutzt.
- Die Unabhängigkeit des Austrittsstrahls bleibt erhalten, um eine Geräuscherneuerung durch Strahlkoaleszenz zu vermeiden.
- In den expandierenden Bereichen wird die Strömungsgeschwindigkeit verwaltet, um das expandierende Gas aufzunehmen.
- Zusätzliche Gehäusekonstruktionen verhindern Strömungseinflüsse auf die Gehäusewand und sekundäre Schallquellen.

Bei Stellventilanwendungen, die bei hohen Druckverhältnissen arbeiten ( $\Delta P/P_1 > 0,8$ ), kann der Ansatz einer Seriendrosselung die Aufteilung des Gesamtdifferenzdrucks zwischen dem Stellventil und einer festen Drossel (Diffusor) im abströmseitigen Bereich der Armatur die Geräuschbildung wirksam minimieren. Um den Wirkungsgrad eines Diffusors zu optimieren, muss er für jede

gegebene Anlage so konstruiert werden (in Bezug auf Form und Dimensionierung), dass der Geräuschpegel von Armatur und Diffusor gleich ist. Abb. 5.11 zeigt eine typische Installation.

Regelsysteme, die in die Atmosphäre entlüften, sind aufgrund der hohen Druckverhältnisse und der hohen Austrittsgeschwindigkeiten in der Regel sehr laut. Die Aufteilung des Gesamtdifferenzdrucks zwischen der eigentlichen Entlüftung und einem anströmseitigen Stellventil mithilfe eines Entlüftungsdiffusors führt zu einer Geräuschminderung an der Armatur und an der Entlüftung. Eine korrekt dimensionierte Diffusor/Armatur-Kombination, wie in Abb. 5.12 gezeigt, kann den Geräuschpegel des Gesamtsystems um bis zu 40 dBA senken.

Die Behandlung von Lärmproblemen im Zusammenhang mit Stellventilen, die von Flüssigkeiten durchströmt werden, ist in erster Linie auf die Beseitigung oder Minimierung der Kavitation ausgerichtet. Da die Kavitation verursachenden Durchflussverhältnisse genau vorhergesagt werden können, können durch Kavitation entstehende Armaturengeräusche durch die Anwendung geeigneter Grenzwerte für die Betriebsbedingungen an der Armatur eliminiert werden. Dies erfolgt durch die Verwendung von Durchbruchöffnungen, in Reihe geschalteten Armaturen usw. Ein weiterer Ansatz zur Behandlung der Geräuschquellen ist die Verwendung einer speziellen Innengarnitur, die das Konzept der Seriendrosselung nutzt, um die Kavitation zu verhindern. Dies wird in Abb. 5.13 gezeigt.

Ein zweiter Ansatz zur Geräuschminderung ist die Behandlung des Schallweges. Der Flüssigkeitsstrom bildet einen ausgezeichneten Schallübertragungsweg. Die Behandlung des Schallweges sieht vor, die Impedanz des Übertragungswegs zu erhöhen, um die an den Betrachter übertragene Schallenergie zu reduzieren.

Die Ableitung von Schallenergie durch den Einsatz von schallabsorbierenden Werkstoffen ist eine der effektivsten Methoden der Schallwegbehandlung. Dieser schallabsorbierende Werkstoff sollte sich möglichst im Strömungsstrom an oder unmittelbar hinter der Schallquelle befinden. Bei Gassystemen leiten Inline-Schalldämpfer

die Geräusche im Flüssigkeitsstrom effektiv ab und dämpfen den auf die festen Begrenzungen übertragenen Schallpegel. Bei hohen Masseströmen und/oder hohen Druckverhältnissen über die Armatur sind Inline-Schalldämpfer, wie in Abb. 5.14 dargestellt, häufig der realistischste und wirtschaftlichste Ansatz zur Geräuschminderung. Der Einsatz von absorbierenden Inline-Schalldämpfern kann nahezu jeden gewünschten Dämpfungsgrad bieten. Aus wirtschaftlichen Gründen ist die Dämpfung durch Inline-Schalldämpfer jedoch in der Regel auf etwa 25 dBA begrenzt.



Abb. 5.14 Typischer Inline-Schalldämpfer

Geräusche, die innerhalb der Grenzen des Durchflussstroms nicht eliminiert werden können, müssen durch eine externe Behandlung gemindert werden. Bei diesem Ansatz zur Geräuschminderung von Stellventilen empfiehlt sich die Verwendung von dickwandigen Rohrleitungen, die akustische Isolierung der freiliegenden festen Begrenzungen des Flüssigkeitsstroms, die Verwendung von isolierten Kästen, Gebäuden usw., um die Geräuschquelle zu isolieren.

Behandlungen des Schallweges wie z. B. dickwandige Rohrleitungen oder externe Schalldämmung können eine wirtschaftliche und effektive Technik zur Lärminderung vor Ort sein. Das Geräusch wird über den Flüssigkeitsstrom jedoch über weite Strecken übertragen und die Wirksamkeit von dickwandigen Rohrleitungen oder Außenisolierungen endet dort, wo auch die Behandlung endet. ■

## 5.17 Geräuschminderung – Zusammenfassung

Der Geräuschpegel, der von einer vorgesehenen Stellventilanlage erzeugt wird, kann mithilfe von Standardmethoden schnell und realistisch vorhergesagt werden. Diese Methoden sind auch als Computersoftware verfügbar, um die

Vorhersage zu vereinfachen. Solche Auslegungs- und Lärmprognosetools helfen bei der richtigen Auswahl der Geräuschminderungsausrüstung, wie in den Abb. 5.15 und 5.16 dargestellt. Die Anforderungen der Prozessanlagen an eine geringe Umweltbelastung werden den Bedarf an geräuschgeminderten Stellventilen weiter erhöhen. Die Vorhersagetechnologien und Armaturenkonstruktionen, die dies ermöglichen, werden ständig verbessert. Den neuesten Stand der Ausrüstungs- oder Prognose-Technologien erfahren Sie bei einem Vertreter Ihres Ventilherstellers. ■



Abb. 5.15 Durchgangsventil mit Schallschutzkäfig für aerodynamischen Durchfluss

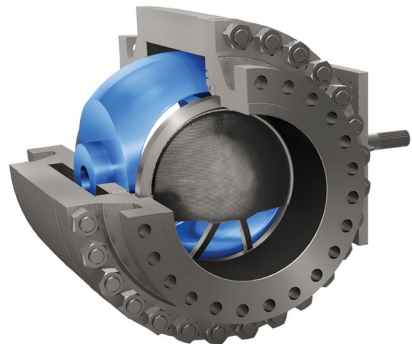


Abb. 5.16 Kugelventil mit Dämpfungseinsatz zur Reduzierung des hydrodynamischen Geräusches

## 5.18 Packungsauswahl

Die folgenden Tabellen und die Abb. 5.17 und 5.18 enthalten Richtlinien zur Auswahl von Packungen für Hub- und Drehventile.

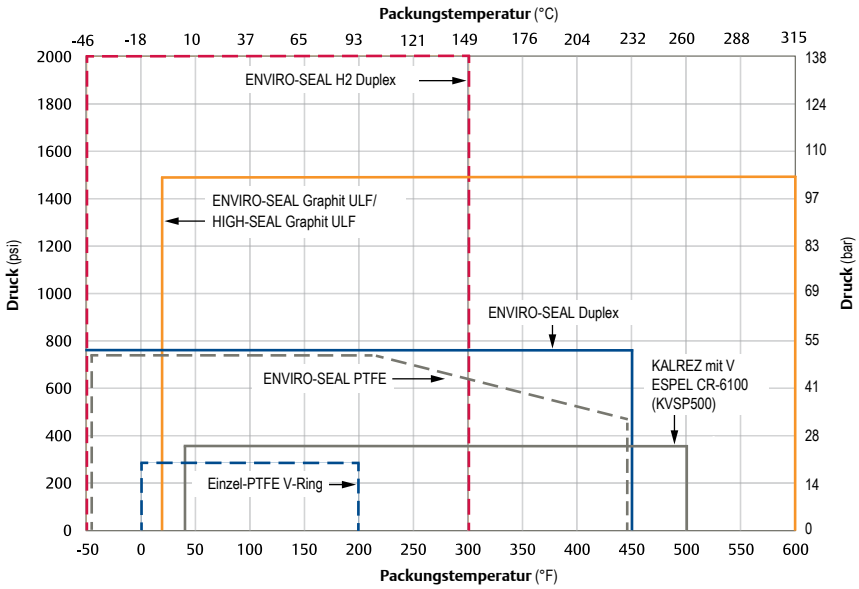


Abb. 5.17 Anwendungsrichtlinien Tabelle für 100-PPM-Einsatzbereiche

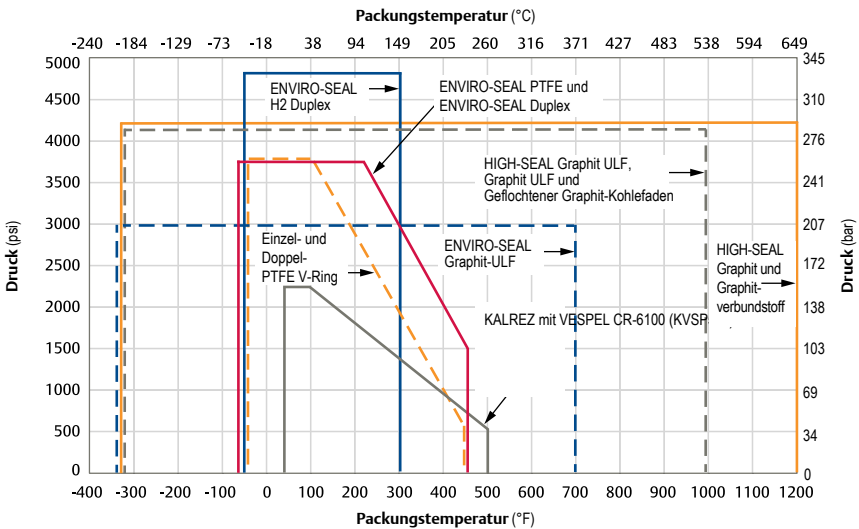


Abb. 5.18 Anwendungsrichtlinien für nicht umweltbezogene Einsatzbereiche

### 5.18.1 Richtlinien zur Packungsauswahl für Hubventile

Packungssystem	Max. Druck- und Temperaturgrenzen für 100-PPM-Einsatzbereiche <sup>(1)</sup>		Anwendungsrichtlinie für nicht umweltbezogene Einsatzbereiche <sup>(1)</sup>	
	Metrisch	Zöllig	Metrisch	Zöllig
Einzel-PTFE V-Ring	20,7 bar -18 bis 93 °C	300 psi 0 bis 200 °F	Siehe Abb. 5.15. -46 bis 232 °C	Siehe Abb. 5.15. -50 bis 450 °F
Doppel-PTFE V-Ring	---	---	Siehe Abb. 5.15. -46 bis 232 °C	Siehe Abb. 5.15. -50 bis 450 °F
ENVIRO-SEAL PTFE	Siehe Abb. 5.14. -46 bis 232 °C	Siehe Abb. 5.14. -50 bis 450 °F	Siehe Abb. 5.15. -46 bis 232 °C	Siehe Abb. 5.15. -50 bis 450 °F
ENVIRO-SEAL Duplex	51,7 bar -46 bis 232 °C	750 psi -50 bis 450 °F	Siehe Abb. 5.15. -46 bis 232 °C	Siehe Abb. 5.15. -50 bis 450 °F
ENVIRO-SEAL H2 Duplex	138 bar -46 bis 149 °C	2000 psi -50 bis 300 °F	330 bar -46 bis 149 °C	4800 psi -50 bis 300 °F
KALREZ® mit Vespel® CR-6100 (K-VSP 500) <sup>(2)</sup>	24.1 bar 4 bis 260 °C	350 psig 40 bis 500 °F	Siehe Abb. 5.15. -40 bis 260 °C	Siehe Abb. 5.15. -40 bis 500 °F
ENVIRO-SEAL Graphit-ULF	103 bar -7 bis 315 °C	1500 psi 20 bis 600 °F	207 bar -198 bis 371 °C	3000 psi -325 bis 700 °F
HIGH-SEAL Graphit ULF	103 bar -7 bis 315 °C	1500 psi 20 bis 600 °F	(290 bar) <sup>(4)</sup> -198 bis 538 °C	4200 psi <sup>(4)</sup> -325 bis 1000 °F
Graphit-Verbundwerkstoff/ HIGH-SEAL Graphit	---	---	(290 bar) <sup>(4)</sup> -198 bis 649 °C	4200 psi <sup>(4)</sup> -325 bis 1200 °F
Geflochtener Graphit- Kohlefasern	---	---	290 bar -198 bis 538 °C <sup>(5)</sup>	4200 psi -325 bis 1000 °F <sup>(5)</sup>
Graphit-ULF	---	---	290 bar -198 bis 538 °C	4200 psi -325 bis 1000 °F

1. Die aufgeführten Werte dienen nur zur Orientierung. Diese Orientierungswerte können überschritten werden, in diesem Fall kann aber eine verkürzte Lebensdauer der Packung oder eine erhöhte Leckage die Folge sein. Die aufgeführten Temperaturwerte beziehen sich auf die tatsächliche Packungstemperatur, nicht auf die Prozesstemperatur.  
2. Die tatsächlichen Reibungswerte können dem Fisher-Katalog 14 entnommen werden.  
3. Die KALREZ-Druck-/Temperaturgrenzwerte, auf die sich in diesem Bulletin bezogen wird, gelten nur für Anwendungen mit Fisher-Armaturen. DuPont kann höhere Grenzwerte fordern.  
4. Außer für eine 9,5-mm- (3/8")-Spindel, 110 bar (1600 psi).  
5. Außer für oxidierende Einsatzbereiche, -198 bis 371 °C (-325 bis 700 °F).

Richtlinien zur Packungsauswahl für Hubventile, Fortsetzung...

Packungssystem	Dichtring Funktionssicherheits-Index	Standzeit-Index	Packungsreibung <sup>(2)</sup>
Einzel-PTFE V-Ring	Besser	Lang	Sehr gering
Doppel-PTFE V-Ring	Besser	Lang	Niedrige
ENVIRO-SEAL PTFE	Am besten	Sehr lang	Niedrige
ENVIRO-SEAL Duplex	Am besten	Sehr lang	Niedrige
ENVIRO-SEAL H2 Duplex	Am besten	Sehr lang	Mittel
KALREZ mit Vespel CR 6100 (K- VSP 500) <sup>(3)</sup>	Am besten	Lang	Niedrige
ENVIRO-SEAL Graphit-ULF	Am besten	Sehr lang	Mittel
HIGH-SEAL Graphit ULF	Am besten	Sehr lang	Mittel
Graphit-Verbundwerkstoff/ HIGH-SEAL Graphit	Besser	Sehr lang	Sehr hoch
Geflochtener Graphit- Kohlefaden	Gut	Mittel	Hoher
Graphit-ULF	Besser	Sehr lang	Mittel

1. Die aufgeführten Werte dienen nur zur Orientierung. Diese Orientierungswerte können überschritten werden, in diesem Fall kann aber eine verkürzte Lebensdauer der Packung oder eine erhöhte Leckage die Folge sein. Die aufgeführten Temperaturwerte beziehen sich auf die tatsächliche Packungstemperatur, nicht auf die Prozesstemperatur.  
 2. Die tatsächlichen Reibungswerte können dem Fisher-Katalog 14 entnommen werden.  
 3. Die KALREZ-Druck-/Temperaturgrenzwerte, auf die sich in diesem Bulletin bezogen wird, gelten nur für Anwendungen mit Fisher-Armaturen. DuPont kann höhere Grenzwerte fördern.  
 4. Außer für eine 9,5-mm- (3/8")-Spindel, 110 bar (1600 psi).  
 5. Außer für oxidierende Einsatzbereiche, -198 bis 371 °C (-325 bis 700 °F).

5.18.2 Richtlinien zur Packungsauswahl für Drehventile

Packungssystem	Max. Druck- und Temperaturgrenzen für 100-PPM-Einsatzbereiche <sup>(1)</sup>		Anwendungsrichtlinie für nicht umweltbezogene Einsatzbereiche <sup>(1)</sup>	
	Metrisch	Benutzerdefiniert U.S.	Metrisch	Benutzerdefiniert U.S.
Einzel-PTFE V-Ring	---	---	103 bar -46 bis 232 °C	1500 psig -50 bis 450 °F
ENVIRO-SEAL PTFE	103 bar -46 bis 232 °C	1500 psig -50 bis 450 °F	207 bar -46 bis 232 °C	3000 psig -50 bis 450 °F
Aktiv federbelastetes PTFE für V250- Armaturen	69 bar -29 bis 93 °C	1000 psig -20 bis 200 °F	155 bar -46 bis 232 °C	2250 psig -50 bis 450 °F
KALREZ mit Vespel CR 6100 (KVSP 500) <sup>(3)</sup>	24.1 bar 4 bis 260 °C	350 psig 40 bis 500 °F	51 bar -40 bis 260 °C	750 psig -40 bis 500 °F
ENVIRO-SEAL Graphit	103 bar -7 bis 315 °C	1500 psig 20 bis 600 °F	207 bar -198 bis 371 °C	3000 psig -325 bis 700 °F
Graphitband	---	---	103 bar -198 bis 538 °C <sup>(2)</sup>	1500 psig -325 bis 1000 °F <sup>(2)</sup>

1. Die aufgeführten Werte dienen nur zur Orientierung. Diese Orientierungswerte können überschritten werden, in diesem Fall kann aber eine verkürzte Lebensdauer der Packung oder eine erhöhte Leckage die Folge sein. Die aufgeführten Temperaturwerte beziehen sich auf die tatsächliche Packungstemperatur, nicht auf die Prozesstemperatur.  
 2. Außer für oxidierende Einsatzbereiche, -198 bis 371 °C (-325 bis 700 °F).  
 3. Die KALREZ-Druck-/Temperaturgrenzwerte, auf die sich in diesem Bulletin bezogen wird, gelten nur für Anwendungen mit Fisher-Armaturen. DuPont kann höhere Grenzwerte fördern.

Richtlinien zur Packungsauswahl für Drehventile, Fortsetzung...

Packungssystem	Dichtring Funktionssicherheits-Index	Standzeit-Index	Packungsreibung
Einzel-PTFE V-Ring	Besser	Lang	Sehr gering
ENVIRO-SEAL PTFE	Hervorragend	Sehr lang	Niedrige
Aktiv federbelastetes PTFE für V250-Armaturen	Hervorragend	Sehr lang	Niedrige
KALREZ mit Vespel CR-6100 (KVSP 500) <sup>(3)</sup>	Hervorragend	Lang	Sehr gering
ENVIRO-SEAL Graphit	Hervorragend	Sehr lang	Mittel
Graphitband	Akzeptabel	Akzeptabel	Hoher

1. Die aufgeführten Werte dienen nur zur Orientierung. Diese Orientierungswerte können überschritten werden, in diesem Fall kann aber eine verkürzte Lebensdauer der Packung oder eine erhöhte Leckage die Folge sein. Die aufgeführten Temperaturwerte beziehen sich auf die tatsächliche Packungstemperatur, nicht auf die Prozesstemperatur.  
2. Außer für oxidierende Einsatzbereiche, -198 bis 371 °C (-325 bis 700 °F).  
3. Die KALREZ-Druck-/Temperaturgrenzwerte, auf die sich in diesem Bulletin bezogen wird, gelten nur für Anwendungen mit Fisher-Armaturen. DuPont kann höhere Grenzwerte fordern.

## 5.19 Gehäusewerkstoffe

Die Auswahl der Ventilkörperwerkstoffe richtet sich in der Regel nach dem Druck, der Temperatur, den korrosiven und den erosiven Eigenschaften der Durchflussmedien. Manchmal muss bei der Auswahl eines Werkstoffes ein Kompromiss gefunden werden. Beispielsweise kann ein Werkstoff mit guter Erosionsbeständigkeit aufgrund schlechter Korrosionsbeständigkeit beim Umgang mit einem bestimmten Prozessmedium nicht zufriedenstellend sein.

Bestimmte Betriebsbedingungen erfordern den Einsatz exotischer Legierungen und Metalle, um den besonderen korrosiven Eigenschaften des durchfließenden Prozessmediums standzuhalten. Diese Werkstoffe sind deutlich teurer als herkömmliche Metalle, daher kann auch die Wirtschaftlichkeit ein Faktor bei der Werkstoffauswahl sein. Glücklicherweise werden die meisten Stellventil-Anwendungen mit relativ korrosionsfreien Prozessmedien bei angemessenen Drücken und Temperaturen betrieben. Daher ist C-Stahl der am häufigsten verwendete Gehäusewerkstoff. C-Stahl kann eine zufriedenstellende Leistung zu wesentlich geringeren Kosten als exotische Legierungswerkstoffe bieten.

Für die Bestellung von hochkorrosionsbeständigen, hochlegierten Gehäusen wurden Spezifikationen entwickelt.

Diese Spezifikationen stellen Lösungen für Probleme mit einigen dieser Legierungen bereit. Zu diesen Problemen gehörten eine inakzeptable Korrosionsbeständigkeit im Vergleich zu Schmiedewerkstoffen, Schweißbarkeitsprobleme und inakzeptable Lieferzeiten. Darüber hinaus sind diese Legierungen auch schwer zu gießen. Die Spezifikationen umfassen einen Qualifizierungsprozess für die Gießerei, spezielle Modellausrüstung, Modelllegierungsqualifizierung, Wärmequalifizierung und detaillierte Kontrollen des Rohwerkstoffes, Sichtprüfungen, Schweißreparaturen, Wärmebehandlungen und zerstörungsfreie Prüfungen. Bezeichnungen für diese exotischen und gebräuchlichen Typen sind in Tabelle 5.19.1 „Bezeichnungen für gängige Gehäusewerkstoffe“ enthalten.

Die folgenden Beschreibungen und Tabellen enthalten grundlegende Informationen zu den verschiedenen gängigen Gussqualitäten für Stellventilkörper. Auch Bezeichnungen für ASTM-Werkstoffe sind enthalten. Die Verwendung genauer ASTM-Bezeichnungen gilt als gute Praxis und wird bei der Spezifikation von Werkstoffen empfohlen, insbesondere für drucktragende Teile. Zusätzliche technische Daten zu diesen und anderen Werkstoffen sind in Kapitel 13 enthalten.

**Stahlguss (ASTM A216 Grade WCC) – WCC** ist der beliebteste Stahlgusswerkstoff, der für Gehäuse in moderaten Einsatzbereichen wie Luft, Satteldampf oder Heißdampf, aber nicht für korrosive Flüssigkeiten und Gase verwendet wird. WCC wird über 425 °C (800 °F) nicht verwendet, da die kohlenstoffreiche Phase in Graphit umgewandelt werden könnte. Die Schweißung erfolgt in der Regel ohne eine Wärmebehandlung nach dem Schweißvorgang, es sei denn, die Nennstärke beträgt mehr als 32 mm (1-1/4"). Größere Schweißreparaturen werden immer nachträglich wärmebehandelt.

**Chrom-Molybdän-Gussstahl (ASTM A217 Grade WC9) – Dies** ist die Cr-Mo-Standardgussqualität. WC9 hat C5 als Standard abgelöst, da es hervorragende Guss- und Schweißigenschaften aufweist. WC9 hat C5 in den meisten Einsatzbereichen, insbesondere im Dampf- und Kesselspeisewasserbereich, erfolgreich abgelöst. Chrom und Molybdän bieten Erosions-, Korrosions- und Kriechbeständigkeit, wodurch WC9 bis 595 °C (1100 °F) einsetzbar ist. WC9 wird nach dem Schweißen in der Regel wärmebehandelt. Größere Schweißreparaturen werden immer nachträglich wärmebehandelt.

**Gussstahl Typ 304L (ASTM A351 Class CF3) – Dies** ist ein gängiger Werkstoff für chemische Einsatzbereiche. Gussstahl der Class 304L wird häufig für Salpetersäure und bestimmte andere chemische Einsatzbereiche bevorzugt. Die optimale Korrosionsbeständigkeit bleibt auch im geschweißten Zustand erhalten, wenn geeignete Schweißverfahren eingesetzt werden. CF3 ist nicht für druckbegrenzende Teile über 425 °C (800 °F) ausgelegt.

**Edelstahl Gusstyp 316 (ASTM A351 Grade CF8M) – Dies** ist der Standardwerkstoff für Gehäuse aus Edelstahlguss. Der Zusatz von Molybdän verleiht dem Typ 316 eine höhere Beständigkeit gegenüber Korrosion, Lochfraß, Kriechen und oxidierenden Flüssigkeiten im Vergleich zu 304 oder 304L. Er hat den größten Temperaturbereich aller Standardwerkstoffe: -254 °C (-425 °F) bis 816 °C (1500 °F). Die Gussteile werden wärmebehandelt, um eine maximale Korrosionsbeständigkeit zu gewährleisten. Bei Temperaturen über 538 °C (1000 °F) muss der Kohlenstoffgehalt mindestens 0,04 % betragen.

**Edelstahl Gusstyp 317 (ASTM A351 Grade CG8M) – Bei S31700** handelt es sich im Wesentlichen um S31600 mit einem um jeweils 1 % erhöhten Nickel- und Molybdängehalt. Dadurch wird eine höhere Beständigkeit gegen Lochfraß als mit S31600 erreicht.

Wie S31600 ist auch S31700 vollständig austenitisch und nicht magnetisch. Da seine Festigkeit der von S31600 ähnlich ist, weist er die gleichen Druck-/Temperaturwerte auf. CG8M ist die Gussversion von S31700. Es enthält erhebliche Mengen an Ferrit (15 bis 35 %) und ist daher teilweise bis stark magnetisch. Im Allgemeinen hat der Typ S31700 in bestimmten Umgebungen eine bessere Korrosionsbeständigkeit als S31600, da er einen höheren Molybdängehalt aufweist. Er hat eine gute Korrosionsbeständigkeit in vielen Einsatzbereichen wie Kläranlagen, trockenem Chlordioxid und vielen anderen Zellstoff- und Papierumgebungen. Bei CG8M beträgt die maximale Temperatur für drucktragende Teile 538 °C (1000 °F).

### 5.19.1 Bezeichnungen für gängige Gehäusewerkstoffe

Gussbezeichnungen	Allgemeine Bezeichnungen	UNS-Nummern für Schmiedestahläquivalente
CD3MN	Standard Duplex	S31803, S32205
CD3MWCuN	Superduplex	S32760
CF3	304L	S30403
CF8	304	S30400
CF3M	316L	S31603
CF8M	316	S31600
CG3M	317L	S31703
CG8M	317	S31700
CK3MCuN	Legierung 254 SMO	S31254
CN7M	Legierung 20Cb3	N08020
CU5MCuC	Incoloy 825	N08825
CW12MW	Veraltete Legierung C	N10002
CW2M	Legierung C	N10276, N06455
CX2MW	Legierung C22	N06022
CW6MC	Incoloy 625	N06625
CX2M	Incoloy 59	N06059
CY40	Incoloy 600	N06600
CZ100	Nickellegierung 200	N02200
LCB	LCB	J03003
LCC	LCC	J02505
M35-1	Incoloy 400	N04400
N12MV	Legierung B	N10001
N7M	Legierung B2	N10665
WCB	WCB	J03002
WCC	WCC	J02503
Titan C3	C3	R50550
Zirkon 702C	702C	R60702
Zirkon 705C	705C	R60705

## 5.20 Druck-/Temperaturstufen

### 5.20.1 Druck-/Temperaturstufen für standardmäßige Class ASTM A216 Grade WCC Gussventile

(In Übereinstimmung mit ASME B16.34-2013)

Temperatur	Betriebsdrücke nach Klasse				
	150	300	600	900	1500
°C	bar				
-29 bis 38	19,8	51,7	103,4	155,1	258,6
50	19,5	51,7	103,4	155,1	258,6
100	17,7	51,5	103,0	154,6	257,6
150	15,8	50,2	100,3	150,5	250,8
200	13,8	48,6	97,2	145,8	243,2
250	12,1	46,3	92,7	139,0	231,8
325	9,3	41,4	82,6	124,0	206,6
350	8,4	40,0	80,0	120,1	200,1
375	7,4	37,8	75,7	113,5	189,2
400	6,5	34,7	69,4	104,2	173,6
425	5,5	28,8	57,5	86,3	143,8
°F	psig				
-20 bis 100	290	750	1.500	2.250	3.750
200	260	750	1.500	2.250	3.750
300	230	730	1.455	2.185	3.640
400	200	705	1.405	2.110	3.520
500	170	665	1.330	1.995	3.325
600	140	605	1.210	1.815	3.025
650	125	590	1.175	1.765	2.940
700	110	555	1.110	1.665	2.775
750	95	505	1.015	1.520	2.535
800	80	410	825	1.235	2.055

## 5.2.0.2 Druck-/Temperaturstufen für standardmäßige Class ASTM A217 Grade WC9 Gussventile

(In Übereinstimmung mit ASME B16.34-2013)

Temperatur	Betriebsdrücke nach Klasse				
	150	300	600	900	1500
°C	bar				
-29 bis 38	19,8	51,7	103,4	155,1	258,6
50	19,5	51,7	103,4	155,1	258,6
100	17,7	51,5	103,0	154,6	257,6
150	15,8	50,3	100,3	150,6	250,8
200	13,8	48,6	97,2	145,8	243,4
250	12,1	46,3	92,7	139,0	321,8
300	10,2	42,9	85,7	128,6	214,4
325	9,3	41,4	82,6	124,0	206,6
350	8,4	40,3	80,4	120,7	201,1
375	7,4	38,9	77,6	116,5	194,1
400	6,5	36,5	73,3	109,8	183,1
425	5,5	35,2	70,0	105,1	175,1
450	4,6	33,7	67,7	101,4	169,0
475	3,7	31,7	63,4	95,1	158,2
500	2,8	28,2	56,5	84,7	140,9
538	1,4	18,4	36,9	55,3	92,2
°F	psig				
-20 bis 100	290	750	1.500	2.250	3.750
200	260	750	1.500	2.250	3.750
300	230	730	1.455	2.185	3.640
400	200	705	1.410	2.115	3.530
500	170	665	1.330	1.995	3.325
600	140	605	1.210	1.815	3.025
650	125	590	1.175	1.765	2.940
700	110	570	1.135	1.705	2.840
750	95	530	1.065	1.595	2.660
800	80	510	1.015	1.525	2.540
850	65	485	975	1.460	2.435
900	50	450	900	1.350	2.245
950	35	385	755	1.160	1.930
1000	20	265	535	800	1.335
1050	20 <sup>(1)</sup>	175	350	525	875
1100	20 <sup>(1)</sup>	110	220	330	550

1. Druckstufen für Flanschlussschlüsse enden bei 538 °C (1000 °F)

### 5.20.3 Druck-/Temperaturstufen für standardmäßige Class ASTM A351 Grade CF3 Gussventile

(In Übereinstimmung mit ASME B16.34-2013)

Temperatur	Betriebsdrücke nach Klasse				
	150	300	600	900	1500
°C	bar				
-29 bis 38	19,0	49,6	99,3	148,9	248,2
50	18,3	47,8	95,6	143,5	239,1
100	15,7	40,9	81,7	122,6	204,3
150	14,2	37,0	74,0	111,0	185,0
200	13,2	34,5	69,0	103,4	172,4
250	12,1	32,5	65,0	97,5	162,4
325	9,3	30,2	60,4	90,7	151,1
350	8,4	29,6	59,3	88,9	148,1
375	7,4	29,0	58,1	87,1	145,2
400	6,5	28,4	56,9	85,3	142,2
425	5,5	28,0	56,0	84,0	140,0
°F	psig				
-20 bis 100	275	720	1.440	2.160	3.600
200	230	600	1.200	1.800	3.000
300	205	540	1.075	1.615	2.690
400	190	495	995	1.490	2.485
500	170	465	930	1.395	2.330
600	140	440	885	1.325	2.210
650	125	430	865	1.295	2.160
700	110	420	845	1.265	2.110
750	95	415	825	1.240	2.065
800	80	405	810	1.215	2.030

### 5.20.4 Druck-/Temperaturstufen für standardmäßige Class ASTM A351 Grades CF8M und CG8M<sup>(1)</sup> Ventile

(In Übereinstimmung mit ASME B16.34-2013)

Temperatur	Betriebsdrücke nach Klasse				
	150	300	600	900	1500
°C	bar				
-29 bis 38	19,0	49,6	99,3	148,9	248,2
50	18,4	48,1	96,2	144,3	240,6
100	16,2	42,2	84,4	126,6	211,0
150	14,8	38,5	77,0	115,5	192,5
200	13,7	35,7	71,3	107,0	178,3
250	12,1	33,4	66,8	100,1	166,9
300	10,2	31,6	63,2	94,9	158,1
325	9,3	30,9	61,8	92,7	154,4
350	8,4	30,3	60,7	91,0	151,6
375	7,4	29,9	59,8	89,6	149,4
400	6,5	29,4	58,9	88,3	147,2
425	5,5	29,1	58,3	87,4	145,7
450	4,6	28,8	57,7	86,5	144,2
475	3,7	28,7	57,3	86,0	143,4
500	2,8	28,2	56,5	84,7	140,9
538	1,4	25,2	50,0	75,2	125,5
550	1,4 <sup>(2)</sup>	25,0	49,8	74,8	124,9
575	1,4 <sup>(2)</sup>	24,0	47,9	71,8	119,7
600	1,4 <sup>(2)</sup>	19,9	39,8	59,7	99,5
625	1,4 <sup>(2)</sup>	15,8	31,6	47,4	79,1
650	1,4 <sup>(2)</sup>	12,7	25,3	38,0	63,3
675	1,4 <sup>(2)</sup>	10,3	20,6	31,0	51,6
700	1,4 <sup>(2)</sup>	8,4	16,8	25,1	41,9
725	1,4 <sup>(2)</sup>	7,0	14,0	21,0	34,9
750	1,4 <sup>(2)</sup>	5,9	11,7	17,6	29,3
775	1,4 <sup>(2)</sup>	4,6	9,0	13,7	22,8
800	1,2 <sup>(2)</sup>	3,5	7,0	10,5	17,4
816	1,0 <sup>(2)</sup>	2,8	5,9	8,6	14,1

Druck-/Temperaturstufen für standardmäßige Class ASTM A351 Grades CF8M und CG8M<sup>(1)</sup> Ventile, Fortsetzung...

Temperatur	Betriebsdrücke nach Klasse				
	150	300	600	900	1500
°F	psig				
-20 bis 100	275	720	1.440	2.160	3.600
200	235	620	1.240	1.860	3.095
300	215	560	1.120	1.680	2.795
400	195	515	1.025	1.540	2.570
500	170	480	955	1.435	2.390
600	140	450	900	1.355	2.255
650	125	440	885	1.325	2.210
700	110	435	870	1.305	2.170
750	95	425	855	1.280	2.135
800	80	420	845	1.265	2.110
850	65	420	835	1.255	2.090
900	50	415	830	1.245	2.075
950	35	385	775	1.160	1.930
1000	20	365	725	1.090	1.820
1050	20	360	720	1.080	1.800
1100	20 <sup>(2)</sup>	305	610	915	1.525
1150	20 <sup>(2)</sup>	235	475	710	1.185
1200	20 <sup>(2)</sup>	185	370	555	925
1250	20 <sup>(2)</sup>	145	295	440	735
1300	20 <sup>(2)</sup>	115	235	350	585
1350	20 <sup>(2)</sup>	95	190	290	480
1400	20 <sup>(2)</sup>	75	150	225	380
1450	20 <sup>(2)</sup>	60	115	175	290
1500	15 <sup>(2)</sup>	40	85	125	205

1. CG8M ist beschränkt bis 538 °C (1000 °F).  
 2. Druckstufen für Flanschanschluss enden für CF8M bei 538 °C (1000 °F).

## 5.21 Abkürzungen für nichtmetallische Werkstoffe

ASTM-Bezeichnungen und Handelsnamen	Allgemeine Beschreibung
CR	Chloropren
EPDM	Ethylen-Propylen-Terpolymer
FFKM, Kalrez <sup>(1)</sup> , Chemraz <sup>(2)</sup>	Perfluoroelastomer
FKM, Viton <sup>(1)</sup>	Fluorelastomer
FVMQ	Fluorosilikon
NBR	Nitril
NR	Naturkautschuk
PUR	Polyurethan
VMQ	Silikon
PEEK	Polyetheretherketon
PTFE	Polytetrafluorethylen
PTFE, mit Kohlenstofffüllung	Polytetrafluoroethylen, mit Kohlenstofffüllung
PTFE, mit Glasfaserverstärkung	Polytetrafluoroethylen, mit Glasfaserverstärkung
TCM Plus <sup>(3)</sup>	Mineral- und MoS <sup>2</sup> -gefülltes PTFE
TCM Ultra <sup>(3)</sup>	PEEK- und MoS <sup>2</sup> -gefülltes PTFE
Verbundwerkstoffdichtung	Verbundwerkstoffdichtung
Flexibles Graphit, Grafoil <sup>(4)</sup>	Flexibles Graphit

1. Eingetragene Handelsmarke von DuPont Performance Elastomers.  
 2. Handelsmarke von Greene, Tweed & Co.  
 3. Handelsmarke von Fisher Controls International LLC.  
 4. Handelsmarke von GrafTech Intl.

## 5.22 Zerstörungsfreie Prüfverfahren

Der erfolgreiche Abschluss bestimmter zerstörungsfreier Prüfungen ist für Armaturen erforderlich, die für den Nuklearbereich bestimmt sind, und kann von Codes oder Kunden in nicht-nuklearen Anwendungen verlangt werden, insbesondere im Energiebereich.

Der erfolgreiche Abschluss der Prüfungen kann auch die Aufwertung von Armaturen mit Schweißenden von der ASME Standard Class auf eine Sonderklasse ermöglichen. Die Sonderklasse erlaubt den Einsatz der Armaturen mit Schweißenden bei höheren Drücken als bei Armaturen der Standardklasse. Die für die Aufwertung auf die Sonderklasse erforderlichen Verfahren sind in der ASME-Norm B16.34 beschrieben.

Obwohl es nicht möglich ist, vollständige Details zu den Codeanforderungen für zerstörungsfreie Prüfungen darzustellen, sind in diesem Dokument die Prinzipien und Verfahren der vier Haupttypen von zerstörungsfreien Prüfungen zusammengefasst, die in den ANSI-, ASME- und ASTM-Normen definiert sind.

### 5.22.1 Magnetpulverprüfung (Oberflächenprüfung)

Die Magnetpulverprüfung kann nur an magnetisierbaren Werkstoffen angewendet werden. Das Prinzip beinhaltet das Anlegen eines Gleichstroms über ein Bauteil, um ein Magnetfeld in diesem Bauteil zu induzieren. Oberflächen- oder oberflächennahe Fehler verzerren das Magnetfeld soweit, dass sich ein sekundäres Magnetfeld um den Defekt herum entwickelt. Wird ein Magnetpulver, entweder trocken oder in einer Flüssigkeit suspendiert, über das magnetisierte Bauteil gegeben, werden Bereiche mit verzerrtem Magnetfeld sichtbar, was einen Hinweis auf das Teil im Bereich der Verzerrung gibt. Nach

dem Entmagnetisieren des Bauteils durch Umkehrung des elektrischen Stroms kann der Defekt möglicherweise durch Schweißen instand gesetzt werden, anderenfalls muss es ausgetauscht werden. Nach der Instandsetzung oder dem Austausch muss die Magnetpulverprüfung wiederholt werden.

### **5.2.2.2 Flüssigkeitseindringprüfung (Oberflächenprüfung)**

Diese Untersuchungsmethode ermöglicht das Erkennen von Oberflächendefekten, die mit bloßem Auge nicht sichtbar sind. Die zu prüfende Oberfläche wird gründlich gereinigt und getrocknet. Der flüssige, entweder wasserwaschbare oder lösungsmittelbeständige Eindringmittelfarbstoff wird durch Tauchen, Pinseln oder Sprühen aufgetragen und Zeit zum Eindringen gelassen. Überschüssiges Eindringmittel wird abgewaschen oder abgewischt (je nach verwendetem Eindringmittel). Die Oberfläche wird nochmals gründlich getrocknet und ein Entwickler (flüssig oder pulverförmig) aufgetragen. Die Prüfung erfolgt unter der geeigneten Lichtquelle. (Je nach Eindringmittel benötigen einige Entwickler ein ultraviolettes oder schwarzes Licht, um fehlerhafte Stellen anzuzeigen.) Werden Defekte entdeckt und durch Schweißen instand gesetzt, muss das Bauteil nach der Instandsetzung erneut geprüft werden.

### **5.2.2.3 Radiographische Prüfung (volumetrische Untersuchung)**

Die Radiographie von Stellventilteilen arbeitet nach dem Prinzip, dass Röntgen- und Gammastrahlen durch für sichtbares Licht undurchlässige Metallobjekte hindurchgehen und fotografische Filme oder digitale Röntgensensoren belichten. Die Anzahl und Intensität der Strahlen, die das Metallobjekt durchdringen, hängt von der Dichte des Werkstoffes ab. Oberflächennahe Defekte stellen Veränderungen in der Dichte des Werkstoffes dar und können daher röntgenologisch erfasst werden. Das zu untersuchende Bauteil wird zwischen der Röntgen- oder Gammastrahlenquelle und dem fotografischen Film bzw. den digitalen Röntgensensoren platziert. Die Detail- und Kontrastempfindlichkeit wird bestimmt, indem eine oder mehrere kleine flache Platten mit vorgegebener Stärke gleichzeitig

mit dem Testobjekt durchleuchtet werden. Die kleine flache Platte, das so genannte Penetrometer, weist mehrere Löcher mit bestimmten Durchmesser auf. Sein Bild auf dem belichteten Film oder dem digitalen Bild, zusammen mit dem Ventilkörper oder eines anderen Testobjekts, ermöglicht es, die Detail- und Kontrastempfindlichkeit des Röntgenbildes zu bestimmen.

Die Radiographie kann Gussfehler wie Gas- und Blaslöcher, Sandeinschlüsse, innere Schrumpfung, Risse, Heißrisse und Schlackeneinschlüsse erkennen. Bei Gussteilen für den Nuklearbereich sind bestimmte Mängel wie Risse und Heißrisse ausdrücklich verboten und können nicht instandgesetzt werden. Das Urteilsvermögen und die Erfahrung der Röntgentechniker sind wichtig, da sie das Röntgenbild mit den Abnahmekriterien (ASTM-Referenz-Röntgenaufnahmen) vergleichen müssen, um die Eignung des Gussteils zu bestimmen. Wenn Schweißreparaturen erforderlich sind, muss das Gussstück nach der Instandsetzung erneut durchleuchtet werden.

### **5.2.2.4 Ultraschallprüfung (volumetrische Untersuchung)**

Diese Methode überwacht die Schallwellenreflexionen des zu prüfenden Bauteils, um die Tiefe und Größe von Defekten zu bestimmen. Die Ultraschallprüfung kann Fremdwerkstoffe und Unregelmäßigkeiten in feinkörnigem Metall erkennen und eignet sich daher für die volumetrische Untersuchung von Strukturen wie Platten, Stangen und Schmiedeteilen. Diese Prüfung wird normalerweise entweder mit einem speziellen Öl durchgeführt, das als Koppelöl bezeichnet wird, oder unter Wasser, um eine effiziente Übertragung der Schallwellen zu gewährleisten. Die Schallwellen werden von einer Kristallsonde erzeugt und an jeder Grenzfläche des Prüfobjekts reflektiert, d. h. an jeder Außenseite des Prüfobjekts selbst und an jeder Seite des beschädigten oder deformierten Innenteils. Diese Reflexionen werden von der Kristallsonde empfangen und auf einem Bildschirm wiedergegeben, um die Position und den Schweregrad des Defekts anzuzeigen. ■



# Kapitel 6



Wie in den vorangegangenen Kapiteln beschrieben, können Standard-Stellventile ein breites Spektrum an Regelanwendungen abdecken. Der Bereich der Standardanwendungen kann definiert werden als: Atmosphärendruck und 414 bar (6000 psig),  $-101\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $-150\text{ }^{\circ}\text{F}$ ) und  $232\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $450\text{ }^{\circ}\text{F}$ ), Durchflusskoeffizient  $C_v$ -Werte von 1,0 und 25000, und die Grenzen, die durch allgemeingültige Industrienormen auferlegt werden. Selbstverständlich müssen bei Standardanwendungen auch Korrosion und Viskosität des Prozessmediums, Leckraten und viele andere Faktoren berücksichtigt werden. Doch auch die Notwendigkeit einer sorgfältigen Prüfung bei der Auswahl einer Armatur für Einsatzbereiche außerhalb der oben genannten Standardgrenzen wird immer wichtiger.

In diesem Kapitel werden einige spezielle Einsatzbereiche und Stellventilmodifikationen behandelt, die bei der Steuerung von Stellventilen nützlich sind, sowie Konstruktionen und Werkstoffe für schwierige Einsatzbedingungen und Prüfanforderungen für Stellventile, die im Kernkraftwerksbetrieb eingesetzt werden.

## 6.1 Hochleistungs-Stellventile

In der Regel fallen Durchgangsventile mit einer Nennweite von mehr als NPS 12, Kugelhähne mit einer Nennweite von mehr als NPS 24 und Hochleistungsabsperrrklappen mit einer Nennweite von mehr als NPS 48 in die Kategorie Sonderheiten. Mit zunehmender Nennweite steigt die statische Druckbelastung bei der Absperrung geometrisch an. Entsprechend gewinnen mit zunehmender Nennweite die Spindel- oder Wellenfestigkeit, die Lagerbelastung, die nicht druckentlasteten Kräfte und die verfügbare Kraft des Stellantriebs an Bedeutung. Normalerweise wird der maximal zulässige Differenzdruck bei großen Ventilen reduziert, um die Anforderungen an die Konstruktion und den Antrieb in vernünftigen Grenzen zu halten. Auch bei reduzierten Druckstufen bleibt die Durchflussrate einigen Ventilen mit großer Nennweite enorm hoch.



Abb. 6.1 Hochleistungs-Absperrrklappe

Die Hochleistungs-Absperrrklappen bieten herausragende Leistung unter extremen Druck- und Temperaturbedingungen. Dank dichtem Abschluss kann das Ventil an eine Vielzahl von Druck- und Temperaturbedingungen angepasst werden. Eine verzahnte antriebsseitige Welle kann mit verschiedenen Feder- und Membranantrieben oder pneumatischen Kolbantrieben verbunden werden, um einen zuverlässigen und leistungsstarken Drosselungs- oder Auf/Zu-Betrieb für die verschiedensten Anwendungen in der Prozessindustrie zu gewährleisten. Als eine von mehreren dynamischen Dichtungen, die in einer Vielzahl von anspruchsvollen Anwendungen eingesetzt werden können, bietet die druckunterstützte Sitzring eine hervorragende Abdichtung, wenn die Dichtung und die Konstruktionswerkstoffe entsprechend ausgewählt werden.

Die Komponenten erschweren die Installation und Wartung. Der Einbau des Ventilkörpers in die Rohrleitung sowie die Demontage und der Austausch wichtiger Innengarniturteile erfordern schwere Hebevorrichtungen.

Auch die Geräuschpegel müssen bei Installationen mit hoher Durchflussrate berücksichtigt werden, da der Schalldruckpegel in direktem Verhältnis zur Durchflussrate ansteigt. Um die Ventilgeräusche in erträglichen Grenzen zu halten, wurden große gegossene oder gefertigte Ventilkörper (Abb. 6.2) entwickelt. Diese Ventilkörper, die normalerweise in Käfigbauweise gefertigt

werden, verfügen über einen ungewöhnlich langen Ventilkegelhub, eine große Anzahl von kleinen Durchflussöffnungen durch die Käfigwand und einen erweiterten Austrittsleitungsanschluss, um die Geräuschentwicklung zu minimieren und die Strömungsgeschwindigkeit des Prozessmediums zu reduzieren.



Abb. 6.2 Ventilkörper mit großem Durchfluss zur Geräuschminderung

Natürlich sind auch die Anforderungen an die Stellantriebe hoch, und für Einsatzbereiche mit hohem Durchfluss werden in der Regel langhubige, doppelt wirkende Pneumatikkolben ausgewählt. Die physische Größe und das Gewicht der Armatur- und Antriebskomponenten erschweren die Installation und Wartung. Der Einbau des Ventilkörpers in die Rohrleitung sowie die Demontage und der Austausch wichtiger Innengarniturteile erfordern schwere Hebevorrichtungen. Das Wartungspersonal muss die Anweisungen des Herstellers genau befolgen, um das Verletzungsrisiko zu minimieren.

Einige der Zwischendruckstufen und hohen Durchflussleistungen mit blockgeschmiedeten Gehäusen erreicht werden. Es können sowohl Durchgangs- und Eckventile realisiert werden. Sie sind gemäß ASME B16.34 mit integrierten Flanschen konstruiert. ■

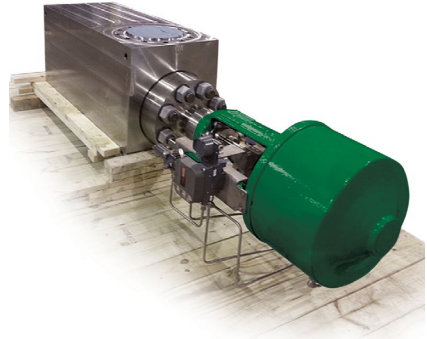


Abb. 6.3 Blockgeschmiedetes Gehäuse für hohe Durchflussleistungen

## 6.2 Stellventile mit geringem Durchfluss $C_v$



Abb. 6.4 Sonderheit für sehr geringe Durchflussraten

Viele Einsatzbereiche finden sich in Laboratorien und Pilotanlagen sowie in der allgemeinen verarbeitenden Industrie, wo extrem niedrige Durchflussmengen

geregelt werden müssen. Diese Einsatzbereiche werden in der Regel auf zwei Arten behandelt. Zum einen gibt es für Standard-Stellventilgehäuse häufig spezielle Innengarnituren. Diese speziellen Innengarnituren bestehen normalerweise aus einem Sitzring und einem Ventilkegel, die mit sehr engen Toleranzen entwickelt und gefertigt wurden, um eine exakte Regelung sehr kleiner Durchflüsse zu gewährleisten. Diese Konstruktionen können häufig Durchflusskoeffizienten von nur 0,03 sicherstellen. Die Verwendung dieser speziellen Innengarnituren in Standard-Stellventilen ist besonders wirtschaftlich, da die Ersatzteilhaltung für Sonderheiten und Antriebe reduziert wird. Mit diesem Ansatz lassen sich auch zukünftige Durchflusserweiterungen durch einfaches Auswechseln der Innengarniturkomponenten in Standard-Stellventilkörpern einfach realisieren.

Stellventile mit geringem Durchfluss weisen eine geringe Totzone und Hysterese, eine hohe Durchflusskapazität, gute Regelungseigenschaften, einen dichten Abschluss und fortschrittliche Packungssysteme auf, die für schwierige Einsatzbedingungen geeignet sind.

Diese Ventile können häufig auch Durchflusskoeffizienten von nur 0,00001 sicherstellen. Zusätzlich zu den sehr geringen Durchflussraten sind diese Sonderheiten kompakt und leicht, da sie häufig in Laborumgebungen eingesetzt werden, in denen sehr leichte Rohrleitungen verwendet werden. Diese Stellventiltypen sind speziell für die präzise Regelung von sehr schwach strömenden flüssigen oder gasförmigen Medien entwickelt worden. ■

### 6.3 Hochtemperatur-Stellventile

Stellventile für den Einsatz bei Temperaturen über 232 °C (450 °F) müssen unter Berücksichtigung der Temperaturbedingungen ausgelegt und ausgewählt werden. Bei erhöhten Temperaturen, wie sie in Kesselspeisewassersystemen und Überhitzer-Bypasssystemen auftreten, können die Standardwerkstoffe für die Stellventilkonstruktion unzureichend sein. So erweisen sich Kunststoffe, Elastomere und Standarddichtungen in der Regel als

ungeeignet und müssen durch langlebigere Werkstoffe ersetzt werden. In diesen Fällen werden immer Sitzwerkstoffe aus Metall verwendet. Häufig werden auch halbmimetische oder laminierte flexible Werkstoffe für Graphitpackungen verwendet, und es sind spiralgewickelte Edelstahl- und flexible Graphitdichtungen erforderlich.

Cr-Mo-Stähle werden häufig für den Ventilkörperguss bei Temperaturen über 538 °C (1000 °F) verwendet. Für Temperaturen bis 593 °C (1100 °F) wird ASTM A217 Grade WC9 verwendet. Für Temperaturen bis zu 816 °C (1500 °F) wird üblicherweise ASTM A351 Grade CF8M, Edelstahl Typ 316 gewählt. Für Temperaturen zwischen 538 °C (1000 °F) und 816 °C (1500 °F) muss der Kohlenstoffgehalt bis zum oberen Ende des Bereichs von 0,04 bis 0,08 % kontrolliert werden. Die 9-%-Cr-/1-%-Mo-V-Werkstoffe, wie Gussteile aus ASTM A217 Grade C12a und Schmiedeteile aus ASTM A182 Grade F91 werden bei Temperaturen bis 650 °C (1200 °F) verwendet.

Verlängerte Oberteile schützen die Packungsteile vor den extrem hohen Temperaturen. Typische Werkstoffe für Innengarnituren sind die Kobaltbasislegierung 6, 316 mit Aufpanzerung durch Legierung 6 und nitriertes Edelstahl 422. ■

### 6.4 Stellventile für den Tiefsttemperatur-Einsatz

Kryotechnik ist die Wissenschaft, die sich mit Werkstoffen und Prozessen bei Temperaturen unter -101 °C (150 °F) beschäftigt. Für Stellventilanwendungen im Tieftemperaturbereich gelten häufig die gleichen Fragen wie für den Hochtemperaturbereich. Bauteile aus Kunststoff und Elastomer funktionieren bei Temperaturen unter -18 °C (0 °F) häufig nicht mehr richtig. In diesen Temperaturbereichen müssen auch Komponenten wie Stopfbuchspackungen und Kegeldichtungen besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden. Bei Kegeldichtungen wird eine Standard-Weichdichtung sehr hart und weniger biegsam und bietet dann nicht mehr die von einem Weichsitz geforderte Absperrung. Für den Einsatz bei diesen Temperaturen werden spezielle

Elastomere verwendet. Sie erfordern jedoch eine besondere Belastung, um eine dichte Absperrung zu gewährleisten.

Die Packung stellt bei kryogenen Anwendungen aufgrund des Frostes, der sich bei Tieftemperaturen auf Ventilen bilden kann, ein Problem dar. Feuchtigkeit aus der Atmosphäre kondensiert auf kälteren Oberflächen. Wenn die Temperatur der Oberfläche unter dem Gefrierpunkt liegt, gefriert die Feuchtigkeit zu einer Frostschrift. Bildet sich Frost und Eis am Ventiloberteil und im Spindelbereich von Stellventilen und wird die Spindel dann vom Antrieb bewegt, wird die Frostschrift auf der Spindel durch die Packung gezogen, was zu Rissen und somit zum Verlust der Dichtigkeit führt. Die Lösung ist die Verwendung von verlängerten Oberteilen (Abb. 6.5), die eine Erwärmung des Stopfbuchspackungsraums des Stellventils durch Umgebungstemperaturen ermöglichen und somit eine Frostbildung an der Spindel und der Stopfbuchpackung verhindern. Die Länge der verlängerten Oberteile hängt von der Einsatztemperatur und den Anforderungen an die Isolierung ab. Je kälter der Einsatzbereich, desto länger sollte das verlängerte Oberteil ausgelegt werden.

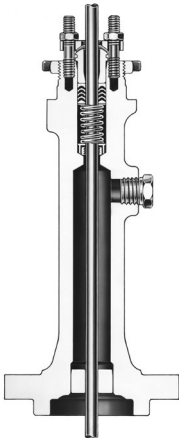


Abb. 6.5 Typisches verlängertes Oberteil

Die Konstruktionswerkstoffe für kryogene Anwendungen sind in der Regel CF8M für Ventilkörper und Oberteilverlängerung mit Innengarnituren aus Edelstahl der Serie

300. Bei Einsatzbereichen, in denen eine Flashverdampfung auftreten kann, wird es erforderlich sein, die Erosion zu bekämpfen. ■

## 6.5 Kavitation und partikelbeladenen Medien ausgesetzte Ventile

Die Drücke und Temperaturen in den Prozess- und Ölgewinnungsanlagen von heute steigen immer weiter an. Doch mit zunehmendem Drücken und den daraus resultierenden Differenzdrücken steigt auch die Neigung zur Kavitation.

Dazu kommen noch eventuell partikelbeladene Prozessmedien. Je schmutziger das Prozessmedium wird, desto größer ist das Potenzial, die kleinen Löcher zu verstopfen, die zur Kavitationsminderung vorgesehen sind.

Es sind jedoch spezielle Innengarnituren erhältlich, die Differenzdrücke von mehr als 6000 psig handhaben können und dennoch Partikel mit einer Größe von bis zu 1,27 cm ( $\frac{1}{2}$ " passieren lassen können.

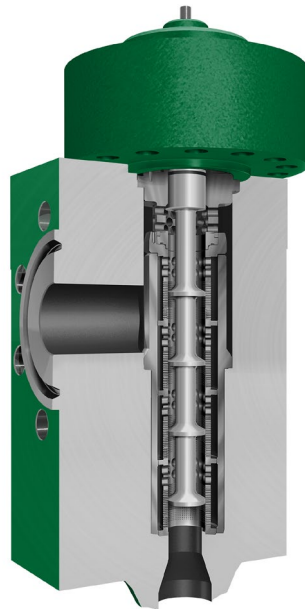


Abb. 6.6 Innengarnitur zur Handhabung von Kavitation

Mehrstufige Regelventile mit kavitationshemmender Innengarnitur für den Einsatz in Anwendungen mit partikelbeladenen Medien, die die Durchgänge verstopfen oder Erosionsschäden an herkömmlichen kavitationshemmenden Innengarnituren verursachen könnten. DST wird häufig für Anwendungen mit hohem Druckabfall bis zu 4200 psid in der chemischen Industrie, in Raffinerien, bei der Öl- und Gasförderung und in der Energiewirtschaft eingesetzt.

Exzentrische Kegel-Drehstellventile werden zur Regelung von erosiven, kokenden und sonstigen schwierig zu regelnden Medien eingesetzt und bieten einen Regel- oder Auf/Zu-Betrieb. Die Ventile mit Flanschanschlüssen verfügen über stromlinienförmige Durchflusskanäle, robuste Metall-Innenauskleidungen und einen selbstzentrierenden Sitzring. ■



Abb. 6.7 Innengarnitur zur Handhabung von partikelbeladenen Medien

## 6.6 Innengarnituren mit kundenspezifischen Kennlinien, zur Geräuschdämpfung und Kavitationsminderung

Obwohl die für Standardstellventile (Abb. 6.8) verwendeten Kennlinien den Anforderungen der meisten Einsatzbereiche entsprechen, werden doch häufig kundenspezifische Kennlinien für bestimmte

Einsatzbereiche benötigt. In diesen Fällen können Sonderheiten mit spezifischen Innengarnituren gefertigt werden, die diese Anforderungen erfüllen. Bei konturierten Ventilkegeln kann das Design der Kegelspitze so modifiziert werden, dass sich der unbeschränkte Durchflussbereich mit der Bewegung des Kegels durch seinen Hubbereich ändert, um eine spezifische Durchflusskennlinie zu ermöglichen. Ebenso können die Käfige an bestimmte Kennlinien angepasst werden. Dies ist besonders häufig bei Innengarnituren zur Minderung des Ventilgeräuschs und der Kavitation der Fall, bei denen ein hohes Schutzniveau bei niedrigen Durchflussraten erforderlich ist, bei höheren Durchflussraten aber ein deutlich niedrigeres Schutzniveau erforderlich ist.

Anlagen, die mehrmals täglich mit partikelbeladenen Medien betrieben werden, verursachen Erosionen an den Sitzen. Schäden können entstehen, wenn Partikel aus der Korrosion des Kesselspeisewassersystems mitgerissen werden. Diese Partikel, die von den Strömungen, die aus den Käfigbohrungen austreten, mitgerissen werden, können schwere Schäden verursachen, wenn die Spitze des Ventilkegels längere Zeit vor den Bohrungen steht. Schäden können auftreten, wenn der empfohlene Mindest-Cv-Wert unterschritten wird und die Strömung die Kegelspitze erodiert. Die geschützte Ausführung der Innengarnitur kann die Lebensdauer von Sitz und Ventilkegelspitze verlängern. ■

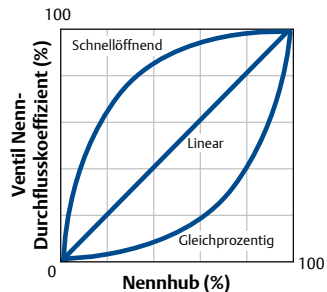


Abb. 6.8 Inhärente Ventilkennlinie

## 6.7 Stellventile für den Einsatz in kerntechnischen Anlagen in Nordamerika

Seit 1970 unterliegen US-amerikanische Hersteller und Zulieferer von Komponenten für Kernkraftwerke den Anforderungen von Appendix B, Title 10, *Part 50* des *Code of Federal Regulations* mit der Bezeichnung *Quality Assurance Criteria for Nuclear Power Plants and Fuel Reprocessing Plants*. Diese Verordnung wird von der U.S. Nuclear Regulatory Commission durchgesetzt. Die letzte Verantwortung für den Nachweis der Übereinstimmung mit dem Appendix B liegt beim Betreiber der Anlage, der sich seinerseits auf die Hersteller der verschiedenen Anlagenkomponenten verlassen muss, um den Nachweis zu erbringen, dass die Komponenten mit bewährten Techniken hergestellt, geprüft und getestet wurden, die von qualifiziertem Personal nach dokumentierten Verfahren durchgeführt wurden.

In Übereinstimmung mit den Anforderungen des *Code of Federal Regulations* werden die meisten Kernkraftwerkskomponenten gemäß *Section III* des *ASME Boiler and Pressure Vessel Code* mit der Bezeichnung *Rules for Construction of Nuclear Facility Components* ausgewählt. Alle Aspekte des Herstellungsprozesses müssen in einem Qualitätskontrollhandbuch dokumentiert und vor der eigentlichen Fertigung der Komponenten von ASME auditiert und zertifiziert werden. Alle nachfolgenden Fertigungswerkstoffe und Arbeitsgänge sind von einem Sachverständigen zu prüfen. Alle nach den in *Section III* aufgeführten Anforderungen gefertigten Ventile erhalten ein ASME-Codeschild und einen N-Stempel, der die Eignung für den Einsatz in Kernkraftwerken symbolisiert. ASME *Section III* wird alle drei Jahre durch neue Ausgaben überarbeitet, die nach der Veröffentlichung verwendet werden können und sechs Monate nach der Veröffentlichung verbindlich werden.

ASME *Section III* definiert drei Codeklassen für Armaturen – Klasse 1, 2 und 3. Armaturen der Klasse 1 sind Teil der primären Druckbegrenzung des Systems und befinden sich zwischen dem Reaktordruckbehälter und den Absperrventilen des äußersten Sicherheitsbehälters. Armaturen der

Klasse 2 sind Teil des Notkühlsystems des Reaktorkerns und integraler Bestandteil des Systems zum Schutz der öffentlichen Gesundheit und Sicherheit. Armaturen der Klasse 3 werden in nuklearen Systemen zur Kühlung von Notfalleinrichtungen und in Systemen, die radioaktive Flüssigkeiten oder Materialien enthalten können, eingesetzt.

*Section III* gilt für Werkstoffe für drucktragende Teile, Konstruktionskriterien, Fertigungsverfahren, zerstörungsfreie Prüfverfahren für drucktragende Teile, hydrostatische Prüfungen sowie Kennzeichnungs- und Prägeverfahren. Drucktragende Teile sind dem Prozessdruck in einer Rohrleitung ausgesetzt oder werden durch ihn belastet. Bei Stellventilen sind dies in der Regel das Ventilgehäuse, das Oberteil, die Schrauben und Muttern zwischen Gehäuse und Oberteil sowie der Ventilkegel oder -teller.

*Section III* gilt nicht für Teile, die keine Druckhaltefunktion ausüben, für Stellantriebe und Zubehörteile, es sei denn, es handelt sich um druckhaltende Teile, für Verschlechterungen von Ventilkomponenten durch Strahlung, Korrosion, Erosion, seismische oder Umwelteinflüsse oder für Anforderungen an die Reinigung, Lackierung oder Packung. Diese Bereiche werden in der Regel durch die Spezifikationen der Kunden abgedeckt. Diese Teile fallen nicht unter ASME *Section III*, können aber als sicherheitsrelevante Komponenten definiert werden und unterliegen 10CFR50 Appendix B und den Berichtsanforderungen von 10CFR Part 21. Sicherheitsrelevante Komponenten sind Elemente, die eine Freisetzung außerhalb der Anlage verhindern oder abschwächen und/oder es einer Anlage ermöglichen, in einen sicheren Abschaltzustand überzugehen und in diesem zu verbleiben. Bei Stellventilen können die sicherheitsrelevanten Teile je nach spezifischer Sicherheitsfunktion und Anwendung einer Baugruppe unterschiedlich sein, umfassen aber typischerweise die Antriebsbügel, Ventilspindeln, Spindelanschlussbaugruppen und Antriebsfedern sowie die Komponenten des Druckbegrenzungsventils. Packungen und Dichtungen gelten im Allgemeinen nicht als sicherheitstechnisch relevante Bauteile.

In den USA sind die beiden wichtigsten Reaktortypen Druckwasserreaktoren (DWR) und Siedewasserreaktoren (SWR). In einem

DWR wird das Primärkühlwasser unter hohem Druck in den Reaktorkern gepumpt, dort erhitzt und in einen Dampferzeuger geleitet, wo ein Sekundärwassersystem Dampf erzeugt, der die Dampfturbinen antreibt. In einem SWR wird das Primärkühlwasser durch den Reaktorkern bis zum Siedepunkt erhitzt und in Dampf umgewandelt, der die Hauptturbinen direkt antreibt. Ein kritisches Regelventil in einer DWR-Konstruktion ist das Druckhalter-Sprühventil. Dieses Ventil versorgt den Druckhalter, der den Kühlmitteldruck im Reaktor regelt, mit Primärkühlmittel. Weitere kritische Regelventile in beiden Ausführungen sind Haupt- und Anfahrspießwasser-Regelventile, Hauptdampf-Bypass-Regelventile und Hauptdampf-Ablassventile.

Die wichtigste Reaktorbauart in Kanada ist CANDU (Canada Deuterium Uranium). CANDU ist ein druckbeaufschlagter Schwerwasserreaktor (PHWR), der Uran als Brennstoffquelle verwendet. Viele kritische Regelventilanwendungen in dieser Anlage erforderten ursprünglich den Einsatz von faltenbalggedichteten Ventiloberteilen, um schädliche Emissionen durch die Spindelpackung zu reduzieren. Bei der Modernisierung von CANDU-Anlagen werden Dichtungssysteme wie Enviro-Seal eingesetzt, um die Gesamthöhe der Ventilbaugruppe zu verringern und die Erdbebensicherheit zu verbessern.

Normalerweise decken jedoch die Kundenanforderungen diese Bereiche ab. Section III gilt für Werkstoffe für drucktragende Teile, für Konstruktionskriterien, für Fertigungsverfahren, für zerstörungsfreie Prüfverfahren für drucktragende Teile, für hydrostatische Prüfungen sowie für Kennzeichnungs- und Prägeverfahren. ASME Section III wird durch halbjährliche Anhänge überarbeitet, die nach der Veröffentlichung verwendet werden können und sechs Monate nach der Veröffentlichung verbindlich werden. ■



Abb. 6.9 Druckhalter-Sprühventil

## 6.8 Sulfid-Spannungsrisse unterliegende Ventile

NACE International ist eine technische Gesellschaft, die sich mit Korrosion und korrosionsbezogenen Fragen beschäftigt. NACE ist für eine Vielzahl von Normen verantwortlich, aber die bei weitem einflussreichste und bekannteste ist MR0175, früher unter der Bezeichnung „Sulfide Stress Cracking-Resistant Metallic Materials for Oilfield Equipment“ bekannt. MR0175 wurde 1975 von der NACE herausgegeben, um Richtlinien zur Auswahl von Werkstoffen bereitzustellen, die gegen Versagen in schwefelwasserstoffhaltigen Umgebungen zur Öl- und Gasproduktion beständig sind. MR0175 ist so weit verbreitet, dass der Begriff „NACE“ in der gesamten Prozessindustrie nahezu zu einem Synonym für „MR0175“ geworden ist. Im Jahr 2003 hat sich die Situation jedoch geändert.

MR0175 wurde in einer Revision von 2003 deutlich modifiziert, um neben der Sulfid-Spannungsrissskorrosion auch die Chlorid-Spannungsrissskorrosion abzudecken. Ende 2003 wurde das Dokument dann überarbeitet und als gemeinsames NACE/ISO-Dokument unter dem Titel NACE MR0175/ISO 15156, „Erdöl- und Erdgasindustrie - Werkstoffe für den Einsatz in H<sub>2</sub>S-haltiger Umgebung bei der Öl- und Gasgewinnung“, veröffentlicht.

Im April 2003 veröffentlichte die NACE auch die neue Norm MR0103 mit dem Titel „Materials Resistant to Sulfide Stress Cracking in Corrosive Petroleum Refining Environments“. Diese Norm ist im Wesentlichen die „NACE MR0175“ für die Raffinerieindustrie. MR0103 behandelt nur die Sulfid-Spannungsrisssbildung und ist daher in vielerlei Hinsicht den Revisionen der MR0175 vor 2003 ähnlich. Der Einsatz der Norm MR0103 in der Raffinerieindustrie nimmt stetig zu.

Im Jahr 2013 wurde das Dokument überarbeitet, neu formatiert und als ISO-Dokument mit der Bezeichnung ISO 17945, „Erdöl-, petrochemische und Erdgasindustrie - Metallische Werkstoffe beständig gegen Schwefelwasserstoff-Rissbildung in korrosiver Erdölraffinerieumgebung“ veröffentlicht. Im Jahr 2015 wurde diese Norm von der NACE als MR0103/ISO 17945 übernommen.

Beachten Sie, dass die Einhaltung bestimmter Revisionen der NACE MR0175 bzw. der NACE MR0175/ISO 15156 in einigen Staaten und Regionen der USA gesetzlich vorgeschrieben ist. Derzeit ist die NACE MR0103/ISO 17945 von keinem Regierungsorgan gesetzlich vorgeschrieben.

### **6.8.1 Revisionen der NACE MR0175 vor 2003**

Die folgenden Aussagen beruhen zwar auf Informationen und Anforderungen in den Revisionen der MR0175 vor 2003, können jedoch nicht im Detail in der aktuellen Norm dargestellt werden und garantieren nicht die Eignung eines bestimmten Werkstoffs in schwefelwasserstoffhaltiger saurer Umgebung. Der Leser ist aufgefordert, sich vor der Auswahl der Stellventile für saure Einsatzbereiche auf die aktuelle Norm zu beziehen.

- Die meisten Eisenmetalle können durch Wärmebehandlung und/oder Kaltumformung anfällig für Sulfid-Spannungsrisse (SSC) werden. Umgekehrt können viele Eisenmetalle wärmebehandelt werden, um die Beständigkeit gegen SSC zu verbessern.
- C-Stahl und niedriglegierte Stähle müssen entsprechend wärmebehandelt werden, um eine Beständigkeit gegen SSC zu gewährleisten. Für C-Stahl und niedriglegierte Stähle gilt eine maximale Härtegrenze von HRC 22.
- Austenitische Edelmetalle sind im geglähten Zustand am beständigsten gegen SSC; einige spezifische Güten und Zustände von Edelmetallen sind bis zu 35 HRC zulässig.
- Legierungen auf Kupferbasis sind von Natur aus beständig gegen SSC, werden aber in der Regel nicht ohne Zustimmung des Käufers für die kritischen Teile eines Ventils verwendet, da Bedenken hinsichtlich allgemeiner Korrosion bestehen.
- Im Allgemeinen bieten Nickellegierungen die höchste Beständigkeit gegen SSC. Einige aushärtbare Nickellegierungen sind auch für Einsatzbereiche geeignet, die eine hohe Festigkeit und/oder eine Härte von bis zu 40 HRC erfordern.
- Chrom, Nickel und andere Beschichtungen bieten keinen Schutz gegen SSC. Ihr Einsatz in sauren Anwendungen ist aus Gründen der Verschleißfestigkeit zulässig, sie können jedoch nicht zum Schutz eines nicht widerstandsfähigen Grundwerkstoffes vor SSC eingesetzt werden.
- Schweißreparaturen und Fertigungsschweißungen an C-Stahl und niedriglegierten Stählen müssen ordnungsgemäß bearbeitet werden, um sicherzustellen, dass sie die maximale Härteanforderung von 22 HRC im Grundwerkstoff, in der Wärmeeinflusszone (Heat-affected zone, HAZ) und im Schweißgut erfüllen. Legierte Stähle müssen nach dem Schweißen wärmebehandelt werden. Die Wärmebehandlung nach dem Schweißen wird in der Regel auch für C-Stähle verwendet.
- Konventionelle Kennzeichnungsprägungen sind in spannungsarmen Bereichen zulässig, z. B. am Außendurchmesser von Leitungsflanschen. In anderen Bereichen muss eine spannungsarme Kennzeichnungsprägung verwendet werden.

- Die Norm schließt die Verwendung von Schrauben nach ASTM A193 Grade B7 für Anwendungen aus, die als „exponiert“ gelten. Die Verwendung von SSC-beständigen Werkstoffen für Schrauben (z. B. ASTM A193 Grade B7M) erfordert gelegentlich ein Derating von Ventilen, die ursprünglich für die Verwendung von B7-Schrauben entwickelt wurden. Beispielsweise wird für ein Durchgangsventil der Klasse 600 häufig die Verschraubung 17-4PH H1150 DBL verwendet, um ein Derating zu vermeiden.

### 6.8.2 NACE MR0175/ISO 15156

NACE MR0175/ISO 15156 führte einige wesentliche Veränderungen in die Norm ein. Viele Endverbraucher verwenden jedoch weiterhin die NACE MR0175-2002, da sie der Meinung sind, dass sie ihren Anforderungen an eine lange Lebensdauer gerecht wird. Zu den wichtigsten Änderungen in der NACE MR0175/ISO 15156 zählen:

- Die Verschraubung 17-4PH H1150 DBL, die bisher für Vollverschraubungen bei einem Durchgangsventil der Klasse 600 verwendet wurde, ist nicht mehr zulässig.
- Die Revision betrifft sowohl die Sulfid-Spannungsrisskorrosion als auch die Chlorid-Spannungsrisskorrosion. Frühere Versionen listeten die meisten Werkstoffe einfach als akzeptabel oder inakzeptabel auf. Da der Geltungsbereich auf Chlorid-Spannungsrisskorrosion ausgedehnt wurde, werden in der neuen Norm alle korrosionsbeständigen Legierungen als „in Grenzen akzeptabel“ aufgeführt, die als „Umweltgrenzwerte oder Umweltbeschränkungen“ bezeichnet werden. Diese werden typischerweise in Form von H<sub>2</sub>S-Teildruck, Maximaltemperatur, ppm-Chloriden und freiem Schwefel ausgedrückt.
- Die Verwendung von 316 ist nach wie vor zulässig, jedoch unter stark eingeschränkten Umweltbedingungen. Daraus folgt, dass dieser Werkstoff, wenn die Norm strikt befolgt wird, nur sehr wenig Verwendung findet.
- Die Norm gilt nur für Anlagen zur Erdölförderung, für Bohr-, Sammel- und Durchflussausrüstungen sowie für Feldverarbeitungsanlagen, die im H<sub>2</sub>S-haltigen Kohlenwasserstoffbetrieb eingesetzt werden. Sie gilt nicht für Raffinerien.
- Es liegt eindeutig in der Verantwortung des Käufers oder Betreibers, die richtigen Werkstoffe auszuwählen. Der Hersteller ist nur für die Erfüllung der metallurgischen Anforderungen nach MR0175/ISO 15156 verantwortlich, nicht für die Angabe der richtigen Werkstoffe.

### 6.8.3 NACE MR0103

Wie bereits erwähnt, ähnelt NACE MR0103 in vielerlei Hinsicht den Revisionen der NACE MR0175 vor 2003. Im Folgenden sind einige wesentliche Unterschiede aufgeführt:

- MR0103 verwendet verschiedene, auf Raffinerien basierende Definitionen für eine saure Umgebung. Der Anwender ist dafür verantwortlich, die Anforderungen von MR0103 zu erfüllen, sofern diese anwendbar sind.
- Die Revisionen der MR0175 im Jahr 2002 und ältere Revisionen enthielten Umweltschutzbeschränkungen für einige wenige Werkstoffe, die in den letzten Ausgaben fortgesetzt wurden. MR0103 behandelt nur Sulfid-Spannungsrisse. Sie schreibt keine Umweltschutzbeschränkungen für Werkstoffe vor. Werkstoffe sind entweder akzeptabel oder sie sind es nicht.
- C-Stahl-basierte Werkstoffe, die im ASME „Boiler and Pressure Vessel Code“ als P-No. 1, Group 1 oder 2 eingestuft sind, sind nach MR0103 ohne Anforderungen an die Grundwerkstoffhärte zulässig. P-No. 1 Group 1 und 2 umfassen WCC- und LCC-Gussteile, A105-Schmiedestücke, A516 Grade 70-Platten und die anderen gängigen Druckbehälterwerkstoffe aus C-Stahl.
- MR0103 schreibt Schweißkontrollen für C-Stähle vor, die strenger sind als die in der MR0175-2002. MR0103 verlangt, dass P-No. 1 C-Stähle nach einem anderen NACE-Dokument mit der Bezeichnung RP0472 „Methods and Controls to Prevent In-Service Environmental Cracking of Carbon Steel Weldments in Corrosive Petroleum Refining Environments“ geschweißt werden. RP0472 schreibt Kontrollen

vor, die sicherstellen, dass sowohl die Schweißablagerung als auch die Wärmeinflusszone (HAZ) in einem Schweißteil weich genug sind, um Sulfid-Spannungsrissen zu widerstehen. RP0472 ruft eine tatsächliche Härteprüfung von Schweißablagerungen in der Produktion auf, wobei auf die Härteprüfung verzichtet wird, wenn bestimmte Schweißverfahren/ Füllstoffkombinationen verwendet werden. Die HAZ-Härte kann entweder durch eine Wärmebehandlung nach dem Schweißen (Post-Weld Heat Treatment, PWHT) oder durch chemische Beschränkungen des Grundwerkstoffs, z. B. die Einführung eines maximalen Kohlenstoffäquivalents, kontrolliert werden.

- Wie die Revisionen 2003 und später der Norm MR0175 erlaubt auch die MR0103 nicht die Verwendung des Werkstoffs S17400 Double H1150 für Verschraubungen. Dies bedeutet, dass Verschraubungen mit 17-4PH H1150 DBL, die bisher für die vollwertige exponierte Verschraubung bei einer Armatur der Klasse 600 verwendet wurde, nicht mehr zulässig ist.

### **Was ist Universal NACE?**

Universal NACE ist ein WCC NACE-Gussteil, das die Anforderungen aller vier Normen (MR0175-2002, MR0175-2003, MR0175/ISO 15156 und MR0103) erfüllt. ■



# Kapitel 7

## Dampfaufbereitung



## 7.1 Funktionsweise der Heißdampfkühlung

Überhitzter Dampf ist eine hervorragende Energiequelle für die mechanische Stromerzeugung. In vielen Fällen jedoch erweist sich Dampf bei stark reduzierten Temperaturen, nahe der Sättigung, als das erstrebenswertere Produkt. Dies ist beispielsweise bei den meisten Wärmeübertragungsanwendungen der Fall. Dabei ist eine präzise Temperaturregelung erforderlich, um die Heizleistung zu verbessern, unbeabsichtigte Überhitzung bei Drosselvorgängen zu vermeiden oder um abströmseitige Produkte und/oder Anlagen vor hitzebedingten Schäden zu schützen. Eine Methode zur Temperaturreduzierung ist die Installation eines Heißdampfkühlers.

Ein Heißdampfkühler spritzt eine kontrollierte, vorbestimmte Wassermenge in den Dampfstrom ein, um die Temperatur des Dampfes zu senken. Um dies effizient auszuführen, muss der Heißdampfkühler entsprechend der Anwendung ausgelegt und ausgewählt werden. Obwohl es von der Konstruktion her einfach erscheinen mag, muss der Heißdampfkühler nach zahlreichen komplexen thermischen und strömungsdynamischen Variablen konfiguriert werden, um effektiv arbeiten zu können.

Die Regelung der Wassermenge und somit der Dampf Temperatur erfolgt über einen Temperaturregelkreis. Dieser Regelkreis besteht aus einem abströmseitigen Temperatursensor, einem Regler zur Interpretation der gemessenen Temperatur in Relation zu einem gewünschten Sollwert und der Übertragung eines Steuersignals an ein Wasserregelventil/eine Stellantriebseinheit zur Dosierung der erforderlichen Wassermenge.

Der Erfolg oder Misserfolg einer bestimmten Heißdampfkühlanlage beruht auf einer Reihe von physikalischen, thermischen und geometrischen Faktoren. Einige davon sind offensichtlich und andere eher unbestimmt, aber alle haben unterschiedliche Auswirkungen auf die Leistung der Geräte und das System, in dem sie installiert sind.

Der erste und wohl wichtigste Faktor für den effizienten Betrieb eines Heißdampfkühlers ist die Auswahl der richtigen Konstruktion und

das jeweilige Einsatzgebiet. Heißdampfkühler sind in allen Formen und Größen erhältlich und verwenden verschiedene Energieübertragungs- und mechanische Techniken, um die gewünschte Leistung innerhalb der Grenzen der Systemumgebung zu erreichen. In Abschnitt 7.2 werden die Unterschiede zwischen den verfügbaren Typen von Heißdampfkühlern und der erwarteten Leistung beschrieben.

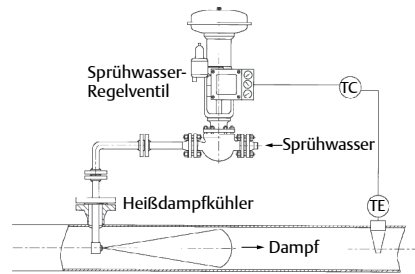


Abb. 7.1 Typische Lösung mit Einschub-Heißdampfkühler und Temperaturregelkreis

### 7.1.1 Technische Aspekte der Heißdampfkühlung

Einige der physikalischen Parameter, die die Leistung einer Heißdampfkühlanlage beeinflussen, sind u. a.:

- Ausrichtung der Installation
- Länge der geraden Rohrstrecken im Abströmbereich
- Sprühwassertemperatur und -druck
- Sprühwassermenge
- Nennweite der Rohrleitung oder Auskleidung
- Dampfdichte
- Zerstäubungsmethode
- Dampfgeschwindigkeit
- Geräte- und Systemstellverhältnis

Die Ausrichtung der Installation ist ein oft übersehener – aber kritischer – Faktor hinsichtlich der Leistungsfähigkeit des Systems. Die richtige Platzierung des Heißdampfkühlers kann einen größeren Einfluss auf den Anlagenbetrieb haben als die Art der Anlage selbst. Bei den meisten Einheiten ist die optimale Ausrichtung eine vertikale Rohrleitung mit aufwärts gerichteter

Durchflussrichtung. Dies steht im Gegensatz zu den meisten Installationen, die heute in der Industrie verwendet werden. Weitere Ausrichtungsfaktoren sind Rohrfittings, Winkelstücke und jede andere Art von Rohrleitungsbehinderung, die sich hinter dem Wassereinspritzpunkt befinden.

Abb. 7.2 zeigt mögliche Variationen bei der Installation eines Heißdampfkühlers. Es ist wichtig zu beachten, dass fast jede Ausrichtung funktionieren kann, wenn alle Parameter korrekt in die Systemkonstruktion einfließen.

Die Sprühwassertemperatur kann die Leistung des Heißdampfkühlers erheblich beeinflussen. Obwohl es gegen logische Konventionen verstößt, ist Wasser mit einer hohen Temperatur besser für die Kühlung geeignet. Mit steigender Temperatur des Sprühwassers verbessern sich die Strömungs- und Wärmeeigenschaften und wirken sich auf Folgendes aus:

- Oberflächenspannung
- Größenverteilung der Tröpfchen
- Latente Verdampfungswärme
- Verdampfungsrate

Verbesserungen in diesen Bereichen durch eine erhöhte Sprühwassertemperatur verbessern auch die Gesamtleistung des Systems.

Ebenso wichtig ist der Differenzdruck im gesamten Sprühwassersystem (Sprühwasserventil und Düse). Eine Erhöhung des Differenzdrucks in diesem System kann zu einer deutlichen Verkürzung der geraden Rohrlänge im Abströmbereich des Heißdampfkühlers führen.

Die einzuspritzende Wassermenge wirkt sich direkt proportional auf die Verdampfungszeit aus. Der Wärmeübertragungsprozess ist zeitabhängig und wirkt sich somit auf die Menge des Sprühwassers, die Zeit für eine vollständige Verdampfung und die thermische Stabilität aus.

Zur Bestimmung des erforderlichen Sprühwassers ( $Q_w$ ) in Abhängigkeit von der Dampfzufuhr ( $Q_1$ ) ist eine einfache Wärmebilanz nach der folgenden Gleichung durchzuführen:

$$Q_w(\text{Masse}) = Q_1 * \left( \frac{H_1 - H_2}{H_2 - H_w} \right)$$

Dabei ist Q der Massestrom in PPH und H sind einzelne Enthalpiewerte am Ein- und Austritt sowie am Sprühwasser.



Abb. 7.2 Heißdampfkühler-Installationen

Wenn die Berechnung in Abhängigkeit von der Auslassdampfmenge ( $Q_2$ ) durchgeführt wird, d. h. der Kombination aus Einlassdampfmenge und Enthitzungssprühwasser, ist die folgende Gleichung zu verwenden:

$$Q_w(\text{Masse}) = Q_2 * \left( \frac{H_1 - H_2}{H_w - H_1} \right)$$

Zur Durchführung einer grundlegenden  $C_v$ -Berechnung für die Erstauslegung des Heißdampfkühlers ist es erforderlich, dass die resultierende  $Q_w(\text{Masse})$  in  $Q_w(\text{volumetrisch})$  umgerechnet wird. Bei Verwendung englischer Einheiten erfolgt die Umrechnung wie folgt:

$$Q_w(\text{volumetrisch}) = \frac{Q_w(\text{Masse}) * 0,1247}{p_w}$$

$Q_w(\text{volumetrisch})$  ist in gal/min und  $p_w$  ist die Dichte des Sprühwassers in lbm/ft<sup>3</sup>. Basierend auf dieser Umrechnung kann die Auslegung mit der folgenden  $C_v$ -Berechnung für jeden Bedingungssatz abgeschlossen werden:

$$C_v = Q_w(\text{volumetrisch}) * \sqrt{\frac{SG}{\Delta P_{dsh}}}$$

Dabei ist SG das spezifische Gewicht des Sprühwassers und  $\Delta P_{dsh}$  der Differenzdruck über den vorgeschlagenen Heißdampfkühler.

Bei der Auslegung einer neuen Heißdampfkühlanlage ist die Nennweite der Rohrleitung ein weiteres Kriterium für die einwandfreie Funktion des Systems. Je größer

die Nennweite wird, desto stärker muss auf die Eindringgeschwindigkeit des Sprühstrahls und die Abdeckung im Strömungsdampf geachtet werden (Abb. 7.3).

Einige Einpunkt-Heißdampfkühler weisen keine ausreichende Düsenenergie auf, um sich über die gesamte Querschnittsfläche der Rohrleitung zu verteilen. Dadurch kollabiert das Sprühbild und es kommt zu einer thermischen Schichtenbildung. Es entsteht ein unterkühlter Mittelkern, der von überhitztem Dampf umhüllt ist. Dieser Zustand wird in der Regel nach mehreren Richtungsänderungen der Rohrleitung und somit der Durchflussrichtung beseitigt, dies ist aber innerhalb der Grenzen des Regelsystems oder des Prozesses nicht immer möglich. Eine thermische Schichtenbildung wird in der Regel durch die richtige Platzierung von hocheffizienten Mehrdüseneinheiten in den größeren Rohrleitungen verhindert.

Die maximale und minimale Dampfgeschwindigkeit steht in direktem Zusammenhang mit einer erfolgreichen Durchmischung des Wassers. Die Geschwindigkeit wirkt sich direkt auf die Verweilzeit aus, die dem Wasser zur Verfügung steht, um sich mit dem Dampf zu vermischen. Wenn die maximale Geschwindigkeit zu hoch ist, bleibt dem Wasser möglicherweise nicht genügend Zeit, sich zu vermischen, bevor es auf ein Hindernis in der Rohrleitung wie ein Winkel- oder T-Stück trifft. Die ideale Höchstgeschwindigkeit für Rohrleitungen liegt normalerweise zwischen 150 und 250 Fuß pro Sekunde (46–76 Meter pro Sekunde). Dabei ist zu beachten, dass höhere lokale Geschwindigkeiten am Einspritzpunkt



Abb. 7.3 Heißdampfkühlung Sprühwasserdurchdringung

von Vorteil sein können. Ist die Mindestgeschwindigkeit jedoch zu niedrig, werden die Turbulenzen reduziert und die Wassertropfen neigen dazu, im Dampf aus der Suspension zu fallen. In der Regel beträgt die minimale Dampfgeschwindigkeit, in der Wasser schweben kann, bei federbelasteten Düsen etwa 4,5–9 Meter pro Sekunde. Bei Anwendungen mit niedrigeren Geschwindigkeiten kann mit Heißdampfkühlern, die einen Venturi- oder Zerstäuberdampf bieten, eine gute Durchmischung erreicht werden.

Eines der am meisten überstrapazierten und missverstandenen Konzepte im Bereich der Heißdampfkühlung ist das Stellverhältnis. Bei der Anwendung auf ein Stellglied, z. B. eine Armatur, ist das Stellverhältnis das einfache Verhältnis des maximal zum minimal regelbaren Durchflusses. Der Begriff Stellverhältnis wird manchmal synonym mit dem Begriff Regelbereich verwendet. Wenn es um tatsächliche Leistungsvergleiche geht, unterscheiden sich die genauen Bedeutungen jedoch erheblich.

Ein Heißdampfkühler ist kein Stellglied, und als solches ist seine Leistung direkt mit seiner Systemumgebung verbunden. Jede Komponente des Heißdampfsystems hat einen eigenen Regelbereich (Dampf-PRV, Wasser-TCV, Rohrdampfgeschwindigkeit, Düse-dP). Das tatsächliche Systemstellverhältnis ist jedoch eher eine Funktion der Systemparameter als eine Funktion, die auf den empirischen Durchflussschwankungen der Anlage beruht. Wenn dieser Zusammenhang einmal verstanden wurde, ist es offensichtlich, dass ein guter Heißdampfkühler die Schwächen eines schlechten Systems nicht überwinden kann. Sie müssen nach ihren eigenen Leistungen bewertet und entsprechend gewichtet werden.

Auch mit verbesserter Düsenkonstruktionstechnologie werden häufig Rohrauskleidungen gewählt – insbesondere in Bereichen des Abhitzekeessels – in denen Zwischen- oder Endstufenkühler benötigt werden. Auskleidungen werden für Turbinen-Bypass-Anwendungen selten eingesetzt.

Aufgrund der in Sprühwassersystemen und Rohrleitungen häufig vorkommenden Partikel sind Inline-Siebe stets erforderlich. Die Maschenweite hängt von der für die Anwendung gewählten Düsengröße ab und wird im Rahmen der Auslegung festgelegt. Die Nichtbeachtung dieser Maschenweiten kann zu unerwünschter Erwärmung oder Beschädigung der Rohre führen.

Die bisherigen Berechnungen und Empfehlungen liefern die erforderlichen Informationen zur Auswahl der richtigen Auslegung und Größe des Heißdampfkühlers. Diese Auswahl sollte auf verschiedenen Anwendungsüberlegungen beruhen, z. B.:

- Minimaler bis maximaler Regelbereich der Lastanforderungen
- Minimale und maximale Dampfgeschwindigkeit
- Länge der geraden Rohrstrecken und Temperatursensorabstand im Abströmbereich des Heißdampfkühlers
- Nennweite und Plan der Dampfrohrlösungen
- Druckdifferenz zwischen Wasser und Dampf ■

## 7.2 Typische Ausführungen von Heißdampfkühlern

### 7.2.1 Düsenanordnung mit fester Geometrie

Eine Düsenanordnung mit fester Geometrie (Abb. 7.4) ist ein einfacher, mechanisch zerstäubter Heißdampfkühler mit einer oder mehreren Sprühdüsen mit fester Geometrie. Sie ist für Anwendungen mit nahezu konstanten Lastwechseln (Regelbereich bis 5:1) vorgesehen und kann bei Dampfströmungsgeschwindigkeiten von bis zu 25–30 Fuß pro Sekunde unter optimalen Bedingungen für eine angemessene Zerstäubung sorgen.



Abb. 7.4 Düsenanordnung mit fester Geometrie

Die Standardmontage einer Einheit dieses Typs erfolgt über einen Flanschanschlussschraube an eine Dampfleitung mit einer Nennweite von NPS 6 (DN 150) oder größer. Diese Ausführung ist für große  $C_v$ -Anforderungen normalerweise nicht verfügbar. Diese Einheit erfordert ein externes Wasserregelventil, um den Wasserdurchfluss basierend auf einem Signal von einem Temperatursensor in der abströmseitigen Dampfleitung zu messen.

### 7.2.2 Düsenanordnung mit variabler Geometrie

Eine Düsenanordnung mit variabler Geometrie (Abb. 7.5) ist ebenfalls ein einfacher, mechanisch zerstäubter Heißdampfkühler. Hier werden jedoch eine oder mehrere durch Gegendruck aktivierte Sprühdüsen mit variabler Geometrie eingesetzt. Aufgrund der variablen Geometrie kann diese Einheit Anwendungen handhaben, die eine Kontrolle über moderate Lastwechsel erfordern (Regelbereich bis zu 20:1) und sie ist in der Lage, bei Dampfströmungsgeschwindigkeiten von bis zu 25–30 Fuß pro Sekunde unter optimalen Bedingungen für eine angemessene Zerstäubung zu sorgen. Die Standardmontage einer Einheit dieses Typs erfolgt über einen Flanschanschlussschraube an eine Dampfleitung mit einer Nennweite von NPS 8 (DN 200) oder größer. Diese Einheiten sind für moderate  $C_v$ -Anforderungen verfügbar. Diese Einheit erfordert ein

externes Wasserregelventil, um den Wasserdurchfluss basierend auf einem Signal von einem Temperatursensor in der abströmseitigen Dampfleitung zu messen.



Abb. 7.5 Düsenanordnung mit variabler Geometrie

### 7.2.3 Monoblock-Ausführung

Die Monoblock-Ausführung (Abb. 7.6) wird ebenfalls mechanisch zerstäubt, mit einer oder mehreren durch Gegendruck aktivierten Sprühdüsen in variabler geometrischer Anordnung. Als Besonderheit umfasst diese Einheit ein in den Heißdampfkühler integriertes Wasserdurchfluss-Regелеlement. Diese Kombination funktioniert wie ein separates Sprühwasserventil und ein Heißdampfkühler, ist aber zusammen gepackt, um den Platzbedarf und die erforderlichen Rohrleitungsänderungen an bestehenden Anlagen zu minimieren. Aufgrund der engen Abstimmung zwischen dem intrinsischen Steuerelement und der bzw. den Düse(n) mit variabler Geometrie ist diese Einheit für Anwendungen geeignet, die eine Regelung bei mittleren bis hohen Lastwechseln erfordern (Regelbereich bis zu 25:1). Sie bietet bei Dampfströmungsgeschwindigkeiten von bis zu 25–30 Fuß pro Sekunde unter optimalen Bedingungen eine angemessene Zerstäubung. Die Standardmontage einer Einheit dieses Typs erfolgt über einen Flanschanschlussschraube an eine Dampfleitung mit einer Nennweite von NPS 8 (DN 200) oder größer. Diese Einheiten sind für moderate  $C_v$ -Anforderungen verfügbar.

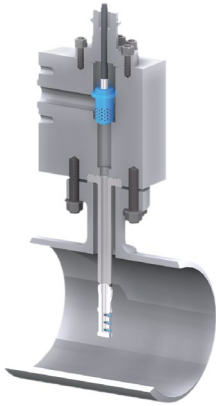


Abb. 7.6 Monoblock-Ausführung

Die Ausführung mit Dampfzerstäubung (Abb. 7.7) nutzt Hochdruckdampf zur schnellen und vollständigen Zerstäubung des Sprühwassers. Diese Ausführung eignet sich besonders bei Dampfleitungen mit einer niedrigen Dampfgeschwindigkeit. Der Zerstäubungsdampf, meist mit einem doppelt so hohen Druck wie in der Hauptdampfleitung, trifft auf das Wasser in der Sprühdüsenkammer, wo die Energie des expandierenden Zerstäubungsdampfs genutzt wird, um das Wasser in sehr kleine Tröpfchen zu zerstäuben. Diese kleineren Tröpfchen ermöglichen eine schnellere Umwandlung in Dampf und halten das Wasser in einem niedrigen Dampfgeschwindigkeitsstrom suspendiert, wodurch eine vollständige Verdampfung stattfinden kann. Die dampfzerstäubte Ausführung kann daher unter optimalen Bedingungen Wasser in Dampfströmungsgeschwindigkeiten von bis

### 7.2.4 Ausführung mit Dampfzerstäubung



Abb. 7.7 Ausführung mit Dampfzerstäubung



Abb. 7.9 Geometrieunterstützte Zwischenflanschausführung

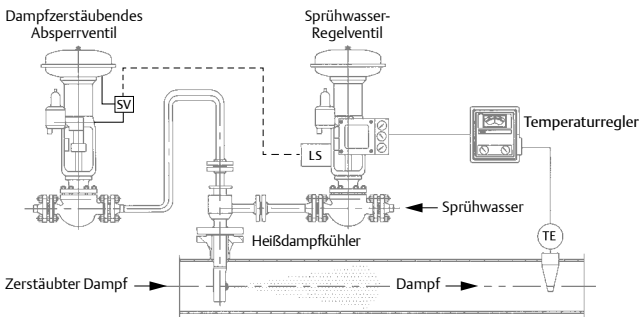


Abb. 7.8 Regelkreis mit dampfunterstütztem Heißdampfkühler

zu 10 Fuß pro Sekunde ausreichend mischen. Diese Ausführung eignet sich für Anwendungen, die sehr hohen Lastwechsel erfordern (Regelbereich bis zu 50:1).

Die Standardmontage einer Einheit dieses Typs erfolgt über einen Flanschanschlussstutzen an eine Dampfleitung mit einer Nennweite von NPS 8 (DN 200) oder größer. Diese Ausführung ist für moderate  $C_v$ -Anforderungen verfügbar. Sie erfordert ein externes Wasserregelventil, um den Wasserdurchfluss basierend auf einem Signal von einem Temperatursensor in der abströmseitigen Dampfleitung zu messen. Dieses System erfordert darüber hinaus eine separate Auf/Zu-Armatur für die Zerstäubungsdampfzufuhr.

### 7.2.5 Geometrieunterstützte Zwischenflanschausführung

Die geometrieunterstützte Zwischenflanschausführung (Abb. 7.9) wurde ursprünglich für kleine Dampfleitungsnennweiten von weniger als NPS 6 (DN 150) entwickelt, die nicht in der Lage waren, einen Einschub-Heißdampfkühler aufzunehmen. Die Einheit ist als Zwischenflansch ausgeführt, der zwischen zwei Flanschen in der Dampfrohleitung installiert wird. Ein Venturi mit reduziertem Durchmesser ermöglicht das Einsprühen des Wassers vollständig um den Zwischenflansch und erlaubt durch gebohrte Löcher oder kleine Düsen mehrere Sprühpunkte. Zusätzlich erhöht der Venturi die Dampfgeschwindigkeit an der Einsprühstelle, was die Zerstäubung und Vermischung bei Dampfströmungsgeschwindigkeiten von nur etwa 15 Fuß pro Sekunde unter optimalen Bedingungen verbessert. Diese Ausführung kann für Anwendungen eingesetzt werden, die eine Regelung über moderate Lastwechsel erfordern (Regelbereich bis zu 20:1). Sie kann in Dampfleitungen mit Nennweiten von NPS 1 bis NPS 24 (DN 25 bis DN 600) eingebaut werden und ist für moderate  $C_v$ -Anforderungen erhältlich. Diese Einheit erfordert ein externes Wasserregelventil, um den Wasserdurchfluss basierend auf einem Signal von einem Temperatursensor in der abströmseitigen Dampfleitung zu messen. ■

## 7.3 Wirkungsweise von Dampfaufbereitungsventilen

Ein Dampfaufbereitungsventil dient zur gleichzeitigen Reduzierung von Dampfdruck und Temperatur auf das für die jeweilige Anwendung erforderliche Niveau. Häufig weisen diese Einsatzbereiche hohe Eingangsdrücke und Temperaturen auf und erfordern eine deutliche Reduzierung beider Eigenschaften. Aus diesem Grund werden sie häufig mit Ventilkörpern aus Schmiedestahl oder Gusseisen hergestellt, die den Dampfbelastungen bei erhöhten Drücken und Temperaturen besser widerstehen können. Geschmiedete Werkstoffe erlauben höhere Konstruktionsspannungen, eine verbesserte Kornstruktur und eine höhere inhärente Integrität des Werkstoffs im Vergleich zu Ventilkörpern aus Gusseisen. Die Schmiedestahlausführung erlaubt es dem Hersteller auch, Druckstufen bis zur Class 4500 sowie Zwischenklassen zu liefern. Gussteile können immer noch eine Option sein, wenn kugelförmige Ventilkörper benötigt werden oder niedrigere Drücke und Temperaturen vorherrschen.

Aufgrund der häufigen extremen Änderungen der Dampfeigenschaften aufgrund der Temperatur- und Druckreduzierung ermöglichen die Ventilkörper aus Schmiedestahl oder Gusseisen die Verwendung eines erweiterten Austritts zur Regelung der Dampfgeschwindigkeit bei niedrigem Druck. Entsprechend können die Hersteller bei Ventilkörpern aus Schmiedestahl und Gusseisen bei reduziertem Ausgangsdruck unterschiedliche Druckstufen für die Ein- und Austrittsanschlüsse anbieten, um eine bessere Anpassung an die angrenzenden Rohrleitungen zu erreichen.

Weitere Vorteile der Kombination von Druckreduzierung und Heißdampfkühler in der gleichen Armatur gegenüber zwei getrennten Geräten sind:

- Verbesserte Sprühwassermischung durch optimale Ausnutzung der turbulenten Expansionszone hinter den Druck reduzierenden Elementen
- Verbesserter Regelbereich
- Einfache Installation und Wartung von nur einem Gerät

Verschiedene Ausführungen von Dampfaufbereitungsventilen sind für verschiedene Anwendungen erhältlich. Typische Beispiele folgen. ■

## 7.4 Dampfaufbereitungsventile

Dampfaufbereitungsventile stellen eine moderne Regelung von Dampfdruck und -temperatur dar, indem sie beide Funktionen in einer integrierten Steuereinheit vereinen. Diese Ventile tragen der Notwendigkeit einer besseren Regelung der Dampfbedingungen Rechnung, die durch höhere Energiekosten und einen strenger kontrollierten Anlagenbetrieb bedingt sind. Dampfaufbereitungsventile bieten außerdem eine bessere Temperaturregelung, eine bessere Lärmreduzierung und erfordern weniger Verrohrungs- und Installationsbeschränkungen als die entsprechende Heißdampfkühler- und Druckreduzierstation.

Das in Abb. 7.10 gezeigte Dampfaufbereitungsventil kombiniert Druck- und Temperaturregelung in einer einzigen Armatur. Bei der Entwicklung wurden Tools zur Finite-Elemente-Analyse (FEA) und Computational Fluid Dynamic (CFD) eingesetzt, um die strukturelle Integrität der Armatur zu verbessern und die Betriebsleistung und die Gesamtzuverlässigkeit zu optimieren. Dank der robusten Konstruktion ist dieses Dampfaufbereitungsventil in der Lage, Volldruckabfälle im Hauptdampf zu bewältigen, während seine Konfiguration mit aufwärts gerichtetem Durchfluss in Verbindung mit der Lärminderungstechnologie des Stellventils die Entstehung übermäßiger Geräusche und Vibrationen verhindert.

Die vereinfachte Innengarnitur (Abb. 7.10) in einem Dampfaufbereitungsventil kann auch schnelle Temperaturänderungen handhaben, wie sie während eines Turbinenausfalls auftreten. Der Käfig ist einsatzgehärtet, um eine lange Lebensdauer und die Ausdehnung bei Temperaturschwankungen zu ermöglichen. Der Ventilkegel wird kontinuierlich geführt und verwendet Auflagen auf Kobaltbasis als Führungsbänder und eine dichte Metall/Metall-Absperrung gegen den Ventil Sitz.



Abb. 7.10 Querschnittsdarstellung eines Dampfaufbereitungsventils

Das Dampfaufbereitungsventil ist mit einem Sprühwasserverteiler hinter der Druckreduzierstufe ausgestattet. Der Verteiler verfügt über durch Gegendruck aktivierte Sprühdüsen mit variabler Geometrie, die die Durchmischung und schnelle Verdampfung des Sprühwassers maximieren.

Die Sprühdüse (Abb. 7.11) wurde ursprünglich für Kondensatablasssysteme entwickelt, bei denen der abströmseitige Dampfdruck unter den Sättigungsgrad sinken kann. Diese Düsen ermöglichen ein verbessertes Anlagenstellverhältnis durch Reduzierung des minimalen Durchflusses. Dies wird durch den Düsengegendruck bei niedrigerem dP erreicht. Vorteilhaft ist außerdem, dass ein erhöhter Düsen-dP an den unteren Öffnungen das Wasser über den Düsenaustritt statt über die Innengarnitur des Sprühwasserventils abfließen lässt.

Solche Veränderungen werden durch die Federbelastung des Düsenkegels in der Sprühdüse verhindert. Sollte eine Flashverdampfung auftreten, zwingt die Feder den Kegel zum Schließen. Bei einer Flashverdampfung ändert sich die Kompressibilität der Flüssigkeit, und die Düsenfeder zwingt das Schließen und somit eine erneute Druckbeaufschlagung der Flüssigkeitsstrecke. Dadurch erhält die Flüssigkeit ihre Flüssigkeitseigenschaften zurück und stellt den Fluss zum Kondensator wieder her.



Abb. 7.11 Variable Geometrie, Gegendruck-aktivierte Sprühdüse

Das Dampfaufbereitungsventil spritzt das Sprühwasser in Richtung Rohrmitte und somit von der Rohrwand weg ein. Die Anzahl der Einspritzpunkte variiert je nach Anwendung. Bei hohen Differenzen im Dampfdruck nimmt die Nennweite des Ventilaustritts deutlich zu, um die größeren spezifischen Volumen aufzunehmen. Entsprechend ist eine höhere Anzahl an Düsen am Umfang des Austritts angeordnet, um eine gleichmäßigere und vollständigere Verteilung des Sprühwassers zu ermöglichen.

Die vereinfachte Innengarnitur des Dampfaufbereitungsventils ermöglicht den Einsatz bei höheren Druckstufen (bis ANSI Class 2500 oder höher) und höheren Betriebstemperaturen. Die druckentlastete Kegelanordnung bietet eine Absperrung der Class V und eine lineare Durchflusskennlinie.

Das Dampfaufbereitungsventil verwendet in der Regel leistungsstarke, pneumatische Kolbenantriebe in Kombination mit einem digitalen Stellungsregler, um den vollen Stellweg in weniger als zwei Sekunden zu erreichen und gleichzeitig ein hochgenaues Ansprechverhalten auf Stufenänderungen zu gewährleisten.

Wenn die Verrohrung es verlangt, kann das Dampfaufbereitungsventil als ein separates Bauteil geliefert werden. In diesem Fall sind eine Druckregelung im Ventilkörper und eine Temperaturabsenkung in einem abströmseitigen Heißdampfkühler möglich. Aus wirtschaftlichen Gründen können auch Kugelkörper aus Gusseisen in Kombination mit Einschub-Heißdampfkühlern geliefert und eingesetzt werden.

#### 7.4.1 Dampfkühler

Der Dampfkühler (Abb. 7.12) wird in der Regel immer dann eingesetzt, wenn die Anwendung eine Trennung der Funktionen zur Druckreduzierung und Heißdampfkühlung erfordert. Der Dampf- oder Einspritzkühler ist mit einem

Wasserzulaufverteiler ausgestattet. Der Verteiler (mehrere Verteiler sind möglich) sorgt für den Kühlwasserdurchfluss zu einer Reihe von einzelnen Sprühdüsen, die in der Rohrwand des Austrittsteils installiert sind. Das Ergebnis ist ein feiner Sprühstrahl, der radial in die hohe Turbulenz des axialen Dampfstroms eingespritzt wird. Die Kombination aus großer Kontaktfläche des Wassers und hoher Turbulenz im Dampf sorgt für eine sehr effiziente Durchmischung und eine schnelle Verdampfung.



Abb. 7.12 Ringförmiger Dampfkühler mit Auskleidung

#### 7.4.2 Dampferstäuber

Dampferstäuber (Abb. 7.13) sind druckmindernde Geräte zur sicheren Ableitung von Dampf in einen Kondensator- oder Turbinenabluftkanal. Darüber hinaus sorgt der Dampferstäuber für den Gegendruck zum Turbinen-Bypassventil, begrenzt die Dampfgeschwindigkeit und ermöglicht eine Rohrleitung mit reduzierter Nennweite zwischen dem Bypassventil und dem Zerstäuber. Hinsichtlich des Gesamtlärmpegels des Systems sind Ausführung und Installation des Dampferstäubers entscheidende Elemente. Die Ausführung des Dampferstäubers ist entscheidend für ein einwandfrei funktionierendes Turbinen-Bypasssystem. Um das durch den Durchfluss verursachte Geräusch zu bekämpfen, können Dampferstäuber verschiedene Technologien zur Geräuschminderung einsetzen. ■



Abb. 7.13 Dampfzerstüber mit Geräuschminderung durch gebohrte Löcher

## 7.5 Funktionsweise des Turbinen-Bypasssystems

Das Turbinen-Bypasssystem hat sich in den letzten Jahrzehnten mit der Veränderung der Betriebsweise von Kraftwerken weiterentwickelt. Es wird routinemäßig in Kraftwerken eingesetzt, in denen die Betriebsweise eine schnelle Reaktion auf große Schwankungen des Energiebedarfs erfordert. Ein typischer Tag des Kraftwerksbetriebs kann mit einer minimalen Last beginnen, über den größten Teil des Tages auf volle Leistung steigen, schnell wieder auf minimale Leistung zurückgehen und dann wieder auf volle Leistung steigen – und das alles innerhalb von 24 Stunden. Kessel, Turbinen, Kondensatoren und andere zugehörige Geräte können ohne ein Turbinen-Bypasssystem nicht korrekt auf solche schnellen Veränderungen reagieren.

Das Turbinen-Bypasssystem ermöglicht einen von der Turbine unabhängigen Betrieb des Kessels. Im Anfahrmodus oder bei einer schnellen Reduzierung des Erzeugungsbedarfs liefert der Turbinen-Bypass nicht nur einen alternativen Strömungsweg für den Dampf, sondern bereitet den Dampf auf den gleichen Druck und die gleiche Temperatur auf, die normalerweise durch den Turbinenausdehnungsprozess erzeugt werden. Durch das Bereitstellen eines alternativen Dampfströmungswegs schützt das Turbinen-Bypasssystem Turbine, Kessel und Kondensator vor Schäden, die anderenfalls durch Temperatur- und Druckschwankungen entstehen können. Aus diesem Grund erfordern viele Turbinen-Bypasssysteme für maximalen Anlagenschutz

extrem schnelle Öffnungs-/Schließzeiten. Dies wird durch ein Betätigungssystem erreicht, das sowohl die Kraft als auch die Regelung für einen solchen Betrieb bereitstellt.

Zusätzlich ermöglicht das Turbinen-Bypasssystem bei der Inbetriebnahme einer neuen Anlage das Anfahren und Auschecken des Kessels getrennt von der Turbine.

Dies ermöglicht ein schnelleres Anfahren der Anlagen, was zu höheren wirtschaftlichen Gewinnen führt. Dies bedeutet auch, dass das geschlossene Regelsystem den Verlust des aufbereiteten Speisewassers an die Atmosphäre verhindern und zur Reduzierung der Umgebungsgeräusche beitragen kann. ■

## 7.6 Bauteile eines Turbinen-Bypasssystems

Die Hauptelemente eines Turbinen-Bypasssystems sind die Turbinen-Bypassventile, Turbinen-Bypass-Wasserregelventile und das Antriebssystem.

### 7.6.1 Turbine-Bypassventile

Ob für Niederdruck-, Mitteldruck- oder Hochdruckanwendungen, Turbinen-Bypassventile erfordern in der Regel eine dichte Absperrung (nach Class V). Aufgrund der besonderen Installationsanforderungen werden diese Ventile gelegentlich in zwei Bauteile aufgeteilt: den druckreduzierenden Teil des Ventils und den Austritt-/Verteilerkühlerteil, der sich näher am Kondensator befindet.

Zur Auswahl eines Turbinen-Bypass-Stellventils für diesen komplexen Prozess müssen zunächst die zu erreichenden Leistungsziele verstanden und die vorhandenen oder geplanten realen Rohrgeometrien und die erforderliche Prozessregelungen berücksichtigt werden. Anschließend können die anderen Faktoren wie Bauform und Nennweite des Stellventils, Anforderungen an Druck- und Durchflussregelung, Lärmspezifikationen, Werkstoffanforderungen und Betriebspraktiken des Prozesses berücksichtigt werden. Die zahlreichen möglichen Variationen reichen von separaten Kugelkörpern mit abströmseitigen

Heißdampfkühlern bis hin zu Geräten, die Druck- und Temperaturregelung in einem Gerät vereinen.

Die Konstruktionen von Turbinen-Bypassventilen können erheblich variieren, ebenso wie die Einsatzbereiche, für die sie benötigt werden. Jede Armatur hat besondere Eigenschaften oder Optionen, die einen effizienten Betrieb über einen breiten Bereich von Bedingungen und kundenspezifischen Anforderungen ermöglichen. Turbinen-Bypassventile werden häufig an bestimmte Anlagen angepasst. Selten sind zwei Turbinen-Bypassventile identisch.

Es können separate Durchgangsventil- oder Eckventilkörper mit abströmseitigen Heißdampfkühlern gewählt werden, die einfach in bereits vorhandene Rohrleitungen eingefügt werden können. Hubregelventile sind so aufgebaut, dass sie eine präzise Regelung des Durchflusses ermöglichen. Sie können auch geräuschmindernde Innengarnituren enthalten, die häufig für die großen Differenzdrücke bei Dampfaustrags- und Turbinen-Bypass-Anwendungen benötigt werden. Dieser Ansatz kann leichte bis schwere Anwendungsbereiche abdecken.

### 7.6.2 Turbine-Bypass-Wasserregelventile

Diese Ventile werden benötigt, um den Wasserdurchfluss zu den Turbinen-Bypassventilen zu kontrollieren. Aufgrund der Anforderungen an den Geräteschutz ist es zwingend erforderlich, dass diese Ventile eine dichte Absperrung (nach Class V) aufweisen. Die Anforderungen an die Innengarnituren können von standardmäßigen Innengarnituren bis hin zu Kavitation reduzierenden Innengarnituren reichen.

### 7.6.3 Betätigung

Bei typischen Bypasssystemen ist es üblich, die Bypassventile während eines Anlagenereignisses auf eine voreingestellte Öffnung zu schalten, die einer vorgegebenen Durchflussrate entspricht. Die Ventile müssen jedoch über einen bestimmten Zeitraum im Handbetrieb belassen werden, bis sich die Systeme stabilisiert haben. Erst dann können sie in den Automatikbetrieb übergehen. Dies erfordert spezielle Algorithmen und eine

Regelungslogik, die bis noch vor wenigen Jahren zu einer unvermeidlichen Komplexität bei der Bedienung führte.

Auf dem Strommarkt von heute jedoch wurden die Grenzen für Turbinen-Bypasssysteme verschoben. Statt die Bypassventile beim Auftreten eines Anlagenereignisses in den Handbetrieb zu versetzen, reagieren Installationen mit einer leistungsstarken Ansteuerung schnell und präzise auf die unterschiedlichen Anforderungen der Anlage.

Turbinen-Bypassventile müssen schnell reagieren, um missionskritische und kostspielige Turbinen vor Schäden während der Transienten zu schützen. Außerdem müssen sie genau sein, um einen Betrieb mit höchster Effizienz zu ermöglichen.

Das Verständnis des Zusammenspiels von Stellzeit und Regelungsanforderungen kann komplexe Betätigungspakete erfordern, die speziell auf die Anforderungen des Prozesses abgestimmt sind. In der Regel werden 2–4 Sekunden benötigt, um die Ventilstellung von Auf nach Zu zu bewegen. Daher ist, um eine solche Armatur nicht nur schnell auszulösen, sondern auch bei sehr großen Stellventilen eine Stellgenauigkeit von mehr als 1 % zu erreichen, eine präzise Antriebstechnik erforderlich.

Einstellung und Anpassung sollten innerhalb von Minuten durchgeführt werden können, wobei die Möglichkeit, dies auch ferngesteuert auszuführen, sehr wünschenswert ist. Softwareseitig erfolgt dies durch Softwarepakete, die speziell für diese Ventiltypen angepasste Parameter vorsehen. Die Parameter sollten so eingestellt werden, dass durch Übersteuerung des Sollwertes die Reaktionszeit auf kleine Amplitudenschritte verbessert wird, die Reaktionszeit asymmetrisch angepasst wird, um unabhängig voneinander in den Öffnungs- und Schließzeiten eingestellt zu werden, und es sollten Echtzeitgrafiken integriert werden, um eine Feineinstellung zu ermöglichen.

Hardwareseitig stehen pneumatische oder hydraulische Lösungen zur Verfügung, um diese schwierige Aufgabe zu bewältigen. Beides sind am Markt akzeptierte Lösungen, die mit minimalem Wartungsaufwand das gleiche Ziel erreichen. ■



Abb. 7.14 Typisches Betätigungspaket für die Verwendung in Turbinen-Bypass-Anwendungen



# Kapitel 8

## Installation und Wartung



Die Effizienz von Stellventilen wirkt sich direkt auf die Wirtschaftlichkeit von Prozessanlagen aus. Die Rolle eines Stellventils bei der Prozessoptimierung wird häufig übersehen. Viele Prozessanlagenmanager konzentrieren sich auf die Verbesserung der Produktionseffizienz der meisten Ressourcen auf verteilte Regelungssysteme und deren Potenzial. Dabei ist es das Stellglied (in der Regel ein Stellventil), das die Änderung der Prozessvariablen bewirkt. Wenn diese Armatur nicht richtig funktioniert, wird keine noch so ausgeklügelte Elektronik am Frontend Probleme an der Armatur beheben. Viele Studien haben gezeigt, dass Stellventile häufig so weit vernachlässigt werden, dass sie zum Schwachpunkt in der Prozessregelung werden.

Stellventile müssen einwandfrei funktionieren, unabhängig davon wie anspruchsvoll das Automatisierungssystem oder wie genau die Instrumentierung ist. Mit der richtigen Ventilbetätigung lassen sich hohe Ausbeuten, Qualitätsprodukte, maximale Gewinne und Energieeinsparungen realisieren.

Die Optimierung der Stellventileffizienz hängt ab von:

1. Korrekter Auswahl des Stellventils für die Anwendung
2. Korrekter Lagerung und Schutz
3. Korrekter Installationstechniken
4. Einem effektiven Programm für vorbeugende Wartung

Die Auswahl eines Stellventils wird in Kapitel 5 behandelt. Die korrekte Lagerung und Schutz, Installationstechniken und vorbeugende Wartung werden in diesem Kapitel behandelt. ■

## 8.1 Korrekte Lagerung und Schutz

Die korrekte Lagerung und Schutz sollten bereits in einem frühen Stadium des Auswahlprozesses berücksichtigt werden, bevor die Armatur ausgeliefert wird. In der Regel haben Hersteller Verpackungsstandards erstellt, die vom Bestimmungsort und der beabsichtigten Lagerdauer vor der Installation abhängig sind. Da die meisten Ventile einige Zeit vor dem Einbau vor Ort eintreffen,

können viele Probleme vermieden werden, indem sichergestellt wird, dass Einzelheiten des Installationsplans bekannt sind und mit dem Hersteller schon zum Zeitpunkt der Auswahl einer Armatur besprochen werden. Darüber hinaus sind bei Eintreffen der Armatur am Bestimmungsort besondere Vorkehrungen zu treffen. Beispielsweise sollte die Armatur an einem sauberen, trockenen Ort gelagert werden, fern von jeglichem Verkehr oder anderen Aktivitäten, die die Armatur beschädigen könnten. ■

## 8.2 Korrekte Installationstechniken

Die Einbauhinweise und Vorsichtsmaßnahmen des Stellventilherstellers sind stets zu beachten. Typische Anweisungen sind im Folgenden aufgeführt.

### 8.2.1 Lesen der Betriebsanleitung

Vor dem Einbau der Armatur muss die Betriebsanleitung gelesen und verstanden worden sein. Betriebsanleitungen beschreiben das Produkt und stellen die Sicherheitsprobleme und Vorsichtsmaßnahmen vor, die vor und während der Installation auftreten können bzw. getroffen werden müssen. Das Befolgen der Richtlinien im Handbuch hilft, die Installation erfolgreich abzuschließen.

### 8.2.2 Sauberkeit der Rohrleitungen sicherstellen

Fremdkörper in der Rohrleitung können die Dichtfläche der Armatur beschädigen oder sogar die Bewegung des Ventilkugels, der Kugel oder der Klappe bzw. Scheibe behindern, so dass die Armatur nicht richtig absperrt. Um das Auftreten einer gefährlichen Situation zu vermeiden, sollten alle Rohrleitungen vor der Installation gereinigt werden. Dabei ist sicherzustellen, dass Rohrzunder, Metallspäne, Schweißschlacke und andere Fremdkörper entfernt werden. Überprüfen Sie außerdem die Rohrflansche, um eine glatte Dichtungsoberfläche zu gewährleisten. Wenn die Armatur mit verschraubten Endanschlüssen versehen ist, sollte eine gute Dichtmasse auf die Außengewinde der Rohrleitung aufgetragen werden. Keine Dichtmasse an den

Innengewinden verwenden, da überschüssige Masse an den Innengewinden in das Gehäuse gedrückt werden könnte.

Diese Masse könnte dann zu Verklebungen im Ventilkegel oder Verschmutzungen führen, die eine korrekte Absperrung durch die Armatur verhindern.



Abb. 8.1 Pfeil zur Kennzeichnung der Durchflussrichtung auf einem Metallsitz-Kugelhahn

### 8.2.3 Überprüfung des Stellventils

Obwohl die Hersteller von Armaturen in der Regel Maßnahmen ergreifen, um Transportschäden zu vermeiden, sind solche Schäden möglich und sollten vor dem Einbau des Ventils entdeckt und gemeldet werden.

Ein Stellventil, von dem bekannt ist, dass es beim Transport oder bei der Lagerung beschädigt wurde, darf nicht installiert werden.

Vor dem Einbau sind alle Transportsicherungen und Schutzstopfen bzw. Dichtungsflächenabdeckungen zu prüfen und zu entfernen. Auch die Innenseite des Ventilkörpers muss überprüft werden, um sicherzustellen, dass keine Fremdkörper vorhanden sind.

### 8.2.4 Gute Verrohrungspraktiken verwenden

Die meisten Stellventile können in beliebiger Lage eingebaut werden. Die gebräuchlichste Methode ist jedoch, dass der Antrieb senkrecht und über dem Ventilkörper steht. Ist eine horizontale Montage des Antriebs zwingend erforderlich, muss eine zusätzliche vertikale Abstützung des Antriebs berücksichtigt werden. Bei der Installation ist sicherzustellen, dass der Ventilkörper so installiert wird, dass der Durchfluss in der durch den Durchflusspfeil (Abb. 8.1) oder die Betriebsanleitung angegebenen Richtung erfolgt.

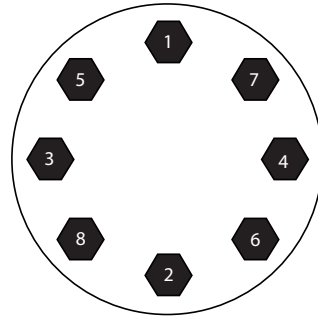


Abb. 8.2 Festziehen der Schrauben über Kreuz

Darauf achten, dass oberhalb und unterhalb der Armatur ausreichend Platz vorhanden ist, so dass der Antrieb oder der Ventilkegel für Inspektions- und Wartungsarbeiten leicht entfernt werden kann. Die erforderlichen Spielabstände sind in der Regel vom Ventilhersteller als zertifizierte Maßzeichnungen erhältlich. Bei geflanschten Ventilkörpern ist darauf zu achten, dass die Flansche korrekt ausgerichtet sind, um einen gleichmäßigen Kontakt der Dichtungsflächen zu gewährleisten. Die Flanschschrauben vorsichtig anziehen, nachdem die korrekte Ausrichtung der Flansche sichergestellt wurde. Anschließend die Schrauben über Kreuz mit dem vorgegebenen Anziehdrehmoment festziehen (Abb. 8.2). Das korrekte Festziehen der Flanschschrauben verhindert ungleichmäßige Dichtungsbelastungen und hilft, Leckagen zu vermeiden. Außerdem hilft es, die Möglichkeit einer Beschädigung oder gar eines Flanschbruchs zu vermeiden. Diese Vorsichtsmaßnahmen gelten insbesondere beim Anschluss an Flansche, die nicht aus dem gleichen Werkstoff wie die Ventilflansche bestehen.

An- und abströmseitige Druckentnahmen dienen zur Kontrolle der Durchflussmenge oder des Differenzdrucks. Solche Entnahmestellen müssen in geraden Rohrleitungen außerhalb von Bögen, Reduzierstücken oder Expandern installiert werden. Diese Positionen minimieren Ungenauigkeiten, die durch Flüssigkeitsturbulenzen entstehen.

Verwenden Sie 6–10-Millimeter- (1/4"- oder 3/8"-) Schläuche oder Rohrleitungen vom Druckanschluss am Stellantrieb zur

Instrumentierung. Halten Sie diesen Abstand relativ kurz und minimieren Sie die Anzahl an Fittings und Krümmer, um die Systemzeitverzögerung so gering wie möglich zu halten. Wenn der Abstand hingegen groß sein muss, verwenden Sie einen Ventilstellungsregler oder einen Volumenverstärker, um die Verzögerungszeit zu reduzieren.

### 8.2.5 Innengarnitur – Spülung/Wassertest/Anfahren

Beim Einschweißen von Einsteckschweißenden oder Stumpfschweißenden an die Rohrleitung muss die Innengarnitur des Stellventils entfernt werden, um Beschädigungen an der Innengarnitur zu vermeiden. Die Innengarnitur muss während Wassertests und dem Spülen des Systems durch ein temporäres Opferset ersetzt werden.

**Hinweis:** Es wird dringend empfohlen, die endgültige Innengarnitur für die Anwendung erst nach dem Einschweißen der Armatur in die Leitung, dem Spülen der Leitung und den Wassertests einzubauen.

Nachdem eine oder mehrere Armaturen in einer Leitung verschweißt wurden, bestehen in der Regel bestimmte Anforderungen an den Wassertest und die Spülung des Systems. Es ist nicht ungewöhnlich, dass der Wassertest des Systems mit Codes übereinstimmt, die besagen, dass der Wassertest mit dem 1–1/2-fachen des Kaltarbeitsdrucks oder des Systemauslegungsdrucks durchgeführt werden soll. Normalerweise sind die einzigen Komponenten einer Armatur, die durch diesen Wassertestdruck negativ beeinflusst werden können, die Ventilspindelpackung (vorausgesetzt, die Armatur befindet sich während des Wassertestbetriebs in der geöffneten Stellung). Die PTFE-Packung kann eine gewisse Extrusion aufweisen, die aus einem Hochdruck-Wassertest herrührt. Aus diesem Grund wird empfohlen, zumindest die PTFE-Packung nach einem Wassertest auszutauschen.

Eine Graphitdichtung sollte nicht ausgetauscht werden müssen, wenn die Armatur innerhalb eines kurzen Zeitraums in Betrieb genommen werden soll. Das Belassen einer nassen Graphitpackung in einer

inaktiven Armatur kann jedoch langfristig zu einer galvanischen Korrosion der Ventilspindel führen.

Da das System jedoch normalerweise gleichzeitig gespült wird, sollte ein Opferset installiert werden, um sowohl die Wassertests als auch die Spülung durchführen zu können.

Bei einigen Stell- und Dampfaufbereitungsventilen erfolgt der Spülvorgang nicht durch die Armatur von Eintritt zu Austritt. Aufgrund der Konstruktion der Armatur oder Anwendung kann der Spülvorgang entweder in den Eintritt oder Austritt der Armatur (je nach Konfiguration) und aus dem Oberteil erfolgen. Eine solche Spül-Innengarnitur wird allgemein zum „Ausblasen“ (engl. „Blow Down“ oder „Blow Out“) verwendet.

Das Spülen des Systems führt zu einigen Bedingungen, die die Innengarnitur des Stellventils beschädigen könnten. Diese Bedingungen können Schweißschlacke, Rost, Korrosion usw. sein, die durch die Armatur fließen. Diese Werkstoffe können die Sitzfläche beschädigen und verstopfen häufig Bohrungen oder Innengarnituren mit angeordneten Scheiben. Daher wird immer empfohlen, die Innengarnitur zu entfernen und eine Art Einweg-Innengarnitur für den Spülvorgang einzubauen. Nach dem Schweißen von Armaturen in einer Leitung befindet sich in der Regel Schweißschlacke innerhalb der Leitung. Dazu kommt noch der Zunder, der aufgrund der mit dem Schweißprozess verbundenen Temperaturen aus dem Inneren der Ventilverrohrung entfernt wurde. Wenn diese Werkstoffe durch die Armatur fließen würden, käme es wahrscheinlich zu einer Verstopfung der Innengarnitur und möglicherweise zu einer Beschädigung der Sitzintegrität. ■

## 8.3 Stellventilwartung

Die Wartungsanweisungen des Stellventilherstellers sind stets zu beachten. Typische Wartungsthemen sind im Folgenden zusammengefasst.

Die Optimierung von Stellventilen hängt von einer effektiven Wartungsphilosophie und einem effizienten Programm ab. Drei der grundlegendsten Ansätze sind:

**Reaktiv** – Die Maßnahme wird durchgeführt, nachdem ein Ereignis aufgetreten ist. Es wird gewartet, bis ein Ereignis an einer Armatur auftritt, dann wird sie instand gesetzt oder ausgetauscht.

**Präventiv** – Eine Maßnahme wird nach einem begründeten Zeitplan eingeleitet, d. h. es wird versucht, ein kritisches Ereignis zu verhindern.

**Prädiktiv** – Eine Maßnahme wird auf der Grundlage von Feldeingaben mit modernsten, berührungslosen intrusiven Diagnose- und Auswertegeräten oder mit intelligenter Instrumentierung durchgeführt.

Obwohl sowohl reaktive als auch präventive Programme funktionieren, optimieren sie das Potenzial der Armatur nicht. Im Folgenden sind einige der Nachteile jedes Ansatzes aufgeführt.

### 8.3.1 Reaktive Wartung

Die reaktive Wartung lässt nicht offensichtliche Mängel unbemerkt und unbehandelt, weil es keine eindeutigen Hinweise auf ein Problem gibt. Selbst kritische Armaturen können vernachlässigt werden, bis sie übermäßig lecken oder der Stellweg nicht mehr korrekt eingehalten wird. In einigen Fällen helfen Rückmeldungen aus der Produktion bei der Wartung, bevor es zu ernsthaften Problemen kommt, aber bei Verdacht auf Fehlfunktionen können Armaturen auch unnötig entfernt werden. Große oder innerhalb der Rohrleitung verschweißte Armaturen können einen Tag oder länger für Ausbau, Demontage, Inspektion und Wiedereinbau erfordern. Tatsächlich können Zeit und Ressourcen verschwendet werden, ohne das Problem zu lösen, wenn die Symptome tatsächlich durch einen anderen Teil des Systems verursacht werden.

### 8.3.2 Präventive Wartung

Die präventive Wartung stellt in der Regel eine deutliche Verbesserung gegenüber der reaktiven Wartung dar. Da die Wartungspläne jedoch wenig Informationen über die in Betrieb befindlichen Armaturen enthalten, überholen viele Anlagenbetreiber einfach alle Stellventile nach einem Rotationsprinzip. Solche Programme führen dazu, dass auch einige Armaturen, die keiner Reparatur oder Einstellung bedürfen, gewartet werden

müssen und andere noch lange im System verbleiben, nachdem sie ihren Betrieb eingestellt haben.

### 8.3.3 Prädiktive Wartung

Heute verlängern Anlagenbetreiber häufig den Zeitraum zwischen den Stillständen auf drei oder vier Jahre und noch länger, um die Anlagenverfügbarkeit zu maximieren. Diese verlängerten Laufzeiten bieten weniger Möglichkeiten für die klassische Diagnose von außer Betrieb befindlichen Armaturen.

Der klassische Wartungsprozess besteht aus vier verschiedenen Modi:

**Fehlererkennung** – Ein Großteil des Wartungsaufwands wird für die Überwachung von Armaturen während des Betriebs aufgewendet, um das Auftreten eines Fehlers zu erkennen. Wird ein Fehler erkannt, geht der Wartungsprozess in eine Fehlerunterscheidung über.

**Fehlerunterscheidung** – In diesem Modus werden Armaturen ausgewertet, um die Ursache des Fehlers zu bestimmen und eine Vorgehensweise zur Behebung festzulegen.

**Prozesswiederherstellung** – Es wird eine Korrekturmaßnahme zur Beseitigung der Ursache für den Defekt durchgeführt.

**Validierung** – In diesem abschließenden Modus werden die Armaturen entweder in Bezug auf den neuwertigen Zustand oder den zuletzt festgelegten Ausgangszustand bewertet. Nach der Validierung kehrt der Wartungsprozess in den Status der Fehlererkennung zurück.

### 8.3.4 Verwenden der Stellventil-Diagnose

Mit der Einführung von mikroprozessorgesteuerten Armatureninstrumenten mit ihren Diagnosefunktionen wurde es den Unternehmen möglich, Wartungsarbeiten an Stellventilen neu zu gestalten.

Diese digitalen Geräte verbessern die Fehlererkennung und die Unterscheidungsmerkmale herkömmlicher Wartungsprogramme erheblich.

Beispielsweise kann die Betriebsdiagnose (Abb. 8.3) Probleme mit der Luftqualität des Instruments erkennen, die Leckage- und den Versorgungsdruck begrenzen und Ventilprobleme wie übermäßige Reibung,

Totzone und unzureichende Kalibrierung erkennen. Wird ein Problem erkannt, werden seine Schwere gemeldet, mögliche Ursachen aufgelistet und eine Handlungsanweisung angezeigt. Diese Diagnose führt in der Regel zu einer von drei Bedingungen:

- Kein Fehler erkannt (grüner Zustand). Die Armatur sollte in Betrieb bleiben, und die Überwachung sollte fortgesetzt werden.
- Eine Warnung, dass ein Fehler erkannt wurde, aber die Regelung bleibt davon unberührt (gelber Zustand). Dies ist ein prädiktiver Hinweis darauf, dass das erkannte Problem das Potenzial hat, die Regelung zu beeinflussen, und dass zukünftige Wartungsarbeiten geplant werden sollten.
- Eine Fehlerbericht, dass ein Fehler in der Regelung erkannt wurde (roter Zustand). Diese Fehler müssen in der Regel sofort behoben werden.

Genauer gesagt, überwacht die Betriebsdiagnose die Luftleckage, den Versorgungsdruck, die Stellwegabweichung und die Relaisstellung, die Luftqualität des Instruments, die Reibung usw.

### 8.3.4.1 Instrumentenluftleckage

Die Diagnose des Luftmassenstroms misst den Luftdurchsatz des Instruments durch die Antriebseinheit. Durch den Einsatz mehrerer Sensoren kann diese Diagnose sowohl den positiven (Versorgungs-) als auch den

negativen (Abluft-) Luftmassenstrom des digitalen Stellungsreglers erfassen. Diese Diagnose erkennt nicht nur Leckagen im Antrieb oder in den zugehörigen Schläuchen, sondern auch wesentlich schwierigere Probleme. Beispielsweise kann die Diagnose des Luftmassenstroms bei Kolbantrieben undichte Kolbendichtungen oder beschädigte O-Ringe erkennen.

### 8.3.4.2 Versorgungsdruck

Die Diagnose des Versorgungsdrucks erkennt Probleme an Stellventilen im Zusammenhang mit dem Versorgungsdruck. Diese Betriebsdiagnose erkennt sowohl zu niedrige als auch zu hohe Versorgungsdrücke. Neben der Überprüfung auf einen ausreichenden Versorgungsdruck kann diese Diagnose auch zur Erkennung und Quantifizierung eines Druckabfalls in der Luftzufuhr bei großen Stellwegen genutzt werden. Dies ist insbesondere bei der Identifizierung von Leitungseinschränkungen hilfreich.

### 8.3.4.3 Stellwegabweichung und Relaisstellung

Die Diagnose der Stellwegabweichung dient zur Überwachung des Antriebsdrucks und der Stellwegabweichung vom Sollwert. Diese Diagnose ist hilfreich, um ein verklemmtes Stellventil, aktive Arretierungen, niedrigen Versorgungsdruck oder Abweichungen bei der Stellwegkalibrierung zu erkennen.

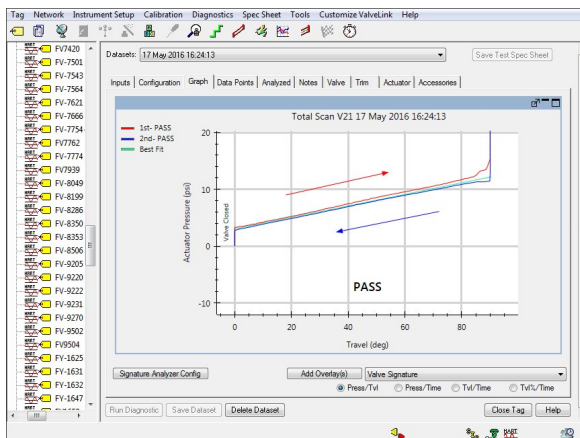


Abb. 8.3 Berührungsloses Diagnoseprogramm für eine Prädiktive Wartung

Die Diagnose der Relaiseinstellung dient zur Überwachung des Überströmdrucks bei doppelt wirkenden Antrieben. Ist der Überströmdruck zu niedrig eingestellt, verliert der Antrieb an Steifigkeit, so dass die Ventilegelstellung durch die Prozesskräfte überwunden werden kann. Ist der Überströmdruck zu hoch eingestellt, sind beide Kammern nahe dem Versorgungsdruck, die pneumatischen Kräfte sind annähernd gleich, die Federkraft ist dominant und der Antrieb bewegt sich in seine Federausfallstellung.

#### 8.3.4.4 Instrumentenluftqualität

Die Diagnose der I/P- und Relais-Überwachung kann Probleme wie das Verstopfen der I/P-Primärversorgung oder der I/P-Düse, Defekte der Instrumentenmembran, Defekte des I/P-Instrumenten-O-Rings und Abweichungen in der I/P-Kalibrierung erkennen. Diese Diagnose ist besonders hilfreich, um Probleme durch Verunreinigungen in der Luftzufuhr und durch extreme Temperaturen zu erkennen.

#### 8.3.4.5 Betriebsreibung und Reibungsneigung

Die Diagnose der Reibung und der Totzone im Betrieb bestimmt die Reibung in der Ventileinheit, da sie von der Regelung gesteuert wird. Diagnosedaten zur Reibung werden gesammelt und zur Erkennung von Ventilveränderungen verwendet, die sich auf die Prozessregelung auswirken.

#### 8.3.4.6 Weitere Beispiele

Die kundenspezifische Betriebsdiagnose kann so konfiguriert werden, dass sie jede beliebige Messgröße einer intelligenten Armatur erfasst und grafisch darstellt. Kundenspezifische Diagnosen können Fehler lokalisieren und unterscheiden, die mit anderen Mitteln nicht erkannt werden können. Häufig sind diese Fehler kompliziert und erfordern externes Fachwissen. In solchen Fällen werden die Daten vom lokalen Wartungspersonal gesammelt und zur weiteren Analyse an einen Spezialisten für die Ventilzustandsüberwachung weitergeleitet. So können die Kosten und Verzögerungen vermieden werden, die mit einem Besuch vor Ort verbunden sind.

### 8.3.5 Weiterentwicklungen in der Diagnostik

Insgesamt werden die Industriebranchen immer mehr Effizienz in Bezug auf Qualität, Leistung und Zuverlässigkeit verlangen. Dazu werden die Produzenten die Zeit zwischen geplanten Wartungen individuell weiter verlängern. Diese Anforderungen werden dazu führen, dass weniger Wartungsmöglichkeiten für Reparaturen von Instrumenten zur Verfügung stehen. Die unvermeidliche Antwort auf dieses Problem werden zukünftige Entwicklungen in der Diagnostik sein, die sich auf in Betrieb befindliche, berührungslose Test- und Auswertungsmöglichkeiten konzentrieren, beispielsweise die Überwachung von Armaturenzuständen.

Die Fähigkeit, die Leistung einer Armatur über eine Betriebsdiagnose zu bewerten, verbessert die Revisionsplanung, da die gesammelten Informationen genutzt werden können, um sowohl eine erforderliche Armaturenwartung, als auch problemlos funktionierende Armaturen zu ermitteln.



Abb. 8.4 Typischer Feder/Membran-Stellantrieb

Eine Antwort ist die Verwendung einer intelligenten, mikroprozessorgesteuerten Instrumentierung, die den Betriebszustand der Stellventileinheit während des Betriebs auswertet. Die Datenerfassung erfolgt dabei ohne Eingriff in den normalen Prozessablauf. Die Instrumentierung analysiert die Informationen in Echtzeit und gibt Wartungsempfehlungen für jedes im Betrieb der Armatur identifizierte Problem. ■

## 8.4 Wartung und Ersatzteile

### 8.4.1 Verwenden von Teilen in Erstausrüsterqualität (Original Equipment Manufacturer, OEM)

Zur Wahrung der Sicherheit und Integrität der Anlage sowie der erwarteten Leistung der Armatur ist es unerlässlich, dass die Ersatzteile direkt vom Hersteller stammen. Der OEM oder sein autorisierter Vertreter sind die einzigen Quellen, die über die erforderlichen Spezifikationen für die Ersatzteile verfügt.

Zu den Vorteilen der Verwendung der OEM-Teile von Fisher zählen:

- Steigerung der Anlagen- und Mitarbeitersicherheit
- Höhere Zuverlässigkeit der Regelventile
- Geringere rechtliche und ökologische Risiken
- Geringere Versandkosten für Ersatzteile
- Reduzierte Wartungskosten
- Erhöhte Anlagenbetriebszeit
- Maximale Leistung der Armaturen

Nachbauteile für Regelventile sind aus einer Vielzahl von Quellen erhältlich. Auch wenn diese Teile identisch aussehen, werden sie weder nach den Spezifikationen der Originalkonstruktion hergestellt, noch werden sie gründlich getestet, um ihre Leistung zu bestätigen. Von der Verwendung dieser Teile wird abgeraten. Nachbauteile sind zwar günstiger in der Anschaffung, können aber auch höhere Kosten für das Unternehmen verursachen, da ungeplante Ausfallzeiten die Sicherheit und Rentabilität beeinträchtigen.

Die OEMs der Armaturenindustrie beteiligen sich an der Entwicklung und laufenden Aktualisierung von Industriestandards, da sie über spezielle Anwendungs- und Werkstoffkenntnisse verfügen, die zur Verbesserung der Normen und zum Nutzen der Endanwender eingesetzt werden können. Nachahmer verfügen in der Regel nicht über das notwendige Fachwissen, um sich an der Einhaltung und Weiterentwicklung von Normen und Prüfungen zu beteiligen. Dieser Mangel an Fachwissen kann die langfristige Zuverlässigkeit der Armaturen

beeinträchtigen, die Sicherheit des Personals gefährden, die Anlage beschädigen und zu Betriebsunterbrechungen führen.

Darüber hinaus erlischt bei Verwendung nicht zugelassener Ersatzteile in der Regel jede OEM-Produktgarantie.

### 8.4.2 Empfohlene Ersatzteile

Viele Unternehmen identifizieren bestimmte Teile als empfohlene Ersatzteile und stellen eine Liste dieser Teile für eine bestimmte Armatur oder einen bestimmten Antrieb zur Verfügung. Diese Liste wird als „Empfohlene Ersatzteilliste“ bezeichnet. Die Liste basiert auf der Annahme, dass bestimmte Komponenten im Laufe der Zeit verschleifen. Diese Komponenten sind die Teile, die die Funktion der Armatur ausführen. In einer Armatur kann es sich dabei um das Stellglied (d. h. Kegell/Spindel, Käfig, Klappenscheibe, Kugel, Welle, Lager usw.) oder die Dichtungselemente (d. h. Sitz, Dichtring, Ausgleichsdichtung, Packung usw.) handeln. In einem Antrieb können dies die Membran, O-Ringe, Buchsen usw. sein.



Abb. 8.5 Control-Disk

Betreiber sollten sich überlegen, die empfohlenen Ersatzteile vorrätig zu haben und bei Bedarf für die Wartung der Armatur schnell zur Verfügung stellen. Ein Ersatzteillager für die interne Instandhaltung kann eine große Investition darstellen und zu einer beträchtlichen Menge an gelagerten Teilen führen.



Abb. 8.6 Stehbolzen, Unterlegscheibe und Mutter

Daher sollten bei der Entscheidung über die Lagerhaltung mehrere Faktoren berücksichtigt werden. Der erste zu berücksichtigen Aspekt ist die Kritikalität der Armatur oder der Prozessanlage. Die Bevorratung mit den richtigen Ersatzteilen vor Ort erhöht das Vertrauen der Kunden in die Leistungsfähigkeit, Qualität und Sicherheit einer Reparatur. Dann sollte das Risiko in Betracht gezogen werden, dass die Einheit über den Zeitraum, über den sie ausfällt, nicht wie vorgesehen funktioniert. Die Bevorratung mit Ersatzteilen minimiert die Reparaturzeiten, da bei Ausfall eines Regelventils sofort eine Lösung zur Verfügung steht. Auf diese Weise werden auch potenzielle Umwelt-, Sicherheits- und Installationsprobleme verringert. Und wie sieht es mit der Verfügbarkeit der benötigten Teile aus? Sind sie schnell beim Hersteller oder bei einem autorisierten Vertreter des Herstellers erhältlich? Obwohl die Bevorratung von Ersatzteilen für die Instandhaltung die Versandkosten bei unerwarteten Ausfallzeiten senkt, kann ein OEM-Lagernetz die Lieferung von Ersatzteilen am selben Tag oder über Nacht in Situationen unterstützen, in denen ein Ersatzteil vor Ort nicht vorrätig ist. In der Regel versuchen die OEM, den Ersatzteilbedarf ihrer Kunden durch eine Kombination aus einem weltweiten Netz von Vertriebsniederlassungen mit Lagerbeständen, regionalen

Produktionsstätten, Ersatzteillagern und Serviceeinrichtungen zu decken, die in der Lage sind, im Notfall Ersatzteile herzustellen.

Der Hersteller kann auch eine konsolidierte Ersatzteilliste zur Verfügung stellen, wenn Teile identifiziert wurden, die in mehreren Armaturen in Ihrem Betrieb verwendet werden können.

### 8.4.3 Die Vorteile von Ersatzteilsätzen

Ersatzteilsätze sind in der Regel so konzipiert, dass sie die Ersatzteile enthalten, die für die Reparatur einer Armatur aufgrund eines bestimmten Problems oder einer bestimmten Reparaturart erforderlich sind. Beispiele hierfür sind die Reparatur eines undichten Ventilsitzes oder einer undichten Stopfbuchse oder die Unterstützung beim Öffnen und Inspizieren einer Armatur. Die in diesen Sätzen enthaltenen Ersatzteile können eine Kombination aus harten Teilen und weichen Teilen sein. Der Kunde hat in der Regel die Möglichkeit, ausgewählte Ersatzteile auszutauschen oder alle im Satz enthaltenen Teile zu ersetzen, um eine verschlissene Komponente wieder in einen optimalen Zustand zu versetzen.



Abb. 8.7 Dichtungssatz

Die Verfügbarkeit von Ersatzteilsätzen verbessert die Bestandskontrolle, wenn die Sätze vor Ort gelagert werden. Die Verwendung von Ersatzteilsätzen reduziert den Platzbedarf und die Anzahl der zu verwaltenden Teilenummern.



Abb. 8.8 Packungssatz

Dies ermöglicht es dem Kunden, einen Ersatzteilsatz erhalten, ohne einzelne Teile bestellen zu müssen, und stellt sicher, dass alle für die Reparatur benötigten Teile sicher ankommen.

#### 8.4.4 Nachrüstung der Innengarnitur

Während des Wartungszyklus sollten alle wichtigen Teile untersucht und die Notwendigkeit einer Nachrüstung berücksichtigt werden. Dabei sollte besonders auf Ventilgeräusche im Betrieb, übermäßige Beschädigungen der Innengarnitur oder Änderungen der Betriebsparameter des Systems gegenüber dem ursprünglichen Design geachtet werden. Häufig können diese Probleme durch Änderungen der Innengarnitur behoben werden. ■

## 8.5 Wartungsarbeiten am Antrieb

### 8.5.1 Feder/Membran-Stellantrieb

Die meisten pneumatischen Feder/Membran-Stellantriebe (Abb. 8.4) verwenden eine geformte Membran. Die geformte Membran erleichtert den Einbau, bietet eine relativ gleichmäßige effektive Membranfläche über den gesamten Stellweg und ermöglicht einen größeren Stellweg als bei einer Flachmembran. Auf die Membran wirkende Luft sorgt für die Antriebskraft in eine Richtung und eine Feder für die Kraft in die andere Richtung. Da die Luft nur für Kraft in

eine Richtung sorgen kann, werden diese Antriebe häufig als einfach wirkende Antriebe bezeichnet.

### 8.5.2 Kolbenstellantriebe

Kolbenantriebe verwenden einen Kolben mit O-Ring oder Quadringdichtung innerhalb eines Zylinders. Beide Seiten des Kolbens können mit Luft beaufschlagt werden, um die Antriebskraft in beide Richtungen bereitzustellen. Aus diesem Grund werden diese Antriebe häufig als doppelt wirkende Antriebe bezeichnet. Ein Kolbenantrieb kann auch eine Feder verwenden, um die Luftzufuhr auf einer Seite des Kolbens zu ersetzen oder um gemeinsam mit der Luft für zusätzliche Kraft zu sorgen.

### 8.5.3 Spindel- bzw. Schaltwellenpackung

Die Packung (Abb. 8.9), die die Druckabdichtung um die Spindel eines Durchgangsventil- oder Eckventilkörpers bildet, und die Welle eines Drehstellventils sollten ersetzt werden, wenn sich um die Spindel bzw. Welle Leckagen bilden oder wenn die Armatur für andere Wartungs- oder Inspektionsarbeiten vollständig demontiert wird. Vor dem Lösen der Packungsmutter muss sichergestellt werden, dass der Ventilkörper vollständig druckentlastet wurde.



Abb. 8.9 Typische Ventilspindel-Packungseinheiten

Das Entfernen der Packung ohne den Ausbau des Antriebs ist kompliziert und wird nicht empfohlen. Darüber hinaus darf auch nicht versucht werden, die alten Packungsringe durch Druck auf die Schmierbohrung im Ventiloberteil auszublasen. Dies kann

gefährlich sein und führt nur selten zum Erfolg, da sich bei vielen Packungen etwa die Hälfte der Ringe unterhalb der Schmierbohrung befindet.

Besser ist es, den Antrieb und das Ventiloberteil zu entfernen und die Spindel herauszuziehen. Dann wird die Packung nach oben aus dem Ventiloberteil herausgezogen oder -getrieben. Dabei nicht die Ventilkogelspindel verwenden, da die Gewindegänge beschädigt werden könnten.

Die Stopfbuchspackung reinigen. Die Spindel stets auf Kratzer oder Unebenheiten kontrollieren, die die neue Packung beschädigen könnten. Die Innengarnitur und ggf. andere Teile prüfen. Nach dem Zusammenbau ist die Verschraubung zwischen Ventilkörper und Ventiloberteil in der gleichen Reihenfolge wie bereits für die Flansche in Abb. 8.2 beschrieben vorzunehmen.

Die neuen Packungsteile in der richtigen Reihenfolge über die Spindel schieben. Dabei sicherstellen, dass die Spindelgewinde die Packungsringe nicht beschädigen. Die Packung nach den Anweisungen des Herstellers einstellen.

### **8.5.4 Sitzringe**

Schwierige Einsatzbedingungen können die Sitzfläche des Sitzrings bzw. der Sitzringe beschädigen, so dass die Armatur nicht mehr ausreichend absperrt. Ein korrektes Läppen der Sitzflächen verbessert die Absperrung, wenn die Schäden nicht schwerwiegend sind. Bei schweren Beschädigungen muss der Sitzring ausgetauscht werden.

#### **8.5.4.1 Austauschen der Sitzringe**

Folgen Sie den Anweisungen des Herstellers. Sitzringe können in das Gehäuse eingeschraubt, geklemmt (durch einen Käfig oder ein anderes Teil gehalten), verschraubt oder eingehängt (mit dem Käfig verbunden) sein. Für Gewindegänge einen Sitzringabzieher verwenden. Bevor versucht wird, den/die Sitzring(e) zu entfernen, zunächst prüfen, ob der Ring mit dem Ventilkörper verschweißt ist. In diesem Fall die Schweißnaht abschneiden.

Bei Zweisitz-Ventilkörpern ist einer der Sitzringe immer kleiner als der andere. Bei direkt wirkenden Ventilen (Zum Schließen

nach unten drücken) den kleineren Ring vor dem Einbau des größeren Rings in den Ventilkörperpersitz montieren, der weiter vom Ventiloberteil entfernt ist. Bei umgekehrt wirkenden Ventilen (Zum Öffnen nach unten drücken) den kleineren Ring vor dem Einbau des größeren Rings in den Ventilkörperpersitz montieren, der sich näher am Ventiloberteil befindet.

Nach dem Festziehen des Gewindeganges alle überschüssigen Rohrmassen entfernen. Ein Gewindegang muss punktgeschweißt werden, um sicherzustellen, dass er sich im Betrieb nicht löst.

#### **8.5.4.2 Verbindungen: Kegel-zu-Spindel, Kugel-zu-Schaltwelle und Klappenscheibe-zu-Schaltwelle**

Die Verbindung zwischen dem Stellglied (Kegel, Kugel oder Klappenscheibe) und der Spindel bzw. Schaltwelle ist entscheidend für den sicheren und bestimmungsgemäßen Betrieb der Armatur. Dies kann besondere Anforderungen an den Einbau oder die Montage stellen. Aus diesem Grund ist es wichtig, alle mitgelieferten Montageanleitungen des OEM zu befolgen. Ventilkegel und Spindel bzw. Schaltwellen sollten immer als eine Einheit erworben werden, um eine sichere und ordnungsgemäße Funktion zu gewährleisten. Eine unsachgemäße Verbindung kann zu einer instabilen Regelung und zu einer übermäßigen Leckage an der Packung führen.

### **8.5.5 Einstelldruckbereich**

Der Einstelldruckbereich ist die korrekte Komprimierung der Antriebsfeder, die mit einem Federeinsteller eingestellt wird. Bei Ventilen, die Luft zum Öffnen einsetzen, bestimmt der untere Einstelldruckbereich die zur Verfügung stehende Kraft und den erforderlichen Druck, um den Ventilöffnungsweg zu beginnen. Bei Ventilen, die Luft zum Schließen einsetzen, bestimmt der untere Einstelldruckbereich den erforderlichen Druck, um den Ventilschließweg zu beginnen. Die Sitzkraft wird durch den ausgeübten Druck bestimmt, abzüglich dem Einstelldruckbereich, abzüglich der Federvorspannung aufgrund des Stellwegs (Abb. 8.10). Aufgrund von Federtoleranzen kann es zu Abweichungen im Federwinkel kommen. Der Einstelldruckbereich, wenn das Ventil gesetzt

wird, erfordert höchste Genauigkeit. Die Einstellung der Feder ist dabei den Anweisungen des Herstellers zu entnehmen.

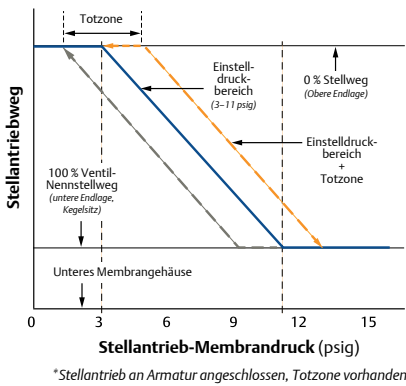


Abb. 8.10 Einstellbereich der Sitzkraft

### 8.5.6 Ventilstellweg

Der richtige Ventilstellweg ist für die einwandfreie Funktion des Stellventils entscheidend. Ein unzureichender Stellweg kann dazu führen, dass die Armatur nicht den vorgesehenen Durchfluss erreicht. Ein zu großer Stellweg kann die Sitzanpresskraft durch den Antrieb verringern, die Absperrung beeinträchtigen und Schäden an der Innengarnitur verursachen. Ein weiteres Problem, das auf einen zu großen Stellweg zurückzuführen ist, ist dass der Kegel den Boden des Ventiloberteils berühren kann, wodurch die Spindel aus dem Kegel herausgezogen wird. Der Stellweg eines Hubventils ist kritischer als der Stellweg eines Drehventils. Daher ist die Einstellung des Stellwegs bei einem Hubventil von großer Wichtigkeit. Die Vorgehensweise zur korrekten Einstellung des Ventilstellwegs ist der Betriebsanleitung des Herstellers zu entnehmen. ■

## 8.6 Abschaltung, Revision und Betriebsunterbrechungen

Viele industrielle Prozesseinheiten führen Abschaltungen, Revisionen oder Betriebsunterbrechung (Shutdown, Turnaround, Outage, STO) für Instandhaltungsarbeiten durch. Diese können geplant oder ungeplant sein. Geplante Instandhaltungsarbeiten, die von der Art der Industrie und der Prozessein-

heiten abhängen, können im Durchschnitt alle drei bis fünf Jahre durchgeführt werden, um Prozessanlagen und Ausrüstungen zu warten und zu modernisieren. Die Art und Weise, wie ein Zeitplan erstellt wird und wie der Umfang definiert und ausgeführt wird, variiert je nach Branche. Daher ist die Minimierung des erforderlichen Zeitaufwands und des hierzu notwendigen Fachwissens immer entscheidend für den Erfolg der STO, um Budgets und Fristen einzuhalten. Jeder Tag, an dem eine Prozesseinheit aufgrund einer STO ausfällt, bedeutet, dass die betroffene Anlage keine Produkte herstellt und somit keinen Gewinn erwirtschaftet.

Aufgrund von Budgetbeschränkungen, Mangel an Fachwissen und Ressourcen sowie unzureichenden Daten und Analysen über den Zustand der Prozessanlagen kann es schwierig sein, erfolgreiche STOs durchzuführen. Sie benötigen einen Partner, der Sie bei der Definition des erforderlichen Arbeitsumfangs unterstützt und gleichzeitig ein Programm plant und durchführt, das Ihren Budgetanforderungen entspricht und Ihre Produktionssysteme in kürzester Zeit wieder einsatzbereit macht.

Unternehmen sollten schon lange vor einer geplanten STO mit den entsprechenden Anbietern zusammenarbeiten. Je nach Branche sind für eine sorgfältige Planung, einen angemessenen Umfang und die anschließende Durchführung 12 bis 60 Monate Vorlaufzeit anzusetzen. Im Englischen gilt hier der Leitspruch nach dem 5-P-Prinzip: Proper Planning Prevents Poor Performance. (Eine solide Planung vermeidet schlechte Leistung)

### 8.6.1 Die Expertise von Stellventil-Anbietern

Die meisten großen Anbieter und Dienstleister von Stellventilen verfügen über Erfahrung mit STO-Projekten für verschiedene Endnutzer und Branchen. Die Einbeziehung dieser erfahrenen Teams kann dazu beitragen, mehr Transparenz in den Umfang und den Zeitplan von Reparaturen an Armaturen zu bringen, Möglichkeiten zur Kostenreduzierung zu identifizieren und Armaturen durch die Verwendung zertifizierter Teile, die von geschulten Technikern mit werkserprobten Verfahren eingebaut werden, wieder in den OEM-Zustand zu versetzen.

Die Beratungsgespräche können bereits 24 bis 60 Monate vor einer geplanten STO beginnen, um den Umfang und die zu wartenden Einheiten zu definieren. Wenn Sie mit Emerson zusammenarbeiten, profitieren Sie von einem bewährten 7-stufigen STO-Prozess, der zu konsistenten Ergebnissen führt.

### 8.6.2 Operative Planung

Die operative Planung findet etwa 24 bis 60 Monate vor der eigentlichen Ausführung statt. In diesem Schritt werden die anstehenden Projekte auf hohem Niveau mit den wichtigsten Beteiligten geplant, um eine erfolgreiche, pünktliche und sichere STO zu gewährleisten. Unsere Sales Channel und Service Manager beginnen 24 bis 60 Monate vor Durchführung der STO mit den Kunden und ihren Teams zusammenzuarbeiten, um das Projekt voranzutreiben. Bei diesen Meetings werden der vorläufige Umfang und die Einstufung der Kritikalität, die Optimierung der Produktion und des Zeitplans, der CAPEX-Integrationsplan festgelegt und die wichtigsten Leistungsindikatoren ermittelt.

Die Hauptbeteiligten dieses Meetings sollten der/die Emerson Sales Channel Account Manager, der STO-Projektmanager, der Service Manager sowie der Werksleiter des Kunden, der Betriebsleiter, der Instandhaltungsleiter, der Turnaround Manager sowie die Technik-, Zuverlässigkeits- und HSE-Teams sein.

### 8.6.3 Koordinierung

Die Koordinierung findet etwa 12 bis 24 Monate vor der STO statt. Dieser Schritt beinhaltet die Koordinierung der Kerninitiativen, der Projektziele, die Entwicklung einer priorisierten Arbeitsliste, einer Produktumsetzungsstrategie und die Festlegung der Beteiligten für den Starttermin. Der anfängliche Umfang wird definiert. Vorläufige Meilensteine im Zeitplan und Budgets werden festgelegt. Darüber hinaus werden die Projektziele definiert, die Arbeitslisten priorisiert und es wird ein Termin für die Festlegung des Projektumfangs festgelegt. Als Ergebnis sollte das Team einen vorläufigen Umfang der zu reparierenden, zu ersetzenden oder zu modernisierenden Prozessanlagen festlegen. Wenn ein Vertrag über die Zustandsüberwachung von Armaturen abgeschlossen wurde, ist dies ein guter Zeitpunkt, die Trendanalyse zu sichten, um

festzustellen, welche Armaturen besondere Aufmerksamkeit erfordern und welche nicht. Und nicht zuletzt sollte der Plan eine Diskussion über den Einsatz eines oder mehrerer Ingenieure des Anbieters als Teil des Wiederanfahrprozesses der Anlage beinhalten.

Die Hauptbeteiligten dieses Meetings sollten der/die Emerson Sales Channel Account Manager, der STO-Projektmanager, der Service Manager sowie der Turnaround Manager des Kunden sowie der Engineering Manager, der Abteilungsleiter und Reliability Manager sein.

### 8.6.4 Definition des Arbeitsumfangs

Die Definition des Arbeitsumfangs findet etwa 12 bis 18 Monate vor der STO statt. In diesem Schritt wird ein Kick-off-Meeting mit den Vertriebs- und Servicemitarbeitern des Kunden abgehalten, um eine Liste der für den Arbeitsumfang zu identifizierenden Prozessanlagen zu erstellen. Digitale und diagnostische Tools werden verwendet, um den endgültigen Umfang des STO-Vorschlags zu validieren. Bei einer digitalen Begehung werden die Prozessanlagen identifiziert, um alle relevanten Daten und physischen Zustandsprüfungen zu erfassen, die dem Kunden dann in einer Zusammenfassung der Begehung übergeben werden. Diagnosetools (AMS, ValveLink, FlowScanner) werden eingesetzt, um festzustellen, ob die Prozessanlage durch eine Kalibrierung oder Justierung vor dem STO repariert werden kann oder ob eine weitere Inspektion erforderlich ist und die Prozessanlage in den Gesamtumfang aufgenommen werden muss. Dieser Diagnosebericht muss in einem digitalen Format erstellt werden, damit die erfassten Daten in die CMMS-Software des Kunden hochgeladen werden können. Wenn eine bestimmte Armatur bei jeder Wartung repariert oder ersetzt werden muss, kann es sein, dass eine industrielle Anwendung überprüft werden muss. Der Umfang der STO wird also festgelegt, nachdem alle Punkte abgearbeitet wurden, eine Diagnose aller oder bestimmter kritischer Armaturen durchgeführt wurde und ein Plan mit dem Kunden vor der Festlegung des Arbeitsumfangs oder dem Festsetzungsdatum vollständig vereinbart wurde. Erst dann kann ein Angebot erstellt werden, um sicherzustellen, dass alle zu reparierenden Armaturen,

auszutauschenden Teile oder zu modernisierenden Prozessanlagen vor der Ausführung vorrätig sind.

Die Hauptbeteiligten dieses Meetings sollten der/die Emerson Sales Channel Account Manager(s), der STO-Projektmanager, Service Manager sowie der Turnaround Manager des Kunden, der Engineering Manager, der Budgetverantwortliche/Beschaffung, der Abteilungsleiter und der Reliability Manager sein.

### 8.6.5 Detaillierte Planung

Die detaillierte Planung findet etwa 4 bis 6 Monate vor der STO statt. Vor diesem Schritt hat der Kunde das Angebot akzeptiert und der Arbeitsumfang wurde festgelegt. An dieser Stelle steht der Zeitplan fest und die Kapazitätsplanung hat begonnen. Der STO-Projektmanager von Emerson plant gemeinsam mit dem Vertriebs- und Serviceteam die Beschaffung der empfohlenen Ersatzteile und prüft, welche Einheiten repariert, modernisiert oder ausgetauscht werden müssen. Ersatzteile für kritische Armaturen mit langen Lieferzeiten müssen zusammen mit Lagerartikeln bestellt werden. Der Bedarf an Arbeitskräften muss geplant und festgelegt werden, ebenso die Frage, ob die STO vor Ort beim Kunden oder in einer Reparaturwerkstatt (Depot) durchgeführt werden soll. Wenn die Arbeiten vor Ort beim Kunden durchgeführt werden sollen, müssen mobile Servicestützpunkte gebucht und andere endgültige Genehmigungen vom Kunden eingeholt werden. Wenn die Arbeiten beim Kunden durchgeführt werden sollen, muss der ES&H-Manager sicherstellen, dass eine Sicherheitsschulung geplant wird und Sicherheitsdatenblätter für den jeweiligen Prozess beschafft werden. Es muss eine Checkliste erstellt werden, die Aspekte wie Sicherheit, Ersatzteile, Arbeit und Beschaffung von Namensschildern für die Außendienstmitarbeiter enthält. Schließlich sollten Arbeitspakete erstellt werden, die Serienkarten, Sicherheitsdatenblätter und den Umfang der an der Armatur durchzuführenden Arbeiten nach Messstellenkennzeichnung enthalten.

Die Hauptbeteiligten dieses Meetings sollten der/die Emerson Sales Channel Account Manager(s), der STO-Projektmanager, der Service Manager sowie der Turnaround Manager und Planer des Kunden, Instrumentierungstechniker, der Abteilungsleiter und der Reliability Manager sein.

### 8.6.6 Planung vor der STO

Die Planung vor der STO etwa 2 bis 6 Monate vor der STO statt. Inzwischen sollten alle Ressourcen für die Durchführung koordiniert sein. Dieser Schritt bereitet die Durchführung und Risikominderung sowie alle Kommunikationspläne, Sicherheitsprüfungen und -schulungen, Verfahren und Abnahmen für den Beginn der STO vor. Ein ständiger Kontakt mit dem Kunden über den Projektleiter oder über den Vertriebskanal ist sinnvoll. Es kommt häufig vor, dass der Aufgabenbereich vor Beginn des Ereignisses erweitert wird. Beispielsweise könnte der Kunde Armaturen oder Prozessanlagen zum Arbeitsumfang hinzufügen. Je nach Zeitplan und Budget kann es vorkommen, dass er den Arbeitsumfang auch reduziert. Bereiten Sie sich darauf vor, abhängig von den Ergebnissen der Abschlussbesprechung mit allen Parteien vor der STO die Kapazität zu erhöhen oder zu verringern. Ein guter Anbieter stellt sicher, dass alle Teile, Upgrades und Produkte in Taschen, Kartons oder mit der Identifikationsnummer der Armatur versehen sind, z. B. TV144, 4" Fisher ET/667/DVC6200, S/N 987654321.

Die Hauptbeteiligten dieses Meetings sollten der/die Emerson Sales Channel Account Manager(s), der STO-Projektmanager, der Service Manager sowie der Turnaround Manager und Planer des Kunden, der Budgetverantwortliche/Beschaffung, Ingenieure verschiedener Fachrichtungen, Wartungsmanager und HSE Manager sein.

### 8.6.7 Durchführung der STO

Sobald die Anlage sicher heruntergefahren und gereinigt ist, kann entweder mit den Arbeiten vor Ort begonnen werden, oder die Armaturen können außer Betrieb genommen und zur Reparatur abgeholt werden. Die Sicherheit ist auch in diesem Schritt von entscheidender Bedeutung, da auch eine stromlose Anlage gefährlich sein kann. Eine umfassende Kommunikation ist der Schlüssel zum Erfolg. Aus diesem Grund werden tägliche Kommunikationssitzungen persönlich oder über Teams, WebEx usw. abgehalten. Themen sind aktuelle Informationen zum Stand des Fortschrittsberichts, was gut läuft und welche Probleme aufgetreten sind. Es werden auch aktuelle Informationen zu Punkten vorgelegt, die nicht Teil des Arbeitsumfangs waren, die aber geprüft und einer Aufgabenliste hinzugefügt

werden, um den Kunden auf Punkte aufmerksam zu machen, die nicht Teil des Arbeitsumfangs waren und die jetzt erledigt werden müssen oder bis zum nächsten Wartungsergebnis warten können.

Ein guter Anbieter, wie Emerson, wird die bearbeitete Prozessanlage in einem digitalen Reparaturbericht dokumentieren. Das Dokument kann in die CMMS-Software hochgeladen werden, so dass die letzte Aktualisierung der Messstellenkennzeichnung im Wartungsmanagementsystem des Kunden enthalten ist. Auch hier kann es zu einer gewissen Ausweitung des Arbeitsumfangs kommen, wenn zusätzliche Prozessanlagen als potenzielle Ursache für eine unerwartete Abschaltung in Betracht gezogen werden, wenn sie jetzt nicht angemessen berücksichtigt werden. Änderungsaufträge werden mit zusätzlichen Kosten erstellt und durch den Kunden geprüft. Möglicherweise gibt es einen Kundenbeauftragten, der die reparierten oder neuen Produkte abzeichnet, so dass ein Nachweis über Sicherheit, Qualität und Kosten vorliegt. Artikel, die repariert und zurückgeschickt werden, müssen nach Abschluss der Reparatur wieder klassifiziert und registriert werden, und es muss dokumentiert werden, dass sie sich wieder auf dem Werksgelände befinden. Die Schulung des Personals vor Ort im Umgang mit der neuen Technologie sollte hier als obligatorisch vermerkt werden, wenn die Anlage wieder in Betrieb genommen wird. Abschließend muss ein Inbetriebnahmeteam des Anbieters für den Neustart/die Wiederinbetriebnahme der Anlage bereitstehen.

Die Hauptbeteiligten dieses Meetings sollten der/die Emerson Sales Channel Account Manager, der STO-Projektmanager, der Service Manager sowie der Turnaround Planer des Kunden sowie die Manager für Wartung, Qualitätskontrolle, HSE und die Werksteams für die Wiederinbetriebnahme sein.

### 8.6.8 Bewertung nach der STO

Die Bewertung nach STO erfolgt 2 bis 4 Monate nach der Wiederinbetriebnahme der Anlage, nachdem die Prozesseinheiten wieder in Betrieb sind und die Anlage Produkte produziert. In diesem Schritt wird die Leistung bei der Durchführung nach der Betriebsunterbrechung erfasst, die Wirksamkeit der Strategie gemessen, ein Benchmarking für Wartungs- und Zuverlässigkeitsvergleiche durchgeführt und die Dokumentation

aktualisiert, was für den Erfolg zukünftiger Ereignisse und den Betrieb der Anlage zwischen den Ereignissen von entscheidender Bedeutung ist. Wenn es zu Budgetüberschreitungen gekommen ist, müssen die Gründe dafür ermittelt und verstanden werden. Dies wird in die Dokumentation der gewonnenen Erkenntnisse einfließen. Abschließend wird ein Bericht über die gesamte Betriebsunterbrechung von der Planung bis zum Abschluss der Betriebsunterbrechung erstellt. Dieser Bericht sollte alle Aspekte der Betriebsunterbrechung enthalten und dient als Grundlage für die Planung des nächsten Ereignisses. Diese Überprüfungen sollten in beide Richtungen erfolgen. Eine von den Auftragnehmern an den Standort und eine vom Standort an die Auftragnehmer. Aus der Sicht des Auftragnehmers sollte zunächst ein internes Treffen stattfinden und in der Planungsphase ein formeller KPI-Prozess zwischen dem Kunden und dem Auftragnehmer festgelegt werden, um zu wissen, wie beide abgeschnitten haben.

Der Bericht und die Dokumentation der durchgeführten Arbeiten stellen einen Mehrwert für den Kunden dar. Zu diesem Zeitpunkt werden auch Empfehlungen für den laufenden Betrieb der Anlage sowie Empfehlungen für Maßnahmen und Pläne für die nächste Betriebsunterbrechung gegeben. Ziel ist es, den Erfolg zu dokumentieren und den Betrieb der Anlage entsprechend den Kundenzielen aufrecht zu erhalten. Die Überprüfungsdocumentation nach der Betriebsunterbrechung sollte zunächst eine umfassende Überprüfung vom Auftragnehmer bis zum Kunden sein. Die Überprüfungsergebnisse, die der Auftragnehmer dem Kunden nach der Betriebsunterbrechung zur Verfügung stellt, sollten u. a. folgende Punkte umfassen:

- Produkt- und Servicequalität
- Kommerzielle Artikel
- Kommunikation vor, während und nach der STO
- Sicherheitsüberprüfung – alle Gefahren oder Probleme am Standort des Kunden
- STO-Aufgabenliste – Punkte, die aufgefalle sind oder nicht zum ursprünglichen Arbeitsumfang gehören, sollten beim nächsten Ereignis erledigt werden
- Begehungsberichte über die im Arbeitsumfang enthaltenen Prozessanlagen

- Diagnoseberichte (vorher und nachher) von Armaturen, um die ursprünglichen Probleme aufzuzeigen und wie sie jetzt nach einer Reparatur oder Modernisierung funktionieren (eine Qualitätskontrolle).
- Reparaturberichte über Prozessanlagen, die repariert oder modernisiert wurden.
- Überprüfung der KPIs für Qualität, Termin- und Budgeteinhaltung.
- Kostenüberschreitungen gegenüber dem ursprünglichen Arbeitsumfang und Angebot. Eine Rücksicherung mit der Erlaubnis des Kunden, die Arbeiten fortzusetzen, schafft Klarheit für alle Beteiligten.
- Liste der neuen Produkte und Plan für die Schulung des Betriebspersonals (z. B. Lunch and Learn).
- Aktualisierte Liste der empfohlenen Ersatzteile für kritische Prozessanlagen.
- Liste der Seriennummern, die aufgrund von Reparaturen oder Modernisierungen aktualisiert wurden.
- Gewonnene Erkenntnisse: Welcher Arbeitsumfang wurde festgestellt; was kann hinsichtlich der Planung, des Personals und des Arbeitsumfangs verbessert werden; und was wird bei der nächsten Betriebsunterbrechung getan und wie kann es verbessert werden. Dies sollte ein gemeinsames Gespräch zwischen Auftragnehmer und Kunde sein.

Die Hauptbeteiligten dieses Meetings sollten der/die Emerson Sales Channel Account Manager(s), STO-Projektmanager, Service Manager sowie der Turnaround Manager und Planer des Kunden, der Budgetverantwortliche/Beschaffung, Wartungsmanager, Reliability-Ingenieure und HSE-Manager sein.

### 8.6.9 Fazit

STOs sind sehr kostenintensive Ereignisse, die unter Berücksichtigung des 5-P-Prinzips gut kontrolliert werden können: Proper Planning Prevents Poor Performance. (Eine solide Planung vermeidet schlechte Leistung) Der Einsatz von intelligenten Stellungsreglern sowie Verträge zur Überwachung des Armaturenstatus und Diagnosen hilft dem Kunden zu verstehen, welche Armaturen und Prozessanlagen reparaturbedürftig sind. Die Feststellung, ob ein Stellventil während einer STO tatsächlich ausgebaut werden muss, kann die STO-Zeit und die Kosten erheblich reduzieren. Durch die Identifizierung intakter Stellventile kann die Anzahl der zu wartenden Armaturen reduziert werden. Ein Anbieter von Stellventilen wie Emerson kann Sie bei diesen und anderen STO-Anforderungen unterstützen, einschließlich der Festlegung des Stellventilumfangs, der Prüfung und Kontrolle von Stellventilen und der Reparatur von Armaturen vor Ort. Diese Technologien und Dienstleistungen reduzieren nicht nur den Zeit- und Kostenaufwand für eine STO, sondern verringern auch die Möglichkeit ungeplanter Probleme und Ausfälle erheblich. ■

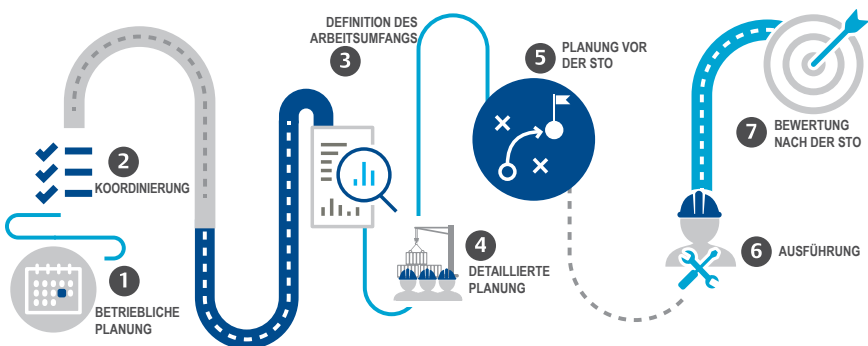


Abb. 8.11 STO-Planungsprozess

# Kapitel 9

## Normen und Zulassungen



## 9.1 Stellventil-Normen

Für Stellventile gelten zahlreiche Normen. Internationale und globale Normen werden für Unternehmen, die an globalen Märkten teilnehmen, immer wichtiger. Nachfolgend finden Sie eine Liste von Codes und Normen, die für die Auslegung und Anwendung von Stellventilen wichtig waren oder sein werden.

### 9.1.1 American Petroleum Institute (API)

- Spec 6D, Specification for Pipeline Valves (Gate, Plug, Ball, and Check Valves)
- 598, Valve Inspection and Testing
- 607, Fire Test for Soft-Seated Quarter-Turn Valves
- 609, Lug- and Wafer-Type Butterfly Valves

### 9.1.2 American Society of Mechanical Engineers (ASME)

- B16.1, Cast Iron Pipe Flanges and Flanged Fittings
- B16.4, Gray Iron Threaded Fittings
- B16.5, Pipe Flanges and Flanged Fittings (for steel, nickel-based alloys, and other alloys)
- B16.10, Face-to-Face and End-to-End Dimensions of Valves (see ISA standards for dimensions for most control valves)
- B16.24, Cast Copper Alloy Pipe Flanges and Flanged Fittings
- B16.25, Butt Welded Ends
- B16.34, Valves - Flanged, Threaded, and Welding End
- B16.42, Ductile Iron Pipe Flanges and Flanged Fittings
- B16.47, Large Diameter Steel Flanges (NPS 26 through NPS 60)

## 9.1.3 Europäisches Komitee für Normung (Committee for Standardization, CEN)

### 9.1.3.1 Europäische Normen für Industriearmaturen

- EN 19, Kennzeichnung
- EN 558-1, Industriearmaturen - Baulängen von Armaturen aus Metall zum Einbau in Rohrleitungen mit Flanschen - Teil 1: Nach PN bezeichnete Armaturen
- EN 558-2, Industriearmaturen - Baulängen von Armaturen aus Metall zum Einbau in Rohrleitungen mit Flanschen - Teil 2: Nach Class bezeichnete Armaturen
- EN 593, Metallische Klappen für den allgemeinen Gebrauch
- EN 736-1, Terminologie - Teil 1: Definition der Grundbauarten
- EN 736-2, Terminologie - Teil 2: Definition der Armaturenteile
- EN 736-3, Terminologie - Teil 3: Definition von Begriffen
- EN 1349, Stellgeräte für die Prozessregelung
- EN 12266-1, Prüfung von Armaturen aus Metall - Teil 1: Druckprüfungen, Prüfverfahren und Annahmekriterien
- EN 12516-1, Gehäusefestigkeit - Teil 1: Tabellenverfahren für drucktragende Gehäuse von Armaturen aus Stahl
- EN 12516-2, Gehäusefestigkeit - Teil 2: Berechnungsverfahren für drucktragende Gehäuse von Armaturen aus Stahl
- EN 12516-3, Gehäusefestigkeit - Teil 3: Experimentelles Verfahren
- EN 12627, Anschweißenden für Armaturen aus Stahl
- EN 12760, Schweißmuffenenden für Armaturen aus Stahl
- EN 12982, Baulängen für Armaturen mit Anschweißenden

### 9.1.3.2 Europäische Werkstoffnormen

- EN 10213-1, Technische Lieferbedingungen für Stahlguss für Druckbehälter - Teil 1 Allgemein
- EN 10213-2, Technische Lieferbedingungen für Stahlguss für Druckbehälter - Teil 2 Stahlsorten für die Verwendung bei Raumtemperatur und erhöhten Temperaturen
- EN 10213-3, Technische Lieferbedingungen für Stahlguss für Druckbehälter - Teil 3 Stahlsorten für die Verwendung bei tiefen Temperaturen
- EN 10213-4, Technische Lieferbedingungen für Stahlguss für Druckbehälter - Teil 4 Austenitische und austenitisch-ferritische Stahlsorten
- EN 10222-2, Technische Lieferbedingungen für Schmiedestücke aus Stahl für Druckbehälter - Teil 2: Ferritische und martensitische Stähle mit festgelegten Eigenschaften bei erhöhten Temperaturen
- EN 10222-3, Technische Lieferbedingungen für Schmiedestücke aus Stahl für Druckbehälter - Teil 3: Nickelstähle mit festgelegten Eigenschaften bei tiefen Temperaturen
- EN 10222-4, Technische Lieferbedingungen für Schmiedestücke aus Stahl für Druckbehälter - Teil 4: Schweißgeeignete Feinkornbaustähle mit hoher Dehngrenze
- EN 10222-5, Technische Lieferbedingungen für Schmiedestücke aus Stahl für Druckbehälter - Teil 5: Martensitische, austenitische und austenitisch-ferritische nichtrostende Stähle

### 9.1.3.3 Europäische Flanschnormen

- EN 1092-1, Flansche und ihre Verbindungen - Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet - Teil 1: Stahlflansche
- EN 1092-2, Flansche und ihre Verbindungen - Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet - Teil 2: Gusseisenflansche

- EN 1759-1, Flansche und ihre Verbindungen - Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach Class bezeichnet - Teil 1: Stahlflansche

### 9.1.4 Fluid Controls Institute (FCI)

- 70-2, Control Valve Seat Leakage

### 9.1.5 Instrument Society of America (ISA)

- S51.1, Process Instrumentation Terminology
- 75.01.01, Flow Equations for Sizing Control Valves
- 75.02.01, Control Valve Capacity Test Procedures
- 75.05.01, Terminology
- 75.07, Laboratory Measurement of Aerodynamic Noise Generated by Control Valves
- 75.08.01, Face-to-Face Dimensions for Integral Flanged Globe-Style Control Valve Bodies (ANSI Classes 125, 150, 250, 300, and 600)
- 75.08.02, Face-to-Face Dimensions for Flangeless Control Valves (ANSI Classes 150, 300, and 600)
- 75.08.03, Face-to-Face Dimensions for Socket Weld End and Screwed-End Globe-Style Control Valves (Classes 150, 300, 600, 900, 1500, and 2500)
- 75.08.04, Face-to-Face Dimensions for Butt Weld-End Globe-Style Control Valves (Class 4500)
- 75.08.05, Face-to-Face Dimensions for Butt Weld-End Globe-Style Control Valves (ANSI Classes 150, 300, 600, 900, 1500, and 2500)
- 75.08.06, Face-to-Face Dimensions for Flanged Globe-Style Control Valve Bodies (ANSI Classes 900, 1500, and 2500)
- 75.08.07, Face-to-Face Dimensions for Separable Flanged Globe-Style Control Valves (Classes 150, 300, and 600)
- 75.08.08, Face-to-Centerline Dimensions for Flanged Globe-Style Angle Control Valve Bodies (Classes 150, 300, and 600)

- 75.08.09, Face-to-Face Dimensions for Sliding-Stem Flangeless Control Valves (Classes 150, 300, and 600)
- 75.11.01, Inherent Flow Characteristic and Rangeability of Control Valves
- 75.13.01, Method of Evaluating the Performance of Positioners with Analog Input Signals
- 75.17, Control Valve Aerodynamic Noise Prediction
- 75.19.01, Hydrostatic Testing of Control Valves
- 75.26.01, Control Valve Diagnostic Data Acquisition and Reporting
- RP75.23, Considerations for Evaluating Control Valve Cavitation
- 60534-5, Stellventile für die Prozessregelung - Teil 5: Kennzeichnung
- 60534-6-1, Stellventile für die Prozessregelung - Teil 6: Montage-Einzelheiten zur Befestigung von Stellungsreglern an Stellventil-Antriebe - Hauptabschnitt 1: Montage von Stellungsreglern an Hubantriebe
- 60534-6-2, Stellventile für die Prozessregelung - Teil 6-2: Montage-Einzelheiten zur Befestigung von Stellungsreglern an Stellventil-Antriebe - Hauptabschnitt 2: Montage von Stellungsreglern an Schwenkantriebe
- 60534-7, Stellventile für die Prozessregelung - Teil 7: Datenblatt für Stellventile

### 9.1.6 International Electrotechnical Commission (IEC)

Die meisten Normen der International Electrotechnical Commission (IEC) für Stellventile, von denen einige auf ISA-Normen basieren, wurden als EN-Normen neu veröffentlicht und verwenden ein EN-Präfix. Die IEC fordert die nationalen Gremien auf, diese anzunehmen und entsprechende nationale Normen zurückzuziehen. IEC-Normen werden zunehmend von Herstellern und Einkäufern angewendet. Im Folgenden finden Sie eine Liste der IEC-Normen für industrielle Prozessregelventile (Serie 60534).

- 60534-1, Stellventile für die Prozessregelung - Teil 1: Begriffe und allgemeine Betrachtungen
- 60534-2-1, Stellventile für die Prozessregelung - Teil 2: Durchflusskapazität - Hauptabschnitt Eins: Bemessungsgleichungen für Fluide unter Betriebsbedingungen
- 60534-2-3, Stellventile für die Prozessregelung - Teil 2-3: Durchflusskapazität - Hauptabschnitt Drei: Prüfverfahren
- 60534-2-4, Stellventile für die Prozessregelung - Teil 2-4: Durchflusskapazität - Hauptabschnitt Vier: Inhärente Durchflusskennlinien und Stellverhältnis
- 60534-4, Stellventile für die Prozessregelung - Teil 4: Abnahme und Prüfungen
- 60534-8-1, Stellventile für die Prozessregelung - Teil 8-1: Geräuschbetrachtungen – Hauptabschnitt Eins: Laboratoriumsmessungen von Geräuschen bei gasdurchströmten Stellventilen
- 60534-8-2, Stellventile für die Prozessregelung - Teil 8-2: Geräuschbetrachtungen – Hauptabschnitt Zwei: Laboratoriumsmessungen von Geräuschen bei flüssigkeitsdurchströmten Stellventilen
- 60534-8-3, Stellventile für die Prozessregelung - Teil 8-3: Geräuschbetrachtungen – Hauptabschnitt Drei: Berechnungsverfahren zur Vorhersage der aerodynamischen Geräusche von Stellventilen
- 60534-8-4, Stellventile für die Prozessregelung - Teil 8-4: Geräuschbetrachtungen – Hauptabschnitt Vier: Vorausberechnung der Geräuschemission für flüssigkeitsdurchströmte Stellventile

### 9.1.7 Manufacturers Standardization Society (MSS)

- SP-6, Standard Finishes for Contact Faces of Pipe Flanges and Connecting End Flanges of Valves and Fittings
- SP-25, Standard Marking System for Valves, Fittings, Flanges and Unions

- SP-44, Steel Pipe Line Flanges
- SP-67, Butterfly Valves
- SP-68, High-Pressure Butterfly Valves with Offset Design
- SP-147, Quality Standard for Steel Castings used in Standard Class Steel Valves

### 9.1.8 NACE International

- NACE MR0175/ISO 15156, Petroleum and Natural Gas Industries – Materials for Use in H<sub>2</sub>S-Containing Environments in Oil and Gas Production
- NACE MR0175-2002, Sulfide Stress Corrosion Cracking-Resistant Metallic Materials for Oil Field Equipment
- NACE MR0103/ISO 17945, Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries–Metallic Materials Resistant to Sulfide Stress Cracking in Corrosive Petroleum Refining Environments
- NACE MR0103, Materials Resistant to Sulfide Stress Cracking in Corrosive Petroleum Refining Environments
- NACE RP0472, Methods and Controls to Prevent In-Service Environmental Cracking of Carbon Steel Weldments in Corrosive Petroleum Refining Environments ■

## 9.2 Produktzulassungen für explosionsgefährdete (klassifizierte) Standorte

**HAFTUNGSAUSSCHLUSS:** Die in den folgenden Abschnitten enthaltenen Informationen sollen einen umfassenden Überblick über die Klassifizierung der explosionsgefährdeten Bereiche, die Art der verwendeten Schutztechniken und die Schutzart des Gehäuses geben. Diese Informationen dienen der Aufklärung und sollten nicht an Stelle anderer Quellen oder maßgebender Dokumente verwendet werden.

### 9.2.1 Zulassungen und Definitionen für explosionsgefährdete Bereiche

Sollen mechanische und elektrische Stellgeräte in einer gasexplosionsgefährdeten Atmosphäre oder in einer staubexplosionsgefährdeten Atmosphäre

eingesetzt werden, ist eine Bewertung der Zündgefahren unbedingt erforderlich. Die Bewertung identifiziert die potentiellen Zündquellen, die über die erwartete Lebensdauer des Geräts vorhanden sind oder aktiv werden können. Die Kenntnis dieser Zündquellen ist entscheidend, um das Risiko einer Explosion oder eines Brandes zu minimieren.

**Explosionsfähige Gasatmosphäre:** Ein Gemisch aus Luft, unter atmosphärischen Bedingungen, von brennbaren Stoffen in Form eines Gases oder Dampfes, das nach der Zündung eine selbsttragende Ausbreitung ermöglicht.

**Explosionsfähige Staubatmosphäre:** Ein Gemisch aus Luft, unter atmosphärischen Bedingungen, von brennbaren Stoffen in Form eines Staubs, Fasern oder Flugelementen, das nach der Zündung eine selbsttragende Ausbreitung ermöglicht.

**Explosionsgefährdeter Ort (oder Bereich):** Ein Bereich, in dem eine explosionsfähige Gasatmosphäre oder explosionsfähige Staubatmosphäre (oder beides) in ausreichender Menge vorhanden ist, so dass besondere Vorkehrungen hinsichtlich der Konstruktion, Installation und Verwendung der Geräte getroffen werden müssen.

**Genehmigungsbehörde:** Eine Organisation, ein Unternehmen oder eine Behörde, die befugt ist, bestimmte Tatsachen zu bescheinigen, zu genehmigen oder zu beglaubigen, in der Regel in Form eines Zertifikats.

**Zertifizierungsschemata:** Eine Gruppe oder ein Konsens von Genehmigungsbehörden, die sich verpflichten, nach einem einheitlichen Regelwerk zu arbeiten. Beispiele hierfür sind die Europäische Union, die Eurasische Wirtschaftsunion, das IECEx-Programm, die Organisation der Golfstaaten usw. ■

## 9.3 Klassifizierungssysteme

Es gibt zwei Klassifizierungssysteme zur Klassifizierung von explosionsgefährdeten Bereichen, das Class/Division-System und das Zonensystem. Das Class/Division-System wird im Allgemeinen in den Vereinigten Staaten von Amerika und in Kanada verwendet,

jedoch können Neuinstallationen auch das Zonensystem verwenden. Der Rest der Welt benutzt im Allgemeinen das Zonensystem.

### 9.3.1 Class/Division-System

Explosionsgefährdete Bereiche (oder Zonen) gemäß Class/Division-System werden nach Klasse (Class), Abteilung (Division) und Gruppe (Group) klassifiziert.

**Class:** Die „Class“ definiert die allgemeine Beschaffenheit des Gefahrstoffes in der umgebenden Atmosphäre.

- **Class I:** Orte, an denen brennbare Gase oder Dämpfe in ausreichender Menge in der Luft vorhanden sind oder sein können, um explosions- oder zündfähige Gemische zu erzeugen.
- **Class II:** Orte, die auf Grund des Vorhandenseins brennbarer Stäube gefährlich sind.
- **Class III:** Orte, an denen leicht entzündliche Fasern oder Flugelemente vorhanden sein können, die jedoch nicht in ausreichender Menge in der Luft schweben, um zündfähige Gemische zu bilden.

**Division:** Die „Division“ definiert die Wahrscheinlichkeit, dass gefährliche Stoffe in einer zündfähigen Konzentration in der umgebenden Atmosphäre vorhanden sind.

- **Division 1:** Orte, an denen unter normalen Betriebsbedingungen (kontinuierlich, intermittierend oder periodisch) oder häufig auf Grund von Reparaturen, Wartungsarbeiten oder Leckagen zündfähige Konzentrationen des Gefahrstoffes vorhanden sind. Eine hohe Wahrscheinlichkeit.
- **Division 2:** Orte, von denen angenommen wird, dass sie nur in einer anormalen Situation gefährlich sind. Eine geringe Wahrscheinlichkeit.

**Group:** Die „Group“ definiert die explosiven Eigenschaften der Luftgemische von Gasen, Dämpfen oder Stäuben des jeweiligen Materials. Groups A, B, C und D gelten für Class I, während die Groups E, F und G für Class II gelten.

- **Group A:** Acetylen.

- **Group B:** Atmosphären, deren maximaler MESG-Wert kleiner als oder gleich 0,45 mm oder ein Mindestzündstromverhältnis (MIC-Verhältnis) kleiner als oder gleich 0,40 ist. Beispiele sind: Wasserstoff, Butadien, Ethylenoxid, Acrolein und Formaldehydgas.
- **Group C:** Atmosphären, deren MESG-Wert größer als 0,45 mm, aber kleiner oder gleich 0,75 mm oder das Mindestzündstromverhältnis (MIC-Verhältnis) größer als 0,40, aber kleiner oder gleich 0,80 ist. Beispiele sind: Ethylen, Diethylether, Methylether, Propylether, Nitromethan und Hydrazin.
- **Group D:** Atmosphären, deren MESG-Wert größer als 0,75 mm oder das Mindestzündstromverhältnis (MIC-Verhältnis) größer als 0,80 ist. Beispiele sind: Propan, Erdgas, Methan, Ammoniak, Benzol, Aceton und Butan.
- **Group E:** Atmosphären, die brennbare metallische Stäube wie Aluminium, Magnesium und deren handelsüblichen Legierungen enthalten.
- **Group F:** Atmosphären mit brennbaren kohlenstoffhaltigen Stäuben mit 8 % oder mehr eingeschlosseneren flüchtigen Bestandteilen, wie Ruß, Kohle oder Koksstaub.
- **Group G:** Atmosphären mit brennbaren Stäuben, die nicht in Group E oder Group F enthalten sind. Typische Stäube sind Mehl, Stärke, Getreide, Holz, Kunststoff und Chemikalien.

Alle elektrischen Betriebsmittel müssen für den jeweiligen explosionsgefährdeten Bereich geprüft, gekennzeichnet und zugelassen sein, in dem sie verwendet werden sollen, z. B. Class, Division und Group im Class/Division-System. Es gibt Ausnahmen von dieser Regel, die in der Verdrahtungspraxis des National Electric Code (NEC) oder des Canadian Electric Code (CEC) zu finden sind.

### 9.3.2 Zonensystem

Explosionsgefährdete Bereiche pro Zonensystem werden nach der Häufigkeit des Auftretens und der Dauer einer explosionsfähigen Atmosphäre klassifiziert. Die Zonen 0, 1 und 2 beziehen sich auf

gasexplosionsgefährdete Bereiche, die Zonen 20, 21 und 22 auf staubexplosionsgefährdete Bereiche.

- **Zone 0:** Eine explosionsfähige Gasatmosphäre, die ständig, über lange Zeiträume oder häufig vorhanden ist.
- **Zone 1:** Eine explosionsfähige Gasatmosphäre, die im Normalbetrieb periodisch oder gelegentlich auftreten kann.
- **Zone 2:** Eine explosionsfähige Gasatmosphäre, die im Normalbetrieb wahrscheinlich nicht auftritt, und wenn doch, dann nur für kurze Zeit.
- **Zone 20:** Eine explosionsfähige Staubatmosphäre, die ständig, über lange Zeiträume oder häufig vorhanden ist.
- **Zone 21:** Eine explosionsfähige Staubatmosphäre, die im Normalbetrieb periodisch oder gelegentlich auftreten kann.
- **Zone 22:** Eine explosionsfähige Staubatmosphäre, die im Normalbetrieb wahrscheinlich nicht auftritt, und wenn doch, dann nur für kurze Zeit.

Es muss beachtet werden, dass die Vergabe einer Zonen-Klassifizierungsnummer nur die Wahrscheinlichkeit einer explosionsgefährdeten Umgebung berücksichtigt. Sie gibt weder die Explosivität noch die Materialeigenschaften des jeweiligen Gases, der Dämpfe oder Stäube an. Im Idealfall werden alle Geräte außerhalb dieser Zonen platziert, aber das ist nicht realistisch. Daher werden Geräte, die für den Einsatz in diesen Zonen bestimmt sind, so geprüft, gekennzeichnet und zugelassen, dass die Explosivität und die Materialeigenschaften vollständig berücksichtigt werden. Dazu werden die Geräte in Gruppen, Untergruppen, die verwendete Schutzart, das verwendete Schutzniveau, die Zuordnung eines Geräteschutzniveaus (Equipment Protection Level, EPL) und einen Temperaturcode unterteilt.

### 9.3.3 Gerätegruppen

Die Geräte sind gemäß den folgenden Definitionen in die folgenden Gruppen eingeteilt.

- **Gruppe I:** Geräte, die für den Einsatz in schlagwettergefährdeten Bergwerken bestimmt sind.
- **Gruppe II:** Geräte, die zur Verwendung in anderen explosionsfähigen Gasatmosphären als in Bergwerken bestimmt sind.
- **Gruppe III:** Geräte, die für den Einsatz in staubexplosionsgefährdeten Bereichen bestimmt sind.

### 9.3.4 Geräteuntergruppen

Die Gerätegruppe I hat eine Untergruppe. Nur die Geräte der Gruppe II und der Gruppe III werden nach der Explosionsart der Gasatmosphäre bzw. der Staubatmosphäre, für die sie bestimmt sind, weiter unterteilt. Auf die Gruppennummer folgt entweder der Buchstabe A, B oder C gemäß den folgenden Definitionen.

#### 9.3.4.1 Gruppe II (allgemein als die „Gasgruppe“ bezeichnet)

- **IIA:** Atmosphären, deren MESG-Wert größer als oder gleich 0,9 mm oder das Mindestzündstromverhältnis (MIC-Verhältnis) größer als 0,80 ist. Beispiel: Propan
- **IIB:** Atmosphären, deren MESG-Wert größer als 0,5 mm, aber kleiner als 0,9 mm oder das Mindestzündstromverhältnis (MIC-Verhältnis) größer als oder gleich 0,45, aber kleiner oder gleich 0,80 ist. Beispiel: Ethylen
- **IIC:** Atmosphären, deren MESG-Wert kleiner als oder gleich 0,5 mm oder das Mindestzündstromverhältnis (MIC-Verhältnis) kleiner als 0,45 ist. Beispiel: Wasserstoff

#### 9.3.4.2 Gruppe III (allgemein als die „Staubgruppe“ bezeichnet)

- **IIIA:** Atmosphären, die brennbare Flugelemente oder Fasern enthalten, einschließlich fester Partikel, die in der Regel größer als 500 µm Nenngröße sind. Beispiele sind: Viskose, Baumwolle, Sisal, Jute, Hanf, Kakaofaser.

- **IIIB:** Atmosphären mit nicht leitfähigem Staub, dessen elektrischer Widerstand größer als 103  $\Omega\text{m}$  ist. Beispiele sind: Nylon, Weizenmehl, Aktivkohle, Kohle, Koks, Glisonit
- **IIIC:** Atmosphären mit leitfähigem Staub, dessen elektrischer Widerstand kleiner oder gleich 103  $\Omega\text{m}$  ist. Beispiele sind: Aluminium, Magnesium

Geräte, die als IIB gekennzeichnet sind, eignen sich für Anwendungen, die eine Ausrüstung der Gruppe IIA erfordern. Entsprechend eignen sich Geräte, die als IIC gekennzeichnet sind, für Anwendungen, die Geräte der Gruppe IIB oder der Gruppe IIA erfordern. Entsprechend eignen sich Geräte, die als IIIB gekennzeichnet sind, für Anwendungen, die Geräte der Gruppe IIIA erfordern. Entsprechend eignen sich Geräte, die als IIIC gekennzeichnet sind, für Anwendungen, die Geräte der Gruppe IIIB oder der Gruppe IIIA erfordern. Siehe Abb. 9.1.

	Gerätegruppe	Geeignet Einsatzgebiete
Gas	IIC	IIC, IIB, IIA
	IIB	IIB, IIA
	IIA	IIA
Staub	IIC	IIC, IIB, IIA
	IIB	IIB, IIA
	IIA	IIA

Abb. 9.1 Gerätegruppen

### 9.3.5 Schutzart

#### 9.3.5.1 Elektrische Betriebsmittel

Es gibt viele Techniken und Methoden, die auf elektrische Betriebsmittel angewendet werden können, um eine Entzündung der umgebenden explosionsfähigen Atmosphäre zu vermeiden. Fast alle diese Techniken und Methoden sind mit einem spezifischen Namen und einem Kleinbuchstaben versehen, der die Art des Schutzes auf dem Kennzeichnungsschild angibt. Es muss beachtet werden, dass nicht alle Schutzarten sowohl für Gas- als auch für Staubatmosphären geeignet sind. Die Arten der Schutztechniken und -methoden, nach

Namen und zugeordnetem Buchstaben, zusammen mit der explosionsfähigen Atmosphäre, in der sie verwendet werden können (in Klammern angegeben), lauten wie folgt:

- **Eigensicherheit – Ex i (Gas und Staub):** Eine Schutzart, die auf der Beschränkung der elektrischen Energie innerhalb des Betriebsmittels und der Verdrahtung, die der explosionsfähigen Atmosphäre (Gas oder Staub) ausgesetzt sind, auf ein Niveau unterhalb dessen beruht, das eine Zündung durch Funkenbildung oder Erwärmung verursachen kann. Die Betriebsmittel sind so konstruiert, dass die nicht eigensicheren Stromkreise die eigensicheren Stromkreise nicht beeinträchtigen können.
- **Druckfeste Kapselung – Ex d (Gas):** Eine Zündschutzart, bei der die Teile, die eine explosionsfähige Gasatmosphäre zünden können, mit einem Gehäuse versehen sind, das dem bei einer inneren Explosion eines explosionsfähigen Gemisches entstehenden Druck standhält und die Übertragung der Explosion auf die das Gehäuse umgebende explosionsfähige Gasatmosphäre verhindert.
- **Vergusskapselung – Ex m (Gas und Staub):** Eine Zündschutzart, bei der die Teile, die eine explosionsfähige Atmosphäre (Gas oder Staub) durch Funkenbildung oder Erwärmung entzünden können, in einem Verbund oder einem anderen nichtmetallischen Gehäuse mit Verguss so eingeschlossen sind, dass die explosionsfähige Atmosphäre unter Betriebs- oder Installationsbedingungen nicht entzündet werden kann.
- **Erhöhte Sicherheit – Ex e (Gas):** Eine Zündschutzart für elektrische Betriebsmittel, bei der zusätzliche Maßnahmen getroffen werden, um eine erhöhte Sicherheit gegen überhöhte Temperaturen und das Auftreten von Lichtbögen und Funken im Normalbetrieb oder unter bestimmten anormalen Bedingungen zu gewährleisten.
- **Zündschutzart n – Ex n (Gas):** Eine Zündschutzart, die an elektrischen Betriebsmitteln angewendet wird, so dass sie im Normalbetrieb und unter bestimmten anormalen Bedingungen

nicht in der Lage ist, eine umgebende explosionsfähige Gasatmosphäre zu entzünden.

- **Überdruckkapselung – Ex p (Gas und Staub):** Eine Zündschutzart gegen das Eindringen der äußeren explosionsfähigen Atmosphäre in ein Gehäuse, indem ein Schutzgas auf einem Druck über dem der äußeren Atmosphäre gehalten wird.
- **Ölkapselung – Ex o (Gas):** Eine Zündschutzart, bei der die elektrischen Betriebsmittel oder Teile der elektrischen Betriebsmittel in eine Schutzflüssigkeit eingetaucht werden, die so beschaffen ist, dass eine explosionsfähige Gasatmosphäre, die sich oberhalb der Flüssigkeit oder außerhalb des Gehäuses befinden kann, nicht gezündet werden kann.
- **Sandkapselung – Ex q (Gas):** Eine Zündschutzart, bei der die Teile, die eine explosionsfähige Gasatmosphäre zünden können, in ihrer Lage fixiert und vollständig von einem Füllgut umgeben sind, um eine Zündung einer externen explosionsfähigen Gasatmosphäre zu verhindern.
- **Schutz durch Gehäuse – Ex t (Staub):** Eine Zündschutzart, bei der alle elektrischen Betriebsmittel durch ein Gehäuse geschützt sind, um die Entzündung einer Staubschicht oder einer Wolke zu vermeiden und die Oberflächentemperaturen zu begrenzen.
- **Spezielle Zündschutzart – Ex s (Gas und Staub):** Eine Zündschutzart, die es ermöglicht, ein Produkt so zu gestalten, dass es anderen anerkannten Zündschutzarten nicht vollständig entspricht oder die Normen für die anerkannten Zündschutzarten die erforderlichen Betriebsbedingungen nicht abdecken.

### 9.3.5.2 Nichtelektrische Betriebsmittel

Die meisten elektrischen Betriebsmittel enthalten häufig wirksame Zündquellen, die mit einer der zuvor beschriebenen Schutzmethoden behandelt werden müssen. Dies trifft jedoch für die meisten mechanischen Betriebsmittel nicht zu. Tatsächlich führt der normale Betrieb der

meisten mechanischen Betriebsmittel innerhalb ihrer Konstruktionsparameter nicht zur Entzündung einer explosionsfähigen Atmosphäre. In Situationen, in denen Fehlfunktionen berücksichtigt werden, kann ein Großteil der mechanischen Geräte so ausgelegt werden, dass diese Fehlfunktionen durch die richtige Wahl bewährter konstruktiver Maßnahmen nicht zur Zündquelle werden.

Die folgenden Arten von Zündschutzarten für nichtelektrische Betriebsmittel, nach Name und zugeordnetem Buchstaben aufgeführt, wurden anerkannt.

- **Schutz durch schwadenhemmende Kapselung – Ex fr:** Eine Zündschutzart, bei der eine wirksame Abdichtung und eng abgestimmte Verbindungen das Eindringen der explosionsfähigen Atmosphäre in das Innere des Gehäuses reduzieren können. Druckdifferenzen und Temperaturschwankungen müssen berücksichtigt werden.
- **Druckfeste Kapselung – Ex d:** Eine Zündschutzart, bei der die Teile, die eine explosionsfähige Gasatmosphäre zünden können, mit einem Gehäuse versehen sind, das dem bei einer inneren Explosion eines explosionsfähigen Gemisches entstehenden Druck standhält und die Übertragung der Explosion auf die das Gehäuse umgebende explosionsfähige Gasatmosphäre verhindert.
- **Konstruktive Sicherheit – Ex c:** Eine Zündschutzart, bei der konstruktive Maßnahmen zum Schutz vor der Möglichkeit der Entzündung durch heiße Oberflächen, Funken und adiabatische Verdichtung durch bewegliche Teile, einschließlich Fehlfunktionen, getroffen werden.
- **Zündquellenüberwachung – Ex b:** Eine Zündschutzart, bei der integrierte Sensoren einen bevorstehenden Betrieb des Betriebsmittels erkennen, der eine Zündung verursachen kann, und daher Überwachungsmaßnahmen einleiten, bevor eine potenzielle Zündquelle zu einer wirksamen Zündquelle wird.
- **Überdruckkapselung – Ex p:** Eine Zündschutzart gegen das Eindringen der äußeren explosionsfähigen Atmosphäre

in ein Gehäuse, indem ein Schutzgas auf einem Druck über dem der äußeren Atmosphäre gehalten wird.

- **Flüssigkeitskapselung – Ex k:** Eine Zündschutzart, bei der Zündquellen durch Eintauchen in eine Flüssigkeit oder durch ständige Befeuchtung mit einem Flüssigkeitsfilm inaktiv werden.

### 9.3.6 Schutzniveau

Je nach Schutzart des Betriebsmittels wird für das Schutzniveau ein Buchstabe (oder Unterbuchstabe) in Form eines a, b, c oder keines Buchstabens zugeordnet. Das Schutzniveau, wenn es zugewiesen wird, folgt unmittelbar nach der Zündschutzart und wird als das Schutzniveau des Betriebsmittels für diese spezielle Zündschutzart bezeichnet. Das Schutzniveau gibt die Wahrscheinlichkeit an, dass das Betriebsmittel zu einer Zündquelle wird. Auch hier ist es wichtig zu betonen, dass das zugewiesene Schutzniveau (a, b, c oder keines) strikt von der Zündschutzart abhängt, der auf das Betriebsmittel angewendet wird. Der Grund dafür ist, dass nicht alle Zündschutzarten ein sehr hohes oder auch nur ein hohes Schutzniveau bieten können, dass das Betriebsmittel bei seltenen oder zu erwartenden Fehlfunktionen nicht zur Zündquelle wird. Darüber hinaus korreliert das zugewiesene Schutzniveau sehr eng mit der gesamten EPL-Bewertung des Geräts (siehe unten).

Obwohl nicht explizit definiert, kann das Schutzniveau wie folgt verallgemeinert werden:

- **a:** Ein sehr hohes Schutzniveau.
- **b:** Ein hohes Schutzniveau.
- **c oder kein Buchstabe:** Ein erhöhtes Schutzniveau.

Die Zuordnung eines für eine bestimmte Zündschutzart für elektrische Betriebsmittel zulässigen Schutzniveaus ist wie folgt:

- **Ex i – Eigensicherheit:** Ex ia, Ex ib, Ex ic
- **Ex d – Druckfeste Kapselung:** Ex da, Ex db, Ex dc
- **Ex m – Vergusskapselung:** Ex ma, Ex mb, Ex mc
- **Ex e – Erhöhte Sicherheit:** Ex eb, Ex ec
- **Ex n – Zündschutzart n:** Für diese Zündschutzart ist kein Schutzniveau zugeordnet. Diese Zündschutzart gilt nur für Standorte der Zone 2.
- **Ex p – Überdruckkapselung:** Ex pxb, Ex pyb, Ex pzb
- **Ex o – Ölkapselung:** Ex ob, Ex oc
- **Ex q – Sandkapselung:** Für diese Zündschutzart ist kein Schutzniveau zugeordnet. Diese Zündschutzart gilt nur für Standorte der Zone 1 und Zone 2.
- **Ex t – Schutz durch Gehäuse:** Ex ta, Ex tb, Ex tc
- **Ex s – Spezielle Zündschutzart:** Ex sa, Ex sb, Ex sc

### 9.3.7 Geräteschutzniveau (Equipment Protection Level, EPL)

Eine EPL-Einstufung ist eine Gerätezuordnung, die auf der Wahrscheinlichkeit beruht, dass das Gerät in einer explosionsfähigen Gasatmosphäre oder einer explosionsfähigen Staubatmosphäre, einschließlich Minen, zu einer Zündquelle wird.

- **EPL Ma:** Geräte zum Einbau in schlagwettergefährdeten Bergwerken mit einem sehr hohen Schutzniveau, das im Normalbetrieb, bei zu erwartenden Störungen oder bei seltenen Störungen nicht zur Zündquelle werden kann.
- **EPL Mb:** Geräte zum Einbau in schlagwettergefährdeten Bergwerken mit einem hohen Schutzniveau, das im Normalbetrieb und bei zu erwartenden Störungen nicht zur Zündquelle werden kann.
- **EPL Ga:** Geräte für gasexplosionsgefährdete Atmosphären mit sehr hohem Schutzniveau, die im Normalbetrieb, bei zu erwartenden Störungen oder bei seltenen Störungen keine Zündquelle darstellen.
- **EPL Gb:** Geräte für gasexplosionsgefährdete Atmosphären mit hohem Schutzniveau, die im Normalbetrieb und bei zu erwartenden Störungen keine Zündquelle darstellen.
- **EPL Gc:** Geräte für gasexplosionsgefährdete Atmosphären mit erhöhtem Schutzniveau, die im

Normalbetrieb keine Zündquelle darstellen und einen zusätzlichen Schutz aufweisen können, um sicherzustellen, dass sie als Zündquelle inaktiv bleiben.

- **EPL Da:** Geräte für staubexplosionsgefährdete Atmosphären mit sehr hohem Schutzniveau, die im Normalbetrieb, bei zu erwartenden Störungen oder bei seltenen Störungen keine Zündquelle darstellen.
- **EPL Db:** Geräte für staubexplosionsgefährdete Atmosphären mit hohem Schutzniveau, die im Normalbetrieb und bei zu erwartenden Störungen keine Zündquelle darstellen.
- **EPL Dc:** Geräte für staubexplosionsgefährdete Atmosphären mit erhöhtem Schutzniveau, die im Normalbetrieb keine Zündquelle darstellen und einen zusätzlichen Schutz aufweisen können, um sicherzustellen, dass sie als Zündquelle inaktiv bleiben.

Die Standardbeziehung zwischen Zonen und dem Geräteschutzniveau (EPLs) ist in den Abbildungen 9.2 und 9.3 zusammengefasst. ■

Zone	Geräteschutzniveau (Equipment Protection Level, EPL)
0	Ga
1	Ga oder Gb
2	Ga, Gb oder Gc
20	Da
21	Da oder Db
22	Da, Db oder Dc

Abb. 9.2 Zonen und Geräteschutzniveau

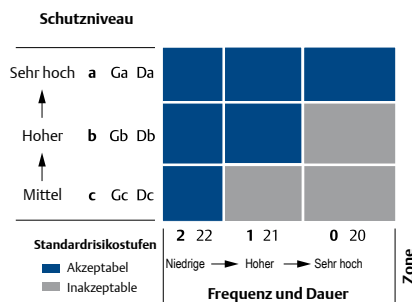


Abb. 9.3 Zonen und Geräteschutzniveau

## 9.4 Temperaturklasse

Wenn eine explosionsfähige Gasatmosphäre mit einer deutlich heißen Oberfläche in Berührung kommt, kann es zu einer Zündung kommen, auch wenn kein Funke oder keine Flamme vorhanden ist. Die Bedingungen, unter denen eine heiße Oberfläche die explosionsfähige Gasatmosphäre entzündet, hängen von ihrer Oberfläche, der Temperatur und der jeweiligen Gasgruppe ab. Zur Vereinfachung der Klassifizierung und Kennzeichnung sind die Temperaturklassen in Abb. 9.4 definiert.

T-Klasse	Max. Oberflächentemperatur
T1	450 °C (842 °F)
T2	300 °C (572 °F)
T3	200 °C (392 °F)
T4	135 °C (275 °F)
T5	100 °C (212 °F)
T6	85 °C (185 °F)

Abb. 9.4 Temperaturklassen

Das geprüfte Gerät erhält eine Temperaturklasse, die die maximale Oberflächentemperatur des Geräts angibt. Unabhängig davon, welches Klassifizierungssystem verwendet wird, kann die maximale Oberflächentemperatur innerhalb oder außerhalb des Geräts liegen, die durch die verwendete Schutzart bestimmt wird.

Explosionsfähige Staubatmosphären haben komplett andere Eigenschaften als Gasatmosphären, können aber ebenfalls durch heiße Oberflächen gezündet werden. Zu den zusätzlichen Einschränkungen für die Zündung einer explosionsfähigen Staubatmosphäre gehören unter anderem die atmosphärische Staubkonzentration, die Staubdispersion, die Dicke der Staubschichten usw. Geräte für staubexplosionsgefährdete Bereiche sind auf dem Typenschild mit der maximalen Oberflächentemperatur und nicht mit einer Temperaturklasse gekennzeichnet.

Die maximale Oberflächentemperatur von Prozessregelgeräten (z. B. Armaturen) hängt stark von der Flüssigkeit, der Umgebungstemperatur, der Wahl der verwendeten Werkstoffe und der physischen

Geometrie ab. In den meisten Fällen kennt nur der Betreiber die tatsächlichen Betriebsbedingungen, denen das Gerät ausgesetzt ist. Daher ist ein solches Gerät mit „TX“ gekennzeichnet, was für den Endverbraucher bedeutet, dass die maximale Oberflächentemperatur des Geräts von den Betriebsbedingungen abhängt. Die Wärmezufuhr zu jeder Prozessleitung, die in eine explosionsfähige Atmosphäre gelangen könnte, muss sorgfältig geprüft und bewertet werden. ■

## 9.5 Begriffsbestimmung

### 9.5.1 Class/Division-System

Im Class/Division-System gibt es keinen formalen Namen oder Begriff, der eine bestimmte Class- oder Division-Bewertung beschreibt. Die Branche verwendet jedoch häufig die folgenden Begriffe, um sie einer bestimmten Class oder Division zuzuordnen;

- Ex-Schutz – Class I Division 1
- Nicht zündfähig – Class I Division 2
- Ex-Schutz Staub – Class II Division 1
- Eigensicheres Gerät – Class I Division 1 oder Class I, II, III Division 1

Eigensichere Geräte (oder Apparate) sind insofern einzigartig, als dass die Energie begrenzt ist und sie nur für Gasatmosphären oder sowohl für Gas- als auch für Staubatmosphären zugelassen werden können. Eigensichere Geräte werden immer als an einem Standort der Division 1 bewertet.

### 9.5.2 Zonensystem

Im Zonensystem steht ein Kleinbuchstabe für die Schutzart, die auf das Gerät angewendet wurde. Der Name, der einer bestimmten Schutzart zugeordnet wurde, ist klar definiert. Eine Beschreibung finden Sie unter der jeweiligen Schutzart.

### 9.5.3 Verdrahtungspraxis

Es kann nicht genug betont werden, dass sowohl die Geräte als auch die damit verbundene Verdrahtungspraxis bei der Installation entscheidend sind, um

Explosionen in explosionsgefährdeten Bereichen zu verhindern. Die folgenden Verdrahtungspraktiken sind weit verbreitet.

- National Electric Code (NEC) – USA
  - Die Artikel 500 bis 504 beziehen sich auf Installationen, die das Class/ Division-System verwenden
  - Die Artikel 505 bis 506 beziehen sich auf Installationen, die das Zonensystem verwenden
- Canadian Electric Code (CEC) – Kanada
  - Der Abschnitt 18 bezieht sich auf Installationen, die das Zonensystem verwenden
  - Der Abschnitt J bezieht sich auf Installationen, die das Class/ Division-System verwenden
- IEC 60079-14 (Planung, Auswahl und Errichtung elektrischer Anlagen) – Weltweit
  - Bezieht sich auf elektrische Installationen, die das Zonensystem verwenden

### 9.5.4 Europäische Union (EU) – ATEX-Richtlinie 2014/34/EU

Nach der ATEX-Richtlinie gibt es nur zwei Gerätegruppen, drei Gerätekategorien und zwei explosionsgefährdete Bereiche.

#### Gruppe

- **Gruppe I:** Geräte für den Einsatz in schlagwettergefährdeten Untertagebergwerken
- **Gruppe II:** Geräte für den Einsatz an anderen Orten als in Bergwerken.

#### Kategorie

- **Kategorie 1:** Geräte, die für ein sehr hohes Schutzniveau ausgelegt sind
- **Kategorie 2:** Geräte, die für ein hohes Schutzniveau ausgelegt sind
- **Kategorie 3:** Geräte, die für ein normales (mittleres oder erhöhtes) Schutzniveau ausgelegt sind

#### Umgebung

- **G:** Geräte, die für den Einsatz in gasexplosionsgefährdeten Bereichen bestimmt sind.

- **D:** Geräte, die für den Einsatz in staubexplosionsgefährdeten Bereichen bestimmt sind.

Für ATEX-zugelassene Geräte muss zusätzlich zu den allgemeinen Kennzeichnungsanforderungen die folgende zusätzliche ATEX-Kennzeichnung auf dem Gerät angegeben sein.


- Explosionsschutzsymbol 
- Gerätegruppe – I oder II
- Gerätekategorie – 1 oder 2 oder 3
- Umgebung – G oder D

Abb. 9.5 zeigt den Zusammenhang zwischen den Bewertungen der Gerätegruppen nach IEC und der Definition der Gerätegruppen-Bewertungen in der ATEX-Richtlinie.

### 9.5.5 Kennzeichnungsbeispiele

#### Class/Division

- **CL I DIV 1 GP BCD:** Ex-Schutz-Zulassung für Class I Division 1 für die Gruppen B, C, D
- **CL 1 DIV 2 GP ABCD:** Nicht zündfähig-Zulassung für Class I Division 2 für die Gruppen A, B, C, D

	IEC-Geräte-einstufungen		ATEX-Geräteeeinstufungen	
	Gemäß IEC 60079		Richtlinie 2014/34/EU	
	EPL	Gruppe	Gerätegruppe	Gerätekategorie und Umgebung
Bergbau	Ma	I	I	M1
	Mb			M2
Gas	Ga	II	II	1G
	Gb			2G
	Gc			3G
Staub	Da	III	II	1D
	Db			2D
	Dc			3D

Abb. 9.5 IEC-Einstufungen und ATEX-Einstufungen

- **I.S. CL I DIV 1 GP ABCD:** Eigensichere Zulassung (USA) für Gasatmosphären der Gruppen A, B, C, D

- **I.S. CL I,II,III DIV 1 GP ABCDEFG:** Eigensichere Zulassung (USA) für Gas- und Staubatmosphären für alle Gruppen

- **Ex ia INTRINSICALLY SAFE CL I DIV 1 GP CD:** Eigensichere Zulassung (Kanada) für Gasatmosphären der Gruppen C, D

- **CL I,II,III DIV 2 GP ABCDEFG:** Eine Zulassung, die nur für Standorte der Division 2 mit sowohl Gas als auch Staub gilt

#### Zone

- **Class I Zone 0 AEx ia IIB T4 Ga:** Eine Zone-Zulassung in der USA, die Eigensicherheit mit einem sehr hohen Schutzniveau für die Gasgruppe IIB verwendet, deren Temperaturklasse T4 mit einem EPL-Wert von Ga ist.
- **Ex db IIC T5 Gb mit II 2 G:** Eine ATEX-Zulassung mit druckfester Kapselung und hohem Schutzniveau, geeignet für die Gasgruppe IIC, deren Temperaturklasse T5 mit einem EPL von Gb ist.
- **Ex ia IIC T6 Ga:** Eine eigensichere Zulassung mit sehr hohem Schutzniveau, geeignet für die Gasgruppe IIC mit einer Temperaturklasse von T6 und einem EPL von Ga.
- **Ex e mb IIB T4 Gb:** Geräte mit erhöhter Sicherheit und Kapselung mit hohem Schutzgrad, geeignet für die Gasgruppe IIB mit einer Temperaturklasse von T4 und einem EPL von Gb. ■

## 9.6 Schutztechniken und -methoden

Im Hinblick auf die verschiedenen Schutztechniken und -methoden in den Geräten sind die folgenden beiden Punkte sehr wichtig:

- Jede Schutztechnik und -methode ist einzigartig für eine Gasatmosphäre, eine Staubatmosphäre oder beides.
- Jede Schutztechnik und -methode unterscheidet sich hinsichtlich des Schutzniveaus, das sie bieten kann, z. B. sehr hoch, hoch oder verstärkt.

### 9.6.1 Ex-Schutz oder druckfeste Kapselung

*Geeignet für Gasatmosphären – Class I Division 1 (oder 2), Zone 1 (oder 2).*

Diese Schutzart verwendet eine druckfeste Kapselung, die einem explosionsfähigen Gas oder Dampf in ihm widersteht und die Übertragung von zündfähigen heißen Gasen außerhalb der Kapselung, die von einer explosionsfähigen Gasatmosphäre umgeben sein können, verhindert. Einfach ausgedrückt, sie soll die Explosion innerhalb der Kapselung eindämmen und die Entzündung der explosionsfähigen Gasatmosphäre außerhalb des Gehäuses verhindern.

#### Vorteile

- Die Betreiber sind mit der Technik vertraut und verstehen ihre Prinzipien und Anwendungen.
- Das robuste Gehäusedesign schützt die internen Komponenten des Gerätes.
- Eine explosionsgeschützte Kapselung ist in der Regel auch wetterfest.

#### Nachteile

- Vor dem Entfernen von Gehäuse- bzw. Kapselungsdeckeln müssen die Stromkreise spannungsfrei geschaltet oder der Ort ungefährlich gemacht werden.
- Das Öffnen eines Deckels in einem explosionsgefährdeten Bereich hebt den Schutz auf.
- Diese Technik erfordert in der Regel den Einsatz von schweren verschraubten Gehäusen.
- Größere Umgebungstemperaturbereiche erfordern zusätzliche Sicherheitsfaktoren, die von der Konstruktion möglicherweise nicht berücksichtigt werden können.
- Zur Aufrechterhaltung des Explosionsschutzes und zur Reduzierung von Druckstößen sind Rohrdichtungen oder explosionsgeschützte Verkabelungen erforderlich.

### 9.6.2 Eigensichere Technik

*Geeignet für Gas- oder Staubatmosphären – Class I Division 1 (oder Class II, III Division 1), Zone 0 (oder 1 oder 2), Zone 20 (oder 21 oder 22).*

Diese Schutzart begrenzt die Freisetzung von elektrischer oder thermischer Energie in den Stromkreisen und Geräten auf ein Niveau, das nicht in der Lage ist, eine bestimmte explosionsfähige Atmosphäre zu zünden. Die Geräte sind für bestimmte Gas- und Staubgruppen sowie für unterschiedliche Schutzniveaus ausgelegt, die normale und anormale Bedingungen berücksichtigen (mit Ausnahme von Geräten der Class/Division, die immer als Division 1 bewertet werden).

#### Vorteile

- Ein starker Schutz der Feldverdrahtung ist nicht erforderlich und die Technik bietet geringere Kosten.
- Größere Flexibilität wird angeboten, da mit dieser Technik einfache Komponenten wie Schalter, Kontaktverschlüsse, Thermoelemente, RTDs und andere nicht-energetische Speichergeräte ohne Zertifizierung verwendet werden können.
- Die Wartung und Reparatur vor Ort ist einfacher. Vor der Einstellung oder Kalibrierung der Feldgeräte ist es nicht erforderlich, die Stromversorgung zu unterbrechen. Das System bleibt auch dann sicher, wenn das Gerät beschädigt wird, weil das Energieniveau zu niedrig ist, um das am leichtesten zündbare Gemisch zu zünden. Diagnose- und Kalibriergeräte müssen über die entsprechenden Zulassungen für den Ex-Bereich verfügen.

#### Nachteile

- Diese Technik erfordert den Einsatz einer eigensicheren Barriere zur Begrenzung von Spannung, Strom und Leistung zwischen dem explosionsgefährdeten Bereich und dem sicheren Bereich, um die Entstehung von Funken oder Hotspots in den Schaltungen des Geräts zu vermeiden.
- Die Betreiber müssen sich mit dieser Technik und den damit verbundenen Verdrahtungspraktiken auskennen.
- Anwendungen mit einer hohen Stromaufnahme sind auf diese Technik nicht anwendbar, da die Energie an der Quelle (Barriere) begrenzt ist. Diese Technik beschränkt sich auf Anwendungen mit geringer Leistung wie

Gleichstromkreise, elektropneumatische Stellungsregler, elektropneumatische Umformer, Wandler usw.

### 9.6.3 Nicht-zündfähig- oder Zündschutzart-n-Technik

*Geeignet für Gasatmosphären – Class I Division 2, Zone 2.*

Eine Schutzart, bei der das Gerät unter normalen Betriebsbedingungen keine Zündung durch Lichtbögen, Funken oder thermischen Einflüssen innerhalb des Geräts verursachen kann. Diese Schutzart gilt auch für Geräte, die Lichtbögen oder Funken enthalten, sofern sie auf eine der in der Norm angegebenen Arten geschützt sind.

#### Vorteile

- Die Geräte sind so konstruiert, dass sie keine Lichtbögen oder Funken erzeugen und keine hohen Temperaturen entwickeln.
- Die Geräte sind in der Regel kostengünstiger als die anderen Schutzarten, da keine explosionsgeschützten Kapselungen oder energiebegrenzenden Barrieren erforderlich sind.
- Bei Anwendungen der Class I Division 2 darf der Betreiber bei Anschluss an einen nicht zündfähigen Stromkreis jede übliche Verdrahtungspraxis anwenden.

#### Nachteile

- Diese Technik beschränkt sich auf Anwendungen in der Division 2 oder Zone 2.
- Bei Anwendungen der Class I Division 2 muss die Feldverdrahtung gut geschützt sein.
- Nicht zündfähige Stromkreise stellen einen zusätzlichen Aufwand für den Betreiber dar, da sie die Energie im Falle einer offenen, kurzen oder geerdeten Feldverdrahtung auf sichere Werte begrenzen müssen.

### 9.6.4 Erhöhte Sicherheit

*Geeignet für Gasatmosphären – Zone 1 (oder 2).*

Diese Schutzart gilt für elektrische Betriebsmittel oder Ex-Bauteile, bei denen zusätzliche Maßnahmen zur Erhöhung der

Sicherheit gegen überhöhte Temperaturen und gegen das Auftreten von Lichtbögen und Funken getroffen werden müssen. Dieser Schutz ist nur für Geräte geeignet, die im Normalbetrieb keine Zündmittel (Lichtbögen oder Funken) enthalten. Beispiele sind: Klemmenkästen, Abzweigkästen usw. Diese Technik wird üblicherweise in Verbindung mit Geräten mit einer Zulassung einer druckfesten Kapselung verwendet.

#### Vorteile

- Erhöhte Kapselungen mit einer erhöhten Sicherheit bieten mindestens die Schutzart IP54.
- Installation und Wartung sind einfacher als bei druckfesten Kapselungen.
- Diese Technik bietet deutlich reduzierte Verdrahtungskosten gegenüber druckfesten Kapselungen.

#### Nachteile

- Diese Technik ist in den Geräten begrenzt, für die sie verwendet werden kann. Sie wird normalerweise für Geräte wie z. B. Klemmenkästen und Anschlusskästen verwendet.

### 9.6.5 Ex-Schutz Staub oder staubgeschützte Kapselung

*Geeignet für Staubatmosphären – Class II Division 1 (oder 2), Zone 20 (oder 21 oder 22).*

Diese Schutzart führt zu einer Kapselung, die zündfähige Staubmengen ausschließt und es nicht zulässt, dass Lichtbögen, Funken oder anderweitig im Inneren des Gehäuses entstehende Hitze eine Entzündung der äußeren Staubatmosphäre in atmosphärischer Suspension oder in Schichten verursachen.

#### Vorteile

- Die Installation erfordert keine Barriere, während eigensichere Geräte für Staubatmosphären eine solche benötigen.
- Kann für hochenergetische Anwendungen eingesetzt werden.

#### Nachteile

- Bestimmte Geräte können so beschaffen sein, dass die Eigensicherheit die einzige Option ist. ■

## 9.7 Gehäuseschutzarten

Gehäuse von elektrischen Geräten werden häufig auf ihre Fähigkeit geprüft, das Eindringen von Flüssigkeiten und Stäuben zu verhindern. Die am weitesten verbreiteten Normen für den Gehäuseschutz sind NEMA 250 und UL 50 (USA), CSA C22.2 No. 94 (Kanada) und IEC 60529 (weltweit). In Bezug auf die Nennwerte entsprechen die Normen UL 50 und CSA C22.2 No. 94 der Norm NEMA 250.

Einige der gebräuchlichsten Gehäusewerte, wie sie in NEMA 250 für nicht klassifizierte Standorte (allgemeine Standorte) definiert sind, lauten wie folgt:

- **Typ 3 – Gehäuse für den Innen- oder Außenbereich, regendicht, staubdicht, frostbeständig:** Geeignet für den Innen- und Außenbereich, vor allem zum Schutz vor herabfallendem Schmutz, windgetriebenem Staub, Regen, Graupel, Schnee und Schäden durch äußere Frostbildung auf dem Gehäuse.
  - **Typ 3X – Gehäuse für den Innen- oder Außenbereich, regendicht, staubdicht, frostbeständig, korrosionsbeständig:** Geeignet für den Innen- und Außenbereich, vor allem zum Schutz vor herabfallendem Schmutz, windgetriebenem Staub, Regen, Graupel, Schnee und Schäden durch äußere Frostbildung und Korrosion auf dem Gehäuse.
  - **Typ 3R – Gehäuse für den Innen- oder Außenbereich, regenfest (oder regendicht), frostbeständig:** Geeignet für den Innen- und Außenbereich, vor allem zum Schutz vor herabfallendem Schmutz, Regen, Graupel, Schnee und Schäden durch äußere Frostbildung auf dem Gehäuse.
  - **Typ 3RX – Gehäuse für den Innen- oder Außenbereich, regenfest (oder regendicht), frostbeständig, korrosionsbeständig:** Geeignet für den Innen- und Außenbereich, vor allem zum Schutz vor herabfallendem Schmutz, Regen, Graupel, Schnee und Schäden durch äußere Frostbildung und Korrosion auf dem Gehäuse.
  - **Typ 3S – Gehäuse für den Innen- oder Außenbereich, regendicht, staubdicht, frostsicher:** Geeignet für den Innen- und Außenbereich, vor allem zum Schutz vor herabfallendem Schmutz, windgetriebenem Staub, Regen, Graupel, Schnee und gewährleistet den sicheren Betrieb externer Mechanismen, auch wenn diese mit Eis bedeckt sind.
  - **Typ 3SX – Gehäuse für den Innen- oder Außenbereich, regendicht, staubdicht, frostsicher, korrosionsbeständig:** Geeignet für den Innen- und Außenbereich, vor allem zum Schutz vor herabfallendem Schmutz, windgetriebenem Staub, Regen, Graupel, Schnee und gewährleistet den sicheren Betrieb externer Mechanismen, auch wenn diese mit Eis bedeckt oder korrodiert sind.
  - **Typ 4 – Gehäuse für den Innen- oder Außenbereich, regendicht, wasserdicht, staubdicht, frostbeständig:** Geeignet für den Innen- und Außenbereich, vor allem zum Schutz vor herabfallendem Schmutz, windgetriebenem Staub, Regen, Graupel, Schnee, Spritzwasser, schlauchgeführtem Wasser und Schäden durch äußere Eisbildung auf dem Gehäuse.
  - **Typ 4X – Gehäuse für den Innen- oder Außenbereich, regendicht, wasserdicht, staubdicht, frostbeständig, korrosionsbeständig:** Geeignet für den Innen- und Außenbereich, vor allem zum Schutz vor herabfallendem Schmutz, windgetriebenem Staub, Regen, Graupel, Schnee, Spritzwasser, schlauchgeführtem Wasser und Schäden durch äußere Eisbildung oder Korrosion auf dem Gehäuse.
- NEMA 250 definiert die Schutzarten für klassifizierte Standorte auch wie folgt:
- **Typ 7 – Gehäuse für den Innenbereich, Zulassung für Class I Division 1:** Vorgesehen für den Einsatz im Innenbereich in Ex-Schutz-Anwendungen.
  - **Typ 8 – Gehäuse für den Innen- oder Außenbereich, Zulassung für Class I Division 1, regendicht, frostbeständig:** Geeignet für den Innen- und Außenbereich für Ex-Schutz-

Anwendungen, die eine Schutzart vor Regen, Graupel, Schnee und Schäden durch äußere Frostbildung auf dem Gehäuse bieten.

- **Typ 9 – Gehäuse für den Innenbereich, Zulassung für Class II Division 1:**  
Vorgesehen für den Einsatz im Innenbereich in Staub Ex-Schutz-Anwendungen.

Die NEMA-Einstufungen für klassifizierte Standorte werden häufig missverstanden. Es sollte klar sein, dass eine NEMA-7- oder NEMA-8-Einstufung im Wesentlichen die gleiche ist wie die der Class I Division 1. Eine NEMA-9-Einstufung ist im Wesentlichen die gleiche wie die der Class II Division 1. Gemäß NEC und CEC müssen alle Geräte entsprechend der Class, Division und Group gekennzeichnet sein, die sie erhalten haben. Daher ist ein als NEMA 7, NEMA 8 oder NEMA 9 gekennzeichnetes Produkt ohne zusätzliche Kennzeichnung seiner Class, Division oder Group inakzeptabel und nicht zulässig. Aus eben diesem Grund raten die meisten Zulassungsbehörden davon ab, NEMA 7, NEMA 8 oder NEMA 9 anzuwenden und erlauben dies nicht.

Gehäuse, die nach IEC 60529 geprüft sind, dürfen einen IP-Code tragen, der die Schutzart angibt. Der IP-Code besteht aus den Buchstaben „IP“ gefolgt von zwei charakteristischen Ziffern, die den Grad der Konformität angeben. Die erste Ziffer gibt den Schutzgrad gegen Berührung oder Annäherung an spannungsführende Teile, gegen Berührung mit beweglichen Teilen innerhalb des Gehäuses und gegen Eindringen von festen Fremdkörpern an. Die zweite Ziffer gibt den Schutzgrad des Gehäuses gegen das Eindringen von Wasser an. Weitere Informationen finden Sie in Abb. 9.7. ■

Schutzgrad gegen die folgenden Bedingungen		Testklausel	Gehäuseart							
			3	3X	3R	3RX	3S	3SX	4	4X
<b>Allgemein</b>	Zugang zu gefährlichen Teilen	5,2	X	X	X	X	X	X	X	X
<b>Eindringen von festen Fremdkörpern</b>	Herabfallender Schmutz	5.5.2	X	X	X	X	X	X	X	X
	Windgetragener Staub, Stofffasern	5.5.1	X	X			X	X	X	X
<b>Eindringen von Wasser</b>	Tropfen und leichtes Spritzwasser	5,3	X	X	X	X	X	X	X	X
	Regen, Schnee, Graupel, Eis*	5,4	X	X	X	X	X	X	X	X
	Regen, Schnee, Graupel, Eis**	5,6					X	X		
	Schlauchgeführtes Wasser und Spritzwasser	5,7							X	X
<b>Zusätzlicher Schutz</b>	Korrosion	5.9 & 5.10		X		X		X		X

\* Externe Betätigungselemente müssen nicht funktionsfähig sein, wenn das Gehäuse mit Eis bedeckt ist.  
 \*\* Externe Betätigungselemente müssen funktionsfähig sein, wenn das Gehäuse mit Eis bedeckt ist.

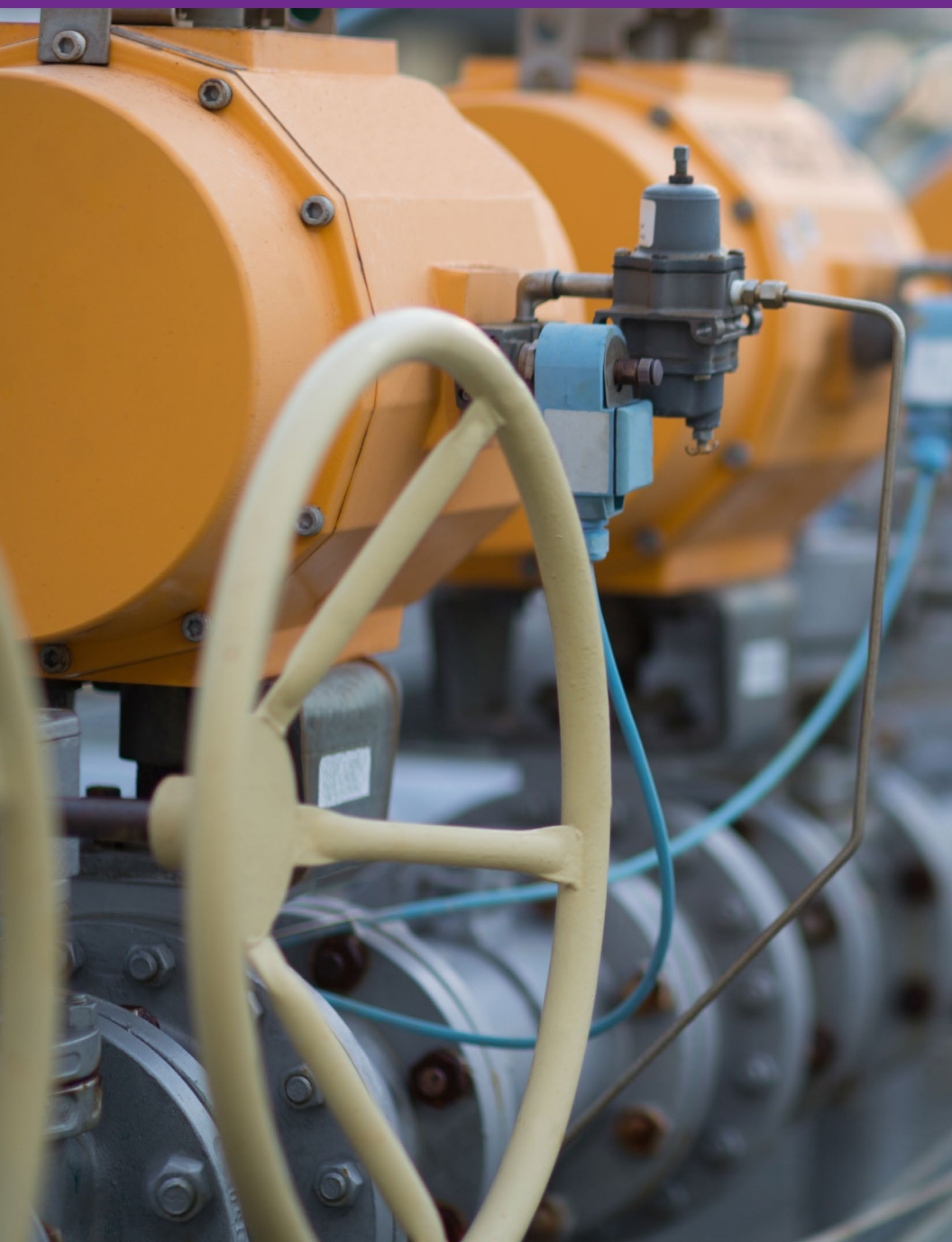
Abb. 9.6 Erklärung der Gehäuseschutzarten

Erste Ziffer beschreibt den Schutz gegen Festkörper	Zweite Ziffer beschreibt den Schutz gegen Flüssigkeiten
0 - Kein Schutz	0 - Kein Schutz
1 - Geschützt gegen feste Fremdkörper mit Durchmesser $\geq$ 50 mm	1 - Schutz gegen Tropfwasser
2 - Geschützt gegen feste Fremdkörper mit Durchmesser $\geq$ 12,5 mm	2 - Schutz gegen fallendes Tropfwasser, wenn das Gehäuse bis zu 15° geneigt ist
3 - Geschützt gegen feste Fremdkörper mit Durchmesser $\geq$ 2,5 mm	3 - Schutz gegen fallendes Sprühwasser bis 60° gegen die Senkrechte
4 - Geschützt gegen feste Fremdkörper mit Durchmesser $\geq$ 1,0 mm	4 - Schutz gegen allseitiges Spritzwasser
5 - Geschützt gegen Staub in schädigender Menge	5 - Schutz gegen Strahlwasser (Düse) aus beliebigem Winkel
6 - Staubdicht	6 - Schutz gegen starkes Strahlwasser
	7 - Schutz gegen zeitweiliges Untertauchen
	8 - Schutz gegen dauerndes Untertauchen
	9 - Schutz gegen Wasser bei Hochdruck-/Dampfstrahlreinigung

Abb. 9.7 Beschreibung der Schutzarten gegen das Eindringen

# Kapitel 10

## Absperrventile



Dieses Kapitel wurde mit Genehmigung von Robert A. Lee aus dem „IPT's Pipe Trades Handbook“ entnommen.

## 10.1 Allgemeine Arten von Armaturen

Es gibt zahlreiche Armamentypen, -arten, -größen und -bauformen für den Einsatz in der Industrie. Auch wenn Dutzende von Armaturenvarianten zur Auswahl stehen, bleibt der Hauptzweck der Armaturen stets derselbe – nämlich den Durchfluss zu stoppen, zu starten oder zu regulieren.

Die Durchflussregelung umfasst: Drosselung, Verhinderung der Durchflussumkehr und Druckentlastung bzw. -regelung innerhalb eines Systems.

Die Auswahl der Armaturen für ein System richtet sich nach der vorgesehenen Betriebs- und Auslegungsfunktion der Armatur. Es stehen acht allgemeine Armaturenausführungen zur Verfügung:

- Absperrschieber
- Durchgangsventil
- Rückschlagklappe
- Membranventil
- Kugelhahn
- Absperrklappe
- Kegelformventil
- Sicherheitsventil

### 10.1.1 Absperrschieber

Absperrschieber werden für den Auf/Zu-Betrieb eingesetzt und sind für den Betrieb in entweder ganz geöffnetem oder ganz geschlossenem Zustand ausgelegt.

Diese Armaturen sind nicht für die Drosselung oder Durchflussregelung vorgesehen, da bei teilgeschlossenen Schiebern übermäßige Vibrationen und Verschleiß entstehen. Absperrschieber sind in den Ausführungen Vollkeil, flexibler Keil, geteilter Keil, elastische, zweigeteilte Keilausführung, Doppelscheibe, Parallelschieber und Parallelschieber mit „Eyelet-Follower“-Design (Schutzrohr) erhältlich. Ein typischer Absperrschieber und seine Hauptteile sind in Abb. 10.2 dargestellt.

Nennweiten und Abmessungen können den Tabellen 10.1 und 10.3 bis 10.7 in diesem Kapitel entnommen werden.



Abb. 10.1 Absperrschieber mit Druckdichtung

Keilschieber sind mit einem kegelförmigen Keil ausgestattet, der sich bei geschlossenem Schieber zwischen zwei konischen Sitzen verkeilt. Die Ausführung mit Vollkeil (Abb. 10.2) ist weit verbreitet und eignet sich für Einsatzbereiche in der Luft-, Gas-, Öl-, Dampf- und Wasserindustrie. Absperrschieber mit einem flexiblen Flachkeil werden in Bereichen eingesetzt, die aufgrund zu hoher Temperaturschwankungen dazu neigen, einen Vollkeil zu verklemmen.

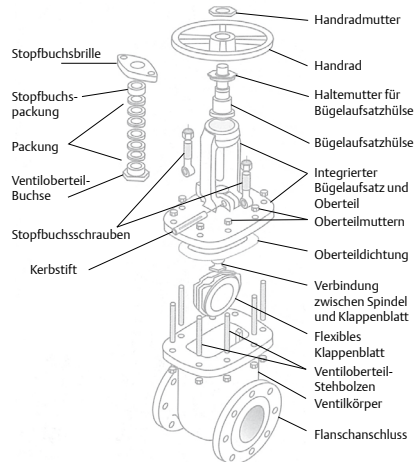


Abb. 10.2 Absperrschieber mit geschraubtem Ventiloberteil

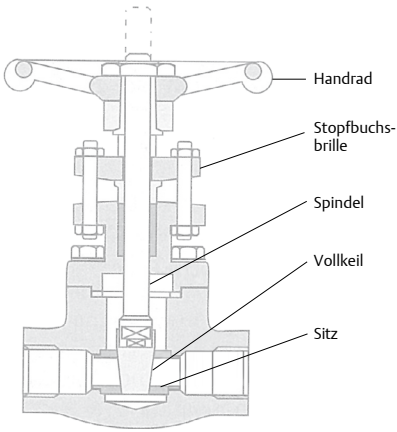


Abb. 10.3 Absperrschieber mit Vollkeil

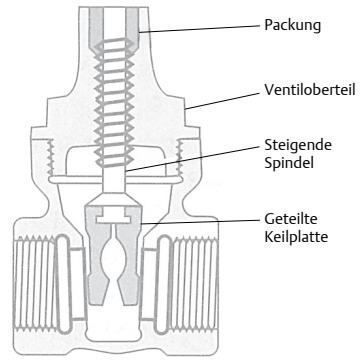


Abb. 10.5 Absperrschieber mit geteiltem Keil

Absperrschieber mit geteiltem Keil oder Doppelscheibe besitzen Scheiben oder Keile, die aus zwei Teilen bestehen. Bei der Ausführung mit geteiltem Keil (Abb. 10.5) drückt die letzte Umdrehung des Handrades die beiden Scheiben gegen die konischen Sitze. Der Absperrschieber mit Doppelscheibe hat parallele Scheiben und Sitze. Der Abschluss durch die Doppelscheibe erfolgt durch einen Spreizer oder Keil, der die parallelen Scheiben gegen die Sitze drückt. Der Absperrschieber mit Doppelscheibe ist in Abb. 10.6 dargestellt.

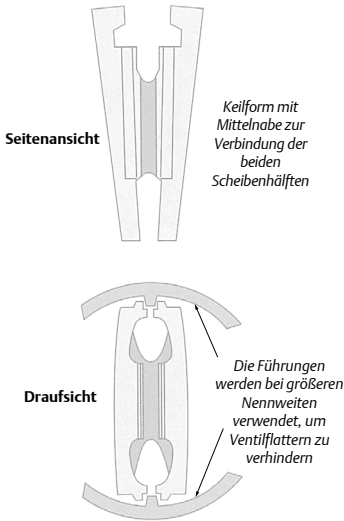


Abb. 10.4 Flexibler Keil

Das Design des flexiblen Keils (siehe Abb. 10.4) bietet gute Sitzeigenschaften (Auf und Zu) für einen breiten Temperaturbereich und sorgt für einen dichten Abschluss.

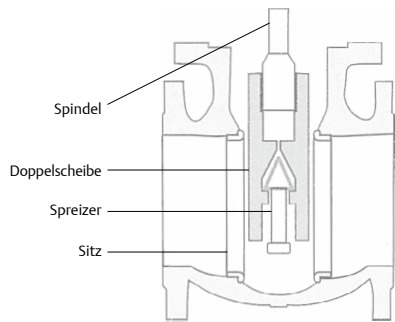


Abb. 10.6 Absperrschieber mit Doppelscheibe

Reibung, die zu Verschleiß an Sitzen und Scheiben führt, wird sowohl bei den Keil- als auch bei den Doppelscheibenausführungen auf ein Minimum reduziert, da sich Sitz und Scheibe erst beim Schließen des Schiebers berühren.

Beim Einbau eines Absperrschiebers mit geteiltem Keil oder Doppelscheibe muss die Spindel des Schiebers senkrecht stehen (stehender Schieber), damit sich die Scheiben vor dem Schließen nicht verkleben.

Das Design mit dem elastischen zweiteiligen Keil kombiniert die Vorteile der Ausführungen mit Parallelschieber und flexiblem Keil. Die spezielle flexible interne Aufbau, der als ein zweigeteilter Parallelschieber ausgeführt ist, ermöglicht es, die Armaturen nach Stellung zu schließen. Infolgedessen ist das erforderliche Drehmoment begrenzt, ebenso wie die Nennweite des Stellantriebs. Je höher der Druck des Mediums, desto höher ist die Dichtheit der Armatur, ohne dass sie klemmt.

Die Keilform minimiert die Kontaktzeit zwischen Sitz und Keil, so dass ein geringer Verschleiß und eine dauerhafte Dichtheit zu erwarten sind. Beim Schließen nach Stellung ist die Dichtheit auch bei niedrigem Druck gewährleistet, leckagefreier Abschluss bei 6 bar Luft.

Das Design der Parallelschieber mit „Eyelet-

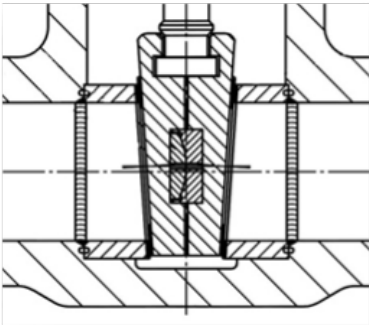


Abb. 10.7 Absperrschieber mit elastischer, zweigeteilter Keilausführung

„Follower“ arbeitet auf die gleiche Weise wie die Standardausführung mit Parallelschieber, verfügt in der offenen Position aber über einen integrierten „Eyelet-Follower“, der die Lücke zwischen den Sitzen schließt.

Das „Eyelet-Follower“-Design ermöglicht Folgendes:

- Schutz der Sitzfläche.
- Schutz des Schiebers.

- Geringere Turbulenzen im integrierten Raum, somit geringerer Druckverlust und weniger Geräuschentwicklung.

Abdichtung durch Stellung anstelle von Drehmoment. Dieses Design ist besser für Anwendungen mit hohen Drücken, großen Nennweiten und hohen Strömungsgeschwindigkeiten geeignet.

Die Dichtung zwischen Gehäuse und Oberteil aller Absperrschieber kann auf folgende Arten erfolgen:

- Mit Bolzen und Muttern verschraubtes Oberteil für alle Klassen von 150 bis 1500.
- Eine Druckdichtung findet nur für die Hochdruckklassen von 900 bis 4500 Anwendung.

Eine Druckdichtung kann wie folgt beschrieben werden:

- Auf die Dichtung wirkt eine Axialkraft, die mit steigendem Innendruck zunimmt.
- Diese Kraft komprimiert die Dichtung, die sich radial und axial verformt.
- In radialer Richtung wird die Dichtung gegen die Gehäusewand und das Oberteil gepresst, wodurch die erforderliche Flächenpressung und die damit verbundene Dichtkraft erreicht wird.
- Der Ring über der Dichtung nimmt die Axialkraft auf und überträgt sie auf die Segmentringe.
- Die Segmentringe wiederum sind in eine Nut im Gehäuse eingepasst, wodurch die Axialkraft auf das Gehäuse übertragen wird.
- Das Oberteil ist durch Bolzen vorgespannt, so dass die Dichtung verformt wird und die Dichtwirkung auch bei geringem Innendruck erreicht wird.

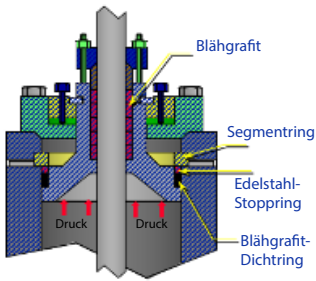


Abb. 10.8 Druckdichtung

### 10.1.2 Durchgangsventile

Durchgangsventile werden im Gegensatz zu Absperrschiebern in Bereichen eingesetzt, die einen häufigen Betrieb und/oder eine Drosselung des Durchflusses erfordern. Die Konstruktion des Absperrventils (siehe Abb. 10.9) hält die Sitzerosion auf ein Minimum und macht es zu einer wartungsfreundlichen Armatur. Wenn der Durchfluss in einem Durchgangsventil beginnt, bewegt sich die Scheibe vollständig vom Sitz weg, wodurch Erosion und Auswaschungen minimiert werden. Nennweiten und Abmessungen können dem Ende dieses Kapitels entnommen werden.

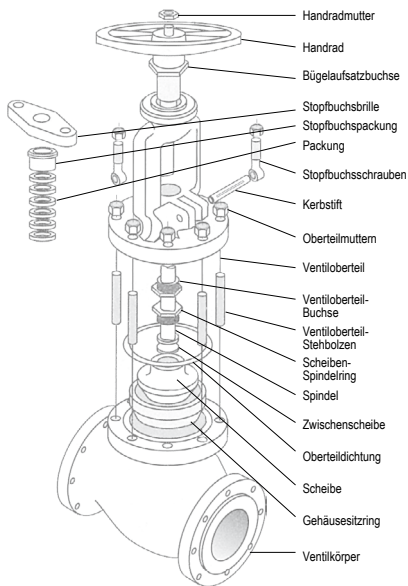


Abb. 10.9 Durchgangsventil

Durchgangsventile sind in drei Gehäusebauarten erhältlich: Eck-, Schrägsitz- und Gradsitzgehäuse oder Durchgangsgehäuse (am häufigsten). Häufig mit einer Rückschlagfunktion erhältlich, die als Rückschlagventil oder Rückflussverhinderer bezeichnet wird. In diesem Fall ist der Ventilteller nicht an der Spindel befestigt, so dass sich der Ventilteller in geöffneter Position bei einer Flussumkehr schließt und die Funktion einer Rückschlagklappe übernimmt.

Alle drei Gehäusebauarten sind für die Drosselung geeignet und weisen jeweils eigene Durchflusskennlinien und Wartungsseignung auf.

Eckventile sorgen für eine Richtungsänderung von 90 Grad (siehe Abb. 10.10), was bei einigen Anlagen Platz, Material und Montagezeit spart.

Die Innenkonstruktion des Eckventils bietet weniger Durchflussbegrenzung als die herkömmliche Gradsitzform, aber mehr als die Schrägsitzform eines Durchgangsventils.

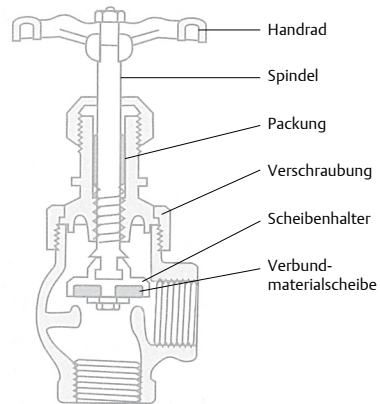


Abb. 10.10 Durchgangsventil in Eckausführung

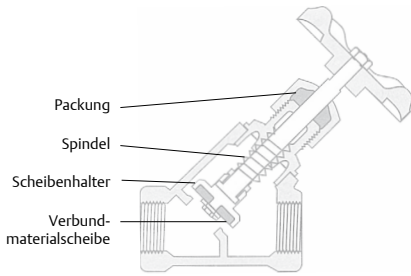


Abb. 10.11 Durchgangsventil in Schrägsitzausführung

Aufgrund der 45-Grad-Neigung der Spindel im Verhältnis zum Durchfluss haben Schrägsitzventile eine sehr geringe Durchflussbegrenzung. Abb. 10.11 zeigt ein typisches Durchgangsventil in Schrägsitzausführung. Das Durchgangsventil in Schrägsitzausführung eignet sich ideal für Bereiche, die einen nahezu vollen Durchfluss in einer Armatur erfordern, jedoch mit den Eigenschaften eines Durchgangsventils.

Zu den Anwendungen für das Durchgangsventil in Schrägsitzausführung gehören Kesselabblasungen und Leistungen, bei denen Schlamm, Sand und/oder viskose Flüssigkeiten auftreten können.

Die Haupttypen von Durchgangsventilen entsprechend ihrer Sitzausführung sind:

- Konventionelle Scheibe
- Kegelscheibe

Durchgangsventile mit einer konventionellen Scheibe verwenden eine kurze, konische Scheibe, die zum Schließen und Drosseln in einen angepassten konischen Sitz passt (siehe Abb. 10.12). Bei Durchflussverhältnissen, die zur Ablagerung oder Koksbildung auf den Sitzen der Armatur neigen, wird häufig die Ausführung mit einer konventionellen Scheibe bevorzugt. Die schmale Scheibe, die im Absperrventil mit konventioneller Scheibe verwendet wird, bricht sich in der Regel durch Ablagerungen, wodurch ein dichter Abschluss entsteht. Die Ablagerungen werden dabei nicht verdichtet.

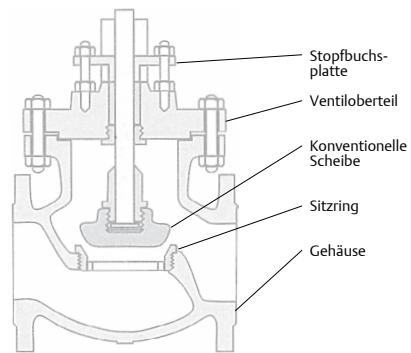


Abb. 10.12 Durchgangsventil mit konventioneller Scheibe

Die Kegelscheibe unterscheidet sich von der konventionellen Scheibe dadurch, dass Kegelscheibe und Sitzanordnung länger und konischer ausgeführt sind. Die größere Fläche von Kegel und Sitz verleiht dem Kegelventil einen maximalen Widerstand gegen durchflussbedingte Erosion. Ein Beispiel für ein Durchgangsventil mit einer Kegelscheibe ist in Abb. 10.13 dargestellt.

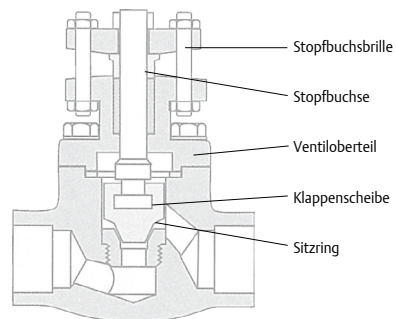


Abb. 10.13 Durchgangsventil mit Kegelscheibe

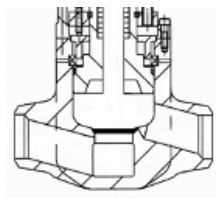


Abb. 10.14 Durchgangsventil in Gradsitzausführung

Ein Durchgangsventil in „T“- oder Gradsitzausführung ist eine der am häufigsten verwendeten Konfigurationen. Der Name leitet sich von der Form eines umgekehrten „T“ des Ventils ab. Sie eignen sich für Anwendung mit niedrigem und hohem Druck sowie reduziertem und vollem Durchgang. Die Abdichtung dieser Ventile erfolgt durch Drehmoment. Im Allgemeinen kommt der Druck von unterhalb des Ventiltellers, und das auf das Ventil ausgeübte Drehmoment wirkt dem Druck entgegen. Ein Beispiel für ein Durchgangsventil in Gradsitzausführung ist in Abb. 10.14 dargestellt.

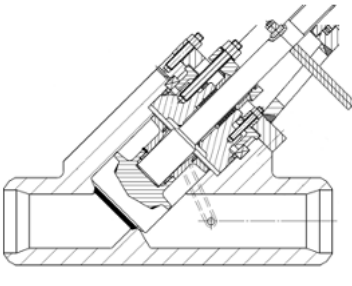


Abb. 10.15 Durchgangsventil in Schrägsitzausführung

Ein Durchgangsventil in „Y“ oder Schrägsitzausführung ist eine weitere häufig verwendete Konfiguration. Der Name leitet sich von der Form eines geneigten „Y“ des Ventils ab. Sie werden am häufigsten für Hochdruckanwendungen eingesetzt, da der Strömungsweg glatter ist als bei einer Gradsitzausführung, die einen geringeren Druckverlust aufweist. Die Abdichtung dieser Ventile erfolgt durch Drehmoment. Im Allgemeinen kommt der Druck von unterhalb des Ventiltellers, und das auf das Ventil ausgeübte Drehmoment wirkt dem Druck entgegen. Ein Beispiel für ein Durchgangsventil in Schrägsitzausführung ist in Abb. 10.15 dargestellt.

Ein Eckventil ist eine weniger häufig verwendete Ausführung eines Absperrventils, die eher mit Regelfunktionen in Verbindung gebracht wird. Die Abdichtung dieser Ventile erfolgt durch Drehmoment. Im Allgemeinen kommt der Druck von unterhalb des Ventiltellers, und das auf das Ventil ausgeübte Drehmoment wirkt dem Druck entgegen. Ein Beispiel für ein Durchgangsventil in Ecksitzausführung ist in Abb. 10.16 dargestellt.

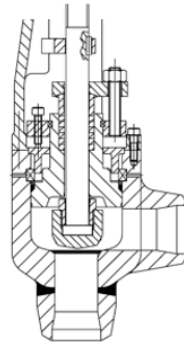


Abb. 10.16 Durchgangsventil in Ecksitzausführung mit Kegeventil

Die Hauptmerkmale der Absperrventilfunktionen sind folgende:

**Absperrfunktion:**

- Ventilteller und Spindel verbunden
- Ventil kann nur durch Betätigung eines Handrads/Antriebs geschlossen werden

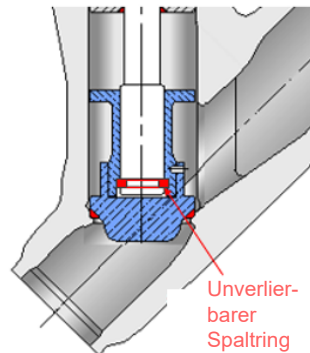


Abb. 10.17 Absperrfunktion

**Rückschlagfunktion:**

- Ventilteller und Spindel nicht verbunden
- Ventil kann durch Betätigung eines Handrads/Antriebs geschlossen werden
- Umkehr der Durchflussrichtung

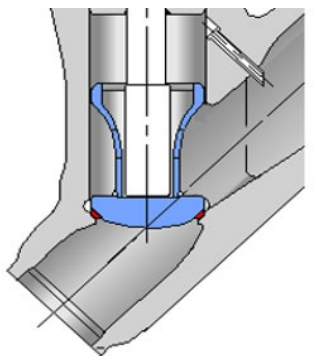


Abb. 10.18 Rückschlagfunktion

**Ventilführungsarten**

Der Schlüssel zur Gewährleistung einer zuverlässigen Leistung liegt darin, die korrekte Ausrichtung der Verschlusselemente sicherzustellen.

Um dies zu erreichen, können zwei grundlegenden Ansätze verfolgt werden – Gehäuseführung und Spindel/Ventiloberteilführung.

Die Gehäuseführung wird im Allgemeinen bei größeren Durchgangsventilen und Rückflussverhinderern eingesetzt. Sie wird normalerweise dadurch erreicht, dass der Ventilteller entlang des Gehäuses geführt wird.

Vorteile:

- Großer Kontaktbereich sorgt für hohe Stabilität des Ventiltellers.

Nachteile:

- Bei Anwendungen mit hoher Beanspruchung kann eine Aufpanzerung erforderlich sein.
- Es kann zu Verschmutzungen und Ablagerungen z. B. durch Kesselstein kommen, wenn die Systembedingungen nicht eingehalten werden.

- Häufig ist einer größerer Ventilteller erforderlich.

Wenn bei NRV-Anwendungen der Ventilteller am Gehäuse festsetzt, kann auch die Funktion des Durchgangsventils verloren gehen.

**Spindel/Ventiloberteilführung**

Die Spindel/Ventiloberteilführung wird häufig bei Ventilen mit kleineren Durchmessern eingesetzt und wird durch Führung der Spindel im Ventiloberteil erreicht.

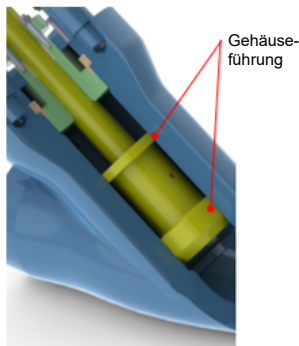


Abb. 10.19 Gehäuseführung

Die Ausrichtung der Verschlusselemente erfolgt durch eine externe Verdrehsicherung.

Vorteile:

- Die Führung erfolgt außerhalb der direkten Auswirkungen des Systemmediums.
- Kann die Größe/das Gewicht des Ventiltellers reduzieren.
- Generell kein Bedarf zur Aufpanzerung von Komponenten.
- Bei NRV-Anwendungen kann das Ventil im Falle eines Festfressens noch als Durchgangsventil eingesetzt werden.

Nachteile:

- Es erfordert eventuell einen größeren Spindeldurchmesser bei Ventilen mit großen Nennweiten.

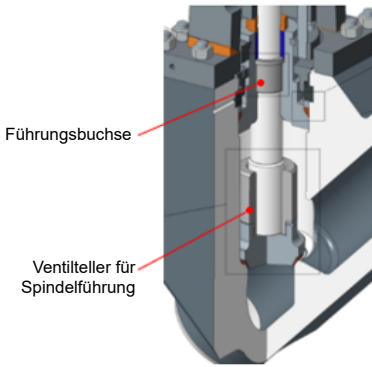


Abb. 10.20 Spindel/Ventiloberteilführung

### 10.1.3 Rückschlagklappen

Rückschlagklappen werden zur Vermeidung eine Umkehr der Durchflussrichtung in Rohrleitungssystemen und angeschlossenen Geräten eingesetzt. Die drei gebräuchlichsten Ausführungen von Rückschlagklappen sind:

- Schwenk-Rückschlagklappe
- Kipp-Rückschlagklappe
- Hub-Rückschlagklappe

Die Schwenk-Rückschlagklappe (siehe Abb. 10.21) besteht aus einer Klappenscheibe, die bei Durchflussbeginn in die gewünschte Richtung öffnet und bei Durchflussumkehr in die geschlossene Stellung schwingt. Aufgrund dieser Schwenkwirkung der Klappe ist es wichtig, alle Rückschlagklappen so einzubauen, dass die Klappe formschlüssig durch Schwerkraft schließt. Im Auf-Zustand bietet die Schwenk-Rückschlagklappe einen geringeren Durchflusswiderstand als die Hub-Rückschlagklappe.

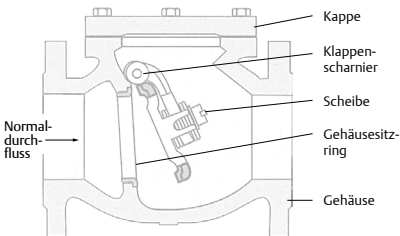


Abb. 10.21 Schwenk-Rückschlagklappe

In Durchflusssituationen, in denen ein schlagartiger Verschluss und/oder Klappenflattern auftreten, können andere Varianten von Rückschlagklappen verwendet werden, um diese Probleme zu minimieren. Nennweiten und Abmessungen können den Tabellen am Ende dieses Kapitels entnommen werden.

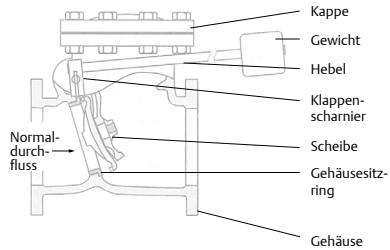


Abb. 10.22 Schwenk-Rückschlagklappe mit Hebel und Gewicht

Schwenk-Rückschlagklappen mit Außenhebel und Gewichten (siehe Abb. 10.22) oder federbelastete Klappenscheiben ermöglichen ein sofortiges Schließen bei Umkehr der Durchflussrichtung. Dieses sofortige Schließen minimiert die möglichen Beschädigungen durch Stöße und Klappenflattern in den Systemen. Die Kipp-Rückschlagklappe ist eine weitere Art einer Rückschlagklappe, die dazu dient, ein Zuschlagen zu verhindern (siehe Abb. 10.23).

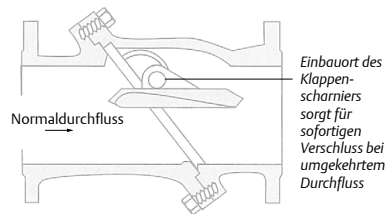


Abb. 10.23 Kipp-Rückschlagklappe

Sie kann als alternative Konstruktion für viele der gleichen Anwendungen verwendet werden, für die Rückschlagklappen in Frage kommen.



### 10.1.5 Zwischenüberhitzer-Absperrventile

Kohle- und Gaskraftwerke wandeln die Wärme aus dem Verbrennungsprozess in Dampf für die Stromerzeugung um. An einem bestimmten Punkt im Lebenszyklus des Kessels kann es erforderlich sein, eine Wasserprüfung durchzuführen, um die Unversehrtheit des Kessels zu bestätigen. Dies kann aufgrund von Zertifizierungen erfolgen oder um Wartungsarbeiten, wie z. B. den Austausch von Kesselrohren, zu überprüfen.

In der Regel gibt es zwei Abschnitte des Kessels, die für die Dampferzeugung genutzt werden und daher einer Wasserprüfung unterzogen werden.

Normalerweise werden die Tests an folgenden Punkten durchgeführt:

- Hauptdampfabschnitt
- Zwischenüberhitzerabschnitt

Der Hauptdampfbereich ist in der Regel relativ einfach zu isolieren, da er häufig über Ventile in den Hauptdampf- und Speiswasserleitungen verfügt, die im Falle einer erforderlichen Wasserprüfung zur Abtrennung des Hauptdampfabschnitts verwendet werden können. Der Zwischenüberhitzerabschnitt kann jedoch aufgrund seiner Lage und Nähe zur Turbine schwieriger zu isolieren sein.

Die Zwischenüberhitzerleitungen dienen der Rückgewinnung zusätzlicher Energie zur Erhöhung des Wirkungsgrades. Sie werden daher in der Regel bei niedrigeren Drücken und in größeren Rohrleitungen eingesetzt, um die Druckverluste in den Rohrleitungen zu minimieren. Dies ist einer der Gründe, warum man oft zögert, Ventile in diese Leitungen einzubauen, es sei denn, es ist absolut notwendig, da ein Druckverlust die Effizienz verringern könnte.

Wenn eine Wasserprüfung durchgeführt werden muss, gibt es häufig nur wenige Absperrpunkte, die es erlauben, die Wasserprüfung im Zwischenüberhitzerabschnitt des Kessels durchzuführen. Dies ist in der Regel kein Problem für den OEM, sondern für den Endnutzer, der diese Arbeit in den kommenden Jahren durchführen muss.

Eine übliche Lösung besteht darin, das Rohr zu durchtrennen und Flansche und Blenden einzubauen, um den Überhitzerabschnitt zu verschließen. Dies kann jedoch eine kostenintensive Lösung darstellen.

#### Typische Lösung

Eine Lösung zur Isolierung des Zwischenüberhitzerabschnitts besteht aus einem leeren Ventilkörper mit vollem Durchgang, um den Druckverlust zu minimieren.

Das Ventil ist mit einem großen Deckel für die Druckabdichtung ausgestattet, der bei Bedarf den Einbau einer Blende ermöglicht. Der Deckel ist normalerweise mit einer O-Ring-Dichtung versehen, kann aber bei Bedarf auch mit einer Graphitdichtung für Dampftestanwendungen ausgestattet werden.

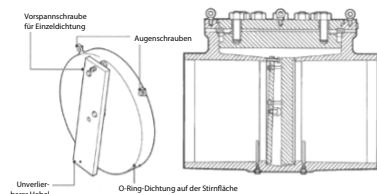


Abb. 10.27 Zwischenüberhitzer-Absperrventile

Nach dem Einbau wird der Deckel zur Abdichtung vorgespannt. Anschließend wird der Deckel der Druckdichtung wieder aufgesetzt und das Ventil mit dem erforderlichen Prüfdruck beaufschlagt. Dieser Druck wirkt auf die Blende, und mit steigendem Druck erhöht sich auch die Dichtungslast auf die Blende.

Nach dem Test kann die Blende entfernt und für den normalen Betrieb wieder der leere Ventilkörper mit vollem Durchgang eingesetzt werden.

### 10.1.6 Turbinenentnahmeventile

Turbinenentnahmeventile sind Rückschlagklappen/Kipp-Rückschlagklappen mit seitlich/oben angebaurem, einfachwirkendem pneumatischem Antrieb.

**Anwendung:** Entnahmeservice und HP-Abgasservice in Kraftwerken mit IP/LP-Dampfturbinenstart. Die Aufgabe hier besteht darin zu verhindern, dass zwischenerhitzter Dampf bei einer Abschaltung zur Turbine zurückströmt

Hauptmerkmale:

- „Doppelter Schutz“ durch formschlüssigen und servounterstützten Schließmechanismus.
- Schnelle Stellstand
- Formschlüssig dichtender Sitz

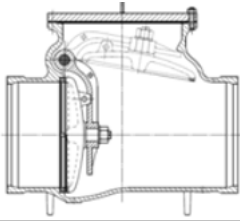


Abb. 10.28 Turbinenentnahmeventile

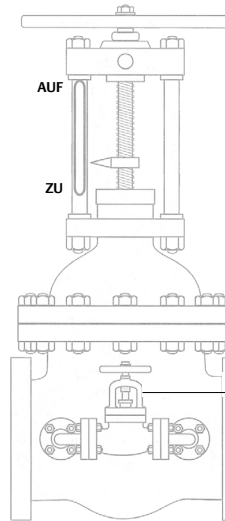
### 10.1.7 Bypassventile

In Situationen mit größeren Armaturen, in denen hohe Drücke und/oder hohe Temperaturen auftreten, wird häufig ein kleineres Bypassventil installiert, um den Druck auszugleichen und/oder die abströmseitige Leitung zu erwärmen, bevor die größere Armatur geöffnet wird. Abb. 10.29 zeigt eine typische Bypass-Anordnung. Abb. 10.30 gibt

die Standardorte und -größen für Bypass- und Hilfsanschlüsse an.

### 10.1.8 Membranventile

Membranventile (manchmal auch als Saunders-Ventile bezeichnet) sind für die Durchflussregelung bei korrosiven Anwendungen konzipiert, bei denen das Prozessmedium die Bauteile der Armatur beschädigen könnte. Weitere Einsatzbereiche für Membranventile sind Anwendungen, bei denen Verschmutzungen von außen nicht toleriert werden können, z. B. in der Pharma- und Lebensmittelindustrie.



Typisches Bypassventil für den Hochdruck- und/oder Hochtemperaturbetrieb mit parallelen Spindeln an beiden Armaturen

Abb. 10.29 Bypassventil

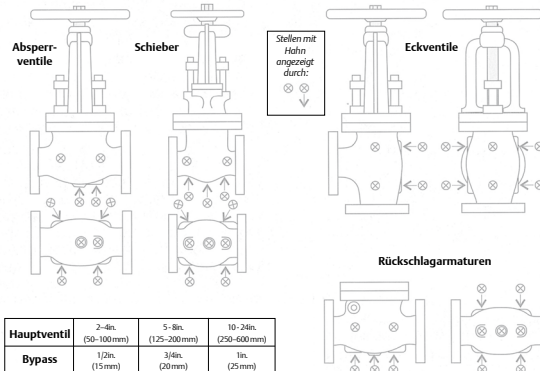


Abb. 10.30 Bypass- und Zusatzanschlüsse

Membranventile unterscheiden sich von anderen Armaturen dadurch, dass der Ventilkörper und das Prozessmedium durch eine flexible Membran von allen beweglichen Teilen der Armatur abgedichtet sind. Diese flexible Membrandichtung verhindert eine Packungsleckage an der Schaltwelle und somit das Austreten von Prozessmedium und eine Durchflusskontamination durch Packungsschmierstoffe.

Obwohl es zahlreiche Varianten von Membranventilen gibt, können die meisten als Wehr- oder Geradeausausführung klassifiziert werden.

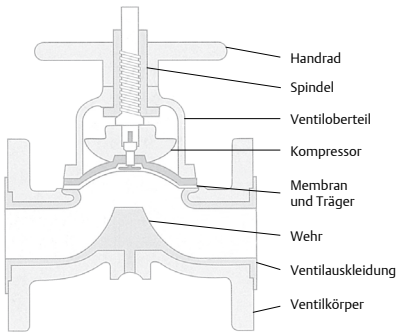


Abb. 10.31 Wehr-Membranventil

Wehr-Membranventile sind die am häufigsten verwendeten Membranventile. Abb. 10.31 zeigt ein typisches Wehr-Membranventil mit seinen Hauptbauteilen.

Das Wehr-Membranventil enthält einen erhöhten Abschnitt (Wehr) in der Mitte der Armatur, der als Schließpunkt für die flexible Membran dient. Durch die Art und Weise, wie das Wehr im Ventilkörper gebildet wird, wird die Membranbewegung verkürzt. Das verlängert die Lebensdauer der Membran und reduziert den Wartungsaufwand.

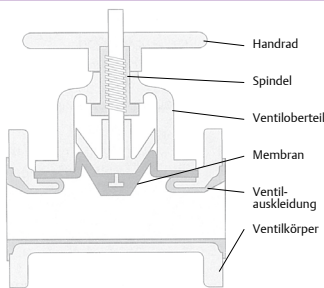


Abb. 10.32 Membranventil in Geradeausführung

Membranventile in Geradeausführung haben kein Wehr im Ventilkörper. Abb. 10.32 zeigt ein typisches Membranventil in Geradeausführung. Durch diese Konstruktion bietet die Armatur einen ununterbrochenen Durchgang, der sich insbesondere für viskose oder feststoffhaltige Prozessmedien eignet.

Je nach Einsatzgebiet und Temperaturbedingungen stehen verschiedene Membranwerkstoffe zur Verfügung.

Da bei der Geradeausführung eines Membranventils eine längere Membranbewegung erforderlich ist als bei einem Wehr-Membranventil, ist die Werkstoffauswahl bei der Geradeausführung eingeschränkt.

### 10.1.9 Quetschventile

Das Quetschventil verwendet wie das Membranventil eine flexible Membran zum Schließen und Öffnen des Ventils. Quetschventile verwenden einen flexiblen und hohlen Gehäuseeinsatz, der manuell oder motorbetrieben geschlossen wird, um den Durchfluss zu stoppen. Ein einfaches, luftbetriebenes Quetschventil ist in Abb. 10.33 dargestellt.

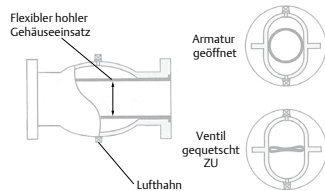


Abb. 10.33 Luftbetätigtes Quetschventil

Quetschventile eignen sich ideal für Anwendungen, bei denen Schwebstoffe, Schlämme und feste Pulverströme transportiert werden.

### 10.1.10 Kugelhähne

Der Kugelhahn enthält, wie schon der Name sagt, einen kugelförmigen Kegel in einem Ventilkörper, der den Durchfluss regelt. Die Kugel weist ein kreisförmiges Loch oder einen Durchflussweg durch ihre Mitte auf. Wenn sie ein Viertel des Weges gedreht wird, stoppt der Durchfluss. Kugelhähne gibt es grundsätzlich in drei Ausführungen:

- Venture-Sitz

- Volle Sitzweite
- Reduzierte Sitzweite (manchmal als Standard-Sitz bezeichnet)

Die Sitzausführungen geben den Innendurchmesser des Durchflusses durch die Kugel an.

Kugelhähne können auch nach ihrer Bauform klassifiziert werden. Gehäusebauarten unterscheiden sich in einteilige und mehrteilige Ventilkörper.

Ein typischer Kugelhahn mit reduziertem (oder normalem) Durchgang und mehrteiligem Gehäuse ist in Abb. 10.34 dargestellt.

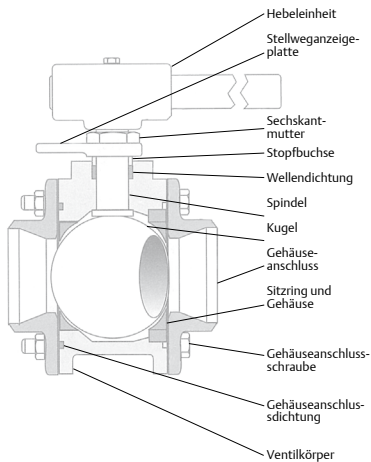


Abb. 10.34 Kugelhahn mit reduziertem Durchgang

### 10.1.1 Drosselklappen

Die Drosselklappe bietet eine einfache Konstruktion, die leicht, kompakt und kostengünstig ist, insbesondere bei größeren Nennweiten. Sie enthält eine flache, kreisförmige Klappe, die in der Mitte angelenkt ist und sich mit einer Vierteldrehung schließt oder vollständig öffnet. Der Sitz der Klappe besteht in der Regel aus einem Metallsitz oder aus elastischen Materialien wie Elastomere und Kunststoffe. Aufgrund der Fortschritte beim Sitzmaterial haben sich Drosselklappen in den Einsatzbereichen Öl, Gas, Chemie, Wasser

und Prozess gegenüber anderen Armaturen durchgesetzt. Diese Armatur wird häufig anstelle eines Absperrschiebers eingesetzt, bietet aber den zusätzlichen Vorteil einer Durchflussregelung.

Drosselklappen sind grundsätzlich in zwei Bauformen erhältlich:

- Zwischenflanschausführung
- Doppelflanschausführung

Die Zwischenflanschausführung (siehe Abb. 10.35) wird zwischen zwei Flanschen montiert und durch Flanschschrauben gehalten.

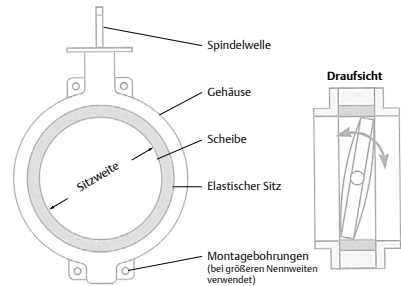


Abb. 10.35 Drosselklappe in Zwischenflanschausführung

In Situationen, in denen die Demontage von Geräten oder Leitungen das Lösen eines der Halteflansche erfordert, kann eine Drosselklappe in Flanschaugenausführung eingesetzt werden. Die Drosselklappe in Flanschaugenausführung (Abb. 10.36) weist Flanschaugen mit Innengewinden auf, durch die die Flanschschrauben geschraubt werden und die Armatur auch dann festhalten, wenn ein Flansch abgenommen wird. Bei den meisten Drosselklappen in Zwischenflanschausführung dient die Elastomerdichtung auch als eigene Flanschdichtung.

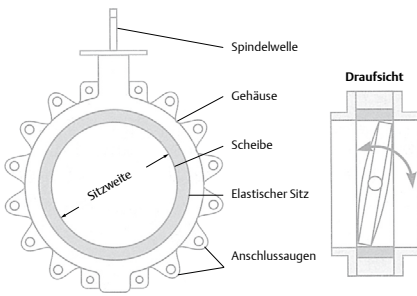


Abb. 10.36 Drosselklappe in Flanschaugenausführung

Die Drosselklappe in Doppelflanschausführung (Abb. 10.37) umfasst zwei Flanschen, die einzeln in die Rohrleitungen oder Geräteflansche eingeschraubt werden. Zwischen den Armaturenden und den Anschlussflanschen werden Dichtungen eingesetzt.

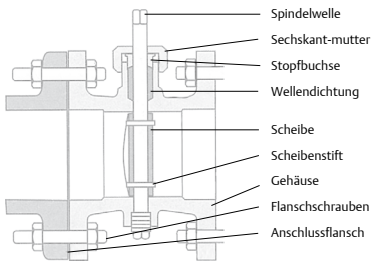


Abb. 10.37 Drosselklappe in Doppelflanschausführung

### 10.1.12 Kegelventile

Kegelventile (auch Hahnventile genannt) bestehen aus einem konischen Kegel oder einem Kegel mit parallelen Seiten, der innerhalb eines Ventilkörpers um eine Vierteldrehung gedreht werden kann. Durch die Vierteldrehung wird die Armatur entweder vollständig geschlossen oder vollständig geöffnet. Es gibt grundsätzlich zwei Arten von Kegelventilen:

- Geschmierter Kegel
- Nichtgeschmierter Kegel

Eine Variante des geschmierten Kegelventils ist in Abb. 10.38 dargestellt.

Der geschmierter Kegel unterscheidet sich vom ungeschmierten Kegel dadurch, dass er die Sitzflächen der Armatur schmiert. Die Schmierung hilft, ein Festfressen der Armatur zu vermeiden und gleichzeitig eine positive Abdichtung zu gewährleisten. Geschmierte Stopfen sollten nicht verwendet werden, wenn eine Verunreinigung des Prozessmediums ein Problem darstellt.

Die Ausführung des Kegelventils eignet sich auch für Mehrwege-Ventilanordnungen, wie in Abb. 10.39 dargestellt.

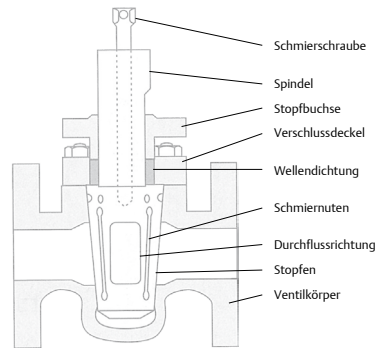


Abb. 10.38 Geschmierter Kegelventil

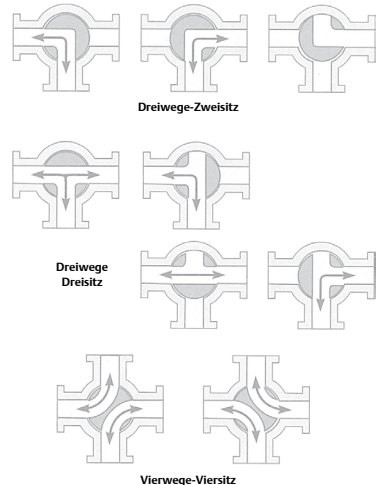


Abb. 10.39 Mehrsitz-Kegelventil

Gusseisen-Absperrschieber/Abmessungen in Zoll und Millimeter (mm) (Baulänge der Armatur)													
Gusseisen-Absperrschieber/ANSI Class 125, 250, 800													
Rohr- Nennweite		Glatte Dichtfläche/Class 125				Glatte Dichtleiste/Class 250				Glatte Dichtleiste/Class 800			
		Vollkeil		Doppelscheibe		Vollkeil		Doppelscheibe		Vollkeil		Doppelscheibe	
Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm
1/4	8	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
3/8	10	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1/2	15	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
3/4	20	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1	25	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1-1/4	32	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1-1/2	40	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
2	50	7,00	177,8	7,00	177,8	8,50	215,9	8,50	215,9	11,50	292,1	11,50	292,1
2-1/2	65	7,50	190,5	7,50	190,5	9,50	241,3	9,50	241,3	13,00	330,2	13,00	330,2
3	80	8,00	203,2	8,00	203,2	11,12	282,5	11,12	282,5	14,00	355,6	14,00	355,6
4	100	9,00	228,6	9,00	228,6	12,00	304,8	12,00	304,8	17,00	431,8	17,00	431,8
5	125	10,00	254,0	10,00	254,0	15,00	381,0	15,00	381,0	---	---	---	---
6	150	10,50	266,7	10,50	266,7	15,88	403,4	15,88	403,4	22,00	558,8	22,00	558,8
8	200	11,50	292,1	11,50	292,1	16,50	419,1	16,50	419,1	26,00	660,4	26,00	660,4
10	250	13,00	330,2	13,00	330,2	18,00	457,2	18,00	457,2	31,00	787,4	31,00	787,4
12	300	14,00	355,6	14,00	355,6	19,75	501,7	19,75	501,7	33,00	838,2	33,00	838,2
14	350	15,00	381,0	---	---	22,50	571,5	22,50	571,5	---	---	---	---
16	400	16,00	406,4	---	---	24,00	609,6	24,00	609,6	---	---	---	---
18	450	17,00	431,8	---	---	26,00	660,4	26,00	660,4	---	---	---	---
20	500	18,00	457,2	---	---	28,00	711,2	28,00	711,2	---	---	---	---
22	550	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
24	600	20,00	508,0	---	---	31,00	787,4	31,00	787,4	---	---	---	---
26	650	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
28	700	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
30	750	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
32	800	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
34	850	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
36	900	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

*Hinweise*  
 1. (---) Zeigt an, dass die Ventillinnenweite nicht in den ASME/ANSI-Normen angegeben ist, aber möglicherweise im Handel erhältlich ist.  
 2. Millimetermaße werden auf den ersten Dezimalpunkt abgerundet.  
 3. Abmessungen basieren auf der Norm ASME/ANSI B16.10.

Abb. 10.40 Gusseisen-Absperrschieber

Gusseisen-Durchgangsventile/Absperrschieber/Abmessungen in Zoll und Millimeter (mm) <i>(Einbaulänge bei Ventilen in Geradeausführung; Rohrmittelpunkt bis Flanschanschluss bei Eckventilen)</i>													
Gusseisen-Durchgangsventile/ANSI Class 125 & 250													
Rohr- Nennweite		Glatte Dichtfläche/Class 125						Glatte Dichtleiste/Class 250					
		Geradeausführung		Eckventilausführung		Regelbetrieb		Geradeausführung		Eckventilausführung		Regelbetrieb	
Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm
1/4	8	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
3/8	10	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1/2	15	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	7,50	190,5
3/4	20	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	7,62	193,5
1	25	---	---	---	---	7,25	190,5	---	---	---	---	7,55	196,9
1-1/4	32	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1-1/2	40	---	---	---	---	8,75	222,3	---	---	---	---	9,25	235,0
2	50	8,00	203,2	4,00	101,6	10,00	254,0	10,50	266,7	5,25	133,4	10,50	266,7
2-1/2	65	8,50	215,9	4,25	107,0	10,88	276,4	11,50	292,1	5,75	146,1	11,50	292,1
3	80	9,50	241,3	4,75	120,7	11,75	298,5	12,50	317,5	6,25	158,8	12,50	317,5
4	100	11,50	292,1	5,75	146,1	13,88	352,6	14,00	355,6	7,00	177,8	14,50	368,3
5	125	13,00	330,2	6,50	165,1	---	---	15,75	400,1	7,88	200,2	---	---
6	150	14,00	355,6	7,00	177,8	17,75	450,9	17,50	444,5	8,75	222,3	18,62	473,0
8	200	19,50	495,3	9,75	247,7	21,38	543,1	21,00	533,4	10,50	266,7	22,38	568,5
10	250	24,50	622,3	12,25	311,1	26,50	673,1	24,50	622,3	12,25	311,2	27,88	708,2
12	300	27,50	698,5	13,75	349,3	29,00	736,6	28,00	711,2	14,00	355,6	30,50	774,7
14	350	31,00	787,4	15,50	393,7	35,00	889,0	---	---	---	---	36,50	927,1
16	400	36,00	914,4	18,00	457,2	40,00	1016,0	---	---	---	---	41,62	1057,2
18	450	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
20	500	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
22	550	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
24	600	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
26	650	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
28	700	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
30	750	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
32	800	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
36	900	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

*Hinweise*

1. (---) Zeigt an, dass die Ventillinnenweite nicht in den ASME/ANSI-Normen angegeben ist, aber möglicherweise im Handel erhältlich ist.
2. Millimetermaße werden auf den ersten Dezimalpunkt abgerundet.
3. Abmessungen basieren auf der Norm ASME/ANSI B16.10.
4. Die Abmessungen für standardmäßige Hub- und Schwenk-Rückschlagklappen entsprechen den Abmessungen von Durchgangsventilen (ausgenommen 16" (400 mm) vertikale Schwenk-Rückschlagklappen).
5. Die Abmessungen für standardmäßige Winkelhub-Rückschlagklappen entsprechen den Abmessungen der Durchgangsventile in Eckausführung.

Abb. 10.41 Gusseisen-Durchgangsventile

Stahl-Absperrschieber/Absperrschieber/Abmessungen in Zoll und Millimeter (mm) (Einbaulänge und Baulänge der Armaturen)									
Stahl-Absperrschieber/ANSI Class 150									
Rohrnenweite		Glatte Dichtleiste/Class 150				Angefastes Ende/Class 150			
		Vollkeil		Doppelscheibe		Vollkeil		Doppelscheibe	
Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm
1/4	8	4,00	101,6	4,00	101,6	4,00	101,6	4,00	101,6
3/8	10	4,00	101,6	4,00	101,6	4,00	101,6	4,00	101,6
1/2	15	4,25	108,0	4,25	108,0	4,25	108,0	4,25	108,0
3/4	20	4,62	117,4	4,62	117,4	4,62	117,4	4,62	117,4
1	25	5,00	127,0	5,00	127,0	5,00	127,0	5,00	127,0
1-1/4	32	5,50	139,7	5,50	139,7	5,50	139,7	5,50	139,7
1-1/2	40	6,50	165,1	6,50	165,1	6,50	165,1	6,50	165,1
2	50	7,00	177,8	7,00	177,8	8,50	215,9	8,50	215,9
2-1/2	65	7,50	190,5	7,50	190,5	9,50	241,3	9,50	241,3
3	80	8,00	203,2	8,00	203,2	11,12	282,5	11,12	282,5
4	100	9,00	228,6	9,00	228,6	12,00	304,8	12,00	304,8
5	125	10,00	254,0	10,00	254,0	15,00	381,0	15,00	381,0
6	150	10,50	266,7	10,50	266,7	15,88	403,4	15,88	403,4
8	200	11,50	292,1	11,50	292,1	16,50	419,1	16,50	419,1
10	250	13,00	330,2	13,00	330,2	18,00	457,2	18,00	457,2
12	300	14,00	355,6	14,00	355,6	19,75	501,7	19,75	501,7
14	350	15,00	381,0	15,00	381,0	22,50	571,5	22,50	571,5
16	400	16,00	406,4	16,00	406,4	24,00	609,6	24,00	609,6
18	450	17,00	431,8	17,00	431,8	26,00	660,4	26,00	660,4
20	500	18,00	457,2	18,00	457,2	28,00	711,2	28,00	711,2
22	550	---	---	---	---	30,00	762,0	30,00	762,0
24	600	20,00	508,0	20,00	508,0	32,00	812,8	32,00	812,8
26	650	22,00	558,8	22,00	558,8	---	---	34,00	863,6
28	700	24,00	609,6	24,00	609,6	---	---	36,00	914,4
30	750	24,00	609,6	24,00	609,6	---	---	36,00	914,4
32	800	---	---	---	---	---	---	38,00	965,2
34	850	---	---	---	---	---	---	40,00	1016
36	900	28,00	711,2	28,00	711,2	---	---	40,00	1016

Abb. 10.42 Stahl-Absperrschieber (Class 150)

Stahl-Absperrschieber/Absperrschieber/Abmessungen in Zoll und Millimeter (mm) <i>(Einbaulänge und Baulänge der Armaturen)</i>									
Stahl-Absperrschieber/ANSI Class 300									
Rohrnenweite		Glatte Dichtleiste/Class 300				Angefastes Ende/Class 300			
		Vollkeil		Doppelscheibe		Vollkeil		Doppelscheibe	
Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm
1/4	8	---	---	---	---	---	---	---	---
3/8	10	---	---	---	---	---	---	---	---
1/2	15	5,50	139,7	---	---	5,50	139,7	---	---
3/4	20	6,00	152,4	---	---	6,00	152,4	---	---
1	25	6,50	165,1	---	---	6,50	165,1	---	---
1-1/4	32	7,00	177,8	---	---	7,00	177,8	---	---
1-1/2	40	7,50	190,5	7,50	190,5	7,50	190,5	7,50	190,5
2	50	8,50	215,9	8,50	215,9	8,50	215,9	8,50	215,9
2-1/2	65	9,50	241,3	9,50	241,3	9,50	241,3	9,50	241,3
3	80	11,12	282,5	11,12	282,5	11,12	282,5	11,12	282,5
4	100	12,00	304,8	12,00	304,8	12,00	304,8	12,00	304,8
5	125	15,00	381,0	15,00	381,0	15,00	381,0	15,00	381,0
6	150	15,88	403,4	15,88	403,4	15,88	403,4	15,88	403,4
8	200	16,50	419,1	16,50	419,1	16,50	419,1	16,50	419,1
10	250	18,00	457,2	18,00	457,2	18,00	457,2	18,00	457,2
12	300	19,75	501,7	19,75	501,7	19,75	501,7	19,75	501,7
14	350	30,00	762,0	30,00	762,0	30,00	762,0	30,00	762,0
16	400	33,00	838,2	33,00	838,2	33,00	838,2	33,00	838,2
18	450	36,00	914,4	36,00	914,4	36,00	914,4	36,00	914,4
20	500	39,00	990,6	39,00	990,6	39,00	990,6	39,00	990,6
22	550	43,00	1092,2	43,00	1092,2	43,00	1092,2	43,00	1092,2
24	600	45,00	1143,0	45,00	1143,0	45,00	1143,0	45,00	1143,0
26	650	49,00	1244,6	49,00	1244,6	49,00	1244,6	49,00	1244,6
28	700	53,00	1346,2	53,00	1346,2	53,00	1346,2	53,00	1346,2
30	750	55,00	1397,0	55,00	1397,0	55,00	1397,0	55,00	1397,0
32	800	60,00	1524,0	60,00	1524,0	60,00	1524,0	60,00	1524,0
34	850	64,00	1625,6	64,00	1625,6	64,00	1625,6	64,00	1625,6
36	900	68,00	1727,2	68,00	1727,2	68,00	1727,2	68,00	1727,2

Abb. 10.43 Stahl-Absperrschieber (Class 300)

Stahl-Absperschieber/Absperschieber/Abmessungen in Zoll und Millimeter (mm) (Einbaulänge und Baulänge der Armaturen)															
Stahl-Absperschieber/ANSI Class 400 & 600															
Rohrnen- weite		Glatte Dichtleiste & Angefastes Ende/Class 400				Glatte Dichtleiste/Class 600				Angefastes Ende/Class 600					
		Vollkeil		Doppelscheibe		Vollkeil		Doppelscheibe		Vollkeil		Doppelscheibe		Kurze Bauform	
in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/2	15	6,5	165,1	---	---	6,5	165,1	---	---	6,50	165,1	---	---	---	---
3/4	20	7,5	190,5	---	---	7,5	190,5	---	---	7,5	190,5	---	---	---	---
1	25	8,5	215,9	8,5	215,9	8,5	215,9	8,5	215,9	8,5	215,9	8,5	215,9	5,25	133,4
1-1/4	32	9,0	228,6	9,0	228,6	9,0	228,6	9,0	228,6	9,0	228,6	9,0	228,6	5,75	146,1
1-1/2	40	9,5	241,3	9,5	241,3	9,5	241,3	9,5	241,3	9,5	241,3	9,5	241,3	6,0	152,4
2	50	11,5	292,1	11,5	292,1	11,5	292,1	11,5	292,1	11,5	292,1	11,5	292,1	7,0	177,8
2-1/2	65	13,0	330,2	13,0	330,2	13,0	330,2	13,0	330,2	13,0	330,2	13,0	330,2	8,5	215,9
3	80	14,0	355,6	14,0	355,6	14,0	355,6	14,0	355,6	14,0	355,6	14,0	355,6	10,0	254,0
4	100	16,0	406,4	16,0	406,4	17,0	431,8	17,0	431,8	17,0	431,8	17,0	431,8	12,0	304,8
5	125	18,0	457,2	18,0	457,2	20,0	508,0	20,0	508,0	20,0	508,0	20,0	508,0	15,0	381,0
6	150	19,5	495,3	19,5	495,3	22,0	558,8	22,0	558,8	22,0	558,8	22,0	558,8	18,0	457,2
8	200	23,5	596,9	23,5	596,9	26,0	660,4	26,0	660,4	26,0	660,4	26,0	660,4	23,0	584,2
10	250	26,5	673,1	26,5	673,1	31,0	787,4	31,0	787,4	31,0	787,4	31,0	787,4	28,0	711,2
12	300	30,0	762,0	30,0	762,0	33,0	838,2	33,0	838,2	33,0	838,2	33,0	838,2	32,0	812,8
14	350	32,5	825,5	32,5	825,5	35,0	889,0	35,0	889,0	35,0	889,0	35,0	889,0	35,0	889,0
16	400	35,5	901,7	35,5	901,7	39,0	990,6	39,0	990,6	39,0	990,6	39,0	990,6	39,0	990,6
18	450	38,5	977,9	38,5	977,9	43,0	1092,2	43,0	1092,2	43,0	1092,2	43,0	1092,2	43,0	1092,2
20	500	41,5	1054,1	41,5	1054,1	47,0	1193,8	47,0	1193,8	47,0	1193,8	47,0	1193,8	47,0	1193,8
22	550	45,0	1143,0	45,0	1143,0	51,0	1295,4	51,0	1295,4	51,0	1295,4	51,0	1295,4	---	---
24	600	48,5	1231,9	48,5	1231,9	55,0	1397,0	55,0	1397,0	55,0	1397,0	55,0	1397,0	55,0	1397,0
26	650	---	---	---	1308,1	57,0	1447,8	57,0	1447,8	57,0	1447,8	57,0	1447,8	---	---
28	700	---	---	---	1397,0	61,0	1549,4	61,0	1549,4	61,0	1549,4	61,0	1549,4	---	---
30	750	---	---	---	1524,0	65,0	---	65,0	1651,0	65,0	1651,0	65,0	1651,0	---	---
32	800	---	---	---	1651,0	---	---	70,0	1778,0	---	---	70,0	1778,0	---	---
34	850	---	---	---	1778,0	---	---	76,0	1930,4	---	---	76,0	1930,4	---	---
36	900	---	---	---	1879,6	---	---	82,0	2082,8	---	---	82,0	2082,8	---	---

Abb. 10.44 Stahl-Absperschieber (Class 400 und 600)

Stahl-Absperrschieber/Absperrschieber/Abmessungen in Zoll und Millimeter (mm) <i>(Einbaulänge und Baulänge der Armaturen)</i>													
Stahl-Absperrschieber/ANSI CLASS 900 & 1500													
Rohrinnenweite		Glatte Dichtleiste & Angefastes Ende/ Klasse 900				Angefastes Ende/ Class 900		Glatte Dichtleiste & Angefastes Ende/ Klasse 1500					
		Vollkeil		Doppelscheibe		Kurze Bauform		Vollkeil		Doppelscheibe		Kurze Bauform	
Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm	Zoll	mm
3/4	20	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1	25	10,00	254,0	---	---	5,50	139,7	10,00	254,0	---	---	5,50	139,7
1-1/4	32	11,00	279,4	---	---	6,50	165,1	11,00	279,4	---	---	6,50	165,1
1-1/2	40	12,00	304,8	---	---	7,00	177,8	12,00	304,8	---	---	7,00	177,8
2	50	14,50	368,3	14,50	368,3	8,50	215,9	14,50	368,3	14,50	368,3	8,50	215,9
2-1/2	65	16,50	419,1	16,50	419,1	10,00	254,0	16,50	419,1	16,50	419,1	10,00	254,0
3	80	15,00	381,0	15,00	381,0	12,00	304,8	18,50	469,9	18,50	469,9	12,00	304,8
4	100	18,00	457,2	18,00	457,2	14,00	355,6	21,50	546,1	21,50	546,1	16,00	406,4
5	125	22,00	558,8	22,00	558,8	17,00	431,8	26,50	673,1	26,50	673,1	19,00	482,6
6	150	24,00	609,6	24,00	609,6	20,00	508,0	27,75	704,9	27,75	704,9	22,00	558,8
8	200	29,00	736,6	29,00	736,6	26,00	660,4	32,75	831,9	32,75	831,9	28,00	711,2
10	250	33,00	838,2	33,00	838,2	31,00	787,4	39,00	990,6	39,00	990,6	34,00	863,6
12	300	38,00	965,2	38,00	965,2	36,00	914,4	44,50	1130,3	44,50	1130,3	39,00	990,6
14	350	40,50	1028,7	40,50	1028,7	39,00	990,6	49,50	1257,3	49,50	1257,3	42,00	1066,8
16	400	44,50	1130,3	44,50	1130,3	43,00	1092,2	54,50	1384,3	54,50	1384,3	47,00	1193,8
18	450	48,00	1219,2	48,00	1219,2	---	---	60,50	1536,7	60,50	1536,7	53,00	1346,2
20	500	52,00	1320,8	52,00	1320,8	---	---	65,50	1663,7	65,50	1663,7	58,00	1473,2
22	550	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
24	600	61,00	1549,4	61,00	1549,4	---	---	76,50	1943,1	76,50	1943,1	---	---

Abb. 10.45 Stahl-Absperrschieber (Class 900 und 1500)

Stahl-Absperrschieber/Absperrschieber/Abmessungen in Zoll und Millimeter (mm) (Einbaulänge und Baulänge der Armaturen)											
STAHL-ABSPERRSCHIEBER/ANSI CLASS 2500											
Rohrinnenweite		Glatte Dichtleiste/Class 2500				Angefastes Ende/Class 2500					
		Vollkeil		Doppelscheibe		Vollkeil		Doppelscheibe		Kurze Bauform	
in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/2	15	10,38	263,7	---	---	10,38	263,7	---	---	---	---
3/4	20	10,75	273,1	---	---	10,75	273,1	---	---	---	---
1	25	12,12	307,9	---	---	12,12	307,9	---	---	7,31	185,7
1-¼	32	13,75	349,3	---	---	13,75	349,3	---	---	9,12	231,7
1-½	40	15,12	384,1	---	---	15,12	384,1	---	---	9,12	231,7
2	50	17,75	450,9	17,75	450,9	17,75	450,9	17,75	450,9	11,00	279,4
2-½	65	20,00	508,0	20,00	508,0	20,00	508,0	20,00	508,0	13,00	330,2
3	80	22,75	577,9	22,75	577,9	22,75	577,9	22,75	557,9	14,50	368,3
4	100	26,50	673,1	26,50	673,1	26,50	673,1	26,50	673,1	18,00	457,2
5	125	31,25	793,8	31,25	793,8	31,25	793,8	31,25	793,8	21,00	533,4
6	150	36,00	914,4	36,00	914,4	36,00	914,4	36,00	914,4	24,00	609,6
8	200	40,25	1022,4	40,25	1022,4	40,25	1022,4	40,25	1022,4	30,00	762,0
10	250	50,00	1270,0	50,00	1270,0	50,00	1270,0	50,00	1270,0	36,00	914,4
12	300	56,00	1422,4	56,00	1422,4	56,00	1422,4	56,00	1422,4	41,00	1041,4
14	350	---	---	---	---	---	---	---	---	44,00	1117,6
16	400	---	---	---	---	---	---	---	---	49,00	1244,6
18	450	---	---	---	---	---	---	---	---	55,00	1397,0

Hinweise

- (---) Zeigt an, dass die Ventillinnenweite nicht in den ASME/ANSI-Normen angegeben ist, aber möglicherweise im Handel erhältlich ist.
- Millimetermaße werden auf den ersten Dezimalpunkt abgerundet.
- Abmessungen basieren auf der Norm ASME/ANSI B16.10.
- Kurze Bauform gilt für druckdichtende oder flanschlose Oberteilventile (Option bei geschraubten Oberteilen).

Abb. 10.46. Stahl-Absperrschieber (Class 2500)

<b>Stahl-Durchgangsventile und Rückschlagklappen/Absperrschieber/Abmessungen in Zoll und Millimeter (mm)</b> <i>(Einbaulänge und Baulänge bei Geradeausführung; Rohrmittelpunkt bis Flansanschluss und Rohrmittelpunkt bis Ende bei Eckventilen)</i>											
<b>Stahl-Durchgangsventile und Rückschlagklappen/ANSI Class 150</b>											
<b>Rohr-Nennweite</b>		<b>Glatte Dichtleiste und Angefastes Ende/Class 150</b>									
		<b>Geradeausführung Durchgangsventil</b>		<b>Eckventilausführung</b>		<b>Durchgangsventil in Schrägsitzausführung</b>		<b>Stellventil Durchgangsventil (°)</b>		<b>Schwenk-Rückschlagklappe</b>	
in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/4	8	4,00	101,6	2,00	50,8	---	---	---	---	4,00	101,6
3/8	10	4,00	101,6	2,00	50,8	---	---	---	---	4,00	101,6
1/2	15	4,25	108,0	2,25	57,2	5,50	139,7	---	---	4,25	108,0
3/4	20	4,62	117,4	2,50	63,5	6,00	152,4	---	---	4,62	117,4
1	25	5,00	127,0	2,75	69,9	6,50	165,1	7,25	184,2	5,00	127,0
1-¼	32	5,50	139,7	3,00	76,2	7,25	184,2	---	---	5,50	139,7
1-½	40	6,50	165,1	3,25	82,6	8,00	203,2	8,75	222,3	6,50	165,1
2	50	8,00	203,2	4,00	101,6	9,00	228,6	10,00	254,0	8,00	203,2
2-½	65	8,50	215,9	4,25	108,0	11,00	279,4	10,88	276,4	8,50	215,9
3	80	9,50	241,3	4,75	120,7	12,50	317,5	11,75	298,5	9,50	241,3
4	100	11,50	292,1	5,75	146,1	14,50	368,3	13,88	352,6	11,50	292,1
5	125	14,00	355,6	7,00	177,8	---	---	---	---	13,00	355,6
6	150	16,00	406,4	8,00	203,2	18,50	469,9	17,75	450,9	14,00	406,4
8	200	19,50	495,3	9,75	247,7	23,50	596,9	21,38	543,1	19,50	495,3
10	250	24,50	622,3	12,25	311,2	26,50	673,1	26,50	673,1	24,50	622,3
12	300	27,50	698,5	13,75	349,3	30,50	774,7	29,00	736,6	27,50	698,5
14	350	31,00	787,4	15,50	393,7	---	---	35,00	889,0	31,50	787,4
16	400	36,00	914,4	18,00	457,2	---	---	40,00	1016,0	34,00	914,4
18	450	---	---	---	---	---	---	---	---	38,50	977,9
20	500	---	---	---	---	---	---	---	---	38,50	977,9
22	550	---	---	---	---	---	---	---	---	42,00	1066,8
24	600	---	---	---	---	---	---	---	---	51,00	1295,4
26	650	---	---	---	---	---	---	---	---	51,00	1295,4
28	700	---	---	---	---	---	---	---	---	57,00	1447,8
30	750	---	---	---	---	---	---	---	---	60,00	1524,0
32	800	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
34	850	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
36	900	---	---	---	---	---	---	---	---	77,00	1955,8

*Hinweis: Die Abmessungen bei Stellventilen beziehen sich nur auf Flanschventile mit glatter Dichtleiste.*

Abb. 10.47 Stahl-Durchgangsventil/Rückschlagklappe (Class 150)

<b>Stahl-Durchgangsventile und Rückschlagklappen/Absperrschieber/Abmessungen in Zoll und Millimeter (mm)</b> (Einbaulänge und Baulänge bei Geradeausführung; Rohrmittelpunkt bis Flanschanschluss und Rohrmittelpunkt bis Ende bei Eckventilen)									
<b>Stahl-Durchgangsventile und Rückschlagklappen/ANSI Class 300</b>									
Rohr- Nennweite		Glatte Dichtleiste und Angefastes Ende/Class 300							
		Durchgangsventil in Geradeausführung		Eckventilausführung		Stellventil Durchgangsventil (*)		Schwenk-Rückschlagklappe	
in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/4	8	---	---	---	---	---	---	---	---
3/8	10	---	---	---	---	---	---	---	---
1/2	15	6,00	152,4	3,00	76,2	7,50	190,5	---	---
3/4	20	7,00	177,8	3,50	88,9	7,62	193,6	---	---
1	25	8,00	203,2	4,00	101,6	7,75	196,9	8,50	215,9
1-1/4	32	8,50	215,9	4,25	108,0	---	---	9,00	228,6
1-1/2	40	9,00	228,6	4,50	114,3	9,25	235,0	9,50	241,3
2	50	10,50	266,7	5,25	133,4	10,50	266,7	10,50	266,7
2-1/2	65	11,50	292,1	5,75	146,1	11,50	292,1	11,50	292,1
3	80	12,50	317,5	6,25	158,8	12,50	321,3	12,50	317,5
4	100	14,00	355,6	7,00	177,8	14,50	368,3	14,00	355,6
5	125	15,75	400,1	7,88	200,2	---	---	15,75	400,1
6	150	17,50	444,5	8,75	222,3	18,62	473,0	17,50	444,5
8	200	22,00	558,8	11,00	279,4	22,38	568,5	21,00	533,4
10	250	24,50	622,3	12,25	311,2	27,88	708,2	24,50	622,3
12	300	28,00	711,2	14,00	355,6	30,50	774,7	28,00	711,2
14	350	---	---	---	---	36,50	927,1	33,00	838,2
16	400	---	---	---	---	41,62	1057,2	34,00	863,6
18	450	---	---	---	---	---	---	38,50	977,9
20	500	---	---	---	---	---	---	40,00	1016,0
22	550	---	---	---	---	---	---	44,00	1117,6
24	600	---	---	---	---	---	---	53,00	1346,2
26	650	---	---	---	---	---	---	53,00	1346,2
28	700	---	---	---	---	---	---	59,00	1498,6
30	750	---	---	---	---	---	---	62,75	1593,9
32	800	---	---	---	---	---	---	---	---
34	850	---	---	---	---	---	---	---	---
36	900	---	---	---	---	---	---	82,00	2082,8

Die Abmessungen bei Stellventilen beziehen sich nur auf Flanschventile mit glatter Dichtleiste.

Abb. 10.48 Stahl-Durchgangsventil/Rückschlagklappe (Class 300)

<b>Stahl-Durchgangsventile und Rückschlagklappen/Absperrschieber/Abmessungen in Zoll und Millimeter (mm)</b> (Einbaulänge und Baulänge bei Geradeausführung und Rohrmittelpunkt bis Flanschsanschluss und Rohrmittelpunkt bis Ende bei Eckventilen)													
								Lange Bauform					
Rohr- Nennweite		Glatte Dichtleiste und Angefastes Ende/Class 400						Glatte Dichtleiste und Angefastes Ende/Class 600					
		Durchgangsventil in Geradeausführung		Eckventil- ausführung		Schwenk- Rückschlagklappe		Durchgangsventil in Geradeausführung		Eckventil- ausführung		Schwenk- Rückschlagklappe	
in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/2	15	6,50	165,1	3,25	82,6	6,50	165,1	6,50	165,1	3,25	82,6	6,50	165,1
3/4	20	7,50	190,5	3,75	95,3	7,50	190,5	7,50	190,5	3,75	95,3	7,50	190,5
1	25	8,50	215,9	4,25	108,0	8,50	215,9	8,50	215,9	4,25	108,0	8,50	215,9
1-¼	32	9,00	228,6	4,50	114,3	9,00	228,6	9,00	228,6	4,50	114,3	9,00	228,6
1-½	40	9,50	241,3	4,75	120,7	9,50	241,3	9,50	241,3	4,75	120,7	9,50	241,3
2	50	11,50	292,1	5,75	146,1	11,50	292,1	11,50	292,1	5,75	146,1	11,50	292,1
2-½	65	13,00	330,2	6,50	165,1	13,00	330,2	13,00	330,2	6,50	165,1	13,00	330,2
3	80	14,00	355,6	7,00	177,8	14,00	355,6	14,00	355,6	7,00	177,8	14,00	355,6
4	100	16,00	406,4	8,00	203,2	16,00	406,4	17,00	431,8	8,50	215,9	17,00	431,8
5	125	18,00	457,2	9,00	228,6	18,00	457,2	20,00	508,0	10,00	254,0	20,00	508,0
6	150	19,50	495,3	9,75	247,7	19,50	495,3	22,00	558,8	11,00	279,4	22,00	558,8
8	200	23,50	596,9	11,75	298,5	23,50	596,9	26,00	660,4	13,00	330,2	26,00	660,4
10	250	26,50	673,1	13,25	336,6	26,50	673,1	31,00	787,4	15,50	393,7	31,00	787,4
12	300	30,00	762,0	15,00	381,0	30,00	762,0	33,00	838,2	16,50	419,1	33,00	838,2
14	350	---	---	---	---	35,00	889,0	---	---	---	---	35,00	889,0
16	400	---	---	---	---	35,50	901,7	---	---	---	---	39,00	990,6
18	450	---	---	---	---	40,00	1016,0	---	---	---	---	43,00	1092,2
20	500	---	---	---	---	41,50	1054,1	---	---	---	---	47,00	1193,8
22	550	---	---	---	---	45,00	1143,0	---	---	---	---	51,00	1295,4
24	600	---	---	---	---	55,00	1397,0	---	---	---	---	55,00	1397,0
26	650	---	---	---	---	55,00	1397,0	---	---	---	---	57,00	1447,8
28	700	---	---	---	---	63,00	1600,2	---	---	---	---	63,00	1600,2
30	750	---	---	---	---	65,00	1651,0	---	---	---	---	65,00	1651,0
32	800	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
34	850	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
36	900	---	---	---	---	82,00	2082,8	---	---	---	---	82,00	2082,8

Abb. 10.49 Stahl-Durchgangsventil/Rückschlagklappe (Class 400 &amp; 600)

<b>Stahl-Durchgangsventile und Rückschlagklappen/Absperrschieber/Abmessungen in Zoll und Millimeter (mm)</b> <i>(Einbaulänge und Baulänge bei Geradeausführung und Rohrmittelpunkt bis Flanschlanschluss und Rohrmittelpunkt bis Ende bei Eckventilen)</i>									
Rohrnenweite		Kurze Bauform							
		Angefastes Ende/Class 600							
		Durchgangsventil in Geradeausführung		Eckventilausführung		Schwenk-Rückschlagklappe		Regel-/Durchgangsventil	
in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/2	15	---	---	---	---	---		8,00	203,2
3/4	20	---	---	---	---	---		8,12	206,3
1	25	5,25	133,4	---	---	5,25	133,4	8,25	209,6
1-1/4	32	5,75	146,1	---	---	5,75	146,1	---	---
1-1/2	40	6,00	152,4	---	---	6,00	152,4	9,88	251,0
2	50	7,00	177,8	4,25	108,0	7,00	177,8	11,25	285,8
2-1/2	65	8,50	215,9	5,00	127,0	8,50	215,9	12,25	311,2
3	80	10,00	254,0	6,00	152,4	10,00	254,0	13,25	336,6
4	100	12,00	304,8	7,00	177,8	12,00	304,8	15,50	393,7
5	125	15,00	381,0	8,50	215,9	15,00	381,0	---	---
6	150	18,00	457,2	10,00	254,0	18,00	457,2	20,00	508,0
8	200	23,00	584,2	---	---	23,00	584,2	24,00	609,6
10	250	28,00	711,2	---	---	28,00	711,2	29,62	752,4
12	300	32,00	812,8	---	---	32,00	812,2	32,25	819,2
14	350	---	---	---	---	---	---	38,25	971,6
16	400	---	---	---	---	---	---	43,62	1108,0
18	450	---	---	---	---	---	---	---	---
20	500	---	---	---	---	---	---	---	---
22	550	---	---	---	---	---	---	---	---
24	600	---	---	---	---	---	---	---	---
26	650	---	---	---	---	---	---	---	---
28	700	---	---	---	---	---	---	---	---
30	750	---	---	---	---	---	---	---	---
32	800	---	---	---	---	---	---	---	---
34	850	---	---	---	---	---	---	---	---
36	900	---	---	---	---	---	---	---	---

Abb. 10.50 Stahl-Durchgangsventil/Rückschlagklappe (Class 600)

<b>Stahl-Durchgangsventile und Rückschlagklappen/Absperrschieber/Abmessungen in Zoll und Millimeter (mm)</b> <i>(Einbaulänge und Baulänge bei Geradeausführung und Rohrmittelpunkt bis Flanschanschluss und Rohrmittelpunkt bis Ende bei Eckventilen)</i>													
<b>Stahl-Durchgangsventile und Rückschlagklappen/ANSI Class 900</b>													
<b>Rohrnenweite</b>		<b>Lange Bauform</b>						<b>Kurze Bauform</b>					
		<b>Glatte Dichtleiste und Angefastes Ende/Class 900</b>						<b>Angefastes Ende/Class 900</b>					
		<b>Durchgangsventil in Geradeausführung</b>		<b>Eckventil-ausführung</b>		<b>Schwenk-Rückschlagklappe</b>		<b>Durchgangsventil in Geradeausführung</b>		<b>Eckventil-ausführung</b>		<b>Schwenk-Rückschlagklappe</b>	
in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/2	15	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
3/4	20	9,00	228,6	4,50	114,3	9,00	228,6	---	---	---	---	---	---
1	25	10,00	254,0	5,00	127,0	10,00	254,0	---	---	---	---	---	---
1-¼	32	11,00	279,4	5,50	139,7	11,00	279,4	---	---	---	---	---	---
1-½	40	12,00	304,8	6,00	152,4	12,00	304,8	---	---	---	---	---	---
2	50	14,50	368,3	7,25	184,2	14,50	368,3	---	---	---	---	---	---
2-½	65	16,50	419,1	8,25	209,6	16,50	419,1	10,00	254,0	---	---	10,00	254,0
3	80	15,00	381,0	7,50	190,5	15,00	381,0	12,00	304,8	6,00	152,4	12,00	304,8
4	100	18,00	457,2	9,00	228,6	18,00	457,2	14,00	355,6	7,00	177,8	14,00	355,6
5	125	22,00	558,8	11,00	279,4	22,00	558,8	17,00	431,8	8,50	215,9	17,00	431,8
6	150	24,00	609,6	12,00	304,8	24,00	609,6	20,00	508,0	10,00	254,0	20,00	508,0
8	200	29,00	736,6	14,50	368,3	29,00	736,6	26,00	660,4	13,00	330,2	26,00	660,4
10	250	33,00	838,2	16,50	419,1	33,00	838,2	31,00	787,4	15,50	393,7	31,00	787,4
12	300	38,00	965,2	19,00	482,6	38,00	965,2	36,00	914,4	18,00	457,2	36,00	914,4
14	350	40,50	1028,7	20,25	514,4	40,50	1028,7	39,00	990,6	19,50	495,3	39,00	990,6
16	400	---	---	26,00	660,4	44,50	1130,3	43,00	1092,2	---	---	43,00	1092,2
18	450	---	---	29,00	736,6	48,00	1219,2	---	---	---	---	---	---
20	500	---	---	32,50	825,5	52,00	1320,8	---	---	---	---	---	---
22	550	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
24	600	---	---	39,00	990,6	61,00	1549,4	---	---	---	---	---	---

Abb. 10.51 Stahl-Durchgangsventil/Rückschlagklappe (Class 900)

<b>Stahl-Durchgangsventile und Rückschlagklappen/Absperrschieber/Abmessungen in Zoll und Millimeter (mm)</b> <i>(Einbaulänge und Baulänge bei Geradeausführung und Rohrmittelpunkt bis Flanschanschluss und Rohrmittelpunkt bis Ende bei Eckventilen)</i>											
<b>Stahl-Durchgangsventile und Rückschlagklappen/ANSI Class 1500</b>											
<b>Rohr-Nennweite</b>		<b>Lange Bauform</b>						<b>Kurze Bauform</b>			
		<b>Glatte Dichtleiste und Angefastes Ende/Class 1500</b>						<b>Angefastes Ende/Class 1500</b>			
		<b>Durchgangsventil in Geradeausführung</b>		<b>Eckventilausführung</b>		<b>Schwenk-Rückschlagklappe</b>		<b>Durchgangsventil in Geradeausführung</b>		<b>Schwenk-Rückschlagklappe</b>	
<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>
1/2	15	8,50	215,9	4,25	108,0	---	---	---	---	---	---
3/4	20	9,00	228,6	4,50	114,3	9,00	228,6	---	---	---	---
1	25	10,00	254,0	5,00	127,0	10,00	254,0	---	---	---	---
1-¼	32	11,00	279,4	5,50	139,7	11,00	279,4	---	---	---	---
1-½	40	12,00	304,8	6,00	152,4	12,00	304,8	---	---	---	---
2	50	14,50	368,3	7,25	184,2	14,50	368,3	8,50	215,9	8,50	215,9
2-½	65	16,50	419,1	8,25	209,6	16,50	419,1	10,00	254,0	10,00	254,0
3	80	18,50	469,9	9,25	235,0	18,50	469,9	12,00	304,8	12,00	304,8
4	100	21,50	546,1	10,75	273,1	21,50	546,1	16,00	406,4	16,00	406,4
5	125	26,50	673,1	13,25	336,6	26,50	673,1	19,00	482,6	19,00	482,6
6	150	27,75	704,9	13,88	352,6	27,75	704,9	22,00	558,8	22,00	558,8
8	200	32,75	831,9	16,38	416,1	32,75	831,9	28,00	711,2	28,00	711,2
10	250	39,00	990,6	19,50	495,3	39,00	990,6	34,00	863,6	34,00	863,6
12	300	44,50	1130,3	22,25	565,2	44,50	1130,3	39,00	990,6	39,00	990,6
14	350	49,50	1257,3	24,75	628,7	49,50	1257,3	42,00	1066,8	42,00	1066,8
16	400	---	---	---	---	54,50	1384,3	47,00	1193,8	47,00	1193,8
18	450	---	---	---	---	60,50	1536,7	---	---	---	---
20	500	---	---	---	---	65,50	1663,7	---	---	---	---
22	550	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
24	600	---	---	---	---	76,50	1943,1	---	---	---	---

Abb. 10.52 Stahl-Durchgangsventil/Rückschlagklappe (Class 1500)

<b>Stahl-Durchgangsventile und Rückschlagklappen/Absperrschieber/Abmessungen in Zoll und Millimeter (mm)</b> <i>(Einbaulänge und Baulänge bei Geradeausführung und Rohrmittelpunkt bis Flanschanschluss und Rohrmittelpunkt bis Ende bei Eckventilen)</i>											
<b>Stahl-Durchgangsventile und Rückschlagklappen/ANSI Class 2500</b>											
<b>Rohr- Nennweite</b>		<b>Lange Bauform</b>						<b>Kurze Bauform</b>			
		<b>Glatte Dichtleiste und Angefastes Ende/Class 2500</b>						<b>Angefastes Ende/Class 2500</b>			
		<b>Durchgangsventil in Geradeausführung</b>		<b>Eckventilausführung</b>		<b>Schwenk- Rückschlagklappe</b>		<b>Durchgangsventil in Geradeausführung</b>		<b>Schwenk- Rückschlagklappe</b>	
in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/2	15	10,38	263,7	5,19	131,8	10,38	263,7	---	---	---	---
3/4	20	10,75	273,1	5,38	136,7	10,75	273,1	---	---	---	---
1	25	12,12	307,9	6,06	153,9	12,12	307,9	---	---	---	---
1-1/4	32	13,75	349,3	6,88	174,8	13,75	349,3	---	---	---	---
1-1/2	40	15,12	384,0	7,56	192,0	15,12	384,0	---	---	---	---
2	50	17,75	450,9	8,88	225,6	17,75	450,9	11,00	279,4	11,00	279,4
2-1/2	65	20,00	508,0	10,00	254,0	20,00	508,0	13,00	330,2	13,00	330,2
3	80	22,75	577,9	11,38	289,1	22,75	577,9	14,50	368,3	14,50	368,3
4	100	26,50	673,1	13,25	336,6	26,50	673,1	18,00	457,2	18,00	457,2
5	125	31,25	793,8	15,62	396,8	31,25	793,8	21,00	533,4	21,00	533,4
6	150	36,00	914,4	18,00	457,2	36,00	914,4	24,00	609,6	24,00	609,6
8	200	40,25	1022,4	20,12	511,1	40,25	1022,4	30,00	762,0	30,00	762,0
10	250	50,00	1270,0	25,00	635,0	50,00	1270,0	36,00	914,0	36,00	914,0
12	300	56,00	1422,4	28,00	711,2	56,00	1422,4	41,00	1041,4	41,00	1041,4
14	350	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
16	400	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
18	450	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

*Hinweise*

- (---) Zeigt an, dass die Ventillnennweite nicht in den ASME/ANSI-Normen angegeben ist, aber möglicherweise im Handel erhältlich ist.
- Millimetermaße werden auf den ersten Dezimalpunkt abgerundet.
- Abmessungen basieren auf der Norm ASME/ANSI B16.10.
- Die Standardabmessungen der Hub-Rückschlagklappen entsprechen den oben angegebenen Abmessungen von Durchgangsventilen in Geradeausführung.
- Die Abmessungen der Hub-Rückschlagklappe in Eckausführung entsprechen den in den Tabellen angegebenen Abmessungen von Durchgangsventilen in Eckausführung.
- Kurze Bauform gilt für druckdichtende oder flanschlose Oberteilventile (Option bei geschraubten Oberteilen).

Abb. 10.53 Stahl-Durchgangsventil/Rückschlagklappe (Class 2500)



# Kapitel 11

## Nachhaltigkeit



## 11.1 Nachhaltigkeit

Nachhaltigkeit ist zu einem zentralen Faktor bei der Umstellung der Energieversorgung von traditionellen fossilen Energieträgern auf einen vielfältigeren und nachhaltigeren Energiemix geworden. Die Diskussionen über die Festlegung von Nachhaltigkeitszielen und die Art und Weise, wie diese Ziele erreicht werden sollen, sind jedoch noch nicht abgeschlossen. Zu den wichtigsten Nachhaltigkeitsthemen, die für die Welt der Prozessregelung von Bedeutung sind, gehören Dekarbonisierung, Emissionsmanagement, Elektrifizierung sowie Energieeffizienz und -optimierung. Technologien wie integrierte Architekturen, die wichtige Einblicke in den Betrieb einzelner Einheiten – Unternehmen oder Branchen – bieten, werden die Bemühungen um Nachhaltigkeit und Dekarbonisierung unterstützen. Intelligente Feldgeräte, Steuerungs- und Optimierungssoftware sowie Prozesssimulationstools können dabei helfen, Nachhaltigkeitsziele zu erreichen. Die Unternehmen ersetzen weniger kohlenstoffintensive Brennstoffe wie Erdgas und Wasserstoff durch erneuerbare Energien aus Wind, Sonne, Wasserkraft, Erdwärme und grünen Brennstoffen. Neben Investitionen in neue, sauberere Energiealternativen müssen Unternehmen auch nach Möglichkeiten suchen, ihre Emissionen kurz-, mittel- und langfristig zu reduzieren. Konkret geht es um die Möglichkeiten, die heute zur Verfügung stehen, um: Leckagen von vornherein zu vermeiden, Emissionen durch den Einsatz kohlenstoffärmerer Energieträger zu verringern oder ganz zu vermeiden und Prozesse mit effizienterer Verbrennung und geringeren Emissionen zu betreiben.

Carbon, Capture, Utilization and Storage (CCUS)-Verfahren extrahieren Kohlenstoffemissionen aus punktuellen Quellen und speichern sie unterirdisch. Die Technologie hat das Potenzial, 90 bis 99 % der Kohlenstoffemissionen einer Industrieanlage zu entfernen. Sie unterstützt auch die Skalierung der Produktion von kohlenstofffreiem Wasserstoff durch die Umwandlung von Emissionen in die alternative Brennstoffquelle. Laut der Internationalen Energieagentur ist CCUS die einzige Technologieguppe, die sowohl zur direkten Reduzierung von Emissionen in Schlüsselsektoren als auch zur Entfernung

von CO<sub>2</sub> aus der Atmosphäre beiträgt, um die am schwierigsten zu vermeidenden Emissionen auszugleichen. Dies ist ein entscheidender Faktor für das Erreichen der Netto-Null-Emissionsziele, die sich immer mehr Regierungen und Unternehmen setzen. Die Abscheidung von Kohlenstoff am Ort der Emission und seine Verwendung in Produkten oder seine sichere Speicherung in unterirdischen geologischen Formationen werden entscheidend sein, um eine Welt mit Netto-Null-Emissionen zu erreichen. ■

## 11.2 Energiereduzierung und -effizienz

Energieeffizienz und -optimierung bleiben eine entscheidende Nachhaltigkeitsstrategie für die Welt. Nur etwa ein Drittel der heute erzeugten Primärenergie erfüllt tatsächlich die gewünschte Funktion – das Heizen und Kühlen eines Hauses, das Antreiben eines Fahrzeugs oder das Kochen von Speisen. Zwei Drittel der Energie, die in das Energiesystem eingespeist wird, geht auf verschiedenen Wegen verloren, z. B. durch Wärmeverluste an Fenstern, Bremsen von Fahrzeugen, verschiedene Energieumwandlungen und nicht optimierte Prozesse. Es besteht großes Potenzial für weitere Verbesserungen der Energieeffizienz, wie in vielen der entwickelten Fahrpläne für die Energiesysteme von morgen zum Ausdruck kommt.

Energieintensive Industrien stehen unter dem Druck, nachhaltiger zu werden und ihre Treibhausgasemissionen deutlich zu reduzieren. Es gibt mittlerweile viele potenzielle Prozesse und technologische Lösungen im Bereich der erneuerbaren Energien, wie mithilfe erneuerbarer Quellen produzierter (grüner) Wasserstoff, Kohlenstoffabscheidung, Biokraftstoffe, Biochemikalien und Kunststoffrecycling, die Treibhausgasemissionen erheblich reduzieren oder vermeiden können.

Die Lösungen, die Fortschritte im Bereich der ökologischen Nachhaltigkeit ermöglichen, konzentrieren sich auf vier strategische Bereiche: Dekarbonisierung der Energiequellen, Elektrifizierung und Systemintegration, Energieeffizienz und -optimierung sowie Emissionsmanagement. ■

### 11.3 Dekarbonisierung

Mit dem Anstieg der globalen Temperaturen in den letzten Jahren und dem Ziel des Pariser Abkommens, den Temperaturanstieg bis 2050 auf 2 °C zu begrenzen, hat die Dekarbonisierung an Bedeutung gewonnen. Die Kohlenstoffminderung ist zu einem wichtigen und drängenden Thema in der Gesellschaft geworden und hat verschiedene gesellschaftliche Bereiche wie Politik, Kultur, Wirtschaft, Umwelt und Industrie durchdrungen. Auf dem Pariser Klimagipfel 2015 wurde das Ziel vereinbart, den Anstieg der globalen Durchschnittstemperatur innerhalb eines Jahrhunderts auf deutlich unter 2 °C über dem vorindustriellen Niveau zu halten und die Anstrengungen zur Begrenzung auf 1,5 °C fortzusetzen (IPCC, 2014). Mehrere Industriezweige in den Bereichen Chemie, Energie, Öl und Gas, Hybrid, Bergbau, Zement, Stahl, Papier und Zellstoff untersuchen plausible Wege zur Dekarbonisierung dieser energie- und kohlenstoffintensiven Industrieprozesse. Die meisten dieser Bereiche haben Dekarbonisierungspfade identifiziert und entwickelt, die bis 2050 zu Netto-Null-Emissionen führen werden. Um das international vereinbarte Ziel zu erreichen, die globale Klimaerwärmung auf maximal 1,5 °C gegenüber dem vorindustriellen Niveau zu begrenzen, sieht die Industrie zwei generelle Wege vor.

- Reduzierung der Kohlenstoffquellen: Massive Durchdringung mit erneuerbaren Ressourcen und Effizienzsteigerung bei kohlenstoffintensiven Industrieprozessen.
- Einsatz von CCUS-Technologien und Stärkung von Kohlenstoffsinken wie Aufforstung und Wiederaufforstung. ■

### 11.4 Ökologisierung von

Die „Ökologisierung von“ konzentriert sich darauf, dass ein Unternehmen oder eine Organisation interne Initiativen und Ziele zur Reduzierung von Treibhausgasemissionen festlegt. „Ökologisierung von“ bedeutet auch, dass wir unsere Lieferanten dazu verpflichten, die Treibhausgasemissionen der Produkte, die sie an Sie als Kunden liefern, zu reduzieren. Ein Beispiel dafür, wie Unternehmen ihr starkes Engagement und

ihre Investitionen in die „Ökologisierung von“ zeigen können, sind Initiativen an allen Standorten, bei denen nach Möglichkeiten zur Reduzierung des Energieverbrauchs gesucht wird.

Diese Initiativen können dann genutzt werden, um die interne Nachhaltigkeitsleistung zu verbessern, indem Energieversorger, Partner in der Lieferkette und Logistikkdienstleister dazu gebracht werden, ähnliche Ziele bei der Ökologisierung ihrer Prozesse zu unterstützen. Zu den nachhaltigen Initiativen, die einen erheblichen Einfluss auf die Reduzierung von Treibhausgasen haben, gehören:

- Nachrüstung von LED-Beleuchtung
- Automatische Abschaltung der Beleuchtung
- Erkennung von Druckluftleckagen
- Austausch der Steuerung für Kaltwasserprozesse – Anpassung der Zeitsteuerung und der Sollwerte
- Umstellung der Beleuchtung im Strömungslabor auf LED
- Austausch der Steuerung für Kaltwasserprozesse – Anpassung der Zeitsteuerung und der Sollwerte

Das Erreichen von Netto-Null und die Umsetzung von Dekarbonisierungsplänen in den eigenen vier Wänden führen dazu, dass Emissionsreduktionen dort katalysiert werden, wo wir die größte Wirkung erzielen können – bei unseren Zulieferern und Partnern. ■

### 11.5 Ökologisierung durch

Technologische Wegbereiter für den weltweiten Übergang zu einer kohlenstoffarmen Wirtschaft werden neue energieeffiziente Technologien und Geräte einführen, seien es Steuerungssysteme, Software oder Hardware, die einen positiven Beitrag zum Umwelt- und Klimaschutz leisten. Durch die Möglichkeit, mit Produkten und Dienstleistungen die Ziele der Nachhaltigkeit und Dekarbonisierung zu unterstützen – sei es die Umstellung auf umweltfreundliche Verpackungen, elektrische Lösungen oder die Überwachung von Ventilzuständen – werden Technologie und Produkte in

Zukunft ein wichtiger Bestandteil der Dekarbonisierung der Prozesswelt sein. Jeder Industriezweig, der flüchtige Emissionen oder Treibhausgase freisetzt, ist ein Kandidat für die Ökologisierung seiner Prozesse – von der Strom-, Energie-, Chemie-, Metall- und Zementproduktion bis hin zur Kühlkette, der Abfallwirtschaft sowie der Heizung und Kühlung von Gewerbe- und Wohngebäuden. Dennoch sind zusätzliche Anstrengungen des öffentlichen und des privaten Sektors erforderlich, um die Energienetze widerstandsfähiger zu machen. ■

## 11.6 Ökologisierung mit

Da sich die Welt immer mehr in Richtung Netto-Null-Emissionen bewegt, ist es wichtig, dass wir uns als globale und lokale Gemeinschaft darüber austauschen, wie die zukünftigen Technologien aussehen sollten, um diesen Bedarf zu decken, und welche Anpassungen oder Verbesserungen erforderlich sind, um diesen Veränderungen Rechnung zu tragen. Dieser Ansatz beinhaltet die Teilnahme an führenden Industrieforen, die Zusammenarbeit mit Forschungseinrichtungen, um Innovationen voranzutreiben, und ein proaktives Engagement der Regierungen weltweit. Ökologische Nachhaltigkeit ist mit vielen Unwägbarkeiten verbunden, aber eines ist klar: Umfang, Ausmaß und Komplexität des Wandels hin zu einer kohlenstoffarmen Wirtschaft sind so groß, dass kein einzelner Akteur (Regierung, Unternehmen, Kommunen oder Wissenschaft) ihn allein bewältigen kann. Um die Herausforderungen zu meistern, sind Allianzen zwischen verschiedenen Interessengruppen unerlässlich.

### Scope 1-, 2- und 3-Emissionen

Das „Greenhouse Gas Protocol“ (Treibhausgasprotokoll) kategorisiert den Treibhausgas-Fußabdruck eines Unternehmens in drei verschiedene Bereiche (Scopes). Scope 1-Emissionen sind direkte Emissionen aus eigenen oder kontrollierten Quellen, wie zum Beispiel Emissionen aus der Komfortheizung in unseren Büros oder aus industriellen Anwendungen in unseren Produktionsstätten. Scope 2-Emissionen sind indirekte Emissionen, die bei der Erzeugung

des eingekauften Stroms entstehen. Diese Emissionen werden als indirekt bezeichnet, da sie zwar das Ergebnis unserer Aktivitäten sind, aber am Ort der Erzeugung entstehen, in der Regel durch fossile Brennstoffe wie Kohle oder Erdgas.

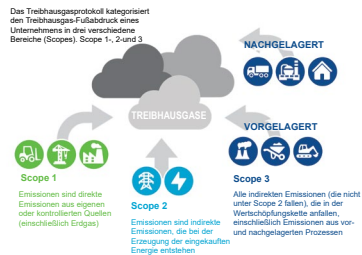


Abb. 11.1 Treibhausgas

Einige Unternehmen haben Scope 1- und Scope 2-Emissionen gemeldet, aber Scope 3-Emissionen nicht vollständig gemessen. Scope 3-Emissionen sind alle anderen indirekten Emissionen, die innerhalb der Wertschöpfungskette entstehen. Scope 3-Emissionen tragen in der Regel erheblich zu den Gesamtemissionen eines Unternehmens bei, da sie als „Sammelbecken“ für alle energiebezogenen Emissionen dienen, die nicht unter Scope 1 oder Scope 2 fallen. Scope 3 umfasst 14 weitere Emissionskategorien, einschließlich vor- und nachgelagerter Emissionen. Nachgelagerte Emissionen entstehen beim Vertrieb, bei der Nutzung der Produkte durch die Kunden in ihren Wohnräumen und Anlagen sowie bei der Entsorgung der Produkte am Ende ihres Lebenszyklus. Vorgelagerte Emissionen entstehen bei der Herstellung und durch Materialien, die in zugekauften Teilen verwendet werden, oder durch direkte Emissionen von Zulieferern. Scope 3 umfasst auch verschiedene Emissionen aus indirekten Aktivitäten wie Geschäftsreisen und Pendelverkehr der Mitarbeiter.

Scope 3 umfasst 15 Kategorien:

- Eingekaufte Waren und Dienstleistungen
- Kapitalgüter

- Brennstoff- und energiebezogene Aktivitäten, die nicht in Scope 1 oder Scope 2 enthalten sind
- Vorgelagerte Verteilung
- Im Betrieb anfallender Abfall
- Geschäftsreisen
- Berufspendelverkehr
- Vorgelagerte geleaste Prozessanlagen
- Nachgelagerte Verteilung
- Verarbeitung von verkauften Produkten
- Nutzung der verkauften Produkte
- Entsorgung verkaufter Produkte am Ende ihres Lebenszyklus
- Nachgelagerte geleaste Prozessanlagen
- Franchises
- Investitionen

Aus Branchendurchschnittswerten wissen wir, dass vorgelagerte Waren und Dienstleistungen in der Regel einen großen Anteil an den Scope 3-Emissionen haben. Durchschnittlich trägt dieser Bereich ca. 20–30 % zu den gesamten Scope 3-Emissionen bei. Darüber hinaus trägt die Nutzung der verkauften Produkte in der Regel zu etwa 60–65 % zu den gesamten Scope 3-Emissionen bei, Geschäftsreisen und Berufspendelverkehr Mitarbeiter zu etwa 2–3 % und die Logistik (Ein- und Ausgang) ebenfalls zu 2–3 %.

Im Allgemeinen wird die Genauigkeit der Scope 3-Emissionen weiter zunehmen, je mehr Daten für diese und die anderen Kategorien erhoben werden. Ziel ist es, dass Unternehmen, die heute noch nicht verpflichtet sind, über Scope 3 zu berichten, proaktiv handeln und diese Informationen jetzt messen, in der Erwartung, dass sie in naher Zukunft dazu verpflichtet werden. ■

## 11.7 Netto-Null-Ambitionen

Während sich die Welt mit den großen und dringenden Herausforderungen des Klimawandels auseinandersetzt, reagiert die Industrie auf diese Herausforderungen, indem sie Aktivitäten diskutiert und einleitet, die dazu beitragen, die negativen Auswirkungen auf die Umwelt zu mindern. Die Unternehmen legen Ziele für Netto-Null-Treibhausgase bei den Scope 1-, Scope 2- und Scope 3-Emissionen fest, indem sie eine gründliche Analyse ihrer Gesamtemissionen durchführen und diese Informationen zur Festlegung eines Bezugsjahres verwenden. Sobald das Bezugsjahr festgelegt ist, kann das Unternehmen ein Ziel für die Verringerung der Treibhausgasemissionen festlegen, wobei im Zieljahr Netto-Null-Emissionen erreicht werden sollen. Um sicherzustellen, dass unsere Ziele dem neuesten Stand der Klimawissenschaft entsprechen, ist es am besten, sich bei der Festlegung der Ziele an einem international anerkannten Standard wie dem Net-Zero-Standard der Science Based Target Initiatives (SBTi) zu orientieren. SBTi ist die weltweit führende Organisation, die sich für die Einführung wissenschaftlich fundierter Ziele einsetzt. Ein robustes Netto-Null-Konzept erfordert eine absolute Reduktion der Treibhausgasemissionen um mindestens 90 % und eine hochwertige Kohlenstoff-Neutralisierung für alle verbleibenden Emissionen in anderen Teilen des Ökosystems, die nicht auf andere Weise reduziert werden können. Hat sich ein Unternehmen oder eine Organisation Ziele zur Reduzierung der Treibhausgasemissionen gesetzt, müssen die Fortschritte jährlich überwacht und gemessen werden. Um die Motivation und das Interesse an diesem wichtigen und lohnenden Bereich der Nachhaltigkeit aufrechtzuerhalten, ist es wichtig, die Nachhaltigkeits- und Dekarbonisierungsagenda innerhalb des Unternehmens voranzutreiben.

Die Energiewende und die Dekarbonisierung gelten für Greenfield-, Brownfield- und MRO-Projekte, die es den Kunden ermöglichen, ihre Prozesse umweltfreundlicher zu gestalten und die Treibhausgasemissionen zu reduzieren, um die Netto-Null-Ziele bis 2050 zu erreichen. ■

## Neue und entstehende Technologien:

Wasserstoff	Dekarbonisierung – Kohlenstoffabscheidung	Alternative Kraftstoffe und Biochemikalien	Erneuerbare Energien	Elektrifizierung und Lagerung
<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Elektrolyseure für grünen Wasserstoff</li> <li>■ Blauer Wasserstoff</li> <li>■ Grünes Ammoniak</li> <li>■ Wasserstoff-Erdgas-Gemisch</li> <li>■ Verflüssigung</li> <li>■ Transport</li> <li>■ Wasserstoffspeicherung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Flüchtige Emissionen</li> <li>■ Blauer Wasserstoff</li> <li>■ CCUS</li> <li>■ Energieeffizienz und Energieeinsparung</li> <li>■ Reduzierung der Treibhausgasemissionen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Biokraftstoff / Bioenergie / Abfall zu Energie</li> <li>■ Kraftstoff aus erneuerbaren Quellen - nachhaltiger Diesel: SAF</li> <li>■ Bio-Kunststoffe</li> <li>■ Kunststoff-Recycling</li> <li>■ Biologisch abbaubare Kunststoffe</li> <li>■ Biogas – Erdgas aus erneuerbaren Quellen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Wertschöpfungskette Solar - Polysilizium</li> <li>■ Offshore-Windparks</li> <li>■ Geothermie</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Lithium- und Nickelabbau</li> <li>■ Batteriemetal-Verarbeitung</li> <li>■ Batterie-Recycling</li> <li>■ Elektrifizierung von Stellantrieben</li> <li>■ Lagerstätten für geschmolzenes Salz</li> </ul>

Abb. 11.2 Nachhaltigkeit und Dekarbonisierung

## 11. 8 ESG

Investitionen in Unternehmen, die sich für Umwelt-, Sozial- und Governance-Themen (ESG) einsetzen, werden seit Jahrzehnten diskutiert, rücken aber zunehmend in den Fokus von Unternehmensinitiativen. ESG wurde 2004 zur Realität, als der Generalsekretär der Vereinten Nationen, Kofi Annan, 50 Vorstandsvorsitzende großer Finanzinstitute einlud, an einer Initiative teilzunehmen, um Wege zu finden, ESG-Konzepte in die globalen Märkte zu integrieren. Im „Principles for Responsible Investment“ (PRI)-Bericht der Vereinten Nationen aus dem Jahr 2006 wurde der Begriff ESG geprägt, um zu erklären, wie der Einsatz von ESG-Faktoren wirtschaftlich sinnvoll ist, nachhaltige Märkte schafft und der Gesellschaft insgesamt zugute kommt.

Seither hat die Bewegung an Dynamik gewonnen. Viele Investoren und Stakeholder fordern die Unternehmen aktiv dazu auf, sich zu ESG-Verbesserungen zu verpflichten und ihre Fortschritte in wichtigen Bereichen öffentlich zu machen.

Die Forderungen wurden so laut, dass die US-Börsenaufsichtsbehörde SEC (Securities and Exchange Commission) Richtlinien für die Berichterstattung entwickelt hat, damit Unternehmen neben ihren Standardfinanzberichten auch konsistente und präzise Berichte über ihre ESG-Programme vorlegen können.

„In seiner einfachsten Form bietet ESG einen übergreifenden Rahmen, um die Auswirkungen und Abhängigkeiten eines Unternehmens auf Umwelt und Gesellschaft sowie die Qualität seiner Unternehmensführung zu berücksichtigen.“ ■

## 11.9 ESG-Ansatz nach Unternehmen

Während Fragen zur Gesellschaft und Unternehmensführung für fast alle Unternehmen relevant sind, konzentrieren sich petrochemische Unternehmen naturgemäß stärker auf ökologische Themen. Die Industrie steht unter starkem öffentlichen Druck, ihre Produktströme zu dekarbonisieren und die Emissionen von Schadstoffen, insbesondere von Treibhausgasen, zu reduzieren. Um diese Ziele zu erreichen, verfolgen die meisten Unternehmen einen mehrgleisigen Ansatz.

Ein wichtiger Ansatz ist die Verwendung von recycelten und nachwachsenden Rohstoffen zur Herstellung kohlenstoffarmer alternativer Kraftstoffe. Solche Rohstoffe

können Sojaöl, Maisöl, Rindertalg, weiße Fette und Altspeiseöle sowie Öle aus Algen, Raps und Carinata sein. Andere Verfahren gewinnen Biogas aus verschiedenen landwirtschaftlichen Quellen und Abfällen und wandeln diese potenziellen Treibhausgase in verkaufsfähiges Biomethan um, das in Erdgasleitungen eingespeist werden kann.

Eine weitere Möglichkeit, die Umwelt zu verbessern, ist die Verringerung der absichtlichen und flüchtigen Methanemissionen. In abgelegenen Öl- und Gasfördergebieten und Pipelines wird Erdgas häufig als Antriebskraft für die Messtechnik und die Betätigung von Armaturen verwendet, wobei das Methan bei jedem Hub abgelassen oder kontinuierlich entlüftet wird. Außerdem

<p><i>Umwelt</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Reduzierung der Treibhausgasemissionen</li> <li>■ Verfolgung des ökologischen Fußabdrucks</li> <li>■ Dekarbonisierung der Energieträger: Unterstützung von Verpflichtungen zu kohlenstoffarmen Energieträgern</li> <li>■ Emissionsmanagement</li> <li>■ Zusammenarbeit mit Universitäten auf der ganzen Welt</li> <li>■ Schutz der Lebensmittelqualität und ökologische Nachhaltigkeit</li> </ul>
<p><i>Sozial</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Ermöglichung von Sicherheit und Schutz</li> <li>■ Sicherheit am Arbeitsplatz</li> <li>■ Vielfalt, Gleichberechtigung und Inklusion</li> <li>■ Ausbildung in Mathematik, Ingenieurwesen, Naturwissenschaften, Technik (MINT)</li> <li>■ Engagement der Mitarbeiter</li> <li>■ Weiterbildung und Entwicklung</li> <li>■ Ausbildungen für die Arbeitsplätze der Zukunft</li> <li>■ Förderung der Zukunft von Gemeinschaften</li> </ul>
<p><i>Governance</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Vielfalt und Struktur in der Zusammensetzung der Verwaltung</li> <li>■ Maßnahmen in der Unternehmensführung</li> <li>■ Risikomanagement und Überwachung</li> <li>■ Integrität und Ethik</li> </ul>

Abb. 11.3 ESG-Ansatz nach verschiedenen Industriebranchen

neigen die meisten in der chemischen Industrie eingesetzten Stellventile und/oder Pumpen dazu, durch undichte Packungen und Dichtungen Schadstoffe zu emittieren. Alle diese Emissionsquellen lassen sich durch geeignete Konstruktion der Geräte, Ersatz durch elektrische Antriebe oder verbesserte Packungskonstruktionen erheblich reduzieren oder sogar eliminieren.

Eine weitere Möglichkeit, die Treibhausgasemissionen deutlich zu reduzieren, ist die Entwicklung neuer Armaturenantriebe, die es ermöglichen, erdgasbetriebene Armaturen durch emissionsarme oder sogar emissionsfreie Alternativen zu ersetzen. Diese häufig als Nachrüstätze verkauften Alternativen führen zu einer erheblichen Reduzierung der Methan- und Treibhausgasemissionen. Darüber hinaus bieten einige Automatisierungsanbieter verschiedene Alternativen für Messgeräte an, die wenig Strom verbrauchen und mit kleinen Solaranlagen betrieben werden können. In vielen Fällen rechnet sich die Nachrüstung allein durch Einsparungen aufgrund geringerer Methanemissionen, reduzierter Prüfanforderungen und zusätzlicher Erdgasproduktion. Diese Gerätetypen erfüllen in der Regel auch die strengen Methanemissionsvorschriften der lokalen Behörden. ■

## 11.10 Maximierung der ESG-Ziele durch Zusammenarbeit

Sowohl die Öl- und Gasindustrie als auch die Anbieter von Automatisierungslösungen machen große Fortschritte bei der Umsetzung ihrer Umweltziele, wobei die größten Fortschritte häufig durch die Zusammenarbeit zwischen diesen beiden Gruppen erzielt werden. In einigen Bereichen ist dies erfolgreich geschehen. Spezialisten der Öl- und Gasindustrie arbeiten mit ihren Pendanten in der Automatisierungsbranche zusammen, um die dringendsten Herausforderungen zu bewältigen, indem sie innovative Methoden für den Umgang mit ESG-Fragen entwickeln.

Ein weiterer Bereich der Zusammenarbeit sind Partnerschaften zwischen Automatisierungsunternehmen und Universitäten. Anbieter von

Automatisierungslösungen finanzieren regelmäßig Nachhaltigkeitsforen, vergeben Zuschüsse und Stipendien, um die Forschung in einer Vielzahl von Umweltbereichen zu fördern. Diese Initiativen führen häufig zu einer neuen Generation von Messgeräten und chemischen Verfahren, die erhebliche Verbesserungen für die Umwelt mit sich bringen.

Die besten Ergebnisse für unseren Planeten entstehen durch interdisziplinäre Zusammenarbeit. Diese Art der Zusammenarbeit hat bereits begonnen und bringt schon jetzt Vorteile, weitere werden folgen. Verbesserungen kommen direkt der Gesellschaft und der Umwelt zugute, ermöglichen es dem Unternehmen aber auch, seine Rolle zu definieren und den besten Weg zur Erreichung der ESG-Ziele zu wählen. ■

## 11.11 Fazit

Zunehmender öffentlicher Druck, strenge Umweltauflagen und das Streben nach Nachhaltigkeit und Dekarbonisierung haben die meisten Industriesektoren vor die gewaltige Aufgabe gestellt, Dekarbonisierungspfade zu identifizieren und zu entwickeln, die bis 2050 zu Netto-Null-Emissionen führen. Diese Aktivitäten tragen dazu bei, das international vereinbarte Ziel zu erreichen, die globale Klimaerwärmung auf maximal 1,5 °C gegenüber dem vorindustriellen Niveau zu begrenzen. ■

## 11.12 Häufig verwendete Begriffe im Bereich der Nachhaltigkeit

- CO<sub>2</sub>-neutral bedeutet, dass jedes CO<sub>2</sub>, das durch die Aktivitäten eines Unternehmens in die Atmosphäre abgegeben wird, durch eine entsprechende Menge CO<sub>2</sub>, die aus der Atmosphäre entnommen wird, ausgeglichen wird.
- Netto-Null-Emissionen bedeuten, dass eine Tätigkeit netto keine Kohlenstoffemissionen in die Atmosphäre freisetzt.
- Gesamt Netto-Null = Netto-Null

- Kohlenstoffneutral und Netto-Null sind zwei ähnliche Begriffe. In beiden Fällen arbeiten die Unternehmen daran, ihren CO<sub>2</sub>-Fußabdruck zu reduzieren und auszugleichen. Während sich Kohlenstoffneutralität auf den Ausgleich von Kohlenstoffemissionen bezieht, bedeutet Netto-Null-Emission, dass von Anfang an kein Kohlenstoff emittiert wurde und somit auch kein Kohlenstoff gebunden oder ausgeglichen werden muss. ■



# Kapitel 12

## Sicherheitsgerichtete Systeminstrumentierungen (SIS)



## 12.1 Sicherheit und Schutzebenen

Sicherheit wird durch Schutzebenen gewährleistet. Diese Schutzebenen beginnen mit einer effektiven Prozessregelung, reichen bis hin zu manuellen und automatischen Sicherheitsebenen und setzen sich mit Schutzebenen fort, um die Folgen eines Ereignisses abzumildern.

Die erste Schutzebene ist das grundlegende Prozessleitsystem (Basic Process Control System, BPCS). Das Prozessleitsystem selbst bietet erhebliche Sicherheit durch die korrekte Auslegung der Prozesssteuerung.

Die nächste Schutzebene wird ebenfalls vom Steuerungssystem und den Betreibern des Steuerungssystems bereitgestellt. Automatisierte Abschalttroutinen im Prozessleitsystem kombiniert mit Bedieneringriffen zum Abschalten des Prozesses stellen die nächste Sicherheitsebene dar.

Als nächstes folgt die sicherheitsgerichtete Systeminstrumentierung. Dies ist ein vom Prozessleitsystem unabhängiges Sicherheitssystem. Es verfügt über separate Sensoren, Ventile und einen Logikbaustein. Seine einzige Aufgabe ist die Sicherheit. Von diesem System wird keine Prozesssteuerung durchgeführt.

Der Bedieneringriff und die Stufen der sicherheitsgerichteten Systeminstrumentierung sind so ausgelegt, dass ein sicherheitsrelevantes Ereignis verhindert wird. Wenn ein sicherheitsrelevantes Ereignis eintritt, gibt es zusätzliche Schutzebenen, die die Auswirkungen des Ereignisses mildern sollen.

Die nächste Schutzebene ist eine aktive Schutzebene. Diese Schutzebene kann Ventile oder Berstscheiben umfassen, die eine Entlastungsstelle bieten, um eine unkontrollierte Freisetzung zu verhindern, die eine Explosion oder einen Brand verursachen könnte.

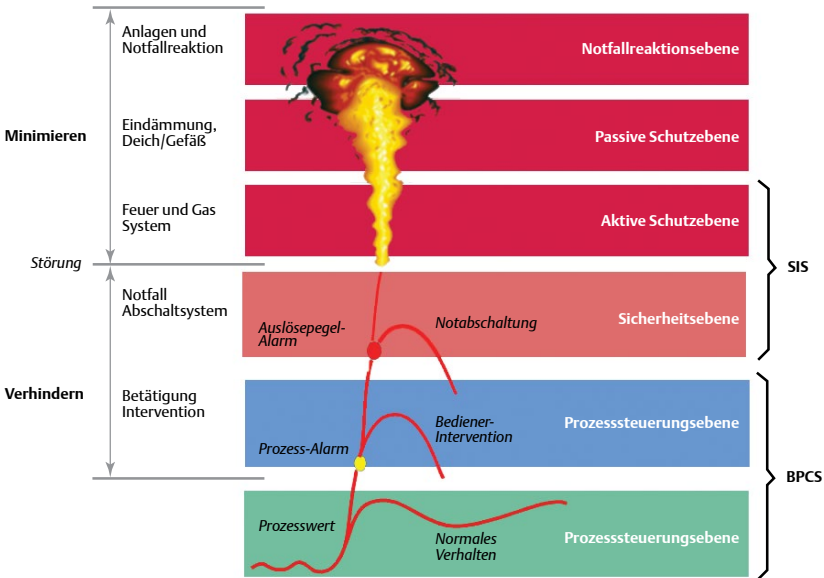


Abb. 12.1 Sicherheitsebenen

Die folgende Schutzebene ist eine passive Schutzebene. Sie kann aus einem Deich oder anderen passiven Barrieren bestehen, die dazu dienen, ein Feuer einzudämmen oder die Energie einer Explosion in eine Richtung zu lenken, die die Ausbreitung von Schäden minimiert.

Die letzte Schutzebene ist die Anlagen- und Notfallreaktion. Wenn ein großes Sicherheitsereignis eintritt, reagiert diese Schutzebene so, dass laufende Schäden, Verletzungen oder Verluste an Menschenleben minimiert werden. Sie kann Evakuierungspläne, Brandbekämpfung usw. beinhalten.

Die Gesamtsicherheit wird durch das Zusammenwirken dieser Schutzebenen bestimmt. ■

## 12.2 Sicherheitsgerichtete Systeminstrumentierung (Safety Instrumented Systems, SIS)

Eine sicherheitsgerichtete Systeminstrumentierung (SIS) wird als getrennt vom Prozessleitsystem (BPCS) betrachtet, da das SIS dazu dient, den Prozess in einer kritischen Situation in einen „sicheren Zustand“ zu überführen.

Eine SIS besteht aus verschiedenen sicherheitsinstrumentierten Funktionen (SIF). Jede sicherheitsinstrumentierte Funktion hat einen festgelegten Sicherheits-

Integritätslevel (Safety Integrity Level, SIL), der zum Erreichen der funktionalen Sicherheit notwendig ist. Jede SIF ist ein separater oder verketteter Regelkreis, der aus Sensoren, Logikbausteinen (Logic Solver, LS) und Stellglied (Finite Element, FE) besteht, wie in Abb. 12.2 dargestellt.

**Sensoren:** Feldsensoren werden verwendet, um Informationen zu sammeln, die notwendig sind, um das Vorliegen einer Notsituation festzustellen. Die Aufgabe dieser Sensoren ist das Messen von Prozessparametern (z. B. Temperatur, Druck, Durchfluss, Dichte usw.), um festzustellen, ob sich das Gerät oder der Prozess in einem sicheren Zustand befindet. Die Sensortypen reichen von einfachen pneumatischen oder elektrischen Schaltern bis hin zu intelligenten Messumformern mit Onboard-Diagnose. Diese Sensoren sind ausschließlich für den SIS-Service bestimmt und verfügen über Prozessabgriffe, die sich von den Prozessabgriffen, die von normalen Prozessinformationssensoren verwendet werden, unterscheiden und getrennt gehalten sind.

**Logikbaustein:** Die Aufgabe dieser Komponente des SIS besteht darin, anhand der gesammelten Informationen zu bestimmen, welche Maßnahmen ergriffen werden müssen. Dazu werden hochzuverlässige Logikbausteine eingesetzt, die sowohl einen ausfallsicheren als auch einen fehlertoleranten Betrieb ermöglichen. In der Regel handelt es sich um eine

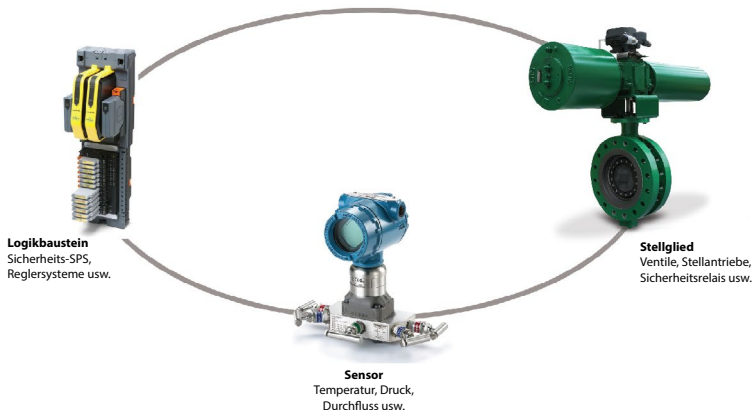


Abb. 12.2 Komponenten einer Sicherheitsgerichteten Systeminstrumentierung (Safety Instrumented System, SIS)

Steuereinheit, die Signale von den Sensoren empfängt und programmierte Aktionen ausführt, um eine Gefährdung zu verhindern. Dazu stellt sie einen Ausgang für das/die Stellglied(er) bereit. Logikbausteine sind sehr häufig programmierbare oder nicht programmierbare Geräte, können aber auch mechanisch in Form von Schaltgeräten zur Auslösung der Sicherheitsfunktion eingesetzt werden.

**Stellglied:** Stellglieder implementieren die vom Logikbaustein festgelegte Aktion. Bei diesem Stellglied handelt es sich in der Regel um eine automatische Auf/Zu-Armatur mit einer Funktion zum Schließen oder Öffnen der Armatur.

Alle drei Elemente des SIS müssen entsprechend ihrer Auslegung funktionieren, um die Prozessanlage im Notfall sicher zu isolieren. ■

## 12.3 Sicherheitsnormen

In einer Prozessanlage gibt es keinen risikofreien Betrieb und keine 100%ige Zuverlässigkeit. Eine der ersten Aufgaben eines SIS-Designers besteht daher darin, eine Risiko-Toleranz-Analyse durchzuführen, um festzustellen, welches Sicherheitsniveau erforderlich ist. Die IEC-Norm 61508 (Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer/elektronischer/ programmierbarer elektronischer Systeme) ist eine allgemeine Norm, die die funktionale Sicherheit in Bezug auf alle Arten von Verarbeitungs- und Fertigungsplänen abdeckt. Die Normen IEC 61511 und ISA S84.01 (ersetzt durch ISA 84.00.01-2004) sind Normen speziell für die Prozessindustrie. Alle drei Normen verwenden ein

leistungs-basiertes Lebenszyklusmodell und geben präzise Sicherheitsstandards, bewährte Praktiken und quantifizierbare Konformitätsnachweise an. ■

## 12.4 Sicherheits-Integritätslevel (Safety Integrity Level, SIL)

Sicherheits-Integritätslevel (SIL) sind eine quantifizierbare Risikomessung. Seit ihrer Einführung wurden Sicherheits-Integritätslevel als ein quantifizierbarer Weg zur Festlegung von Sicherheitsleistungszielen für SIS-Systeme verwendet. Die IEC-Normen geben vier mögliche Sicherheits-Integritätslevel an (SIL 1, SIL 2, SIL 3, SIL 4), wie in Abb. 12.3 dargestellt; ISA S84.01 erkennt jedoch nur bis SIL 3 an.

Eine Feststellung des angestrebten Sicherheits-Integritätslevels erfordert:

- Eine Identifizierung der verbundenen Gefahren.
- Bewertung des Risikos jeder identifizierten Gefahr.
- Eine Bewertung anderer unabhängiger Schutzebenen (Independent Protection Layers, IPLs), die möglicherweise vorhanden sind.

Gefährdungen können mithilfe verschiedener Techniken identifiziert werden; eine gängige Technik ist eine HAZard- und OPERability-Studie (HAZOP).

Für jede definierte Gefahr muss dann ein Risikofaktor ermittelt werden, wobei das Risiko als Funktion der Wahrscheinlichkeit (Wahrscheinlichkeit oder Häufigkeit) und der Folgen (Schwere) jedes gefährlichen Ereignisses definiert wird.

RRF (Risikoreduktionsfaktor)	PFD <sub>avg</sub> (Ausfallwahrscheinlichkeit im Bedarfsfall = 1/RRF)	SIL (Sicherheits-Integritätslevel)
100000 bis 10000	$\geq 10^{-5}$ bis $< 10^{-4}$	4
10000 bis 1000	$\geq 10^{-4}$ bis $< 10^{-3}$	3
1000 bis 100	$\geq 10^{-3}$ bis $< 10^{-2}$	2
100 bis 10	$\geq 10^{-2}$ bis $< 10^{-1}$	1

Abb. 12.3 Sicherheits-Integritätslevel und zugeordnete Werte für PFD<sub>avg</sub> und RRF

Die HAZOP-Studie dient zur Identifizierung des Risikos für Personen oder die Umwelt und wird von einem multidisziplinären Team (HAZOP-Team) durchgeführt.

Sobald das Risiko identifiziert ist, legt die HAZOP/Prozessgefährdungsstudie (PHA) die Anforderungen an die Risikominderung fest und definiert so die erforderliche SIL-Ebene.

Außerdem müssen zusätzliche Kriterien überprüft werden, um sicherzustellen, dass die SIF den geforderten SIL erfüllt, und sie werden oft in die folgenden Punkte unterteilt:

- Systematische Integrität: Alle Elemente der SIF müssen für die definierte SIL-Ebene einsetzbar sein.
- Architektonische Einschränkungen: Hardware-Fehlertoleranz (Hardware Fault Tolerance, HFT) und Redundanz der Architektur müssen den aktuellen Normen für die funktionale Sicherheit entsprechen.
- Zufällige Integrität (PFDavg): Die Ausfallraten der einzelnen Geräte werden bei Bedarf zur Berechnung der durchschnittlichen Ausfallwahrscheinlichkeit im Bedarfsfall herangezogen. ■

## 12.5 Ausfallwahrscheinlichkeit im Bedarfsfall

Durch Hintergrundwissen, wie Komponenten eines SIS-Systems ausfallen können, ist es möglich, eine Ausfallwahrscheinlichkeit im Bedarfsfall (Probability of Failure on Demand, PFD) zu berechnen. Es gibt zwei grundlegende Möglichkeiten, wie das SIS versagen könnte. Die erste Möglichkeit wird im Allgemeinen als störende oder scheinbare Auslösung bezeichnet, was in der Regel zu einer ungeplanten, aber relativ sicheren Prozessabschaltung führt. Obwohl diesem Typ eines SIS-Ausfalls nur eine minimale Gefahr zugeordnet ist, können die Betriebskosten enorm sein. Die zweite Fehlermöglichkeit verursacht keine Prozessabschaltung oder Auslösung durch Störung. Stattdessen bleibt der Fehler unentdeckt, was einen weiteren, unsicheren und gefährlichen Prozessbetrieb ermöglicht. Im Falle eines Notfalls wäre das SIS-System nicht in der Lage, angemessen zu reagieren. Diese Ausfälle werden als verdeckte oder

versteckte Ausfälle bezeichnet und tragen zur Ausfallwahrscheinlichkeit im Bedarfsfall bei, dass das System bei Bedarf auf gefährliche Weise ausfällt.

Die PFD für das SIS-System ist die Summe der PFDs für jedes Element des Systems:

$$PFD_{\text{Sensor}} + PFD_{\text{Logikbaustein}} + PFD_{\text{Stellglied}} = PFD_{\text{gesamt}}$$

Zur Bestimmung der PFD jedes Elements benötigt der Analytiker dokumentierte Daten zu den Ausfallraten jedes Elements. Diese Ausfallrate (gefährlich) wird in Verbindung mit dem Begriff Testintervall (TI) zur Berechnung der PFD verwendet. Es ist dieses Testintervall, das die Zeitspanne bis zur Entdeckung eines verdeckten Fehlers durch die Prüfung berücksichtigt. Eine Erhöhung des Testintervalls wirkt sich direkt linear auf den PFD-Wert aus. Anders ausgedrückt, wenn Sie das Intervall zwischen den Tests verdoppeln, verdoppeln Sie die Ausfallwahrscheinlichkeit im Bedarfsfall und machen es doppelt so schwierig, den Ziel-SIL zu erreichen.

Die geltenden Normen für sicherheitsgerichtete Systeminstrumentierungen (SIS) schreiben vor, dass der Anlagenbetreiber die sichere Auslegung, Wartung, Inspektion, Prüfung und den sicheren Betrieb zu bestimmen und zu dokumentieren hat. Daher ist es unerlässlich, dass diese Bauteile der sicherheitsgerichteten Systeminstrumentierung ausreichend häufig getestet werden, um die PFD zu reduzieren und das SIL-Ziel zu erreichen. ■

## 12.6 Stellglieder, Abnahmeprüfungen und Techniken zum Testen eines Teils des Stellwegs

Stellglieder umfassen Armaturen, Stellantriebe und Ventilinstrumentierungen. Je nach Anwendung werden Kugelhähne-, Absperrklappen oder Stellventile zur Notabschaltung (Emergency Shutdown, ESD), Abschlämmventile (BlowDown Valve, BDV) oder andere Anwendungen in einem SIS eingesetzt, um den Prozess in einen sicheren Zustand zu überführen.

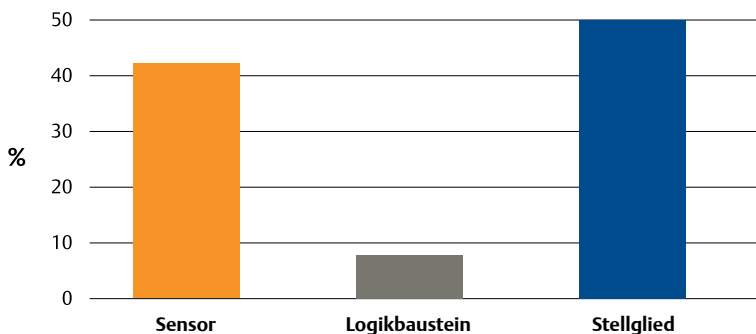


Abb. 12.4 OREDA-Daten

Da die Stellglieder nur ein Teil der SIF sind, ist es schwierig, die geforderten SIL zu bestätigen, ohne den Initiator und den Logikbaustein als Teil des Regelkreises zu betrachten. Statistische Daten aus der Prozessindustrie können zur Abschätzung der Einhaltung der geforderten SIL herangezogen werden. Daten aus OREDA (Offshore and Onshore Reliability Data) führen auf, dass bis zu 50 % der Ausfälle innerhalb einer SIF auf das Stellglied zurückzuführen sind, wie in Abb. 12.4 dargestellt.

Da 50 % der Ausfälle auf Stellglieder entfallen, ist es wichtig, dass die Armaturen so ausgewählt werden, dass sie den Anforderungen des Produktdesigns entsprechen, das geforderte SIL-Ziel erfüllen und regelmäßig getestet werden, um die Funktionalität sicherzustellen. Das SIS muss während des gesamten Lebenszyklus der Anlage regelmäßig mit Abnahmeprüfungen jedes einzelnen Geräts getestet werden, die während der SIL-Verifikationsanalyse zur Aufrechterhaltung der erforderlichen SIL-Ebenen für die SIF erforderlich sind. Eine Abnahmeprüfung für ein Stellglied würde eine Sichtprüfung und eine Überprüfung der Sicherheitsfunktion beinhalten, die den vollen Stellweg der Armatur umfasst und auch eine Überprüfung der Sicherheitszeit und der Armaturenleckage beinhalten kann. ■

## 12.7 Teilstellwegtest

In einigen Fällen ist das Intervall der Abnahmeprüfungen nicht optimal auf die geplanten Stillstands- oder Wartungszeiten abgestimmt. Um eine Prozessabschaltung für

die Prüfung zu vermeiden, kann ein Bypass um das Stellglied verwendet werden. Bei einer solchen Prüfung mit Bypass bleibt der Prozess jedoch möglicherweise ungeschützt, wenn eine Sicherheitsanforderung besteht. Alternativ besteht die Möglichkeit, die Intervalle zwischen den Abnahmeprüfungen durch einen Teilstellwegtest (Partial Stroke Testing, PST) zu verlängern. Bei einem PST wird ein Teil des gesamten Stellwegs der Armatur ausgeübt, um sicherzustellen, dass die Armatur nicht verklemmt ist, und um andere, ansonsten gefährliche, unerkannte Ausfallmodi wie das Verklemmen der Armaturenwelle, Probleme mit der Armaturenpackung, Probleme mit der Antriebsluftleitung oder andere Modi aufzudecken, die die Armatur im Falle einer Sicherheitsanforderung daran hindern könnten, sich in seine sichere Position zu bewegen.

Die Zeit, die das Intervall zwischen den Abnahmeprüfungen durch PSTs verlängert werden kann, variiert je nach SIL-Ziel, Testfrequenz und Umfang der Diagnoseabdeckung (ein Verhältnis zwischen den ermittelten Fehlerraten und der Gesamtausfallrate). ■

## 12.8 Online-Testmethoden für das Stellglied

Die Abnahmeprüfung einer Armatur kann durch die Installation eines Bypassventils um jedes Sicherheitsventil herum durchgeführt werden. Durch die Verwendung eines

Bypasses kann das Sicherheitsventil auf den vollen Stellweg geprüft werden, ohne dass der Prozess abgeschaltet werden muss.

Um die betrieblichen, wirtschaftlichen und regulatorischen Probleme im Zusammenhang mit Bypass-Tests zu vermeiden, wurden andere Methoden entwickelt.

Mechanische Methoden zur Stellwegbegrenzung umfassen unter anderem eine mechanische Vorrichtung wie z. B. einen Bolzen, einen Ventilspindelbund, eine Armatur-Arretierungsschraube usw., die den Stellweg auf 15 % oder weniger des Gesamtstellwegs begrenzt.

Die pneumatische Prüfplattenmethode verwendet ebenfalls einen Bolzen zum Einrasten, bevor ein PST eingeleitet werden kann.

Diese Online-Testansätze haben jedoch eine Reihe von Nachteilen. Ein wesentlicher Nachteil dieser Methoden ist, dass die Sicherheitsabschaltung während der Testphase nicht verfügbar ist. Tatsächlich ist der Prozess während des Tests vollkommen ungeschützt, und für einige Bereiche und Branchen wird diese Art von Tests nicht akzeptiert. Des Weiteren besteht die Gefahr, dass das Sicherheitsventil nach der Prüfung versehentlich in der Bypass-Stellung verbleibt oder die mechanische Verriegelung bzw. der Bolzen nach der Prüfung nicht entfernt wird. Dadurch wäre der Prozess völlig ungeschützt, bis der Fehler entdeckt wird. Darüber hinaus besteht bei diesen Testmethoden das Risiko von Fehlauflösungen, die durch die Testvorgänge verursacht werden. Ein weiterer Nachteil ist, dass der Testprozess manuell vor Ort eingeleitet werden muss und die Tests selbst extrem personalintensiv und fehleranfällig sind. ■

## 12.9 Verwendung von digitalen Stellungsreglern für eine Teilstellwegprüfung

Digitale Stellungsregler sind kommunizierende, mikroprozessorgesteuerte Strom/Pneumatik-Geräte mit einer internen Logik. Neben der traditionellen Funktion, ein Stromsignal in ein Drucksignal umzuwandeln, um die Armatur zu betätigen, verwenden diese digitalen Stellungsregler das HART-Kommunikationsprotokoll, um einen

einfachen Zugriff auf sicherheitskritische Informationen zu ermöglichen. Der digitale Stellungsregler erhält die Rückmeldung der Ventilstellung sowie die pneumatischen Drücke von Versorgung und Antrieb. Damit kann der digitale Stellungsregler den Zustand und die Funktion von sich selbst sowie von Armatur und Antrieb, an dem er montiert ist, diagnostizieren.

Die PSTs bestätigen, dass die Armatur arbeitet, ohne den Prozess zu stören. Da der gesamte Prüfablauf in den digitalen Stellungsregler programmiert werden kann, ist es möglich, die Teilstellprüfung vollständig automatisch ablaufen zu lassen. Dadurch kann das Testintervall so kurz wie nötig sein (stündlich, täglich, wöchentlich usw.), um die angestrebten SIL-Werte zu erreichen. Der Bediener kann den Test per Knopfdruck manuell auslösen, der Prüfablauf selbst erfolgt jedoch vollautomatisch, so dass Fehler und mögliche Abschaltungen aufgrund von Störungen vermieden werden und die Arbeitskosten für herkömmliche Prüfverfahren entfallen. Sollte während eines PST eine Sicherheitsanforderung auftreten, wird der Test abgebrochen und der digitale Stellungsregler fährt die Armatur in einen sicheren Zustand.

Der PST bewegt die Armatur in der Regel um 10 % aus seiner ursprünglichen Position. Dieser Weg kann aber auch bis zu 30 % betragen, wenn die Sicherheitsrichtlinien der Anlage dies zulassen. Obwohl der PST die Notwendigkeit einer Prüfung des vollständigen Stellwegs nicht ausschließt (die Prüfung des vollständigen Stellwegs ist erforderlich, um den Sitz usw. der Armatur zu prüfen), reduziert sie die erforderliche Häufigkeit einer solchen Prüfung bis zu einem Punkt, an dem sie höchstwahrscheinlich im Rahmen einer Anlagenüberholung durchgeführt werden kann.

Das Hinzufügen eines digitalen Stellungsreglers zu einer sicherheitsgerichteten Systeminstrumentierung kann die Kosten für die Grundausstattung, die Prüfzeit und den Personalbedarf reduzieren, da teure pneumatische Prüfplatten und qualifiziertes Personal für die Prüfung nicht mehr erforderlich sind. Der Einsatz eines digitalen Stellungsreglers ermöglicht die lückenlose Dokumentation eines Notfalls sowie die Dokumentation aller Prüfungen, die den Versicherungsunternehmen dann als Prüfnachweis zur Verfügung gestellt werden können. Er ermöglicht auch

die Konfiguration von dezentralen Prüfungen, die Zeit sparen können, indem sie den Bedarf an Wartungsinspektionen vor Ort reduzieren. Auch die Sicherheit des Anlagenpersonals kann dadurch erhöht werden, da das Anlagenpersonal für die Prüfung nicht mehr vor Ort sein muss. ■

## 12.10 Hochintegriertes Druckschutzsystem (High-Integrity Pressure Protection System, HIPPS)

Hochintegrierte Druckschutzsysteme (HIPPS) sind Teil der sicherheitsgerichteten Systeminstrumentierung und sollen Überdruck verhindern. Im Vergleich zu herkömmlichen Systemen zur Druckentlastung, beispielsweise mechanische Entlastungs- oder Sicherheitsventile, arbeiten HIPPS, indem sie die Quelle abschalten und den Druck an der Anströmseite des Systems erfassen und so eine Barriere zwischen der Hochdruck- und der Niederdruckseite einer Produktionsanlage bilden. Der dichte Abschluss verhindert Leckagen und flüchtige Emissionen. In dieser Hinsicht werden HIPPS als „letzte Verteidigungslinie“ angesehen.

Ein HIPPS bietet eine wirtschaftliche und umweltfreundliche Lösung verglichen mit herkömmlichen Sicherheitssystemen. Abb. 12,5 zeigt ein typisches HIPPS in einer Konfiguration zur Erfüllung der SIL 3. ■

## 12.11 Funktionalität des HIPPS

Wie die SIF besteht ein HIPPS in der Regel aus den folgenden Geräten und Funktionen:

**Drucksensoren:** Drei einzelne Drucksensoren an der Anströmseite des HIPPS, die in einer Abstimmungsstruktur von „2 out of 3“ (2oo3) festgelegt sind, geben dem Betreiber die Verfügbarkeit des Systems und die Zuverlässigkeit zur Unterstützung der SIF.

**Logikbaustein:** Wenn zwei von drei (2oo3) Sensoren einen Druck messen, der den festgelegten Wert übersteigt, schaltet der Logikbaustein die beiden Stellglieder ab und sendet einen Alarm an die Leitwarte.

**Stellglieder:** Zwei in Reihe geschaltete Absperrventile (1oo2-Anordnung), um für Redundanz und erhöhte Sicherheitsintegrität zu sorgen. ■

## 12.12 Testanforderungen

Um sicherzustellen, dass das HIPPS während des gesamten Sicherheitslebenszyklus der Anlage den geforderten SIL erfüllt, müssen die verschiedenen Stellglieder getestet werden:

**Drucksensoren:** Die Drucksensoren müssen zum Testen außer Betrieb genommen werden. Da aber die Konfiguration „2oo3“ ist, kann ein Sensor zum Testen isoliert und die gleiche Redundanz beibehalten werden, vorausgesetzt, die Abstimmung im Logikbaustein wird von „2oo3“ auf „1oo2“ geändert. Dies geschieht in der Regel durch ein Verriegelungssystem, das dem Logikbaustein signalisiert, dass ein Sensor zum Testen freigegeben ist.

**Logikbaustein:** Logikbausteine arbeiten häufig mit einem Dualprozessor und führen ständig eine Selbstdiagnose durch. Wird ein Fehler erkannt, kann entweder das Stellglied heruntergefahren oder auf einen redundanten Logikbaustein umgeschaltet werden.

**Stellglied:** Die geltenden Normen für sicherheitsgerichtete Systeminstrumentierungen (SIS) schreiben vor, dass der Anlagenbetreiber die sichere Auslegung, Wartung, Inspektion, Prüfung und den sicheren Betrieb zu bestimmen und zu dokumentieren hat. Daher ist es unerlässlich, dass diese Bauteile der sicherheitsgerichteten Systeminstrumentierung ausreichend häufig getestet werden, um die PFD zu reduzieren und das Ziel zu erreichen.

**SIL:** Eine Prüfung des vollständigen Stellwegs oder eine Abnahmeprüfung muss in bestimmten Intervallen durchgeführt werden, aber aufgrund der Art des Tests muss diese Prüfung durchgeführt werden, wenn die Anlage außer Betrieb genommen wurde. Um den Zeitraum zwischen den Abnahmeprüfungen zu verlängern, können Online-Tests wie Teilstellwegtests (PSTs) durchgeführt werden, um eine angemessene Anzahl von Fehlern zu erkennen und eine prädiktive Diagnose zu erstellen, die es dem Bediener ermöglicht, Maßnahmen zu ergreifen. ■

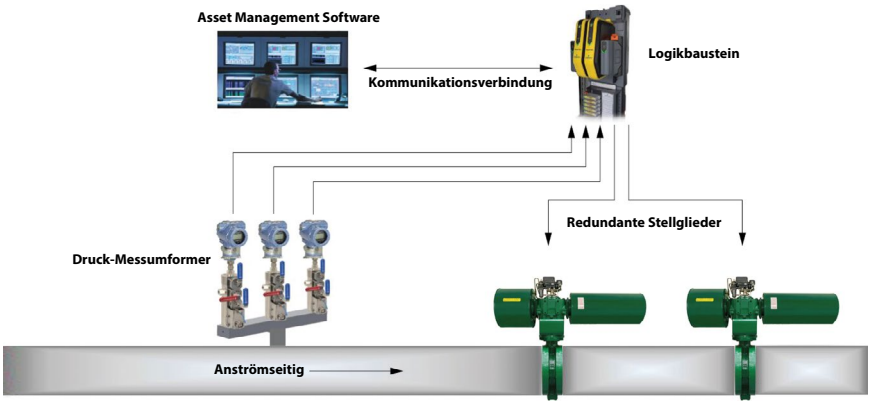


Abb. 12.5 Typische HiPPS-Konfiguration



# Kapitel 13

## Technische Daten



## 13.1 Standardspezifikationen für drucktragende Armaturenwerkstoffe

Weitere technische Daten können dem Abschnitt 13.2 entnommen werden. Dort finden sich auch Querverweise zu den Werkstoffcodes.

### 1. Stahlguss ASTM A216 Grade WCC:

Temperaturbereich:

- -30 bis 427 °C (-20 bis 800 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,25 max
- Mn = 1,2 max
- P = 0,035 max
- S = 0,035 max
- Si = 0,6 max

### 2. Stahlguss ASTM A352 Grade LCC:

Temperaturbereich:

- -45 bis 343 °C (-50 bis 650 °F)

Verbundmaterial (%):

- Wie bei ASTM A216 Grade WCC

### 3. C-Stahl AISI 1018, UNS G10180:

Temperaturbereich:

- -29 bis 427 °C (-20 bis 800 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,14 bis 0,2
- Mn = 0,6 bis 0,9
- P = 0,04 max
- S = 0,05 max

### 4. Bleistahl AISI 12L14, UNS G12144:

Temperaturbereich:

- -29 bis 427 °C (-20 bis 800 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,15 max
- Mn = 0,85 bis 1,15
- P = 0,04 bis 0,09
- S = 0,26 bis 0,35
- Pb = 0,15 bis 0,35

### 5. AISI 4140 Cr-Mo-Stahl:

Ähnlich dem Schraubenwerkstoff ASTM A193 Grade B7.

Temperaturbereich:

- -48 bis 538 °C (-55 bis 1000 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,38 bis 0,43
- Mn = 0,75 bis 1,0
- P = 0,035 max
- S = 0,040 max
- Si = 0,15 bis 0,35
- Cr = 0,8 bis 1,1
- Mo = 0,15 bis 0,25
- Fe = Rest

### 6. Geschmiedeter 3-1/2% Nickelstahl ASTM A352 Grade LC3:

Temperaturbereich:

- -101 bis 343 °C (-150 bis 650 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,15 max
- Mn = 0,5 bis 0,8
- P = 0,04 max
- S = 0,045 max
- Si = 0,6 max
- Ni = 3,0 bis 4,0

### 7. Cr-Mo-Gussstahl ASTM A217 Grade WC6:

Temperaturbereich:

- -30 bis 595 °C (-20 bis 1100 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,05 bis 0,2
- Mn = 0,5 bis 0,8
- P = 0,035 max
- S = 0,035 max
- Si = 0,60 max
- Cr = 1,0 bis 1,5
- Mo = 0,45 bis 0,65

**8. Cr-Mo-Gussstahl ASTM A217  
Grade WC9:**

Temperaturbereich:

- -30 bis 595 °C (-20 bis 1100 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,05 bis 0,18
- Mn = 0,4 bis 0,7
- P = 0,035 max
- S = 0,035 max
- Si = 0,6 max
- Cr = 2,0 bis 2,75
- Mo = 0,9 bis 1,2

**9. Cr-Mo-Schmiedestahl ASTM A182  
Grade F22:**

Temperaturbereich:

- -30 bis 593 °C (-20 bis 1100 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,05 bis 0,15
- Mn = 0,3 bis 0,6
- P = 0,04 max
- S = 0,04 max
- Si = 0,5 max
- Cr = 2,0 bis 2,5
- Mo = 0,87 bis 1,13

**10. Cr-Mo-Gussstahl ASTM A217 Grade C5:**

Temperaturbereich:

- -30 bis 649 °C (-20 bis 1200 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,2 max
- Mn = 0,4 bis 0,7
- P = 0,04 max
- S = 0,045 max
- Si = 0,75 max
- Cr = 4,0 bis 6,5
- Mo = 0,45 bis 0,65

**11. Edelstahl Typ 302 ASTM A479  
Grade UNS S30200:**

Temperaturbereich:

- -198 bis 399 °C (-325 bis 750 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,15 max
- Mn = 2,0 max
- P = 0,045 max
- S = 0,03 max
- Si = 1,0 max
- Cr = 17,0 bis 19,0
- Ni = 8,0 bis 10,0
- N = 0,1 max
- Fe = Rest

**12. Edelstahl Typ 304L ASTM A479  
Grade UNS S30403:**

Temperaturbereich:

- -254 bis 425 °C (-425 bis 800 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,03 max
- Mn = 2,0 max
- P = 0,045 max
- S = 0,03 max
- Si = 1,0 max
- Cr = 18,0 bis 20,0
- Ni = 8,0 bis 12,0
- Fe = Rest

**13. Edelstahlguss Typ 304L ASTM A351  
Grade CF3:**

Temperaturbereich:

- -254 bis 425 °C (-425 bis 800 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,03 max
- Mn = 1,5 max
- Si = 2,0 max
- S = 0,040 max
- P = 0,040 max
- Cr = 17,0 bis 21,0
- Ni = 8,0 bis 11,0
- Mo = 0,50 max

**14. Edelstahl Typ 316L ASTM A479****Grade UNS S31603:****Temperaturbereich:**

- -254 bis 450 °C (-425 bis 850 °F)

**Verbundmaterial (%):**

- C = 0,03 max
- Mn = 2,0 max
- P = 0,045 max
- S = 0,03 max
- Si = 1,0 max
- Cr = 16,0 bis 18,0
- Ni = 10,0 bis 14,0
- Mo = 2,0 bis 3,0
- Fe = Rest

**15. Edelstahl Typ 316 ASTM A479****Grade UNS S31600:****Temperaturbereich:**

- -255 bis 816 °C (-425 bis 1500 °F)
- Über 538 °C (1000 °F) mindestens 0,04 C erforderlich

**Verbundmaterial (%):**

- C = 0,08 max
- Mn = 2,0 max
- P = 0,045 max
- S = 0,03 max
- Si = 1,0 max
- Cr = 16,0 bis 18,0
- Ni = 10,0 bis 14,0
- Mo = 2,0 bis 3,0
- Fe = Rest

**16. Edelstahlguss 316 ASTM A351****Grade CF8M:****Temperaturbereich:**

- -254 bis 816 °C (-425 bis 1500 °F)
- Über 538 °C (1000 °F) mindestens 0,04 C erforderlich

**Verbundmaterial (%):**

- C = 0,08 max
- Mn = 1,5 max
- Si = 1,5 max
- P = 0,04 max
- S = 0,04 max
- Cr = 18,0 bis 21,0
- Ni = 9,0 bis 12,0
- Mo = 2,0 bis 3,0

**17. Edelstahl Typ 317 ASTM A479****Grade UNS S31700:****Temperaturbereich:**

- -198 bis 816 °C (-325 bis 1500 °F)
- Über 538 °C (1000 °F) mindestens 0,04 C erforderlich

**Verbundmaterial (%):**

- C = 0,08 max
- Mn = 2,0 max
- P = 0,045 max
- S = 0,03 max
- Si = 1,0 max
- Cr = 18,0 bis 20,0
- Ni = 11,0 bis 15,0
- Mo = 3,0 bis 4,0
- Fe = Rest

**18. Edelstahlguss 317 ASTM A351****Grade CG8M:****Temperaturbereich:**

- -198 bis 538 °C (-325 bis 1000 °F)

**Verbundmaterial (%):**

- C = 0,08 max
- Mn = 1,5 max
- Si = 1,5 max
- P = 0,04 max
- S = 0,04 max
- Cr = 18,0 bis 21,0
- Ni = 9,0 bis 13,0
- Mo = 3,0 bis 4,0

**19. Edelstahl Typ 410 ASTM A479****Grade S41000:****Temperaturbereich:**

- -29 bis 538 °C (-20 bis 1000 °F)

**Verbundmaterial (%):**

- C = 0,08 bis 0,15
- Mn = 1,0 max
- P = 0,04 max
- S = 0,03 max
- Si = 1,0 max
- Cr = 11,5 bis 13,5
- Fe = Rest

**20. Edelstahl Typ 17-4PH ASTM A564  
Grade 630, UNS S17400:**

Temperaturbereich:

- -29 bis 343 °C (-20 bis 650 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,07 max
- Mn = 1,0 max
- Si = 1,0 max
- P = 0,04 max
- S = 0,03 max
- Cr = 15,0 bis 17,5
- Nb = 0,15 bis 0,45
- Cu = 3,0 bis 5,0
- Ni = 3,0 bis 5,0
- Fe = Rest

**21. Edelstahl Typ 254 SMO ASTM A479  
Grade UNS S31254:**

Temperaturbereich:

- -198 bis 399 °C (-325 bis 750 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,02 max
- Mn = 1,0 max
- P = 0,03 max
- S = 0,01 max
- Si = 0,8 max
- Cr = 18,5 bis 20,5
- Ni = 17,5 bis 18,5
- Mo = 6,0 bis 6,5
- N = 0,18 bis 0,22
- Fe = Rest

**22. Edelstahlguss 254 SMO ASTM A351  
Grade CK3MCuN:**

Temperaturbereich:

- -198 bis 399 °C (-325 bis 750 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,025 max
- Mn = 1,2 max
- Si = 1,0 max
- P = 0,045 max
- S = 0,01 max
- Cr = 19,5 bis 20,5
- Ni = 17,5 bis 19,5
- Mo = 6,0 bis 7,0
- N = 0,18 bis 0,24

**23. Duplex-Edelstahl Typ 2205, S31803  
ASTM A479 Grade UNS S31803:**

Temperaturbereich:

- -50 bis 316 °C (-60 bis 600 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,03 max
- Mn = 2,0 max
- P = 0,03 max
- S = 0,02 max
- Si = 1,0 max
- Cr = 21,0 bis 23,0
- Ni = 4,5 bis 6,5
- Mo = 2,5 bis 3,5
- N = 0,08 bis 0,2
- Fe = Rest

**24. Edelstahlguss 2205, S31803 ASTM  
A890 Grade 4a, CD3MN:**

Temperaturbereich:

- -50 bis 316 °C (-60 bis 600 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,03 max
- Mn = 1,5 max
- Si = 1,0 max
- P = 0,04 max
- S = 0,02 max
- Cr = 21,0 bis 23,5
- Ni = 4,5 bis 6,5
- Mo = 2,5 bis 3,5
- Cu = 1,0 max
- N = 0,1 bis 0,3
- Fe = Rest

**25. Gusseisen ASTM A126 Class B, UNS  
F12102:**

Temperaturbereich:

- -29 bis 232 °C (-20 bis 450 °F)

Verbundmaterial (%):

- P = 0,75 max
- S = 0,15 max

**26. Gusseisen ASTM A126 Class C, UNS F12802:**

Temperaturbereich:

- -29 bis 232 °C (-20 bis 450 °F)

Verbundmaterial (%):

- P = 0,75 max
- S = 0,15 max

**27. Sphäroguss ASTM A395 Typ 60-40-18:**

Temperaturbereich:

- -29 bis 343 °C (-20 bis 650 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 3,0 min
- Si = 2,5 max
- P = 0,08 max

**28. Ni-Resistenter Sphäroguss ASTM A439 Typ D-2B, UNS F43001:**

Temperaturbereich für nicht drucktragende

Komponenten:

- -29 bis 760 °C (-20 bis 1400 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 3,0 max
- Si = 1,5 bis 3,00
- Mn = 0,70 bis 1,25
- P = 0,08 max
- Ni = 18,0 bis 22,0
- Cr = 2,75 bis 4,0

**29. Ventilbronze ASTM B61, UNS C92200:**

Temperaturbereich:

- -198 bis 288 °C (-325 bis 550 °F)

Verbundmaterial (%):

- Cu = 86,0 bis 90,0
- Sn = 5,5 bis 6,5
- Pb = 1,0 bis 2,0
- Zn = 3,0 bis 5,0
- Ni = 1,0 max
- Fe = 0,25 max
- S = 0,05 max
- P = 0,05 max

**30. Zinnbronze ASTM B584 Grade UNS C90500:**

Temperaturbereich:

- -198 bis 204 °C (-325 bis 400 °F)

Verbundmaterial (%):

- Cu = 86,0 bis 89,0
- Sn = 9,0 bis 11,0
- Pb = 0,30 max
- Zn = 1,0 bis 3,0
- Ni = 1,0 max
- Fe = 0,2 max
- S = 0,05 max
- P = 0,05 max

**31. Manganbronze ASTM B584 Grade UNS C86500:**

Temperaturbereich:

- -198 bis 177 °C (-325 bis 350 °F)

Verbundmaterial (%):

- Cu = 55,0 bis 60,0
- Sn = 1,0 max
- Pb = 0,4 max
- Ni = 1,0 max
- Fe = 0,4 bis 2,0
- Al = 0,5 bis 1,5
- Mn = 0,1 bis 1,5
- Zn = 36,0 bis 42,0

**32. Aluminiumbronzeguss ASTM B148 Grade UNS C95400:**

Temperaturbereich:

- -198 bis 316 °C (-325 bis 600 °F)

Verbundmaterial (%):

- Cu = 83,0 min
- Al = 10,0 bis 11,5
- Fe = 3,0 bis 5,0
- Mn = 0,50 max
- Ni = 1,5 max

### 33. Aluminiumbronzeguss ASTM B148 Grade UNS C95800:

Temperaturbereich:

- -198 bis 260 °C (-325 bis 500 °F)

Verbundmaterial (%):

- Cu = 79,0 min
- Al = 8,5 bis 9,5
- Fe = 3,5 bis 4,5
- Mn = 0,8 bis 1,5
- Ni = 4,0 bis 5,0
- Si = 0,1 max

### 34. Messing B16 ASTM B16 Grade UNS C36000, 1/2 Hard:

Temperaturbereich für nicht drucktragende

Komponenten:

- -198 bis 204 °C (-325 bis 400 °F)

Verbundmaterial (%):

- Cu = 60,0 bis 63,0
- Pb = 2,5 bis 3,0
- Fe = 0,35 max
- Zn = Rest

### 35. Marinemessing-Schmiedestücke ASTM B283 Legierung UNS C46400:

Temperaturbereich:

- -198 bis 204 °C (-325 bis 400 °F)

Verbundmaterial (%):

- Cu = 59,0 bis 62,0
- Sn = 0,5 bis 1,0
- Pb = 0,2 max
- Fe = 0,15 max
- Zn = Rest

### 36. Aluminium ASTM B211 Legierung UNS A96061-T6:

Temperaturbereich:

- -269 bis 204 °C (-452 bis 400 °F)

Verbundmaterial (%):

- Si = 0,4 bis 0,8
- Fe = 0,7 max
- Cu = 0,15 bis 0,4
- Zn = 0,25 max
- Mg = 0,8 bis 1,2
- Mn = 0,15 max
- Cr = 0,04 bis 0,35
- Ti = 0,15 max
- Andere Elemente = 0,15 max
- Al = Rest

### 37. Kobalt-basierte Gusslegierung Nr.6 UNS R30006, Schweißfüller CoCr-A:

Temperaturbereich für nicht drucktragende

Komponenten:

- -198 bis 980 °C (-325 bis 1800 °F)

Verbundmaterial (%):

- C = 0,9 bis 1,4
- Mn = 1,0 max
- W = 3,5 bis 6,0
- Ni = 3,0 max
- Cr = 26,0 bis 31,0
- Mo = 1,5 max
- Fe = 3,0 max
- Si = 1,5 max
- Co = Rest

### 38. Ni-Cu Legierung K500 ASTM B865 Grade N05500:

Temperaturbereich für nicht drucktragende

Komponenten:

- -198 bis 482 °C (-325 bis 900 °F)

Verbundmaterial (%):

- Ni = 63,0 min
- Fe = 2,0 max
- Mn = 1,5 max
- Si = 0,5 max
- C = 0,18 max
- S = 0,01 max
- Al = 2,3 bis 3,15
- Ti = 0,35 bis 0,85
- Cu = Rest

### 39. Ni-Cu Gusslegierung 400 ASTM A494 Grade M35-1:

Temperaturbereich:

- -198 bis 475 °C (-325 bis 900 °F)

Verbundmaterial (%):

- Cu = 27,0 bis 33,0
- C = 0,35 max
- Mn = 1,5 max
- Fe = 3,5 max
- S = 0,02 max
- P = 0,03 max
- Si = 1,25 max
- Nb = 0,5 max
- Ni = Rest

**40. Ni-Cr-Mo Legierung C276 Bar ASTM B574 Grade N10276:****Temperaturbereich:**

- -198 bis 677 °C (-325 bis 1250 °F)

**Verbundmaterial (%):**

- Cr = 14,5 bis 16,5
- Fe = 4,0 bis 7,0
- W = 3,0 bis 4,5
- C = 0,01 max
- Si = 0,08 max
- Co = 2,5 max
- Mn = 1,0 max
- V = 0,35 max
- Mo = 15,0 bis 17,0
- P = 0,04
- S = 0,03
- Ni = Rest

**41. Ni-Cr-Mo Legierung C ASTM A494 CW2M:****Temperaturbereich:**

- -198 bis 538 °C (-325 bis 1000 °F)

**Verbundmaterial (%):**

- Cr = 15,5 bis 17,5
- Fe = 2,0 max
- W = 1,0 max
- C = 0,02 max
- Si = 0,8 max
- Mn = 1,0 max
- Mo = 15,0 bis 17,5
- P = 0,03
- S = 0,02
- Ni = Rest

**42. Ni-Mo Legierung B2 ASTM B335 Grade B2, UNS N10665:****Temperaturbereich:**

- -198 bis 427 °C (-325 bis 800 °F)

**Verbundmaterial (%):**

- Cr = 1,0 max
- Fe = 2,0 max
- C = 0,02 max
- Si = 0,1 max
- Co = 1,0 max
- Mn = 1,0 max
- Mo = 26,0 bis 30,0
- P = 0,04 max
- S = 0,03 max
- Ni = Rest

**43. Ni-Mo Gusslegierung B2 ASTM A494 N7M:****Temperaturbereich:**

- -198 bis 538 °C (-325 bis 1000 °F)

**Verbundmaterial (%):**

- Cr = 1,0 max
- Fe = 3,0 max
- C = 0,07 max
- Si = 1,0 max
- Mn = 1,0 max
- Mo = 30,0 bis 33,0
- P = 0,03 max
- S = 0,02 max
- Ni = Rest

## 13.2 Materialeigenschaften für Armaturen für drucktragende Komponenten

Die Materialcodes in dieser Tabelle entsprechen den Standardspezifikationen für Armaturenwerkstoffen in Abschnitt 13.1.

Materialcode	Minimale mechanische Eigenschaften				Elastizitätsmodul bei 21 °C (70 °F) psi (MPa)	Typische Brinell-Härte
	Zugfestigkeit ksi (MPa)	Streckgrenze ksi (MPa)	Dehnung in 2" (50 mm)	Reduktion in Fläche (%)		
1	70-95 (485-655)	40 (275)	22	35	27.9E6 (19.2E4)	137-187
2	70-95 (485-655)	40 (275)	22	35	27.9E6 (19.2E4)	137-187
3	57 (390) typisch	42 (290) typisch	37 typisch	67 typisch	30.0E6 (20.7E4)	111
4	79 (545) typisch	71 (490) typisch	16 typisch	52 typisch	30.0E6 (20.7E4)	163
5 <sup>(1)</sup>	125 (860)	105 (725) typisch	16	50	29.9E6 (20.6E4)	258
6	70-95 (485-655)	40 (275)	24	35	27.9E6 (19.2E4)	140-190
7	70-95 (485-655)	40 (275)	20	35	29.9E6 (20.6E4)	147-200
8	70-95 (485-655)	40 (275)	20	35	29.9E6 (20.6E4)	147-200
9	75-100 (515-690)	45(310)	19	40	29.9E6 (20.6E4)	156-207 erforderlich
10	90-115 (620-795)	60 (415)	18	35	27.4E6 (19.0E4)	176-255
11	75 (515)	30 (205)	30	40	28.3E6 (19.3E4)	150
12	70 (485)	25 (170)	30	40	29.0E6 (20.0E4)	150
13	70 (485)	30 (205)	35	---	29.0E6 (20.0E4)	150
14	70 (485)	25 (170)	40	50	28.3E6 (19.3E4)	150-170
15 <sup>(2)</sup>	75 (515)	30 (205)	30	40	28.3E6 (19.5E4)	150
16	70 (485)	30 (205)	30	---	28.3E6 (19.5E4)	163
17	75 (515)	30 (205)	30	40	28.3E6 (19.5E4)	170
18	75 (515)	35 (240)	25	---	28.3E6 (19.5E4)	170
19 <sup>(3)</sup>	70 (480)	40 (275)	20	45	29.2E6 (20.1E4)	241
20 <sup>(4)</sup>	145 (1000)	125 (860)	13	45	29E6 (20.0E4)	311 min.
21	95 (665)	45 (310)	35	50	29.0E6 (20.0E4)	90 HRB
22	80 (550)	38 (260)	35	---	29.0E6 (20.0E4)	82 HRB
23	90 (620)	65 (450)	25	---	30.5E6 (21.0E4)	290 max.
24	90 (620)	65 (450)	25	---	30.5E6 (21.0E4)	98 HRB

## Materialeigenschaften für Armaturen für drucktragende Komponenten, Fortsetzung

Materialcode	Minimale mechanische Eigenschaften				Elastizitätsmodul bei 21 °C (70 °F) psi (MPa)	Typische Brinell-Härte
	Zugfestigkeit ksi (MPa)	Streckgrenze ksi (MPa)	Dehnung in 2" (50 mm)	Reduktion in Fläche (%)		
25 <sup>(5)</sup>	31 (214)	---	---	---	13.4E6 (9.2E4)	160-220
26 <sup>(6)</sup>	41 (282)	---	---	---	13.4E6 (9.2E4)	230
27	60 (415)	40 (276)	18	---	23E6 (16E4)	143-187
28	58 (400)	30 (205)	8	---	---	139-202
29	34 (234)	16 (110)	24	---	14.0E6 (9.7E4)	65
30	40 (275)	18 (124)	20	---	14.0 (9.7E4)	75
31	65 (448)	25 (172)	20	---	15.3E6 (10.5E4)	97
32	75 (515)	30 (205)	12	---	16E6 (11.0E4)	150 min.
33	85 (585)	35 (240)	15	---	16E6 (11.0E4)	159
34	55 (380)	25 (170)	10	---	14E6 (9.6E4)	55-75 HRB erforderlich
35	60 (415)	27 (185)	25	---	15.0E6 (10.3E4)	131-142
36	42 (290)	35 (241)	10	---	9.9E6 (6.8E4)	95
37 <sup>(7)</sup>	154 (1060) typisch	93 (638) typisch	17 typisch	---	30E6 (21E4)	37 HRC
38	140 (965)	100 (690)	20	---	26E6 (17.9E4)	265-325
39	65 (450)	25 (170)	25	---	23E6 (15.8E4)	110-150
40	100 (689)	41 (283)	40	---	29.8E6 (20.5E4)	210
41	72 (496)	40 (275)	20	---	30.8E6 (21.2E4)	150-185
42	110 (760)	51 (350)	40	---	31.4E6 (21.7E4)	238
43	76 (525)	40 (275)	20	---	28.5E6 (19.7E4)	180

1. Getempert 650 °C (1200 °F).  
2. Gehärtet.  
3. ASTM A479 Gehärteter Zustand  
4. ASTM A564 Grade 630 Condition H1075  
5. A126 Cl.B 1, 125" (95 mm) Durchmesser.  
6. A126 Cl.C 1, 125" (95 mm) Durchmesser.  
7. Geschmiedet.

### 13.3 Physische Konstanten für Kohlenwasserstoffe

Pos.	Verbundstoff	Formel	Molekulargewicht	Siedepunkt bei 14,696 psia (°F)	Dampfdruck bei 100 °F (psia)	Gefrierpunkt bei 14,696 psia (°F)
1	Methan	CH <sub>4</sub>	16,043	-258,69	(5000) <sup>(2)</sup>	-296,46 <sup>(5)</sup>
2	Ethan	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,070	-127,48	(800) <sup>(2)</sup>	-297,89 <sup>(5)</sup>
3	Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,097	-43,67	190	-305,84 <sup>(5)</sup>
4	n-Butan	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,124	31,10	51,6	-217,05
5	Isobutan	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,124	10,90	72,2	-255,29
6	n-Pentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,151	96,92	15,570	-201,51
7	Isopentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,151	82,12	20,44	-255,83
8	Neopentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,151	49,10	35,90	2,17
9	n-Hexan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,178	155,72	4,956	-139,58
10	2-Methylpentan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,178	140,47	6,767	-244,63
11	3-Methylpentan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,178	145,89	6,098	---
12	Neohexan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,178	121,52	9,856	-147,72
13	2,3-Dimethylbutan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,178	136,36	7,404	-199,38

Pos.	Verbundstoff	Formel	Kritische Konstanten		Spezifisches Gewicht bei 14,696 psia	
			Kritische Temp. (°F)	Kritischer Druck (psia)	Flüssig <sup>(3)(4)</sup> 60 °F/60 °F	Gasförmig bei 60 °F (Luft=1) <sup>(1)</sup>
1	Methan	CH <sub>4</sub>	-116,63	667,8	0,3 <sup>(8)</sup>	0,5539
2	Ethan	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	90,09	707,8	0,3564 <sup>(7)</sup>	1,0382
3	Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	206,01	616,3	0,5077 <sup>(7)</sup>	1,5225
4	n-Butan	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	305,65	550,7	0,5844 <sup>(7)</sup>	2,0068
5	Isobutan	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	274,98	529,1	0,5631 <sup>(7)</sup>	2,0068
6	n-Pentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	385,7	488,6	0,6310	2,4911
7	Isopentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	369,10	490,4	0,6247	2,4911
8	Neopentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	321,13	464,0	0,5967 <sup>(7)</sup>	2,4911
9	n-Hexan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	453,7	436,9	0,6640	2,9753
10	2-Methylpentan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	435,83	436,6	0,6579	2,9753
11	3-Methylpentan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	448,3	453,1	0,6689	2,9753
12	Neohexan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	420,13	446,8	0,6540	2,9753
13	2,3-Dimethylbutan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	440,29	453,5	0,6664	2,9753

## Physische Konstanten für Kohlenwasserstoffen, Fortsetzung

Pos.	Verbundstoff	Formel	Molekulargewicht	Siedepunkt bei 14,696 psia (°F)	Dampfdruck bei 100 °F (psia)	Gefrierpunkt bei 14,696 psia (°F)
14	n-Heptan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	209,17	1,620	-131,05
15	2-Methylhexan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	194,09	2,271	-180,89
16	3-Methylhexan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	197,32	2,130	---
17	3-Ethylpentan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	200,25	2,012	-181,48
18	2,2-Dimethylpentan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	174,54	3,492	-190,86
19	2,4-Dimethylpentan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	176,89	3,292	-182,63
20	3,3-Dimethylpentan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	186,91	2,773	-210,01
21	Triptan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	177,58	3,374	-12,82
22	n-Okтан	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114,232	258,22	0,537	-70,18
23	Diisobutyl	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114,232	228,39	1,101	-132,07
24	Isooktan	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114,232	210,63	1,708	-161,27
25	n-Nonan	C <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	128,259	303,47	0,179	-64,28
26	n-Dekan	C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	142,286	345,48	0,0597	-21,36
27	Zyklopentan	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	70,135	120,65	9,914	-136,91
28	Methylzyklopentan	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	84,162	161,25	4,503	-224,44

Pos.	Verbundstoff	Formel	Kritische Konstanten		Spezifisches Gewicht bei 14,696 psia	
			Kritische Temp. (°F)	Kritischer Druck (psia)	Flüssig <sup>(3)(4)</sup> 60 °F/60 °F	Gasförmig bei 60 °F (Luft=1) <sup>(1)</sup>
14	n-Heptan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	512,8	396,8	0,6882	3,4596
15	2-Methylhexan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	495,00	396,5	0,6830	3,4596
16	3-Methylhexan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	503,78	408,1	0,6917	3,4596
17	3-Ethylpentan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	513,48	419,3	0,7028	3,4596
18	2,2-Dimethylpentan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	477,23	402,2	0,6782	3,4596
19	2,4-Dimethylpentan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	475,95	396,9	0,6773	3,4596
20	3,3-Dimethylpentan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	505,85	427,2	0,6976	3,4596
21	Triptan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	496,44	428,4	0,6946	3,4596
22	n-Okтан	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	564,22	360,6	0,7068	3,9439
23	Diisobutyl	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	530,44	360,6	0,6979	3,9439
24	Isooktan	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	519,46	372,4	0,6962	3,9439
25	n-Nonan	C <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	610,68	332,	0,7217	4,4282
26	n-Dekan	C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	652,1	304,	0,7342	4,9125
27	Zyklopentan	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	461,5	653,8	0,7504	2,4215
28	Methylzyklopentan	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	499,35	548,9	0,7536	2,9057

## Physische Konstanten für Kohlenwasserstoffen, Fortsetzung

Pos.	Verbundstoff	Formel	Molekulargewicht	Siedepunkt bei 14,696 psia (°F)	Dampfdruck bei 100 °F (psia)	Gefrierpunkt bei 14,696 psia (°F)
29	Cyclohexan	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	84,162	177,29	3,264	43,77
30	Methylcyclohexan	C <sub>7</sub> H <sub>14</sub>	98,189	213,68	1,609	-195,87
31	Ethylen	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28,054	-154,62	---	-272,45 <sup>(5)</sup>
32	Propen	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42,081	-53,90	226,4	-301,45 <sup>(5)</sup>
33	1-Buten	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56,108	20,75	63,05	-301,63 <sup>(5)</sup>
34	Cis-2-Buten	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56,108	38,69	45,54	-218,06
35	Trans-2-Buten	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56,108	33,58	49,80	-157,96
36	Isobuten	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56,108	19,59	63,40	-220,61
37	1-Penten	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	70,135	85,93	19,115	-265,39
38	1,2-Butadien	C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	54,092	51,53	(20,) <sup>(2)</sup>	-213,16
39	1,3-Butadien	C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	54,092	24,06	(60,) <sup>(2)</sup>	-164,02
40	Isopren	C <sub>5</sub> H <sub>8</sub>	68,119	93,30	16,672	-230,74
41	Acetylen	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26,038	-119, <sup>(6)</sup>	---	-114 <sup>(6)</sup>
42	Benzen	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78,114	176,17	3,224	41,96
43	Toluen	C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	92,141	231,13	1,032	-138,94

Pos.	Verbundstoff	Formel	Kritische Konstanten		Spezifisches Gewicht bei 14,696 psia	
			Kritische Temp. (°F)	Kritischer Druck (psia)	Flüssig <sup>(3)(4)</sup> 60 °F/60 °F	Gasförmig bei 60 °F (Luft=1) <sup>(1)</sup>
29	Cyclohexan	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	536,7	591.	0,7834	2,9057
30	Methylcyclohexan	C <sub>7</sub> H <sub>14</sub>	570,27	503,5	0,7740	3,3900
31	Ethylen	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	48,58	729,8	---	0,9686
32	Propen	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	196,9	669.	0,5220 <sup>(7)</sup>	1,4529
33	1-Buten	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	295,6	583.	0,6013 <sup>(7)</sup>	1,9372
34	Cis-2-Buten	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	324,37	610.	0,6271 <sup>(7)</sup>	1,9372
35	Trans-2-Buten	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	311,86	595.	0,6100 <sup>(7)</sup>	1,9372
36	Isobuten	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	292,55	580.	0,6004 <sup>(7)</sup>	1,9372
37	1-Penten	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	376,93	590.	0,6457	2,4215
38	1,2-Butadien	C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	(339,) <sup>(2)</sup>	(653,) <sup>(2)</sup>	0,6587	1,8676
39	1,3-Butadien	C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	306.	628.	0,6272 <sup>(7)</sup>	1,8676
40	Isopren	C <sub>5</sub> H <sub>8</sub>	(412,) <sup>(2)</sup>	(558,4) <sup>(2)</sup>	0,6861	2,3519
41	Acetylen	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	95,31	890,4	0,615 <sup>(9)</sup>	0,8990
42	Benzen	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	552,22	710,4	0,8844	2,6969
43	Toluen	C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	605,55	595,9	0,8718	3,1812

## Physische Konstanten für Kohlenwasserstoffen, Fortsetzung

Pos.	Verbundstoff	Formel	Molekulargewicht	Siedepunkt bei 14,696 psia (°F)	Dampfdruck bei 100 °F (psia)	Gefrierpunkt bei 14,696 psia (°F)
44	Ethylbenzen	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	106,168	277,16	0,371	-138,91
45	o-Xylen	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	106,168	291,97	0,264	-13,30
46	m-Xylen	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	106,168	282,41	0,326	-54,12
47	p-Xylen	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	106,168	281,05	0,342	55,86
48	Styren	C <sub>8</sub> H <sub>8</sub>	104,152	293,29	(0,24) <sup>(2)</sup>	-23,10
49	Isopropylbenzen	C <sub>9</sub> H <sub>12</sub>	120,195	306,34	0,188	-140,82

Pos.	Verbundstoff	Formel	Kritische Konstanten		Spezifisches Gewicht bei 14,696 psia	
			Kritische Temp. (°F)	Kritischer Druck (psia)	Flüssig <sup>(3)</sup> /60 °F/60 °F	Gasförmig bei 60 °F (Luft=1) <sup>(1)</sup>
44	Ethylbenzen	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	651,24	523,5	0,8718	3,6655
45	o-Xylen	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	675,0	541,4	0,8848	3,6655
46	m-Xylen	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	651,02	513,6	0,8687	3,6655
47	p-Xylen	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	649,6	509,2	0,8657	3,6655
48	Styren	C <sub>8</sub> H <sub>8</sub>	706,0	580	0,9110	3,5959
49	Isopropylbenzen	C <sub>9</sub> H <sub>12</sub>	676,4	465,4	0,8663	4,1498

1. Berechnete Werte.
2. ( ) -Geschätzte Werte.
3. Luftgesättigte Kohlenwasserstoffe.
4. Absolute Werte der Gewichte im Vakuum.
5. Bei Sättigungsdruck (Triplepunkt).
6. Sublimationspunkt.
7. Sättigungsdruck und 15,5 °C (60 °F).
8. Scheinbarer Wert für Methan bei 15,5 °C (60 °F).
9. Spezifisches Gewicht, 119 °F/60 °F (Sublimationspunkt).

## 13.4 Spezifischer Wärmeverhältnissfaktor (k)

Gas	Spezifischer Wärmeverhältnissfaktor (k)	Gas	Spezifischer Wärmeverhältnissfaktor (k)	Gas	Spezifischer Wärmeverhältnissfaktor (k)	Gas	Spezifischer Wärmeverhältnissfaktor (k)
Acetylen	1,38	Kohlendioxid	1,29	0.6 Erdgas	1,32	Dampf <sup>(1)</sup>	1,33
Luft	1,40	Ethan	1,25	Stickstoff	1,40		
Argon	1,67	Helium	1,66	Sauerstoff	1,40		
Butan	1,17	Wasserstoff	1,40	Propan	1,21		
Kohlenmonoxid	1,40	Methan	1,26	Propylen	1,15		

1. Sofern verfügbar, Eigenschaftentabelle für größere Genauigkeit verwenden.

## 13.5 Physische Konstanten von verschiedenen Flüssigkeiten

Flüssigkeit	Formel	Molekulargewicht	Siedepunkt (°F bei 14,696 psia)	Dampfdruck bei 70 °F (psig)	Kritische Temp. (°F)	Kritischer Druck (psia)	Spezifisches Gewicht	
							Flüssig (60/60 °F)	Gas
Essigsäure	$\text{HC}_2\text{H}_3\text{O}_2$	60,05	245	---	---	---	1,05	---
Aceton	$\text{C}_3\text{H}_6\text{O}$	58,08	133	---	455	691	0,79	2,01
Luft	$\text{N}_2\text{O}_2$	28,97	-317	---	-221	547	0,86 <sup>(3)</sup>	1,0
Ethylalkohol	$\text{C}_2\text{H}_5\text{O}$	46,07	173	2,3 <sup>(2)</sup>	470	925	0,794	1,59
Methylalkohol	$\text{CH}_3\text{O}$	32,04	148	4,63 <sup>(2)</sup>	463	1174	0,796	1,11
Ammoniak	$\text{NH}_3$	17,03	-28	114	270	1636	0,62	0,59
Ammoniumchlorid <sup>(1)</sup>	$\text{NH}_4\text{Cl}$	---	---	---	---	---	1,07	---
Ammoniumhydroxid <sup>(1)</sup>	$\text{NH}_4\text{OH}$	---	---	---	---	---	0,91	---
Ammoniumsulfat <sup>(1)</sup>	$(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$	---	---	---	---	---	1,15	---
Anilin	$\text{C}_6\text{H}_7\text{N}$	93,12	365	---	798	770	1,02	---
Argon	A	39,94	-302	---	-188	705	1,65	1,38
Bier	---	---	---	---	---	---	1,01	---
Bromin	$\text{Br}_2$	159,84	138	---	575	---	2,93	5,52
Calciumchlorid <sup>(1)</sup>	$\text{CaCl}_2$	---	---	---	---	---	1,23	---
Kohlendioxid	$\text{CO}_2$	44,01	-109	839	88	1072	0,801 <sup>(3)</sup>	1,52
Schwefelkohlenwasserstoff	$\text{CS}_2$	76,1	115	---	---	---	1,29	2,63
Kohlenmonoxid	CO	28,01	-314	---	-220	507	0,80	0,97
Tetrachlorkohlenstoff	$\text{CCl}_4$	153,84	170	---	542	661	1,59	5,31
Chlor	$\text{Cl}_2$	70,91	-30	85	291	1119	1,42	2,45
Chromsäure	$\text{H}_2\text{CrO}_4$	118,03	---	---	---	---	1,21	---
Zitronensäure	$\text{C}_6\text{H}_8\text{O}_7$	192,12	---	---	---	---	1,54	---
Kupfersulfat <sup>(1)</sup>	$\text{CuSO}_4$	---	---	---	---	---	1,17	---
Ether	$(\text{C}_2\text{H}_5)_2\text{O}$	74,12	34	---	---	---	0,74	2,55
Eisenchlorid <sup>(1)</sup>	$\text{FeCl}_3$	---	---	---	---	---	1,23	---
Fluor	$\text{F}_2$	38,00	-305	300	1200	809	1,11	1,31
Formaldehyd	$\text{H}_2\text{CO}$	30,03	-6	---	---	---	0,82	1,08
Ameisensäure	$\text{HCO}_2\text{H}$	46,03	214	---	---	---	1,23	---
Furfural	$\text{C}_5\text{H}_4\text{O}_2$	96,08	324	---	---	---	1,16	---
Glycerin	$\text{C}_3\text{H}_8\text{O}_3$	92,09	554	---	---	---	1,26	---
Glykol	$\text{C}_2\text{H}_4\text{O}_2$	62,07	387	---	---	---	1,11	---

## Physische Konstanten von verschiedenen Flüssigkeiten, Fortsetzung

Flüssigkeit	Formel	Molekulargewicht	Siedepunkt (°F bei 14,696 psia)	Dampfdruck bei 70 °F (psig)	Kritische Temp. (°F)	Kritischer Druck (psia)	Spezifisches Gewicht	
							Flüssig (60/60 °F)	Gas
Helium	He	4,003	-454	---	-450	33	0,18	0,14
Salzsäure	HCl	36,47	-115	---	---	---	1,64	---
Fluorwasserstoff- säure	HF	20,01	66	0,9	446	---	0,92	---
Wasserstoff	H <sub>2</sub>	2,016	-422	---	-400	188	0,07 <sup>(3)</sup>	0,07
Chlorwasserstoff	HCl	36,47	-115	613	125	1198	0,86	1,26
Schwefelwasserstoff	H <sub>2</sub> S	34,07	-76	252	213	1307	0,79	1,17
Iso-Propylalkohol	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> O	60,09	180	---	---	---	0,78	2,08
Leinsamenöl	---	---	538	---	---	---	0,93	---
Magnesiumchlorid <sup>(1)</sup>	MgCl <sub>2</sub>	---	---	---	---	---	1,22	---
Quecksilber	Hg	200,61	670	---	---	---	13,6	6,93
Methylbromid	CH <sub>3</sub> Br	94,95	38	13	376	---	1,73	3,27
Methylchlorid	CH <sub>3</sub> Cl	50,49	-11	59	290	969	0,99	1,74
Naphthalen	C <sub>10</sub> H <sub>8</sub>	128,16	424	---	---	---	1,14	4,43
Salpetersäure	HNO <sub>3</sub>	63,02	187	---	---	---	1,5	---
Stickstoff	N <sub>2</sub>	28,02	-320	---	-233	493	0,81 <sup>(3)</sup>	0,97
Pflanzenöl	---	---	---	---	---	---	0,91- 0,94	---
Sauerstoff	O <sub>2</sub>	32	-297	---	-181	737	1,14 <sup>(3)</sup>	1,105
Phosgen	COCl <sub>2</sub>	98,92	47	10,7	360	823	1,39	3,42
Phosphorsäure	H <sub>3</sub> PO <sub>4</sub>	98,00	415	---	---	---	1,83	---
Kaliumkarbonat <sup>(1)</sup>	K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	---	---	---	---	---	1,24	---
Kaliumchlorid <sup>(1)</sup>	KCl	---	---	---	---	---	1,16	---
Kaliumhydroxid <sup>(1)</sup>	KOH	---	---	---	---	---	1,24	---
Natriumchlorid <sup>(1)</sup>	NaCl	---	---	---	---	---	1,19	---
Natriumhydroxid <sup>(1)</sup>	NaOH	---	---	---	---	---	1,27	---
Natriumsulfat <sup>(1)</sup>	Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	---	---	---	---	---	1,24	---
Natriumthiosulfat <sup>(1)</sup>	Na <sub>2</sub> S <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	---	---	---	---	---	1,23	---

Physische Konstanten von verschiedenen Flüssigkeiten, Fortsetzung

Flüssigkeit	Formel	Molekulargewicht	Siedepunkt (°F bei 14,696 psia)	Dampfdruck bei 70 °F (psig)	Kritische Temp. (°F)	Kritischer Druck (psia)	Spezifisches Gewicht	
							Flüssig (60/60 °F)	Gas
Stärke	(C <sub>6</sub> H <sub>10</sub> O <sub>5</sub> ) <sub>x</sub>	---	---	---	---	---	1,50	---
Zuckerlösungen <sup>(1)</sup>	C <sub>12</sub> H <sub>22</sub> O <sub>11</sub>	---	---	---	---	---	1,10	---
Schwefelsäure	H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	98,08	626	---	---	---	1,83	---
Schwefeldioxid	SO <sub>2</sub>	64,6	14	34,4	316	1145	1,39	2,21
Turpentin	---	---	320	---	---	---	0,87	---
Wasser	H <sub>2</sub> O	18,016	212	0,9492 <sup>(2)</sup>	706	3208	1,00	0,62
Zinkchlorid <sup>(1)</sup>	ZnCl <sub>2</sub>	---	---	---	---	---	1,24	---
Zinksulfat <sup>(1)</sup>	ZnSO <sub>4</sub>	---	---	---	---	---	1,31	---

1. Wässrige Lösung – 25 % nach Gewicht des Verbindungsstoffs.  
 2. Dampfdruck in psia bei 39 °C (100 °F).  
 3. Dampfdruck in psia.

### 13.6 Kältemittel 717 (Ammoniak) Eigenschaften der Flüssigkeit und des gesättigten Dampfes

Temp (°F)	Druck		Volumen (cu. ft./lb.)	Dichte (lb./cu. ft.)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb.)			Entropie <sup>(1)</sup> (BTU/(lb.)°R)	
	psia	psig			Dampf (Vg)	Flüssigkeit (lf)	Dampf (hg)	Flüssigkeit (Sf)	Dampf (Sg)
-105	0,996	27,9 <sup>(2)</sup>	223,2	45,71	-68,5	570,3	-0,1774	1,6243	
-104	1,041	27,8 <sup>(2)</sup>	214,2	45,67	-67,5	570,7	-0,1774	1,6205	
-103	1,087	27,7 <sup>(2)</sup>	205,7	45,63	-66,4	571,2	-0,1714	1,6167	
-102	1,135	27,6 <sup>(2)</sup>	197,6	45,59	-65,4	571,6	-0,1685	1,6129	
-101	1,184	27,5 <sup>(2)</sup>	189,8	45,55	-64,3	572,1	-0,1655	1,6092	
-100	1,24	27,4 <sup>(2)</sup>	182,4	45,52	-63,3	572,5	-0,1626	1,6055	
-99	1,29	27,3 <sup>(2)</sup>	175,3	45,47	-62,2	572,9	-0,1597	1,6018	
-98	1,34	27,2 <sup>(2)</sup>	168,5	45,43	-61,2	573,4	-0,1568	1,5982	
-97	1,40	27,1 <sup>(2)</sup>	162,1	45,40	-60,1	573,8	-0,1539	1,5945	
-96	1,46	26,9 <sup>(2)</sup>	155,9	45,36	-59,1	574,3	-0,1510	1,5910	
-95	1,52	26,8 <sup>(2)</sup>	150,0	45,32	-58,0	574,7	-0,1481	1,5874	
-94	1,59	26,7 <sup>(2)</sup>	144,3	45,28	-57,0	575,1	-0,1452	1,5838	
-93	1,65	26,6 <sup>(2)</sup>	138,9	45,24	-55,9	575,6	-0,1423	1,5803	
-92	1,72	26,4 <sup>(2)</sup>	133,8	45,20	-54,9	576,0	-0,1395	1,5768	
-91	1,79	26,3 <sup>(2)</sup>	128,9	45,16	-53,8	576,5	-0,1366	1,5734	

## Kältemittel 717 (Ammoniak) Eigenschaften der Flüssigkeit und des gesättigten Dampfes, Fortsetzung

Temp (°F)	Druck		Volumen (cu. ft./lb.)	Dichte (lb./cu. ft.)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb.)		Entropie <sup>(1)</sup> BTU/(lb.)(°R)	
	psia	psig	Dampf (Vg)	Flüssigkeit (l/Vf)	Flüssigkeit (hf)	Dampf (hg)	Flüssigkeit (Sf)	Dampf (Sg)
-90	1,86	26,1 <sup>(2)</sup>	124,1	45,12	-52,8	576,9	-0,1338	1,5699
-89	1,94	26,0 <sup>(2)</sup>	119,6	45,08	-51,7	577,3	-0,1309	1,5665
-88	2,02	25,8 <sup>(2)</sup>	115,3	45,04	-50,7	577,8	-0,1281	1,5631
-87	2,10	25,6 <sup>(2)</sup>	111,1	45,00	-49,6	578,2	-0,1253	1,5597
-86	2,18	25,5 <sup>(2)</sup>	107,1	44,96	-48,6	578,6	-0,1225	1,5564
-85	2,27	25,3 <sup>(2)</sup>	103,3	44,92	-47,5	579,1	-0,1197	1,5531
-84	2,35	25,1 <sup>(2)</sup>	99,68	44,88	-46,5	579,5	-0,1169	1,5498
-83	2,45	24,9 <sup>(2)</sup>	96,17	44,84	-45,4	579,9	-0,1141	1,5465
-82	2,54	24,7 <sup>(2)</sup>	92,81	44,80	-44,4	580,4	-0,1113	1,5432
-81	2,64	24,5 <sup>(2)</sup>	89,59	44,76	-43,3	580,8	-0,1085	1,5400
-80	2,74	24,3 <sup>(2)</sup>	86,50	44,73	-42,2	581,2	0,1057	1,5368
-79	2,84	24,1 <sup>(2)</sup>	83,54	44,68	-41,2	581,6	-0,1030	1,5336
-78	2,95	23,9 <sup>(2)</sup>	80,69	44,64	-40,1	582,1	-0,1002	1,5304
-77	3,06	23,7 <sup>(2)</sup>	77,96	44,60	-39,1	582,5	-0,0975	1,5273
-76	3,18	23,5 <sup>(2)</sup>	75,33	44,56	-38,0	582,9	-0,0947	1,5242
-75	3,29	23,2 <sup>(2)</sup>	72,81	44,52	-37,0	583,3	-0,0920	1,5211
-74	3,42	23,0 <sup>(2)</sup>	70,39	44,48	-35,9	583,8	-0,0892	1,5180
-73	3,54	22,7 <sup>(2)</sup>	68,06	44,44	-34,9	584,2	-0,0865	1,5149
-72	3,67	22,4 <sup>(2)</sup>	65,82	44,40	-33,8	584,6	-0,0838	1,5119
-71	3,80	22,2 <sup>(2)</sup>	63,67	44,36	-32,8	585,0	-0,0811	1,5089
-70	3,94	21,9 <sup>(2)</sup>	61,60	44,32	-31,7	585,5	-0,0784	1,5059
-69	4,08	21,6 <sup>(2)</sup>	59,61	44,28	-30,7	585,9	-0,0757	1,5029
-68	4,23	21,3 <sup>(2)</sup>	57,69	44,24	-29,6	586,3	-0,0730	1,4999
-67	4,38	21,0 <sup>(2)</sup>	55,85	44,19	-28,6	586,7	-0,0703	1,4970
-66	4,53	20,7 <sup>(2)</sup>	54,08	44,15	-27,5	587,1	-0,0676	1,4940
-65	4,69	20,4 <sup>(2)</sup>	52,37	44,11	-26,5	587,5	-0,0650	1,4911
-64	4,85	20,0 <sup>(2)</sup>	50,73	44,07	-25,4	588,0	-0,0623	1,4883
-63	5,02	19,7 <sup>(2)</sup>	49,14	44,03	-24,4	588,4	-0,0596	1,4854
-62	5,19	19,4 <sup>(2)</sup>	47,62	43,99	-23,3	588,8	-0,0570	1,4826
-61	5,37	19,0 <sup>(2)</sup>	46,15	43,95	-22,2	589,2	-0,0543	1,4797
-60	5,55	18,6 <sup>(2)</sup>	44,73	43,91	-21,2	589,6	-0,0517	1,4769
-59	5,74	18,2 <sup>(2)</sup>	43,37	43,87	-20,1	590,0	-0,0490	1,4741
-58	5,93	17,8 <sup>(2)</sup>	42,05	43,83	-19,1	590,4	-0,0464	1,4713
-57	6,13	17,4 <sup>(2)</sup>	40,79	43,78	-18,0	590,8	-0,0438	1,4686

## Kältemittel 717 (Ammoniak) Eigenschaften der Flüssigkeit und des gesättigten Dampfes, Fortsetzung

Temp (°F)	Druck		Volumen (cu. ft./lb.)	Dichte (lb./cu. ft.)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb.)		Entropie <sup>(1)</sup> BTU/(lb.)°R	
	psia	psig	Dampf (Vg)	Flüssigkeit (l/Vf)	Flüssigkeit (hf)	Dampf (hg)	Flüssigkeit (Sf)	Dampf (Sg)
-56	6,33	17,0 <sup>(2)</sup>	39,56	43,74	-17,0	591,2	-0,0412	1,4658
-55	6,54	16,6 <sup>(2)</sup>	38,38	43,70	-15,9	591,6	-0,0386	1,4631
-54	6,75	16,2 <sup>(2)</sup>	37,24	43,66	-14,8	592,1	-0,0360	1,4604
-53	6,97	15,7 <sup>(2)</sup>	36,15	43,62	-13,8	592,4	-0,0334	1,4577
-52	7,20	15,3 <sup>(2)</sup>	35,09	43,58	-12,7	592,9	-0,0307	1,4551
-51	7,43	14,8 <sup>(2)</sup>	34,06	43,54	-11,7	593,2	-0,0281	1,4524
-50	7,67	14,3 <sup>(2)</sup>	33,08	43,49	-10,6	593,7	-0,0256	1,4497
-49	7,91	13,8 <sup>(2)</sup>	32,12	43,45	-9,6	594,0	-0,0230	1,4471
-48	8,16	13,3 <sup>(2)</sup>	31,20	43,41	-8,5	594,4	-0,0204	1,4445
-47	8,42	12,8 <sup>(2)</sup>	30,31	43,37	-7,4	594,9	-0,0179	1,4419
-46	8,68	12,2 <sup>(2)</sup>	29,45	43,33	-6,4	595,2	-0,0153	1,4393
-45	8,95	11,7 <sup>(2)</sup>	28,62	43,28	-5,3	595,6	-0,0127	1,4368
-44	9,23	11,1 <sup>(2)</sup>	27,82	43,24	-4,3	596,0	-0,0102	1,4342
-43	9,51	10,6 <sup>(2)</sup>	27,04	43,20	-3,2	596,4	-0,0076	1,4317
-42	9,81	10,0 <sup>(2)</sup>	26,29	43,16	-2,1	596,8	-0,0051	1,4292
-41	10,10	9,3 <sup>(2)</sup>	25,56	43,12	-1,1	597,2	-0,0025	1,4267
-40	10,41	8,7 <sup>(2)</sup>	24,86	43,08	0,0	597,6	0,0000	1,4242
-39	10,72	8,1 <sup>(2)</sup>	24,18	43,04	1,1	598,0	0,0025	1,4217
-38	11,04	7,4 <sup>(2)</sup>	23,53	42,99	2,1	598,3	0,0051	1,4193
-37	11,37	6,8 <sup>(2)</sup>	22,89	42,95	3,2	598,7	0,0076	1,4169
-36	11,71	6,1 <sup>(2)</sup>	22,27	42,90	4,3	599,1	0,0101	1,4144
-35	12,05	5,4 <sup>(2)</sup>	21,68	42,86	5,3	599,5	0,0126	1,4120
-34	12,41	4,7 <sup>(2)</sup>	21,10	42,82	6,4	599,9	0,0151	1,4096
-33	12,77	3,9 <sup>(2)</sup>	20,54	42,78	7,4	600,2	0,0176	1,4072
-32	13,14	3,2 <sup>(2)</sup>	20,00	42,73	8,5	600,6	0,0201	1,4048
-31	13,52	2,4 <sup>(2)</sup>	19,48	42,69	9,6	601,0	0,0226	1,4025
-30	13,90	1,6 <sup>(2)</sup>	18,97	42,65	10,7	601,4	0,0250	1,4001
-29	14,30	0,8 <sup>(2)</sup>	18,48	42,61	11,7	601,7	0,0275	1,3978
-28	14,71	0,0	18,00	42,57	12,8	602,1	0,0300	1,3955
-27	15,12	0,4	17,54	42,54	13,9	602,5	0,0325	1,3932
-26	15,55	0,8	17,09	42,48	14,9	602,8	0,0350	1,3909
-25	15,98	1,3	16,66	42,44	16,0	603,2	0,0374	1,3886
-24	16,24	1,7	16,24	42,40	17,1	603,6	0,0399	1,3863
-23	16,88	2,2	15,83	42,35	18,1	603,9	0,0423	1,3840

## Kältemittel 717 (Ammoniak) Eigenschaften der Flüssigkeit und des gesättigten Dampfes, Fortsetzung

Temp (°F)	Druck		Volumen (cu. ft./lb.)	Dichte (lb./cu. ft.)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb.)		Entropie <sup>(1)</sup> BTU/(lb.)°R	
	psia	psig	Dampf (Vg)	Flüssigkeit (l/Vf)	Flüssigkeit (hf)	Dampf (hg)	Flüssigkeit (Sf)	Dampf (Sg)
-22	17,34	2,6	15,43	42,31	19,2	604,3	0,0448	1,3818
-21	17,81	3,1	15,05	42,26	20,3	604,6	0,0472	1,3796
-20	18,30	3,6	14,68	42,22	21,4	605,0	0,0497	1,3774
-19	18,79	4,1	14,32	42,18	22,4	605,3	0,0521	1,3752
-18	19,30	4,6	13,97	42,13	23,5	605,7	0,0545	1,3729
-17	19,81	5,1	13,62	42,09	24,6	606,1	0,0570	1,3708
-16	20,34	5,6	13,29	42,04	25,6	606,4	0,0594	1,3686
-15	20,88	6,2	12,97	42,00	26,7	606,7	0,0618	1,3664
-14	21,43	6,7	12,66	41,96	27,8	607,1	0,0642	1,3642
-13	21,99	7,3	12,36	41,91	28,9	607,5	0,0666	1,3624
-12	22,56	7,9	12,06	41,87	30,0	607,8	0,0690	1,3600
-11	23,15	8,5	11,78	41,82	31,0	608,1	0,0714	1,3579
-10	23,74	9,0	11,50	41,78	32,1	608,5	0,0738	1,3558
-9	24,35	9,7	11,23	41,74	33,2	608,8	0,0762	1,3537
-8	24,97	10,3	10,97	41,69	34,3	609,2	0,0786	1,3516
-7	25,61	10,9	10,71	41,65	35,4	609,5	0,0809	1,3493
-6	26,26	11,6	10,47	41,60	36,4	609,8	0,0833	1,3474
-5	26,92	12,2	10,23	41,56	37,5	610,1	0,0857	1,3454
-4	27,59	12,9	9,991	41,52	38,6	610,5	0,0880	1,3433
-3	28,28	13,6	9,763	41,47	39,7	610,8	0,0909	1,3413
-2	28,98	14,3	9,541	41,43	40,7	611,1	0,0928	1,3393
-1	29,69	15,0	9,326	41,38	41,8	611,4	0,0951	1,3372
0	30,42	15,7	9,116	41,34	42,9	611,8	0,0975	1,3352
1	31,16	16,5	8,912	41,29	44,0	612,1	0,0998	1,3332
2	31,92	17,2	8,714	41,25	45,1	612,4	0,1022	1,3312
3	32,69	18,0	8,521	41,20	46,2	612,7	0,1045	1,3292
4	33,47	18,8	8,333	41,16	47,2	613,0	0,1069	1,3273
5 <sup>(3)</sup>	34,27	19,6	8,150	41,11	48,3	613,3	0,1092	1,3253
6	35,09	20,4	7,971	41,07	49,4	613,6	0,1115	1,3234
7	35,92	21,2	7,798	41,01	50,5	613,9	0,1138	1,3214
8	36,77	22,1	7,629	40,98	51,6	614,3	0,1162	1,3195
9	37,63	22,9	7,464	40,93	52,7	614,6	0,1185	1,3176
10	38,51	23,8	7,304	40,89	53,8	614,9	0,1208	1,3157
11	39,40	24,7	7,148	40,84	54,9	615,2	0,1231	1,3137

Kältemittel 717 (Ammoniak) Eigenschaften der Flüssigkeit und des gesättigten Dampfes, Fortsetzung

Temp (°F)	Druck		Volumen (cu. ft./lb.)	Dichte (lb./cu. ft.)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb.)		Entropie <sup>(1)</sup> BTU/(lb.)(°R)	
	psia	psig	Dampf (Vg)	Flüssigkeit (l/Vf)	Flüssigkeit (hf)	Dampf (hg)	Flüssigkeit (Sf)	Dampf (Sg)
12	40,31	25,6	6,996	40,80	56,0	615,5	0,1254	1,3118
13	41,24	26,5	6,847	40,75	57,1	615,8	0,1277	1,3099
14	42,18	27,5	6,703	40,71	58,2	616,1	0,1300	1,3081
15	43,14	28,4	6,562	40,66	59,2	616,3	0,1323	1,3062
16	44,12	29,4	6,425	40,61	60,3	616,6	0,1346	1,3043
17	45,12	30,4	6,291	40,57	61,4	616,9	0,1369	1,3025
18	46,13	31,4	6,161	40,52	62,5	617,2	0,1392	1,3006
19	47,16	32,5	6,034	40,48	63,6	617,5	0,1415	1,2988
20	48,21	33,5	5,910	40,43	64,7	617,8	0,1437	1,2969
21	49,28	34,6	5,789	40,38	65,8	618,0	0,1460	1,2951
22	50,36	35,7	5,671	40,34	66,9	618,3	0,1483	1,2933
23	51,47	36,8	5,556	40,29	68,0	618,6	0,1505	1,2915
24	52,59	37,9	5,443	40,25	69,1	618,9	0,1528	1,2897
25	53,73	39,0	5,334	40,20	70,2	619,1	0,1551	1,2879
26	54,90	40,2	5,227	40,15	71,3	619,4	0,1573	1,2861
27	56,08	41,4	5,123	40,10	72,4	619,7	0,1596	1,2843
28	57,28	42,6	5,021	40,06	73,5	619,9	0,1618	1,2823
29	58,50	43,8	4,922	40,01	74,6	620,2	0,1641	1,2809
30	59,74	45,0	4,825	39,96	75,7	620,5	0,1663	1,2790
31	61,00	46,3	4,730	39,91	76,8	620,7	0,1686	1,2773
32	62,29	47,6	4,637	39,86	77,9	621,0	0,1708	1,2755
33	63,59	48,9	4,547	39,82	79,0	621,2	0,1730	1,2738
34	64,91	50,2	4,459	39,77	80,1	621,5	0,1753	1,2721
35	66,26	51,6	4,373	39,72	81,2	621,7	0,1775	1,2704
36	67,63	52,9	4,289	39,67	82,3	622,0	0,1797	1,2686
37	69,02	54,3	4,207	39,63	83,4	622,2	0,1819	1,2669
38	70,43	55,7	4,126	39,58	84,6	622,5	0,1841	1,2652
39	71,87	57,2	4,048	39,54	85,7	622,7	0,1863	1,2635
40	73,32	58,6	3,971	39,49	86,8	623,0	0,1885	1,2618
41	74,80	60,1	3,897	39,44	87,9	623,2	0,1908	1,2602
42	76,31	61,6	3,823	39,39	89,0	623,4	0,1930	1,2585
43	77,83	63,1	3,752	39,34	90,1	623,7	0,1952	1,2568
44	79,38	64,7	3,682	39,29	91,2	623,9	0,1974	1,2552
45	80,96	66,3	3,614	39,24	92,3	624,1	0,1996	1,2535

## Kältemittel 717 (Ammoniak) Eigenschaften der Flüssigkeit und des gesättigten Dampfes, Fortsetzung

Temp (°F)	Druck		Volumen (cu. ft./lb.)	Dichte (Lb./cu. ft.)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb.)		Entropie <sup>(1)</sup> BTU/(lb.) (°R)	
	psia	psig	Dampf (Vg)	Flüssigkeit (l/Vf)	Flüssigkeit (hf)	Dampf (hg)	Flüssigkeit (sf)	Dampf (sg)
46	82,55	67,9	3,547	39,19	93,5	624,4	0,2018	1,2518
47	84,18	69,5	3,481	39,14	94,6	624,6	0,2040	1,2492
48	85,82	71,1	3,418	39,10	95,7	624,8	0,2062	1,2484
49	87,49	72,8	3,355	39,05	96,8	625,0	0,2083	1,2469
50	89,19	74,5	3,294	39,00	97,9	625,2	0,2105	1,2453
51	90,91	76,2	3,234	38,95	99,1	625,5	0,2127	1,2437
52	92,66	78,0	3,176	38,90	100,2	625,7	0,2149	1,2421
53	94,43	79,7	3,119	38,85	101,3	625,9	0,2171	1,2405
54	96,23	81,5	3,063	38,80	102,4	626,1	0,2192	1,2382
55	98,06	83,4	3,008	38,75	103,5	626,3	0,2214	1,2372
56	99,91	85,2	2,954	38,70	104,7	626,5	0,2236	1,2357
57	101,8	87,1	2,902	38,65	105,8	626,7	0,2257	1,2341
58	103,7	89,0	2,851	38,60	106,9	626,9	0,2279	1,2325
59	105,6	90,9	2,800	38,55	108,1	627,1	0,2301	1,2310
60	107,6	92,9	2,751	38,50	109,2	627,3	0,2322	1,2294
61	109,6	94,9	2,703	38,45	110,3	627,5	0,2344	1,2273
62	111,6	96,9	2,656	38,40	111,5	627,7	0,2365	1,2263
63	113,6	98,9	2,610	38,35	112,6	627,9	0,2387	1,2247
64	115,7	101,0	2,565	38,30	113,7	628,0	0,2408	1,2231
65	117,8	103,1	2,520	38,25	114,8	628,2	0,2430	1,2213
66	120,0	105,3	2,477	38,20	116,0	628,4	0,2451	1,2201
67	122,1	107,4	2,435	38,15	117,1	628,6	0,2473	1,2183
68	124,3	109,6	2,393	38,10	118,3	628,8	0,2494	1,2179
69	126,5	111,8	2,352	38,05	119,4	628,9	0,2515	1,2155
70	128,8	114,1	2,312	38,00	120,5	629,1	0,2537	1,2140
71	131,1	116,4	2,273	37,95	121,7	629,3	0,2558	1,2125
72	133,4	118,7	2,235	37,90	122,8	629,4	0,2579	1,2110
73	135,7	121,0	2,197	37,84	124,0	629,6	0,2601	1,2095
74	138,1	123,4	2,161	37,79	125,1	629,8	0,2622	1,2080
75	140,5	125,8	2,125	37,74	126,2	629,9	0,2643	1,2065
76	143,0	128,3	2,089	37,69	127,4	630,1	0,2664	1,2050
77	145,4	130,7	2,055	37,64	128,5	630,2	0,2685	1,2035
78	147,9	133,2	2,021	37,58	129,7	630,4	0,2706	1,2020
79	150,5	135,8	1,988	37,53	130,8	630,5	0,2728	1,2006

## Kältemittel 717 (Ammoniak) Eigenschaften der Flüssigkeit und des gesättigten Dampfes, Fortsetzung

Temp (°F)	Druck		Volumen (cu. ft./lb.)	Dichte (lb./cu. ft.)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb.)		Entropie <sup>(1)</sup> BTU/(lb.)°R	
	psia	psig	Dampf (Vg)	Flüssigkeit (l/Vf)	Flüssigkeit (hf)	Dampf (hg)	Flüssigkeit (sf)	Dampf (sg)
80	153,0	138,3	1,955	37,48	132,0	630,7	0,2749	1,1991
81	155,6	140,9	1,923	37,43	133,1	630,8	0,2769	1,1976
82	158,3	143,6	1,892	37,37	134,3	631,0	0,2791	1,1962
83	161,0	146,3	1,861	37,32	135,4	631,1	0,2812	1,1947
84	163,7	149,0	1,831	37,26	136,6	631,3	0,2833	1,1933
85	166,4	151,7	1,801	37,21	137,8	631,4	0,2854	1,1918
86 <sup>(3)</sup>	169,2	154,5	1,772	37,16	138,9	631,5	0,2875	1,1904
87	172,0	157,3	1,744	37,11	140,1	631,7	0,2895	1,1889
88	174,8	160,1	1,716	37,05	141,2	631,8	0,2917	1,1875
89	177,7	163,0	1,688	37,00	142,4	631,9	0,2937	1,1860
90	180,6	165,9	1,661	36,95	143,5	632,0	0,2958	1,1846
91	183,6	168,9	1,635	36,89	144,7	632,1	0,2979	1,1832
92	186,6	171,9	1,609	36,84	145,8	632,2	0,3000	1,1818
93	189,6	174,9	1,584	36,78	147,0	632,3	0,3021	1,1804
94	192,7	178,0	1,559	36,73	148,2	632,5	0,3041	1,1789
95	195,8	181,1	1,534	36,67	149,4	632,6	0,3062	1,1775
96	198,9	184,2	1,510	36,62	150,5	632,6	0,3083	1,1761
97	202,1	187,4	1,487	36,56	151,7	632,8	0,3104	1,1747
98	205,3	190,6	1,464	36,51	152,9	632,9	0,3125	1,1733
99	208,6	193,9	1,441	36,45	154,0	632,9	0,3145	1,1719
100	211,9	197,2	1,419	36,40	155,2	633,0	0,3166	1,1705
101	215,2	200,5	1,397	36,34	156,4	633,1	0,3187	1,1691
102	218,6	203,9	1,375	36,29	157,6	633,2	0,3207	1,1677
103	222,0	207,3	1,354	36,23	158,7	633,3	0,3228	1,1663
104	225,4	210,7	1,334	36,18	159,9	633,4	0,3248	1,1649
105	228,9	214,2	1,313	36,12	161,1	633,4	0,3269	1,1635
106	232,5	217,8	1,293	36,06	162,3	633,5	0,3289	1,1621
107	236,0	221,3	1,274	36,01	163,5	633,6	0,3310	1,1607
108	239,7	225,0	1,254	35,95	164,6	633,6	0,3330	1,1593
109	243,3	228,6	1,235	35,90	165,8	633,7	0,3351	1,1580
110	247,0	232,3	1,217	35,84	167,0	633,7	0,3372	1,1566
111	250,8	236,1	1,198	35,78	168,2	633,8	0,3392	1,1552
112	254,5	239,8	1,180	35,72	169,4	633,8	0,3413	1,1538
113	258,4	243,7	1,163	35,67	170,6	633,9	0,3433	1,1524

## Kältemittel 717 (Ammoniak) Eigenschaften der Flüssigkeit und des gesättigten Dampfes, Fortsetzung

Temp (°F)	Druck		Volumen (cu. ft./lb.)	Dichte (lb./cu. ft.)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb.)		Entropie <sup>(1)</sup> BTU/(lb.)(°R)	
	psia	psig	Dampf (Vg)	Flüssigkeit (l/Vf)	Flüssigkeit (hf)	Dampf (hg)	Flüssigkeit (Sf)	Dampf (Sg)
114	262,2	247,5	1,145	35,61	171,8	633,9	0,3453	1,1510
115	266,2	251,5	1,128	35,55	173,0	633,9	0,3474	1,1497
116	270,1	255,4	1,112	35,49	174,2	634,0	0,3495	1,1483
117	274,1	259,4	1,095	35,43	175,4	634,0	0,3515	1,1469
118	278,2	263,5	1,079	35,38	176,6	634,0	0,3535	1,1455
119	282,3	267,6	1,063	35,32	177,8	634,0	0,3556	1,1441
120	286,4	271,7	1,047	35,26	179,0	634,0	0,3576	1,1427
121	290,6	275,9	1,032	35,20	180,2	634,0	0,3597	1,1414
122	294,8	280,1	1,017	35,14	181,4	634,0	0,3618	1,1400
123	299,1	284,4	1,002	35,08	182,6	634,0	0,3638	1,1386
124	303,4	288,7	0,987	35,02	183,9	634,0	0,3659	1,1372
125	307,8	293,1	0,973	34,96	185,1	634,0	0,3679	1,1358

1. Auf Basis von 0 für die gesättigte Flüssigkeit bei -40 °C (-40 °F).  
 2. Inch Quecksilber unter einer Standardatmosphäre.  
 3. Standard-Zykustemperaturen.

## 13.7 Eigenschaften von Wasser

Temperatur (°F)	Sättigungsdruck (lb. pro sq. in. absolut)	Gewicht (lb. pro Gallone)	Spezifisches Gewicht 60/60 °F	Umrechnungsfaktor <sup>(1)</sup> lbs./hr. zu gal/min
32	0,0885	8,345	1,0013	0,00199
40	0,1217	8,345	1,0013	0,00199
50	0,1781	8,340	1,0007	0,00199
60	0,2653	8,334	1,0000	0,00199
70	0,3631	8,325	0,9989	0,00200
80	0,5069	8,314	0,9976	0,00200
90	0,6982	8,303	0,9963	0,00200
100	0,9492	8,289	0,9946	0,00201
110	1,2748	8,267	0,9919	0,00201
120	1,6924	8,253	0,9901	0,00201
130	2,2225	8,227	0,9872	0,00202
140	2,8886	8,207	0,9848	0,00203
150	3,718	8,182	0,9818	0,00203
160	4,741	8,156	0,9786	0,00204
170	5,992	8,127	0,9752	0,00205

Eigenschaften von Wasser, Fortsetzung

Temperatur (°F)	Sättigungsdruck (lb. pro sq. in. absolut)	Gewicht (lb. pro Gallone)	Spezifisches Gewicht 60/60 °F	Faktor <sup>(1)</sup> lbs./hr. zu gal/min
180	7,510	8,098	0,9717	0,00205
190	9,339	8,068	0,9681	0,00206
200	11,526	8,039	0,9646	0,00207
210	14,123	8,005	0,9605	0,00208
212	14,696	7,996	0,9594	0,00208
220	17,186	7,972	0,9566	0,00209
240	24,969	7,901	0,9480	0,00210
260	35,429	7,822	0,9386	0,00211
280	49,203	7,746	0,9294	0,00215
300	67,013	7,662	0,9194	0,00217
350	134,63	7,432	0,8918	0,00224
400	247,31	7,172	0,8606	0,00232
450	422,6	6,892	0,8270	0,00241
500	680,8	6,553	0,7863	0,00254
550	1045,2	6,132	0,7358	0,00271
600	1542,9	5,664	0,6796	0,00294
700	3093,7	3,623	0,4347	0,00460

1. Multiplizieren Sie den Durchfluss in Pfund pro Stunde mit dem Faktor, um einen äquivalenten Durchfluss in Gallonen pro Minute zu erhalten. Das Gewicht pro Gallone basiert auf 7,48 Gallonen pro Kubikfuß.

### 13.8 Eigenschaften von gesättigtem Dampf

Absolutdruck		Vakuum (Zoll Hg)	Temperatur (t) (°F)	Wärme der Flüssigkeit (BTU/lb.)	Latente Verdampfungswärme (BTU/lb.)	Gesamtwärme des Dampfes Hg (BTU/lb.)	Spezifisches Volume (Cu. ft./lb.)
Lbs pro sq. in. P <sup>2</sup>	Zoll Hg						
0,20	0,41	29,51	53,14	21,21	1063,8	1085,0	1526,0
0,25	0,51	29,41	59,30	27,36	1060,3	1087,7	1235,3
0,30	0,61	29,31	64,47	32,52	1057,4	1090,0	1039,5
0,35	0,71	29,21	68,93	36,97	1054,9	1091,9	898,5
0,40	0,81	29,11	72,86	40,89	1052,7	1093,6	791,9
0,45	0,92	29,00	76,38	44,41	1050,7	1095,1	708,5
0,50	1,02	28,90	79,58	47,60	1048,8	1096,4	641,4
0,60	1,22	28,70	85,21	53,21	1045,7	1098,9	540,0
0,70	1,43	28,49	90,08	58,07	1042,9	1101,0	466,9
0,80	1,63	28,29	94,38	62,36	1040,4	1102,8	411,7

## Eigenschaften von gesättigtem Dampf, Fortsetzung...

Absolutdruck		Vakuum (Zoll Hg)	Temperatur (t) (°F)	Wärme der Flüssigkeit (BTU/lb.)	Latente Verdampfungswärme (BTU/lb.)	Gesamtwärme des Dampfes Hg (BTU/lb.)	Spezifisches Volume (Cu. ft./lb.)
Lbs pro sq. in. P'	Zoll Hg						
0,90	1,83	28,09	98,24	66,21	1038,3	1104,5	368,4
1,0	2,04	27,88	101,74	69,70	1036,3	1106,0	333,6
1,2	2,44	27,48	107,92	75,87	1032,7	1108,6	280,9
1,4	2,85	27,07	113,26	81,20	1029,6	1110,8	243,0
1,6	3,26	26,66	117,99	85,91	1026,9	1112,8	214,3
1,8	3,66	26,26	122,23	90,14	1024,5	1114,6	191,8
2,0	4,07	25,85	126,08	93,99	1022,2	1116,2	173,73
2,2	4,48	25,44	129,62	97,52	1020,2	1117,7	158,85
2,4	4,89	25,03	132,89	100,79	1018,3	1119,1	146,38
2,6	5,29	24,63	135,94	103,83	1016,5	1120,3	135,78
2,8	5,70	24,22	138,79	106,68	1014,8	1121,5	126,65
3,0	6,11	23,81	141,48	109,37	1013,2	1122,6	118,71
3,5	7,13	22,79	147,57	115,46	1009,6	1125,1	102,72
4,0	8,14	21,78	152,97	120,86	1006,4	1127,3	90,63
4,5	9,16	20,76	157,83	125,71	1003,6	1129,3	81,16
5,0	10,18	19,74	162,24	130,13	1001,0	1131,1	73,52
5,5	11,20	18,72	166,30	134,19	998,5	1132,7	67,24
6,0	12,22	17,70	170,06	137,96	996,2	1134,2	61,98
6,5	13,23	16,69	173,56	141,47	994,1	1135,6	57,50
7,0	14,25	15,67	176,85	144,76	992,1	1136,9	53,64
7,5	15,27	14,65	179,94	147,86	990,2	1138,1	50,29
8,0	16,29	13,63	182,86	150,79	988,5	1139,3	47,34
8,5	17,31	12,61	185,64	153,57	986,8	1140,4	44,73
9,0	18,32	11,60	188,28	156,22	985,2	1141,4	42,40
9,5	19,34	10,58	190,80	158,75	983,6	1142,3	40,31
10,0	20,36	9,56	193,21	161,17	982,1	1143,3	38,42
11,0	22,40	7,52	197,75	165,73	979,3	1145,0	35,14
12,0	24,43	5,49	201,96	169,96	976,6	1146,6	32,40
13,0	26,47	3,45	205,88	173,91	974,2	1148,1	30,06
14,0	28,50	1,42	209,56	177,61	971,9	1149,5	28,04

Eigenschaften von gesättigtem Dampf, Fortsetzung...

Druck (Lbs. pro sq. in.)		Temperatur (t) (°F)	Wärme der Flüssigkeit (BTU/lb.)	Latente Verdampf- ungswärme (BTU/lb.)	Gesamtwärme des Dampfes Hg (BTU/lb.)	Spezifisches Volumen (Cu. ft./lb.)
Absolut P'	Maß P					
14,696	0,0	212,00	180,07	970,3	1150,4	26,80
15,0	0,3	213,03	181,11	969,7	1150,8	26,29
16,0	1,3	216,32	184,42	967,6	1152,0	24,75
17,0	2,3	219,44	187,56	965,5	1153,1	23,39
18,0	3,3	222,41	190,56	963,6	1154,2	22,17
19,0	4,3	225,24	193,42	961,9	1155,3	21,08
20,0	5,3	227,96	196,16	960,1	1156,3	20,089
21,0	6,3	230,57	198,79	958,4	1157,2	19,192
22,0	7,3	233,07	201,33	956,8	1158,1	18,375
23,0	8,3	235,49	203,78	955,2	1159,0	17,627
24,0	9,3	237,82	206,14	953,7	1159,8	16,938
25,0	10,3	240,07	208,42	952,1	1160,6	16,303
26,0	11,3	242,25	210,62	950,7	1161,3	15,715
27,0	12,3	244,36	212,75	949,3	1162,0	15,170
28,0	13,3	246,41	214,83	947,9	1162,7	14,663
29,0	14,3	248,40	216,86	946,5	1163,4	14,189
30,0	15,3	250,33	218,82	945,3	1164,1	13,746
31,0	16,3	252,22	220,73	944,0	1164,7	13,330
32,0	17,3	254,05	222,59	942,8	1165,4	12,940
33,0	18,3	255,84	224,41	941,6	1166,0	12,572
34,0	19,3	257,58	226,18	940,3	1166,5	12,226
35,0	20,3	259,28	227,91	939,2	1167,1	11,898
36,0	21,3	260,95	229,60	938,0	1167,6	11,588
37,0	22,3	262,57	231,26	936,9	1168,2	11,294
38,0	23,3	264,16	232,89	935,8	1168,7	11,015
39,0	24,3	265,72	234,48	934,7	1169,2	10,750
40,0	25,3	267,25	236,03	933,7	1169,7	10,498
41,0	26,3	268,74	237,55	932,6	1170,2	10,258
42,0	27,3	270,21	239,04	931,6	1170,7	10,029
43,0	28,3	271,64	240,51	930,6	1171,1	9,810
44,0	29,3	273,05	241,95	929,6	1171,6	9,601
45,0	30,3	274,44	243,36	928,6	1172,0	9,401
46,0	31,3	275,80	244,75	927,7	1172,4	9,209
47,0	32,3	277,13	246,12	926,7	1172,9	9,025

## Eigenschaften von gesättigtem Dampf, Fortsetzung...

Druck (Lbs. pro sq. in.)		Temperatur (t) (°F)	Wärme der Flüssigkeit (BTU/lb.)	Latente Verdampf- ungswärme (BTU/lb.)	Gesamtwärme des Dampfes Hg (BTU/lb.)	Spezifisches Volumen (Cu. ft./lb.)
Absolut P'	Maß P					
48,0	33,3	278,45	247,47	925,8	1173,3	8,848
49,0	34,3	279,74	248,79	924,9	1173,7	8,678
50,0	35,3	281,01	250,09	924,0	1174,1	8,515
51,0	36,3	282,26	251,37	923,0	1174,4	8,359
52,0	37,3	283,49	252,63	922,2	1174,8	8,208
53,0	38,3	284,70	253,87	921,3	1175,2	8,062
54,0	39,3	285,90	255,09	920,5	1175,6	7,922
55,0	40,3	287,07	256,30	919,6	1175,9	7,787
56,0	41,3	288,23	257,50	918,8	1176,3	7,656
57,0	42,3	289,37	258,67	917,9	1176,6	7,529
58,0	43,3	290,50	259,82	917,1	1176,9	7,407
59,0	44,3	291,61	260,96	916,3	1177,3	7,289
60,0	45,3	292,71	262,09	915,5	1177,6	7,175
61,0	46,3	293,79	263,20	914,7	1177,9	7,064
62,0	47,3	294,85	264,30	913,9	1178,2	6,957
63,0	48,3	295,90	265,38	913,1	1178,5	6,853
64,0	49,3	296,94	266,45	912,3	1178,8	6,752
65,0	50,3	297,97	267,50	911,6	1179,1	6,655
66,0	51,3	298,99	268,55	910,8	1179,4	6,560
67,0	52,3	299,99	269,58	910,1	1179,7	6,468
68,0	53,3	300,98	270,60	909,4	1180,0	6,378
69,0	54,3	301,96	291,61	908,7	1180,3	6,291
70,0	55,3	302,92	272,61	907,9	1180,6	6,206
71,0	56,3	303,88	273,60	907,2	1180,8	6,124
72,0	57,3	304,83	274,57	906,5	1181,1	6,044
73,0	58,3	305,76	275,54	905,8	1181,3	5,966
74,0	59,3	306,68	276,49	905,1	1181,6	5,890
75,0	60,3	307,60	277,43	904,5	1181,9	5,816
76,0	61,3	308,50	278,37	903,7	1182,1	5,743
77,0	62,3	309,40	279,30	903,1	1182,4	5,673
78,0	63,3	310,29	280,21	902,4	1182,6	5,604
79,0	64,3	311,16	281,12	901,7	1182,8	5,537
80,0	65,3	312,03	282,02	901,1	1183,1	5,472
81,0	66,3	312,89	282,91	900,4	1183,3	5,408

Eigenschaften von gesättigtem Dampf, Fortsetzung...

Druck (Lbs. pro sq. in.)		Temperatur (t) (°F)	Wärme der Flüssigkeit (BTU/lb.)	Latente Verdampf- ungswärme (BTU/lb.)	Gesamtwärme des Dampfes Hg (BTU/lb.)	Spezifisches Volumen (Cu. ft./lb.)
Absolut P'	Maß P					
82,0	67,3	313,74	283,79	899,7	1183,5	5,346
83,0	68,3	314,59	284,66	899,1	1183,8	5,285
84,0	69,3	315,42	285,53	898,5	1184,0	5,226
85,0	70,3	316,25	286,39	897,8	1184,2	5,168
86,0	71,3	317,07	287,24	897,2	1184,4	5,111
87,0	72,3	317,88	288,08	896,5	1184,6	5,055
88,0	73,3	318,68	288,91	895,9	1184,8	5,001
89,0	74,3	319,48	289,74	895,3	1185,1	4,948
90,0	75,3	320,27	290,56	894,7	1185,3	4,896
91,0	76,3	321,06	291,38	894,1	1185,5	4,845
92,0	77,3	321,83	292,18	893,5	1185,7	4,796
93,0	78,3	322,60	292,98	892,9	1185,9	4,747
94,0	79,3	323,36	293,78	892,3	1186,1	4,699
95,0	80,3	324,12	294,56	891,7	1186,2	4,652
96,0	81,3	324,87	295,34	891,1	1186,4	4,606
97,0	82,3	325,61	296,12	890,5	1186,6	4,561
98,0	83,3	326,35	296,89	889,9	1186,8	4,517
99,0	84,3	327,08	297,65	889,4	1187,0	4,474
100,0	85,3	327,81	298,40	888,8	1187,2	4,432
101,0	86,3	328,53	299,15	888,2	1187,4	4,391
102,0	87,3	329,25	299,90	887,6	1187,5	4,350
103,0	88,3	329,96	300,64	887,1	1187,7	4,310
104,0	89,3	330,66	301,37	886,5	1187,9	4,271
105,0	90,3	331,36	302,10	886,0	1188,1	4,232
106,0	91,3	332,05	302,82	885,4	1188,2	4,194
107,0	92,3	332,74	303,54	884,9	1188,4	4,157
108,0	93,3	333,42	304,26	884,3	1188,6	4,120
109,0	94,3	334,10	304,97	883,7	1188,7	4,084
110,0	95,3	334,77	305,66	883,2	1188,9	4,049
111,0	96,3	335,44	306,37	882,6	1189,0	4,015
112,0	97,3	336,11	307,06	882,1	1189,2	3,981
113,0	98,3	336,77	307,75	881,6	1189,4	3,947
114,0	99,3	337,42	308,43	881,1	1189,5	3,914
115,0	100,3	338,07	309,11	880,6	1189,7	3,882

## Eigenschaften von gesättigtem Dampf, Fortsetzung...

Druck (Lbs. pro sq. in.)		Temperatur (t) (°F)	Wärme der Flüssigkeit (BTU/lb.)	Latente Verdampf- ungswärme (BTU/lb.)	Gesamtwärme des Dampfes Hg (BTU/lb.)	Spezifisches Volumen (Cu. ft./lb.)
Absolut P'	Maß P					
116,0	101,3	338,72	309,79	880,0	1189,8	3,850
117,0	102,3	339,36	310,46	879,5	1190,0	3,819
118,0	103,3	339,99	311,12	879,0	1190,1	3,788
119,0	104,3	340,62	311,78	878,4	1190,2	3,758
120,0	105,3	341,25	312,44	877,9	1190,4	3,728
121,0	106,3	341,88	313,10	877,4	1190,5	3,699
122,0	107,3	342,50	313,75	876,9	1190,7	3,670
123,0	108,3	343,11	314,40	876,4	1190,8	3,642
124,0	109,3	343,72	315,04	875,9	1190,9	3,614
125,0	110,3	344,33	315,68	875,4	1191,1	3,587
126,0	111,3	344,94	316,31	874,9	1191,2	3,560
127,0	112,3	345,54	316,94	874,4	1191,3	3,533
128,0	113,3	346,13	317,57	873,9	1191,5	3,507
129,0	114,3	346,73	318,19	873,4	1191,6	3,481
130,0	115,3	347,32	318,81	872,9	1191,7	3,455
131,0	116,3	347,90	319,43	872,5	1191,9	3,430
132,0	117,3	348,48	320,04	872,0	1192,0	3,405
133,0	118,3	349,06	320,65	871,5	1192,1	3,381
134,0	119,3	349,64	321,25	871,0	1192,2	3,357
135,0	120,3	350,21	321,85	870,6	1192,4	3,333
136,0	121,3	350,78	322,45	870,1	1192,5	3,310
137,0	122,3	351,35	323,05	869,6	1192,6	3,287
138,0	123,3	351,91	323,64	869,1	1192,7	3,264
139,0	124,3	352,47	324,23	868,7	1192,9	3,242
140,0	125,3	353,02	324,82	868,2	1193,0	3,220
141,0	126,3	353,57	325,40	867,7	1193,1	3,198
142,0	127,3	354,12	325,98	867,2	1193,2	3,177
143,0	128,3	354,67	326,56	866,7	1193,3	3,155
144,0	129,3	355,21	327,13	866,3	1193,4	3,134
145,0	130,3	355,76	327,70	865,8	1193,5	3,114
146,0	131,3	356,29	328,27	865,3	1193,6	3,094
147,0	132,3	356,83	328,83	864,9	1193,8	3,074
148,0	133,3	357,36	329,39	864,5	1193,9	3,054
149,0	134,3	357,89	329,95	864,0	1194,0	3,034

Eigenschaften von gesättigtem Dampf, Fortsetzung...

Druck (Lbs. pro sq. in.)		Temperatur (t) (°F)	Wärme der Flüssigkeit (BTU/lb.)	Latente Verdampf- ungswärme (BTU/lb.)	Gesamtwärme des Dampfes Hg (BTU/lb.)	Spezifisches Volume (Cu. ft./lb.)
Absolut P'	Maß P					
150,0	135,3	358,42	330,51	863,6	1194,1	3,015
152,0	137,3	359,46	331,61	862,7	1194,3	2,977
154,0	139,3	360,49	332,70	861,8	1194,5	2,940
156,0	141,3	361,52	333,79	860,9	1194,7	2,904
158,0	143,3	362,53	334,86	860,0	1194,9	2,869
160,0	145,3	363,53	335,93	859,2	1195,1	2,834
162,0	147,3	364,53	336,98	858,3	1195,3	2,801
164,0	149,3	365,51	338,02	857,5	1195,5	2,768
166,0	151,3	366,48	339,05	856,6	1195,7	2,736
168,0	153,3	367,45	340,07	855,7	1195,8	2,705
170,0	155,3	368,41	341,09	854,9	1196,0	2,675
172,0	157,3	369,35	342,10	854,1	1196,2	2,645
174,0	159,3	370,29	343,10	853,3	1196,4	2,616
176,0	161,3	371,22	344,09	852,4	1196,5	2,587
178,0	163,3	372,14	345,06	851,6	1196,7	2,559
180,0	165,3	373,06	346,03	850,8	1196,9	2,532
182,0	167,3	373,96	347,00	850,0	1197,0	2,505
184,0	169,3	374,86	347,96	849,2	1197,2	2,479
186,0	171,3	375,75	348,92	848,4	1197,3	2,454
188,0	173,3	376,64	349,86	847,6	1197,5	2,429
190,0	175,3	377,51	350,79	846,8	1197,6	2,404
192,0	177,3	378,38	351,72	846,1	1197,8	2,380
194,0	179,3	379,24	352,64	845,3	1197,9	2,356
196,0	181,3	380,10	353,55	844,5	1198,1	2,333
198,0	183,3	380,95	354,46	843,7	1198,2	2,310
200,0	185,3	381,79	355,36	843,0	1198,4	2,288
205,0	190,3	383,86	357,58	841,1	1198,7	2,234
210,0	195,3	385,90	359,77	839,2	1199,0	2,183
215,0	200,3	387,89	361,91	837,4	1199,3	2,134
220,0	205,3	389,86	364,02	835,6	1199,6	2,087
225,0	210,3	391,79	366,09	833,8	1199,9	2,0422
230,0	215,3	393,68	368,13	832,0	1200,1	1,9992
235,0	220,3	395,54	370,14	830,3	1200,4	1,9579
240,0	225,3	397,37	372,12	828,5	1200,6	1,9183

## Eigenschaften von gesättigtem Dampf, Fortsetzung...

Druck (Lbs. pro sq. in.)		Temperatur (t) (°F)	Wärme der Flüssigkeit (BTU/lb.)	Latente Verdampf- ungswärme (BTU/lb.)	Gesamtwärme des Dampfes Hg (BTU/lb.)	Spezifisches Volumen (Cu. ft./lb.)
Absolut P'	Maß P					
245,0	230,3	399,18	374,08	826,8	1200,9	1,8803
250,0	235,3	400,95	376,00	825,1	1201,1	1,8438
255,0	240,3	402,70	377,89	823,4	1201,3	1,8086
260,0	245,3	404,42	379,76	821,8	1201,5	1,7748
265,0	250,3	406,11	381,60	820,1	1201,7	1,7422
270,0	255,3	407,78	383,42	818,5	1201,9	1,7107
275,0	260,3	409,43	385,21	816,9	1202,1	1,6804
280,0	265,3	411,05	386,98	815,3	1202,3	1,6511
285,0	270,3	412,65	388,73	813,7	1202,4	1,6228
290,0	275,3	414,23	390,46	812,1	1202,6	1,5954
295,0	280,3	415,79	392,16	810,5	1202,7	1,5689
300,0	285,3	417,33	393,84	809,0	1202,8	1,5433
320,0	305,3	423,29	400,39	803,0	1203,4	1,4485
340,0	325,3	428,97	406,66	797,1	1203,7	1,3645
360,0	345,3	434,40	412,67	791,4	1204,1	1,2895
380,0	365,3	439,60	418,45	785,8	1204,3	1,2222
400,0	385,3	444,59	424,0	780,5	1204,5	1,1613
420,0	405,3	449,39	429,4	775,2	1204,6	1,1061
440,0	425,3	454,02	434,6	770,0	1204,6	1,0556
460,0	445,3	458,50	439,7	764,9	1204,6	1,0094
480,0	465,3	462,82	444,6	759,9	1204,5	0,9670
500,0	485,3	467,01	449,4	755,0	1204,4	0,9278
520,0	505,3	471,07	454,1	750,1	1204,2	0,8915
540,0	525,3	475,01	458,6	745,4	1204,0	0,8578
560,0	545,3	478,85	463,0	740,8	1203,8	0,8265
580,0	565,3	482,58	467,4	736,1	1203,5	0,7973
600,0	585,3	486,21	471,6	731,6	1203,2	0,7698
620,0	605,3	489,75	475,7	727,2	1202,9	0,7440
640,0	625,3	493,21	479,8	722,7	1202,5	0,7198
660,0	645,3	496,58	483,8	718,3	1202,1	0,6971
680,0	665,3	499,88	487,7	714,0	1201,7	0,6757
700,0	685,3	503,10	491,5	709,7	1201,2	0,6554
720,0	705,3	506,25	495,3	705,4	1200,7	0,6362
740,0	725,3	509,34	499,0	701,2	1200,2	0,6180

Eigenschaften von gesättigtem Dampf, Fortsetzung...

Druck (Lbs. pro sq. in.)		Temperatur (t) (°F)	Wärme der Flüssigkeit (BTU/lb.)	Latente Verdampf- ungswärme (BTU/lb.)	Gesamtwärme des Dampfes Hg (BTU/lb.)	Spezifisches Volumen (Cu. ft./lb.)
Absolut P'	Maß P					
760,0	745,3	512,36	502,6	697,1	1199,7	0,6007
780,0	765,3	515,33	506,2	692,9	1199,1	0,5843
800,0	785,3	518,23	509,7	688,9	1198,6	0,5687
820,0	805,3	521,08	513,2	684,8	1198,0	0,5538
840,0	825,3	523,88	516,6	680,8	1197,4	0,5396
860,0	845,3	526,63	520,0	676,8	1196,8	0,5260
880,0	865,3	529,33	523,3	672,8	1196,1	0,5130
900,0	885,3	531,98	526,6	668,8	1195,4	0,5006
920,0	905,3	534,59	529,8	664,9	1194,7	0,4886
940,0	925,3	537,16	533,0	661,0	1194,0	0,4772
960,0	945,3	539,68	536,2	657,1	1193,3	0,4663
980,0	965,3	542,17	539,3	653,3	1192,6	0,4557
1000,0	985,3	544,61	542,4	649,4	1191,8	0,4456
1050,0	1035,3	550,57	550,0	639,9	1189,9	0,4218
1100,0	1085,3	556,31	557,4	630,4	1187,8	0,4001
1150,0	1135,3	561,86	564,6	621,0	1185,6	0,3802
1200,0	1185,3	567,22	571,7	611,7	1183,4	0,3619
1250,0	1235,3	572,42	578,6	602,4	1181,0	0,3450
1300,0	1285,3	577,46	585,4	593,2	1178,6	0,3293
1350,0	1335,3	582,35	592,1	584,0	1176,1	0,3148
1400,0	1385,3	587,10	598,7	574,7	1173,4	0,3012
1450,0	1435,3	591,73	605,2	565,5	1170,7	0,2884
1500,0	1485,3	596,23	611,6	556,3	1167,9	0,2765
1600,0	1585,3	604,90	624,1	538,0	1162,1	0,2548
1700,0	1685,3	613,15	636,3	519,6	1155,9	0,2354
1800,0	1785,3	621,03	648,3	501,1	1149,4	0,2179
1900,0	1885,3	628,58	660,1	482,4	1142,4	0,2021
2000,0	1985,3	635,82	671,7	463,4	1135,1	0,1878
2100,0	2085,3	642,77	683,3	444,1	1127,4	0,1746
2200,0	2185,3	649,46	694,8	424,4	1119,2	0,1625
2300,0	2285,3	655,91	706,5	403,9	1110,4	0,1513
2400,0	2385,3	662,12	718,4	382,7	1101,1	0,1407
2500,0	2485,3	668,13	730,6	360,5	1091,1	0,1307
2600,0	2585,3	673,94	743,0	337,2	1080,2	0,1213

Eigenschaften von gesättigtem Dampf, Fortsetzung...

Druck (Lbs. pro sq. in.)		Temperatur (t) (°F)	Wärme der Flüssigkeit (BTU/lb.)	Latente Verdampfungswärme (BTU/lb.)	Gesamtwärme des Dampfes Hg (BTU/lb.)	Spezifisches Volume (Cu. ft./lb.)
Absolut P'	Maß P					
2700,0	2685,3	679,55	756,2	312,1	1068,3	0,1123
2800,0	2785,3	684,99	770,1	284,7	1054,8	0,1035
2900,0	2885,3	690,26	785,4	253,6	1039,0	0,0947
3000,0	2985,3	695,36	802,5	217,8	1020,3	0,0858
3100,0	3085,3	700,31	825,0	168,1	993,1	0,0753
3200,0	3185,3	705,11	872,4	62,0	934,4	0,0580
3206,2	3191,5	705,40	902,7	0,0	902,7	0,0503

## 13.9 Eigenschaften von überhitztem Dampf

 $v$  = Spezifisches Volume, Kubikfuß pro Pfund; hg = Gesamtwärme des Dampfes, BTU pro Pfund

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.-temp. t	$v$ hg	Gesamtemperatur (t) (°F)					
Absolut P'	Maß P			360°	400°	440°	480°	500°	600°
14,696	0,0	212,00	$v$ hg	33,03 1221,1	34,68 1239,9	36,32 1258,8	37,96 1277,6	38,78 1287,1	42,86 1334,8
20,0	5,3	227,96	$v$ hg	24,21 1220,3	25,43 1239,2	26,65 1258,2	27,86 1277,1	28,46 1286,6	31,47 1334,4
30,0	15,3	250,33	$v$ hg	16,072 1218,6	16,897 1237,9	17,714 1257,0	18,528 1276,2	18,933 1285,7	20,95 1333,8
40,0	25,3	267,25	$v$ hg	12,001 1216,9	12,628 1236,5	13,247 1255,9	13,862 1275,2	14,168 1284,8	15,688 1333,1
50,0	35,3	281,01	$v$ hg	9,557 1215,2	10,065 1235,1	10,567 1254,7	11,062 1274,2	11,309 1283,9	12,532 1332,5

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.-temp. t	$v$ hg	Gesamtemperatur (t) (°F)				
Absolut P'	Maß P			700°	800°	900°	1000°	1200°
14,696	0,0	212,00	$v$ hg	46,94 1383,2	51,00 1432,3	55,07 1482,3	59,13 1533,1	67,25 1637,5
20,0	5,3	227,96	$v$ hg	34,47 1382,9	37,46 1432,1	40,45 1482,1	43,44 1533,0	49,41 1637,4
30,0	15,3	250,33	$v$ hg	22,96 1382,4	24,96 1431,7	26,95 1481,8	28,95 1532,7	32,93 1637,2
40,0	25,3	267,25	$v$ hg	17,198 1381,9	18,702 1431,3	20,20 1481,4	21,70 1532,4	24,69 1637,0
50,0	35,3	281,01	$v$ hg	13,744 1381,4	14,950 1430,9	16,152 1481,1	17,352 1532,1	19,747 1636,8

Eigenschaften von überhitztem Dampf, Fortsetzung

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamttemperatur (t) (°F)					
Absolut P'	Maß P			360°	400°	440°	480°	500°	600°
60,0	45,3	292,71	v hg	7,927 1213,4	8,357 1233.	8,779 1253,5	9,196 1273,2	9,403 1283,0	10,427 1331,8
70,0	55,3	302,92	v hg	6,762 1211,5	7,136 1232,1	7,502 1252,3	7,863 1272,2	8,041 1282,0	8,924 1331,1
80,0	65,3	312,03	v hg	5,888 1209,7	6,220 1230,7	6,544 1251,1	6,862 1271,1	7,020 1281,1	7,797 1330,5
90,0	75,3	320,27	v hg	5,208 1207,7	5,508 1229,1	5,799 1249,8	6,084 1270,1	6,225 1280,1	6,920 1329,8
100,0	85,3	327,81	v hg	4,663 1205,7	4,937 1227,6	5,202 1248,6	5,462 1269,0	5,589 1279,1	6,218 1329,1
120,0	105,3	341,25	v hg	3,844 1201,6	4,081 1224,4	4,307 1246,0	4,527 1266,90	4,636 1277,2	5,165 1327,7
140,0	125,3	353,02	v hg	3,258 1197,3	3,468 1221,1	3,667 1243,3	3,860 1264,7	3,954 1275,2	4,413 1326,4
160,0	145,3	363,53	v hg	--- ---	3,008 1217,6	3,187 1240,6	3,359 1262,4	3,443 1273,1	3,849 1325,0
180,0	165,3	373,06	v hg	--- ---	2,649 1214,0	2,813 1237,8	2,969 1260,2	3,044 1271,0	3,411 1323,5

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamttemperatur (t) (°F)				
Absolut P'	Maß P			700°	800°	900°	1000°	1200°
60,0	45,3	292,71	v hg	11,441 1380,9	12,449 1430,5	13,452 1480,8	14,454 1531,9	16,451 1636,6
70,0	55,3	302,92	v hg	9,796 1380,4	10,662 1430,1	11,524 1480,5	12,383 1531,6	14,097 1636,3
80,0	65,3	312,03	v hg	8,562 1379,9	9,322 1429,7	10,077 1480,1	10,830 1531,3	12,332 1636,2
90,0	75,3	320,27	v hg	7,603 1379,4	8,279 1429,3	8,952 1479,8	9,623 1531,0	10,959 1635,9
100,0	85,3	327,81	v hg	6,835 1378,9	7,446 1428,9	8,052 1479,5	8,656 1530,8	9,860 1635,7
120,0	105,3	341,25	v hg	5,683 1377,8	6,195 1428,1	6,702 1478,8	7,207 1530,2	8,212 1635,3
140,0	125,3	353,02	v hg	4,861 1376,8	5,301 1427,3	5,738 1478,2	6,172 1529,7	7,035 1634,9
160,0	145,3	363,53	v hg	4,244 1375,7	4,631 1426,4	5,015 1477,5	5,396 1529,1	6,152 1634,5
180,0	165,3	373,06	v hg	3,764 1374,7	4,110 1425,6	4,452 1476,8	4,792 1528,6	5,466 1634,1

## Eigenschaften von überhitztem Dampf, Fortsetzung

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamtemperatur (t) (°F)					
Absolut P'	Maß P			360°	400°	440°	480°	500°	600°
200,0	185,3	381,79	v hg	--- ---	2,361 1210,3	2,513 1234,9	2,656 1257,8	2,726 1268,9	3,060 1322,1
220,0	205,3	389,86	v hg	--- ---	2,125 1206,5	2,267 1231,9	2,400 1255,4	2,465 1266,7	2,772 1320,7
240,0	225,3	397,37	v hg	--- ---	1,9276 1202,5	2,062 1228,8	2,187 1253,0	2,247 1264,5	2,533 1319,2
260,0	245,3	404,42	v hg	--- ---	---	1,8882 1225,7	2,006 1250,5	2,063 1262,3	2,330 1317,7
280,0	265,3	411,05	v hg	--- ---	---	1,7388 1222,4	1,8512 1247,9	1,9047 1260,0	2,156 1316,2
300,0	285,3	417,33	v hg	--- ---	---	1,6090 1219,1	1,7165 1245,3	1,7675 1257,6	2,005 1314,7
320,0	305,3	423,29	v hg	--- ---	---	1,4950 1215,6	1,5985 1242,6	1,6472 1255,2	1,8734 1313,2
340,0	325,3	428,97	v hg	--- ---	---	1,3941 1212,1	1,4941 1239,9	1,5410 1252,8	1,7569 1311,6
360,0	345,3	434,40	v hg	--- ---	---	1,3041 1208,4	1,4012 1237,1	1,4464 1250,3	1,6533 1310,1

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamtemperatur (t) (°F)				
Absolut P'	Maß P			700°	800°	900°	1000°	1200°
200,0	185,3	381,79	v hg	3,380 1373,6	3,693 1424,8	4,002 1476,2	4,309 1528,0	4,917 1633,7
220,0	205,3	389,86	v hg	3,066 1372,6	3,352 1424,0	3,634 1475,5	3,913 1527,5	4,467 1633,3
240,0	225,3	397,37	v hg	2,804 1371,5	3,068 1423,2	3,327 1474,8	3,584 1526,9	4,093 1632,9
260,0	245,3	404,42	v hg	2,582 1370,4	2,827 1422,3	3,067 1474,2	3,305 1526,3	3,776 1632,5
280,0	265,3	411,05	v hg	2,392 1369,4	2,621 1421,5	2,845 1473,5	3,066 1525,8	3,504 1632,1
300,0	285,3	417,33	v hg	2,227 1368,3	2,442 1420,6	2,652 1472,8	2,859 1525,2	3,269 1631,7
320,0	305,3	423,29	v hg	2,083 1367,2	2,285 1419,8	2,483 1472,1	2,678 1524,7	3,063 1631,3
340,0	325,3	428,97	v hg	1,9562 1366,1	2,147 1419,0	2,334 1471,5	2,518 1524,1	2,881 1630,9
360,0	345,3	434,40	v hg	1,8431 1365,0	2,025 1418,1	2,202 1470,8	2,376 1523,5	2,719 1630,5

Eigenschaften von überhitztem Dampf, Fortsetzung

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamttemperatur (t) (°F)					
Absolut P'	Maß P			500°	540°	600°	640°	660°	700°
380,0	365,3	439,60	v hg	1,3616 1247,7	1,444 1273,1	1,5605 1308,5	1,6345 1331,0	1,6707 1342,0	1,7419 1363,8
400,0	385,3	444,59	v hg	1,2851 1245,1	1,3652 1271,0	1,4770 1306,9	1,5480 1329,6	1,5827 1340,8	1,6508 1362,7
420,0	405,3	449,39	v hg	1,2158 1242,5	1,2935 1268,9	1,4014 1305,3	1,4697 1328,3	1,5030 1339,5	1,5684 1361,6
440,0	425,3	454,02	v hg	1,1526 1239,8	1,2282 1266,7	1,3327 1303,6	1,3984 1326,9	1,4306 1338,2	1,4934 1360,4
460,0	445,3	458,50	v hg	1,0948 1237,0	1,1685 1264,5	1,2698 1302,0	1,3334 1325,4	1,3644 1336,9	1,4250 1359,3
480,0	465,3	462,82	v hg	1,0417 1234,2	1,1138 1262,3	1,2122 1300,3	1,2737 1324,0	1,3038 1335,6	1,3622 1358,2
500,0	485,3	467,01	v hg	0,9927 1231,3	1,0633 1260,0	1,1591 1298,6	1,2188 1322,6	1,2478 1334,2	1,3044 1357,0
520,0	505,3	471,07	v hg	0,9473 1228,3	1,0166 1257,7	1,1101 1296,9	1,1681 1321,1	1,1962 1332,9	1,2511 1355,8
540,0	525,3	475,01	v hg	0,9052 1225,3	0,9733 1255,4	1,0646 1295,2	1,1211 1319,7	1,1485 1331,5	1,2017 1354,6

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamttemperatur (t) (°F)				
Absolut P'	Maß P			740°	800°	900°	1000°	1200°
380,0	365,3	439,60	v hg	1,8118 1385,3	1,9149 1417,3	2,083 1470,1	2,249 1523,0	2,575 1630,0
400,0	385,3	444,59	v hg	1,7177 1384,3	1,8161 1416,4	1,9767 1469,4	2,134 1522,4	2,445 1629,6
420,0	405,3	449,39	v hg	1,6324 1383,3	1,7267 1415,5	1,8802 1468,7	2,031 1521,9	2,327 1629,2
440,0	425,3	454,02	v hg	1,5549 1382,3	1,6454 1414,7	1,7925 1468,1	1,9368 1521,3	2,220 1628,8
460,0	445,3	458,50	v hg	1,4842 1381,3	1,5711 1413,8	1,7124 1467,4	1,8508 1520,7	2,122 1628,4
480,0	465,3	462,82	v hg	1,4193 1380,3	1,5031 1412,9	1,6390 1466,7	1,7720 1520,2	2,033 1628,0
500,0	485,3	467,01	v hg	1,3596 1379,3	1,4405 1412,1	1,5715 1466,0	1,6996 1519,6	1,9504 1627,6
520,0	505,3	471,07	v hg	1,3045 1378,2	1,3826 1411,2	1,5091 1465,3	1,6326 1519,0	1,8743 1627,2
540,0	525,3	475,01	v hg	1,2535 1377,2	1,3291 1410,3	1,4514 1464,6	1,5707 1518,5	1,8039 1626,8

## Eigenschaften von überhitztem Dampf, Fortsetzung

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamtemperatur (t) (°F)					
Absolut P'	Maß P			500°	540°	600°	640°	660°	700°
560,0	545,3	478,85	v hg	0,8659 1222,2	0,9330 1253,0	1,0224 1293,4	1,0775 1318,2	1,1041 1330,2	1,1558 1353,5
580,0	565,3	482,58	v hg	0,8291 1219,0	0,8954 1250,5	0,9830 1291,7	1,0368 1316,7	1,0627 1328,8	1,1331 1352,3
600,0	585,3	486,21	v hg	0,7947 1215,7	0,8602 1248,1	0,9463 1289,9	0,9988 1315,2	1,0241 1327,4	1,0732 1351,1
620,0	605,3	489,75	v hg	0,7624 1212,4	0,8272 1245,5	0,9118 1288,1	0,9633 1313,7	0,9880 1326,0	1,0358 1349,9
640,0	625,3	493,21	v hg	0,7319 1209,0	0,7963 1243,0	0,8795 1286,2	0,9299 1312,2	0,9541 1324,6	1,0008 1348,6
660,0	645,3	496,58	v hg	0,7032 1205,4	0,7670 1240,4	0,8491 1284,4	0,8985 1310,6	0,9222 1323,2	0,9679 1347,4
680,0	665,3	499,88	v hg	0,6759 1201,8	0,7395 1237,7	0,8205 1282,5	0,8690 1309,1	0,8922 1321,7	0,9369 1346,2
700,0	685,3	503,10	v hg	--- ---	0,7134 1235,0	0,7934 1280,6	0,8411 1307,5	0,8639 1320,3	0,9077 1345,0
750,0	735,3	510,86	v hg	--- ---	0,6540 1227,9	0,7319 1275,7	0,7778 1303,5	0,7996 1316,6	0,8414 1341,8

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamtemperatur (t) (°F)				
Absolut P'	Maß P			740°	800°	900°	1000°	1200°
560,0	545,3	478,85	v hg	1,2060 1376,1	1,2794 1409,4	1,3978 1463,9	1,5132 1517,9	1,7385 1626,4
580,0	565,3	482,58	v hg	1,1619 1375,1	1,2331 1408,6	1,3479 1463,2	1,4596 1517,3	1,6776 1626,0
600,0	585,3	486,21	v hg	1,1207 1374,0	1,1899 1407,7	1,3013 1462,5	1,4096 1516,7	1,6208 1625,5
620,0	605,3	489,75	v hg	1,0821 1373,0	1,1494 1406,8	1,2577 1461,8	1,3628 1516,2	1,5676 1625,1
640,0	625,3	493,21	v hg	1,0459 1371,9	1,1115 1405,9	1,2168 1461,1	1,3190 1515,6	1,5178 1624,7
660,0	645,3	496,58	v hg	1,0119 1370,8	1,0759 1405,0	1,1784 1460,4	1,2778 1515,0	1,4709 1624,3
680,0	665,3	499,88	v hg	0,9800 1369,8	1,0424 1404,1	1,1423 1459,7	1,2390 1514,5	1,4269 1623,9
700,0	685,3	503,10	v hg	0,9498 1368,7	1,0108 1403,2	1,1082 1459,0	1,2024 1513,9	1,3853 1623,5
750,0	735,3	510,86	v hg	0,8813 1366,0	0,9391 1400,9	1,0310 1457,2	1,1196 1512,4	1,2912 1622,4

Eigenschaften von überhitztem Dampf, Fortsetzung

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamtemperatur (t) (°F)					
Absolut P'	Maß P			500°	540°	600°	640°	660°	700°
800,0	785,3	518,23	v hg	--- ---	0,6015 1220,5	0,6779 1270,7	0,7223 1299,4	0,7433 1312,9	0,7833 1338,6
850,0	835,3	525,26	v hg	--- ---	0,5546 1212,7	0,6301 1265,5	0,6732 1295,2	0,6934 1309,0	0,7320 1335,4
900,0	885,3	531,98	v hg	--- ---	0,5124 1204,4	0,5873 1260,1	0,6294 1290,9	0,6491 1305,1	0,6863 1332,1
950,0	935,3	538,42	v hg	--- ---	0,4740 1195,5	0,5489 1254,6	0,5901 1286,4	0,6092 1301,1	0,6453 1328,7
1000,0	985,3	544,61	v hg	--- ---	--- ---	0,5140 1248,8	0,5546 1281,9	0,5733 1297,0	0,6084 1325,3

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamtemperatur (t) (°F)				
Absolut P'	Maß P			740°	800°	900°	1000°	1200°
800,0	785,3	518,23	v hg	0,8215 1363,2	0,8763 1398,6	0,9633 1455,4	1,0470 1511,0	1,2088 1621,4
850,0	835,3	525,26	v hg	0,7685 1360,4	0,8209 1396,3	0,9037 1453,6	0,9830 1509,5	1,1360 1620,4
900,0	885,3	531,98	v hg	0,7215 1357,5	0,7716 1393,9	0,8506 1451,8	0,9262 1508,1	1,0714 1619,3
950,0	935,3	538,42	v hg	0,6793 1354,7	0,7275 1391,6	0,8031 1450,0	0,8753 1506,6	1,0136 1618,3
1000,0	985,3	544,61	v hg	0,6413 1351,7	0,6878 1389,2	0,7604 1448,2	0,8294 1505,1	0,9615 1617,3

## Eigenschaften von überhitztem Dampf, Fortsetzung

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamtemperatur (t) (°F)					
Absolut P'	Maß P			660°	700°	740°	760°	780°	800°
1100,0	1085,3	556,31	v hg	0,5110 1288,5	0,5445 1318,3	0,5755 1345,8	0,5904 1358,9	0,6049 1371,7	0,6191 1384,3
1200,0	1185,3	567,22	v hg	0,4586 1279,6	0,4909 1311,0	0,5206 1339,6	0,5347 1352,2	0,5484 1366,4	0,5617 1379,3
1300,0	1285,3	577,46	v hg	0,4139 1270,2	0,4454 1303,4	0,4739 1333,3	0,4874 1347,3	0,5004 1361,0	0,5131 1374,3
1400,0	1385,3	587,10	v hg	0,3753 1260,3	0,4062 1295,5	0,4338 1326,7	0,4468 1341,3	0,4593 1355,4	0,4714 1369,1
1500,0	1485,3	596,23	v hg	0,3413 1249,8	0,3719 1287,2	0,3989 1320,0	0,4114 1335,2	0,4235 1349,7	0,4352 1363,8
1600,0	1585,3	604,90	v hg	0,3112 1238,7	0,3417 1278,7	0,3682 1313,0	0,3804 1328,8	0,3921 1343,9	0,4034 1358,4
1700,0	1685,3	613,15	v hg	0,2842 1226,8	0,3148 1269,7	0,3410 1305,8	0,3529 1322,3	0,3643 1337,9	0,3753 1352,9
1800,0	1785,3	621,03	v hg	0,2597 1214,0	0,2907 1260,3	0,3166 1298,4	0,3284 1315,5	0,3395 1331,8	0,3502 1347,2
1900,0	1885,3	628,58	v hg	0,2371 1200,2	0,2688 1250,4	0,2947 1290,6	0,3063 1308,6	0,3173 1325,4	0,3277 1341,5

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamtemperatur (t) (°F)				
Absolut P'	Maß P			860°	900°	1000°	1100°	1200°
1100,0	1085,3	556,31	v hg	0,6601 1420,8	0,6866 1444,5	0,7503 1502,2	0,8177 1558,8	0,8716 1615,2
1200,0	1185,3	567,22	v hg	0,6003 1416,7	0,6250 1440,7	0,6843 1499,2	0,7412 1556,4	0,7967 1613,1
1300,0	1285,3	577,46	v hg	0,5496 1412,5	0,5728 1437,0	0,6284 1496,2	0,6816 1553,9	0,7333 1611,0
1400,0	1385,3	587,10	v hg	0,5061 1408,2	0,5281 1433,1	0,5805 1493,2	0,6305 1551,4	0,6789 1608,9
1500,0	1485,3	596,23	v hg	0,4684 1403,9	0,4893 1429,3	0,5390 1490,1	0,5862 1548,9	0,6318 1606,8
1600,0	1585,3	604,90	v hg	0,4353 1399,5	0,4553 1425,3	0,5027 1487,0	0,5474 1546,4	0,5906 1604,6
1700,0	1685,3	613,15	v hg	0,4061 1395,0	0,4253 1421,4	0,4706 1484,0	0,5132 1543,8	0,5542 1602,5
1800,0	1785,3	621,03	v hg	0,3801 1390,4	0,3986 1417,4	0,4421 1480,8	0,4828 1541,3	0,5218 1600,4
1900,0	1885,3	628,58	v hg	0,3568 1385,8	0,3747 1413,3	0,4165 1477,7	0,4556 1538,8	0,4929 1598,2

Eigenschaften von überhitztem Dampf, Fortsetzung

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamttemperatur (t) (°F)					
Absolut P'	Maß P			660°	700°	740°	760°	780°	800°
2000,0	1985,3	635,82	v hg	0,2161 1184,9	0,2489 1240,0	0,2748 1282,6	0,2863 1301,4	0,2972 1319,0	0,3074 1335,5
2100,0	2085,3	642,77	v hg	0,1962 1167,7	0,2306 1229,0	0,2567 1274,3	0,2682 1294,0	0,2789 1312,3	0,2890 1329,5
2200,0	2185,3	649,46	v hg	0,1768 1147,8	0,2135 1217,4	0,2400 1265,7	0,2514 1286,3	0,2621 1305,4	0,2721 1323,3
2300,0	2285,3	655,91	v hg	0,1575 1123,8	0,1978 1204,9	0,2247 1256,7	0,2362 1278,4	0,2468 1298,4	0,2567 1316,9
2400,0	2385,3	662,12	v hg	---	0,1828 1191,5	0,2105 1247,3	0,2221 1270,2	0,2327 1291,1	0,2425 1310,3
2500,0	2485,3	668,13	v hg	---	0,1686 1176,8	0,1973 1237,6	0,2090 1261,8	0,2196 1283,6	0,2294 1303,6
2600,0	2585,3	673,94	v hg	---	0,1549 1160,6	0,1849 1227,3	0,1967 1252,9	0,2074 1275,8	0,2172 1296,8
2700,0	2685,3	679,55	v hg	---	0,1415 1142,5	0,1732 1216,5	0,1853 1243,8	0,1960 1267,9	0,2059 1289,7
2800,0	2785,3	684,99	v hg	---	0,1281 1121,4	0,1622 1205,1	0,1745 1234,2	0,1854 1259,6	0,1953 1282,4

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamttemperatur (t) (°F)				
Absolut P'	Maß P			860°	900°	1000°	1100°	1200°
2000,0	1985,3	635,82	v hg	0,3358 1381,2	0,3532 1409,2	0,3935 1474,5	0,4311 1536,2	0,4668 1596,1
2100,0	2085,3	642,77	v hg	0,3167 1376,4	0,3337 1405,0	0,3727 1471,4	0,4089 1533,6	0,4433 1593,9
2200,0	2185,3	649,46	v hg	0,2994 1371,5	0,3159 1400,8	0,3538 1468,2	0,3837 1531,1	0,4218 1591,8
2300,0	2285,3	655,91	v hg	0,2835 1366,6	0,2997 1396,5	0,3365 1464,9	0,3703 1528,5	0,4023 1589,6
2400,0	2385,3	662,12	v hg	0,2689 1361,6	0,2848 1392,2	0,3207 1461,7	0,3534 1525,9	0,3843 1587,4
2500,0	2485,3	668,13	v hg	0,2555 1356,5	0,2710 1387,8	0,3061 1458,4	0,3379 1523,2	0,3678 1585,3
2600,0	2585,3	673,94	v hg	0,2431 1351,4	0,2584 1383,4	0,2926 1455,1	0,3236 1520,6	0,3526 1583,1
2700,0	2685,3	679,55	v hg	0,2315 1346,1	0,2466 1378,9	0,2801 1451,8	0,3103 1518,0	0,3385 1580,9
2800,0	2785,3	684,99	v hg	0,2208 1340,8	0,2356 1374,3	0,2685 1448,5	0,2979 1515,4	0,3254 1578,7

## Eigenschaften von überhitztem Dampf, Fortsetzung

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamttemperatur (t) (°F)					
Absolut P'	Maß P			660°	700°	740°	760°	780°	800°
2900,0	2885,3	690,26	v hg	--- ---	0,1143 1095,9	0,1517 1193,0	0,1644 1224,3	0,1754 1251,1	0,1853 1274,9
3000,0	2985,3	695,36	v hg	--- ---	0,0984 1060,7	0,1416 1180,1	0,1548 1213,8	0,1660 1242,2	0,1760 1267,2
3100,0	3085,3	700,31	v hg	--- ---	---	0,1320 1166,2	0,1456 1202,9	0,1571 1233,0	0,1672 1259,3
3200,0	3185,3	705,11	v hg	--- ---	---	0,1226 1151,1	0,1369 1191,4	0,1486 1223,5	0,1589 1251,1
3206,2	3191,5	705,40	v hg	--- ---	---	0,1220 1150,2	0,1363 1190,6	0,1480 1222,9	0,1583 1250,5

Druck (lbs. pro sq. in.)		Sätt.- temp. t	v hg	Gesamttemperatur (t) (°F)				
Absolut P'	Maß P			860°	900°	1000°	1100°	1200°
2900,0	2885,3	690,26	v hg	0,2108 1335,3	0,2254 1369,7	0,2577 1445,1	0,2864 1512,7	0,3132 1576,5
3000,0	2985,3	695,36	v hg	0,2014 1329,7	0,2159 1365,0	0,2476 1441,8	0,2757 1510,0	0,3018 1574,3
3100,0	3085,3	700,31	v hg	0,1926 1324,1	0,2070 1360,3	0,2382 1438,4	0,2657 1507,4	0,2911 1572,1
3200,0	3185,3	705,11	v hg	0,1843 1318,3	0,1986 1355,5	0,2293 1434,9	0,2563 1504,7	0,2811 1569,9
3206,2	3191,5	705,40	v hg	0,1838 1317,9	0,1981 1355,2	0,2288 1434,7	0,2557 1504,5	0,2806 1569,8

# Kapitel 14

## Rohrleitungsdaten



## 14.1 Leitungsanschluss

Gewindelänge am Rohr zum Herstellen einer dichten Verbindung:

Rohr Nennweite (NPS)	Maß A (Zoll)	Rohr Nennweite (NPS)	Maß A (Zoll)
1/8	0,27	1-1/2	0,68
1/4	0,39	2	0,70
3/8	0,41	2-1/2	0,93
1/2	0,53	3	1,02
3/4	0,55	4	1,09
1	0,66	5	1,19
1-1/4	0,68	6	1,21

Das Maß A ist die Summe von L1 (Festziehen von Hand) und L3 (Länge des Schlüsselauflaufes für Innengewinde) von ASME B1.20.1-1992.

## 14.2 C- Stahl und Stahllegierung - Edelstahl

Identifikation, Wandstärke und Gewichte wurde aus der ASME B36.10M und der B36.19M entnommen. Die Bezeichnungen STD, XS und XXS stehen für Standard, Extra Strong und Double Extra Strong.

Die in „sq. ft.“ angegebenen Werte für die transversale Innenfläche stellen auch das Volumen in Kubikfuß pro Fuß Rohrlänge dar.

Rohrnenweite (NPS)	Nenndurchmesser (DN)	Außendurchmesser (Zoll)	Kennzeichnung			Wandstärke (t) (Zoll)	Innendurchmesser (d) (Zoll)	Metallfläche (sq. in.)	Transversale Innenfläche		Gewicht Rohr (lb./ft. Rohr)	Gewicht Wasser (lb./ft. Rohr)
			Stahl		Edelstahl Pos.				(a) (sq. in.)	(A) (sq. ft.)		
			Eisenrohr	Plan-Pos.								
1/8	6	0,405	--	---	105	0,049	0,307	0,0548	0,0740	0,00051	0,19	0,032
			--	30	--	0,057	0,291	0,0623	0,0665	0,00046	0,21	0,029
			STD	40	405	0,068	0,269	0,0720	0,0568	0,00039	0,24	0,025
			XS	80	805	0,095	0,215	0,0925	0,0363	0,00025	0,31	0,016
1/4	8	0,540	--	---	105	0,065	0,410	0,0970	0,1320	0,00092	0,33	0,057
			--	30	--	0,073	0,394	0,1071	0,1219	0,00085	0,36	0,053
			STD	40	405	0,088	0,364	0,1250	0,1041	0,00072	0,42	0,045
			XS	80	805	0,119	0,302	0,1574	0,0716	0,00050	0,54	0,031
3/8	10	0,675	---	---	105	0,065	0,545	0,1246	0,2333	0,00162	0,42	0,101
			---	30	--	0,073	0,529	0,1381	0,2198	0,00153	0,47	0,095
			STD	40	405	0,091	0,493	0,1670	0,1909	0,00133	0,57	0,083
			XS	80	805	0,126	0,423	0,2173	0,1405	0,00098	0,74	0,061

C-Stahl und Stahllegierung - Edelstahl, Fortsetzung

Rohrnenweite (NPS)	Nenndurchmesser (DN)	Außendurchmesser (Zoll)	Kennzeichnung			Wandstärke (t) (Zoll)	Innendurchmesser (d) (Zoll)	Metallfläche (sq. in.)	Transversale Innenfläche		Gewicht Rohr (lb./ft.)	Gewicht Wasser (lb./ft. Rohr)
			Stahl		Edelstahl Pos.				(a) (sq. in.)	(A) (sq. ft.)		
			Eisenrohr	Plan-Pos.								
1/2	15	0,840	---	---	5S	0,065	0,710	0,1583	0,3959	0,00275	0,54	0,172
			---	---	10S	0,083	0,674	0,1974	0,3568	0,00248	0,67	0,155
			---	30	---	0,095	0,650	0,2223	0,3318	0,00230	0,76	0,144
			STD	40	40S	0,109	0,622	0,2503	0,3039	0,00211	0,85	0,132
			XS	80	80S	0,147	0,546	0,3200	0,2341	0,00163	1,09	0,101
			---	160	---	0,188	0,464	0,3851	0,1691	0,00117	1,31	0,073
			XXS	---	---	0,294	0,252	0,5043	0,0499	0,00035	1,71	0,022
3/4	20	1,050	---	---	5S	0,065	0,920	0,2011	0,6648	0,00462	0,69	0,288
			---	---	10S	0,083	0,884	0,2521	0,6138	0,00426	0,86	0,266
			---	30	---	0,095	0,860	0,2850	0,5809	0,00403	0,97	0,252
			STD	40	40S	0,113	0,824	0,3326	0,5333	0,00370	1,13	0,231
			XS	80	80S	0,154	0,742	0,4335	0,4324	0,00300	1,47	0,187
			---	160	---	0,219	0,612	0,5717	0,2942	0,00204	1,94	0,127
			XXS	---	---	0,308	0,434	0,7180	0,1479	0,00103	2,44	0,064
1	25	1,315	---	---	5S	0,065	1,185	0,2553	1,103	0,00766	0,87	0,478
			---	---	10S	0,109	1,097	0,4130	0,9452	0,00656	1,40	0,410
			---	30	---	0,114	1,087	0,4301	0,9280	0,00644	1,46	0,402
			STD	40	40S	0,133	1,049	0,4939	0,8643	0,00600	1,68	0,375
			XS	80	80S	0,179	0,957	0,6388	0,7193	0,00500	2,17	0,312
			---	160	---	0,250	0,815	0,8365	0,5217	0,00362	2,84	0,226
			XXS	---	---	0,358	0,599	1,0763	0,2818	0,00196	3,66	0,122
1-1/4	32	1,660	---	---	5S	0,065	1,530	0,3257	1,839	0,01277	1,11	0,797
			---	---	10S	0,109	1,442	0,5311	1,633	0,01134	1,81	0,708
			---	30	---	0,117	1,426	0,5672	1,597	0,01109	1,93	0,692
			STD	40	40S	0,140	1,380	0,6685	1,496	0,01039	2,27	0,648
			XS	80	80S	0,191	1,278	0,8815	1,283	0,00891	3,00	0,556
			---	160	---	0,250	1,160	1,1070	1,057	0,00734	3,76	0,458
			XXS	---	---	0,382	0,896	1,5340	0,6305	0,00438	5,21	0,273

## C-Stahl und Stahllegierung - Edelstahl, Fortsetzung

Rohrinnenweite (NPS)	Nenndurchmesser (DN)	Außendurchmesser (Zoll)	Kennzeichnung			Wandstärke (t) (Zoll)	Innendurchmesser (d) (Zoll)	Metallfläche (sq. in.)	Transversale Innenfläche		Gewicht Rohr (lb./ft.)	Gewicht Wasser (lb./ft. Rohr)
			Stahl		Edelstahl Pos.				(a) (sq. in.)	(A) (sq. ft.)		
			Eisenrohr	Plan-Pos.								
1-1/2	40	1,900	---	---	5S	0,065	1,770	0,3747	2,461	0,01709	1,28	1,066
			---	---	10S	0,109	1,682	0,6133	2,222	0,01543	2,09	0,963
			---	30	---	0,125	1,650	0,6970	2,138	0,01485	2,37	0,927
			STD	40	40S	0,145	1,610	0,7995	2,036	0,01414	2,72	0,882
			XS	80	80S	0,200	1,500	1,068	1,767	0,01227	3,63	0,766
			---	160	---	0,281	1,338	1,429	1,406	0,00976	4,86	0,609
			XXS	---	---	0,400	1,100	1,885	0,9503	0,00660	6,41	0,412
2	50	2,375	---	---	5S	0,065	2,245	0,4717	3,958	0,02749	1,61	1,715
			---	---	10S	0,109	2,157	0,7760	3,654	0,02538	2,64	1,583
			---	30	---	0,125	2,125	0,8836	3,547	0,02463	3,00	1,537
			STD	40	40S	0,154	2,067	1,075	3,356	0,02330	3,65	1,454
			XS	80	80S	0,218	1,939	1,477	2,953	0,02051	5,02	1,280
			---	160	---	0,344	1,687	2,195	2,235	0,01552	7,46	0,969
			XXS	---	---	0,436	1,503	2,656	1,774	0,01232	9,03	0,769
2-1/2	65	2,875	---	---	5S	0,083	2,709	0,7280	5,764	0,04003	2,48	2,498
			---	---	10S	0,120	2,635	1,039	5,453	0,03787	3,53	2,363
			---	30	---	0,188	2,499	1,587	4,905	0,03406	5,40	2,125
			STD	40	40S	0,203	2,469	1,704	4,788	0,03325	5,79	2,075
			XS	80	80S	0,276	2,323	2,254	4,238	0,02943	7,66	1,837
			---	160	---	0,375	2,125	2,945	3,547	0,02463	10,01	1,537
			XXS	---	---	0,552	1,771	4,028	2,463	0,01711	13,69	1,067
3	80	3,500	---	---	5S	0,083	3,334	0,8910	8,730	0,06063	3,03	3,783
			---	---	10S	0,120	3,260	1,274	8,347	0,05796	4,33	3,617
			30	---	---	0,188	3,124	1,956	7,665	0,05323	6,65	3,322
			STD	40	40S	0,216	3,068	2,228	7,393	0,05134	7,58	3,203
			XS	80	80S	0,300	2,900	3,016	6,605	0,04587	10,25	2,862
			---	160	---	0,438	2,624	4,213	5,408	0,03755	14,32	2,343
			XXS	---	---	0,600	2,300	5,466	4,155	0,02885	18,58	1,800
3-1/2	90	4,000	---	---	5S	0,083	3,834	1,021	11,55	0,08017	3,48	5,003
			---	---	10S	0,120	3,760	1,463	11,10	0,07711	4,97	4,812
			30	---	---	0,188	3,624	2,251	10,31	0,07163	7,65	4,470
			STD	40	40S	0,226	3,548	2,680	9,887	0,06866	9,11	4,284
			XS	80	80S	0,318	3,364	3,678	8,888	0,06172	12,50	3,851

C-Stahl und Stahllegierung - Edelstahl, Fortsetzung

Rohrnenweite (NPS)	Nenndurchmesser (DN)	Außendurchmesser (Zoll)	Kennzeichnung			Wandstärke (t) (Zoll)	Innendurchmesser (d) (Zoll)	Metallfläche (sq. in.)	Transversale Innenfläche		Gewicht Rohr (lb./ft.)	Gewicht Wasser (lb./ft. Rohr)
			Stahl		Edelstahl Pos.				(a) (sq. in.)	(A) (sq. ft.)		
			Eisenrohr	Plan-Pos.								
4	100	4,500	---	---	5S	0,083	4,334	1,152	14,75	0,10245	3,92	6,393
			---	---	10S	0,120	4,260	1,651	14,25	0,09898	5,61	6,176
			---	30	---	0,188	4,124	2,547	13,36	0,09276	8,66	5,788
			STD	40	40S	0,237	4,026	3,174	12,73	0,08840	10,79	5,516
			XS	80	80S	0,337	3,826	4,407	11,50	0,07984	14,98	4,982
			---	120	---	0,438	3,624	5,589	10,31	0,07163	19,00	4,470
			XXS	160	---	0,531	3,438	6,621	9,283	0,06447	22,51	4,023
5	125	5,563	---	---	5S	0,109	5,345	1,868	22,44	0,15582	6,36	9,723
			---	---	10S	0,134	5,295	2,285	22,02	0,15292	7,77	9,542
			STD	40	40S	0,258	5,047	4,300	20,01	0,13893	14,62	8,669
			XS	80	80S	0,375	4,813	6,112	18,19	0,12635	20,78	7,884
			---	120	---	0,500	4,563	7,953	16,35	0,11356	27,04	7,086
			---	160	---	0,625	4,313	9,696	14,61	0,10146	32,96	6,331
			XXS	---	---	0,750	4,063	11,34	12,97	0,09004	38,55	5,618
6	150	6,625	---	---	5S	0,109	6,407	2,231	32,24	0,22389	7,60	13,97
			---	---	10S	0,134	6,357	2,733	31,74	0,22041	9,29	13,75
			STD	40	40S	0,28	6,065	5,581	28,89	0,20063	18,97	12,52
			XS	80	80S	0,432	5,761	8,405	26,07	0,18102	28,57	11,30
			---	120	---	0,562	5,501	10,70	23,77	0,16505	36,39	10,30
			---	160	---	0,719	5,187	13,34	21,13	0,14674	45,35	9,157
			XXS	---	---	0,864	4,897	15,64	18,83	0,13079	53,16	8,162
8	200	8,625	---	---	5S	0,109	8,407	2,916	55,51	0,38549	9,93	24,05
			---	---	10S	0,148	8,329	3,941	54,48	0,37837	13,40	23,61
			---	20	---	0,25	8,125	6,578	51,85	0,36006	22,36	22,47
			---	30	---	0,277	8,071	7,265	51,16	0,35529	24,70	22,17
			STD	40	40S	0,322	7,981	8,399	50,03	0,34741	28,55	21,68
			---	60	---	0,406	7,813	10,48	47,94	0,33294	35,64	20,78
			XS	80	80S	0,5	7,625	12,76	45,66	0,31711	43,39	19,79
			---	100	---	0,594	7,437	14,99	43,44	0,30166	50,95	18,82
			---	120	---	0,719	7,187	17,86	40,57	0,28172	60,71	17,58
			---	140	---	0,812	7,001	19,93	38,50	0,26733	67,76	16,68
			XXS	---	---	0,875	6,875	21,30	37,12	0,25779	72,42	16,09
			---	160	---	0,906	6,813	21,97	36,46	0,25317	74,69	15,80

## C-Stahl und Stahllegierung - Edelstahl, Fortsetzung

Rohrinnenweite (NPS)	Nenndurchmesser (DN)	Außendurchmesser (Zoll)	Kennzeichnung			Wandstärke (t) (Zoll)	Innendurchmesser (d) (Zoll)	Metallfläche (sq. in.)	Transversale Innenfläche		Gewicht Rohr (lb./ft.)	Gewicht Wasser (lb./ft.-Rohr)
			Stahl						(a) (sq. in.)	(A) (sq. ft.)		
			Eisenrohr	Plan-Pos.	Edelstahl Pos.							
10	250	10,750	---	---	5S	0,134	10,482	4,469	86,29	0,59926	15,19	37,39
			---	---	10S	0,165	10,420	5,487	85,28	0,59219	18,65	36,95
			---	20	---	0,250	10,250	8,247	82,52	0,57303	28,04	35,76
			---	30	---	0,307	10,136	10,07	80,69	0,56035	34,24	34,97
			STD	40	40S	0,365	10,020	11,91	78,85	0,54760	40,48	34,17
			XS	60	80S	0,500	9,750	16,10	74,66	0,51849	54,74	32,35
			---	80	---	0,594	9,562	18,95	71,81	0,49868	64,43	31,12
			---	100	---	0,719	9,312	22,66	68,10	0,47295	77,03	29,51
			---	120	---	0,844	9,062	26,27	64,50	0,44790	89,29	27,95
			XXS	140	---	1,000	8,750	30,63	60,13	0,41758	104,13	26,06
---	160	---	1,125	8,500	34,02	56,75	0,39406	115,64	24,59			
12	300	12,750	---	---	5S	0,156	12,438	6,172	121,5	0,84378	20,98	52,65
			---	---	10S	0,180	12,390	7,108	120,6	0,83728	24,17	52,25
			---	20	---	0,250	12,250	9,818	117,9	0,81847	33,38	51,07
			---	30	---	0,330	12,090	12,88	114,8	0,79723	43,77	49,75
			STD	---	40S	0,375	12,000	14,58	113,1	0,78540	49,56	49,01
			---	40	---	0,406	11,938	15,74	111,9	0,77731	53,52	48,50
			XS	---	80S	0,500	11,750	19,24	108,4	0,75302	65,42	46,99
			---	60	---	0,562	11,626	21,52	106,2	0,73721	73,15	46,00
			---	80	---	0,688	11,374	26,07	101,6	0,70559	88,63	44,03
			---	100	---	0,844	11,062	31,57	96,11	0,66741	107,32	41,65
			XXS	120	---	1,000	10,750	36,91	90,76	0,63030	125,49	39,33
			---	140	---	1,125	10,500	41,09	86,59	0,60132	139,67	37,52
			---	160	---	1,312	10,126	47,14	80,53	0,55925	160,27	34,90

C-Stahl und Stahllegierung - Edelstahl, Fortsetzung

Rohrinnenweite (NPS)	Nenndurchmesser (DN)	Außendurchmesser (Zoll)	Kennzeichnung			Wandstärke (t) (Zoll)	Innendurchmesser (d) (Zoll)	Metallfläche (sq. in.)	Transversale Innenfläche		Gewicht Rohr (lb./ft.)	Gewicht Wasser (lb./ft. Rohr)
			Stahl						(a) (sq. in.)	(A) (sq. ft.)		
			Eisenrohr	Plan-Pos.	Edelstahl Pos.							
14	350	14,000	---	---	5S	0,156	13,688	6,785	147,2	1,02190	23,07	63,77
			---	---	10S	0,188	13,624	8,158	145,8	1,01237	27,73	63,17
			---	10	---	0,250	13,500	10,80	143,1	0,99402	36,71	62,03
			---	20	---	0,312	13,376	13,42	140,5	0,97585	45,61	60,89
			STD	30	---	0,375	13,250	16,05	137,9	0,95755	54,57	59,75
			---	40	---	0,438	13,124	18,66	135,3	0,93942	63,44	58,62
			XS	---	---	0,500	13,000	21,21	132,7	0,92175	72,09	57,52
			---	60	---	0,594	12,812	25,02	128,9	0,89529	85,05	55,87
			---	80	---	0,750	12,500	31,22	122,7	0,85221	106,13	53,18
			---	100	---	0,938	12,124	38,49	115,4	0,80172	130,85	50,03
			---	120	---	1,094	11,812	44,36	109,6	0,76098	150,79	47,49
			---	140	---	1,250	11,500	50,07	103,9	0,72131	170,21	45,01
			---	160	---	1,406	11,188	55,63	98,31	0,68271	189,11	42,60
16	400	1600	---	---	5S	0,165	15,670	8,208	192,9	1,33926	27,90	83,57
			---	---	10S	0,188	15,624	9,339	191,7	1,33141	31,75	83,08
			---	10	---	0,250	15,500	12,37	188,7	1,31036	42,05	81,77
			---	20	---	0,312	15,376	15,38	185,7	1,28948	52,27	80,46
			STD	30	---	0,375	15,250	18,41	182,7	1,26843	62,58	79,15
			XS	40	---	0,500	15,000	24,35	176,7	1,22719	82,77	76,58
			---	60	---	0,656	14,688	31,62	169,4	1,17667	107,50	73,42
			---	80	---	0,844	14,312	40,19	160,9	1,11720	136,61	69,71
			---	100	---	1,031	13,938	48,48	152,6	1,05957	164,82	66,12
			---	120	---	1,219	13,562	56,61	144,5	1,00317	192,43	62,60
			---	140	---	1,438	13,124	65,79	135,3	0,93942	223,64	58,62
			---	160	---	1,594	12,812	72,14	128,9	0,89529	245,25	55,87

## C-Stahl und Stahllegierung - Edelstahl, Fortsetzung

Rohrnenweite (NPS)	Nenndurchmesser (DN)	Außendurchmesser (Zoll)	Kennzeichnung			Wandstärke (t) (Zoll)	Innendurchmesser (d) (Zoll)	Metallfläche (sq. in.)	Transversale Innenfläche		Gewicht Rohr (lb./ft.)	Gewicht Wasser (lb./ft. Rohr)
			Stahl		Edelstahl Pos.				(a) (sq. in.)	(A) (sq. ft.)		
			Eisenrohr	Plan-Pos.								
18	450	18,000	---	---	5S	0,165	17,670	9,245	245,2	1,70295	31,43	106,3
			---	---	10S	0,188	17,624	10,52	243,9	1,69409	35,76	105,7
			---	10	---	0,250	17,500	13,94	240,5	1,67034	47,39	104,2
			---	20	---	0,312	17,376	17,34	237,1	1,64675	58,94	102,8
			STD	---	---	0,375	17,250	20,76	233,7	1,62296	70,59	101,3
			---	30	---	0,438	17,124	24,17	230,3	1,59933	82,15	99,80
			XS	---	---	0,500	17,000	27,49	227,0	1,57625	93,45	98,36
			---	40	---	0,562	16,876	30,79	223,7	1,55334	104,67	96,93
			---	60	---	0,750	16,500	40,64	213,8	1,48490	138,17	92,66
			---	80	---	0,938	16,124	50,28	204,2	1,41799	170,92	88,48
			---	100	---	1,156	15,688	61,17	193,3	1,34234	207,96	83,76
			---	120	---	1,375	15,250	71,82	182,7	1,26843	244,14	79,15
			---	140	---	1,562	14,876	80,66	173,8	1,20698	274,22	75,32
---	160	---	1,781	14,438	90,75	163,7	1,13695	308,50	70,95			
20	500	20,000	---	---	5S	0,188	19,624	11,70	302,5	2,10041	39,78	131,1
			---	---	10S	0,218	19,564	13,55	300,6	2,08758	46,06	130,3
			---	10	---	0,250	19,500	15,51	298,6	2,07395	52,73	129,4
			STD	20	---	0,375	19,250	23,12	291,0	2,02111	78,60	126,1
			XS	30	---	0,500	19,000	30,63	283,5	1,96895	104,13	122,9
			---	40	---	0,594	18,812	36,21	277,9	1,93018	123,11	120,4
			---	60	---	0,812	18,376	48,95	265,2	1,84175	166,40	114,9
			---	80	---	1,031	17,938	61,44	252,7	1,75500	208,87	109,5
			---	100	---	1,281	17,438	75,33	238,8	1,65852	256,10	103,5
			---	120	---	1,500	17,000	87,18	227,0	1,57625	296,37	98,36
			---	140	---	1,750	16,500	100,3	213,8	1,48490	341,09	92,66
			---	160	---	1,969	16,062	111,5	202,6	1,40711	379,17	87,80

C-Stahl und Stahllegierung - Edelstahl, Fortsetzung

Rohrnenweite (NPS)	Nenndurchmesser (DN)	Außendurchmesser (Zoll)	Kennzeichnung			Wandstärke (t) (Zoll)	Innendurchmesser (d) (Zoll)	Metallfläche (sq. in.)	Transversale Innenfläche		Gewicht Rohr (lb./ft.)	Gewicht Wasser (lb./ft.-Rohr)
			Stahl						(a) (sq. in.)	(A) (sq. ft.)		
			Eisenrohr	Plan-Pos.	Edelstahl Pos.							
22	550	22,000	---	---	5S	0,188	21,624	12,88	367,3	2,55035	43,80	159,1
			---	---	10S	0,218	21,564	14,92	365,2	2,53622	50,71	158,3
			---	10	---	0,250	21,500	17,08	363,1	2,52119	58,07	157,3
			STD	20	---	0,375	21,250	25,48	354,7	2,46290	86,61	153,7
			XS	30	---	0,500	21,000	33,77	346,4	2,40529	114,81	150,1
			---	60	---	0,875	20,250	58,07	322,1	2,23655	197,41	139,6
			---	80	---	1,125	19,750	73,78	306,4	2,12747	250,81	132,8
			---	100	---	1,375	19,250	89,09	291,0	2,02111	302,88	126,1
			---	120	---	1,625	18,750	104,0	276,1	1,91748	353,61	119,7
			---	140	---	1,875	18,250	118,5	261,6	1,81658	403,00	113,4
			---	160	---	2,125	17,750	132,7	247,5	1,71840	451,06	107,2
24	600	24,000	---	---	5S	0,218	23,564	16,29	436,1	3,02849	55,37	189,0
			10	---	10S	0,250	23,500	18,65	433,7	3,01206	63,41	188,0
			STD	20	---	0,375	23,250	27,83	424,6	2,94832	94,62	184,0
			XS	---	---	0,500	23,000	36,91	415,5	2,88525	125,49	180,0
			---	30	---	0,562	22,876	41,38	411,0	2,85423	140,68	178,1
			---	40	---	0,688	22,624	50,39	402,0	2,79169	171,29	174,2
			---	60	---	0,969	22,062	70,11	382,3	2,65472	238,35	165,7
			---	80	---	1,219	21,562	87,24	365,1	2,53575	296,58	158,2
			---	100	---	1,531	20,938	108,1	344,3	2,39111	367,39	149,2
			---	120	---	1,812	20,376	126,3	326,1	2,26447	429,39	141,3
			---	140	---	2,062	19,876	142,1	310,3	2,15470	483,12	134,5
---	160	---	2,344	19,312	159,5	292,9	2,03415	542,13	126,9			
26	650	26,000	---	10	---	0,312	25,376	25,18	505,8	3,51216	85,60	219,2
			STD	---	---	0,375	25,250	30,19	500,7	3,47737	102,63	217,0
			XS	20	---	0,500	25,000	40,06	490,9	3,40885	136,17	212,7
28	700	28,000	---	10	---	0,312	27,376	27,14	588,6	4,08760	92,26	255,1
			STD	---	---	0,375	27,250	32,55	583,2	4,05006	110,64	252,7
			XS	20	---	0,500	27,000	43,20	572,6	3,97609	146,85	248,1
			---	30	---	0,625	26,750	53,75	562,0	3,90280	182,73	243,5

## C-Stahl und Stahllegierung - Edelstahl, Fortsetzung

Rohrnenweite (NPS)	Nenn Durchmesser (DN)	Außendurchmesser (Zoll)	Kennzeichnung			Wandstärke (t) (Zoll)	Innendurchmesser (d) (Zoll)	Metallfläche (sq. in.)	Transversale Innenfläche		Gewicht Rohr (lb./ft.)	Gewicht Wasser (lb./ft.-Rohr)
			Stahl						(a) (sq. in.)	(A) (sq. ft.)		
			Eisenrohr	Plan-Pos.	Edelstahl Pos.							
30	750	30,000	---	---	5S	0,250	29,500	23,37	683,5	4,74649	79,43	296,2
			10	---	10S	0,312	29,376	29,10	677,8	4,70667	98,93	293,7
			STD	---	---	0,375	29,250	34,90	672,0	4,66638	118,65	291,2
			XS	20	---	0,500	29,000	46,34	660,5	4,58695	157,53	286,2
			---	30	---	0,625	28,750	57,68	649,2	4,50821	196,08	281,3
32	800	32,000	---	10	---	0,312	31,376	31,06	773,2	5,36937	105,59	335,0
			STD	---	---	0,375	31,250	37,26	767,0	5,32633	126,66	332,4
			XS	20	---	0,500	31,000	49,48	754,8	5,24145	168,21	327,1
			---	30	---	0,625	30,750	61,60	742,6	5,15726	209,43	321,8
			---	40	---	0,688	30,624	67,68	736,6	5,11508	230,08	319,2
34	850	34,000	---	10	---	0,312	33,376	33,02	874,9	6,07571	112,25	379,1
			STD	---	---	0,375	33,250	39,61	868,3	6,02992	134,67	376,3
			XS	20	---	0,500	33,000	52,62	855,3	5,93959	178,89	370,6
			---	30	---	0,625	32,750	65,53	842,4	5,84993	222,78	365,0
			---	40	---	0,688	32,624	72,00	835,9	5,80501	244,77	362,2
36	900	36,000	---	10	---	0,312	35,376	34,98	982,9	6,82568	118,92	425,9
			STD	---	---	0,375	35,250	41,97	975,9	6,77714	142,68	422,9
			XS	20	---	0,500	35,000	55,76	962,1	6,68135	189,57	416,9
			---	30	---	0,625	34,750	69,46	948,4	6,58625	236,13	411,0
			---	40	---	0,750	34,500	83,06	934,8	6,49182	282,35	405,1

## 14.3 Amerikanische Rohrleitungsflanschabmessungen

### 14.3.1 Lochkreis-Ø

In Zoll gemäß ASME B16.1, B16.5 und B16.24

Rohrnenweite	Class <sup>(1)</sup> 125 (Gusseisen) <sup>(2)</sup> oder Class 150 (Stahl)	Class <sup>(3)</sup> 250 (Gusseisen) <sup>(2)</sup> oder Class 300 (Stahl)	Klasse 600	Klasse 900	Klasse 1500	Klasse 2500
1	3,12	3,50	3,50	4,00	4,00	4,25
1-1/4	3,50	3,88	3,88	4,38	4,38	5,12
1-1/2	3,88	4,50	4,50	4,88	4,88	5,75
2	4,75	5,00	5,00	6,50	6,50	6,75
2-1/2	5,50	5,88	5,88	7,50	7,50	7,75

## Lochkreis-Ø, Fortsetzung

Rohrnen- weite	Class <sup>(1)</sup> 125 (Gusseisen) <sup>(2)</sup> oder Class 150 (Stahl)	Class <sup>(3)</sup> 250 (Gusseisen) <sup>(2)</sup> oder Class 300 (Stahl)	Klasse 600	Klasse 900	Klasse 1500	Klasse 2500
3	6,00	6,62	6,62	7,50	8,00	9,00
4	7,50	7,88	8,50	9,25	9,50	10,75
5	8,50	9,25	10,50	11,00	11,50	12,75
6	9,50	10,62	11,50	12,50	12,50	14,50
8	11,75	13,00	13,75	15,50	15,50	17,25
10	14,25	15,25	17,00	18,50	19,00	21,75
12	17,00	17,75	19,25	21,00	22,50	24,38
14	18,75	20,25	20,75	22,00	25,00	---
16	21,25	22,50	23,75	24,25	27,75	---
18	22,75	24,75	25,75	27,00	30,50	---
20	25,00	27,00	28,50	29,50	32,75	---
24	29,50	32,00	33,00	35,50	39,00	---
30	36,00	39,25	---	---	---	---
36	42,75	46,00	---	---	---	---
42	49,50	52,75	---	---	---	---
48	56,00	60,75	---	---	---	---

1. Rohrnenweiten 1 bis 12 gelten auch für Class-150-Flansche aus Kupfergusslegierung.  
 2. Die Durchmesser gelten für Stahlventile mit den Rohrnenweiten 1 bis 24.  
 3. Rohrnenweiten 1 bis 8 gelten auch für Class-300-Flansche aus Kupfergusslegierung.

**14.3.2 Verschiedene Stehbolzen und Durchmesser**

In Zoll gemäß ASME B16.1, B16.5 und B16.24

Rohrnen- weite	Class <sup>(1)</sup> 125 (Gusseisen) <sup>(2)</sup> oder Class 150 (Stahl)		Class <sup>(3)</sup> 250 (Gusseisen) <sup>(2)</sup> oder Class 300 (Stahl)		Klasse 600		Klasse 900		Klasse 1500		Klasse 2500	
	Pos.	Ø	Pos.	Ø	Pos.	Ø	Pos.	Ø	Pos.	Ø	Pos.	Ø
1	4	0,50	4	0,62	4	0,62	4	0,88	4	0,88	4	0,88
1-1/4	4	0,50	4	0,62	4	0,62	4	0,88	4	0,88	4	1,00
1-1/2	4	0,50	4	0,75	4	0,75	4	1,00	4	1,00	4	1,12
2	4	0,62	8	0,62	8	0,62	8	0,88	8	0,88	8	1,00
2-1/2	4	0,62	8	0,75	8	0,75	8	1,00	8	1,00	8	1,12
3	4	0,62	8	0,75	8	0,75	8	0,88	8	1,12	8	1,25
4	8	0,62	8	0,75	8	0,88	8	1,12	8	1,25	8	1,50
5	8	0,75	8	0,75	8	1,00	8	1,25	8	1,50	8	1,75
6	8	0,75	12	0,75	12	1,00	12	1,12	12	1,38	8	2,00
8	8	0,75	12	0,88	12	1,12	12	1,38	12	1,62	12	2,00

## Verschiedene Stehbolzen und Durchmesser, Fortsetzung

Rohrnen- weite	Class <sup>(1)</sup> 125 (Gusseisen) <sup>(2)</sup> oder Class 150 (Stahl)		Class <sup>(3)</sup> 250 (Gusseisen) <sup>(2)</sup> oder Class 300 (Stahl)		Klasse 600		Klasse 900		Klasse 1500		Klasse 2500	
	Pos.	Ø	Pos.	Ø	Pos.	Ø	Pos.	Ø	Pos.	Ø	Pos.	Ø
10	12	0,88	16	1,00	16	1,25	16	1,38	12	1,88	12	2,50
12	12	0,88	16	1,12	20	1,25	20	1,38	16	2,00	12	2,75
14	12	1,00	20	1,12	20	1,38	20	1,50	16	2,25	---	---
16	16	1,00	20	1,25	20	1,50	20	1,62	16	2,50	---	---
18	16	1,12	24	1,25	20	1,62	20	1,88	16	2,75	---	---
20	20	1,12	24	1,25	24	1,62	20	2,00	16	3,00	---	---
24	20	1,25	24	1,50	24	1,88	20	2,50	16	3,50	---	---
30	28	1,25	28	1,75	---	---	---	---	---	---	---	---
36	32	1,50	32	2,00	---	---	---	---	---	---	---	---
42	36	1,50	36	2,00	---	---	---	---	---	---	---	---
48	44	1,50	40	2,00	---	---	---	---	---	---	---	---

1. Rohrnenweiten 1 bis 12 gelten auch für Class-150-Flansche aus Kupfergusslegierung.  
 2. Die Durchmesser gelten für Stahlventile mit den Rohrnenweiten 1 bis 24.  
 3. Rohrnenweiten 1 bis 8 gelten auch für Class-300-Flansche aus Kupfergusslegierung.

### 14.3.3 Flanschdurchmesser

In Zoll gemäß ASME B16.1, B16.5 und B16.24

Rohrnen- weite	Class <sup>(1)</sup> 125 (Gusseisen) <sup>(2)</sup> oder Class 150 (Stahl)	Class <sup>(3)</sup> 250 (Gusseisen) <sup>(2)</sup> oder Class 300 (Stahl)	Klasse 600	Klasse 900	Klasse 1500	Klasse 2500
1	4,25	4,88	4,88	5,88	5,88	6,25
1-1/4	4,62	5,25	5,25	6,25	6,25	7,25
1-1/2	5,00	6,12	6,12	7,00	7,00	8,00
2	6,00	6,50	6,50	8,50	8,50	9,25
2-1/2	7,00	7,50	7,50	9,62	9,62	10,50
3	7,50	8,25	8,25	9,50	10,50	12,00
4	9,00	10,00	10,75	11,50	12,25	14,00
5	10,00	11,00	13,00	13,75	14,75	16,50
6	11,00	12,50	14,00	15,00	15,50	19,00
8	13,50	15,00	16,50	18,50	19,00	21,75
10	16,00	17,50	20,00	21,50	23,00	26,50
12	19,00	20,50	22,00	24,00	26,50	30,00
14	21,00	23,00	23,75	25,25	29,50	---
16	23,50	25,50	27,00	27,75	32,50	---
18	25,00	28,00	29,25	31,00	36,00	---

## Flanschdurchmesser, Fortsetzung

Rohrnen- weite	Class <sup>(1)</sup> 125 (Gusseisen) <sup>(2)</sup> oder Class 150 (Stahl)	Class <sup>(2)</sup> 250 (Gusseisen) <sup>(2)</sup> oder Class 300 (Stahl)	Klasse 600	Klasse 900	Klasse 1500	Klasse 2500
20	27,50	30,50	32,00	33,75	38,75	---
24	32,00	36,00	37,00	41,00	46,00	---
30	38,75	43,00	---	---	---	---
36	46,00	50,00	---	---	---	---
42	53,00	57,00	---	---	---	---
48	59,50	65,00	---	---	---	---

1. Rohrnenweiten 1 bis 12 gelten auch für Class-150-Flansche aus Kupfergusslegierung.  
2. Rohrnenweiten 1 bis 8 gelten auch für Class-300-Flansche aus Kupfergusslegierung.

### 14.3.4 Flanschstärke für Flanschfitting

In Zoll gemäß ASME B16.1, B16.5 und B16.24

Rohrnen- weite	Class 150 (CI) FF und STL	Class 150 STL	Klasse 150	Class 250 (CI) und Class 300 STL <sup>(1)</sup>	Class 300 STL	CL 300
	RF <sup>(2)</sup>	RTJ	Kupfergusslegie- rung	RF	RTJ	Kupferguss- legierung
1	0,50	0,75	0,38	0,62	0,87	0,59
1-1/4	0,56	0,81	0,41	0,69	0,94	0,62
1-1/2	0,62	0,87	0,44	0,75	1,00	0,69
2	0,69	0,94	0,50	0,81	1,12	0,75
2-1/2	0,81	1,06	0,56	0,94	1,25	0,81
3	0,88	1,13	0,62	1,06	1,37	0,91
4	0,88	1,13	0,69	1,19	1,50	1,06
5	0,88	1,13	0,75	1,31	1,62	1,12

Rohrnen- weite	Klasse 600		Klasse 900		Klasse 1500		Klasse 2500	
	RF	RTJ	RF	RTJ	RF	RTJ	RF	RTJ
1	0,69	0,94	1,12	1,37	1,12	1,37	1,38	1,63
1-1/4	0,81	1,06	1,12	1,37	1,12	1,37	1,50	1,81
1-1/2	0,88	1,13	1,25	1,50	1,25	1,50	1,75	2,06
2	1,00	1,31	1,50	1,81	1,50	1,81	2,00	2,31
2-1/2	1,12	1,43	1,62	1,93	1,62	1,93	2,25	2,62
3	1,25	1,56	1,50	1,81	1,88	2,43	2,62	3,00
4	1,50	1,81	1,75	2,06	2,12	2,43	3,00	3,44
5	1,75	2,06	2,00	2,31	2,88	3,19	3,62	4,12

## Flanschstärke für Flanschfittings, Fortsetzung

Rohrnen- weite	Class 150 (CI) FF und STL	Class 150 STL	Klasse 150	Class 250 (CI) und Class 300 STL <sup>(1)</sup>	Class 300 STL	CL 300
	RF <sup>(2)</sup>	RTJ	Kupfergusslegie- rung	RF	RTJ	Kupferguss- legierung
6	0,94	1,19	0,81	1,38	1,69	1,19
8	1,06	1,31	0,94	1,56	1,87	1,38
10	1,12	1,37	1,00	1,81	2,12	---
12	1,19	1,44	1,06	1,94	2,25	---
14	1,31	1,56	---	2,06	2,37	---
16	1,38	1,63	---	2,19	2,50	---
18	1,50	1,75	---	2,31	2,62	---
20	1,62	1,87	---	2,44	2,82	---
24	1,81	2,06	---	2,69	3,13	---

Rohrnen- weite	Klasse 600		Klasse 900		Klasse 1500		Klasse 2500	
	RF	RTJ	RF	RTJ	RF	RTJ	RF	RTJ
6	1,88	2,19	2,19	2,50	3,25	3,62	4,25	4,75
8	2,19	2,50	2,50	2,81	3,62	4,06	5,00	5,56
10	2,50	2,81	2,75	3,06	4,25	4,69	6,50	7,19
12	2,62	2,93	3,12	3,43	4,88	5,44	7,25	7,94
14	2,75	3,06	3,38	3,82	5,25	5,88	---	---
16	3,00	3,31	3,50	3,94	5,75	6,44	---	---
18	3,25	3,56	4,00	4,50	6,38	7,07	---	---
20	3,50	3,88	4,25	4,75	7,00	7,69	---	---
24	4,00	4,44	5,50	6,12	8,00	8,81	---	---

1. Die Abmessungen gelten für Stahlventile mit den Rohrnenweiten 1 bis 24.  
 2. Die dargestellten Flanschabmessungen gelten für die typischerweise gelieferte glatte Dichtleiste mit 0,06".

## 14.4 Standardwerte für Gussstahlflansche

### 14.4.1 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 10

DN	Flansch			Verschraubung		
	Außendurchmesser	Stärke	Lochkreisdurchmesser	Anzahl der Schrauben	Gewindeausführung	Lochdurchmesser
10	90	16	60	4	M12	14
15	95	16	65	4	M12	14
20	105	18	75	4	M12	14
25	115	18	85	4	M12	14
32	140	18	100	4	M16	18
40	150	18	110	4	M16	18
50	165	18	125	4	M16	18
65	185	18	145	8	M16	18
80	200	20	160	8	M16	18
100	220	20	180	8	M16	18
125	250	22	210	8	M16	18
150	285	22	240	8	M20	22
200	340	24	295	8	M20	22
250	395	26	350	12	M20	22
300	445	26	400	12	M20	22
350	505	26	460	16	M20	22
400	565	26	515	16	M24	26
450	615	28	565	20	M24	26
500	670	28	620	20	M24	26
600	780	30	725	20	M27	30
700	895	35	840	24	M27	30
800	1015	38	950	24	M30	33
900	1115	38	1050	28	M30	33
1000	1230	44	1160	28	M33	36
1200	1455	55	1380	32	M36	39
1400	1675	65	1590	36	M39	42
1600	1915	75	1820	40	M45	48
1800	2115	85	2020	44	M45	48
2000	2325	90	2230	48	M45	48
2200	2550	100	2440	52	M52	56
2400	2760	110	2650	56	M52	56
2600	2960	110	2850	60	M52	56
2800	3180	124	3070	64	M52	56
3000	3405	132	3290	68	M56	62

Alle Maßangaben in mm.

### 14.4.2 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 16

DN	Flansch			Verschraubung		
	Außendurchmesser	Stärke	Lochkreisdurchmesser	Anzahl der Schrauben	Gewindeausführung	Lochdurchmesser
10	90	16	60	4	M12	14
15	95	16	65	4	M12	14
20	105	18	75	4	M12	14
25	115	18	85	4	M12	14
32	140	18	100	4	M16	18
40	150	18	110	4	M16	18
50	165	18	125	4	M16	18
65	185	18	145	4	M16	18
80	200	20	160	8	M16	18
100	220	20	180	8	M16	18
125	250	22	210	8	M16	18
150	285	22	240	8	M20	22
200	340	24	295	12	M20	22
250	405	26	355	12	M24	26
300	460	28	410	12	M24	26
350	520	30	470	16	M24	26
400	580	32	525	16	M27	30
500	715	36	650	20	M30	33
600	840	40	770	20	M33	36
700	910	40	840	24	M33	36
800	1025	41	950	24	M36	39
900	1125	48	1050	28	M36	39
1000	1255	59	1170	28	M39	42
1200	1485	78	1390	32	M45	48
1400	1685	84	1590	36	M45	48
1600	1930	102	1820	40	M52	56
1800	2130	110	2020	44	M52	56
2000	2345	124	2230	48	M56	62
<i>Alle Maßangaben in mm.</i>						

### 14.4.3 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 25

DN	Flansch			Verschraubung		
	Außendurchmesser	Stärke	Lochkreisdurchmesser	Anzahl der Schrauben	Gewindeausführung	Lochdurchmesser
10	90	16	60	4	M12	14
15	95	16	65	4	M12	14
20	105	18	75	4	M12	14
25	115	18	85	4	M12	14
32	140	18	100	4	M16	18
40	150	18	110	4	M16	18
50	165	20	125	4	M16	18
65	185	22	145	8	M16	18
80	200	24	160	8	M16	18
100	235	24	190	8	M20	22
125	270	26	220	8	M24	26
150	300	28	250	8	M24	26
200	360	30	310	12	M24	26
250	425	32	370	12	M27	30
300	485	34	430	16	M27	30
350	555	38	490	16	M30	33
400	620	40	550	16	M33	36
500	730	48	660	20	M33	36
600	845	48	770	20	M36	39
700	960	50	875	24	M39	42
800	1085	53	990	24	M45	48
900	1185	57	1090	28	M45	48
1000	1320	63	1210	28	M52	56

Alle Maßangaben in mm.

### 14.4.4 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 40

DN	Flansch			Verschraubung		
	Außendurchmesser	Stärke	Lochkreisdurchmesser	Anzahl der Schrauben	Gewindeausführung	Lochdurchmesser
10	90	16	60	4	M12	14
15	95	16	65	4	M12	14
20	105	18	75	4	M12	14
25	115	18	85	4	M12	14
32	140	18	100	4	M16	18
40	150	18	110	4	M16	18
50	165	20	125	4	M16	18
65	185	22	145	8	M16	18
80	200	24	160	8	M16	18
100	235	24	190	8	M20	22
125	270	26	220	8	M24	26
150	300	28	250	8	M24	26
200	375	34	320	12	M27	30
250	450	38	385	12	M30	33
300	515	42	450	16	M30	33
350	580	46	510	16	M33	36
400	660	50	585	16	M36	39
450	685	57	610	20	M36	39
500	755	57	670	20	M39	42
600	890	72	795	20	M45	48

Alle Maßangaben in mm.

### 14.4.5 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 63

DN	Flansch			Verschraubung		
	Außendurchmesser	Stärke	Lochkreisdurchmesser	Anzahl der Schrauben	Gewindeausführung	Lochdurchmesser
10	100	20	70	4	M12	14
15	105	20	75	4	M12	14
25	140	24	100	4	M16	18
32	155	24	110	4	M20	22
40	170	28	125	4	M20	22
50	180	26	135	4	M20	22
65	205	26	160	8	M20	22
80	215	28	170	8	M20	22
100	250	30	200	8	M24	26
125	295	34	240	8	M27	30
150	345	36	280	8	M30	33
200	415	42	345	12	M33	36
250	470	46	400	12	M33	36
300	530	52	460	16	M33	36
350	600	56	525	16	M36	39
400	670	60	585	16	M39	42

Alle Maßangaben in mm.

### 14.4.6 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 100

DN	Flansch			Verschraubung		
	Außendurchmesser	Stärke	Lochkreisdurchmesser	Anzahl der Schrauben	Gewindeausführung	Lochdurchmesser
10	100	20	70	4	M12	14
15	105	20	75	4	M12	14
25	140	24	100	4	M16	18
32	155	24	110	4	M20	22
40	170	28	125	4	M20	22
50	195	30	145	4	M24	26
65	220	34	170	8	M24	26
80	230	36	180	8	M24	26
100	265	40	210	8	M27	30
125	315	40	250	8	M30	33
150	355	44	290	12	M30	33
200	430	52	360	12	M33	36
250	505	60	430	12	M36	39
300	585	68	500	16	M39	42
350	655	74	560	16	M45	48

Alle Maßangaben in mm.

### 14.4.7 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 160

DN	Flansch			Verschraubung		
	Außendurchmesser	Stärke	Lochkreisdurchmesser	Anzahl der Schrauben	Gewindeausführung	Lochdurchmesser
10	100	20	70	4	M12	14
15	105	20	75	4	M12	14
25	140	24	100	4	M16	18
40	170	28	125	4	M20	22
50	195	30	145	4	M24	26
65	220	34	170	8	M24	26
80	230	36	180	8	M24	26
100	265	40	210	8	M27	30
125	315	44	250	8	M30	33
150	355	50	290	12	M30	33
200	430	60	360	12	M33	36
250	515	68	430	12	M39	42
300	585	78	500	16	M39	42

Alle Maßangaben in mm.

### 14.4.8 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 250

DN	Flansch			Verschraubung		
	Außendurchmesser	Stärke	Lochkreisdurchmesser	Anzahl der Schrauben	Gewindeausführung	Lochdurchmesser
10	125	24	85	4	M16	18
15	130	26	90	4	M16	18
25	150	28	105	4	M20	22
40	185	34	135	4	M24	26
50	200	38	150	8	M24	26
65	230	42	180	8	M24	26
80	255	46	200	8	M27	30
100	300	54	235	8	M30	33
125	340	60	275	12	M30	33
150	390	68	320	12	M33	36
200	485	82	400	12	M39	42
250	585	100	490	16	M45	48
300	690	120	590	16	M48	52

Alle Maßangaben in mm.

### 14.4.9 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 320

DN	Flansch			Verschraubung		
	Außendurchmesser	Stärke	Lochkreisdurchmesser	Anzahl der Schrauben	Gewindeausführung	Lochdurchmesser
10	125	24	85	4	M16	18
15	130	26	90	4	M16	18
25	160	34	115	4	M20	22
40	195	38	145	4	M24	26
50	210	42	160	8	M24	26
65	255	51	200	8	M27	30
80	275	55	220	8	M27	30
100	335	65	265	8	M33	36
125	380	75	310	12	M33	36
150	425	84	350	12	M36	39
200	525	103	440	16	M39	42
250	640	125	540	16	M48	52

Alle Maßangaben in mm.

### 14.4.10 Standardwerte für Gussstahlflansche für PN 400

DN	Flansch			Verschraubung		
	Außendurchmesser	Stärke	Lochkreisdurchmesser	Anzahl der Schrauben	Gewindeausführung	Lochdurchmesser
10	125	28	85	4	M16	18
15	145	30	100	4	M20	22
25	180	38	130	4	M24	26
40	220	48	165	4	M27	30
50	235	52	180	8	M27	30
65	290	64	225	8	M30	33
80	305	68	240	8	M30	33
100	370	80	295	8	M36	39
125	415	92	340	12	M36	39
150	475	105	390	12	M39	42
200	585	130	490	16	M45	48

Alle Maßangaben in mm.



# Kapitel 15

## Umrechnungen und Äquivalente



## 15.1 Längenäquivalente

<i>Hinweis: Verwenden Sie den Multiplikator am Schnittpunkt von Zeile und Spalte</i>	Meter	Zoll	Fuß	Millimeter	Meilen	Kilometer
Meter	1	39,37	3,2808	1000	0,0006214	0,001
Zoll	0,0254	1	0,0833	25,4	0,00001578	0,0000254
Fuß	0,3048	12	1	304,8	0,0001894	0,0003048
Millimeter	0,001	0,03937	0,0032808	1	0,0000006214	0,000001
Meilen	1609,35	63.360	5.280	1.609.350	1	1,60935
Kilometer	1.000	39.370	3280,83	1.000.000	0,62137	1

*1 Meter = 100 Zentimeter = 1000 Millimeter = 0,001 Kilometer = 1.000.000 Mikrometer  
 Zur Umrechnung von metrischen Einheiten verschieben Sie lediglich den Dezimalpunkt: 1 Millimeter = 1000 Mikrometer = 0,03937 Zoll = 39,37 Meilen.*

## 15.2 Ganze Zoll-Millimeter-Äquivalente

Zoll	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Millimeter									
0	0,0	25,4	50,8	76,2	101,6	127,0	152,4	177,8	203,2	228,6
10	254,0	279,4	304,8	330,2	355,6	381,0	406,4	431,8	457,2	482,6
20	508,0	533,4	558,8	584,2	609,6	635,0	660,4	685,8	711,2	736,6
30	762,0	787,4	812,8	838,2	863,6	889,0	914,4	939,8	965,2	990,6
40	1016,0	1041,4	1066,8	1092,2	1117,6	1143,0	1168,4	1193,8	1219,2	1244,6
50	1270,0	1295,4	1320,8	1346,2	1371,6	1397,0	1422,4	1447,8	1473,2	1498,6
60	1524,0	1549,4	1574,8	1600,2	1625,6	1651,0	1676,4	1701,8	1727,2	1752,6
70	1778,0	1803,4	1828,8	1854,2	1879,6	1905,0	1930,4	1955,8	1981,2	2006,6
80	2032,0	2057,4	2082,8	2108,2	2133,6	2159,0	2184,4	2209,8	2235,2	2260,6
90	2286,0	2311,4	2336,8	2362,2	2387,6	2413,0	2438,4	2463,8	2489,2	2514,6
100	2540,0	2565,4	2590,8	2616,2	2641,6	2667,0	2692,4	2717,8	2743,2	2768,6

*Hinweis: Alle Werte in dieser Tabelle sind exakt, bezogen auf das Verhältnis 1" = 25,4 mm. Durch Verschieben des Dezimalpunktes kann ein beliebiger Dezimalwert oder ein Vielfaches eines Zolls in sein exaktes Äquivalent in Millimeter umgerechnet werden.*

### 15.3 Gebrochene Zoll-Millimeter-Äquivalente

Zoll	0	1/16	1/8	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16
	Millimeter							
0	0,0	1,6	3,2	4,8	6,4	7,9	9,5	11,1
1	25,4	27,0	28,6	30,2	31,8	33,3	34,9	36,5
2	50,8	52,4	54,0	55,6	57,2	58,7	60,3	61,9
3	76,2	77,8	79,4	81,0	82,6	84,1	85,7	87,3
4	101,6	103,2	104,8	106,4	108,0	109,5	111,1	112,7
5	127,0	128,6	130,2	131,8	133,4	134,9	136,5	138,1
6	152,4	154,0	155,6	157,2	158,8	160,3	161,9	163,5
7	177,8	179,4	181,0	182,6	184,2	185,7	187,3	188,9
8	203,2	204,8	206,4	208,0	209,6	211,1	212,7	214,3
9	228,6	230,2	231,8	233,4	235,0	236,5	238,1	239,7
10	254,0	255,6	257,2	258,8	260,4	261,9	263,5	265,1

1 Zoll = 25,4 Millimeter

Gebrochene Zoll-Millimeter-Äquivalente, Fortsetzung

Zoll	1/2	9/16	5/8	11/16	3/4	13/16	7/8	15/16
	Millimeter							
0	12,7	14,3	15,9	17,5	19,1	20,6	22,2	23,8
1	38,1	39,7	41,3	42,9	44,5	46,0	47,6	49,2
2	63,5	65,1	66,7	68,3	69,9	71,4	73,0	74,6
3	88,9	90,5	92,1	93,7	95,3	96,8	98,4	100,0
4	114,3	115,9	117,5	119,1	120,7	122,2	123,8	125,4
5	139,7	141,3	142,9	144,5	146,1	147,6	149,2	150,8
6	165,1	166,7	168,3	169,9	171,5	173,0	174,6	176,2
7	190,5	192,1	193,7	195,3	196,9	198,4	200,0	201,6
8	215,9	217,5	219,1	220,7	222,3	223,8	225,4	227,0
9	241,3	242,9	244,5	246,1	247,7	249,2	250,8	252,4
10	266,7	268,3	269,9	271,5	273,1	274,6	276,2	277,8

1 Zoll = 25,4 Millimeter

## 15.4 Weitere Gebrochene Zoll-Millimeter-Äquivalente

Zoll		Millimeter	Zoll		Millimeter	Zoll		Millimeter
Brüche	Dezimale		Brüche	Dezimale		Brüche	Dezimale	
	.00394	.1		.2	5,08		.44	11,176
	.00787	.2	13/64	.203125	5,1594		.45	11,430
	.01	.254		.21	5,334	29/64	.453125	11,5094
	.01181	.3	7/32	.21875	5,5562		.46	11,684
1/64	.015625	.3969		.22	5,588	15/32	.46875	11,9062
	.01575	.4		.23	5,842		.47	11,938
	.01969	.5	15/64	.234375	5,9531		.47244	12,0
	.02	.508		.23622	6,0		.48	12,192
	.02362	.6		.24	6,096	31/64	.484375	12,3031
	.02756	.7	1/4	.25	6,35		.49	12,446
	.03	.762		.26	6,604	1/2	.50	12,7
1/32	.03125	.7938	17/64	.265625	6,7469		.51	12,954
	.0315	.8		.27	6,858		.51181	13,0
	.03543	.9		.27559	7,0	33/64	.515625	13,0969
	.03937	1,0		.28	7,112		.52	13,208
	.04	1,016	9/32	.28125	7,1438		.53	13,462
3/64	.046875	1,1906		.29	7,366	17/32	.53125	13,4938
	.05	1,27	19/64	.296875	7,5406		.54	13,716
	.06	1,524		.30	7,62	35/64	.546875	13,8906
1/16	.0625	1,5875		.31	7,874		.55	13,970
	.07	1,778	5/16	.3125	7,9375		.55118	14,0
5/64	.078125	1,9844		.31496	8,0		.56	14,224
	.07874	2,0		.32	8,128	9/16	.5625	14,2875
	.08	2,032	21/64	.328125	8,3344		.57	14,478
	.09	2,286		.33	8,382	37/64	.578125	14,6844
3/32	.09375	2,3812		.34	8,636		.58	14,732
	.1	2,54	11/32	.34375	8,7312		.59	14,986
7/64	.109375	2,7781		.35	8,89		.59055	15,0
	.11	2,794		.35433	9,0	19/32	.59375	15,0812
	.11811	3,0	23/64	.359375	9,1281		.60	15,24
	.12	3,048		.36	9,144	39/64	.609375	15,4781
1/8	.125	3,175		.37	9,398		.61	15,494
	.13	3,302	3/8	.375	9,525		.62	15,748
	.14	3,556		.38	9,652	5/8	.625	15,875
9/64	.140625	3,5719		.39	9,906		.62992	16,0

Zusätzliche gebrochene Zoll-Millimeter-Äquivalente, Fortsetzung

Zoll		Millimeter	Zoll		Millimeter	Zoll		Millimeter
Brüche	Dezimale		Brüche	Dezimale		Brüche	Dezimale	
	.15	3,810	25/64	.390625	9,9219		.63	16,002
5/32	.15625	3,9688		.39370	10,0		.64	16,256
	.15748	4,0		.40	10,16	41/64	.640625	16,2719
	.16	4,064	13/32	.40625	10,3188		.65	16,510
	.17	4,318		.41	10,414	21/32	.65625	16,6688
11/64	.171875	4,3656		.42	10,668		.66	16,764
	.18	4,572	27/64	.421875	10,7156		.66929	17,0
3/16	.1875	4,7625		.43	10,922		.67	17,018
	.19	4,826		.43307	11,0	43/64	.671875	17,0656
	.19685	5,0	7/16	.4375	11,1125		.68	17,272
11/16	.6875	17,4625	51/64	.796875	20,2406		.90551	23,0
	.69	17,526		.80	20,320	29/32	.90625	23,0188
	.70	17,78		.81	20,574		.91	23,114
45/64	.703125	17,8594	13/16	.8125	20,6375		.92	23,368
	.70866	18,0		.82	20,828	59/64	.921875	23,4156
	.71	18,034		.82677	21,0		.93	23,622
23/32	.71875	18,2562	53/64	.828125	21,0344	15/16	.9375	23,8125
	.72	18,288		.83	21,082		.94	23,876
	.73	18,542		.84	21,336		.94488	24,0
47/64	.734375	18,6531	27/32	.84375	21,4312		.95	24,130
	.74	18,796		.85	21,590	61/64	.953125	24,2094
	.74803	19,0	55/64	.859375	21,8281		.96	24,384
3/4	.75	19,050		.86	21,844	31/32	.96875	24,6062
	.76	19,304		.86614	22,0		.97	24,638
49/64	.765625	19,4469		.87	22,098		.98	24,892
	.77	19,558	7/8	.875	22,225		.98425	25,0
	.78	19,812		.88	22,352	63/64	.984375	25,0031
25/32	.78125	19,8438		.89	22,606		.99	25,146
	.78740	20,0	57/64	.890625	22,6219	1	1,00000	25,4000
	.79	20,066		.90	22,860			

Dezimalstellen runden, um nicht mehr als die gewünschte Genauigkeit zu erreichen.

## 15.5 Flächen-Äquivalente

<i>Hinweis: Verwenden Sie den Multiplikator am Schnittpunkt von Zeile und Spalte</i>	Quadratmeter	Quadratzoll	Quadratfuß	Quadratmeilen	Quadratkilometer
Quadratmeter	1	1549,99	10,7639	$3,861 \times 10^{-7}$	$1 \times 10^{-6}$
Quadratzoll	0,0006452	1	$6,944 \times 10^{-3}$	$2,491 \times 10^{-10}$	$6,452 \times 10^{-10}$
Quadratfuß	0,0929	144	1	$3,587 \times 10^{-8}$	$9,29 \times 10^{-8}$
Quadratmeilen	2.589.999	---	27.878.400	1	2,59
Quadratkilometer	1.000.000	---	10.763.867	0,3861	1

1 Quadratmeter = 10.000 Quadratzentimeter.  
 1 Quadratmillimeter = 0,01 Quadratzentimeter = 0,00155 Quadratzoll.

## 15.6 Volumenäquivalente

<i>Hinweis: Verwenden Sie den Multiplikator am Schnittpunkt von Zeile und Spalte</i>	Kubikdezimeter (Liter)	Kubikzoll	Kubikfuß	U.S. Quart	U.S. Gallone	Imperial Gallone	U.S. Barrel (Mineralöl)
Kubikdezimeter (Liter)	1	61,0234	0,03531	1,05668	0,264178	0,220083	0,00629
Kubikzoll	0,01639	1	$5,787 \times 10^{-4}$	0,01732	0,004329	0,003606	0,000103
Kubikfuß	28,317	1728	1	29,9221	7,48055	6,22888	0,1781
U.S. Quart	0,94636	57,75	0,03342	1	0,25	0,2082	0,00595
U.S. Gallone	3,78543	231	0,13368	4	1	0,833	0,02381
Imperial Gallone	4,54374	277,274	0,16054	4,80128	1,20032	1	0,02877
U.S. Barrel (Mineralöl)	158,98	9702	5,6146	168	42	34,973	1

1 Kubikmeter = 1.000.000 Kubikzentimeter.  
 1 Liter = 1000 Milliliter = 1000 Kubikzentimeter.

## 15.7 Volumenratenäquivalente

<i>Hinweis: Verwenden Sie den Multiplikator am Schnittpunkt von Zeile und Spalte</i>	Liter pro Minute	Kubikmeter pro Stunde	Kubikfuß pro Stunde	Liter pro Stunde	U.S. Gallonen pro Minute	U.S. Barrel pro Tag
Liter pro Minute	1	0,06	2,1189	60	0,264178	9,057
Kubikmeter pro Stunde	16,667	1	35,314	1000	4,403	151
Kubikfuß pro Stunde	0,4719	0,028317	1	28,317	0,1247	4,2746
Liter pro Stunde	0,016667	0,001	0,035314	1	0,004403	0,151
U.S. Gallonen pro Minute	3,785	0,2273	8,0208	227,3	1	34,28
U.S. Barrel pro Tag	0,1104	0,006624	0,23394	6,624	0,02917	1

## 15.8 Massenumrechnung – Pounds zu Kilogramm

Pounds	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Kilogramm									
0	0,00	0,45	0,91	1,36	1,81	2,27	2,72	3,18	3,63	4,08
10	4,54	4,99	5,44	5,90	6,35	6,80	7,26	7,71	8,16	8,62
20	9,07	9,53	9,98	10,43	10,89	11,34	11,79	12,25	12,70	13,15
30	13,61	14,06	14,52	14,97	15,42	15,88	16,33	16,78	17,24	17,69
40	18,14	18,60	19,05	19,50	19,96	20,41	20,87	21,32	21,77	22,23
50	22,68	23,13	23,59	24,04	24,49	24,95	25,40	25,86	26,31	26,76
60	27,22	27,67	28,12	28,58	29,03	29,48	29,94	30,39	30,84	31,30
70	31,75	32,21	32,66	33,11	33,57	34,02	34,47	34,93	35,38	35,83
80	36,29	36,74	37,20	37,65	38,10	38,56	39,01	39,46	39,92	40,37
90	40,82	41,28	41,73	42,18	42,64	43,09	43,55	44,00	44,45	44,91

## 15.9 Druckäquivalente

<i>Hinweis: Verwenden Sie den Multiplikator am Schnittpunkt von Zeile und Spalte</i>	kg pro ccm	lb. pro sq. in.	Atm.	bar	Zoll Hg.	Kilo – Pascal	Zoll Wasser	Fuß Wasser
<b>kg pro ccm</b>	1	14,22	0,9678	0,98067	28,96	98,067	394,05	32,84
<b>lb. pro sq. in.</b>	0,07031	1	0,06804	0,06895	2,036	6,895	27,7	2,309
<b>Atm.</b>	1,0332	14,696	1	1,01325	29,92	101,325	407,14	33,93
<b>bar</b>	1,01972	14,5038	0,98692	1	29,53	100	402,156	33,513
<b>Zoll Hg.</b>	0,03453	0,4912	0,03342	0,033864	1	3,3864	13,61	11,134
<b>Kilopascal</b>	0,0101972	0,145038	0,0098696	0,01	0,2953	1	4,02156	0,33513
<b>Zoll Wasser</b>	0,002538	0,0361	0,002456	0,00249	0,07349	0,249	1	0,0833
<b>Fuß Wasser</b>	0,03045	0,4332	0,02947	0,029839	0,8819	2,9839	12	1

*1 Unze/sq. inch = 0,0625 lbs./sq. inch*

## 15.10 Druckumrechnung – Pounds pro Quadratzoll zu bar

Pounds pro Quadratzoll	0	1	2	3	4
	bar				
0	0,000000	0,068948	0,137895	0,206843	0,275790
10	0,689476	0,758423	0,827371	0,896318	0,965266
20	1,378951	1,447899	1,516847	1,585794	1,654742
30	2,068427	2,137375	2,206322	2,275270	2,344217
40	2,757903	2,826850	2,895798	2,964746	3,033693
50	3,447379	3,516326	3,585274	3,654221	3,723169
60	4,136854	4,205802	4,274750	4,343697	4,412645
70	4,826330	4,895278	4,964225	5,033173	5,102120
80	5,515806	5,584753	5,653701	5,722649	5,791596
90	6,205282	6,274229	6,343177	6,412124	6,481072
100	6,894757	6,963705	7,032652	7,101600	7,170548

*Hinweis: Zur Umrechnung in Kilopascal verschieben Sie den Dezimalpunkt um zwei Stellen nach rechts; zur Umrechnung in Megapascal verschieben Sie den Dezimalpunkt um eine Stelle nach links. Beispiel: 30 psi = 2,068427 bar = 206,8427 kPa = 0,2068427 MPa.  
Hinweis: Dezimalstellen runden, um nicht mehr als die gewünschte Genauigkeit zu erreichen.*

### Druckumrechnung – Pounds pro Quadratzoll zu bar, Fortsetzung

Pounds pro Quadratzoll	5	6	7	8	9
	bar				
0	0,344738	0,413685	0,482633	0,551581	0,620528
10	1,034214	1,103161	1,172109	1,241056	1,310004
20	1,723689	1,792637	1,861584	1,930532	1,999480
30	2,413165	2,482113	2,551060	2,620008	2,688955
40	3,102641	3,171588	3,240536	3,309484	3,378431
50	3,792117	3,861064	3,930012	3,998959	4,067907
60	4,481592	4,550540	4,619487	4,688435	4,757383
70	5,171068	5,240016	5,308963	5,377911	5,446858
80	5,860544	5,929491	5,998439	6,067386	6,136334
90	6,550019	6,618967	6,687915	6,756862	6,825810
100	7,239495	7,308443	7,377390	7,446338	7,515285

*Hinweis: Zur Umrechnung in Kilopascal verschieben Sie den Dezimalpunkt um zwei Stellen nach rechts; zur Umrechnung in Megapascal verschieben Sie den Dezimalpunkt um eine Stelle nach links. Beispiel: 30 psi = 2,068427 bar = 206,8427 kPa = 0,2068427 MPa.  
Hinweis: Dezimalstellen runden, um nicht mehr als die gewünschte Genauigkeit zu erreichen.*

## 15.11 Formeln zur Temperaturumrechnung

Zur Umrechnung von	nach	Ersatz in der Formel
Grad Celsius	Grad Fahrenheit	$(^{\circ}\text{C} \times 9/5) + 32$
Grad Celsius	Kelvin	$(^{\circ}\text{C} + 273,16)$
Grad Fahrenheit	Grad Celsius	$(^{\circ}\text{F} - 32) \times 5/9$
Grad Fahrenheit	Grad Rankin	$(^{\circ}\text{F} + 459,69)$

## 15.12 Temperaturumrechnungen

$^{\circ}\text{C}$	Umzurechnende Temp. in $^{\circ}\text{C}$ oder $^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{C}$	Umzurechnende Temp. in $^{\circ}\text{C}$ oder $^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{C}$	Umzurechnende Temp. in $^{\circ}\text{C}$ oder $^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{F}$
-273,16	-459,69		-90,00	-130	-202,0	-17,8	0	32,0
-267,78	-450		-84,44	-120	-184,0	-16,7	2	35,6
-262,22	-440		-78,89	-110	-166,0	-15,6	4	39,2
-256,67	-430		-73,33	-100	-148,0	-14,4	6	42,8
-251,11	-420		-70,56	-95	-139,0	-13,3	8	46,4
-245,56	-410		-67,78	-90	-130,0	-12,2	10	50,0
-240,00	-400		-65,00	-85	-121,0	-11,1	12	53,6
-234,44	-390		-62,22	-80	-112,0	-10,0	14	57,2
-228,89	-380		-59,45	-75	-103,0	-8,89	16	60,8
-223,33	-370		-56,67	-70	-94,0	-7,78	18	64,4
-217,78	-360		-53,89	-65	-85,0	-6,67	20	68,0
-212,22	-350		-51,11	-60	-76,0	-5,56	22	71,6
-206,67	-340		-48,34	-55	-67,0	-4,44	24	75,2
-201,11	-330		-45,56	-50	-58,0	-3,33	26	78,8
-195,56	-320		-42,78	-45	-49,0	-2,22	28	82,4
-190,00	-310		-40,00	-40	-40,0	-1,11	30	86,0
-184,44	-300		-38,89	-38	-36,4	0	32	89,6
-178,89	-290		-37,78	-36	-32,8	1,11	34	93,2
-173,33	-280		-36,67	-34	-29,2	2,22	36	96,8
-169,53	-273,16	-459,69	-35,56	-32	-25,6	3,33	38	100,4
-168,89	-272	-457,6	-34,44	-30	-22,0	4,44	40	104,0
-167,78	-270	-454,0	-33,33	-28	-18,4	5,56	42	107,6
-162,22	-260	-436,0	-32,22	-26	-14,8	6,67	44	111,2
-156,67	-250	-418,0	-31,11	-24	-11,2	7,78	46	114,8
-151,11	-240	-400,0	-30,00	-22	-7,6	8,89	48	118,4

## Temperaturumrechnungen, Fortsetzung...

°C	Umzurechnende Temp. in °C oder °F	°F	°C	Umzurechnende Temp. in °C oder °F	°F	°C	Umzurechnende Temp. in °C oder °F	°F
-145,56	-230	-382,0	-28,89	-20	-4,0	10,0	50	122,0
-140,00	-220	-364,0	-27,78	-18	-0,4	11,1	52	125,6
-134,44	-210	-346,0	-26,67	-16	3,2	12,2	54	129,2
-128,89	-200	-328,0	-25,56	-14	6,8	13,3	56	132,8
-123,33	-190	-310,0	-24,44	-12	10,4	14,4	58	136,4
-117,78	-180	-292,0	-23,33	-10	14,0	15,6	60	140,0
-112,22	-170	-274,0	-22,22	-8	17,6	16,7	62	143,6
-106,67	-160	-256,0	-21,11	-6	21,2	17,8	64	147,2
-101,11	-150	-238,0	-20,00	-4	24,8	18,9	66	150,8
-95,56	-140	-220,0	-18,89	-2	28,4	20,0	68	154,4
21,1	70	158,0	204,4	400	752,0	454,4	850	1562,0
22,2	72	161,6	210,0	410	770,0	460,0	860	1580,0
23,3	74	165,2	215,6	420	788,0	465,6	870	1598,0
24,4	76	168,8	221,1	430	806,0	471,1	880	1616,0
25,6	78	172,4	226,7	440	824,0	476,7	890	1634,0
26,7	80	176,0	232,2	450	842,0	482,2	900	1652,0
27,8	82	179,6	237,8	460	860,0	487,8	910	1670,0
28,9	84	183,2	243,3	470	878,0	493,3	920	1688,0
30,0	86	186,8	248,9	480	896,0	498,9	930	1706,0
31,1	88	190,4	254,4	490	914,0	504,4	940	1724,0
32,2	90	194,0	260,0	500	932,0	510,0	950	1742,0
33,3	92	197,6	265,6	510	950,0	515,6	960	1760,0
34,4	94	201,2	271,1	520	968,0	521,1	970	1778,0
35,6	96	204,8	276,7	530	986,0	526,7	980	1796,0
36,7	98	208,4	282,2	540	1004,0	532,2	990	1814,0
37,8	100	212,0	287,8	550	1022,0	537,8	1000	1832,0
43,3	110	230,0	293,3	560	1040,0	543,3	1010	1850,0
48,9	120	248,0	298,9	570	1058,0	548,9	1020	1868,0
54,4	130	266,0	304,4	580	1076,0	554,4	1030	1886,0
60,0	140	284,0	310,0	590	1094,0	560,0	1040	1904,0
65,6	150	302,0	315,6	600	1112,0	565,6	1050	1922,0
71,1	160	320,0	321,1	610	1130,0	571,1	1060	1940,0
76,7	170	338,0	326,7	620	1148,0	576,7	1070	1958,0
82,2	180	356,0	332,2	630	1166,0	582,2	1080	1976,0
87,8	190	374,0	337,8	640	1184,0	587,8	1090	1994,0

Temperaturumrechnungen, Fortsetzung...

°C	Umzurechnende Temp. in °C oder °F	°F	°C	Umzurechnende Temp. in °C oder °F	°F	°C	Umzurechnende Temp. in °C oder °F	°F
93,3	200	392,0	343,3	650	1202,0	593,3	1100	2012,0
98,9	210	410,0	348,9	660	1220,0	598,9	1110	2030,0
104,4	220	428,0	354,4	670	1238,0	604,4	1120	2048,0
110,0	230	446,0	360,0	680	1256,0	610,0	1130	2066,0
115,6	240	464,0	365,6	690	1274,0	615,6	1140	2084,0
121,1	250	482,0	371,1	700	1292,0	621,1	1150	2102,0
126,7	260	500,0	376,7	710	1310,0	626,7	1160	2120,0
132,2	270	518,0	382,2	720	1328,0	632,2	1170	2138,0
137,8	280	536,0	387,8	730	1346,0	637,8	1180	2156,0
143,3	290	554,0	393,3	740	1364,0	643,3	1190	2174,0
148,9	300	572,0	398,9	750	1382,0	648,9	1200	2192,0
154,4	310	590,0	404,4	760	1400,0	654,4	1210	2210,0
160,0	320	608,0	410,0	770	1418,0	660,0	1220	2228,0
165,6	330	626,0	415,6	780	1436,0	665,6	1230	2246,0
171,1	340	644,0	421,1	790	1454,0	671,1	1240	2264,0
176,7	350	662,0	426,7	800	1472,0	676,7	1250	2282,0
182,2	360	680,0	432,2	810	1490,0	682,2	1260	2300,0
187,8	370	698,0	437,8	820	1508,0	687,8	1270	2318,0
193,3	380	716,0	443,3	830	1526,0	693,3	1280	2336,0
198,9	390	734,0	448,9	840	1544,0	698,9	1290	2354,0
704,4	1300	2372,0	760,0	1400	2552,0	815,6	1500	2732,0
710,0	1310	2390,0	765,6	1410	2570,0			
715,6	1320	2408,0	771,1	1420	2588,0			
721,1	1330	2426,0	776,7	1430	2606,0			
726,7	1340	2444,0	782,2	1440	2624,0			
732,2	1350	2462,0	787,0	1450	2642,0			
737,8	1360	2480,0	793,3	1460	2660,0			
743,3	1370	2498,0	798,9	1470	2678,0			
748,9	1380	2516,0	804,4	1480	2696,0			
754,4	1390	2534,0	810,0	1490	2714,0			

## 15.13 API und Baumé-Dichtetabellen und Gewichtsfaktoren

API-Dichte	Baumé-Dichte	Spezifisches Gewicht	lb/ U.S. Dichte	U.S. Gal/lb	API-Dichte	Baumé-Dichte	Spezifisches Gewicht	lb/ U.S. Dichte	U.S. Gal/lb
0	10,247	1,0760	8,962	0,1116	31	30,78	0,8708	7,251	0,1379
1	9,223	1,0679	8,895	0,1124					
2	8,198	1,0599	8,828	0,1133	32	31,77	0,8654	7,206	0,1388
3	7,173	1,0520	8,762	0,1141	33	32,76	0,8602	7,163	0,1396
4	6,148	1,0443	8,698	0,1150	34	33,75	0,8550	7,119	0,1405
5	5,124	1,0366	8,634	0,1158	35	34,73	0,8498	7,076	0,1413
6	4,099	1,0291	8,571	0,1167	36	35,72	0,8448	7,034	0,1422
7	3,074	1,0217	8,509	0,1175	37	36,71	0,8398	6,993	0,1430
8	2,049	1,0143	8,448	0,1184	38	37,70	0,8348	6,951	0,1439
9	1,025	1,0071	8,388	0,1192	39	38,69	0,8299	6,910	0,1447
10	10,00	1,0000	8,328	0,1201	40	39,68	0,8251	6,870	0,1456
11	10,99	0,9930	8,270	0,1209	41	40,67	0,8203	6,830	0,1464
12	11,98	0,9861	8,212	0,1218	42	41,66	0,8155	6,790	0,1473
13	12,97	0,9792	8,155	0,1226	43	42,65	0,8109	6,752	0,1481
14	13,96	0,9725	8,099	0,1235	44	43,64	0,8063	6,713	0,1490
15	14,95	0,9659	8,044	0,1243	45	44,63	0,8017	6,675	0,1498
16	15,94	0,9593	7,989	0,1252	46	45,62	0,7972	6,637	0,1507
17	16,93	0,9529	7,935	0,1260	47	50,61	0,7927	6,600	0,1515
18	17,92	0,9465	7,882	0,1269	48	50,60	0,7883	6,563	0,1524
19	18,90	0,9402	7,830	0,1277	49	50,59	0,7839	6,526	0,1532
20	19,89	0,9340	7,778	0,1286	50	50,58	0,7796	6,490	0,1541
21	20,88	0,9279	7,727	0,1294	51	50,57	0,7753	6,455	0,1549
22	21,87	0,9218	7,676	0,1303	52	51,55	0,7711	6,420	0,1558
23	22,86	0,9159	7,627	0,1311	53	52,54	0,7669	6,385	0,1566
24	23,85	0,9100	7,578	0,1320	54	53,53	0,7628	6,350	0,1575
25	24,84	0,9042	7,529	0,1328	55	54,52	0,7587	6,316	0,1583
26	25,83	0,8984	7,481	0,1337	56	55,51	0,7547	6,283	0,1592
27	26,82	0,8927	7,434	0,1345	57	56,50	0,7507	6,249	0,1600
28	27,81	0,8871	7,387	0,1354	58	57,49	0,7467	6,216	0,1609
29	28,80	0,8816	7,341	0,1362	59	58,48	0,7428	6,184	0,1617
30	29,79	0,8762	7,296	0,1371	60	59,47	0,7389	6,151	0,1626

API und Baumé-Dichtetabellen und Gewichtsfaktoren, Fortsetzung

API-Dichte	Baumé-Dichte	Spezifisches Gewicht	lb/ U.S. Dichte	U.S. Gal/lb	API-Dichte	Baumé-Dichte	Spezifisches Gewicht	lb/ U.S. Dichte	U.S. Gal/lb
61	60,46	0,7351	6,119	0,1634	81	80,25	0,6659	5,542	0,1804
62	61,45	0,7313	6,087	0,1643	82	81,24	0,6628	5,516	0,1813
63	62,44	0,7275	6,056	0,1651	83	82,23	0,6597	5,491	0,1821
64	63,43	0,7238	6,025	0,1660	84	83,22	0,6566	5,465	0,1830
65	64,42	0,7201	5,994	0,1668	85	84,20	0,6536	5,440	0,1838
66	65,41	0,7165	5,964	0,1677	86	85,19	0,6506	5,415	0,1847
67	66,40	0,7128	5,934	0,1685	87	86,18	0,6476	5,390	0,1855
68	67,39	0,7093	5,904	0,1694	88	87,17	0,6446	5,365	0,1864
69	68,37	0,7057	5,874	0,1702	89	88,16	0,6417	5,341	0,1872
70	69,36	0,7022	5,845	0,1711	90	89,15	0,6388	5,316	0,1881
71	70,35	0,6988	5,817	0,1719	91	90,14	0,6360	5,293	0,1889
72	71,34	0,6953	5,788	0,1728	92	91,13	0,6331	5,269	0,1898
73	72,33	0,6919	5,759	0,1736	93	92,12	0,6303	5,246	0,1906
74	73,32	0,6886	5,731	0,1745	94	93,11	0,6275	5,222	0,1915
75	74,31	0,6852	5,703	0,1753	95	94,10	0,6247	5,199	0,1924
76	75,30	0,6819	5,676	0,1762	96	95,09	0,6220	5,176	0,1932
77	76,29	0,6787	5,649	0,1770	97	96,08	0,6193	5,154	0,1940
78	77,28	0,6754	5,622	0,1779	98	97,07	0,6166	5,131	0,1949
79	78,27	0,6722	5,595	0,1787	99	98,06	0,6139	5,109	0,1957
80	79,26	0,6690	5,568	0,1796	100	99,05	0,6112	5,086	0,1966

Das Verhältnis von Grad Baumé oder A.P.I. zum spezifischen Gewicht wird durch die folgenden Formeln ausgedrückt:

- Für Flüssigkeiten leichter als Wasser:

$$\text{Grad Baumé} = \frac{140}{G} - 130, \quad G = \frac{140}{130 + \text{Grad Baumé}}$$

$$\text{Grad A.P.I.} = \frac{141,5}{G} - 131,5, \quad G = \frac{141,5}{131,5 + \text{Grad A.P.I.}}$$

- Für Flüssigkeiten schwerer als Wasser:

$$\text{Grad Baumé} = 145 - \frac{145}{G}, \quad G = \frac{145}{145 - \text{Grad Baumé}}$$

G = Spezifisches Gewicht = Verhältnis des Gewichts eines gegebenen Ölvolumens bei 15,5 °C (60 °F) zum Gewicht des gleichen Volumens Wasser bei 15,5 °C (60 °F).

Die vorstehenden Tabellen basieren auf dem Gewicht von 1 Gallone (USA) Öl mit einem Volumen von 231 Kubikzoll bei 15,5 °C (60 °F) in Luft bei 760 mm Druck und 50 % Luftfeuchtigkeit. Das angenommene Gewicht von 1 Gallone Wasser bei 15,5 °C (60 °F) in Luft beträgt 8,3282828 Pounds.

Zur Bestimmung der resultierenden Dichte durch Mischen von Ölen unterschiedlicher Schwerkraft:

$$\blacksquare D = \frac{md_1 + nd_2}{m + n}$$

- D = Dichte oder spezifische Dichte der Mischung
- m = Verhältnis des Öls mit einer Dichte von  $d_1$
- n = Verhältnis des Öls mit einer Dichte von  $d_2$
- $d_1$  = Spezifisches Gewicht des Öls m
- $d_2$  = Spezifisches Gewicht des Öls n

## 15.14 Weitere hilfreiche Umrechnungen

Zur Umrechnung von	nach	Ersatz in der Formel
Cu Ft (Methan)	B.T.U.	1000 (etwa)
Cu Ft Wasser	Lbs Wasser	62,4
Grad	Radian	0,01745
Gallonen	Lbs Wasser	8,336
Gramm	Unzen	0,0352
Leistung (mech.)	Ft Lbs pro min	33.000
Leistung (elek.)	Watt	746
kg	lbs	2,205
kg pro Kubikmeter	lbs pro Cu Ft	0,06243
Kilowatt	Leistung	1,341
lbs	kg	0,4536
lbs Luft (14,7 psia und 60 °F)	Cu Ft Luft	13,1
lbs pro Cu Ft	kg pro Kubikmeter	16,0184
lbs pro Hr (Gas)	Std Cu Ft pro Hr	13.1/Spezifisches Gewicht
lbs pro Hr (Wasser)	Gallonen pro min	0,002
lbs pro s (Gas)	Std Cu Ft pro Hr	.41793/Spezifisches Gewicht
Radian	Grad	57,3
Scfh Luft	Scfh Propan	0,81
Scfh Luft	Scfh Butan	0,71
Scfh Luft	Scfh 0.6 Erdgas	1,29
Scfh	Kubikmeter pro Hr	0,028317

## 15.15 Metrische Präfixe und Suffixe

Multiplikationsfaktor	Präfix	Symbol
$1\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000 = 10^{18}$	exa	E
$1\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000 = 10^{15}$	peta	P
$1\ 000\ 000\ 000\ 000 = 10^{12}$	tera	T
$1\ 000\ 000\ 000 = 10^9$	giga	G
$1\ 000\ 000 = 10^6$	mega	M
$1\ 000 = 10^3$	kilo	k
$100 = 10^2$	hecto	h
$10 = 10^1$	deka	da
$0,1 = 10^{-1}$	deci	d
$0,01 = 10^{-2}$	centi	c
$0,001 = 10^{-3}$	milli	m
$0,000\ 001 = 10^{-6}$	micro	$\mu$
$0,000\ 000\ 001 = 10^{-9}$	nano	n
$0,000\ 000\ 000\ 001 = 10^{-12}$	pico	p
$0,000\ 000\ 000\ 000\ 001 = 10^{-15}$	femto	f
$0,000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 001 = 10^{-18}$	atto	a



# Index



\*Fett gedruckte Seitenzahlen verweisen auf Tabellen. Kursiv gedruckte Seitenzahlen verweisen auf Abbildungen und Diagramme.

## Symbole

**3-Wege-Ventil** *Siehe* Ventil

## A

**Abkürzungen für nichtmetallische Werkstoffe** 147

**Abmessungen** *Siehe* Einbaulänge

**Abmessungen, Einbaulängen**

Einsteckschweißenden, Durchgangsventile **103, 104**

Einzelflansch und flanschlose Absperrklappen **106**

Geflanscht, Durchgangsventile **100, 102**

Geflanschte und flanschlose Drehstellventile **105**

Hochdruck-Absperrklappen mit exzentrischer Konstruktion **106**

Loser Flansch, Durchgangsventile 105

Schraubenden, Durchgangsventile **104**

Schweißenden, Durchgangsventile **102, 103**

**Abmessungen Flanschlänge bis Mittellinie**

Flansch mit Dichtleiste, Durchgangs-Eckventile **104**

**Abschaltventil (SOV)** *Siehe* Ventil

**Absperrklappe** *Siehe* Ventil

**Absperrschieber** *Siehe* Ventil

**Abtriebsmoment**

Dynamisch 126

Faktoren für Drehstellventile 127

Gleichungen 126

Losbrechmoment 126

**American National Standards Institute (ANSI)** 28

**American Petroleum Institute (API)** 28, 193

Dichte- und Gewichtsfasaktoren 335, 336

**American Society for Testing and Materials (ASTM)** 28

**American Society of Mechanical Engineers (ASME)** 28, 193

**Amerikanische Rohrleitungsflanschabmessungen** 311

Flanschdurchmesser 313

Flanschstärke für Flanschfittings 314, 315

Lochkreisdurchmesser 311

Verschiedene Stehbolzen und Durchmesser 312

**Anfahr-Innengarnitur**

*Siehe* Innengarnitur

**ANSI** *Siehe* American National Standards Institute

**Antriebsbügel** 23, 79

**Äquivalente**

Druck **330**

Fläche **329**

Ganze Zoll zu Millimeter **325**

Gebrochene Zoll zu Millimeter **326, 327, 328**

Länge **325**

Volumen **329**

Volumendurchfluss **329**

**Armatur für Tiefsttemperatur-Einsatz** *Siehe* Ventil

**Armatur mit hoher Kapazität** *Siehe* Ventil

**ASME** *Siehe* American Society for Mechanical Engineers

**ASTM** *Siehe* American Society for Testing and Materials

**ATEX-Geräteestufungen** 204

**Auflösung** 32

**Augenschraube** 24

**Auslegung** 33, 47, 98, 109

- Abkürzungen und Terminologie **110**
- Koeffizienten für Drehstellventile **122**
- Koeffizienten für Durchgangsventile **121**
- Stellantriebe
  - Für Drehstellventile 126
  - Für Durchgangsventile 123
- Ventile
  - Für Flüssigkeiten 112
  - Für kompressible Flüssigkeiten 116

**Auslegung analoge I/P-Stellungsregler**

*Siehe* Stellungsregler

**Auslegung des Antriebs/  
Stellungsreglers** 39

**Auslegung von Stellantrieben** 126

**Auslösung**

- System 95
- Ventil 96

**Auswahl**

- Durchflusskennlinien 109
- Packung *Siehe* Packung
- Stellventil 100
- Ventile für Einsatzbereiche mit Flashverdampfung 129
- Ventile für Einsatzbereiche mit Kavitation 130

**Automatisches Regelsystem** 28

**B**

**Baumé- und API-Dichte und  
Gewichtsfaktoren** *Siehe* American  
Petroleum Institute

**Berechnung von Cv** 113, 117

**Bereich** 26, 28, 32, 46

**Berührungsloses Diagnoseprogramm**  
181

**Betriebsgrenzen** 31

**Bode-Diagramm** 28

**Bodenflansch** 19

**Buchse** 19, 21

**Bypassventil** *Siehe* Ventil

**C**

**CEN** *Siehe* European Committee for  
Standardization

**Charakterisierung** 75

**D**

**Dampfaufbereitungsventil** 169, 170

**Dampfkühler** 171

**Dampfzerstäuber** 171, 172

**Diagnostik** *Siehe* Stellungsregler

**Dichtring**

- Buchse 21
- Gleitring 25
- Ring 25
- Zylinderverschluss 19

**Differenzdruck**

- Verhältnissfaktor 117
- Zulässige Auslegung 113

**Diffusor**

- Belüftung 133
- Inline 133

**Digitaler Stellungsregler** 85, 86, 89, 94,  
256

- Diagnostik 86
- Digitale Zwei-Wege-Kommunikation 86

**Digitale Zwei-Wege-Kommunikation**  
*Siehe* Stellungsregler

**Direkt wirkender Stellantrieb**  
*Siehe* Stellantrieb

**Doppelt wirkend** *Siehe* Stellantrieb

**Drahtlose Rückmeldeeinheit** 92

**Drehstellventil** *Siehe* Ventil

**Druck**

- Äquivalente **330**
- Belastung 20, 31
- Bereich 26
- Instrument 31
- Spanne 25
- Umrechnung **331**
- Versorgung 33, 181

**Druckfeste Kapselung** 199, 200, 205**Druck-/Temperaturstufen** 142, 143, 144, 145, 146**Durchflussskennlinie** 26

- Auswahl von 109
- Frequenzgang 29
- Gewählt 26, 30
- Gleichprozentig 29
- Inhärent 26, 30
- Kundenspezifisch 155
- Linear 31
- Modifiziert gleichprozentig 27
- Schnellöffnend 32

**Durchflusskoeffizient (Cv)** 26

- Berechnung 113, 117
- Nenn- 27
- Relativ 27

**Durchfluss unterhalb des Regelbereichs** 25**Durchgangsventil** 20, 55, 123, 214, 215, 216, **226, 238**

- Dreiwege 20, 58
- Einsitz 55
- Käfigbauweise 57
- Stangen- und sitzgeführt 56
- Zweisitz 57

**Düse** *Siehe* Heißdampfkühler**Düsenanordnung mit fester Geometrie** *Siehe* Heißdampfkühler**Dynamisch**

- Abtriebsmoment *Siehe* Abtriebsmoment
- Nicht druckentlastet 26
- Zeit 40

**E****Eckventil** *Siehe* Ventil**Effektive Membranfläche** 26**Eigenschaften von**

- Flüssigkeit und gesättigter Dampf **276, 277, 278, 279, 280, 281, 282, 283**
- Gesättigter Dampf **284, 285, 286, 287, 288, 289, 290, 291, 292, 293**
- Überhitzter Dampf **293, 294, 295, 296, 297, 298, 299, 300, 301**
- Wasser **283, 284**

**Eigenschaften von gesättigtem Dampf** **284, 285, 286, 287, 288, 289, 290, 291, 292, 293****Eigenschaften von überhitztem Dampf** **293, 294, 295, 296, 297, 298, 299, 300, 301****Eigensicherheit** 199

- Technik 205

**Eindringenschutz-Codes (Ingress protection, IP)** 209**Einfach wirkender Stellungsregler** 84, 85**Einsatzbauform** *Siehe* Heißdampfkühler**Einsitzventil** *Siehe* Ventil**Einstelldruckbereich** 25, 186

- Sitzkraft 187

**Elektrische Betriebsmittel** *Siehe* Schutz**Elektrischer Stellantrieb**

- Siehe* Stellantrieb

**Elektrohydraulischer Stellantrieb**

- Siehe* Stellantrieb

**Empfindlichkeit** 32**Endanschlüsse** 63

- Geschweißst 64
- Rohrverschraubungen 63
- Sonstige 65
- Verschraubte Dichtungsflansche 64

**Endlagenschalter** 92

**Enthalpie** 29, 276, 277, 278, 279, 280, 281, 282, 283

**Entlüftungsdiffusor** 133

**entnehmen**

- Techniken 177

**Entropie** 29, 276, 277, 278, 279, 280, 281, 282, 283

**Ersatzteile** 183

**Erste Ordnung** 29

**Europäische Flanschnormen** 194

**Europäische Normen für Industriearmaturen** 193

**Europäische Normen für Werkstoffe** 194

**Europäische Union (EU) - ATEX-Richtlinie 2014/34/EU** 203

**European Committee for Standardization (CEN)** 193

**Ex-Klassifizierungen** 196

- Class/Division-System 197
- Gerätegruppen 198
- Geräteuntergruppen 198
- Zonensystem 197
- Zulassungen und Definitionen 196

**Ex-Schutz** 205

**Exzenterblatt** *Siehe Ventil*

**Exzenterkegel** *Siehe Ventil*

**F**

**FCI** *Siehe Fluid Controls Institute*

**Feder**

- Einsteller 22

Rate 27

Sitz 22

**Feder-Membran** *Siehe Stellantrieb*

**Fehler**

- Erkennung 180
- Unterscheidung 180

**Feste Zunahme** *Siehe Stellungsregler*

**Flansch** 311, 313, 314

- Bodenflansch 19
- Lose 22
- Verschraubte Dichtungsflansche 64

**Flanschloses Ventil** *Siehe Ventil*

**Flashverdampfung** 128, 129

- Auswahl einer Armatur 129
- Ursachen eines gedrosselten Durchflusses 128

**Flüchtige Emissionen** 68

**Fluid Controls Institute (FCI)** 29, 71, 194

**Frequenzgang** *Siehe Durchflusskennlinie*

**G**

**Gehäuse, Membran** *Siehe Membran*

**Gehäuseschutzart** 207, 209

**Geometriefaktor der Rohrleitungen** 112, 117

**Geräteschutzniveau (Equipment Protection Level, EPL)** 201, 202

**Geräusch**

- Dämpfung 152
- Minderung 155
- Regelung 132
- Vorhersage 130
  - Aerodynamisch 130, 132
  - Hydrodynamik 132, 135
- Zusammenfassung 135

**Geschlossener Regelkreis***Siehe* Regelkreis**Gewählt**

Durchflusszunahme 31, 44

Kennlinie 26, 44

Membrandruckbereich 26

**Gleichprozentig** *Siehe* Durchflusskennlinie**Gleichungskonstanten** 111**Gleitringdichtung** 25**Graphitpackung** *Siehe* Packung**Gummimanschette** 21**H****Haftung** 33**Handbetätigung**Betätigung *Siehe* HandradStellantrieb *Siehe* Stellantrieb**Handrad** 97

Oben angebracht 97

Seitlich angebracht 97

**Härte** 30**Heißdampfkühler**

Dampfunterstützt 168

Dampfzerstäubung 168

Design 166

Düsenanordnung mit fester Geometrie  
166, 167Düsenanordnung mit variabler Geometrie  
167, 171

Einsatzbauform 163

entnehmen 163

Monoblock-Ausführung 167, 168

Sprühwasserdurchdringung 165

**Heißdampfkühlung** 163, 164**HIPPS (High Integrity Pressure Protection System)** 257, 258**Hochdruckarmatur** *Siehe* Ventil**Hochtemperatur-Armatur** *Siehe* Ventil**Hubventile**Packung *Siehe* PackungVentil *Siehe* Ventil**Hydrodynamische Geräuschvorhersage** *Siehe* Geräusch**Hydro-Innengarnitur** *Siehe* Innengarnitur**Hysterese** 30**I****IEC** *Siehe* International Electrotechnical Commission**Inhärent**

Durchflusskennlinie 26

Durchflusszunahme 30

Kennlinie 30, 155

Membrandruckbereich 26

**Inline-Diffusor** 133**Innengarnitur** 22, 33, 57, 132Eingeschränkte Kapazität 76  
für Spülung, Hydro oder beim  
Anfahren 179

Geräuschbekämpfung 155

Kavitationsminderung 155

Überlegungen beim Upgrade 185

Weichsitz 22

**Innengarnitur mit eingeschränkter Kapazität** 76**Instrument**

Druck 31

Luftaustritt 181

Luftqualität 182

**Instrument Society of America (ISA)**  
31, 194**International Electrotechnical Commission (IEC)** 195, 204

Gehäuseschutzarten 207

## I/P (Strom-zu-pneumatischem Druck)

31, 84, 85

Messwandler 87

**ISA** *Siehe* Instrument Society of America

## K

**Käfig** 19, 76

Geräuschbekämpfung 135

Gleichprozentig 19

Linear 19

mit bestimmter Kennlinie 74, 75

Schnellöffnend 19

## Käfigbauweise

Innengarnitur 57

Ventilkörper 57

## Kalibrierung

Kurve 28

Zyklus 28

**Kältemittel 717 (Ammoniak)** 276, 277, 278, 279, 280, 281, 282, 283

**Kapazität** 25, 28

**Kavitation** 128, 130, 133, 154

Auswahl einer Armatur 130

Gedrosselter Durchfluss 128

**Kegelführung** *Siehe* Ventilkegelführung

**Kennlinie** *Siehe* Durchflusskennlinie

**Kennlinien-Käfige** *Siehe* Käfig

**Kennlinien-Ventilkegel** 75

**Kerntechnische Anlagen** *Siehe* Ventil

**Clappenblatt** *Siehe* Ventil

**Koeffizienten, Auslegung**

*Siehe* Auslegung

**Kohlenwasserstoffe, physische Konstanten** 270, 271, 272, 273

**Kolben** 21

Doppelt wirkend 79

Stellantrieb 21, 78, 79

Wartung 185

Zylinder 19

Zylinderdichtung 19

## Konventionelle Scheibe

*Siehe* Clappenblatt

## Kugel

(Offen- 23

Segmentiert 23, 24, 59, 60

Ventil 62, 135, 222, 223

V-Schlitz 24, 59, 127

**Kühler** 171

**Kundenspezifische Kennlinien** 155

## L

**Längenäquivalente** *Siehe* Äquivalente

**Leistungstestkreis** 36

**Leitungsanschluss** 303

## Linear

Käfig 19, 74

Kennlinie 31

**Linearität** 31

**Losser Flansch** 22, 105

**Luftaustritt, Instrument**

*Siehe* Instrument

**Luftqualität, Instrument**

*Siehe* Instrument

## M

**Magnetventil** 93, 94, 95, 240, 241

**Manufacturers Standardization Society (MSS)** 195

**Maximale Durchflussrate**

*Siehe* Durchflussrate

**Maximaler Drehwinkel** 127

**Membran** 19

Druckspanne 25

Eigendruckbereich 26

Gehäuse 19  
 Gewählter Druckbereich 26  
 Platte 19  
 Stellantrieb 19, 77, 78, 182  
 Ventil *Siehe* Ventil

**Messwandler, I/P** *Siehe* I/P

**Metrische Präfixe und Suffixe** 338

**Mikroprozessorbasierter  
 Stellungsregler** *Siehe* Stellungsregler

**Modifiziert gleichprozentig**  
*Siehe* Durchflusskennlinie

## N

**Nachlauf** 28

**Nachregelung** 30

**Nadelventil** *Siehe* Ventil

**National Association of Corrosion  
 Engineers (NACE International)** 31, 196

NACE MR0103 159

NACE MR0175 159

Revisionen der NACE MR0175 vor 2003  
 158

**National Electrical Manufacturer's  
 Association (NEMA)**

Gehäuseschutzart 207

**Nenn-**

Durchflusskoeffizient 27

Stellweg 27

**Nennweiten** 109

Für Flüssigkeiten 112

Für kompressible Flüssigkeiten 116

**Nicht druckentlastet** 123

Dynamisch 26

Kraft 123

Statisch 22

**Nichtelektrische Betriebsmittel**  
*Siehe* Schutz

**Nicht zündfähige Technik (oder Typ n)**  
 206

**Normen** 192

Europäische Flansche 194

Europäische Werkstoffe 194

Europäisch Industriearmaturen 193

Flüchtige Emissionen 69

Gussstahlflansche **316**

Sicherheit 253

Stellventil 193

**Nullfehler** 33

## O

**Oben angebrachtes Handrad**  
*Siehe* Handrad

**Oberer Ventilkörper** *Siehe* Ventil

**Occupational Safety and Health  
 Administration (OSHA)** 31

**OEM-Teile** *Siehe* Teile

**Offener Regelkreis** 31

**Offset-Ventil** *Siehe* Ventil

**OREDA-Daten** 255

## P

**Packung** 21, 31, 68

Auswahl 136

Für Drehstellventile 73, **74, 138, 139**

Für Hubventile 73, **74, 137, 138**

ENVIRO-SEAL Duplex 71, 72

ENVIRO-SEAL Graphit 72, 73

ENVIRO-SEAL PTFE 71, 72

Graphitband 73

HIGH-SEAL Graphit ULF 73

ISO-Dichtung Graphit 73

ISO-Dichtung PTFE 71

Laminiert und Kohlefaden-Graphit 68

PTFE V-Ring 68, 71

- Reibung 124, **125**
- Spindel 185
- Stellventil 67
- Stopfbuchspackung (Einheit) 20

## **Pneumatischer Stellungsregler**

*Siehe* Stellungsregler

## **Prädiktive Wartung** 180, 181

## **Präventive Wartung** 180

## **Prozess**

- Optimierung 46
- Regelung 27
- Variabilität 32, 35
- Wiederherstellung 180
- Zunahme 32

## **Q**

### **Quetschventil** *Siehe* Ventil

## **R**

### **Reaktion**

- Zeit 40

### **Reaktionszeit** 32, **41**, 43

### **Reaktive Wartung** 180

### **Regelkreis** 28, 31, 108, 163, 168

- Geschlossen 28, 49
- offen 31
- Zunahme 31

### **Regelung**

- Bereich 28, 46
- Regelkreis 17, 28, 108, 163, 168
- System 28

### **Reibung** 29, 38, 124, 125, **138**, **139**, 182

### **Relais** 32

- Einstellung 181

### **Relativer Durchflusskoeffizient** 27

### **Reproduzierbarkeit** 32

### **Ringförmiger Kühler** 171

### **Rohrleitungsdaten** 302

### **Rohrverschraubungen, geschraubt**

*Siehe* Endanschluss

### **Rückmeldung**

- Regelkreis 17, 108
- Signal 29

### **Rückschlagklappe** *Siehe* Ventil

## **S**

### **Schalldämpfer** 135

### **Schaltwelle** 25

- Torsionsbewegung 32

### **Schließerventil** *Siehe* Sicherheitsstellung AUF

### **Schnellöffnend** *Siehe* Durchflusskennlinie

### **Schraube, anziehen** 178

### **Schutz** 177, 199

- Elektrische Betriebsmittel 199
- Geräteschutzniveau (Equipment Protection Level, EPL) 201
- Nichtelektrische Betriebsmittel 200
- Stufen der 201
- Techniken und Methoden 204

### **Schweißenden** 64

### **Schwenk-Rückschlagklappe** *Siehe* Ventil

### **Segmentkugel** *Siehe* Ventil

### **Seitlich angebrachtes Handrad**

*Siehe* Handrad

### **Sensor** 32, 252, 257

### **Sicherheitsgerichtete**

### **Systeminstrumentierung (SIS)** 89, 250, 252

- Logikbaustein 252
- Normen 253
- Sensoren 252
- Sicherheitsfunktion und Produkt-Zulassung 89

Stellglied 253

Teilstellwegtest 89

**Sicherheits-Integritätslevel (SIL)** 253, 258

**Sicherheitsstellung** 26

**Sicherheitsstellung AUF** 26

**Sicherheitsstellung geschlossenes Ventil** *Siehe* Sicherheitsstellung ZU

**Sicherheitsstellung ZU** 26

**Signal** 32

Amplitudensequenzierung (Split-Ranging) 32

Rückmeldung 29

**Sitz** 21

Feder 22

Last 22, 124

Empfohlene **124**

Kraft 124, 187

Leckage 27

Klassifizierung **107**

Zulässige **108**

Ring 22

Austausch 186

Wartung 186

**Sitzgeführte Armatur**

*Siehe* Durchgangsventil

**Sitzhaltering** 21

**Sollwert** 32

**Spanne** 33

**Spezifischer Wärmeverhältnisfaktor** 273

**Spindel**

Anschluss 22

Packung

Wartung 185

**Split-Ranging** 32

**Sprühwasserdurchdringung** 165

**Spülen** 179

**Standarddurchfluss** 25

**Stangengeführtes Ventil** *Siehe* Ventil

**Starr gelagert** 25

**Statisch**

Nicht druckentlastet 22

Reibung 33

Zunahme 30

**Stellantrieb** 28, 77, 92, 96, 97

Auslegung 123

Drehstellventil 126

Durchgangsventil 123

Baugruppe 28

Direkt wirkend 20, 77

Doppelt wirkend 26

Elektrisch 80

Feder 18

Feder-Membran 182, 185

Handbetätigung 79

Kolben 21, 78, 79, 185

Kraftberechnungen 126

Level 23

Membran 78

Schaltwelle 18

Kraft 18

Verlängerung 18

Umgekehrt wirkend 21, 22

Wartung 185

Zahnstangen-Mechanismus 80

**Stelldruck** *Siehe* Druck

**Stellglied** 29, 253, 258

**Stellungsregler** 31, 83

Analog I/P 84, 85

Design 84

Digitaler Stellungsregler 85

Pneumatisch 83

**Stellungsrückmelder** 92

**Stellventil** *Siehe* Ventil

**Stellverhältnis** 27

**Stellweg** 33, 187

Abweichung 181

Nenn- 27

Stellweganzeige 33

**Steuermedium** 31

**Sulfid-Spannungsrisse** 157

## T

**T63** 33

**Technische Daten** 260

**Teile**

Empfohlene Ersatzteile 183

Wartung und Reparatur 183

**Teilstellwegtest** 89, 254, 255, 256

**Temperatur**

Code 202

Umrechnung **332, 333**

Umrechnungsformeln **332**

**Testen**

Leistungskreis 36

Online-Methoden 255

SIS-Testanforderungen 257

Teilstellweg 89, 255, 256

Techniken 254

Zerstörungsfrei 147

**Totzeit** 29, 40, 42

**Totzone** 28, 37, 38

**Turbinenbypass**

Betätigung 173, 174

Komponenten 172

System 172

Ventil 172, 173

## U

**Umgekehrter Durchfluss** 24

**Umgekehrt wirkender Stellantrieb** 21, 22, 77

**Umrechnung**

Druck 331

Masse 329

Sonstige **337**

Temperatur **332**

**Umrechnungen**

Druck **331**

Masse **329**

Sonstige **337**

Temperatur **332, 333**

## V

**Validierung** 180

**Vena Contracta** 27, 128

**Ventil** 33

Absperrklappe 59, **106**, 223, 224

Hochleistungsbereich 61, **127**

Absperrschieber 211, 212

Ausführung 43, 46, 55, 211

Auslegung 33

Auslösung 96

Auswahl 129, 130

Baugruppe 28

Bypass 172, 173, 219, 221

Dampfaufbereitung 169, 170

Drehventil 25

Dreiwege 58

Durchgangsventil *Siehe* Durchgangsventil

Einbautechniken 177

Einsitz 55 *Siehe* Durchgangsventil

Endanschluss *Siehe* Endanschluss

Exzenterkegel 24, 61, 62

- Exzenterklappe 24
- Exzentrizität 20
- Flanschlos 24
- Funktionen und Eigenschaften – Terminologie 25
- Gehäuse 22, 23
  - Kapazität 28
- Hochtemperatur 153
- Hohe Kapazität 151
- Hoher Ausnutzungsgrad 26
- Hubventile 17, 18, 80, **137**
- Hygieneventil 58
- Käfigbauweise 57
- Kegel 23
  - mit bestimmter Kennlinie 75
- Kernkraft 156
- Konventionelle Scheibe 24, 215
- Kugelhahn 60, 62, 178, 222, 223
- Kugel mit vollem Durchgang 62
- Lagerung 177
- Leistung 34, 38, 354
- Magnetventil 93, 94, 95, 241
- Mehrsitz 63, 224
- Membran 221
  - Geradausführung 222
  - Wehrausführung 222
- Nicht druckentlastete Bereiche **123**
- Niedriger Durchfluss 152
- Normen *Siehe* Normen
- Packung *Siehe* Packung
- Quetsch 222
- Reaktionszeit 40, **41**
- Rückschlag 218, 219, 221, 232, 233, **234, 235, 236, 237, 238**
- Schließer 27
- Schutz 177, 199, 201
- Schwenk-Rückschlagklappe *Siehe* Ventil: Rückschlag
- Sicherheitsstellung geschlossen 27
- Sonderheiten 133, 150, 152
- Spindel 23, 185
- Stabstahl 56
- Stangen- und sitzgeführt 56
- Stellweg 33, 187
- Tieftemperaturen 153
- Turbinenbypass 172
- Ventil mit niedriger Druckrückgewinnung 26
- Ventiloberteil *Siehe* Ventiloberteil
- V-Schlitz-Kugel 24, 59, **127**
- Wartung 176, 179
- Werkstoffe *Siehe* Werkstoffe
- Winkel 18
- Zubehör 82
- Zunahme 30, 31, 44
  - Gewählt 31
  - Inhärent 30
- Zweisitz 57
- Ventilkegelführung** 76
  - Käfigführung 76
  - Obere und untere Führung 76
  - Sitzführung 76
- Ventilkörper** *Siehe* Ventil
- Ventilkörper aus Stabstahl** 56
- Ventil mit hohem Ausnutzungsgrad**  
*Siehe* Ventil
- Ventil mit niedrigem Durchfluss**  
*Siehe* Ventil
- Ventil mit niedriger Druckrückgewinnung** *Siehe* Ventil
- Ventiloberteil** 18, 65
  - Baugruppe 18, 19
  - Faltenbalgdichtung 18, 19, 67
  - Verlängerung 20, 66, 154
- Ventiloberteil mit Faltenbalgdichtung**  
*Siehe* Ventiloberteil

**Verdrahtungspraxis** 203  
**Verlängertes Oberteil** *Siehe* Ventiloberteil  
**Verschlusselement** 19, 28  
Führung 19  
**Versorgungsdruck** 33, 42, 181  
**Verstärker** *Siehe* Volumenverstärker  
**Volumenäquivalente** 329  
**Volumenratenäquivalente** 329  
**Volumenverstärker** 33, 87, 88  
**V-Schlitz-Kugel** *Siehe* Ventil

## W

### Wartung

Prädiktiv 180, 181  
Präventiv 180  
Reaktiv 180  
Stellantrieb 185  
Stellventil 179

### Werkstoffe

Abkürzungen für nichtmetallische  
Werkstoffe **147**  
Bezeichnungen 141  
Härte 30  
Packung 68  
Ventilkörper 139, **268, 269**

## Z

**Zahnstangen-Stellantrieb** 80

**Zeitkonstante** 33

**Zerstörungsfreie Prüfverfahren** 147

Flüssigkeitseindringprüfung  
(Oberflächenprüfung) 148  
Magnetpulverprüfung  
(Oberflächenprüfung) 147  
Radiographische Prüfung (volumetrische  
Untersuchung) 148

Ultraschallprüfung (volumetrische  
Untersuchung) 148

**Zonensystem** 197, 202, 203

**Zubehör** 28

**Zulässige Auslegung Differenzdruck**  
*Siehe* Differenzdruck

**Zulassung** *Siehe* Normen

**Zum Öffnen nach unten drücken  
(Push-Down-to-Open, PDTO)-  
Konstruktion** 27

**Zum Schließen nach unten drücken  
(Push-Down-to-Close, PDTC)-  
Konstruktion** 27

**Zunahme** 30, 44

Durchflusszunahme nach Installation **31,  
44**  
Inhärente Durchflusszunahme **30**  
Prozess **32**  
Regelkreis **31, 45**

**Zweisitz-Ventil** *Siehe* Ventil

**Zweistufiger Stellungsregler**  
*Siehe* Stellungsregler

**Zweite Ordnung** 32

**Zwischenflansch** 106, 223

Geometrieunterstützt 168, 169

**Zylinder** *Siehe* Kolben



# Anhang

## Zusätzliche Ressourcen



## Quellensammlungen

*Branchenübersichten und bewährte Methoden für Stellventileinheiten*

## Technische Dokumentation

*Detaillierte technische Daten für Ventile, Stellantriebe und Instrumentierungen*

## Whitepapers

*Prozessregelungsindustrie und Anwendungskompetenz*

## Sonstige