

-	Regelungstechnische Anforderungen an die Hydraulik bei Planung und Ausführung von Heizungs-, Kälte-, Trinkwarmwasser- und Raumluftechnischen Anlagen	VDMA 24199
<p>Vorwort</p> <p>Nach der Energieeinsparverordnung (EnEV) bzw. der DIN V 4701-10 „Energetische Bewertung heiz- und raumluftechnischer Anlagen – Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung“ sowie der VOB Teil C „Allgemeine Technische Vertragsbedingungen für Bauleistungen (ATV) - Heizanlagen und zentrale Wassererwärmungsanlagen - DIN 18380“, ist für alle zu erstellenden Heizungs- und Kälteanlagen ein hydraulischer Abgleich vorgeschrieben. Nach EnEV gilt dies auch für im größeren Umfang zu sanierende Heizungsanlagen.</p> <p>Trinkwasserzirkulationssysteme sind nach den DVGW-Arbeitsblättern W551 (Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums) und W553 (Bemessung von Zirkulationssystemen in zentralen Trinkwassererwärmungsanlagen) hydraulisch / thermisch abzugleichen, um unter anderem die hygienischen Anforderungen (Verkeimung) einzuhalten.</p> <p>Hydraulisch abgegliche Strömungskreise sind eine Voraussetzung für den bestimmungsgemäßen Betrieb von Anlagen. Eine wirtschaftliche und ökologische Betriebsweise (Energieeinsparung, CO₂-Minderung, etc.) wird damit sichergestellt</p> <p>Hydraulisch abgegliche Strömungskreise vermeiden typische Mängel wie z.B. ungleichmäßige bzw. nicht bestimmungsgemäße Wärme-/Kälteverteilung, zu hohe oder zu geringe Pumpenleistung, falsche Ventilautorität, falsch angepasste Regelkurven, Reduzierung des Wirkungsgrades bei Wärme- und Kälteerzeugern, Geräuschbildung sowie die Nichterfüllung der technischen Anschlussbedingungen bei Fernwärmeanlagen</p>		
<p>Fachverband Automation + Management für Haus + Gebäude im VDMA Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V., Postfach 71 08 64, 60498 Frankfurt.</p>		

Inhalt:

Vorwort	1
1 Geltungsbereich	4
2 Geltende Normen und Richtlinien	4
3 Definitionen (Begriffe und physikalische Zusammenhänge)	5
3.1 Strömungskreis	5
3.2 Schnittstelle	5
3.3 Entkopplung (hydraulisch)	5
3.4 Hydraulischer Abgleich	5
3.5 Schlechtpunkt	5
3.6 Nenndurchfluss	5
3.7 Differenzdruck Δp	5
3.8 Druckverlust der Regelarmatur Δp_v	5
3.9 Druckverlust der Regelarmatur Δp_{v100}	5
3.10 Gesamtdruckverlust Δp_{ges}	5
3.11 Schließdruck (Absperrdruck) Δp_s	6
3.12 Maximal-Differenzdruck Δp_{max}	6
3.13 Differenzdruck Δp_{var}	6
3.14 Ventilautorität a , a_v	6
3.15 K_v -Wert (siehe DIN EN 60534-1)	6
3.16 K_{v100} -Wert	6
3.17 K_{vs} -Wert	6
3.18 K_{vr} -Wert	6
3.19 K_{vo} -Wert	7
3.20 Stellverhältnis S_v	7
3.21 Nennhub H_{100} (siehe DIN EN 60534-1)	7
3.22 Ventilkennlinie (siehe DIN EN 60534-1)	7
3.23 Sitz-Leckage (Leckdurchfluss)	10
3.24 2-Wege-Armaturen	10
3.25 3-Wege-Armaturen	10
3.26 4-Wege-Armaturen	10
3.27 Kavitation	10
3.28 Gesamtregelabweichung bei Proportionalreglern (Regler ohne Hilfsenergie)	12

3.29	Auslegungs-Regeldifferenz (Proportionalbereich) bei Heizkörper-Thermostatventilen	12
3.30	Maximale zulässige Strömungsgeschwindigkeit in Rohrleitungen	13
4	Hydraulische Netze und Grundsaltungen	14
4.1	Einfach-Netze	14
4.2	Mehrfach-Netze	15
4.3	Entkopplung	15
4.4	Anschlussarten und Grundsaltungen	15
5	Komponenten	26
5.1	Armaturen	26
5.2	Umwälzpumpen	35
5.3	Druckhaltung	43
5.4	Schnittstellen	48
5.5	Rohrleitung	49
5.6	Verbraucher	49
5.7	Speicher	49
5.8	Wärmeerzeuger / Wärmeübertrager	50
5.9	Trinkwassererwärmungsanlagen (TWE- Anlagen)	53
6	Auslegung der Hydraulik	56
6.1	Vorgehensweise bei der Projektierung / Ausführungsplanung	56
7	Beispielsammlung	61
8	Hydraulischer Abgleich	64
8.1	Neuanlagen	64
8.2	Altanlagen	65
8.3	Hydraulische Leistung	66
9	Inbetriebnahme / Dokumentation	67
9.1	Inbetriebnahme sowie Daten-Erfassung und -Protokollierung zum hydraulischen Abgleich	67
9.2	Fachunternehmer- Erklärung	73

1 Geltungsbereich

Dieses Einheitsblatt legt Anforderungen an die Hydraulik bei Planung und Ausführung von Heizungs-, Kälte-, Trinkwarmwasser- und Raumluftechnischen Anlagen fest.

Dieses Einheitsblatt gilt für Anlagen mit Wasser als Wärmeträger.

2 Geltende Normen und Richtlinien

EnEV Energieeinsparverordnung - Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden

DIN 4701 Energetische Bewertung heiz- und raumluftechnischer Anlagen - Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung

DIN 18380 VOB Vergabe- und Vertragsordnung für Bauleistungen - Teil C: Allgemeine Technische Vertragsbedingungen für Bauleistungen (ATV); Heizanlagen und zentrale Wassererwärmungsanlagen

DVGW W 551 Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen; Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums; Planung, Errichtung, Betrieb und Sanierung von Trinkwasser-Installationen

DVGW W 553 Bemessung von Zirkulationssystemen in zentralen Trinkwassererwärmungsanlagen

DIN EN 60534-1 Stellventile für die Prozessregelung - Teil 1: Begriffe und allgemeine Betrachtungen (IEC 60534-1:1987)D

DIN EN 1349 Stellgeräte für die Prozessregelung

DIN 1988 Technische Regeln für Trinkwasser-Installationen (TRWI)

DIN EN 215 Thermostatische Heizkörperventile

DIN 4109 Schallschutz im Hochbau; Anforderungen und Nachweise

DIN EN ISO 4126-1 Sicherheitseinrichtungen gegen unzulässigen Überdruck - Teil 1: Sicherheitsventile

DIN 4747 Fernwärmeanlagen; Sicherheitstechnische Ausführung von Hausstationen zum Anschluss an Heizwasser- Fernwärmenetze

DIN 32 730 Stellgeräte für Wasser und Wasserdampf mit Sicherheitsfunktion in heiztechnischen Anlagen

DIN EN 12828 Heizungssysteme in Gebäuden - Planung von Warmwasser- Heizungsanlagen.

DIN EN 12953-6 Großwasserraumkessel - Teil 6: Anforderungen an die Ausrüstung für den Kessel

DIN EN 12953-8 Großwasserraumkessel - Teil 8: Anforderungen an Sicherheitseinrichtungen gegen Drucküberschreitung

DIN 4753 Wassererwärmer und Wassererwärmungsanlagen für Trink- und Betriebswasser; Anforderungen, Kennzeichnung, Ausrüstung und Prüfung

DIN EN 1717 Schutz des Trinkwassers vor Verunreinigungen in Trinkwasserinstallationen und allgemeine Anforderungen an Sicherheitseinrichtungen zur Verhütung von Trinkwasserverunreinigungen durch Rückfließen

TRD 721 Sicherheitseinrichtungen gegen Drucküberschreitung; Sicherheitsventile für Dampfkessel der Gruppe II

DIN 4807 Ausdehnungsgefäße - Teil 5: Geschlossene Ausdehnungsgefäße mit Membrane für Trinkwasser-Installationen; Anforderung, Prüfung, Auslegung und Kennzeichnung

DIN EN 12831 Heizungsanlagen in Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Norm- Heizlast

VDI-Richtlinie 4640 Blatt 1-3 Thermische Nutzung des Untergrundes - Grundlagen, Genehmigungen, Umweltaspekte / Erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen / Unterirdische Thermische Energiespeicher

DIN 8901 (Ausgabe 12/95) Kälteanlagen und Wärmepumpen - Schutz von Erdreich, Grund- und Oberflächenwasser - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen und Prüfung

TRD 402 Ausrüstung von Dampfkesselanlagen mit Heißwassererzeugern der Gruppe IV

TRD 421 Sicherheitseinrichtungen gegen Drucküberschreitung; Sicherheitsventile für Dampfkessel der Gruppen I, III und IV

TRD 604 Blatt 2 Betrieb von Dampfkesselanlagen mit Heißwassererzeugern der Gruppe IV ohne ständige Beaufsichtigung

BDH Informationsblatt Nr.2 – Betriebsbedingungen für Heizkessel im Leistungsbereich über 120 kW

3 Definitionen (Begriffe und physikalische Zusammenhänge)

3.1 Strömungskreis

Geschlossener Strömungsweg mit gleichem Durchfluss.

3.2 Schnittstelle

Verbindungsstelle mehrerer Strömungskreise.

3.3 Entkopplung (hydraulisch)

Maßnahme, den Differenzdruck an einer Schnittstelle vernachlässigbar klein werden zu lassen.

3.4 Hydraulischer Abgleich

Planung und Einstellung von Widerständen in Zweigströmen von verzweigten Netzen, um die erforderlichen Ventilautoritäten zu erreichen.

3.5 Schlechtpunkt

Der Schlechtpunkt ist die Stelle in einer Anlage, bei dem durch nicht ausreichenden Differenzdruck, zuerst eine Unterversorgung auftritt.

Der Schlechtpunkt kann aufgrund wechselnder Lastzustände im Netz wandern.

Der Schlechtpunkt bestimmt den Mindestdifferenzdruck der Pumpe, um den notwendigen Differenzdruck am Verbraucher und seinen vorgelagerten Widerständen sicherzustellen.

3.6 Nenndurchfluss

Anlagenspezifische errechnete maximale Durchflussmenge.

3.7 Differenzdruck Δp

Differenz der statischen Drücke zwischen zwei Stellen innerhalb eines hydraulischen Systems.

3.8 Druckverlust der Regelarmatur Δp_v

Differenzdruck über der Regelarmatur in der jeweiligen Öffnungsposition.

3.9 Druckverlust der Regelarmatur Δp_{v100}

Differenzdruck über der voll geöffneten Regelarmatur.

3.10 Gesamtdruckverlust Δp_{ges}

Summe der Druckverluste der durchflussvariablen Strecke Δp_{var} und des Druckverlustes des Regelventils Δp_{v100} .

3.11 Schließdruck (Absperrdruck) Δp_s

Der Differenzdruck, bei dem die Armatur durch den gewählten Antrieb zuverlässig schließt und öffnet.

Bei Anlagen mit Sicherheitsfunktion (z.B. Fernheizanschlüsse) ist dies die größte zulässige Druckdifferenz an einer Armatur, bei dem der gewählte Antrieb die Armatur im Störfall (z.B. Rohrleitungsbruch) noch sicher schließt.

3.12 Maximal-Differenzdruck Δp_{max}

Der größte zulässige Differenzdruck, bei welchem die Armatur noch sicher betrieben werden kann.

3.13 Differenzdruck Δp_{var}

Differenzdruck über die durchflussvariable Strecke je nach Stellung der betrachteten Regelarmatur.

Die durchflussvariable Strecke beginnt und endet an den Stellen konstanter Druckdifferenz (siehe Abschnitt 4.4 Anschlussarten).

3.14 Ventilautorität a , a_v

Die Ventilautorität a gibt das Verhältnis des Differenzdrucks Δp_v der Regelarmatur zum Gesamtdifferenzdruck Δp_{ges} bei Durchfluss in der entsprechenden Regelstellung an.

Die Formel zur Errechnung lautet:
$$a = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_{ges}} = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_{var}}$$

Die Ventilautorität a_v gibt das Verhältnis des Differenzdrucks Δp_{v100} der Regelarmatur zum Gesamtdifferenzdruck Δp_{ges} bei Nenndurchfluss an.

Die Formel zur Errechnung lautet:
$$a_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{ges}} = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v100} + \Delta p_{var}}$$

3.15 K_v -Wert (siehe DIN EN 60534-1)

Der Durchflusskoeffizient in m^3/h von Wasser bei 5 bis 40°C bei einem festgelegten Hub und einem Differenzdruck von 10^5 Pa (1 bar).

Die Gleichung zur Ermittlung lautet:
$$K_v = Q \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{Kv} \cdot \rho}{\Delta p \cdot \rho_w}}$$

Q	gemessener Durchfluss in m^3/h
Δp_{Kv}	statischer Druckverlust = 1×10^5 Pa
Δp	gemessener statischer Differenzdruck über die Armatur in 10^5 Pa
ρ	Dichte des Mediums in kg/m^3
ρ_w	Dichte von kaltem Wasser = 1000 kg/m^3

3.16 K_{v100} -Wert

K_v -Wert in m^3/h bei vollgeöffneter Armatur (Nennhub H_{100}).

3.17 K_{vs} -Wert

Für die Kennzeichnung von Ventiltypen (Bauserien) wird in den Herstellerunterlagen ein K_{vs} -Wert angegeben. Dieser entspricht dem K_v -Wert des Ventils beim Nennhub H_{100} . Vom K_{vs} -Wert darf der K_{v100} -Wert um maximal +/- 10 % abweichen.

3.18 K_{vr} -Wert

Der kleinste K_v -Wert, bei dem die Neigungstoleranz der Kennlinien nach Herstellerangaben noch eingehalten wird (siehe Bild 1).

3.19 K_{v0} -Wert

Theoretische Größe für die mathematische Beschreibung der Kennliniengrundform. Sie stellt den Schnittpunkt der theoretischen Grundkennlinie mit der Ordinate dar (siehe Bild 1).

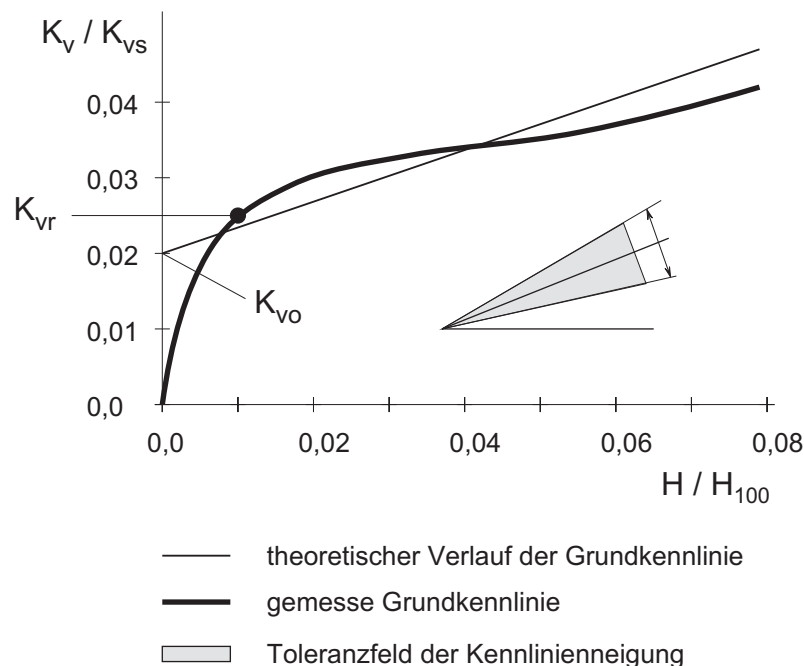


Bild 1: Darstellung des K_{v0} -Wertes und des K_{vr} -Wertes

3.20 Stellverhältnis S_v

Wichtige Kenngröße zur Beurteilung des regelbaren Bereiches eines Stellgliedes. Man unterscheidet zwischen theoretischem Stellverhältnis K_{vs}/K_{v0} und praktischem Stellverhältnis K_{vs}/K_{vr} .

3.21 Nennhub H_{100} (siehe DIN EN 60534-1)

Weg des Drosselkörpers, gemessen von der „Zu“-Stellung bis zur angegebenen „Auf“-Stellung.

Durch vom Hersteller eingesetzte Hubbegrenzungen ergeben sich u.U. neue Nennhübe, die dann auch angegeben werden.

3.22 Ventilkennlinie (siehe DIN EN 60534-1)

Beziehung zwischen dem relativen Durchflusskoeffizienten Φ (K_v/K_{vs}) und dem dazugehörigen relativen Hub h (H/H_{100}).

3.22.1 Kennlinien-Grundformen

Mathematische Beschreibung einer theoretischen Kennlinie. Üblich sind Kennlinien mit linearer oder gleichprozentiger Grundform.

3.22.1.1 Lineare Grundform (siehe DIN EN 60534-1)

Bei ihr ergeben gleiche relative Hubänderungen h (H/H_{100}) die gleichen Änderungen des relativen Durchflusskoeffizienten Φ (K_v/K_{vs}).

Berechnungsformel: $\Phi = \Phi_0 + m \cdot h$

Φ relativer Durchflusskoeffizient
 Φ_0 relativer Durchflusskoeffizient für $h = 0$

h relativer Hub = (H/H_{100})
m Neigung der Geraden

3.22.1.2 Gleichprozentige Grundform (siehe DIN EN 60534-1)

Bei ihr ergeben gleiche relative Hubänderungen h (H/H_{100}) gleiche prozentuale Änderungen des relativen Durchflusskoeffizienten Φ (K_v/K_{vs}).

Berechnungsformel: $\Phi = \Phi_0 \cdot e^{nh}$

Φ relativer Durchflusskoeffizient
 Φ_0 relativer Durchflusskoeffizient für $h = 0$
h relative Hub
n die Neigung der gleichprozentigen Kennlinie

wobei $n = \ln \left(\frac{1}{\Phi_0} \right)$ ist.

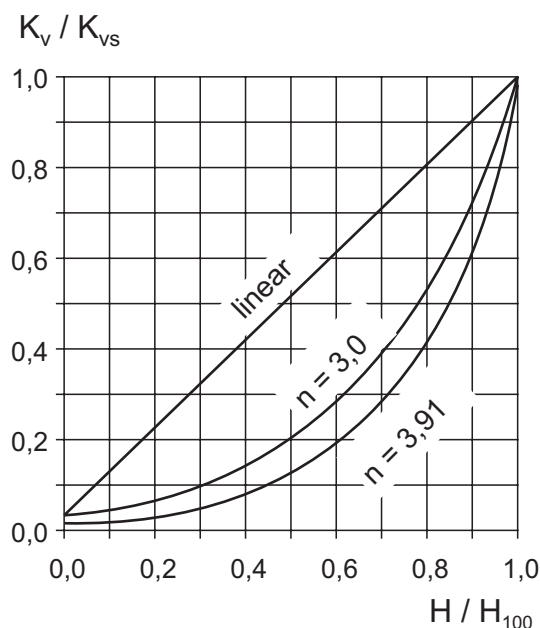


Bild 2: Lineare und gleichprozentige Kennliniengrundform

H Ventilhub
H₁₀₀ Nennhub (Ventil voll geöffnet)
K_v-Wert Durchflusskoeffizient
K_{vs}-Wert Durchflusskoeffizient beim Nennhub H₁₀₀
n Neigung der gleichprozentigen Kennlinie

3.22.2 Grundkennlinie

Tatsächlich erreichte Kennlinie unter Laborbedingungen. Sie ist die Beziehung zwischen dem relativen Durchflusskoeffizienten Φ (K_v/K_{vs}) und dem dazugehörigen relativen Hub h (H/H_{100}) bei konstantem Druckabfall.

3.22.3 Betriebskennlinien

Die Beziehung zwischen dem relativen Durchflusskoeffizienten Φ (K_v/K_{vs}) und dem dazugehörigen relativen Hub h (H/H_{100}) eines Regelventils im Betrieb (siehe Bild 3 und Bild 4). Sie weicht dann von der Grundkennlinie ab, wenn bei Betrieb der Differenzdruck über das Regelventil, abhängig von der Hubstellung, nicht konstant bleibt. Das Maß für die Abweichung ist die Ventilautorität a_v .

Die Betriebskennlinie von 2-Wege-Regelventilen kann durch die Änderung der Laufcharakteristik des Stellantriebs (herstellerspezifisch) von gleichprozentig auf linear umgestellt werden.

3.22.3.1 Betriebskennlinien von 2-Wege-Regelventilen (Durchgangsregelventilen)

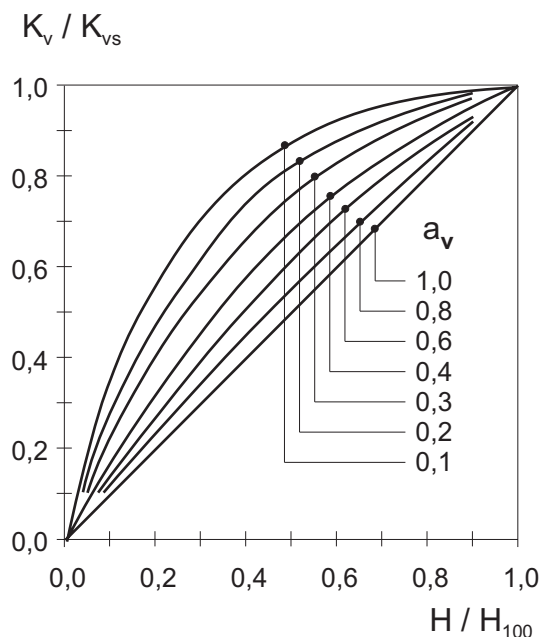


Bild 3: Betriebskennlinien bei einem Regelventil mit linearer Grundkennlinie

H	Ventilhub
H ₁₀₀	Nennhub (Ventil voll geöffnet)
K _v –Wert	Durchflusskoeffizient
K _{vs} –Wert	Durchflusskoeffizient beim Nennhub H ₁₀₀
a _v	Ventilautorität

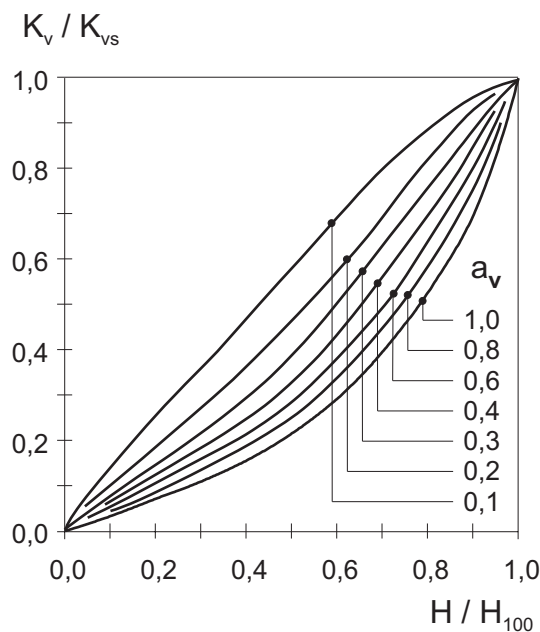


Bild 4: Betriebskennlinien bei einem Regelventil mit gleichprozentiger Grundkennlinie (herstellerspezifisch)

3.22.3.2 Betriebskennlinien von 3-Wege-Regelventilen im Mischbetrieb

3-Wege-Regelventile haben zwei Eingänge (A) und (B), sowie einen gemeinsamen Ausgang (AB). Es werden Ventile mit linear/linear und gleichprozentig/linear Kennlinien verwendet. Wichtig ist der Verlauf des Gesamtdurchflusses (AB) der über den gesamten Hubbereich möglichst konstant sein soll. Bei 3-Wege-Regelventilen mit gleichprozentiger Kennlinie im Durchgang (A) und linearer Kennlinie im Bypass (B) wird eine genügend gute Konstanz des Gesamtdurchflusses (AB) bei gleichzeitig optimierter Regelbarkeit im Schwachlastbereich erreicht.

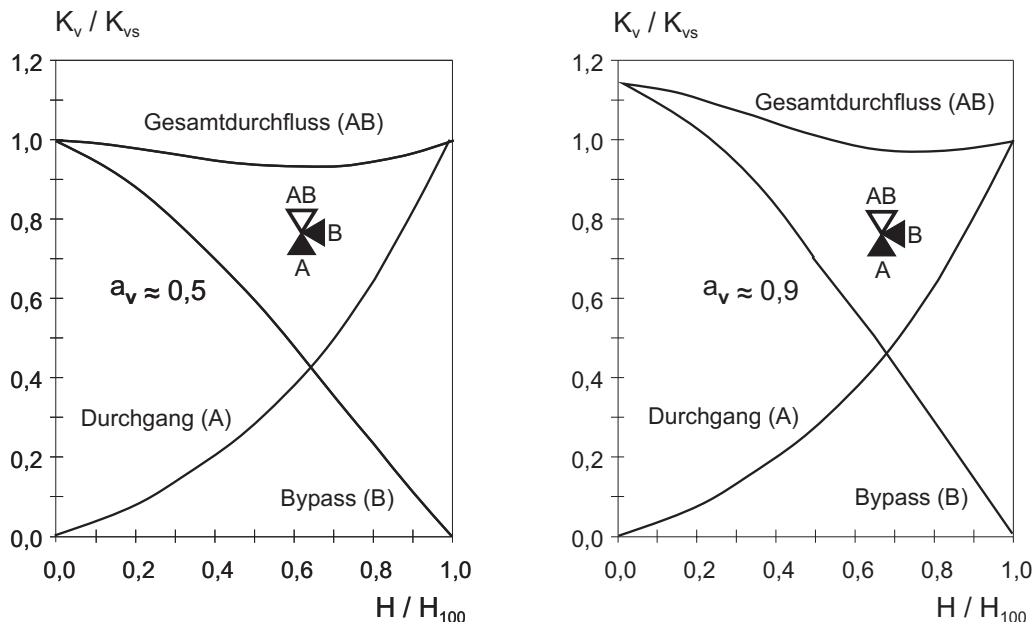


Bild 5: Betriebskennlinien von 3-Wege-Regelventilen (Mischbetrieb)

H	Ventilhub
H ₁₀₀	Nennhub (Ventil voll geöffnet)
K _v –Wert	Durchflusskoeffizient
K _{vs} –Wert	KV -Wert beim Nennhub H100
a _v	Ventilautorität (bezogen auf den Durchgang)

3.23 Sitz-Leckage (Leckdurchfluss)

Beschreibt den Durchfluss, welcher bei geschlossenem Ventil und vorgegebenen Prüfbedingungen (Medium, Antriebskraft, Druck bzw. Differenzdruck in Anlehnung an DIN EN 1349) durch das Ventil fließt. Der nominale Wert wird in % vom Nenndurchfluss bzw. dem K_{vs}-Wert angegeben.

3.24 2-Wege-Armaturen

Diese haben zwei Anschlüsse für eine Durchströmung und werden zur Durchflussänderung und/oder zur Absperrung des Durchflusses verwendet.

3.25 3-Wege-Armaturen

Diese haben drei Anschlüsse für zwei Strömungen und können sowohl zur Verteilung wie zur Mischung von Durchflüssen verwendet werden.

3.26 4-Wege-Armaturen

Diese arbeiten als Mischer mit konstanten Durchfluss bzw. verhältnismäßigen Teildurchflüssen.

3.27 Kavitation

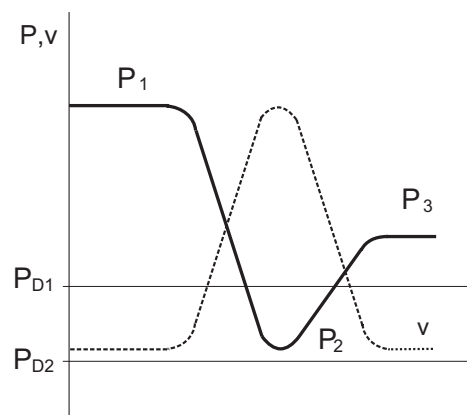
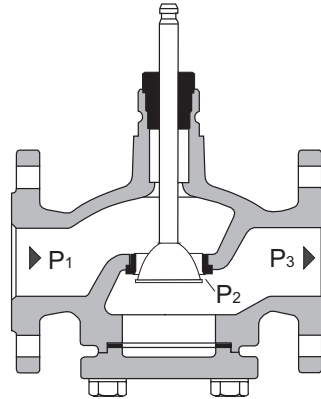
Entsteht in strömenden Flüssigkeiten, wenn infolge örtlicher Geschwindigkeitsänderungen der Siededruck unterschritten wird. Dies führt zur Bildung von Dampfblasen. Nach Überschreiten des Siededrucks implodieren dieselben zur Gehäusewand hin, wodurch punktförmige

Hohlräume entstehen. Hierdurch wird die Oberfläche des Werkstoffs an diesen Stellen ausgewaschen, so dass Lochfraß auftreten kann. Gleichzeitig führt Kavitation zu Geräuschentwicklung.

3.27.1 Kavitation in Regelarmaturen

Durch die hohen Mediumgeschwindigkeiten im engsten Querschnitt des Regelventils entsteht örtlich ein Minderdruck (P_2). Unterschreitet dieser den Siededruck des Mediums, so entstehen die Dampfblasen (siehe Bild 6).

Es ist möglich, durch Begrenzen der Druckdifferenz über dem Regelventil in Abhängigkeit von der Mediumtemperatur und des Vordrucks Kavitation zu vermeiden.



— Druckverlauf P

..... Geschwindigkeitsverlauf v

P_{D1} Dampfdruck bei hoher Temperatur
(mit Kavitation)

P_{D2} Dampfdruck bei niedriger Temperatur
(ohne Kavitation)

P_1 statischer Druck im Eintritt

P_2 statischer Druck im engsten Querschnitt

P_3 statischer Druck im Austritt

Bild 6: Druck-/Geschwindigkeitsverlauf im Regelventil

3.27.2 Kavitation in Pumpen

Beim Durchströmen der Pumpe verringert sich der saugseitig vorhandene Druck aufgrund der Geschwindigkeitsänderung des Fördermediums im Sauggehäuse und im Laufrad der Pumpe. Die kritische Stelle ist der Laufradeintritt. Wird der Druckabfall so hoch, dass der Dampfdruck der Flüssigkeit unterschritten wird, kommt es zur Dampfblasenbildung (

Bild 7).

Parallel zur Werkstoffzerstörung tritt mit zunehmender Kavitation eine Verringerung der Pumpenleistung ein, da ein Wasser-Gas-Gemisch (Dampfblasen) gefördert wird.

Zur Vermeidung von Kavitation und zum störungsfreien Betrieb muss im Saugstutzen der Pumpe ein Mindest-Zulaufdruck (statische Mindest-Zulaufdruckhöhe) gewährleistet sein.

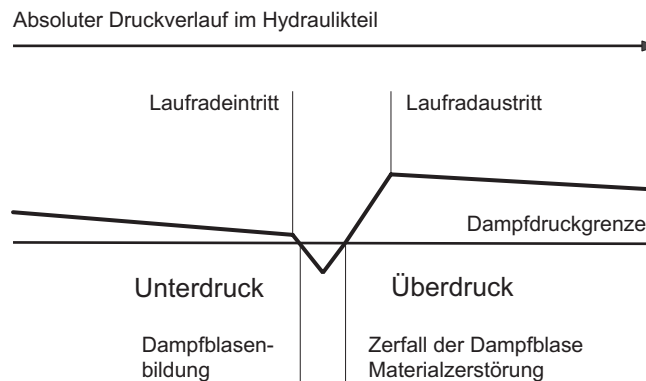


Bild 7 Absoluter Druckverlauf am Laufrad der Pumpe

3.28 Gesamtregelabweichung bei Proportionalreglern (Regler ohne Hilfsenergie)

Ein Proportionalregler ist die Kombination aus einem Regel-Element und einer Armatur. Die Gesamtregelabweichung eines Proportionalreglers (P-Regler) setzt sich aus verschiedenen Parametern (Proportionalbereich, Schließbereich, Hysterese) zusammen. Der Proportionalbereich (P-Bereich) ist innerhalb der Gesamtregel-Abweichung die maßgebliche Größe. Je größer der Ventilhub bzw. der K_v -Wert, desto größer der P-Bereich und um so schlechter die Regelgenauigkeit.

Um den P-Bereich möglichst klein und damit die Regelgenauigkeit hoch zu halten, darf ein P-Regler nicht im Bereich seines K_{vs} -Wertes bzw. seines Maximalventilhubes ausgelegt und betrieben werden. Die Höhe des P-Bereichs ist nach Anwendungsfall zu optimieren, evtl. nach Herstellerangaben festzulegen.

3.29 Auslegungs-Regeldifferenz (Proportionalbereich) bei Heizkörper-Thermostatventilen

Ein Heizkörper-Thermostatventil ist die Kombination aus einem thermostatischen Element (Thermostatkopf) und einer Armatur. Die Auslegungs-Regeldifferenz ist der Unterschied zwischen der Fühlertemperatur beim Nenndurchfluss und der Fühlertemperatur beim Öffnungspunkt der Armatur. Die Auslegungs-Regeldifferenz ist unter energetischen Anforderungen (siehe ENEC, DIN V 4701 -Teil10) nicht über 1 K oder nicht über 2 K auszulegen (siehe Bild 8). Bei einer kleineren Auslegungs-Regeldifferenz kann mit einer geringeren Aufwandszahl beim Energiebedarfsausweis für das Gebäude gerechnet werden.

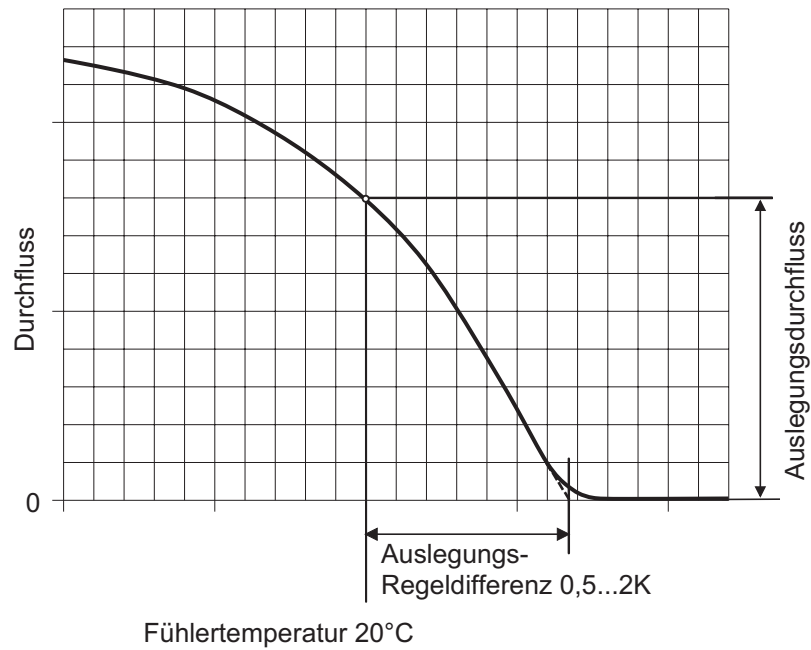


Bild 8: Auslegungs-Regeldifferenz bei Heizkörper-Thermostatventilen

3.30 Maximale zulässige Strömungsgeschwindigkeit in Rohrleitungen

Die Strömungsgeschwindigkeit bei der

- kein unzulässiges Geräuschverhalten im Einsatzbereich entsteht,
- keine werkstoffabhängige Erosion auftritt.

Die Herstellerangaben sind zu beachten.
Im Trinkwasserbereich gilt die DIN 1988.

4 Hydraulische Netze und Grundschaltungen

4.1 Einfach-Netze

Ein Strömungskreis oder mehrere parallele Strömungskreise mit Verteiler und Sammler (siehe Bild 9).

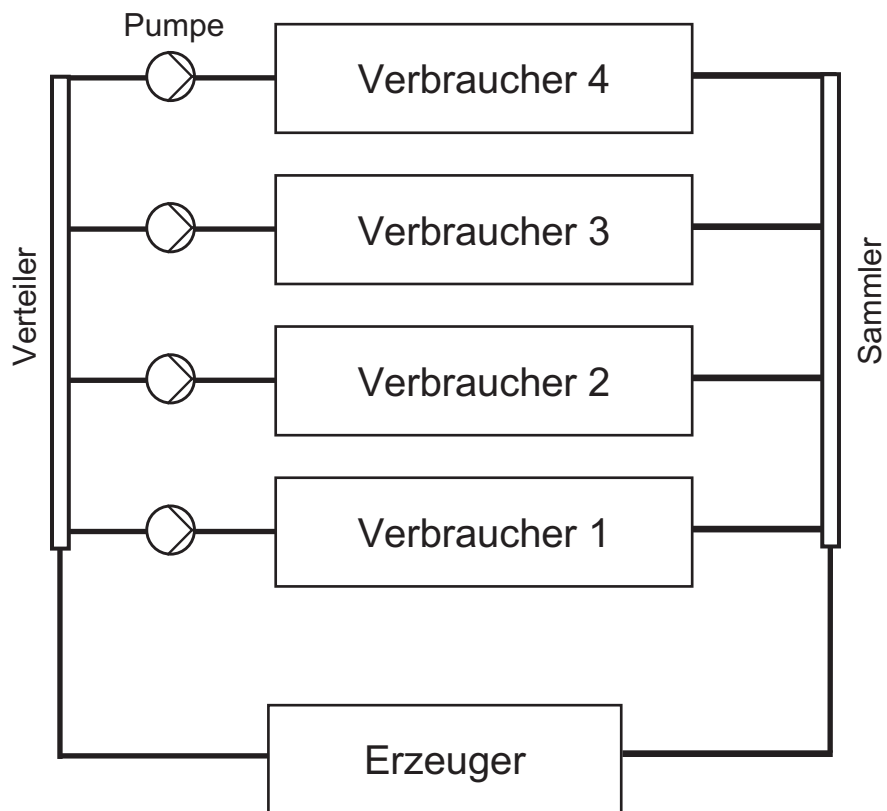


Bild 9: Prinzipieller Aufbau eines Einfachnetzes

4.2 Mehrfach-Netze

Ein Mehrfachnetz besteht aus hintereinander geschalteten Strömungskreisen (siehe Bild 10).

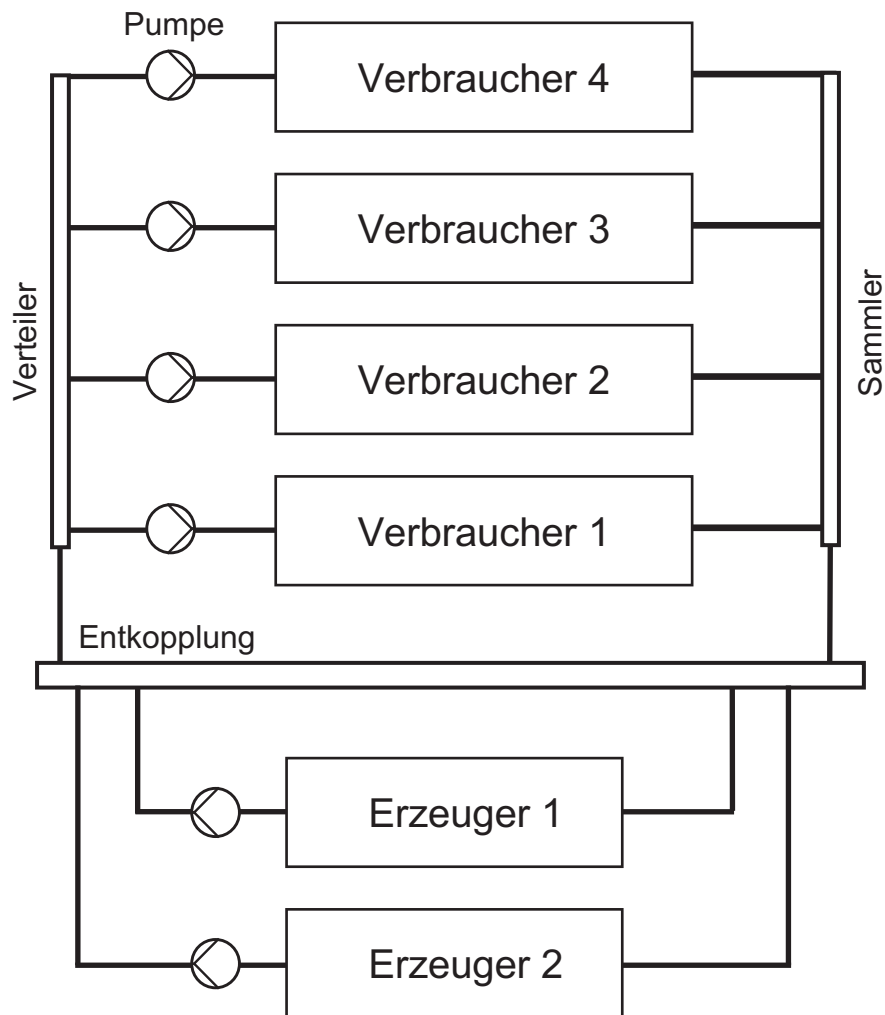


Bild 10: Prinzipieller Aufbau eines Mehrfachnetzes

4.3 Entkopplung

Bei der Entkopplung ist die Schnittstelle (z.B. hydraulische Weiche, Wärmeübertrager, Bypass, differenzdruckarmer Verteiler) zwischen zwei hintereinander geschalteten Strömungskreisen so gestaltet, dass eine vernachlässigbare Druckdifferenz ansteht. Eine hydraulische Entkopplung wird in einem Mehrfachnetz empfohlen.

4.4 Anschlussarten und Grundschaltungen

Als Anschluss wird die hydraulische Verbindung von Erzeugern mit Verbrauchern bezeichnet. Es wird in differenzdrucklose und differenzdruckbehaftete Anschlüsse unterschieden.

Hinweis: Die für die Dimensionierung des Regelventils maßgebliche durchflussvariable Strecke ist in den Bildern der nachstehenden Grundschaltungen "**grau**" dargestellt.

4.4.1 Differenzdruckloser / differenzdruckarmer Anschluss

Am differenzdrucklosen oder differenzdruckarmen Anschluss wird den Verbraucherströmungskreisen keine treibende Druckdifferenz zur Verfügung gestellt. Der Verbraucherkreis muss mit einer Pumpe ausgestattet sein. Die Varianten dürfen ausschließlich mit einer Beimischschaltung verwendet werden.

4.4.1.1 Beimischschaltung (Variante 1)

Falls weder Erzeugerpumpe noch hydraulische Entkopplung vorgesehen sind, müssen die Verbraucherpumpen auch den Druckverlust des Erzeugers übernehmen (siehe Bild 11)

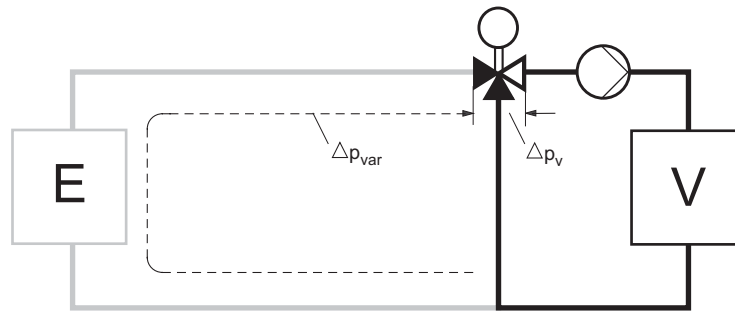


Bild 11: Beimischschaltung (Variante 1)

E	Erzeuger
V	Verbraucher
Δp_v	Druckverlust des Regelventils
Δp_{var}	Druckverlust der durchflussvariablen Strecke

Typische Anwendung:

Heizungsanlagen mit Versorgung durch Brennwertkessel oder andere Wärmeerzeuger ohne untere Rücklauf Temperaturbegrenzung.

4.4.1.2 Beimischschaltung mit Festbeimischung (Variante 2)

Wenn die Verbrauchertemperatur bei Nennleistung deutlich niedriger als die Erzeugertemperatur sein soll, wird zwischen Dreiwegventil und Pumpe ein gedrosselter Bypass zwischen Vor- und Rücklauf angeordnet (siehe Bild 12).

Besondere Hinweise: Der Widerstand in der Festbeimischstrecke muss dem Widerstand des Mischers bei Solldurchfluss entsprechen.

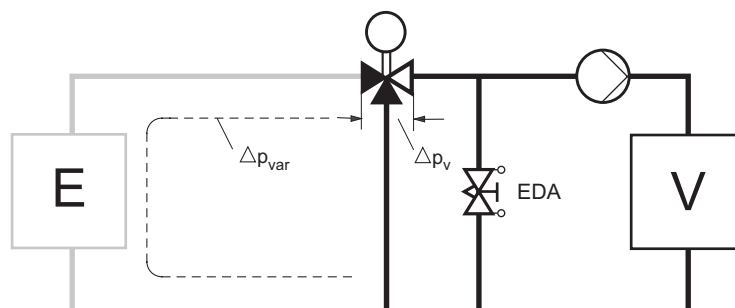


Bild 12: Beimischschaltung mit Festbeimischung (Variante 2)

E	Erzeuger
V	Verbraucher
Δp_v	Druckverlust des Regelventils
Δp_{var}	Druckverlusts der durchflussvariablen Strecke
EDA	Einstell-/ Drossel-Armatur

Typische Anwendung: Fußbodenheizung

4.4.1.3 Kombination aus Variante 1 und Variante 2

Einfachnetz mit parallelen Strömungskreisen (siehe Bild 13).

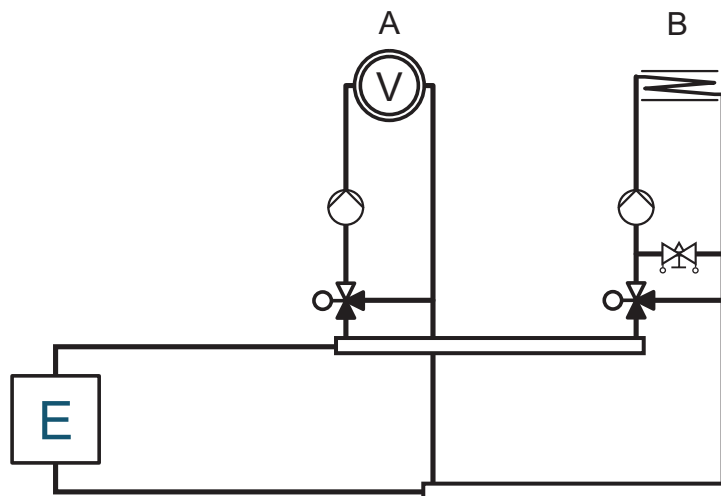


Bild 13: Kombination aus Variante 1 und Variante 2

- | | |
|---|--|
| A | Heizgruppe, Beimischschaltung |
| B | Fußbodenheizung, Beimischschaltung mit Festbeimischung |

4.4.1.4 Beimischschaltung mit Entkopplung (Variante 3)

Der Strömungskreis des Erzeugers ist mit einer Pumpe ausgerüstet, die bis zu einer hydraulischen Entkopplung (oder differenzdruckarmen Verteiler/Sammler) fördert (siehe Bild 14).

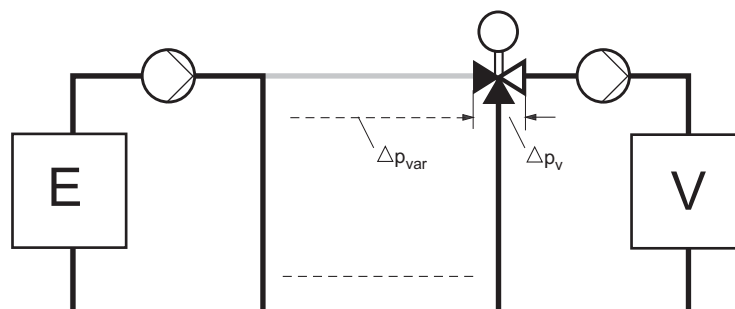


Bild 14: Beimischschaltung mit Entkopplung (Variante 3)

- | | |
|------------------|--|
| E | Erzeuger |
| V | Verbraucher |
| Δp_v | Druckverlust des Regelventils |
| Δp_{var} | Druckverlust der durchflussvariablen Strecke |

Anwendung:

Heizungsanlagen mit Versorgung durch Standard- oder Niedertemperatur-Kessel.
Sämtliche Wärmeverbraucher in Unterverteilungen mit hydraulischer Entkopplung.

Hinweis:

Bei Auslegung nach der durchflussvariablen Strecke ist die Nennweite des Regelventils bei üblicher Fließgeschwindigkeit größer als die Rohrnennweite. Für das Ventil wird deshalb ein Druckabfall von ca. 3 kPa zugrunde gelegt.

4.4.1.5 Beimischschaltung mit Entkopplung und fester Beimischung (Variante 4)

Der Strömungskreis des Erzeugers ist mit einer Pumpe ausgerüstet, die bis zu einer hydraulischen Entkopplung (oder differenzdruckarmen Verteiler/Sammler) fördert (siehe Bild 15).

Wenn die Verbrauchertemperatur bei Nennleistung deutlich niedriger als die Erzeuger

temperatur sein soll, wird zwischen Dreiwegventil und Pumpe ein gedrosselter Bypass zwischen Vor- und Rücklauf angeordnet.

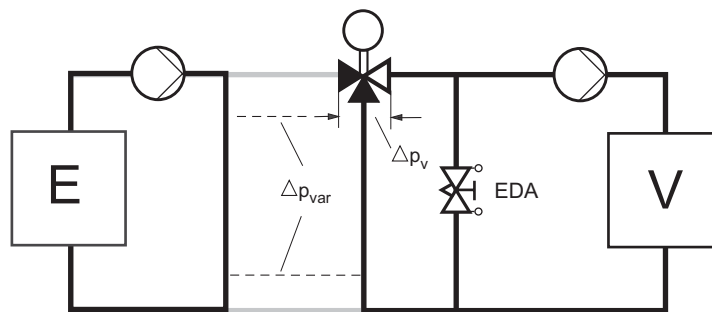


Bild 15: Beimischschaltung mit Entkopplung und fester Beimischung (Variante 4)

E	Erzeuger
V	Verbraucher
Δp_v	Druckverlust des Regelventils
Δp_{var}	Druckverlust der durchflussvariablen Strecke
EDA	Einstell-/ Drossel-Armatur

Anwendung:

Heizungsanlagen mit Versorgung durch Standard- oder Niedertemperatur-Kessel.
Sämtliche Wärmeverbraucher in Unterverkettungen mit hydraulischer Entkopplung.

Hinweise:

Bei Auslegung nach der durchflussvariablen Strecke ist die Nennweite des Regelventils bei üblicher Fließgeschwindigkeit größer als die Rohrnennweite. Für das Ventil wird deshalb ein Druckabfall von ca. 3 kPa zugrunde gelegt.

Der Widerstand in der Festbeimischstrecke muss dem Widerstand des Mischers bei Soll-durchfluss entsprechen.

4.4.1.6 Kombination aus Variante 3 und Variante 4

Einfachnetz mit parallelen Strömungskreisen (siehe Bild 16).

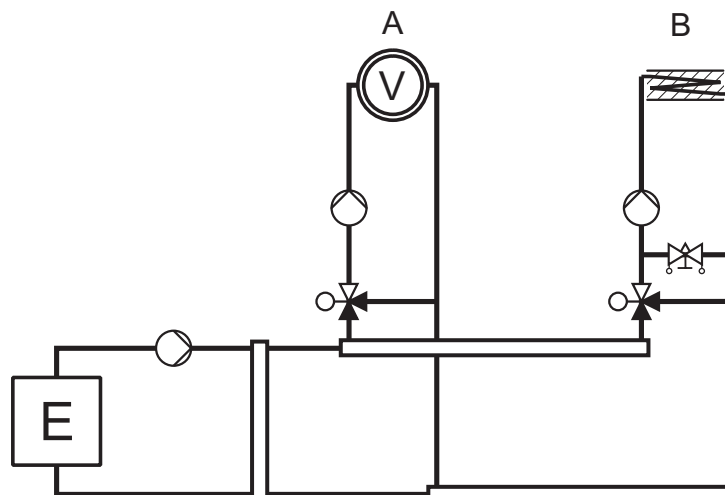


Bild 16: Kombination aus Variante 3 und Variante 4

A	Heizgruppe, Beimischschaltung
B	Fußbodenheizung, Beimischschaltung mit Festbeimischung

4.4.2 Differenzdruckbehalteter Anschluss

Beim differenzdruckbehalteten Anschluss werden den Verbraucher-Strömungskreisen eine treibende Druckdifferenz (Pumpe im Erzeuger-Strömungskreis) zur Verfügung gestellt. Es können sämtliche Anschlussarten mit Ausnahme der Beimischschaltung verwendet werden.

Wenn das Vorlaufwasser im Teillastbereich nicht in den Rücklauf strömen darf, muss die Drosselschaltung oder die Einspritzschaltung mit Durchgangsventil gewählt werden.

4.4.2.1 Anschlüsse mit 3-Wege-Regelventilen am differenzdruck-behafteten Anschluss

4.4.2.1.1 Umlenkschaltung mit differenzdruckbehaftetem Anschluss

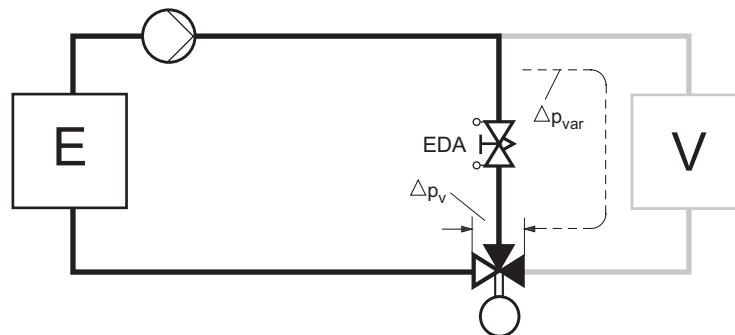


Bild 17: Umlenkschaltung

E	Erzeuger
V	Verbraucher
Δp_v	Druckverlust des Regelventils
Δp_{var}	Druckverlust der durchflussvariablen Strecke
EDA	Einstell-/ Drossel-Armatur

Anwendung:

Luftkühler (kondensierend) mit Versorgung durch Kältemaschinen, die einen konstanten Durchfluss erfordern.

Luftnacherhitzer mit Versorgung durch eine Zubringerpumpe.

4.4.2.1.2 Einspritzschaltung mit differenzdruckbehaftetem Anschluss

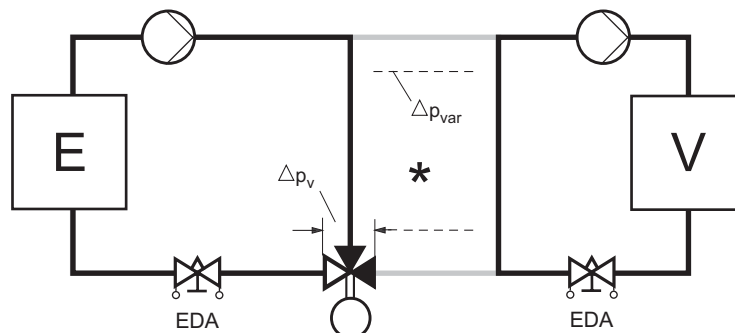


Bild 18: Einspritzschaltung mit differenzdruckbehaftetem Anschluss

E	Erzeuger
V	Verbraucher
Δp_v	Druckverlust des Regelventils
Δp_{var}	Druckverlust der durchflussvariablen Strecke
EDA	Einstell-/ Drossel-Armatur

Anwendung:

Außenluftbeaufschlagte Luffterhitzer mit Versorgung durch eine Zubringerpumpe.

Luftkühler (im Teillastbereich nicht kondensierend) mit Versorgung durch Kältemaschinen, die einen konstanten Durchfluss erfordern.

Hinweise: Der Abstand zwischen beiden Bypassleitungen (siehe * in Bild 18) muss mindestens 10 x Rohrdurchmesser, mindestens aber 0,5 m betragen.

Für die Dimensionierung des Regelventils sollte ein Druckabfall von mindestens 3 kPa vorgesehen werden.

4.4.2.1.3 Kombination aus Umlenk- und Einspritzschaltung

Einfachnetz mit parallelen Strömungskreisen (siehe Bild 19)

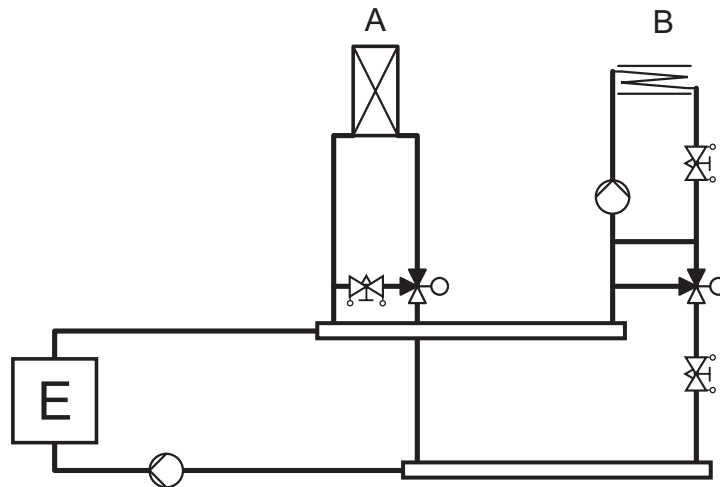


Bild 19: Kombination aus Umlenk- und Einspritzschaltung

- | | |
|---|----------------------------------|
| A | Luftkühler mit Umlenkschaltung |
| B | Kühldecke mit Einspritzschaltung |

Hinweis:

Werden Einspritzschaltungen gemeinsam mit Umlenkschaltungen eingesetzt ist für die Dimensionierung des Einspritzventils die Anschlussdruckdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf am Ventil zugrunde zu legen.

4.4.2.2 Anschlüsse mit 2-Wege-Regelventilen am differenzdruckbehafteten Anschluss

4.4.2.2.1 Drosselschaltung

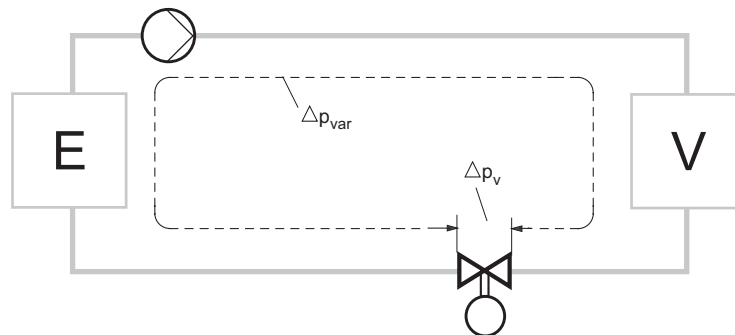


Bild 20: Drosselschaltung mit regelbarer Pumpe

- | | |
|------------------|---|
| E | Erzeuger |
| V | Verbraucher |
| Δp_v | Druckverlust des Regelventils |
| Δp_{var} | Druckverlusts der durchflussvariablen Strecke |

Anwendung:

Verbraucher, deren Leistung mit der Veränderung des Durchflusses eingestellt wird z.B. Trinkwassererwärmer (TWE).

4.4.2.2.2 Einspritzschaltung mit 2-Wege-Regelventile

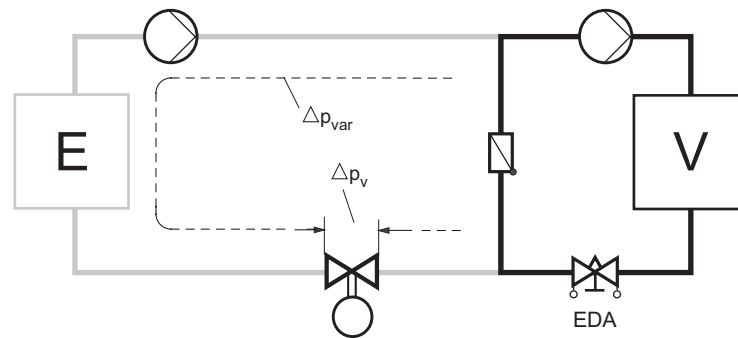


Bild 21: Einspritzschaltung mit 2-Wege-Regelventil mit regelbarer Pumpe

E	Erzeuger
V	Verbraucher
Δp_v	Druckverlust des Regelventils
Δp_{var}	Druckverlusts der durchflussvariablen Strecke
EDA	Einstell-/ Drossel-Armatur

Anwendung:

Verbraucher, die mit variabler Temperatur versorgt werden müssen, z.B. Heizungsanlagen und außenluftbeaufschlagte Luftherhitzer.

Versorgung durch Fernheizung oder Brennwertkessel mit der Forderung nach tiefen Rücklauftemperaturen.

Hinweise:

Falls bei geöffnetem Regelventil keine Kurzschlussströmung von Primärvorlauf zu Primärrücklauf erfolgen darf, wird der Einbau eines Rückflussverhinderers in der Bypassleitung empfohlen.

Über eine Differenzdruck-Erfassung am Schlechtpunkt sollte die Primärpumpe geregelt werden.

4.4.2.2.3 Kombination aus Drosselschaltung und Einspritzschaltung

Einfachnetz mit parallelen Strömungskreisen (siehe Bild 22).

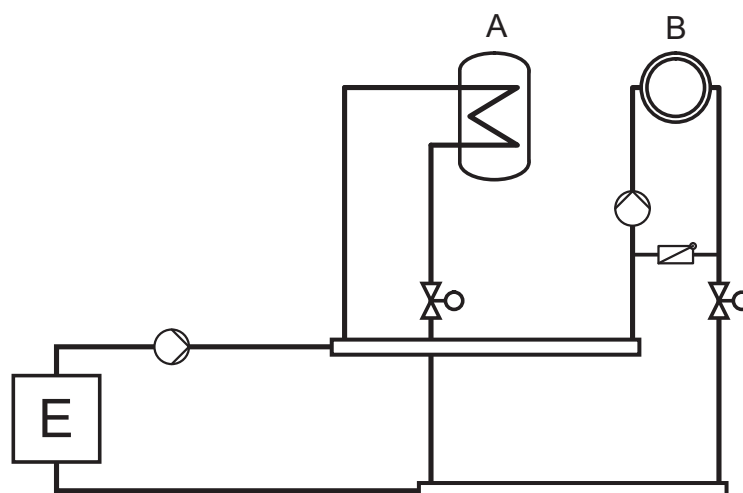


Bild 22: Kombination aus Drosselschaltung und Einspritzschaltung

A	TWE mit Drosselschaltung
B	Heizgruppe mit Einspritzschaltung

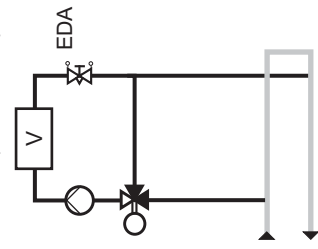
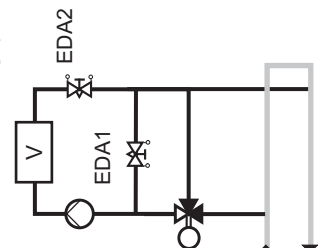
4.4.3 Matrix zur Auswahl und Dimensionierung der Anschlussarten (Hydraulische Grundsaltungen) für die verschiedenen Verbraucher

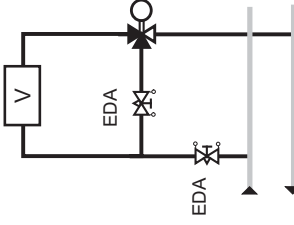
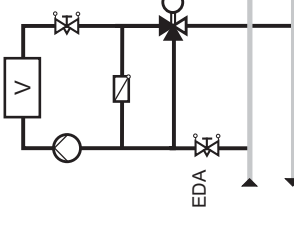
Für die Dimensionierung ist der Druckabfall der Regelarmatur zu definieren:

Der Druckabfall Δp_v der geöffneten Regelarmatur muss bei Nenn-Durchfluss mindestens so groß sein wie der Druckabfall der durchflussvariablen Strecke Δp_{var} .

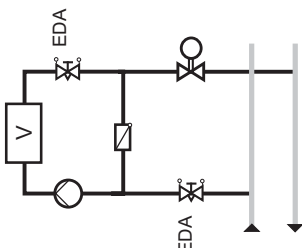
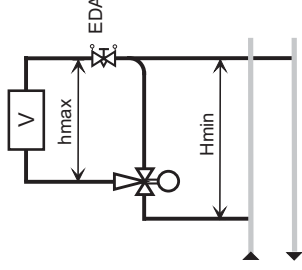
Bei der durchflussvariablen Strecke ist der Durchfluss je nach Ventilstellung unterschiedlich.

4.4.3.1 Differenzdruckloser Anschluss

<p>Differenzdruckloser Anschluss (Drucklose Verteiler mit und ohne Zubringerpumpe)</p>	<p>4.4.3.1.1 Beimischschaltung (Variante 1)</p> 	<p>4.4.3.1.2 Beimischschaltung mit Festbeimischung (Variante 2)</p> 	<p>Daten für die Auslegung einer Beimischschaltung: $Q = 20 \text{ kW}$ $t_{\text{Vorlauf}} = 80^\circ\text{C}$ $t_{\text{Rücklauf}} = 60^\circ\text{C}$ Beimischschaltung mit Festbeimischung: $t_{\text{Rücklauf sek}} = 40^\circ\text{C}$ $t_{\text{Vorlauf sek}} = 50^\circ\text{C}$ $\Delta p \text{ Regelventil} > 3 \text{ kPa}$ (für beide)</p>
<p>Einsatz der Schaltung</p>	<p>Heizkörpersysteme Luftheizregister</p>	<p>Fußbodenheizungen, Niedertemperatursystemen mit hohen Primär-Vorlauftemperaturen</p>	<p>Beimischschaltung: $Q = m \cdot c \cdot \Delta T$ $m = 20 / 1.163 \cdot 20 = 0,86 \text{ m}^3/\text{h}$ $kV_{\text{theor.}} = m/170 = 860/170 = 5,06$ Auswahl Regelventil : $k_{vs} = 4,0$ $\Delta p \text{ Regelventil} =$ $(m^2/kv^2) \cdot 100 \text{ in kPa} =$ $(0,86^2/4^2) \cdot 100 = 4,62 \text{ kPa}$</p>
<p>Wassermengen-Verteilung</p>	<p>Primär: Variabel Sekundär: Konstant</p>	<p>Primär: Variabel Sekundär: Konstant</p>	<p>Beimischschaltung: $Q = m \cdot c \cdot \Delta T$ $m = 20 / 1.163 \cdot 20 = 0,86 \text{ m}^3/\text{h}$ $kV_{\text{theor.}} = m/170 = 860/170 = 5,06$ Auswahl Regelventil : $k_{vs} = 4,0$ $\Delta p \text{ Regelventil} =$ $(m^2/kv^2) \cdot 100 \text{ in kPa} =$ $(0,86^2/4^2) \cdot 100 = 4,62 \text{ kPa}$</p>
<p>Vorteil der Schaltung</p>	<p>Beim Einsatz auf druckarmen oder -freien Verteilern ist die Autorität des Regelventils (bei Auslegung 3 kPa) fast 1. Gute Regelfähigkeit</p>	<p>Nur bedingt einsetzbar bei gleitender VL-Temperatur primärseitig</p>	<p>Beimischschaltung mit Festbeimischung: $m = 20 / 40 \cdot 1.163 = 1,72 \text{ m}^3/\text{h}$ $kV_{\text{theor.}} = 1720/170 = 10,11$ Auswahl Regelventil : $k_{vs} = 10,0$ $\Delta p \text{ Regelventil} =$ $(1,72^2/10^2) \cdot 100 = 2,95 \text{ kPa}$</p>
<p>System-Vorraussetzung</p>	<p>Temperatur primär und sekundär muss annähernd gleich sein. Beim Einsatz auf druckbehalteten Verteilern muss vor dem Regelventil ein Bypass eingebaut werden, um den Differenzdruck abzubauen. Über eine Einstell-/Drosselarmatur im Primärücklauf wird die Sekundärwassermenge eingestellt.</p>	<p>Bei voll geöffnetem Mischventil wird die Kreiswassermenge durch die Einstell-/Drosselarmatur nach Berechnung eingestellt und ggf. gemessen. Die Pumpe wird auf die erforderliche Kennlinie eingestellt.</p>	<p>Beimischschaltung mit Festbeimischung: $m = 20 / 40 \cdot 1.163 = 1,72 \text{ m}^3/\text{h}$ $kV_{\text{theor.}} = 1720/170 = 10,11$ Auswahl Regelventil : $k_{vs} = 10,0$ $\Delta p \text{ Regelventil} =$ $(1,72^2/10^2) \cdot 100 = 2,95 \text{ kPa}$</p>
<p>Hydraulische Einregulierung</p>	<p>Bei voll geöffnetem Mischventil wird die Kreiswassermenge durch die Einstell-/Drosselarmatur nach Berechnung eingestellt und ggf. gemessen. Die Pumpe wird auf die erforderliche Kennlinie eingestellt.</p>	<p>Mischventil u. Einstell-/Drosselarmatur (EDA1) im Bypass voll öffnen. Mit Hilfe des EDA2 die Sekundärwassermenge einstellen. Die Wassermenge ($V_{\text{sekundär}} - V_{\text{primär}}$) im Bypass (EDA1) einstellen.</p>	<p>Beimischschaltung mit Festbeimischung: $m = 20 / 40 \cdot 1.163 = 1,72 \text{ m}^3/\text{h}$ $kV_{\text{theor.}} = 1720/170 = 10,11$ Auswahl Regelventil : $k_{vs} = 10,0$ $\Delta p \text{ Regelventil} =$ $(1,72^2/10^2) \cdot 100 = 2,95 \text{ kPa}$</p>

Differenzdruck-behafteter Anschluss (Druckbehaftete Verteiler mit und ohne Zubringer-Pumpe)	4.4.3.2.1 Umlenkschaltung 	4.4.3.2.2 Einspritzschaltung mit 3-Wege-Regelventil 
Einsatz der Schaltung	Luftheizregister, Kühlregister, Kühldecken, Zonenregelung	Heizkörpersysteme, Fußbodenheizung, Luft- und Vorheizregister, Niedertemperaturheizung
Wassermengen-Verteilung	Primär: Konstant Sekundär: Variabel Temperatur beim Verbraucher variabel	Primär: Konstant Sekundär: Konstant Temperatur beim Verbraucher variabel
Vorteil der Schaltung	Primär konstanter Durchfluss, keine Drehzahlregelung der Pumpe notwendig. Autorität des Regelventils nur von der Last abhängig.	Keine Totzeit beim Verbraucher. Autorität fast 1, da kaum Widerstand in der variablen Strecke. Unterschiedliche Primär- und Sekundärtemperaturen möglich.
System-Voraussetzung	Die Durchflüsse für den Bypass und für den Verbraucherkreis müssen korrekt eingestellt werden, um eine optimale Regelfunktion zu erhalten. Der Widerstand im Bypass muss gleich dem des Verbrauchers sein.	Zur Dimensionierung des Regelventils muss der anstehende Diff.-Druck bekannt sein (min. 3kPa). Nicht einsetzbar bei Anlagen mit Forderung nach niedriger RL-Temperatur, da eine permanente RL-Anhebung stattfindet.
Hydraulische Einregulierung	Das Regelventil auf Durchgang stellen (A/AB). Den gewünschten Durchfluss über das Regelventil im VL einstellen. Überprüfung durch Messung: Ist der Durchfluss erreicht, Regelventil auf internen Kreis (B/AB) umstellen. Über das Ventil im Bypass Widerstand des Verbrauchers einstellen. Der entsprechende Durchfluss kann über das Summenventil im VL gemessen werden.	Primär- und Sekundärpumpe in Betrieb nehmen. Tor A/AB am Regelventil schließen. Bypass des Regelventils ist geöffnet. Durch Messung des Durchflusses über das Regelventil im Sekundär-Kreislauf die Sekundärpumpe auf den gewünschten Betriebspunkt einstellen. Regelventil auf Durchgang stellen (öffnen A/AB) und durch Messung gewünschten Durchfluss des Primärkreises über das Regelventil einstellen - oder wenn möglich Betriebspunkt der Primär- Pumpe einstellen.

Differenzdruckbehalteter Anschluss (Forts.)

<p>Differenzdruck-behafteter Anschluss (Druckbehaltete Verteiler mit und ohne Zubringer-Pumpe)</p>	<p>4.4.3.2.3 Einspritzschaltung mit 2-Wege-Regelventil</p> 	<p>4.4.3.2.4 Mischregelung mit 3-Wege-Strahlpumpe</p> 
<p>Einsatz der Schaltung</p>	<p>Heizkörpersysteme, Luftheizregister, Fußbodenheizung, Brennwerttechnik, Fernheizung</p>	<p>Heizungs-, Lüftungs- Klima- Anwendungen Brennwerttechnik, Niederterperaturheizung Fernheizung, Industrie- Anwendungen</p>
<p>Wassermengen-Verteilung</p>	<p>Primär: Variabel Sekundär: Konstant Temperatur beim Verbraucher variabel</p>	<p>variabel</p>
<p>Vorteil der Schaltung</p>	<p>Keine RL T-Anhebung. Unterschiedliche Primär- und Sekundärtemperaturen möglich.</p>	<p>hohe Ventil- Autorität, keine Umwälzpumpe im Verbraucherkreis, geringe Betriebskosten, höhere Verfügbarkeit der Anlagen</p>
<p>System-Voraussetzung</p>	<p>Zur Dimensionierung des Regelventils muss der anstehende Diff.-Druck bekannt sein. Bei Vorheizregistern besteht bei langer Primär-Rohrleitung Einfriergefahr.</p>	<p>Druckverhältnis π und Beimischfaktor u beachten z.B. bei $u=0,1$ $H_{min} \sim 2 \times h_{max}$</p>
<p>Hydraulische Einregulierung</p>	<p>Schließen des Regelventils. Einstellen des Sekundär-Durchflusses über die Sekundär- Pumpe. Messung des Sekundär-Durchflusses und Pumpe im Sekundär-Kreislauf auf Betriebs-Punkt einstellen (wenn diese regelbar). Ist die Pumpe nicht regelbar, wird der Durchfluss über das Regelventil im Sekundär-Kreis gemessen und eingestellt. Danach Regelventil öffnen und den Durchfluss im Primär-Kreis einstellen. (Messung des Durchflusses über Regelventil im Primär-Kreis)</p>	<p>alle Verbraucher öffnen und Durchfluss am Regelventil bei geöffneter Strahlpumpe einstellen.</p>

5 Komponenten

Spezifische technische Daten, Einsatzbereich und Einsatzgrenzen der Komponenten sind den Herstellerunterlagen zu entnehmen (z.B. Medienbeständigkeit, Temperaturbeständigkeit, Druckstufe (PN), Konditionierungsmittel).

Der maximale Schallpegel ist dem Einsatzbereich entsprechend zu beachten.

Bauartspezifische Besonderheiten sind in den nachfolgenden Abschnitten der Komponenten beschrieben.

5.1 Armaturen

Elemente in Strömungskreisen zum Absperrn, Drosseln oder Umleiten von Wasserströmen. Armaturen, die Anlagenteile absperren, sind dicht schließend auszuführen, um Energieverluste zu minimieren.

5.1.1 Absperr-Armaturen

5.1.1.1 Klappe

Absperrarmatur, bei der eine drehbare Scheibe den Medienstrom trennt oder drosselt. Absperrklappen werden als raumsparende, druckverlustarme Armatur eingesetzt. Zur Handbetätigung kommen Hebel und bei großen Nennweiten Getriebe mit Handrädern zum Einsatz; für ferngesteuerte Betätigungen Antriebe mit Fremdenergie.

Bei Klappen mit Hebelantrieb zum Drosseln sollten zur Stellungsfixierung mindestens 6 Zwischenstellungen arretierbar sein.

Der max. zulässige Differenzdruck ist vom Hersteller anzugeben.

5.1.1.2 Schieber

Absperrarmatur, bei der eine Metallplatte (Keil) den Medienstrom trennt.

Man unterscheidet drei Gruppen von Schiebern, wobei die Form des Keils den Namen bestimmt :

- Keil – Flach Schieber
- Keil – Rund Schieber
- Keil – Oval Schieber

In der Haustechnik finden fast ausschließlich Keil – Flach Schieber Verwendung; hierbei handelt es sich um eine metallisch dichtende Armatur.

5.1.1.3 Absperrventil

Bei dieser Armatur wird die Absperrfunktion durch die Bewegung eines Kegels oder Tellers im Abschlussbereich in Strömungsrichtung erreicht. Sie ist bestimmt zum Einsatz in den Stellungen „offen“ und „geschlossen“. Die Betätigung erfolgt mittels Handrad, Getriebe oder durch Antriebe mit Fremdenergie.

Zusätzlich zur Druckstufe sind die max. zulässigen Differenzdrücke für die Betätigung vom Hersteller anzugeben.

Hinweis:

Bei höherem Differenzdruck sind geeignete Maßnahmen zu treffen; z.B. Druckentlastungskegel oder Bypassleitungen. Die Saugwirkung von Umwälzpumpen kann die Funktion der Druckentlastung unwirksam machen. In diesem Fall sind die Pumpen während der Ventilbetätigung außer Betrieb zu setzen. Besonderheiten der Pumpenausführung sind zu berücksichtigen.

5.1.1.4 Hahn (Kugelhahn / Kegelhahn)

Die Absperrfunktion wird durch die Drehbewegung einer durchbohrten Kugel (Kugelhahn) bzw. eines durchbohrten Kegels (Kegelhahn) erreicht. Die Betätigung erfolgt mittels Hebel, Getriebe mit Handrad oder durch Antriebe mit Fremdenergie.

5.1.2 Einstell-/ Drossel-Armaturen

5.1.2.1 Rücklaufverschraubung

Lösbare Verbindung zwischen der Rohrleitung und dem Rücklaufanschluss des Verbrauchers mit Zusatzfunktionen wie z.B. Absperrung, Entleerung, Regulierung. Sie dienen der rationellen Montage bzw. Demontage des Verbrauchers.

5.1.2.2 Strangreguliertventil

Dient der Begrenzung des maximalen Durchflusses bei konstantem Differenzdruck im Strömungskreis durch Einstellung des hydraulischen Widerstandes. Die Einstellung muss reproduzierbar, fixierbar und über eine Anzeigevorrichtung erkennbar sein. Es muss eine Einrichtung zur Messung des Durchflusses vorhanden sein (z.B. Messstutzen).

5.1.3 Regel-Armaturen

Sie bilden zusammen mit dem Stellantrieb (Weggeber) das Stellglied in einem Regelkreis. Der Regler wirkt auf das Stellglied, das entweder durch Veränderung des Durchflusses die Regelgröße oder durch Mischung zweier Ströme unterschiedlicher Temperatur die Leistung der Verbraucher beeinflusst.

Das Zusammenwirken von Regel-Armatur-Kennlinie und Anlagen-Kennlinie ergibt die Regelkennlinie des Strömungskreises (siehe Bild 23).

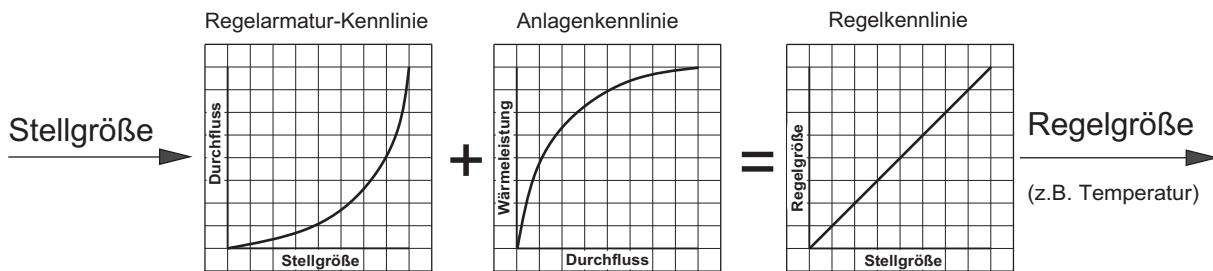


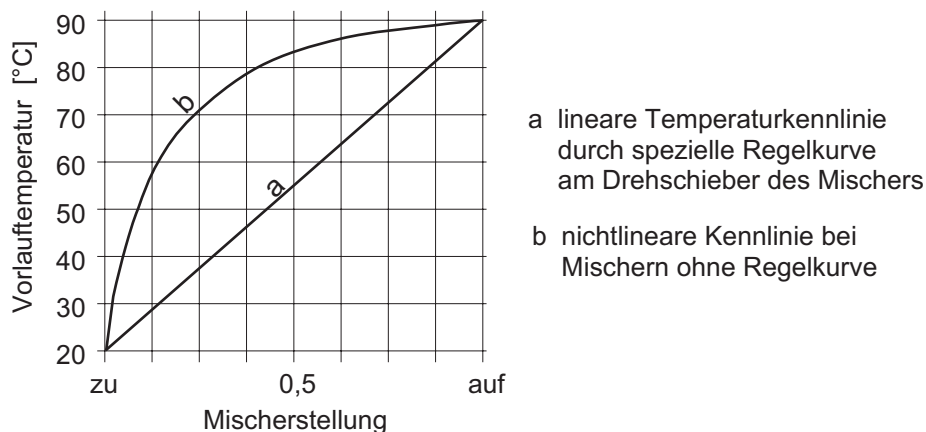
Bild 23: Zusammenwirken von Regelarmatur- und Anlagenkennlinie

5.1.3.1 Dreiwege-Mischer

Die Mischung der Wasserströme erfolgt durch die Drehbewegung des Drehschiebers. Dreiwege-Mischer sind in hydraulischen Schaltungen zur Mischung (üblicherweise) oder zur Verteilung von Wasserströmen einsetzbar.

Die spezielle Geometrie des Drehschiebers ermöglicht bei der Betriebsweise als Mischer eine lineare Temperaturkennlinie über den Stellbereich (siehe Bild 24).

Der maximal zulässige Differenzdruck ist von der Betriebsweise (Misch- oder Verteilbetrieb) abhängig.



- a lineare Temperaturkennlinie durch spezielle Regelkurve am Drehschieber des Mischers
- b nichtlineare Kennlinie bei Mischern ohne Regelkurve

Bild 24: Temperaturkennlinie eines Mischers

5.1.3.2 Vierwege-Mischer

Dieser ist im Mischbetrieb einzusetzen, wobei die spezielle Geometrie des Drehschiebers im gemischten Hauptstrom (Heizungsvorlauf) eine lineare Temperaturkennlinie über den Stellbereich ermöglicht.

Der Vierwege-Mischer ist für mehrere Funktionen einsetzbar (z.B. Anhebung der Kesselrücklauf-Temperatur, Trennung zwischen Heizkreis und Kesselkreis).

5.1.3.3 2-Wege-Regelventil (Durchgangsregelventil)

Durch Drosselung des Durchflusses bewirkt das 2-Wege-Regelventil die Beeinflussung der Regelgröße. Seine Kennlinie kann linear oder gleichprozentig sein.

Wird das Regelventil auch zur Absperrung des Durchflusses verwendet, gibt es je nach Anforderung weich oder metallisch dichtende Ausführungen. Bei metallisch dichtenden Ausführungen ist der Leckdurchfluss vom Hersteller anzugeben.

5.1.3.4 3-Wege-Regelventil

Ein 3-Wege-Regelventil kann als Mischventil oder als Verteilventil ausgeführt sein. Der maximal zulässige Differenzdruck ist abhängig von der Betriebsweise im Mischbetrieb oder Verteilbetrieb und der Konstruktion. Dreiwegeventile sind vorzugsweise im Mischbetrieb einzusetzen. Beide Wege können lineare oder gleichprozentige Kennlinien aufweisen oder eine Kombination aus beiden. Unterschiedliche Leckdurchflüsse der beiden Wege sind entsprechend der Anwendung zu berücksichtigen.

5.1.3.5 Geregelte Strahlpumpe (Dreiwege-Injektorventil)

Das Prinzip der Strahlpumpe beruht auf der Bernoullischen Gleichung.

Durch eine Querschnittsverkleinerung (z.B. Treibdüse) wird eine Geschwindigkeitserhöhung erzielt. Die Saugwirkung ist darauf zurückzuführen, dass der statische Druck in der strömenden Flüssigkeit kleiner ist als der Druck der angrenzenden ruhenden Flüssigkeit.

Der zugeführte Treibstrom m_1 fließt über den mit Hilfe einer Spindel variierbaren Düsenquerschnitt der Strahlpumpe (siehe Bild 25). Durch die höhere Geschwindigkeit bildet sich hinter der Treibdüse ein Minderdruck (dieser ist kleiner als der Rücklaufdruck p_3), der das Ansaugen eines Teiles der Rücklaufflüssigkeit bewirkt. Treib- und angesaugte Flüssigkeit entspannen sich im Diffusor der Strahlpumpe und fließen in die Abnehmeranlage.

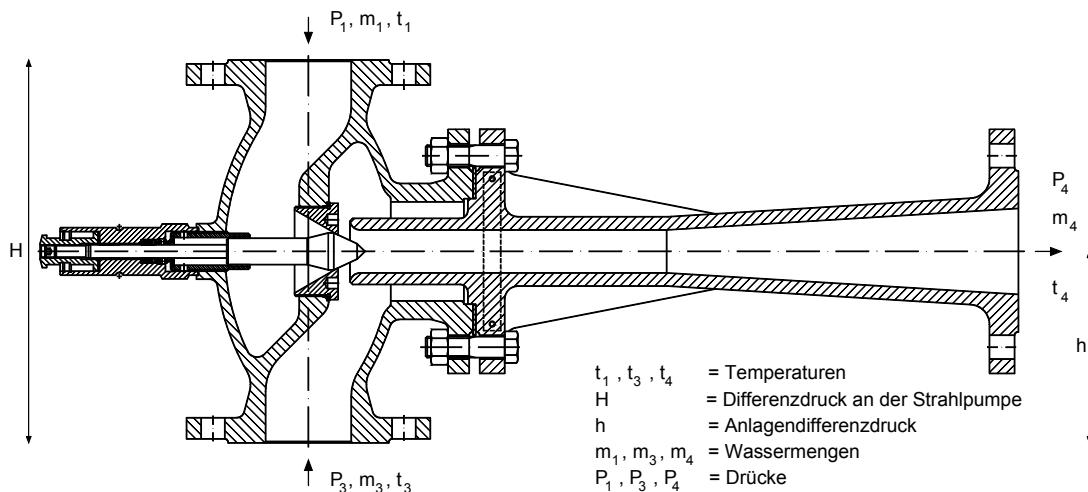


Bild 25 Geregelte Strahlpumpe

Um den für den Einsatz der Strahlpumpe notwendigen minimalen Differenzdruck H zu bestimmen, ist anhand von Temperaturangaben der Beimischfaktor u in der Anlage zu bestimmen.

$$u = \frac{t_{v1} - t_v}{t_v - t_R}$$

t_{v1}	Temperatur vor der Strahlpumpe
t_v	Temperatur nach der Strahlpumpe
t_R	Rücklauftemperatur

Aufgrund dieses Faktors $u_{(T)}$ und dem maximalen Anlagendifferenzdruck h_{\max} bei Nennmenge lässt sich der minimale Differenzdruck H_{\min} bestimmen (siehe Bild 26).

Hierbei gilt ein Druckverhältnis:

$$\pi = \frac{H}{h}$$

H	Differenzdruck an der Strahlpumpe
h	Anlagendifferenzdruck

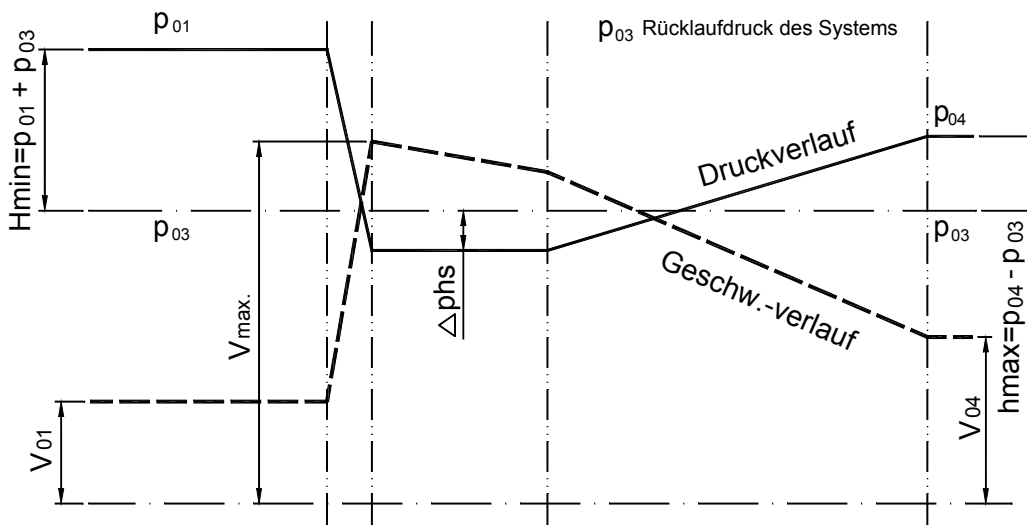


Bild 26: Druck-/ Geschwindigkeitsverlauf in der Strahlpumpe

Eine Anlage mit geregelter Strahlpumpe ist im Vergleich zu einer Elektropumpen-Anlage einfacher im Aufbau und senkt die Betriebskosten.

5.1.3.6 Thermostatventile / Rücklauftemperaturbegrenzer

Thermostatventile werden zur Regelung der Raumtemperatur durch Veränderung des Heiz- oder Kühlmittelstromes eingesetzt. Der Antrieb erfolgt ohne Hilfsenergie (Thermostat-Kopf) oder mit Hilfsenergie (elektrischer Antrieb).

Heizkörper-Thermostatventile ohne Hilfsenergie müssen den Anforderungen der DIN EN 215 genügen.

Rücklauftemperaturbegrenzer sind Thermostatventile zur Regelung der Rücklauftemperatur. Der Thermostat-Kopf (eingebauter Fühler) erfasst, im Gegensatz zum Thermostatventil, durch thermischen Kontakt zu dem Ventilgehäuse die Temperatur des durchfließenden Mediums.

5.1.3.6.1 Auslegungs-Regeldifferenz (Proportionalbereich)

Zur Erzielung energiesparender Regelvorgänge ist die Auslegungs-Regeldifferenz zwischen 0,5 und 2 K zu wählen. Leistungen und Lasten sind korrekt zu bestimmen. Eine Leistungsüberdimensionierung verringert die Regeldifferenz.

5.1.3.6.2 Ventilautorität a_v bei Nenndurchfluss

Eine Ventilautorität von $\geq 0,3$ ist bei Nenndurchfluss zu erreichen. Bei Berechnung der Ventilautorität a_v ist die Autorität im Regelquerschnitt des Ventils maßgeblich. Diese ist aus den Angaben des Herstellers zu berechnen:

$$a_v = (\Delta p_1 - \Delta p_2) / (\Delta p_1 + \Delta p_{var}) \quad (\text{siehe Bild 27})$$

- Δp_1 Druckverlust des Ventils beim Auslegungsdurchfluss und der gewählten Regeldifferenz
- Δp_2 Druckverlust des Ventils beim Auslegungsdurchfluss und der maximalen Regeldifferenz

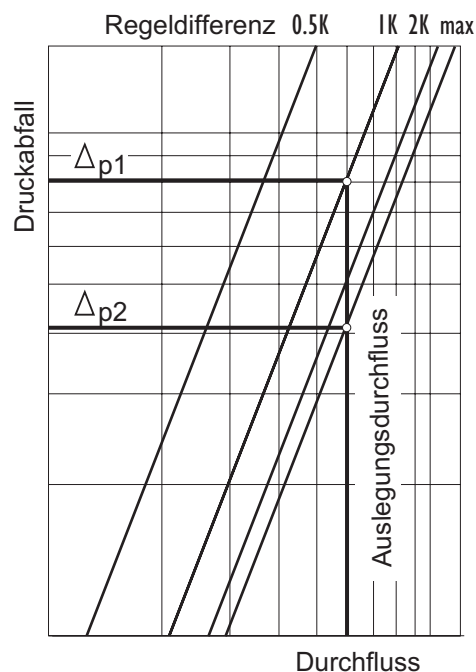


Bild 27: Ventilautorität bei Thermostatventilen

Hinweise:

Für Δp_{var} ist bei kleineren Anlagen (Wohngebäuden) der Pumpenförderdruck einzusetzen. Bei größeren Anlagen muss festgestellt werden, bei welchen Teilnetzen konstanter Differenzdruck vorausgesetzt werden kann. Gegebenenfalls sind Differenzdruckregler zur Konstanthaltung des Differenzdruckes einzusetzen.

5.1.3.6.3 Dichtigkeit / Leckverluste

Thermostatventile sind weichdichtend, d.h. sie schließen leakagefrei, wenn die herstellerepezifischen Grenzwerte beachtet werden.

5.1.3.6.4 Maximaler Differenzdruck

Der maximal anstehende Differenzdruck eines Thermostatventils darf den vom Hersteller angegebenen maximalen Schließdruck nicht überschreiten. Es ist zu beachten, dass aufgrund einer ausreichenden Regelgüte und zulässiger Schallemissionswerte in der Regel geringere maximale Differenzdrücke erforderlich sind.

5.1.3.6.5 Schallemission von Heizkörper-Thermostatventilen

Für die maximale Schallemissionen im Raum ist die DIN 4109 maßgeblich.

Die Schallemission wird vom Heizkörper-Thermostatventil als auch von anderen Komponenten, dem Verbrauchertyp, dem Betriebszustand und dem Dämpfungsverhalten des Raumes etc. beeinflusst. Um die Schallemission niedrig zu halten, ist der Differenzdruck des Heizkörper-Thermostatventil zu begrenzen. Unter üblichen Bedingungen muss der Differenzdruck in allen Betriebszuständen (auch bei geschlossenen Ventilen) unter 200 mbar, vorzugsweise unter 100 mbar, sichergestellt werden.

5.1.3.6.6 Raumlufttemperatur-Erfassung

Durch Einbauort und Einbaulage des Fühlers muss gewährleistet sein, dass die Raumlufttemperatur richtig erfasst wird. Die Herstellerangaben sind zu beachten.

5.1.3.7 Differenzdruckregler

Diese werden in Durchfluss-variablen Anlagen zur Einhaltung eines erforderlichen Differenzdrucks eingesetzt. Dadurch wird eine bedarfsgerechte Ventilautorität, eine geringe Schallemission und eine definierte Verteilung von Durchflüssen erzielt.

Differenzdruckregler, die bei steigendem Differenzdruck öffnen, werden zum Pumpenschutz bei geringen Abnahmemengen eingesetzt.

Differenzdruckregler werden bei den in diesem Einheitsblatt beschriebenen Anlagen vornehmlich als Proportionalregler ohne Hilfsenergie ausgeführt.

Hinweis:

Die Funktion des Differenzdruckreglers ist im Allgemeinen beim Einsatz im Vor- oder Rücklauf gewährleistet. Bei Heiznetzen ist der Einsatz im Rücklauf zu bevorzugen, da aufgrund niedriger Medientemperaturen die Gefahr der Kavitation geringer ist.

5.1.3.8 Durchflussregler

Zur Erzielung einer definierten Verteilung zur Einhaltung der erforderlichen Durchflüsse werden Durchflussregler in durchfluss-konstanten und durchflussvariablen Anlagen eingesetzt. Der Durchfluss wird nach dem Wirkdruckprinzip (mit Messblende) geregelt/begrenzt. Sie werden bei den in diesem Einheitsblatt beschriebenen Anlagen vornehmlich als Proportionalregler ohne Hilfsenergie ausgeführt.

Hinweis:

Die Funktion des Durchflussreglers ist im Allgemeinen beim Einsatz im Vor- oder Rücklauf gewährleistet. Der Einsatz im Rücklauf ist zu bevorzugen, da aufgrund niedriger Drücke und Temperaturen die Gefahr der Kavitation geringer ist.

5.1.3.9 Druckminderer (Sicherheitsabsperrentil - SAV)

Sie regeln den Druck nach dem Ventil und werden zur Absenkung / Begrenzung des Anlagendruckes eingesetzt. Dies ist erforderlich, wenn der maximal zulässige Druck des Anlagenteiles kleiner als der maximale Netzdruck sein muss. Der Schutz der nachgeschalteten Anlagenteile wird bei Einsatz des Druckminderers im Vorlauf bewirkt. Ein erhöhter Schutz der Anlagenteile wird mit einer Kombination aus Druckminderern und Überströmventilen und/oder Sicherheitsventilen (SV) sowie mit dem Einsatz von eigensicheren Armaturen erreicht.

In direkten Fernwärmanlagen nach DIN 4747 sind die Druckminderer als bauteilgeprüfte Sicherheitsabsperrentile (SAV) auszuführen.

Dabei sind Kombinationen mit Sicherheitsüberströmventilen (SÜV) und/oder Sicherheitsventilen (SV) vorgeschrieben.

Druckminderer werden bei den in diesem Einheitsblatt beschriebenen Anlagen vornehmlich als Proportionalregler ohne Hilfsenergie ausgeführt.

Hinweis:

Die typische max. Auslastung beträgt 70 % des kvs-Wertes.

5.1.3.10 Überströmventil (Sicherheitsüberströmventil - SÜV)

Sie regeln den Druck vor dem Ventil und werden meistens in Verbindung mit Druckminderern/Sicherheitsabsperrentilen (SAV) zur Absicherung des Druckes in einem Anlagenteil eingesetzt. Dies ist erforderlich, wenn der maximal zulässige Druck des Anlagenteiles kleiner als der maximale Netzdruck sein muss.

In direkten Fernwärmanlagen nach DIN 4747 sind Überströmventile als bauteilgeprüfte Sicherheitsüberströmventile (SÜV) auszuführen.

Überströmventile werden bei den in diesem Einheitsblatt beschriebenen Anlagen vornehmlich als Proportionalregler ohne Hilfsenergie ausgeführt.

Hinweise:

Überströmventile sollten zum Schutz ungeregelter Pumpen nur dann eingesetzt werden, wenn der Ruhedruck in der Anlage konstant ist. Bei variablen Ruhedrücken der Anlage (z.B. aufgrund von zulässigen Fülldruckspannen) sind Differenzdruckregler erforderlich.

Bei drehzahlgeregelten Pumpen ist eine Absicherung im Allgemeinen nicht erforderlich.

5.1.3.11 Kombinationsarmatur

Bei Kombinationsarmaturen werden mehrere Regelfunktionen in einer Armatur zusammengefasst.

Folgende Reglerkombinationen sind u.a. möglich:

- Differenzdruck- und Durchflussregler
- Temperatur-, Differenzdruck und Durchflussregler

5.1.4 Stellantrieb mit Hilfsenergie

Dieser betätigt die Regelarmatur (Ventil; Mischer, Drosselklappe). Zwischen Stellantrieb und Armatur besteht entweder eine formschlüssige oder eine kraftschlüssige Verbindung. Je nach Konstruktion der Armatur kommen Dreh- oder Hub-/ Schubantriebe zum Einsatz.

Es wird in elektromotorische, elektrothermische, elektrohydraulische, elektromagnetische, elektropneumatische und pneumatische Stellantriebe unterschieden.

Es werden Stellantriebe mit 2-, 3-Punkt-Stellsignal, stetigem Stellsignal (z.B. DC $^{\circ}$ 0...10 $^{\circ}$ V) oder kommunikationsfähig eingesetzt.

Bei der Auswahl von Stellantrieb und Armatur ist gemäß Herstellerangaben auf Hub, Stellkraft, Medium- und Umgebungstemperaturen zu achten.

Funktionserweiterungen wie Hilfsschalter, Potentiometer, Hubbegrenzer, Spindel-/Stößelheizung und Hubumkehr sind zu berücksichtigen.

Die Stellantriebe können mit oder ohne Notstellfunktion nach DIN 32 730 ausgestattet sein.

5.1.5 Sonstige Armaturen

5.1.5.1 Schmutzfänger/Filter

Zum Herausfiltern von Partikeln aus dem Medium werden Schmutzfänger oder Filter eingesetzt. Die Einbaulage ist so zu wählen, dass sich die Partikel im Schmutzfänger/Filter sammeln. Der Einbauort soll in Strömungsrichtung vor Regelarmaturen gewählt werden.

Hinweis:

Nach Inbetriebnahme der Anlage und vor dem Durchführen des hydraulischen Abgleichs sind die Schmutzfänger/Filter zu reinigen. Bei größeren Anlagen ist der hydraulische Widerstand des Schmutzfängers/Filter zu protokollieren und in das Wartungskonzept zu integrieren.

5.1.5.2 Entlüfter, Entgaser, Luftabscheider

Entlüfter, Entgaser, Luftabscheider haben die Aufgabe Luft aus Strömungskreisen zu entfernen. Jedes System ist wasserdicht, aber nicht gasdicht. Unkontrollierter Lufteintritt in Heizungs- und Kühlanlagen ist eine Folge von Unterdruckzuständen und führt zu Funktionsstörungen, Korrosionsprozessen und damit zu Schäden an Anlagenteilen. (Umwälzung des Mediums ist stark behindert, Verteilung ist gestört evtl. sogar unterbrochen, Geräuschbelästigung, Kavitation)

Zum Entlüften gibt es verschiedene technische Möglichkeiten wie z.B. Schnellentlüfter, Luftsammelgefäße oder Entlüftungs-Pumpen (siehe Bild 28 und Bild 29).

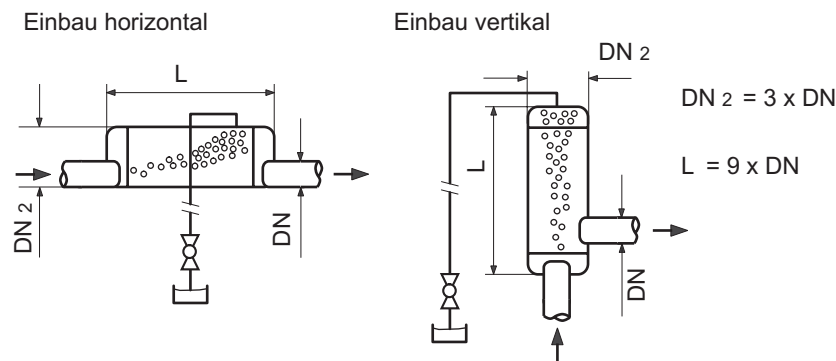


Bild 28: Luftabscheider

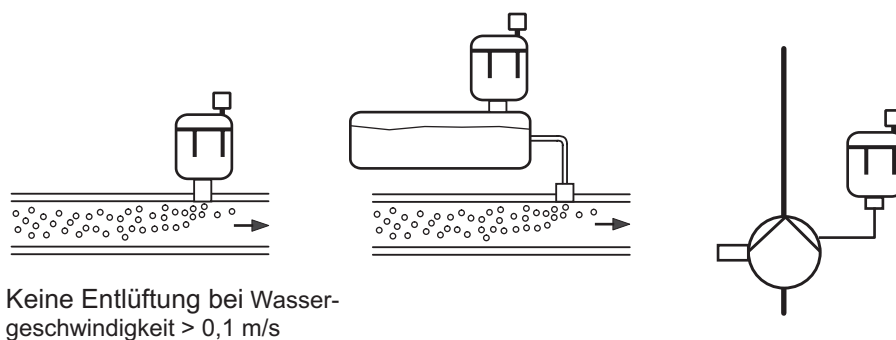


Bild 29: Schnellentlüfter

5.1.5.3 Schlammfang

Er wird eingesetzt, um Systemkomponenten vor Schäden von Verschmutzung / Verschlammung zu schützen und Erosionsschäden zu vermeiden. Der Schlammfang besteht aus einem Entschlammungsbehälter (siehe Bild 30). Dieser hat üblicherweise einen 3 bis 10mal so großen Durchmesser wie die Ein- und Austrittsstutzen. Dadurch wird die Geschwindigkeit des durchströmenden Wassers entsprechend verringert. Durch die Beruhigung setzen sich Schlamm und andere Schmutzpartikel unten im Behälter ab, die über einen Abschlammstutzen abgelassen werden können.

Hinweise:

Schlammfänger werden in die Rücklaufleitung zum Wärmeerzeuger eingesetzt. Sie sollten immer vorgesehen werden, wenn in älteren Anlagen größere Umbaumaßnahmen durchgeführt werden, z.B. wenn neue Wärmeerzeuger eingesetzt werden.

Der Schlammfang ist regelmäßig zu warten. Die Herstellerhinweise sind zu beachten.

Der Schlammfang ersetzt nicht den Schmutzfilter (siehe Pos. 5.1.5.1) vor empfindlichen Mess- und Regelgeräten.

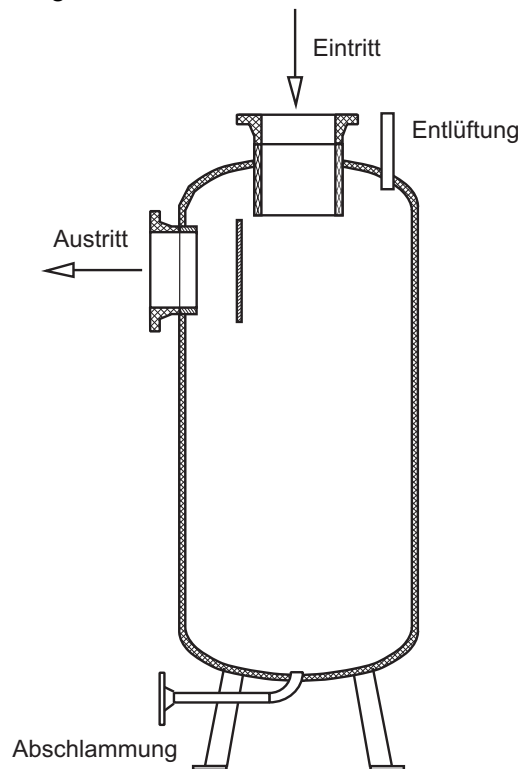


Bild 30: Schlammfang

5.1.5.4 Rückflussverhinderer

Diese Armaturen können als Ventil oder Klappe ausgeführt sein. Sie öffnen bei Durchfluss in einer festgelegten Richtung und schließen bei entgegengesetzter Strömung selbsttätig. Spezielle Ausführungen dienen als Schwerkraftumlaufsperrern.

5.1.5.5 Sicherheitsventil (SV)

Sicherheitsventile öffnen selbsttätig bei einem festgelegten Druck, der gleich oder kleiner als der zulässige Betriebsdruck des schwächsten Teils in der Anlage sein muss. Wird dieser Druck unterschritten, so schließen sie wieder selbsttätig. Sicherheitsventile und deren Einbau müssen den DIN-Normen (z.B. DIN EN 12828, DIN EN 12953 Teil 8, DIN EN ISO 4126-1:2004) und sollten den TRD - Richtlinien entsprechen.

Hinweis:

Sie sind an der höchsten Stelle des Wärmeerzeugers (zusätzliche Bauhöhe beachten!) in unmittelbarer Nähe der Vorlaufleitung anzuordnen und dürfen nicht absperbar sein.

5.1.5.6 Wärmezähler

Das Prinzip der Wärmezähler beruht auf der Messung von Durchfluss, Vor- und Rücklauftemperatur. Das Verarbeiten der Messgrößen erfolgt in einem internen Rechenwerk. Die Fehlergrenzen der Wärmezähler werden gemäß PTB 92 festgelegt. Wärmezähler unterliegen der gesetzlichen Eichpflicht.

Hinweise:

Wärmezähler sind im allgemeinen kommunikationsfähig.

Bei der Dimensionierung des Wärmezählers ist der Nominal-Durchfluss Q_N zu beachten.

5.1.6 Druckmessstellen (Messung hydraulischer Werte)

Diese werden zur Ermittlung des Drucks oder Differenzdrucks eingesetzt.

Der Einsatz dient zusätzlich der Diagnose bei Störungen innerhalb der Hydraulik (z.B. Förderhöhe der Pumpe, Zustand von Wärmeübertrager, Verschmutzungsgrad von Schmutzfängern).

Hinweise:

Die Anordnung der Messstellen ist so zu wählen, dass Störstellen (alle relevanten Komponenten wie Bögen, T-Stücke, Armaturen, Pumpen) keinen Einfluss auf das Strömungsprofil und die Messung haben. Dies wird durch ausreichende Ein- und Auslaufstrecken erreicht.

Sind Messstellen in Armaturen (z.B. Strangreguliertventile) integriert, so sind die Einbauhinweise der Hersteller zu beachten.

5.2 Umwälzpumpen

Diese stellen den Differenzdruck zur Verfügung, den der entsprechende Strömungskreis (Rohrnetz mit allen Einbauten) benötigt.

Bei Umwälzpumpen handelt es sich üblicherweise um Kreiselpumpen. Man unterscheidet Nass- und Trockenläuferbauart.

Nassläufer sind die übliche Bauart von Heizungsumwälzpumpen. Sie kennzeichnen sich durch einen mit Wasser gefüllten Rotorraum, ohne Wellendurchführung (Motor mit Laufrad als Einheit), mit hydrodynamischen Gleitlagern (geräuscharm) sowie einer statischen Dichtung zwischen Motor und Gehäuse. Die max. Medientemperatur beträgt ca. 140°C. Sie sind bis ca. 2 kW elektrische Leistung lieferbar.

Trockenläuferpumpen werden üblicherweise dann eingesetzt, wenn die Betriebsbedingungen den Einsatz von Nassläuferpumpen nicht mehr zulassen. Dazu zählen Anwendungen im Kaltwasserbetrieb (höhere Viskosität, ggf. mit Additiven), Heißwasserbetrieb (>140°C), hohen Drücken und großen Durchflüssen. Sie kennzeichnen sich durch einen angeflanschten luftgekühlten Motor und einer Wellendurchführung mit einer Gleitringdichtung (dynamische Dichtung / Verschleißteil).

Hinweise:

In Heizkreisen von Zentralheizungen mit mehr als 25kW Nennwärmeleistung sind selbsttätig geregelte Pumpen einzubauen (entspr. ENEC, § 12, Abs. 3).

Die Umwälzpumpe muss so angeordnet sein, dass am höchsten Punkt des Netzes Unterdruck vermieden wird.

Pumpen können im Vor- oder Rücklauf installiert werden.

5.2.1 Förderhöhe H

Man unterscheidet zwischen der Förderhöhe der Anlage und der Förderhöhe der Pumpe. Für die Auswahl der Pumpe ist die Förderhöhe der Anlage (H_{Anlage}) in Abhängigkeit vom Förderstrom zu bestimmen. Sie setzt sich aus der Summe des statischen Drucks (H_{stat}), dem geodätischen Höhenunterschied (H_{geo}), der dynamischen Förderhöhe (H_{dyn}) und den Verlusten in der Anlage (H_v) zusammen.

Formel für die Förderhöhe der Anlage (H_{Anlage} [m]):

$$H_{\text{Anlage}} = H_{\text{stat}} + H_{\text{geo}} + H_{\text{dyn}} + H_v = \frac{p_a - p_e}{\rho \times g} + H_{\text{geo}} + \frac{c_a^2 - c_e^2}{2 \times g} + H_v$$

Statischer Druck:

$$H_{\text{stat}} = \frac{p_a - p_e}{\rho \times g} \quad (\text{bei Anlagen mit geschlossenen Behältern})$$

p_a	Druck am Austritt der Anlage in N/m ² [Pa] (1bar = 10 ⁵ Pa)
p_e	Druck am Eintritt der Anlage in N/m ² [Pa] (1bar = 10 ⁵ Pa)
ρ	Dichte der Förderflüssigkeit in kg/m ³
g	örtliche Fallbeschleunigung 9,81 in m/s ² Hinweis: ($\rho \times g \approx 10^4$ Pa/m)

Geodätischer Höhenunterschied: H_{geo}

Dynamische Förderhöhe (vernachlässigbar bei geschlossenen Systemen):

$$H_{\text{dyn}} = \frac{c_a^2 - c_e^2}{2g}$$

c_a	Strömungsgeschwindigkeit am Austritt der Anlage in m/s
c_e	Strömungsgeschwindigkeit am Eintritt der Anlage in m/s
g	Fallbeschleunigung 9,81 in m/s ²

Verluste in der Anlage / Verlusthöhe: H_v

Bei Umwälzsystemen (z.B. Heizungsanlagen) ist nur der Anteil H_v für die Förderhöhe ausschlaggebend. Deshalb gilt folgende vereinfachte Formel :

$$H_v [\text{m}] \times 10^4 [\text{Pa/m}] = \Delta p_v [\text{Pa}]$$

Rohrreibungsverlust (Gesamtanlage):

$$\Delta p_v [\text{Pa}] = \sum (R \times l + Z)$$

R	Rohrreibungsverlust in Pa/m
l	Rohrlänge in m
Z	Einzelwiderstände der Komponenten in Pa

Bei Anlagen mit offenen Behältern die zusätzlich einen geodätischen Höhenunterschied haben (z.B. Kühlturmspeisung) gilt folgende vereinfachte Formel:

$$H_{\text{Anlage}} = H_v + H_{\text{geo}}$$

5.2.2 Förderstrom Q

Der Förderstrom Q ist der von der Pumpe durch ihren Austrittsquerschnitt (Druckstutzen) geförderte Durchfluss. Die gebräuchlichsten Einheiten sind m³/h oder l/s. Der erforderliche Förderstrom wird ermittelt über den Bedarf aller Verbraucher (Heizungs- oder Klimaanlage), die an das Rohrleitungssystem angeschlossen sind.

Der Förderstrom Q [m³/h] kann über folgende Formel ermittelt werden:

$$Q = \frac{Q_h \times 3600}{\rho \times c_p \times \Delta\vartheta}$$

Q_h	Heizwärmebedarf / Kältebedarf in W
ρ	Dichte in kg/m ³
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konst. Druck in J/kg K
$\Delta\vartheta$	Temperaturdifferenz in K

Hinweis:

Das Formelzeichen Q besitzt eine Doppelfunktion/-belegung (Wärmemenge Q_h oder Förderstrom Q der Pumpe). Es wird aber beibehalten, da es in der Literatur der Pumpenhersteller üblicherweise H/Q und nicht H/V-Diagramme gibt.

5.2.3 Pumpenkennlinie $H_p(Q)$

Die Pumpenkennlinie $H_p(Q)$ wird in einem H–Q -Diagramm (siehe Bild 31) für unterschiedliche Drehzahlstufen oder Laufraddurchmesser angegeben.

Bei $Q = 0$ m³/h kann die Nullförderhöhe und bei $H = 0$ m (nur theoretisch bis $H=0$ verlängerbar) kann der maximale Förderstrom Q_{max} abgelesen werden.

5.2.3.1 Wirkungsgradbestpunkt der Pumpe

Der Wirkungsgradbestpunkt der Pumpe gibt den Arbeitspunkt an, in dem die Pumpe mit dem höchsten Wirkungsgrad arbeitet. Er liegt meist im mittleren Drittel der Pumpenkennlinie (siehe Bild 31).

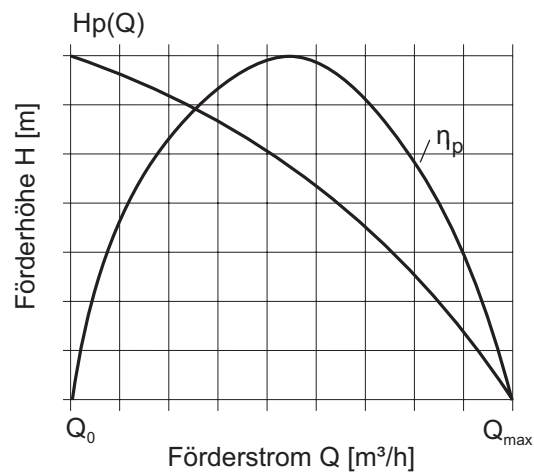


Bild 31: Wirkungsgradbestpunkt der Pumpe

Der Pumpen-Wirkungsgrad ist definiert:

$$\eta_p = \frac{Q \times H \times \rho \times g}{P_2}$$

η_p	Pumpenwirkungsgrad [-]
Q	Förderstrom in m ³ /s
H	Förderhöhe in m
ρ	Dichte des Fördermediums in kg/m ³
g	Fallbeschleunigung 9,81 in m/s ²
P ₂	Leistung des Motors (Wellenleistung) in W

5.2.4 Rohrnetzkenlinie $H_R(Q)$

Abhängigkeit des Druckverlustes in der Anlage bzw. dem jeweiligen Anlagenabschnitt vom Förderstrom (siehe Bild 32).

$$H_R(Q) = C \times Q^2$$

Q Förderstrom in m^3/s
C anlagenabhängige Konstante

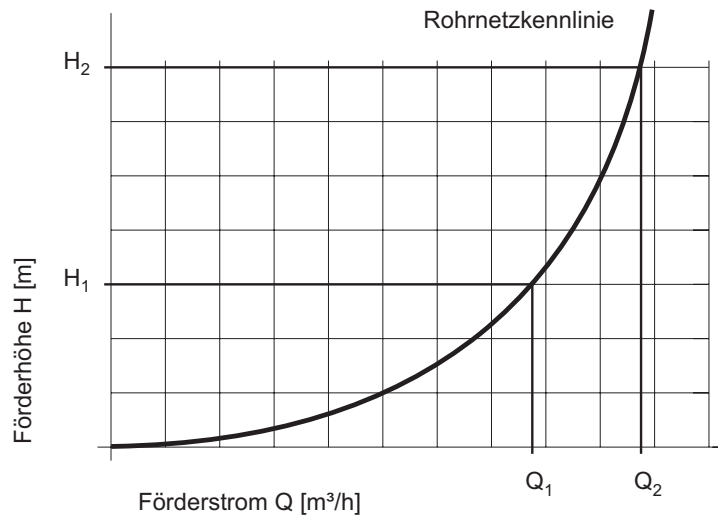


Bild 32: Rohrnetzkenlinie

Hinweis:

Zum Beispiel führt eine Verdoppelung des Förderstroms zu einer Vervierfachung des Druckverlustes.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2$$

5.2.5 Betriebspunkt

Liegt stets im Schnittpunkt der Pumpenkenlinie mit der jeweiligen Rohrnetzkenlinie d.h. in diesem Punkt herrscht ein Gleichgewicht zwischen dem Leistungsangebot der Pumpe und dem Leistungsverbrauch des Rohrnetzes (siehe Bild 33).

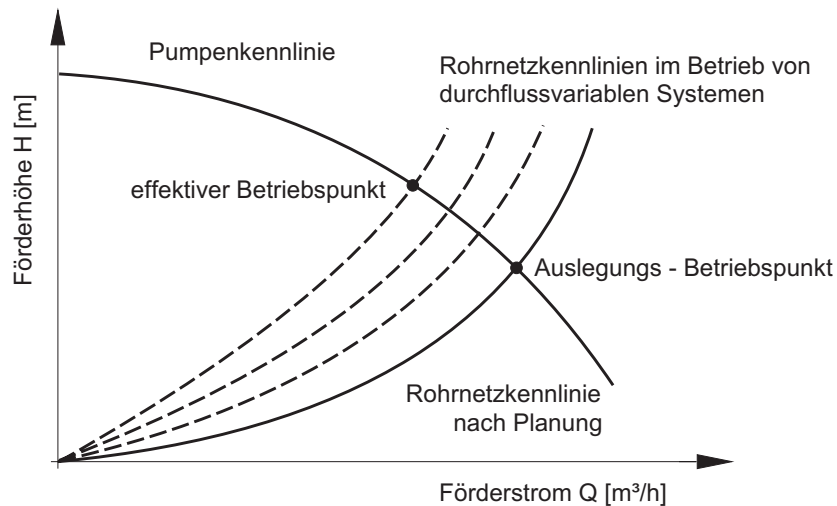


Bild 33: Pumpenkennlinie

Hinweis:

Betriebspunkte, die sich in durchflussvariablen Systemen (z. B. 2-Rohr-Anlagen) einstellen, liegen auf der Pumpenkennlinie meistens links vom Auslegungs-Betriebspunkt, da im Heizungsbetrieb die Pumpe nur an ca. 6% der Heiztage den rechnerisch ermittelten maximalen Betriebspunkt erreicht. Dies bedeutet an ca. 94% der Heiztage befindet sich der Betriebspunkt im Teillastbereich.

5.2.6 Mindestförderstrom

Ein Betrieb ohne Mindestförderstrom (z.B. Betrieb gegen eine geschlossene Armatur) kann zu Überhitzung innerhalb des Pumpenraumes und somit zur Schädigung der Wellendichtung führen. Leistungsstarke Pumpen ($> \text{ca. } 1000 \text{ W}$) benötigen für ein störungsfreies Betriebsverhalten einen Mindestförderstrom von $Q_{\text{min}} > 10\% Q_{\text{enn}}$.

Hinweis:

Es sollte z.B. ein geregelter/ungeregelter Bypass oder ein Druck- / Strömungswächter eingesetzt werden.

5.2.7 Mindestzulaufdruck / NPSH-Wert

Zur Vermeidung von Kavitation ist der Mindestzulaufdruck der Pumpe am Zulaufstutzen nicht zu unterschreiten. Dieser ist typen-, drehzahl-, förderstrom- und temperaturabhängig. Zur Einhaltung des Mindestzulaufdrucks ist auf eine ausreichende Druckhaltung der Anlage und eine geeignete Anbindung der Druckhalteeinrichtung (z.B. Ausdehnungsgefäß) zu achten.

Hinweis:

Bei einem Pumpenaufstellort von über 300 m üNN ist ein Zuschlag von ca. 0,1 m je 100 m Höhenunterschied zu addieren.

Bei Nassläuferpumpen werden die Werte der erforderlichen Zulaufhöhe H_z für die üblichen Temperaturbereiche und unter Berücksichtigung der erforderlichen Sicherheitszuschläge vom Hersteller in Tabellen angegeben. Diese Werte können direkt und ohne weitere Rechenvorgänge zur Bestimmung der Mindest-Zulaufdrucks verwendet werden.

Für Trockenläuferpumpen ist eine Berechnung erforderlich (siehe unten). Vom Hersteller wird anstelle des erforderlichen Mindestzulaufdrucks der NPSH-Wert (Net Positive Suction Head) oder die Haltedruckhöhe HH der Pumpe in Form einer Kennlinie angegeben. Der NPSH-Wert bezeichnet den Druckhöhenabfall innerhalb der Pumpe bis hin zum Punkt niedrigsten Druckes in Abhängigkeit vom Durchfluss.

Um zu gewährleisten, dass in der Pumpe keine Kavitation auftritt, muss man vor der Pumpe ein Zulaufhöhe H_z [m] sicherstellen, die um den NPSH - Wert und einem Sicherheitsfaktor von mindestens 0,5m oberhalb der Dampfdruckhöhe H_D des Fördermediums liegt.

$$H_z = H_D + \text{NPSH}_P + 0,5$$

$$H_z = \frac{\rho_{z,\dot{u}} + p_B}{g} + \frac{c_s^2}{2g}$$

Die Dampfdruckhöhe wird wie folgt berechnet:

$$H_D = \frac{p_D \times 100}{g} \quad c_s = \frac{Q}{A}$$

$p_{z,\dot{u}}$	Zulaufüberdruck (manometrisch) in bar
p_B	barometrischer Luftdruck (absolut) in bar
p_D	Dampfdruck (absolut) in bar
ρ	Dichte des Fördermediums in kg/m^3
g	9,81 Erdbeschleunigung in m/s^2
c_s	Strömungsgeschwindigkeit im Saugstutzen in m/s
Q	Förderstrom in m^3/s
A	Rohrleitungsquerschnitt (innen) in m^2

Der am Zulaufstutzen der Pumpe mittels Manometer abzulesende Überdruck $p_{z,\dot{u}}$ [bar] muss größer sein als:

$$p_{z,\dot{u}} > \frac{\text{NPSH}_P + 0,5}{10} + p_D - p_B - \frac{\rho}{2 \times 10^5} \times c_s^2$$

5.2.8 Mindestdrehzahl

Um einen störungsfreien Betrieb sicherzustellen, ist die vom Hersteller angegebene Mindestdrehzahl einer Pumpe bei einer Drehzahlverstellung zu beachten.

5.2.9 Regelung der Pumpe

Durch eine Verstellung der Drehzahl n lässt sich die Kennlinie einer Umwälzpumpe ändern. Dabei verhält sich der Förderstrom Q proportional zur Drehzahl n , die Förderhöhe H proportional zum Quadrat der Drehzahl n und die Motorwellenleistung P proportional zur 3. Potenz der Drehzahl n (siehe unten). Aufgrund dieser Abhängigkeiten lässt sich mit einer geeigneten Regelung bereits bei geringer Drehzahlreduzierung Antriebsenergie und somit Betriebskosten einsparen (siehe 5.2.10 Auslegungshinweise).

Förderstrom Q :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Förderhöhe H :

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

Motorwellenleistung P :

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3$$

5.2.9.1 Regelung/Betrieb mit konstantem Differenzdruck an der Pumpe $\Delta p = \text{const}$

Für Netze mit geringem Widerstand in den Transportleitungen (z.B. ehemalige Schwerkraftanlagen) und variablem Förderstrom empfiehlt sich eine Regelung auf konstanten Differenzdruck $\Delta p = \text{const}$. Hierbei wird die Förderhöhe über dem variablen Förderstrom auf einen konstanten Wert gehalten (siehe Bild 34).

5.2.9.2 Regelung/Betrieb mit variablem Differenzdruck an der Pumpe $\Delta p = \text{var}$

Ist der Widerstand in den Transportleitungen ähnlich hoch wie an den Thermostatventilen, empfiehlt sich eine Regelung mit variablem Differenzdruck an der Pumpe $\Delta p = \text{var}$. Der erforderliche Betriebsdruck nimmt mit dem Förderstrom ab (siehe Bild 34).

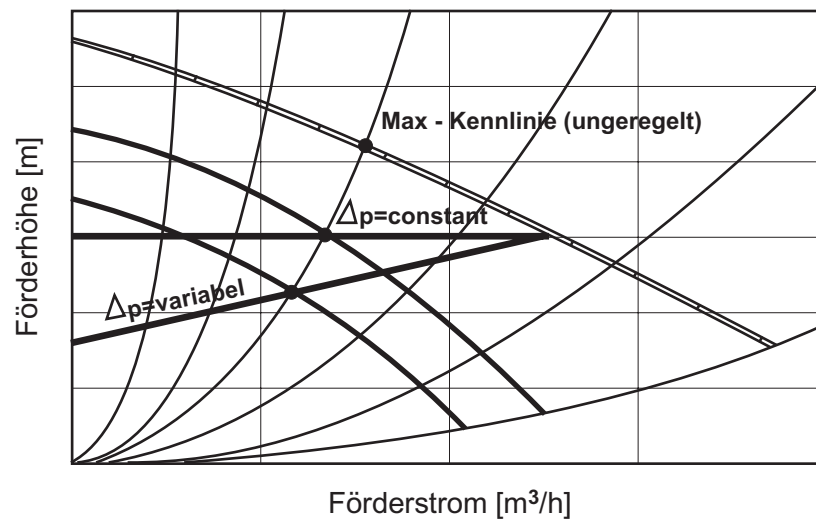


Bild 34: Vergleich der Betriebsarten

5.2.10 Auslegungshinweise für Pumpen

Vielfach kann zu dem errechneten Betriebspunkt auf der Rohrnetzkenlinie keine passende Pumpenkenlinie zum Schnittpunkt gebracht werden. Liegt im Heizungsbetrieb der vorgegebene Betriebspunkt zwischen zwei zu wählenden Pumpenkenlinien, ist immer die untere Pumpenkenlinie zu wählen.

In dem folgenden Beispiel (siehe Bild 35) ergibt eine Verringerung der Förderhöhe um ca. 20% eine Förderstromreduzierung um ca. 10% sowie aufgrund der Heizkörperkenlinie etwa 2% weniger Heizleistung. Demgegenüber steht eine Leistungersparnis von ca. 36% bei der Motorwellenleistung der Pumpe.

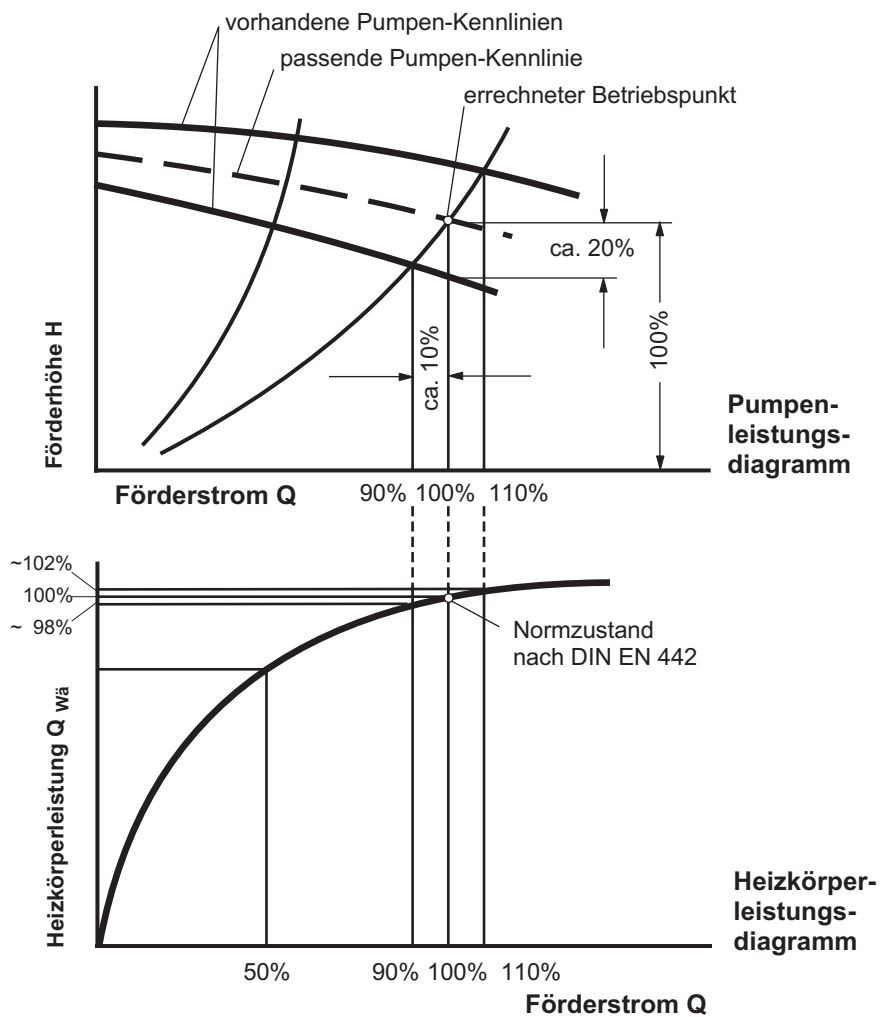


Bild 35: Verknüpfung des Pumpenleistungsdiagramm mit dem Heizkörperleistungsdiagramm

Hinweis:

Durch genaue Berechnung (keine pauschale Überschlagsrechnung) des Rohrsystems lässt sich der Betriebspunkt exakt bestimmen. Gegebenenfalls kann eine Pumpe mit einer niedrigeren Kennlinie gewählt werden. Hierdurch ergibt sich eine Leistungersparnis ΔP (siehe Bild 36).

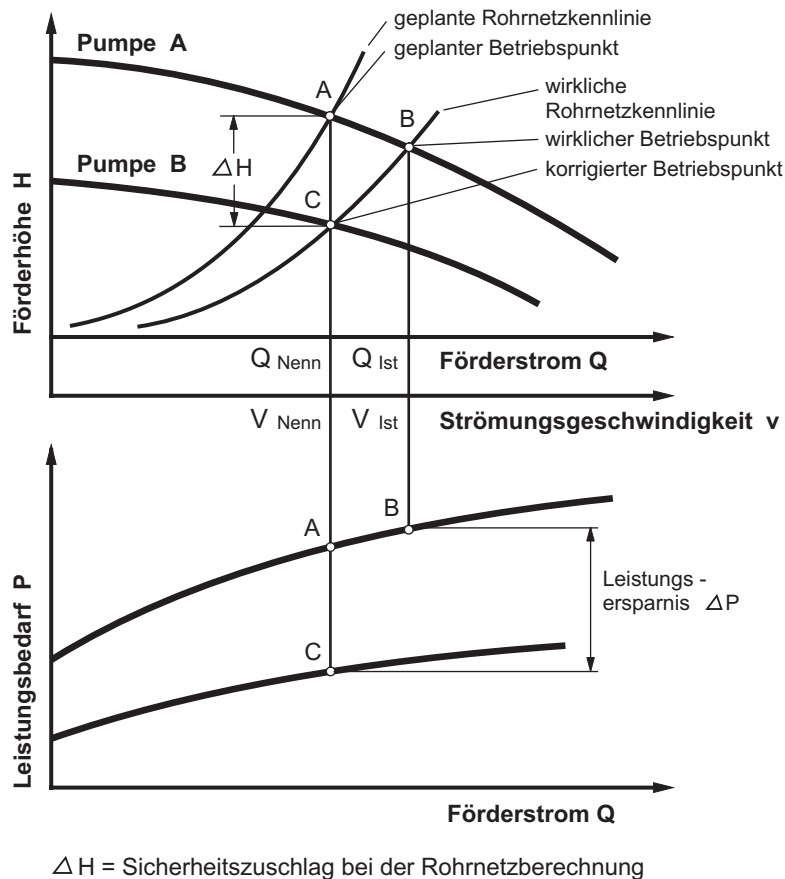


Bild 36: Leistungersparnis $\square P$

Durch den Einsatz einer Pumpe mit einer niedrigeren Kennlinie reduziert sich auch der Förderstrom und somit die Strömungsgeschwindigkeit proportional. Damit werden Fließgeräusche und die Gefahr von Kavitationsgeräuschen reduziert.

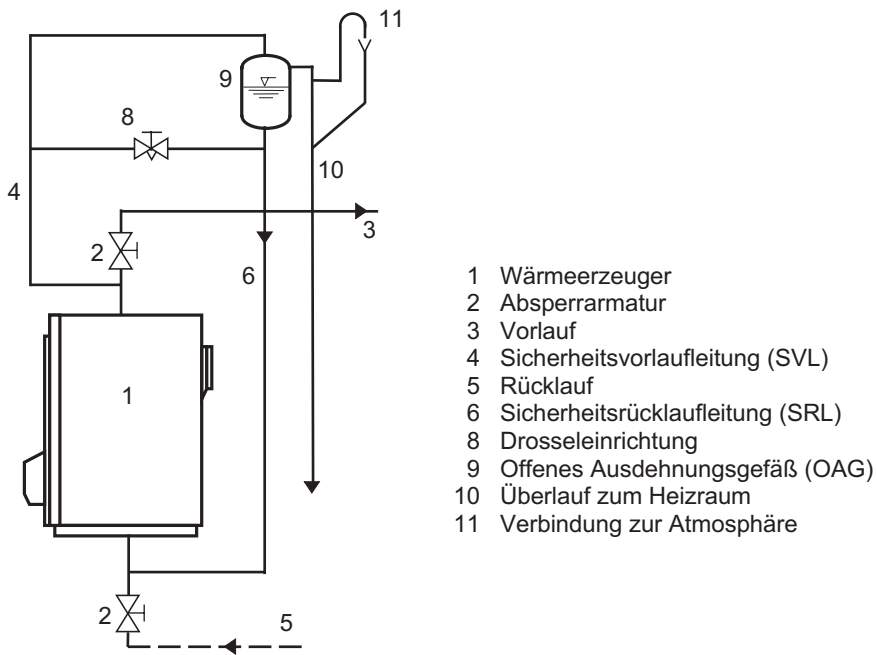
5.3 Druckhaltung

Durch Temperaturänderungen ändert sich das Volumen und damit der Druck des Wärmeträgers in Heizungs- und Kühlanlagen. Daher müssen diese Anlagen über Sicherheitseinrichtungen gegen Überdruck und Aufnahmegefäße für das Ausdehnungswasser verfügen.

Anforderungen an Ausdehnungsgefäße in Trinkwassererwärmungsanlagen werden in Kapitel 5.9 beschrieben.

5.3.1 Offenes Ausdehnungsgefäß

Dieses hat ein Überlaufrohr zur freien Atmosphäre. Es muss daher an der höchsten Stelle der Anlage installiert und nicht absperrbar mit den Wärmeerzeugern verbunden werden (siehe Bild 15). Durch die Verbindung zur Atmosphäre nimmt das Heizungswasser Sauerstoff auf. Dieser kann an den Bauteilen erhebliche Korrosionsschäden auslösen. Zum Frostschutz müssen diese Gefäße beheizt werden, was zu erheblichen Energieverlusten führt.



- 1 Wärmeerzeuger
- 2 Absperrarmatur
- 3 Vorlauf
- 4 Sicherheitsvorlaufleitung (SVL)
- 5 Rücklauf
- 6 Sicherheitsrücklaufleitung (SRL)
- 8 Drosseleinrichtung
- 9 Offenes Ausdehnungsgefäß (OAG)
- 10 Überlauf zum Heizraum
- 11 Verbindung zur Atmosphäre

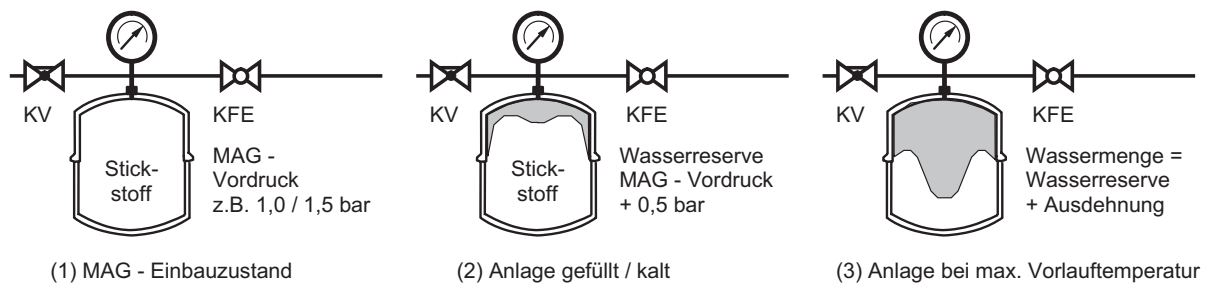
Bild 37: System mit offenem Ausdehnungsgefäß (OAG)

5.3.2 Geschlossenes Ausdehnungsgefäß

In einem geschlossenen Ausdehnungsgefäß (Druckbehälter) ist ein Gas, üblicherweise Stickstoff, enthalten. Durch die temperaturbedingte Änderung des Wasservolumens komprimiert oder entspannt sich das Gas wodurch der notwendige Anlagendruck sichergestellt wird und Druckschwankungen weitestgehend vermieden werden.

Hinweis:

Für Anlagen bis 1000 kW werden vorzugsweise Ausdehnungsgefäße verwendet, deren Gaspolster durch eine Gummi-Membran vom Heizungswasser getrennt wird. Sie sind als Membran-Druckausdehnungsgefäß (MAG) bekannt.



- KV Kappenventil / MAG– Armatur
- KFE Kessel– Füll- und Entleerungshahn

Bild 38: Geschlossenes Ausdehnungsgefäß

5.3.3 Druckhaltesysteme

Es wird unterschieden in Kompressor- und Pumpen-Druckhaltesysteme. In Anlagen mit großem Wasserinhalt und dort wo die Druckdifferenz zwischen statischem und höchsten Betriebsdruck gering gehalten werden soll, sind Druckhaltesysteme zweckmäßig.

5.3.3.1 Kompressor-Druckhaltesystem

Der Druck im Ausdehnungsgefäß wird durch einen Kompressor erzeugt und vom System in den zulässigen Grenzen von z.B. +/- 0,2 bar gehalten. Bevorzugte Einsatzgebiete sind Heizungsanlagen von etwa 1 MW bis 20 MW und Betriebsdrücken bis 5 bar.

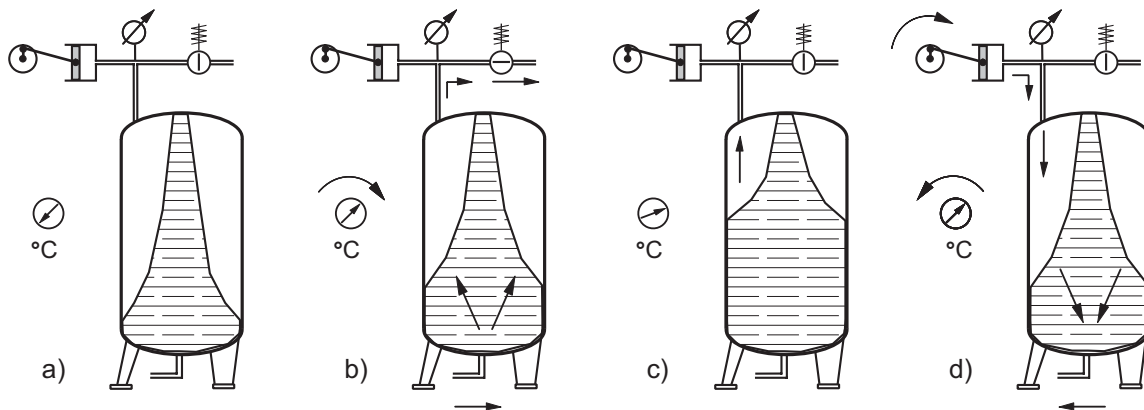


Bild 39: Betriebsphasen eines Kompressor-Druckhaltesystems (schematisch)

- a) Anlage in kaltem Zustand
- b) Aufheizung der Anlage, Ausdehnungswasser fließt in das Gefäß
- c) Anlage aufgeheizt
- d) Abkühlung der Anlage, Ausdehnungsgefäß gibt Wasser an die Anlage ab

5.3.3.2 Pumpen-Druckhaltesystem

Der Druck in der Anlage wird durch Pumpen (Druckhaltepumpen) erzeugt. Veränderungen der Betriebsparameter, z.B. Anlagendruck, sind nur begrenzt möglich, da die korrekte Pumpenfunktion den Betrieb innerhalb der Pumpenkennlinien voraussetzt. Auf die Entgasung des Ausdehnungswassers ist größten Wert zu legen. Pumpen-Druckhaltesysteme sind in Anlagen aller Größen und Drücke einsetzbar. Sie sind deutlich leiser als Kompressor-Druckhaltesysteme.

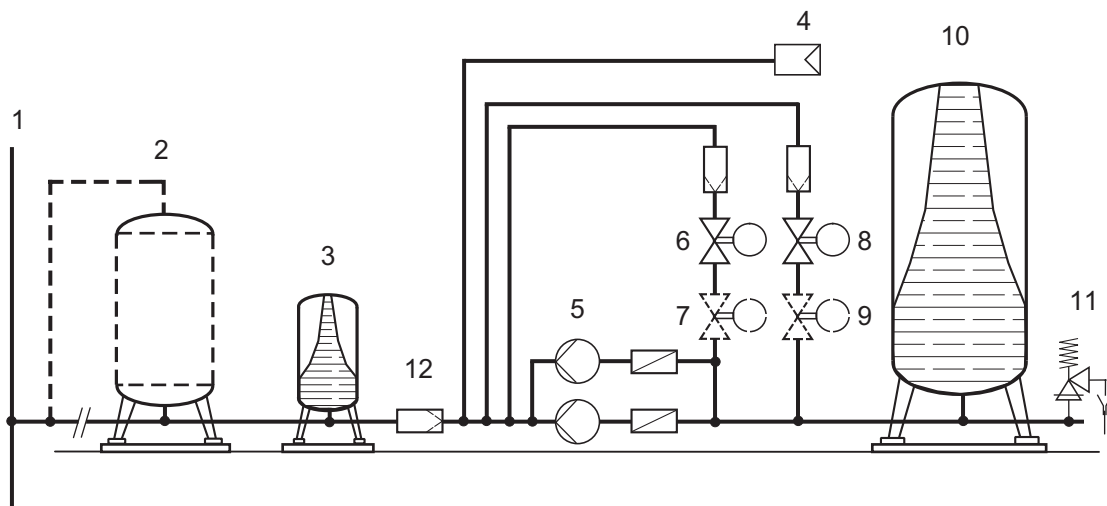


Bild 40 Pumpen-Druckhaltesystem

- 1 Anlagenrücklauf
- 2 Zwischengefäß (Option)
- 3 Druckgefäß
- 4 Steuerung
- 5 Druckhaltepumpen 1 + 2 mit saugseitigen Rückschlagklappen
- 6 Überströmventil 1

- 7 Steuerbares Absperrventil zu 6 (Option)
- 8 Überströmventil 2
- 9 Steuerbares Absperrventil zu 8 (Option)
- 10 Ausdehnungsgefäß
- 11 Sicherheitsventil (Überfüllsicherung)
- 12 Filter

5.3.3.3 Planungshinweise für Druckhaltesysteme

Jede Wärmeerzeugungs- oder Kälteanlage muss mit mindestens einem Ausdehnungsgefäß verbunden sein.

In Heizungsanlagen mit automatischen Druckhaltesystemen (insbesondere bei pumpengesteuerten Systemen) und / oder mit Entgasungssystemen (mit dem Prinzip der Druckabsenkung zur Entgasung) ist für jeden Heizkessel ein Membran - Ausdehnungsgefäß (MAG) zur Einzelabsicherung vorzusehen. Das Membran - Ausdehnungsgefäß muss das Ausdehnungsvolumen des Heizungswasser im Heizkessel aufnehmen können, jedoch eine Mindestgröße von 35 Litern haben. Durch dieses Membran - Ausdehnungsgefäß werden die Häufigkeit und Heftigkeit der Druckschwankungen reduziert, die Laufzeit der Druckhaltepumpe verbessert und damit die Betriebssicherheit und Nutzungsdauer der Anlagenteile erhöht. Bei Nichtbeachtung können Schäden am Heizkessel oder und anderen Anlagenteile auftreten

Bei Mehrkesselanlagen muss jeder Kessel mit einem eigenen Ausdehnungsgefäß ausgestattet sein (siehe Bild 41). Dieses sollte mindestens das Ausdehnungsvolumen des jeweiligen Kessels aufnehmen. Durch das eigene Ausdehnungsgefäß entfällt die gemeinsame Ausdehnungsleitung zwischen den Kesseln. Es werden Fehlzirkulationen über diese Leitung vermieden, die bei automatischen Folgeschaltungen auftreten können. Das Ausdehnungsvolumen der restlichen Anlagenteile ist durch ein geeignetes Ausdehnungsgefäß aufzunehmen.

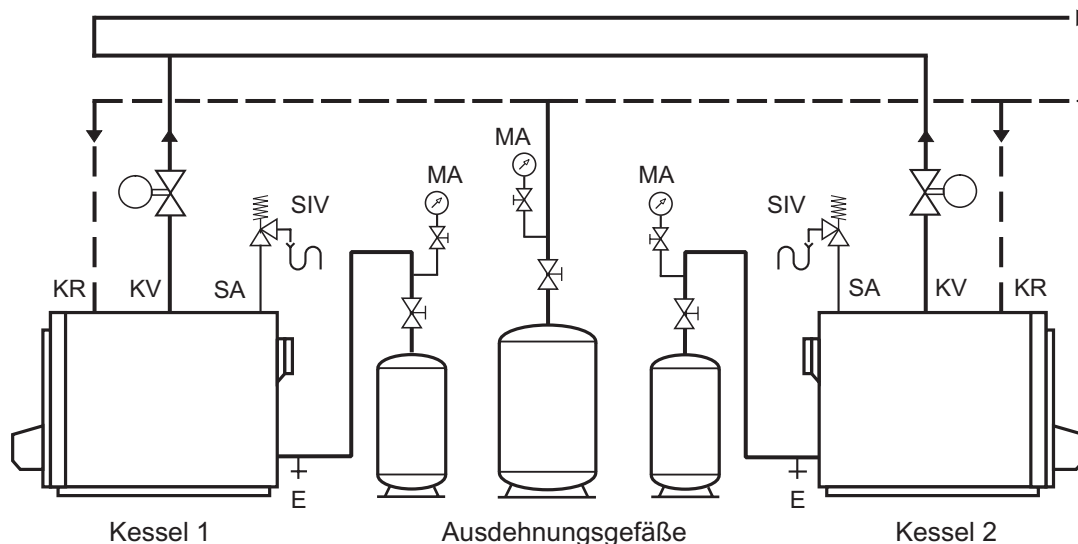


Bild 41 Anordnung von Ausdehnungsgefäßen in Mehrkesselanlagen

- E Entleerung
- KR Kesselrücklauf
- KV Kesselvorlauf
- MA Manometer
- SIV Sicherheitsventil
- SA Sicherheitsanschluss

Der Wasserinhalt der Anlage sollte nicht abgeschätzt, sondern immer genau ermittelt werden. Die Größe der Ausdehnungsgefäße richtet sich nach dem Wasserinhalt und deren maximal

möglichen Temperaturerhöhung. Die Ausdehnungsgefäße dürfen nicht zu klein gewählt werden, da es sonst beim Aufheizen zu Überdruck in der Anlage kommt und das Sicherheitsventil abbläst. Beim Abkühlen fehlt dieses Wasser und es entsteht Unterdruck in der Anlage.

Bei Heizungsanlagen mit möglichen Rücklauftemperaturen über 70°C sind die Ausdehnungsgefäße an den Rücklauf oder direkt an den Erzeuger anzuschließen (siehe Bild 42). Die maximale Betriebstemperatur der Ausdehnungsgefäße ist zu beachten und ggf. ein Vorschaltgerät zur Temperaturbegrenzung vorzusehen.

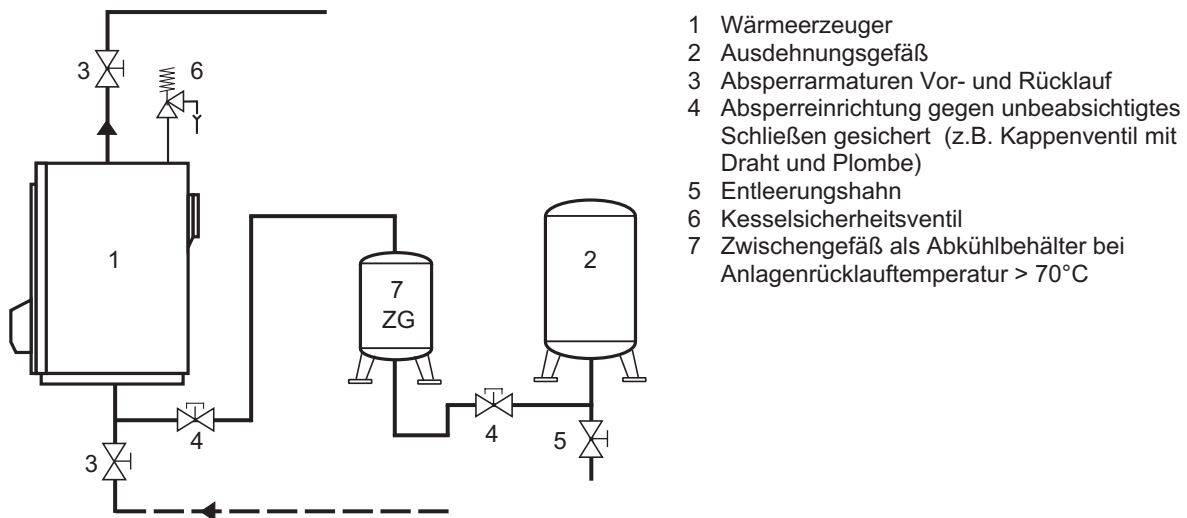


Bild 42 Anordnung eines Zwischengefäßes bei möglichen Rücklauftemperaturen über 70°C

Die Umwälzpumpe sollte im Heizkreis hinter dem Anschluss des Druckhaltesystems angeschlossen werden, so dass das MAG auf der Pumpen-Zulaufseite angeordnet ist (siehe Bild 43). Der durch die Pumpe aufgebaute Differenzdruck bewirkt damit eine weitere Erhöhung des Systemdrucks. Ein ungewollter Lufteintritt wird dadurch vermieden. Druckhaltung und Entlüftung von Heizungsanlagen bilden grundsätzlich eine untrennbare Einheit für die Zuverlässigkeit der Heizungsanlage.

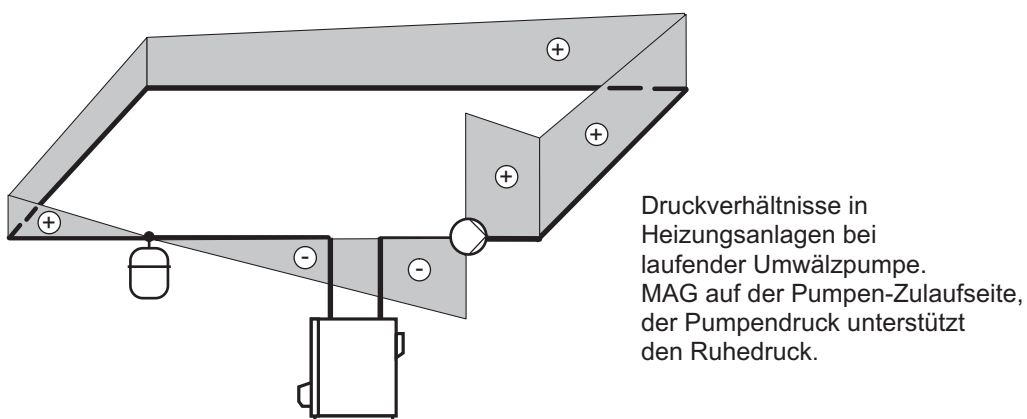


Bild 43 Druckverhältnisse in Heizungsanlagen

In Kälteanlagen ist die Bestimmung des Ausdehnungsvolumens nicht von der Betriebstemperatur (z.B. 6/12 °C) sondern von der max. möglichen Umgebungstemperatur abhängig, die die Kühlflüssigkeit bei Ausfall des Kühlaggregates annehmen kann. In Deutschland werden im allgemeinen 30-35°C zugrunde gelegt.

Für Kälteanlagen ist besonders der veränderliche Ausdehnungsfaktor bei Zusatz von Frostschutzmitteln zu berücksichtigen.

5.4 Schnittstellen

5.4.1 Verteiler / Sammler

Verteiler fassen die Vorläufe und Sammler die Rückläufe der einzelnen Strömungskreise zusammen (siehe Kapitel 4). Man unterscheidet zwischen differenzdrucklosen (differenzdruckarmen) und differenzdruckbehafteten Verteilern/Sammlern.

5.4.1.1 Differenzdruckloser (differenzdruckarmer) Verteiler/Sammler

Der Differenzdruck zwischen Verteiler und Sammler ist so gering, dass er die nachgeschalteten Strömungskreise nicht in ihrer Funktion beeinträchtigt.

Planungshinweise:

i) Die maximale Geschwindigkeit für die Dimensionierung beträgt 0,2 m/s bei 1,2 bis 1,4-fachem Gesamt-Durchfluss aller aufgeschalteten Netze (Strömungskreise).

Die Pumpen sind dem Strömungskreis zugeordnet und müssen den Widerstand des Stellorgans (Mischer) mit überwinden. Die einzusetzenden hydraulischen Schaltungen sind:

- Beimischschaltung
- doppelte Beimischschaltung

5.4.1.2 Differenzdruckbehafteter Verteiler/Sammler

Der Differenzdruck zwischen Verteiler und Sammler ist so groß, dass er die Strömungskreise funktionsgerecht versorgt.

Die max. Geschwindigkeit für die Dimensionierung ist 0,4 m/s.

Die Höhe des Differenzdrucks (Primärkreis) zwischen Verteiler/Sammler wird bestimmt von der hydraulischen Schaltung im nachgeschalteten Netz (Sekundärkreis).

Der erzeugte Differenzdruck des Primärkreises ist Kriterium für die Auslegung des Stellglieds.

Bei einer Einspritzschaltung mit 2- Wege-Regelventil oder 3- Wege-Regelventil ist eine Sekundärpumpe erforderlich.

Bei einer Drossel-, Umlenk- oder Strahlpumpenschaltung ist keine Sekundärpumpe notwendig.

5.4.2 Hydraulische Weiche (hydraulischer Entkoppler)

Die hydraulische Weiche ist die hydraulische Trennung zwischen Erzeuger und einem oder mehreren nachgeschalteten Netzen (siehe Bild 44). Unterschiedliche Differenzdrücke zwischen Erzeugerkreis und Verbraucherkreis werden in der hydraulischen Weiche kompensiert. Es findet keine Beeinflussung des Durchflusses im Erzeugerkreis statt.

Die hydraulische Weiche stellt keine Systemtrennung dar.

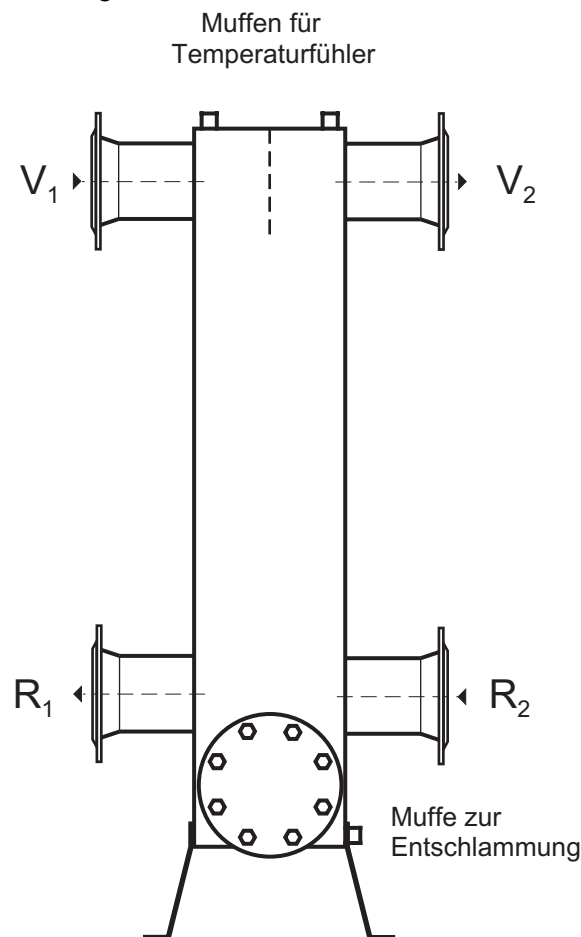


Bild 44: Hydraulische Weiche

V_1	Vorlauf Erzeuger
V_2	Vorlauf Verbraucher
R_1	Rücklauf Erzeuger
R_2	Rücklauf Verbraucher

5.5 Rohrleitung

Verbindendes Element zwischen Erzeuger und Verbraucher. Sie dient dem Transport des Energieträgers. Die Auslegung der Rohrleitung richtet sich nach dem Durchfluss, der zulässigen Strömungsgeschwindigkeit und der Beschaffenheit des Energieträgers.

5.6 Verbraucher

Komponenten innerhalb einer Anlage, welche als Wärmeübertrager den Wärmestrom zwischen dem Medium und dem zu heizenden/kühlenden Bereich ermöglichen.

5.7 Speicher

Behälter für Wasser zur Pufferung von Wärme/Kälte-Energie.

Speicher sind erforderlich, um Leistungen für Spitzenlastzustände zu puffern und notwendig, um Mindestlaufzeiten von Wärme- und Kälteerzeugern zu gewährleisten.

Spezielle Ausführungen können als hydraulische Weiche verwendet werden.

Hinweis:

Parameter wie z.B. die Strömungsgeschwindigkeit am Ein- und Austritt des Speichers sind je nach Anwendungsfall zu berücksichtigen.

5.8 Wärmeerzeuger / Wärmeübertrager

Im Wärmeerzeuger oder Wärmeübertrager wird aus einer Wärmequelle die erzeugte Wärme einem geeigneten Wärmeträger zugeführt.

In Heizungsanlagen ist der Heizkessel der meistverwendete Wärmeerzeuger. Weitere Wärmeerzeuger sind Wärmepumpen, Thermische Solaranlagen, Blockheizkraftwerke, Brennstoffzellen etc.

5.8.1 Heizkessel

Die Heizkesselkonstruktion muss die schadstoffarme und energiesparende Verfeuerung des Brennstoffes ermöglichen. Der Wärmeträger muss den Heizkessel einwandfrei durchströmen können.

5.8.1.1 Festbrennstoffkessel

Festbrennstoffkessel sind Heizkessel, die mit Stein- oder Braunkohlen, Torf, Holzkohlen, stückiges Holz, nicht stückiges Holz (Sägemehl, Späne, Schleifstaub, Rinde), Presslinge aus naturbelassenem Holz (Holzpellets), Stroh oder ähnliche pflanzliche Stoffe befeuert werden.

Hinweise:

Sofern Anlagen nur bei Volllast betrieben werden dürfen, ist in der Regel ein ausreichend bemessener Wärmespeicher erforderlich (siehe Bundes-Immissionsschutz-Verordnung – BimSchV).

Die sicherheitstechnische Ausrüstung richtet sich nach der Bauart der Heizungsanlage, wie geschlossene oder offene Anlagen und Art der Wärmeerzeugung (automatische oder Handregelung). Sie muss für Warmwasserheizungsanlagen nach EN 12828 erfolgen. In Heißwasseranlagen (> 110/120 °C) sind die TRD 402, TRD 604 T2 und/oder DIN EN 12953-6 zu beachten.

5.8.1.2 Standardheizkessel

Ein Heizkessel, bei dem die durchschnittliche Betriebstemperatur durch seine Auslegung bestimmt ist.

5.8.1.3 Niedertemperaturheizkessel

Ein Heizkessel, der kontinuierlich mit einer Rücklaufftemperatur von 35 - 40 °C betrieben werden kann und in dem es unter bestimmten Umständen zur Kondensation des in den Abgasen enthaltenen Wasserdampfes kommen kann.

5.8.1.4 Brennwertkessel

Ein Heizkessel, der eine Wärmerückgewinnung durch die Kondensation eines Großteils des in den Abgasen enthaltenen Wasserdampfes erzielt.

5.8.2 Planungshinweise für Heizkessel

5.8.2.1 Leistung der Heizkessel

Die Leistung des Heizkessels muss die erforderliche Heizlast des Gebäudes für die Raumheizung und die Lüftung (DIN EN 12831) sowie die Trinkwassererwärmung decken. Dynamische Lastfälle sind dabei zu berücksichtigen.

Moderne öl- und gasbefeuerte Heizkessel erreichen durch mehrstufige oder modulierende Brenner hohe Nutzungsgrade. Durch Aufteilen auf mehrere Kessel kann der Nutzungsgrad nicht nennenswert verbessert werden. Wird die benötigte Wärmeleistung z.B. aus Gründen der erhöhten Betriebssicherheit auf zwei oder mehrere Kessel aufgeteilt, dann sollten diese gleich groß gewählt werden. Ein „Sommerkessel“ ausschließlich zur Trinkwassererwärmung lohnt sich für die überwiegenden Zahl der Anlagen nicht.

Der Vergleich der Wirkungsgrade zeigt:

Der Sommerkessel mit einer dem Trinkwasser - Wärmebedarf angepassten Leistung wird mit Volllast betrieben und erreicht einen Wirkungsgrad von 91%.

Im Vergleich dazu wird der große Heizkessel den Wärmebedarf für die Trinkwassererwärmung

mit der Teillaststufe und dem aufgrund der niedrigen Abgastemperatur höheren Wirkungsgrad von 94% liefern.

Bei gleichgroßen Kesseln ist die Hydraulik der Anlage einfacher.

5.8.2.2 Hydraulische Betriebsbedingungen für Heizkessel

Um Störungen oder Schäden an der Kesselanlage zu vermeiden, sind die Betriebsbedingungen (Heizwasserstrom, Kesselrücklauftemperatur, Mindest-Kesselwassertemperatur, wasserseitige Widerstände) zu beachten. Diese Bedingungen sind im BDH Informationsblatt Nr.2 formuliert und werden vom Hersteller angegeben.

- Heizwasserstrom

Der Durchfluss durch den Heizkessel muss zwischen Mindest- und Maximalwert liegen; dadurch wird eine gute Regelbarkeit des Kessels erreicht.

Liegt der Durchfluss oberhalb des Mindestwertes, ist eine gleichmäßige Durchströmung und damit ein gleichmäßiger Abtransport der Wärme von den feuerberührten Kesselwänden gewährleistet.

Um Störungen in der Durchströmung zu verhindern darf der Maximalwert nicht überschritten werden.

- Kesselrücklauftemperatur

Die Kesselhersteller geben eine einzuhaltende minimale Kesselrücklauftemperatur vor. Die Mindesttemperatur ist, je nach Kesselkonstruktion, Betriebsweise des Brenners und Brennstoff, verschieden.

Ihre Unterschreitung führt zur Kondensatbildung auf der Abgasseite. Das Kondensat kann zu Korrosion im Kessel führen. Die erforderliche Mindestrücklauftemperatur ist durch geeignete Maßnahmen, z.B. einer Rücklauftemperaturanhebung sicherzustellen.

- Mindest-Kesselwassertemperatur

Die Mindest-Kesselwassertemperatur dient zur Vermeidung von Korrosionsschäden (siehe Tabelle 5-1).

Kesselbauart	Mindest-Rücklauf-Temperatur	Mindest-Kesselwasser-Temperatur
Standardkessel	60 °C	75 °C
Niedertemperatur-Kessel	35 - 40 °C	40 - 60 °C
Brennwertkessel	5 °C	30 °C
Festbrennstoffkessel –Kohle	40 °C	60 °C
–Stroh/Holz	60 °C	75 °C
Standard-Niedertemperatur-Kessel mit Abgas- / Wasser-Wärmeübertrager	35 - 60 °C	40 - 75 °C

Tabelle 5-1: Richtwerte für Mindest-Rücklauftemperaturen und Mindest-Kesselwassertemperaturen

- Wasserseitiger Widerstand

Der für die hydraulische Berechnung erforderliche Widerstand des Kessels ist von der Konstruktion abhängig. Die Angaben macht der Hersteller.

5.8.3 Fernwärme-Übergabe

In Fern- / Nahwärmenetzen wird der Wärmeträger in einem vertraglich fest definierten Zustand (Druck, Temperatur, Differenzdruck, Durchfluss) vom Kraftwerk über Hausstationen zum Wärmeverbraucher transportiert.

Die vom Fern-/Nahwärmenetz anstehenden Zustandsgrößen müssen mit regelungstechnischen Einrichtungen an die zulässigen Betriebsparameter der Hausanlage angepasst, abgesichert und zum Zwecke der Energieeinsparung geregelt werden.

Es wird zwischen direkten und indirekten Fern- / Nahwärme-Übergabesystemen unterschieden. Bei der direkten Fern- / Nahwärmeübergabe fließt das Heizwasser „direkt“ durch den Verbraucher.

Bei der indirekten Fern- / Nahwärmeübergabe ist das Heizmedium der Hausanlage durch einen Wärmeübertrager vom Fern- / Nahwärmenetz getrennt.

Hinweise:

Bei der direkten Fern- / Nahwärmeübergabe ist der hohe Wasservorlaufdruck sowie die hohe Wasservorlauftemperatur bei der Auslegung von Reglern zu beachten.

In der Regel ergeben sich bei direkten Wärmeübergabe-Systemen auf Grund der hohen Vorlauf-/ Rücklauf-Spreizungen geringere Wassermengen in den Sekundärkreisen als bei indirekten Wärmeübergabesystemen

5.8.4 Wärme- / Energierückgewinnung

Zur Nutzung der Wärme aus Abgasen von Heizkesseln werden in der Regel Abgas / Wasser-Wärmeübertrager in die Abgasleitung eingebaut. Die entzogene Wärme wird dem Heizungswasser zugeführt.

Abgas-/ Wasser- Wärmeübertrager (AWWT) Typen sind:

- AWWT für kondensierenden Betrieb
Die Abgase werden unter den Taupunkt abgekühlt. Die Kondensationswärme wird genutzt.
- AWWT für nicht kondensierenden Betrieb
Die Abgase werden nicht bis zum Taupunkt abgekühlt. Es findet keine Kondensation statt. Die Mindestrücklauftemperatur ist durch eine entsprechende Hydraulik sicherzustellen.

5.8.5 Solar-Anlagen

Die Strahlung der Sonne wird durch Sonnenkollektoren in Wärme umgewandelt. Diese wird zur Trinkwassererwärmung, Schwimmbadwasser-Erwärmung, gelegentlich auch zur Unterstützung der Raumheizung verwendet.

5.8.6 Blockheizkraftwerke (BHKW)

Diese sind zur Strom- und Wärme-/Kälteversorgung installierte Kraftwerke, meist mit Verbrennungsmotoren oder bei größeren Leistungen auch mit Gasturbinen.

Die Abwärme der Motoren in Kühlwasser und Abgas wird zur Heizung und Kälteerzeugung (z.B. Absorptionskältemaschine) genutzt.

Die zur Kühlung des Motors vorgeschriebene Rücklauftemperatur ist durch eine entsprechende Hydraulik und Betriebsführung sicherzustellen.

5.8.7 Wärmeübertrager

Dient zur Wärmeübertragung von einem wärmeren an ein kälteres Medium (z.B. Wasser, Dampf, Luft). Das wärmeabgebende Medium ist durch eine Scheidewand (Heizfläche) vom wärmeaufnehmenden Medium getrennt.

Der Wärmeübertrager stellt eine Systemtrennung dar.

Hinweis:

Für die hydraulische Einbindung sind u.a. die Massenströme (Voll- und Teillastbetrieb) und der Betriebs- und Differenzdruck zu beachten.

5.8.8 Wärmepumpen

Diese entziehen einer Wärmequelle (tieferes Temperaturniveau) unter Aufwendung von Arbeit in einem Kreisprozess Wärme um sie dann auf einem höheren Temperaturniveau für Heizung- und Trinkwassererwärmung zur Verfügung zu stellen.

Nach der Bauart der Wärmepumpe unterscheidet man zwischen den Wärmequellen Wasser, Luft und Erdreich. Die Bezeichnung erfolgt in der Reihenfolge Wärmequelle / Wärmeträger, z.B. Luft/Wasser - Wärmepumpe.

Hinweise:

Bei der Planung von Wärmepumpen muss auf folgendes geachtet werden:

- möglichst niedrige Vorlauftemperatur
- kleine Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauftemperatur (Spreizung max. 8 – 10 K)
- Mindestumlaufwassermengen (Vermeidung thermischer Schäden)
- Der Heizbetrieb sollte mit gleitendem Wärmepumpenbetrieb erfolgen (ohne Einsatz von Heizungsmischern)

Zu beachtende Normen sind: VDI-Richtlinie 4640 Blatt 1-3; DIN 8901.

5.8.9 Brennstoffzelle

In der Brennstoffzelle reagieren auf elektrochemischem Weg z.B. Wasserstoff und Sauerstoff zu Wasser. Dabei entsteht elektrischer Strom und Wärme, die zum Erwärmen von Brauch- und Heizwasser genutzt werden kann.

5.9 Trinkwassererwärmungsanlagen (TWE- Anlagen)

Es wird unterschieden zwischen geschlossenen / offenen Trinkwassererwärmern und zentralen / dezentralen Trinkwassersystemen.

In diesem Einheitsblatt werden nur zentrale, geschlossene Trinkwassererwärmungsanlagen behandelt.

Des weiteren werden Trinkwassererwärmer nach Ihrer Beheizungsart unterschieden. Das Medium wird direkt oder indirekt beheizt.

Werden größere warme Trinkwassermengen in kurzer Zeit benötigt, sind z.B. Speichersysteme oder leistungsfähige direkte Wärmeübertrager einzusetzen.

Warmwassermengen lassen sich z.B. mit Speicher bevorraten.

Der Wärmeübertrager liegt bei Speicherlade-Systemen außerhalb des Speichers.

Warmwasserschichtung ist hierbei durch geeignete Anordnung und Durchströmung der Speicher zu vermeiden.

Hinweise:

Bei der Auswahl des Trinkwassererwärmers ist die DIN 4753 zu berücksichtigen um Korrosion zu vermeiden.

Der Trinkwassererwärmer ist gemäß DIN 1988 – 4 bzw. DIN EN 1717 abzusichern.

Es sind Sicherheitsventile entsprechend dem gespeicherten Warmwasservolumen nach DIN 1988 - 2 sowie nach TRD 721 einzusetzen.

Bei der Auslegung von Trinkwasser- Warm- Systemen muss zur Trinkwasserhygiene folgendes beachtet werden:

Damit Warmwasserinstallationen nicht verkeimen, sind die entsprechenden DVGW Arbeitsblätter W 551 und W 553 zu beachten. Zentrale TWE mit Zirkulation sind so auszulegen, dass sie das gesamte Trinkwasser (warm) im System zur thermischen Desinfektion auf > 70°C aufheizen können.

Nach den vorgenannten Arbeitsblättern muss der Wasserinhalt durch konstruktive Maßnahmen und durch die Dimensionierung der Leitungen so gering wie möglich gehalten werden.

Stagnierendes Wasser und die Erwärmung von kaltem Trinkwasser im Transportsystem durch Umgebungseinflüsse sind zu vermeiden. Durch Zirkulationssysteme oder durch selbstregelnde Begleitheizungen muss sichergestellt werden, dass die Temperatur an keiner Stelle des Versorgungssystems dauerhaft geringer als 55°C ist. Ausgenommen sind Stockwerksleitungen mit einem Wasservolumen kleiner als 3 Liter.

Voraussetzung für den hygienisch einwandfreien Betrieb ist ein thermischer (hydraulischer) Abgleich des Zirkulationssystems. Hierzu sind thermostatisch oder elektronisch geregelte Zirkulationsventile zu verwenden.

Der Einbau von Membranausdehnungsgefäßen - MAG für die TWE (siehe DIN 4807, Teil 5) ist nicht vorgeschrieben. Ihr Einsatz bewirkt aber eine deutliche Energie – und Wassereinsparung. Es dürfen nur MAG's eingesetzt werden die durchströmt sind, damit die Trinkwasserqualität nicht beeinträchtigt wird.

5.9.1 Speicher-System

Geschlossene Trinkwassererwärmer stehen nicht in Kontakt mit dem Atmosphärendruck. Der Druck der Kaltwasserseite steht im gesamten System bis zur Entnahmemarmatur an. Bei jeder Aufheizung tritt Wasser aus dem Sicherheitsventil aus. Die geschlossenen Speicher halten ständig warmes Wasser auf der gewünschten Temperatur (bis 90°C) vor. Die Geräte stehen im günstigsten Fall direkt am Ort des Warmwasserverbrauchs, um Wärmeverluste zu minimieren.

Der Speicher besteht aus einem druckfesten Behälter mit internen oder externen Wärmeübertrager.

Vorteile des Speichers sind:

- auch bei kleiner Leistung des Wärmeerzeugers können große Wassermengen abgenommen werden, wenn die Mengen nicht konstant benötigt werden (Aufheizzeit des Speichervolumens muss beachtet werden)
- gute Regeleigenschaften
- Mehrere Speicher mit unterschiedlichen Temperaturen können betrieben werden

Nachteil:

- Verkeimungsrisiko, da nicht ständig Wasseraustausch stattfindet (wenig Verbrauch, Stagnation) und da Temperaturschichtung möglich ist

5.9.2 Speicher-Ladesysteme

Aus Gründen der Trinkwasserhygiene sollten Speicher- Lade – Systeme eingesetzt werden. Die Systeme verhindern Stagnation im Speicherbereich da sie entgegen der Entnahmerichtung ständig durchströmt werden. Bei entsprechend eingesetzter Regelungstechnik werden somit Temperaturschichtungen und Stagnationsbereiche verhindert.

Das Speicher- Lade- System besteht im wesentlichen aus einem Druckbehälter mit einem Anschluss für Trinkwasser (warm) (TWW), einem Anschluss für Trinkwasser (kalt) (TWK), einem Anschluss für die Trinkwasserzirkulation (TWZ) und einem externen einzeln aufgestellten Behälter mit integriertem Wärmetauscher (Ladesystem) oder einem Plattenwärmetauscher, der vom Trinkwasser durchströmt wird, wobei dieses erwärmt wird. Das Trinkwasser wird mittels einer Speicher- Ladepumpe ständig durch das Ladesystem zirkuliert, wodurch die benötigte Wärmemenge zugeführt wird. Es besteht die Möglichkeit mehrere Speicher zeitgleich zu laden und somit eine große Warmwassermenge bevorraten zu können. Zur Auslegung von Speicher – Lade- Systemen muss die benötigte Warmwassermenge bekannt sein, um Energie zu sparen und um Stagnation innerhalb der Behälter zu vermeiden.

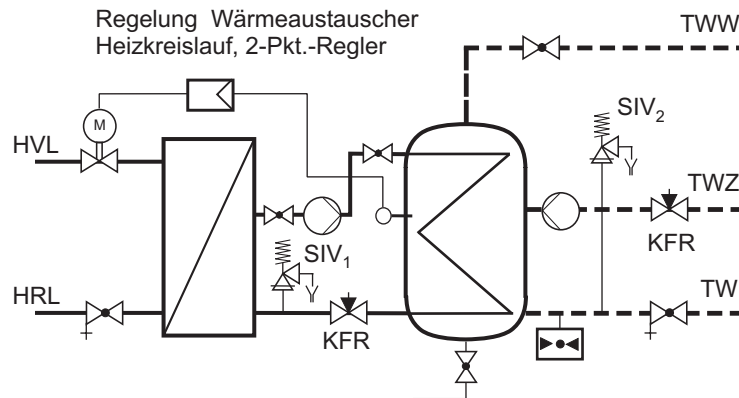


Bild 45: TWW Speicher-Lade-System

HVL	Heizungsvorlauf
HRL	Heizungsrücklauf
TWW	Trinkwasser (warm)
TW	Trinkwasser (kalt)
TWZ	Trinkwasser-Zirkulation
SIV ₁	Sicherheitsventil Heizungsseitig (z.B. 2,5 bar)
SIV ₂	Sicherheitsventil Trinkwasserseitig (z.B. 6 bar)
KFR	Kombiniertes Freistrom-/Rückschlagventil

Vorteile:

bei kleiner Wärmeübertragerleistung können große Mengen Warmwasser bevorratet werden

bei großer Wärmeübertragerleistung können bei kleinem Speicherbehälter kurzfristig große Warmwassermengen abgenommen werden

Schichten mit unterschiedlichem Warmwassertemperaturniveau werden aufgrund der gegenläufigen Durchströmung vermieden

Geringes Risiko bezüglich Verkeimung des Speichers (bessere Trinkwasserhygiene)

Besonders geeignet für Fernwärmanlagen und Brennwerttechnik wegen der niedrigen Rücklauftemperatur des Heizmediums

5.9.3 Durchlauf- Trinkwassererwärmer

Durchlauf- Trinkwassererwärmer sind geschlossene Geräte mit druckfestem Innenbehälter für die zentrale Versorgung. Die Auslauftemperatur beim Durchlauferhitzer wird von 3 Parametern beeinflusst:

- dem Durchfluss,
- der Kaltwasser- Zulauftemperatur,
- der Geräte- Heizleistung.

Die TWE findet im Moment der Entnahme statt. Über Wärmeübertrager mit hoher Leistung wird jeweils nur die Menge Warmwasser bereitet, die gerade benötigt wird. Der Bedarf an Warmwasser muss genau auf die Leistung des Wärmeübertrager ausgelegt sein.

Hinweis:

Membranausdehnungsgefäße - MAG für die TWE (siehe DIN 4807, Teil 5)

Der Einbau von MAG's ist nicht vorgeschrieben. Ihr Einsatz bewirkt aber eine deutliche Energie – und Wassereinsparung. Es dürfen nur Typen eingesetzt werden, die durchströmt sind.

Grund:

Lange Stillstandszeiten (Stagnation) können die Trinkwasserqualität in den MAG und seinen Anschlussleitungen durch erhöhte Konzentration sich auflösender Werks- und Betriebsstoffe sowie durch Keimvermehrung so entscheidend beeinträchtigen, dass die an das Trinkwasser gestellten Anforderungen nicht mehr erfüllt sind (DIN 1988, Teil 4). Hierdurch kann die gesamte TWA kontaminiert werden.

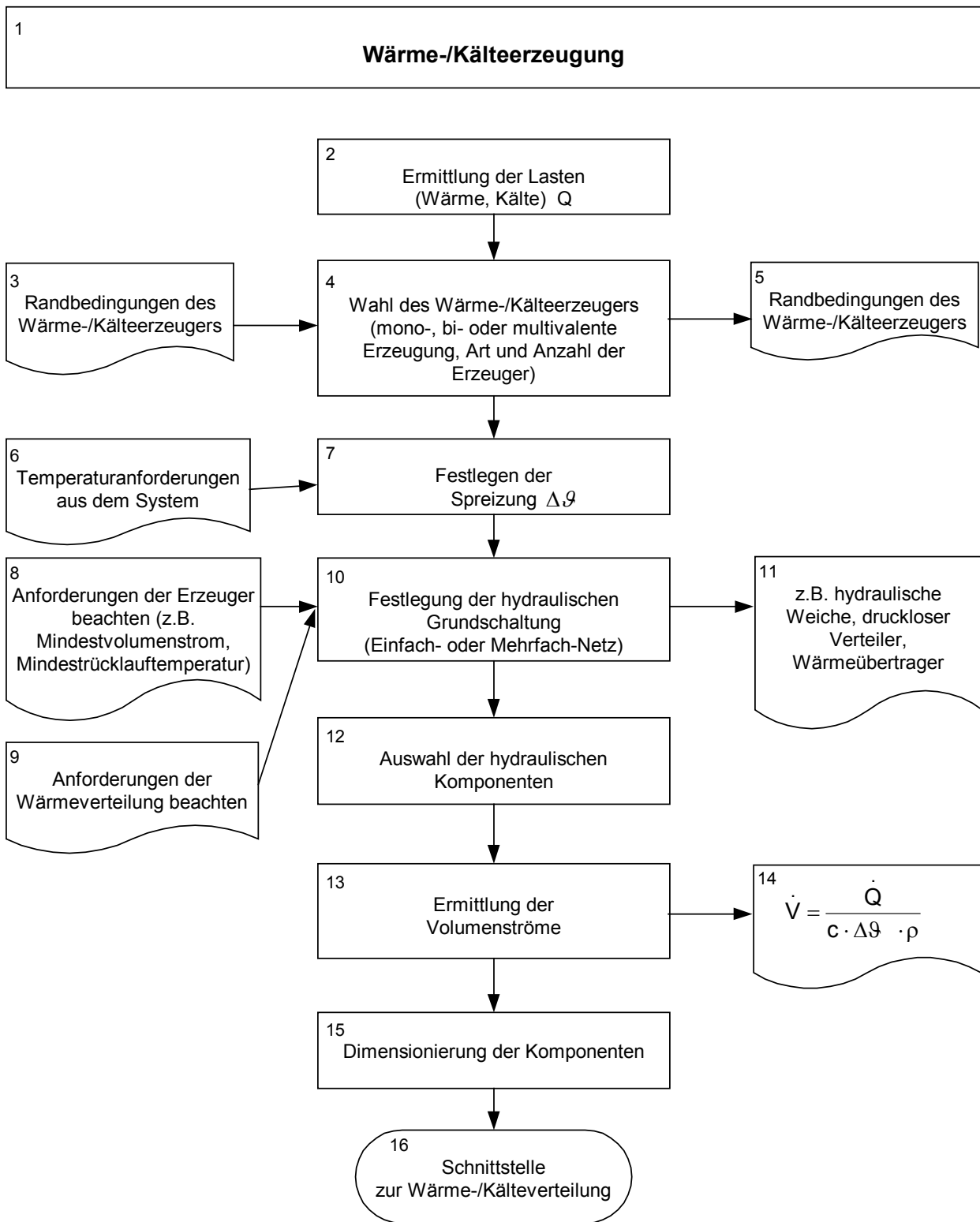
6 Auslegung der Hydraulik

6.1 Vorgehensweise bei der Projektierung / Ausführungsplanung

Die nachfolgenden Ablaufdiagramme können als Leitfaden für die Planung der Bereiche:

- Wärme-/Kälteerzeugung
- Wärme-/Kälteverteilung
- Verbraucher
- Trinkwassererwärmung und Verteilung

verwendet werden.



\dot{V} Volumendurchfluss in m³/s
 \dot{Q} Wärmestrom in kW
 c spez. Wärmekapazität in kJ/kg K
 $\Delta \theta$ Temperaturdifferenz in K
 ρ Dichte des Mediums in kg/m³

Bild 46: Ablauf-Diagramm Planung Wärme-/ Kälteerzeugung

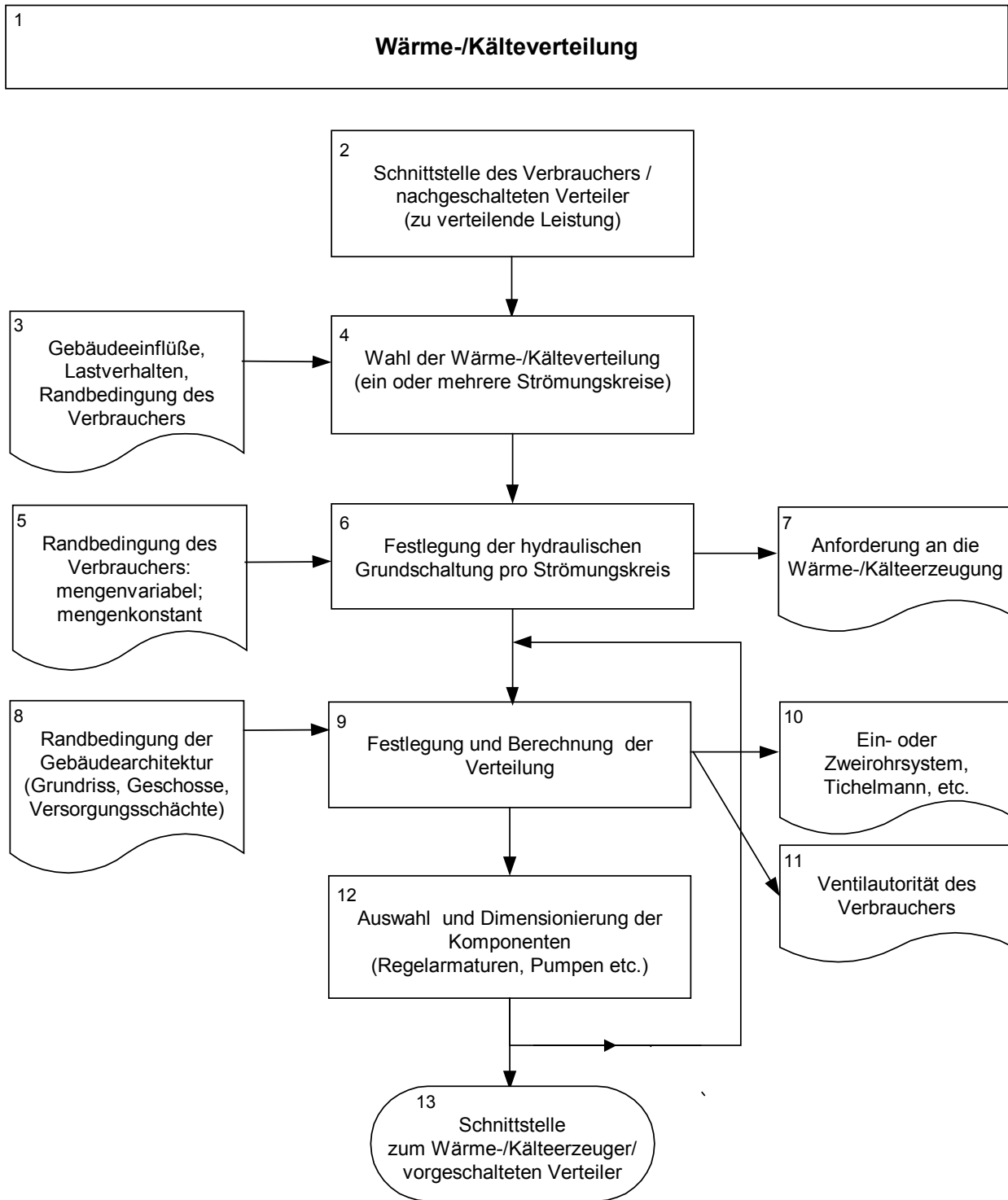


Bild 47: Ablauf-Diagramm Planung Wärme- / Kälteverteilung

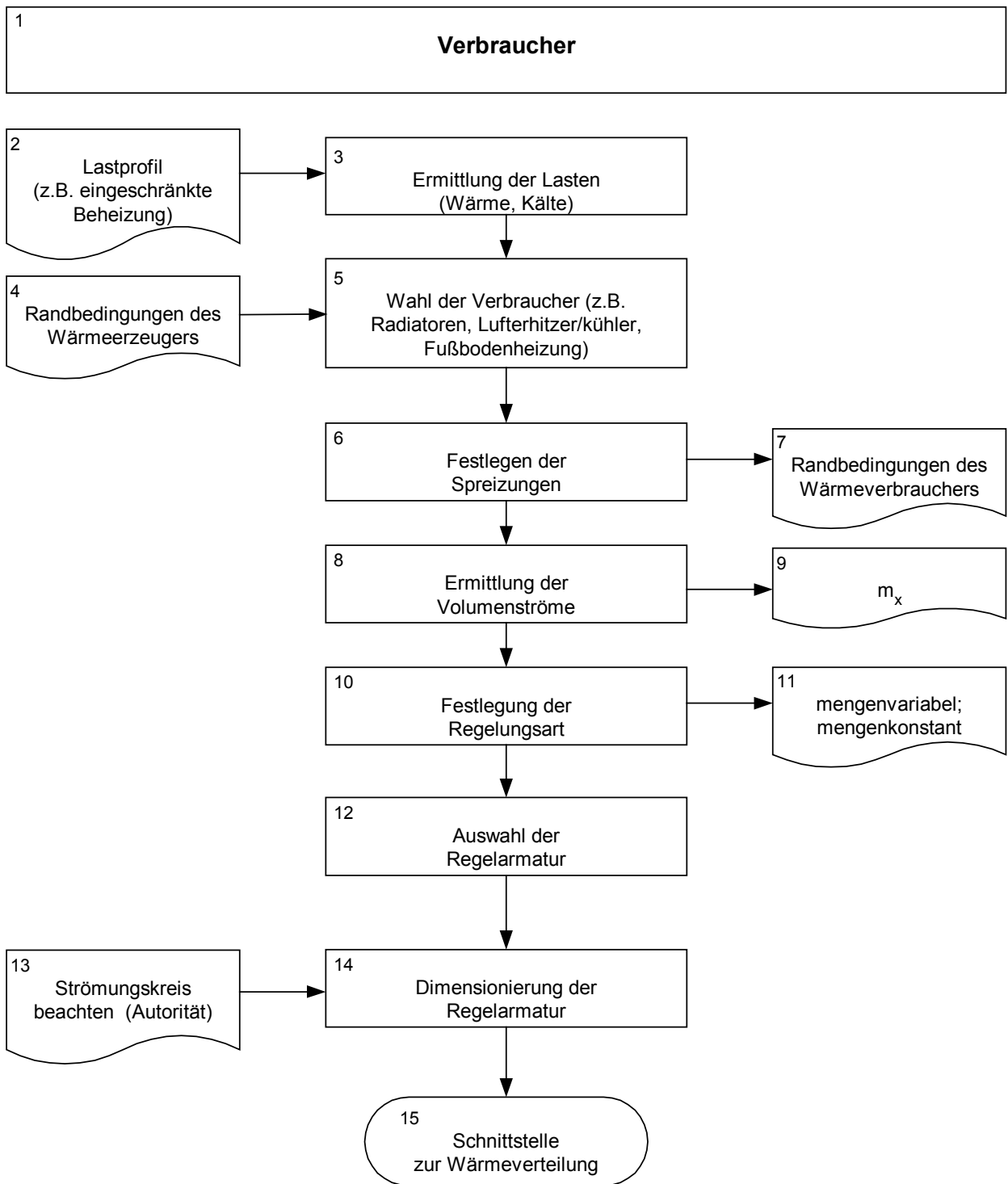


Bild 48: Ablauf-Diagramm Planung Verbraucher

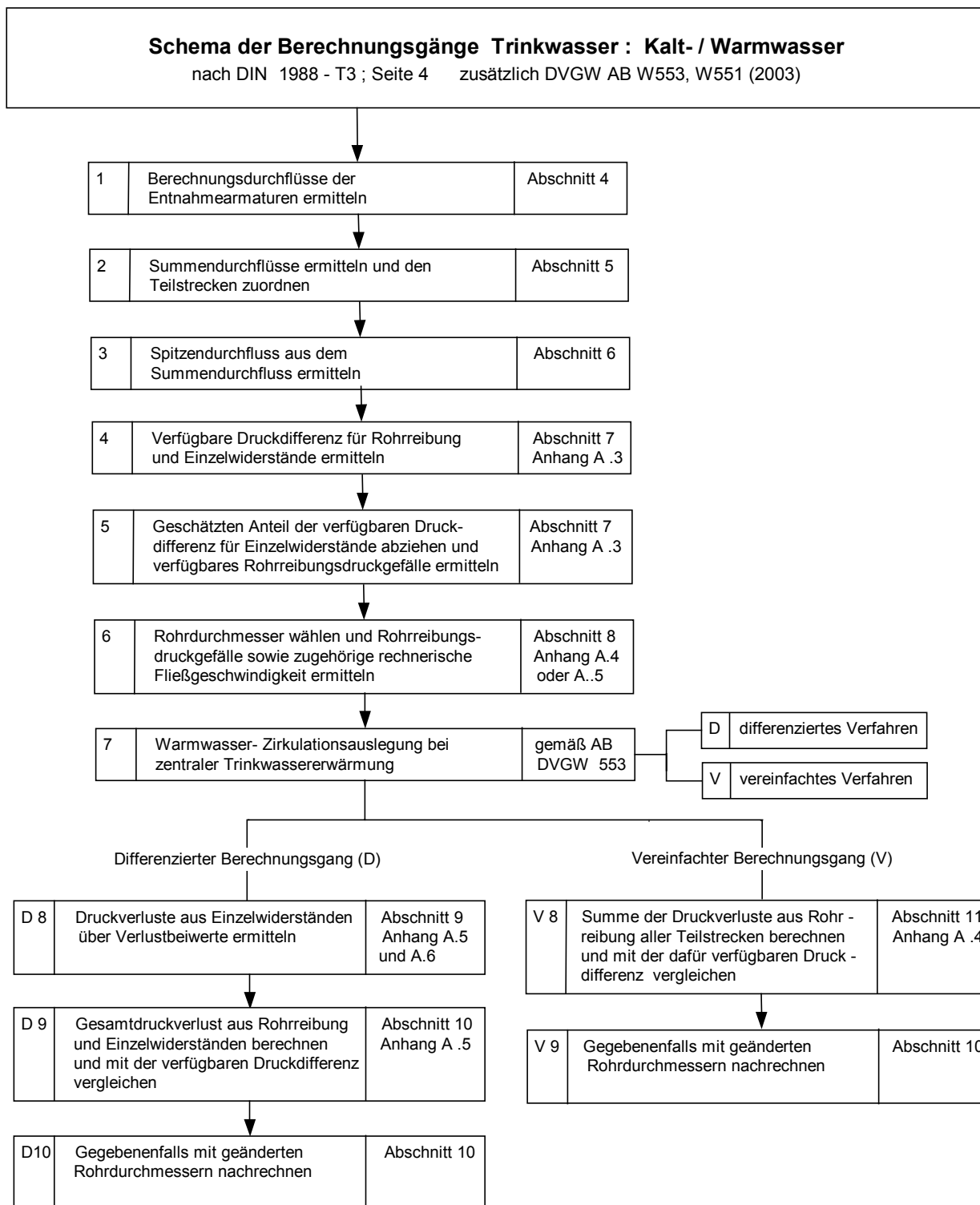


Bild 49: Ablauf-Diagramm Planung Trinkwassererwärmung und Verteilung

7 Beispielsammlung

Die Beispielsammlung ist beim Fachverband AMG im VDMA (AMG@VDMA.org) im Detail abzurufen.

In den Beispielen werden nur die hydraulisch relevanten Bauteile (Komponenten) dargestellt. Die sicherheitstechnische Ausrüstung ist nicht vollständig wiedergegeben. Diese ist bei Planung und Ausführung entsprechend den geltenden Vorschriften zu komplettieren.

Die folgende Liste zeigt den Stand der Beispielsammlung zur Veröffentlichung des Einheitsblattes (Stand April 2005):

A Wärmeerzeugungsanlagen

A.1 Einkesselanlagen

A.1.1 Einkesselanlage mit Mindest-Kessel-Rücklaufstemperatur
- ohne Vorgabe eines Mindest-Durchfluss

A.1.2 Einkesselanlage mit Mindest-Kessel-Rücklaufstemperatur
- ohne Vorgabe eines Mindest-Durchfluss
- mit 3-Wege-Regelventil

A.1.3 Einkesselanlage mit kesselseitiger Pumpe
- mit Mindest-Kessel-Rücklaufstemperatur
- mit Vorgabe eines Mindest-Durchfluss
- mit hydraulischer Entkopplung

A.1.4 Einkesselanlage mit Mindest-Kessel-Rücklaufstemperatur
- Brennwertkessel mit zwei Rücklaufanschlüssen
- ohne Mindest-Kessel-Rücklaufstemperatur
- ohne Vorgabe eines Mindest-Durchfluss
- mit einem Rücklaufanschluss für höhere Temperatur
- mit einem Rücklaufanschluss für niedrigere Temperatur

A.1.5 Einkesselanlage
- Heizkessel mit Abgas-/ Wasser- Wärmeübertrager
- mit Mindest-Kessel-Rücklaufstemperatur
- ohne Vorgabe eines Mindest-Durchfluss

A.2 Mehrkesselanlagen

A.2.1 Mit Kessel gleicher Art

A.2.1.1 Mehrkesselanlage
- mit Mindest-Kessel-Rücklaufstemperatur
- ohne Vorgabe eines Mindest-Durchfluss

A.2.1.2 Mehrkesselanlage
- Heizkessel mit Abgas-/ Wasser- Wärmeübertrager
- mit Mindest-Kessel-Rücklaufstemperatur
- mit möglicher Vorgabe eines Mindest-Durchfluss

A.2.1.3 Brennwertkessel- Wärmeversorgungsanlage mit geregelten Strahlpumpen

A.2.2 Mit Kessel unterschiedlicher Art (Kessel A, Kessel B)

A.2.2.1 Mehrkesselanlage in Parallelschaltung
A = Brennwertkessel
- ohne Mindest-Kessel-Rücklaufstemperatur
- ohne Vorgabe eines Mindest-Durchfluss
B = Niedertemperatur- oder Standardkessel

- ohne Mindest-Kessel-Rücklauf Temperatur
- ohne Vorgabe eines Mindest-Durchfluss

A.2.2.2 Mehrkesselanlage in Reihenschaltung

A = Brennwertkessel

- ohne Mindest-Kessel-Rücklauf Temperatur
- ohne Vorgabe eines Mindest-Durchfluss

B = Niedertemperatur- oder Standardkessel

- mit Mindest-Kessel-Rücklauf Temperatur
- mit Vorgabe eines Mindest-Durchfluss

A.3 Fernwärme – Übergabe

A.3.1 Direkte Übergabe

A.3.1.1 Direkter Nah-/Fernwärmeanschluss

maximaler Netzdruck ist kleiner als der zulässige Druck der Hausanlage (keine Druckabsicherung nötig)

A.3.1.2 Direkter Nah-/Fernwärmeanschluss

der maximale Netzdruck ist größer als der zulässige Druck der Hausanlage (Druckabsicherung ist nötig).

A.3.1.3 Direkter Nah-/Fernwärmeanschluss mit Trinkwassererwärmung

A.3.2 Indirekte Übergabe

A.3.2.1 Indirekter Nah-/Fernwärmeanschluss

A.3.2.2 Indirekter Nah-/Fernwärmeanschluss mit stark schwankenden Netzdruckdifferenzen (Differenzdruckregler ist notwendig)

A.3.2.3 Indirekter Fernwärmeanschluss über Wärmetauscher mit geregelter Strahlpumpe

A.3.2.4 Anlage mit Ventilen im Split-Range-Betrieb

A.4 Solaranlagen

A.4.1 Solaranlage zur Warmwasserbereitung in Ein – und Zweifamilienhäusern mit bivalentem Speicher

A.4.2 Solaranlage zur Warmwasserbereitung in Anlagen mit Warmwasserspeichern > 400 l

- mit zwischengeschaltetem Speicherkreis zur hygienischen Trennung des Solarkreises vom Trinkwassernetz
- mit Legionellenschutz- Schaltung

A.4.3 Solaranlage mit mehreren Kollektorfeldern (untereinander hydraulisch abgeglichen)

B Kälteerzeugungsanlagen

C Trinkwassererwärmungsanlagen

C.1 Speicher-Ladesysteme

C.1.1 Speicher-Ladesystem für eine Trinkwassererwärmungsanlage

C.1.2 Speicher-Ladesystem für eine Trinkwassererwärmungsanlage

- Speicher mittelbar beheizt, nach DIN 1988 – T3

C.1.3 Speicher-Ladesystem für eine Trinkwassererwärmungsanlage

- Speicher mittelbar beheizt mit externem Wärmeübertrager, nach DIN 1988 – T3

C.2 Durchlauf- Erwärmer

D Pufferspeicher

E Verteilung (Wärme) (drucklos /druckbehaftet)

E.1 Mehrfachnetz (drucklos)

- mit Zubringerpumpe für Fernnetze und Unterverteilungen (UV)
- ohne besondere Anforderungen an Kessel oder Wärmeerzeugung

E.2 Mehrfachnetz (drucklos)

- ohne besondere Anforderungen an Kessel oder Wärmeerzeugung, Rücklauf temperatur-Begrenzung o.ä.

E.3 Mehrfachnetz auf druckbehaftetem Verteiler/Sammler

- Wärmeerzeugung mit Forderung nach niedriger Rücklauf-Temperatur,
- alle Schaltungen druckbehaftet für dynamische Systeme (Heizkörper, Fußbodenheizung usw.)

F Verteilung (Kälte) (drucklos /druckbehaftet)

G Verbraucher

8 Hydraulischer Abgleich

Ein hydraulisch abgeglichenes Rohrnetz gewährleistet die Versorgung der einzelnen Anlagenteile und Verbraucher in Heiz- und Kühlsystemen mit den vom Anlagenplaner errechneten Massenströmen und den wirtschaftlichen Betrieb der Anlage.

Es ist zwischen mengenvariablen Anlagen (z.B. Zweirohranlagen) und mengenkonstanten Anlagen (z.B. Einrohranlagen) zu unterscheiden.

Voraussetzung für die Durchführung des hydraulischen Abgleichs ist, dass:

- die Anlage gespült und frei von Verunreinigungen ist
- die Anlagenteile gefüllt sind
- die Anlagenteile entlüftet sind
- alle Strömungskreise wie im Betrieb vorgesehen durchströmt werden oder zugeschaltet sind
- die Schmutzfänger/-filter gereinigt sind

8.1 Neuanlagen

Bei Neuanlagen ist die Rohrnetzrechnung Grundlage für den hydraulischen Abgleich.

Je nach Größe der Anlage, Dimensionierung des Rohrnetzes (Strömungskreis) und Auslegung der Regelventile sind Armaturen für den hydraulischen Abgleich vorzusehen.

Dies können sein:

- voreinstellbare Thermostatventile
- voreinstellbare Rücklaufverschraubungen in Kombination mit nicht voreinstellbaren Thermostatventilen
- Strangreguliertventile
- Differenzdruckregler (geeignet für durchflussvariable Strömungskreise)
- Durchflussregler (geeignet für durchflusskonstante und durchflussvariable Strömungskreise)

Hinweis:

Bei zu hohen Strömungsgeräuschen aufgrund zu hoher Differenzdrücke in mengenvariablen Anlagen sind Differenzdruckregler einzusetzen

8.1.1 Verfahren und Einrichtungen zum hydraulischen Abgleich nach Berechnung

Die Armaturen für den hydraulischen Abgleich sind gemäß Berechnung einzustellen

Die Einstellwerte sind zu protokollieren und den Revisionsunterlagen zuzufügen (siehe 9.1.1)

8.1.2 Verfahren und Einrichtungen zum hydraulischen Abgleich nach Berechnung und Messung

Nach Durchführung von 8.1.1 ist sicherzustellen, dass:

- die Pumpen betriebsbereit sind
- die Pumpen auf konst. Betriebsbedingungen eingestellt sind
- thermische Regelarmaturen (z.B. Mischventile) gemäß Berechnung eingestellt sind bzw. wenn dies nicht möglich bei der Messung berücksichtigt werden

Dies ist notwendig um die errechneten stationären Bedingungen zu erreichen.

Die zu überprüfenden Anlagenteile werden gemessen und mit den Berechnungswerten verglichen

Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Werten sind durch Korrektur der Einstellung an den Reguliertventilen oder an den Differenzdruckreglern zu korrigieren. Hierbei ist

zu berücksichtigen, dass Korrekturen an Regulierventilen Einfluss auf andere Anlagenteile ausüben.

Die Mess- und Voreinstellwerte sind zu protokollieren und den Revisionsunterlagen zuzufügen (siehe 9.1.3)

8.2 Altanlagen

Fehlen bei Anlagen Rohrnetz- und Lastberechnung, welche den derzeitigen Anlagenzustand dokumentieren, ist der hydraulische Abgleich nach Berechnung nicht möglich. Eine Berechnung eines bestehenden Rohrnetzes ist in der Praxis nur selten oder gar nicht möglich, da weder die Rohrreibungswerte bekannt sind, noch der Verlauf der Rohrleitung nachvollziehbar ist. Vor dem hydraulischen Abgleich sind die Ist-/Soll-Durchflüsse zu ermitteln (ist als besondere Leistung mit dem Auftraggeber abzuklären). Hierzu können z.B. folgende Verfahren geeignet sein:

- Rechnerische Nachdimensionierung mittels Gebäude- und Anlagen-Simulation
- Aufnahme der Netzkennlinie mit einer Messpumpe
- Messen der Durchflüsse mittels Messventilen

Der hydraulische Abgleich kann dann nach 2 Strategien durchgeführt werden:

1. Statischer Abgleich (siehe 8.2.1) durch Einsatz von Mess- und manuellen Drossel-Armaturen
2. Dynamischer Abgleich (siehe 8.2.2) in durchflussvariablen Anlagen durch Differenzdruckregler / Durchflussregler oder in durchflusskonstanten Anlagen durch Durchflussregler

8.2.1 Statischer Abgleich durch Einsatz von Mess- und manuellen Drossel-Armaturen

Für den statischen hydraulischen Abgleich sind entsprechende Armaturen vorzusehen, die ein Einstellen und bei größeren Anlagen auch das Messen der Anlagenteile ermöglichen.

Es können verschiedene Messverfahren zum hydraulischen Abgleich genutzt werden. Dies sind:

8.2.1.1 Iterative Methode

Wiederholtes Messen an jeder hydraulischen Messstelle und Einstellen der entsprechenden Regulierventile bis das gewünschte Ergebnis erreicht wird.

8.2.1.2 Kompensations- / Proportionalmethode

Bei dieser Methode ist es erforderlich, dass der Schlechtpunkt bekannt ist. Der Schlechtpunkt der Anlage bestimmt die Mindestförderhöhe der Pumpe. Prinzip der Messung ist, dass für den ungünstigsten Anlagenteil ein mindest anstehender Differenzdruck bei Sollmassenstrom vorhanden sein muss. Dieser sollte aus messtechnischen Gründen 3 kPa nicht unterschreiten. Während der Anlagenteil mit dem Schlechtpunkt durch ein Hauptventil auf den Mindestdruckverlust gehalten wird, werden alle anderen Anlagenteile gemessen und eingestellt.

8.2.1.3 Balance-Methode

Durch diese Methode ist es möglich, den hydraulischen Abgleich in ausgedehnten Anlagen mit nur einer Person mittels Messcomputer (mit Balancemethode-Software) zu realisieren.

Der Schlechtpunkt der Anlage muss nicht bekannt sein, sondern wird durch das Messverfahren ermittelt.

8.2.1.4 Verfahren und Einrichtungen zum statischen hydraulischen Abgleich

Es ist sicherzustellen, dass:

- die Pumpen betriebsbereit sind,
- die Pumpen auf konst. Betriebsbedingungen eingestellt sind,
- alle einstellbaren Armaturen nach Erfahrung bzw. Solldurchfluss eingestellt sind.

Dies ist notwendig, um die vorgegebenen stationären Bedingungen zu erreichen.

Die zu überprüfenden Anlagenteile werden gemessen und mit dem vorgesehenen Solldurchfluss verglichen.

Abweichungen zwischen gemessenen und vorgesehenen Werten sind durch Korrektur der Einstellung an den Regulierventilen oder an den Differenzdruckreglern zu korrigieren. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass Korrekturen an Regulierventilen Einfluss auf andere Anlagenteile ausüben.

Die Mess- und Voreinstellwerte sind zu protokollieren (siehe 9.1).

Hinweis:

Bei zu hohen Strömungsgeräuschen aufgrund zu hoher Differenzdrücke in durchflussvariablen Anlagen sind Differenzdruckregler einzusetzen.

8.2.2 Dynamischer Abgleich in durchflussvariablen Anlagen durch Differenzdruckregler oder in durchflusskonstanten Anlagen durch Durchflussregler

Werden in durchflussvariablen Anlagen (z.B. Zweirohranlagen) Differenzdruckregler in jedem Strömungskreis eingesetzt, ist der hydraulische Abgleich dynamisch durchgeführt, da durch den geregelten Differenzdruck und die nachgeschalteten eingestellten Drosseln an den einzelnen Verbrauchern der Soll-Durchfluss geregelt wird.

Werden in durchflusskonstanten Anlagen (z.B. Einrohrheizung) Durchflussregler in jeden Strömungskreis eingesetzt, ist der hydraulische Abgleich dynamisch durchgeführt, da eine gegenseitige Beeinflussung der verschiedenen Strömungskreise durch die Regler ausgeglichen wird.

Bei Anlagenerweiterung muss der dynamische Abgleich in den vorhandenen Strömungskreisen nicht überprüft und/oder geändert werden.

8.3 Hydraulische Leistung

Die hydraulische Leistung P_{Hydr} ist ein Maß für die Beurteilung der Qualität der Hydraulik einer Anlage in Hinblick auf den Elektroenergieverbrauch von Pumpen.

Durch:

nicht erfolgten hydraulischen Abgleich

- zu hohe Eigenwiderstände zwangsdurchströmter Wärmeerzeuger
- falsch eingestellte Regulier-, Regelarmaturen und Pumpen
- falsch dimensionierte Armaturen und Rohrleitungen
- falsch gewähltes hydraulisches Netz (Parallel, Ring oder Tichelmann)
- falsch gewählte Anschlussarten
- falsch gewählte Temperaturspreizung

kommt es zu einer überhöhten hydraulischen Leistung und somit zu einem überhöhten Elektroenergieverbrauch der Pumpen.

Die hydraulische Leistung berechnet sich für eine Komponente i (z.B. Rohrstrecke, Regelarmatur) eines hydraulischen Netzes zu:

$$P_{\text{Hydr } i} = \Delta p_i \cdot Q_i$$

$P_{\text{Hydr } i}$	hydraulische Leistung einer Komponente i eines hydraulischen Netzes
Δp_i	Druckverlust einer Komponente i
Q_i	Durchfluss einer Komponente i in m^3/h

Für ein gesamtes Netz bestimmt man die hydraulische Leistung nach der Gleichung:

$$P_{\text{Hydr}} = \sum_n \Delta p_i \cdot Q_i$$

P_{Hydr} hydraulische Leistung eines hydraulischen Netzes

Die hydraulische Leistung ist gleich der von der Pumpe aufzubringenden Leistung (ohne Berücksichtigung der Pumpenverluste):

$$P_{\text{Hydr}} = \Delta p_p \cdot V_p$$

Δp_p Förderhöhe der Pumpe
 V_p = Q = Förderstrom der Pumpe in m³/h

Wird die hydraulische Leistung durch mittlere Pumpenwirkungsgrade oder Pumpennutzungsgrade dividiert, ergibt sich der elektrische Leistungs- bzw. Energiebedarf der Pumpe.

9 Inbetriebnahme / Dokumentation

9.1 Inbetriebnahme sowie Daten-Erfassung und -Protokollierung zum hydraulischen Abgleich

Vor der Inbetriebnahme von Heiz- und Kühlsystemen sind entsprechende Überprüfungen durchzuführen, wie z.B. die Übereinstimmung der Ausführung mit der Planung bzw. den vertraglichen Vereinbarungen, die Druckprüfung, das Befüllen und Entlüften der Anlage, etc..

Zur Inbetriebnahme ist sicherzustellen, dass beispielsweise die Heizungsanlage Wärme übertragen kann, die Pumpen betriebsbereit und alle Anlagenteile und Komponenten für den Heizbetrieb vorbereitet sind. Nach den erforderlichen Vorbereitungen und Voraussetzungen (siehe Kapitel 8) kann die Inbetriebnahme der Anlage beginnen.

Im Folgenden werden spezifische Vorbereitungen und der Umfang für die einzelnen Methoden eines hydraulischen Abgleichs aus regelungstechnischer Sicht beispielhaft anhand von Checklisten aufgeführt:

- Hydraulischer Abgleich nach Berechnung für Neuanlagen
- Hydraulischer Abgleich nach Berechnung und Messung für Neuanlagen sowie durch Messung für Altanlagen
- Hydraulischer Abgleich durch dynamischen Abgleich bei Neu- und Altanlagen

Die einzelnen Methoden für einen hydraulischen Abgleich sind in Abschnitt 8 beschrieben. Bei allen Methoden ist eine Liste für die Anlagendokumentation zu erstellen, die den Planungsanforderungen bei Neuanlagen und den Soll- oder Erfahrungswerten bei Altanlagen die tatsächlichen Einstellungen und ggf. die gemessenen Werte der Ausführung gegenüberstellt.

9.1.1 Hydraulischer Abgleich nach Berechnung für Neu-/Altanlagen

Die DIN 18380 VOB Teil C sieht als Regelleistung vor, den hydraulischen Abgleich als Einstellung der Armaturen entsprechend der vom Planer rechnerisch ermittelten Einstellwerte vorzunehmen (siehe 8.1.1).

Zur Dokumentation des hydraulischen Abgleichs sind in den folgenden Tabellen die

- angewandte Methode (Tabelle 9-1),
- Planungsdaten der Pumpen (Tabelle 9-2)
- Planungsdaten der Armaturen (Tabelle 9-3 - Spalten 1 bis 7)
- Einstellwerte (Tabelle 9-3 - Spalten 8 und 9)

zu ergänzen.

Einstellungen und Dokumentation erfolgen in der Regel vor Inbetriebnahme der Anlage.

Tabelle 9-1: Angewandte Methode (Berechnung)

Hydraulischer Abgleich – angewandte Methode	
Neuanlage <input type="checkbox"/>	Altanlage <input type="checkbox"/>
Statischer Abgleich nach Berechnung	<input type="checkbox"/>
Dynamischer Abgleich nach Berechnung	<input type="checkbox"/>

Tabelle 9-2: Einstellung der Pumpen (Berechnung)

Einstellung der Pumpe nach Berechnung	
Einzelpumpe <input type="checkbox"/>	
Doppelpumpe <input type="checkbox"/>	Haupt-Reservebetrieb <input type="checkbox"/>
	Spitzenlastbetrieb <input type="checkbox"/>
Regelungsart bzw. Kennlinie / Stufe	elektronisch geregelt <input type="checkbox"/> unregelt <input type="checkbox"/>
	Δp -constant <input type="checkbox"/>
	Δp -variabel <input type="checkbox"/>
	externe Ansteuerung über Gebäudetechnik (GA) <input type="checkbox"/>
Förderhöhe H [m]	_____ / _____
Bei Q_N [m ³ /h]	(an der Pumpe einstellen)
Pumpentyp/ Fabrikat	
Bemerkungen:	

Tabelle 9-3: Planungsdaten der Armaturen mit Einstellwerten

	Berechnete Werte für die Voreinstellung von Armaturen für den hydraulischen Abgleich (Planung)							Einstellungen	
Spalte	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Nr. / Zeile	LV-Position	Armatur Bezeichnung	Typ	Größe	Einbauort	Planungsgröße *	Einstellwert berechnet	Einstellwert eingestellt	Bemerkung

*: Parameter für Planungsgröße mit Einheit eintragen: Kv-Wert [...], Volumenstrom [...], Differenzdruck [...]

9.1.2 Hydraulischer Abgleich nach Berechnung und Messung für Neu-, Altanlagen

Es kann der Wunsch oder die Notwendigkeit bestehen bei Neuanlagen den hydraulischen Abgleich nach Berechnung durch Messung zu bestätigen (siehe 8.1.2). Wegen des größeren Aufwandes ist die Dokumentation des hydraulischen Abgleichs mit Hilfe von Messgeräten und der Vergleich mit den rechnerisch ermittelten Einstellungen nach VOB eine Besondere Leistung.

Bei Altanlagen sind die Armaturen nach Erfahrung bzw. Solldurchfluss einzustellen und durch Messung zu kontrollieren (siehe 8.2.1).

Zur Dokumentation des hydraulischen Abgleichs sind in den Tabellen die

- angewandte Methode (Tabelle 9-5)
- Planungsdaten der Pumpen (Tabelle 9-6)
- Planungsdaten der Armaturen (Tabelle 9-7 - Spalten 1 bis 7)
- gemessene / eingestellte Werte (Tabelle 9-7 - Spalten 8 bis 12)

zu ergänzen.

Einstellungen und Dokumentation erfolgen in der Regel vor Inbetriebnahme der Anlage.

Ergänzend sind die in Tabelle 9-4: Arbeitsschritte vor der Messung aufgeführten Randbedingungen zu überprüfen, so dass stationäre Bedingungen zu Messung erreicht werden. Im Anschluss sind die Messungen durchzuführen.

Bei Neuanlagen sind die Messwerte mit den Berechnungswerten zu vergleichen. Erforderlichenfalls sind Korrekturen der Einstellungen an Armaturen gemäß 8.2 – III und IV vorzunehmen.

Bei Altanlagen ergeben sich die weiteren Arbeitsschritte (messen, vergleichen, einstellen) entsprechend der gewählten Methode (siehe Kapitel 8.2.1).

Tabelle 9-4: Arbeitsschritte vor der Messung

	Randbedingungen bei Messungen	Bestätigung	Bemerkung
1	bei allen Thermostatventilen ist der Thermostatkopf abzunehmen und das Ventil auf seinen geplanten Auslegungs-Proportionalbereich (z.B. Bauschutzkappe) einzustellen. Die Voreinstellung ist am Thermostatventil oder an der Rücklaufverschraubung vorzunehmen		
2	alle Armaturen sind in Betriebsstellung		
3	bei den zu betreibenden Pumpen sind die Ventile auf der Vorlauf- und der Rücklaufseite vollständig geöffnet		
4	das Ventil im Vorlauf aller in Bereitschaft stehender Pumpen ist geschlossen, es sei denn es ist mit Rückflussverhinderer ausgestattet.		
5	konstante Einstellung der Pumpen siehe 8.1.2		
6	Inbetriebnahme der Anlage		

Tabelle 9-5: Angewandte Methode (Berechnung und Messung)

Hydraulischer Abgleich – angewandte Methode	
Neuanlage <input type="checkbox"/>	Altanlage <input type="checkbox"/>
Statischer Abgleich nach Berechnung	<input type="checkbox"/>
Statischer Abgleich nach Messung	
iterative Methode	<input type="checkbox"/>
Kompensations-, Proportional-Methode	<input type="checkbox"/>
Balance-Methode	<input type="checkbox"/>
Dynamischer Abgleich nach Berechnung	<input type="checkbox"/>

Tabelle 9-6: Einstellung der Pumpen (Berechnung und Messung)

Einstellung der Pumpe nach Berechnung	
Einzelpumpe <input type="checkbox"/>	
Doppelpumpe <input type="checkbox"/>	Haupt-Reservebetrieb <input type="checkbox"/>
	Spitzenlastbetrieb <input type="checkbox"/>
	elektronisch geregelt <input type="checkbox"/> unregelt <input type="checkbox"/>
Regelungsart bzw. Kennlinie / Stufe	Δp -constant <input type="checkbox"/>
	Δp -variabel <input type="checkbox"/>
	externe Ansteuerung über Gebäudetechnik (GA) <input type="checkbox"/>
Förderhöhe H [m]	_____ / _____
Bei Q_N [m ³ /h]	(an der Pumpe einstellen)
Pumpentyp/ Fabrikat	
Bemerkungen:	

Tabelle 9-7: Planungsdaten der Armaturen mit Mess- und Einstellwerten

Berechnete Werte für die Voreinstellung von Armaturen für den hydraulischen Abgleich								Gemessene Werte / Einstellungen				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Nr. / Zeile	LV-Position	Armatur Bezeichnung	Typ	Größe	Einbauort	Planungsgröße *	Einstellwert berechnet	Durchflussmenge[**]	Δp [**]	Messort	Einstellwert eingestellt	Bemerkung

*: Parameter für Planungsgröße mit Einheit eintragen: Kv-Wert [...], Volumenstrom [...], Differenzdruck [...]

** : gewählte Einheit eintragen

9.1.3 Hydraulischer Abgleich durch dynamischen Abgleich bei Alt- und Neuanlagen

Bei dynamisch abgeglichenen Anlagen ist durch Einsatz von Differenzdruckreglern in durchflussvariablen Anlagen und von Durchflussreglern in durchflusskonstanten und durchflussvariablen Anlagen keine weitere Überprüfung des hydraulischen Abgleichs erforderlich (siehe Kapitel 8.2.2).

Zur Dokumentation des hydraulischen Abgleichs sind in den Tabellen die

- angewandte Methode (Tabelle 9-5)
- Planungsdaten der Pumpen (Tabelle 9-6)
- Planungsdaten der Armaturen (Tabelle 9-7 - Spalten 1 bis 7)
- eingestellten Werte Tabelle 9-7- Spalten 11 bis 12)

zu ergänzen.

Einstellungen und Dokumentation erfolgen in der Regel vor Inbetriebnahme der Anlage.

9.2 Fachunternehmer- Erklärung

Zur Umsetzung der Energieeinspar- Verordnung - EnEV wird in einigen Bundesländern der Anlagenersteller aufgefordert die EnEV- gerechte Erstellung der Anlage zu bestätigen. Je nach Bundesland wird die Dokumentation der energetisch wesentlichen Merkmale nach EnEV sowie der hydraulische Abgleich vorgeschrieben.