Mitteldruckhaltung in Fernwärmenetzen mit minimalem Energieaufwand

Dr. sc. techn. B. GLUCK
VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung – Institut

Der Vorteil der Mitteldruckhaltung besteht vor allem darin, daß der verfügbare Druckbereich innerhalb der minimalen und maximalen Betriebsdruckgrenzen optimal genutzt wird, da sowohl der Ruhedruck als auch die Druckverläufe bei Betrieb von Teillastpumpen vom Vollast-Druckverlauf eingeschlossen werden. Die Realisierung der Mitteldruckhaltung erfolgt meistens durch dynamische Druckhaltungen mittels Druckdiktierpumpen. Dieses Verfahren ist zwar technisch elegant, weist aber folgende Nachteile auf:

- Hoher Energieverbrauch infolge des durchgehenden, ganzjährigen Betriebs der Umwälzpumpen
- Bereitstellung von zwei voneinander getrennten Energiequellen /1/.

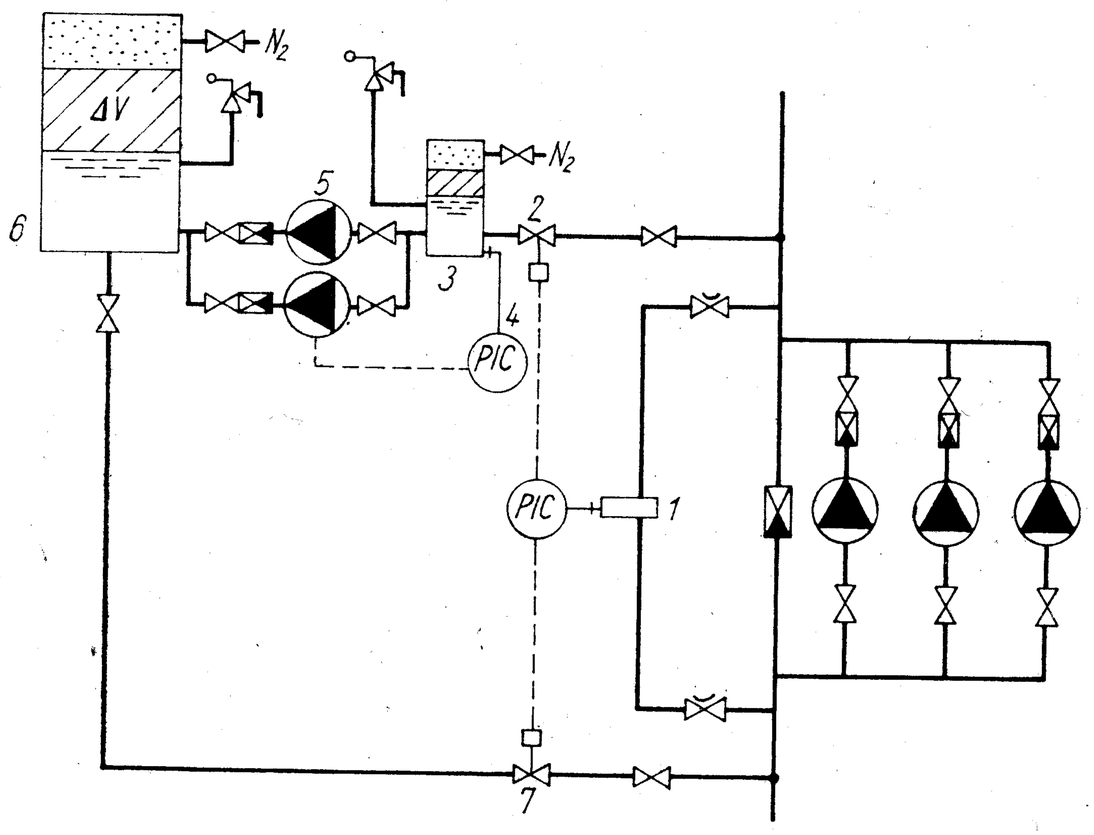
Wegen dieser Nachteile wurden zahlreiche Schaltungen vorgeschlagen, die eine Mitteldruckhaltung mit statisch arbeitenden Auflastsystemen ermöglichen. Beispiele sind in /1/ und /2/ gegeben. Kennzeichnend für diese Varianten, ist das Vorhandensein von Polsterdampf. Dieser müßte, um den sinngemäßen Forderungen von /1/ zu entsprechen, einer gesicherten Dampfschiene entnommen werden. Zahlreiche Fernwärmesysteme, an die Wohngebietsnetze über Wärmeübertragerstationen angekoppelt sind, führen den Wärmeträger Heißwasser, so daß die gegebenen Schaltungsbeispiele ohnehin nicht realisierbar sind. Dampf-Fernwärmesysteme können nicht als absolut ausfallsicher gelten, weshalb in viele Wärmeübertragerstationen Notstromaggregate integriert werden. Die notwendigen materiellen und finanziellen Aufwendungen sind natürlich beachtlich.

Die sekundärseitige Druckauflastung unter Verwendung des Primärmediums nach /3/ stellt größtenteils eine Verlagerung der Aufwendungen vom Abnehmer zum Wärmelieferer dar, weshalb in der Regel die Energieversorgungsbetriebe eine solche Variante ablehnen.

Zur Umgehung der genannten Nachteile und Restriktionen wird nachfolgend eine universell anwendbare Mitteldruckhaltung mit minimalem Energieaufwand vorgeschlagen.

Beschreibung der Schaltungen

Im Bild 1 ist die einfachste Schaltung dargestellt. Bei der Expansion des Wassers steigt der Mitteldruck in der Analogiestrecke 1 an. Dadurch wird ein Impuls an das Stellventil 2 gegeben, und Wasser aus dem Heiznetz strömt solange in den Behälter 3, bis der Soll-Wert des Mitteldrucks erreicht ist. Im Behälter 3 erfolgt durch den Zufluß eine Verdichtung des Inertgaspolsters. Ist ein definierter Maximaldruck erreicht, so wird vom Kontaktmanometer 4 die Pumpe 5 eingeschaltet und Wasser in das Ausdehnungsgefäß 6 gepumpt. Nach Erreichen eines ebenfalls definierten Minimaldrucks im Behälter 3 kommt vom Manometer 4 der Impuls zum Abschalten der Pumpe 5. Bei Volumenkontraktion sinkt der in der Analogiestrecke gebildete Mitteldruck 1, der ausgelöste Impuls öffnet das Stellventil 7 so lange, bis genügend Wasser aus dem Ausdehnungsgefäß 6 in das Heiznetz geströmt ist und der Soll-Wert-Mitteldruck wieder hergestellt wurde. Das Ausdehnungsgefäß 6 enthält ebenfalls ein Inertgaspolster, das einer großen Druckschwankung unterliegt. Deshalb ist das Ausdehnungsgefäß bedeutend kleiner als bei konventionellen statischen Druckhalteanlagen.



1

Das bei Volumenkontraktion selbsttätige – ohne jegliche Hilfsenergie – Nachspeisen in das Heiznetz ist möglich, wenn der minimale Druck im Ausdehnungsgefäß höher als der Netzmitteldruck (identisch Ruhedruck) gelegt wird. Da bei Stromausfall die Umwälzung unterbleibt und die Heizenergiezufuhr abgeriegelt wird, kann eine Volumenexpansion nicht auftreten. Deshalb ist der Ausfall der Pumpe 5 unproblematisch. Das Abfahren der Anlage kann ebenfalls jederzeit erfolgen, da das Ausdehnungsgefäß Wasser mit genügender potentieller Energie bereithält. Der Pufferbehälter 3 ist notwendig, um die Schalthäufigkeit der Pumpe 5 in technisch möglichen Grenzen zu halten. Der maximale Druck in diesem Behälter muß kleiner als die Summe aus Mitteldruck und dem halben Pumpendruck sein, wobei die kleinste betriebene Teillastpumpe zu betrachten ist.

Eine geringfügige energetische Verbesserung kann noch erreicht werden, wenn eine Schaltung nach Bild 2 gewählt wird. Sie zeichnet sich durch einen maximal möglichen Druck im Behälter 3 aus, da die Schaltung der Pumpe 5 nicht von zwei festen Grenzdrücken, sondern von Druckdifferenzen über dem Abflußregler 2 abhängig ist. Dadurch stellt sich je nach eingesetzter Umwälzpumpe ein variabler Druck im Behälter 3 ein, wobei das Druckangebot maximal genutzt wird. Bei Kontraktionen erfolgt dann zuerst die Entspeicherung des Behälters 3. Bei einer bestimmten Druckunterschreitung kommt es zur Nachspeisung aus dem Ausdehnungsgefäß 6, wozu ein weiterer Regler 8 installiert werden muß. Der energetische Effekt wird aber derzeit als so gering eingeschätzt, daß der apparate- und regelungstechnische Aufwand nicht gerechtfertigt erscheint.

Eine weitere Lösungsmöglichkeit wird im Bild 3 gezeigt. Der Pufferbehälter kann entfallen. An seine Stelle rückt das eigentliche Ausdehnungsgefäß 6. Da der Druck in diesem Gefäß nur relativ geringfügig über dem Mitteldruck liegt, wird, um die gesamte Ausdehnungsmenge speichern zu können, das Auflastmedium bei steigendem Druck (Kontaktmanometer 4) aus dem Ausdehnungsgefäß abgezogen und mittels des Verdichters 9 in einem gasdichten Behälter 10 bei hohem Druck gespeichert. Eine Verriegelung X öffnet das Magnetventil 11 erst bei Betrieb des Kompressors. Sinkt der Druck im Ausdehnungsgefäß auf einen unteren Grenzwert, so wird der Verdichter abgeschaltet. Bei weiterer Druckabsenkung infolge der Zuspeisung ins Heiznetz erfolgt über die Reduziereinrichtung 12 die automatische Inertgas-Nachspeisung. Da die materielle Verfügbarkeit der speziellen Aggregate und Armaturen jedoch Schwierigkeiten bereitet, ist diese Schaltung in Breitenanwendung vorläufig nicht möglich.

Bemessung

Die maximal fluktuierenden Volumenströme zwischen dem Heiznetz und der Druckhalteanlage betragen während der Aufheizphase

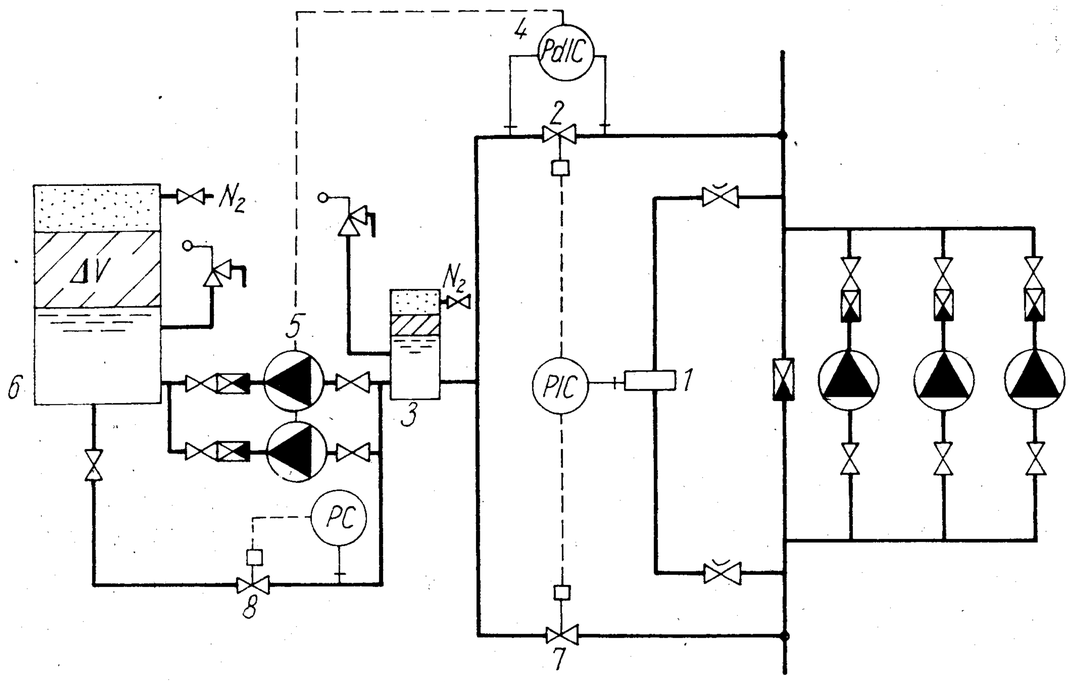
$$\dot{V}_{Ab} = \frac{1}{c} \left(\frac{d\varrho}{dt}\right)_E \dot{Q}^+ n \,. \tag{1}$$

Abheizphase (keine Heizenergiezufuhr, jedoch Betrieb der Umwälzpumpen)

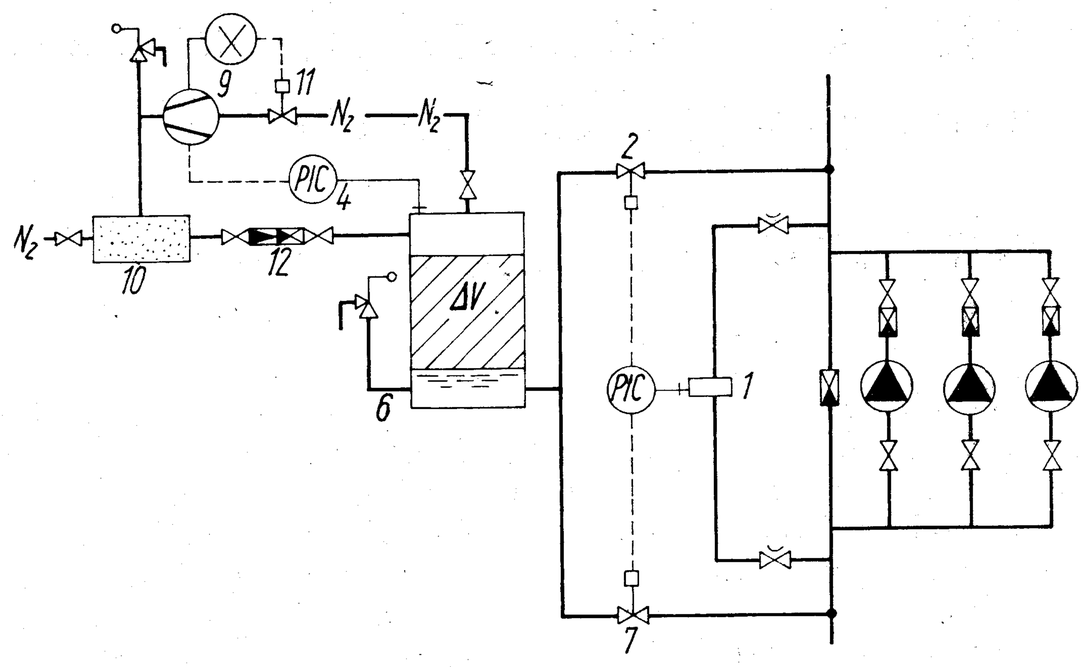
$$\dot{V}_{Zu} = \frac{1}{c} \left(\frac{d\varrho}{dt}\right)_A \dot{Q}^+ \,. \tag{2}$$

Im einzelnen bedeuten:

$\dot{V}_{Ab}$ – Abspeisestrom aus dem Heiznetz in m^3/s
$\dot{V}_{Zu}$ – Zuspeisestrom in das Heiznetz in m^3/s
$\dot{Q}^+$ – Vollastleistung der Anlage in W



2



3

Tabelle 1

t °C	$\frac{1}{c}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)$ $10^{-12}\,\frac{m^3}{Ws}$	t °C	$\frac{1}{c}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)$ $10^{-12}\,\frac{m^3}{Ws}$
30	73	110	203
40	90	120	218
50	106	130	233
60	122	140	248
70	139	150	263
80	155	160	277
90	171	170	291
100	187	180	304

n — Koeffizient, der die Überlastbarkeit angibt (z. B. 1,3)
c — spezifische Wärmekapazität in Ws/kg K
$d\varphi/dt$ — Differentialquotient in m³/kg K, der die Änderung des spezifischen Volumens bei Änderung der Temperaturen angibt. Es sind die Werte der Tabelle 1 einzusetzen, wobei auf die mittlere Temperatur beim Wärmeerzeuger E oder beim Abnehmer A zu beziehen ist.

Vollzieht sich das Abheizen durch Unterbrechen der Heizenergiezufuhr und Stillstand der Umwälzpumpe, dann ist der erforderliche Zuspeisestrom geringer als nach Gl. (2). Eine detaillierte Ableitung ist in [4] gegeben. Näherungsweise lautet das Ergebnis in Form einer Zahlenwertgleichung

$$\dot{V}_{Zu}' = 1{,}1 \cdot 10^{-10}\,\dot{Q}^{+} \quad \text{in m}^3/\text{s} \tag{3}$$

mit $\dot{Q}^{+}$ in W. In der Praxis tritt noch ein Leckmengenstrom $\dot{V}_L$ auf, der im Falle der Kontraktion zu $\dot{V}_{Zu}$ bzw. $\dot{V}_{Zu}'$ addiert werden muß,

Tabelle 2

m in °C	80	90	100	110	120	130	140	150
$\Delta\varphi$ in m³/t	0,029	0,036	0,043	0,051	0,060	0,070	0,080	0,090

Die Bezeichnung der Größen wird der Einfachheit halber beibehalten.

Die gesamte aufzunehmende Volumenänderung kann nach

$$\Delta V = m_{\text{Anlage}}\,\Delta\varphi \tag{4}$$

bestimmt werden, wobei

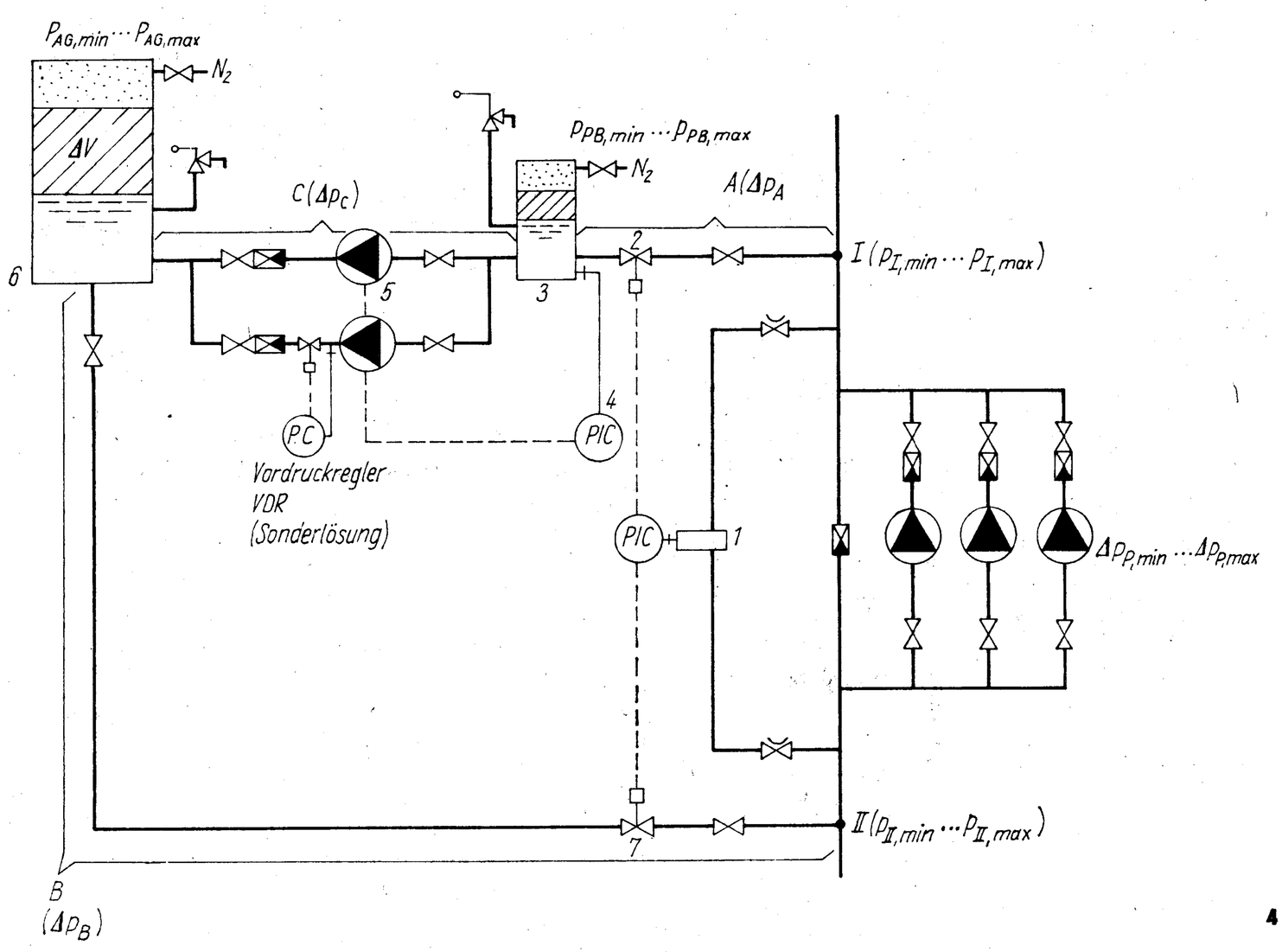
ΔV — Ausdehnungsvolumen in m³
m_{Anlage} — Füllmasse der Anlage in t
$\Delta\varphi$ — spezifische Volumenänderung in m³/t

darstellen. Die spezifische Volumenänderung wird in Tabelle 2 angegeben. Sie ist für die mittlere maximale Systemtemperatur zu entnehmen.

Als nächstes sind die Druckparameter festzulegen. Es gelten für den Netzmitteldruck, der identisch mit dem Ruhedruck ist, $p_M \equiv p_R$. Der Pumpendrucksprung beträgt bei Einsatz der Vollastpumpe $\Delta p_{P,max}$ und bei Einsatz der kleinsten Teillastpumpe $\Delta p_{P,min}$. Das Ausdehnungsgefäß kann mit einem maximalen Betriebsdruck $p_{AG,max}$ beaufschlagt werden. Alle weiteren Drücke sind Werte, die im Laufe der Bemessung der Festlegung bedürfen.

Da im Falle der Aufheizung mindestens eine der Pumpen in Betrieb ist, beträgt der Druck an der Stelle I (Bild 4)

$$p_{I,max} \approx p_M + \frac{\Delta p_{P,max}}{2} \tag{5}$$



4

$$p_{\mathrm{I,min}} \approx p_{\mathrm{M}} + \frac{\Delta p_{\mathrm{P,min}}}{2} . \tag{6}$$

Damit der Abspeisestrom $\dot{V}_{\mathrm{Ab}}$ vom Netz in den Pufferbehälter fließt, ist ein Druckgefälle erforderlich. Dies bedeutet, daß der maximale Druck im Behälter $p_{\mathrm{PB,max}} < p_{\mathrm{I,min}}$ sein muß. Die Differenz

$$\Delta p_{\mathrm{A}} = p_{\mathrm{I,min}} - p_{\mathrm{PB,max}} \tag{7}$$

steht für die Bemessung der Leitung A einschließlich der Ventile zur Verfügung. Der minimale Behälterdruck $p_{\mathrm{PB,min}}$ ist nicht durch irgendwelche Grenzwerte genau definiert, sondern entsprechend eines ingenieurmäßigen Kompromisses unter Beachtung der Größe des Pufferbehälters 3, der Förderhöhe der Pumpe 5 und des Stellverhältnisses des Ventils 2 festzulegen. Damit die Zuspeisemenge $\dot{V}_{\mathrm{Zu}}$ auch tatsächlich in das Heiznetz transportiert werden kann, muß $p_{\mathrm{AG,min}} > p_{\mathrm{II,max}}$ sein. Die verfügbare Druckdifferenz

$$\Delta p_{\mathrm{B}} = p_{\mathrm{AG,min}} - p_{\mathrm{II,max}} \tag{8}$$

steht für die Bemessung der Nachspeiseleitung B einschließlich des Stellventils 7 zur Verfügung. Der Druck an der Einspeisestelle II beträgt bei

Pumpenbetrieb

$$p_{\mathrm{II,max}} \approx p_{\mathrm{M}} - \frac{\Delta p_{\mathrm{P,min}}}{2} \tag{9}$$

$$p_{\mathrm{II,min}} \approx p_{\mathrm{M}} - \frac{\Delta p_{\mathrm{P,max}}}{2} \tag{10}$$

Pumpenstillstand

$$p_{\mathrm{II,max}} = p_{\mathrm{M}} = p_{\mathrm{R}} . \tag{11}$$

Die Berechnung der Behältervolumina kann [4] entnommen werden. So gilt für das Ausdehnungsgefäß

$$V_{\mathrm{AG}} = \frac{\Delta V}{1 - \pi_{\mathrm{AG}}} + V_{\mathrm{R}} \tag{12}$$

mit dem Wasser-Restvolumen V_{R} und dem Druckverhältnis

$$\pi_{\mathrm{AG}} = \frac{p_{\mathrm{AG,min}} + 0{,}1}{p_{\mathrm{AG,max}} + 0{,}1} , \tag{13}$$

wobei die Drücke in MPa (Ü) einzusetzen sind. Die Größe des Wasser-Restvolumens ist konstruktiv bedingt, überschläglich kann

$$V_{\mathrm{R}} = 0{,}2\ V_{\mathrm{AG}} \tag{14}$$

gesetzt werden, so daß Gl. (12) die Form

$$V_{\mathrm{AG}} = 1{,}25\ \frac{\Delta V}{1 - \pi_{\mathrm{AG}}} \tag{15}$$

annimmt. Das Nutzvolumen des Pufferbehälters berechnet sich aus

$$\Delta V_{\mathrm{PB}} = \frac{\dot{V}_{\mathrm{P}}}{4\ n_{\mathrm{max}}} . \tag{16}$$

Darin ist $\dot{V}_{\mathrm{P}}$ der Pumpenförderstrom, der gleich dem maximalen Abspeisestrom $\dot{V}_{\mathrm{Ab}}$ nach Gl. (1) sein muß. Eine Überbemessung des Pumpenförderstroms wirkt sich ungünstig aus, da nach Gl. (16) dann ein größeres Behältervolumen folgt. Weiterhin stellt n_{max} die maximale Schalthäufigkeit der Pumpe dar.

Das erforderliche Behältervolumen berechnet sich analog der Gln. (12), (14) und (15), so daß

$$V_{\mathrm{PB}} = 1{,}25\ \frac{\Delta V_{\mathrm{PB}}}{1 - \pi_{\mathrm{PB}}} \tag{17}$$

gilt. Für das Druckverhältnis ist hierbei

$$\pi_{\mathrm{PB}} = \frac{p_{\mathrm{PB,min}} + 0{,}1}{p_{\mathrm{PB,max}} + 0{,}1} \tag{18}$$

mit p in MPa (Ü) zu setzen.

Im weiteren verbleibt noch die Bemessung der Rohrleitungen A bis C. Zunächst bleiben die Ventile 2 und 7 sowie die Pumpe 5 unberücksichtigt, und die Druckverluste $\Delta p'$ für gewählte Rohrdurchmesser sowie die gegebenen maximalen Durchsätze werden nachgerechnet. Daraus läßt sich jeweils eine Konstante C errechnen. Es gelten:

$$C_{\mathrm{A}} = \frac{\Delta p_{\mathrm{A}}'\ (\dot{V}_{\mathrm{Ab}})}{\dot{V}_{\mathrm{Ab}}^2} \tag{19}$$

$$C_{\mathrm{B}} = \frac{\Delta p_{\mathrm{B}}'\ (\dot{V}_{\mathrm{Zu}})}{\dot{V}_{\mathrm{Zu}}^2} \tag{20}$$

$$C_{\mathrm{C}} = \frac{\Delta p_{\mathrm{C}}'\ (\dot{V}_{\mathrm{Ab}})}{\dot{V}_{\mathrm{Ab}}^2} \tag{21}$$

Nunmehr können die Stellventile ausgewählt werden. Die erforderlichen k_ϱ-Werte ergeben sich aus den jeweiligen Bilanzgleichungen:

$$p_{\mathrm{I,min}} - p_{\mathrm{PB,max}} \pm \Delta H_{\mathrm{A}}\, \varrho\, g = C_{\mathrm{A}}\, \dot{V}_{\mathrm{Ab}}^2 + \frac{\dot{V}_{\mathrm{Ab}}^2\, \varrho}{k^2_{\varrho,2}} \tag{22}$$

$$k_{\varrho,2} = \frac{\dot{V}_{\mathrm{Ab}} \sqrt{\varrho}}{\sqrt{p_{\mathrm{I,min}} - p_{\mathrm{PB,max}} \pm \Delta H_{\mathrm{A}}\, \varrho\, g - C_{\mathrm{A}}\, \dot{V}_{\mathrm{Ab}}^2}} \tag{23}$$

und

$$p_{\mathrm{AG,min}} - p_{\mathrm{II,max}} \pm \Delta H_{\mathrm{B}}\, \varrho\, g = C_{\mathrm{B}}\, \dot{V}_{\mathrm{Zu}}^2 + \frac{\dot{V}_{\mathrm{Zu}}^2\, \varrho}{k_{\varrho,7}^2} \tag{24}$$

$$k_{\varrho,7} = \frac{\dot{V}_{\mathrm{Zu}} \sqrt{\varrho}}{\sqrt{p_{\mathrm{AG,min}} - p_{\mathrm{II,max}} \pm \Delta H_{\mathrm{B}}\, \varrho\, g - C_{\mathrm{B}} \dot{V}_{\mathrm{Zu}}^2}} . \tag{25}$$

Im letzten Fall bedarf es noch der Überprüfung, ob bei Pumpenstillstand evtl. ein größerer Ventilkoeffizient erforderlich ist. Es gelten dann die Werte

$$k_{\varrho,7}^{*} = \frac{\dot{V}_{\mathrm{Zu}}' \sqrt{\varrho}}{\sqrt{p_{\mathrm{AG,min}} - p_{\mathrm{R}} \pm \Delta H_{\mathrm{B}}\, \varrho\, g - C_{\mathrm{B}}\, \dot{V}_{\mathrm{Zu}}'^2}} . \tag{26}$$

Der jeweils größere k_ϱ-Wert ist der Ventilauswahl zugrundezulegen. Die Fragen des stetigen Arbeitsbereichs des Stellventils bei minimaler Durchsatzmenge und des Dichtschlusses sind bei der Ventilauswahl zu beachten und mit dem Hersteller abzustimmen. Am zweckmäßigsten erscheint der Einsatz von direktwirkenden Differenzdruckreglern, wobei mitunter ein konstanter Vergleichsdruck erforderlich ist. In diesen Fällen muß dann ein sogenannter Steuer- oder Hilfsdruckregler zusätzlich installiert werden, der von einem stetig vorhandenen Druckgefälle gespeist wird. Er könnte beispielsweise zwischen Ausdehnungsgefäß und Einspeisestelle II angeordnet werden.

Die maximale Förderhöhe der Pumpe 5 ergibt sich aus der Druckbilanz

$$\Delta p_{\mathrm{P}}\ (\dot{V}_{\mathrm{Ab}}) = p_{\mathrm{AG,max}} - p_{\mathrm{PB,min}} + C_{\mathrm{C}}\, \dot{V}_{\mathrm{Ab}}^2 \pm \Delta H_{\mathrm{C}}\, \varrho\, g . \tag{27}$$

Bei der Auswahl der Pumpe ist der saugseitige Vordruck zu berücksichtigen. Die maximale Fördermenge der Pumpe folgt aus dem Schnittpunkt der Netzkennlinie mit der Pumpenkennlinie

$$\Delta p_{\mathrm{P}}(\dot{V}_{\mathrm{P,max}}) = p_{\mathrm{AG,min}} - p_{\mathrm{PB,max}} + C_{\mathrm{C}}\, \dot{V}_{\mathrm{P,max}}^2 \pm \Delta H_{\mathrm{C}} \varrho g . \tag{28}$$

Wegen der großen Druckdifferenzen, innerhalb der die Pumpe arbeiten muß, sind bevorzugt Pumpen mit steilen Kennlinien einzusetzen. Ist dies nicht möglich, empfiehlt es sich, zusätzlich auf der Pumpendruckseite einen direktwirkenden Vordruckregler zu installieren. Damit ist das Anfahren der Pumpe von der Fördermenge Null aus gegeben, der Förderstrom $\dot{V}_{\mathrm{P}}$ kann nahezu konstant bei $\dot{V}_{\mathrm{Ab}}$ gehalten werden, so daß ΔV_{PB} (vgl. Gl. (16)) ein Minimum darstellt. Die Gln. (27) und (28) sind dann zu modifizieren:

$$\Delta p_{\mathrm{P}}(\dot{V}_{\mathrm{Ab}}) = p_{\mathrm{AG,max}} - p_{\mathrm{PB,min}} + C_{\mathrm{C}}\, \dot{V}_{\mathrm{Ab}}^2 \pm \Delta H_{\mathrm{C}}\, \varrho\, g + \left(\frac{\dot{V}_{\mathrm{Ab}}}{k_{\varrho,\mathrm{VDR}}}\right)^2 \varrho \tag{27a}$$

$$\Delta p_{\mathrm{P}}(\dot{V}_{\mathrm{P,max}}) = p_{\mathrm{VDR}} - p_{\mathrm{PB,max}} + C_{\mathrm{C}}^{*}\, \dot{V}_{\mathrm{P,max}}^2 \pm \Delta H_{\mathrm{C}} \varrho g . \tag{28a}$$

Dabei stellen p_{VDR} den Soll-Wert vor dem Vordruckregler und C_{C}^{*} den Widerstandsanteil der Pumpensaugleitung dar.

Das Zusammenwirken der Regelkreise sollte bezüglich einer stabilen Arbeitsweise von MSR-Projektanten überprüft werden.

Energieaufwand

Werden nur die rein rechnerischen Werte ohne jegliche Zuschläge zugrunde gelegt, ergibt sich für die übliche dynamische Druckhaltung eine Jahresarbeit von

$$E_1 = (p_{\mathrm{I,max}} \cdots p_{\mathrm{R}})\ \dot{V}_{\mathrm{Zu}}\, \tau\, \frac{1}{\eta} . \tag{29}$$

Bei der vorliegenden Variante muß lediglich die infolge der Volumenexpansion abgespeiste Menge auf das hohe Druckniveau des Ausdehnungsgefäßes gebracht werden. Unter der Annahme, daß n-mal jährlich an- und abgeheizt wird und im Jahresmittel $\Delta V/2$

ins Ausdehnungsgefäß zu transportieren sind, folgt für die Jahresarbeit

$$E_2 = [(p_{AG,max} \cdots p_{AG,min}) - (p_{PB,max} \cdots p_{PB,min})] \frac{\Delta V}{2} n \frac{1}{\eta}. \tag{30}$$

Um E_1 und E_2 vergleichen zu können, werden praxisübliche Mittelwerte gewählt. Dies sind im einzelnen

$p_{I,max} \cdots p_R \approx 0{,}8$ MPa (Ü)
$\dot{V}_{Zu} \approx \dot{V}_{Zu}' \approx 1{,}1 \cdot 10^{-10}\, \dot{Q}^+$ m³/s (Minimalwert)
$\tau = 8760$ h/a
$p_{AG,max} \cdots p_{AG,min} \approx 1{,}2$ MPa (Ü)
$p_{PB,max} \cdots p_{PB,min} \approx p_R \approx 0{,}6$ MPa (Ü)
$\Delta V \approx 8{,}84 \cdot 10^{-9}\, \dot{Q}^{+1{,}22}$ m³
$n = 365$
$\eta \approx 0{,}5$ (Pumpe und Motor).

Es ergibt sich ein Verhältnis der aufzuwendenden Arbeiten von

$$\frac{E_2}{E_1} = \frac{(1{,}2 - 0{,}6) \cdot 8{,}84 \cdot 10^{-9}\, \dot{Q}^{+1{,}22} \cdot 0{,}5 \cdot 365 \cdot 0{,}5}{0{,}8 \cdot 1{,}1 \cdot 10^{-10}\, \dot{Q}^{+} \cdot 8760 \cdot 3600 \cdot 0{,}5} = 0{,}00035\, \dot{Q}^{+0{,}22}.$$

Im Leistungsbereich von $\dot{Q}^+ = (4 \ldots 50)\ 10^6$ W sind somit nur 1...1,7 % der elektrischen Arbeit für die vorgeschlagene Druckhaltung gegenüber der dynamischen Druckhaltung erforderlich. Betrachtet man beispielsweise eine Wärmeübertragerstation mit einer Leistung von $\dot{Q}^+ = 50$ MW, so ergibt sich je Station eine jährliche Einsparung von 76 000 kWh/a.

Materialaufwand

Die Bauteile Analogiestrecke 1, Abspeiseregler 2 und Pumpen 5 werden sowohl bei der vorgeschlagenen Mitteldruckhaltung als auch bei der konventionellen dynamischen Druckhaltung benötigt.

Eine nähere Betrachtung soll den Behältern gelten. Unterzubringen ist in jedem Fall das Nutzvolumen ΔV. Da die relativ unkomplizierte Dosierung von Hydrazin zur Sauerstoffbindung für Wohngebietsnetze untersagt wurde, ergab sich auch für die dynamische Druckhaltung, die Ausgleichsgefäße zu verschließen. Wird, wie vielfach vorgeschlagen, ein Inertgaspolster auf die Wasseroberfläche gegeben und eine Druckschwankung von 0,01...0,05 MPa zugelassen, liefert Gl. (13) $\pi_A = 0{,}73$. Dies erfordert eine Ausgleichs-Gefäßgröße von $V_A \approx 4{,}6 \cdot \Delta V$. (In der Praxis wird dieser Zusammenhang oft nicht beachtet. Durch hohe Leckverluste und Abspeisen in zusätzlich angeordnete offene Speicherbehälter erfolgt mitunter eine Verschleierung der wirklichen Verhältnisse.)

In dem vorgeschlagenen Ausdehnungsgefäß 6 liegen die Druck-Grenzwerte in der Größenordnung von 0,8...1,5 MPa, so daß $\pi_{AG} = 0{,}56$ beträgt. Daraus folgt das Volumen des Ausdehnungsgefäßes von $V_{AG} \approx 2{,}8\, \Delta V$. Das heißt, das Ausdehnungsgefäß muß für einen höheren Druck als das Ausgleichsgefäß konzessioniert sein, könnte demgegenüber volumenmäßig aber kleiner gehalten werden.

Der Zuspeiseregler 7 stellt im allgemeinen einen zusätzlichen Aufwand dar, da dieser bei dynamischen Druckhaltungen in der Regel nicht zwingend erforderlich ist.

Weiterhin handelt es sich beim Pufferbehälter um ein zusätzliches Bauteil.

Demgegenüber stehen allerdings die Aufwendungen für eine zweite unabhängige Energiequelle, die bei dynamischen Druckhalteeinrichtungen gefordert wird. In der Regel wird eine zweite Elektroeinspeisung oder ein Notstromaggregat mit Verbrennungsmotor, in einigen Fällen sogar mit Gasturbine, vorgesehen.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß die Materialaufwendungen bei der vorgeschlagenen Druckhaltung geringer sind als bei der dynamischen Druckhaltung mit Inertgasverschluß des Speicherbehälters. Prinzipiell können auch Speicher mit über 1,6 MPa maximal zulässigem Betriebsdruck eingesetzt werden. Das Volumen des Ausdehnungsgefäßes würde sich dabei beträchtlich verringern, wobei die hohen energetischen Einsparungen sich nur geringfügig reduzierten. Problematisch dürfte aber die materielle Verfügbarkeit dieser Behälter sein.

Beispiel

Es soll eine Mitteldruckhaltung mit minimalem Energieaufwand nach Bild 4 entworfen werden. Die Parameter des Netzes lauten

$\dot{Q}^+ = 44{,}1$ MW; $V = 419$ m³; $t_V^+ = 130$ °C; $t_R^+ = 70$ °C;
$\Delta p_{P,max} = 0{,}5$ MPa; $\Delta p_{P,min} = 0{,}22$ MPa;
$p_M = p_R = 0{,}72$ MPa (Ü).

Lösung

Zunächst werden die maximalen Ab- und Zuspeiseströme bestimmt. Es gelten nach

Gl. (1)
$\dot{V}_{Ab} = 187 \cdot 10^{-12} \cdot 44{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1{,}3$ m³/s $= 0{,}011$ m³/s

Gl. (2)
$\dot{V}_{Zu} = 187 \cdot 10^{-12} \cdot 44{,}1 \cdot 10^6$ m³/s $= 0{,}008$ m³/s

Gl. (3)
$\dot{V}_{Zu}' = 110 \cdot 10^{-12} \cdot 44{,}1 \cdot 10^6$ m³/s $= 0{,}005$ m³/s.

Selbst bei Annahme einer fünfprozentigen Leckrate je Tag ergibt sich umgerechnet auf einen kontinuierlichen Leckmengenstrom nur

$$\dot{V}_L = \frac{419 \cdot 0{,}05}{24 \cdot 3600} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0{,}24 \cdot 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{s}.$$

Wegen der relativen Kleinheit werden die berechneten Ab- und Zuspeiseströme nicht korrigiert. Das Ausdehnungsvolumen errechnet sich nach Gl. (4) zu

$\Delta V = 419 \cdot 0{,}043$ m³ $= 18{,}0$ m³.

Unter Vernachlässigung der Druckverluste in den Verbindungsrohrleitungen zwischen den Umwälzpumpen sowie den Punkten I und II ergeben sich nach

Gl. (5) und (6)
$p_{I,max} = (0{,}72 + 0{,}25)$ MPa (Ü) $= 0{,}97$ MPa (Ü)
$p_{I,min} = (0{,}72 + 0{,}11)$ MPa (Ü) $= 0{,}83$ MPa (Ü)

Gl. (9) bis Gl. (11)
$p_{II,max} = (0{,}72 - 0{,}11)$ MPa (Ü) $= 0{,}61$ MPa (Ü)
$p_{II,min} = (0{,}72 - 0{,}25)$ MPa (Ü) $= 0{,}47$ MPa (Ü)
$p_{II,max} = 0{,}72$ MPa (Ü) (Pumpenstillstand).

Nunmehr werden die Drücke im Ausdehnungsgefäß und im Pufferbehälter festgelegt:

$p_{AG,max} = 1{,}55$ MPa (Ü); $p_{AG,min} = 0{,}80$ MPa (Ü);
$p_{PB,max} = 0{,}75$ MPa (Ü); $p_{PB,min} = 0{,}60$ MPa (Ü);

Bei der Bemessung der Verbindungsleitungen wird sich zeigen, ob die gewählten Werte bestehen bleiben können oder ob eine Veränderung vorgenommen werden muß.
Die Pumpe 5 muß mindestens die Druckhöhe

$p_{AG,max} - p_{PB,min} = (1{,}55 - 0{,}60)$ MPa $= 0{,}95$ MPa

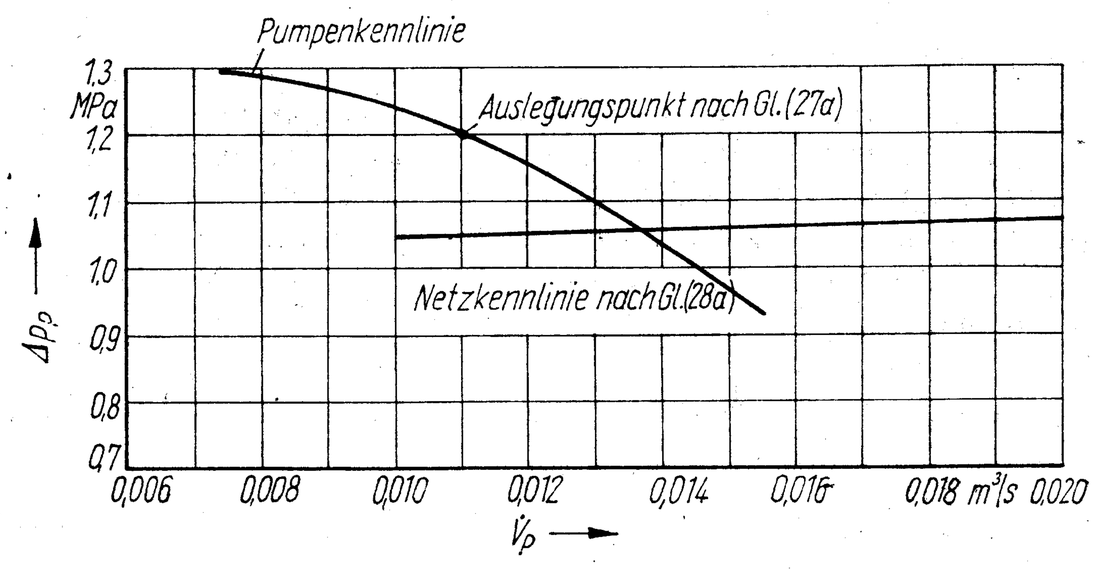
erbringen. Es wurde eine Pumpe mit der im Bild 5 dargestellten Kennlinie gewählt, wobei der Zulaufdruck bis 1 MPa und der Gehäusedruck bis 2,5 MPa betragen dürfen. Da der minimal erforderliche Pumpendruck in der Größenordnung von

$p_{AG,min} - p_{PB,max} = (0{,}80 - 0{,}75)$ MPa $= 0{,}05$ MPa

liegt, wäre ein Pumpenbetrieb im gegebenen Kennlinienbereich nicht möglich. Es wird deshalb ein zusätzlicher Vordruckregler vorgesehen. Damit kann auf einen Förderstrom von $\dot{V}_F \approx \dot{V}_{Ab}$ orientiert werden, so daß unter weiterer Annahme von $n_{max} = 12\ \text{h}^{-1} = 0{,}0033\ \text{s}^{-1}$ die Gl. (16)

$$\Delta V_{PB} = \frac{0{,}011}{4 \cdot 0{,}00033}\ \text{m}^3 = 0{,}83\ \text{m}^3$$

liefert. Über die Berechnung der Druckverhältnisse ergeben sich die Behältervolumina. Es gelten nach Gl. (13) und Gl. (18)



5

$$\pi_{AG} = \frac{0{,}80 + 0{,}1}{1{,}55 + 0{,}1} = 0{,}55; \quad \pi_{PB} = \frac{0{,}60 + 0{,}1}{0{,}75 + 0{,}1} = 0{,}82,$$

Gln. (15) und (17)

$$V_{AG} = 1{,}25 \frac{18{,}0}{1 - 0{,}55} \text{ m}^3 = 50{,}0 \text{ m}^3;$$

$$V_{PB} = 1{,}25 \frac{0{,}83}{1 - 0{,}82} \text{ m}^3 = 5{,}8 \text{ m}^3.$$

Nach Festlegen der Rohrführung und der Nennweiten können die Druckverluste ermittelt werden. Es mögen die Werte

$$\Delta p_A' = 0{,}01 \text{ MPa}; \quad \Delta p_B' = 0{,}02 \text{ MPa}; \quad \Delta p_C' = 0{,}011 \text{ MPa}$$

gelten. Entsprechend der Gln. (19) bis (21) folgen daraus

$$C_A = \frac{0{,}01}{0{,}011^2} \frac{\text{MPa s}^2}{\text{m}^6} = 82{,}64 \text{ MPa s}^2 \text{ m}^{-6}$$

$$C_B = \frac{0{,}02}{0{,}008^2} \frac{\text{MPa s}^2}{\text{m}^6} = 312{,}50 \text{ MPa s}^2 \text{ m}^{-6}$$

$$C_C = \frac{0{,}011}{0{,}011^2} \frac{\text{MPa s}^2}{\text{m}^6} = 90{,}91 \text{ MPa s}^2 \text{ m}^{-6}.$$

Nach Gln. (23), (25) und (26) können nunmehr die erforderlichen Ventilkoeffizienten der Stellventile 2 und 7 bestimmt werden. Der Einfachheit halber werden die Höhenglieder vernachlässigt, da alle Wasserspiegel und Anschlußpunkte näherungsweise in einer waagerechten Ebene angeordnet sind. Es gelten

$$k_{v,2} = \frac{0{,}011 \sqrt{980}}{\sqrt{0{,}83 - 0{,}75 - 82{,}64 \cdot 0{,}011^2}} \frac{\text{m}^2}{10^3} = 1300 \text{ mm}^2$$

$$k_{v,7} = \frac{0{,}008 \sqrt{980}}{\sqrt{0{,}80 - 0{,}61 - 312{,}50 \cdot 0{,}008^2}} \frac{\text{m}^2}{10^3} = 610 \text{ mm}^2$$

$$k_{v,7} = \frac{0{,}005 \sqrt{980}}{\sqrt{0{,}80 - 0{,}72 - 312{,}50 \cdot 0{,}005^2}} \frac{\text{m}^2}{10^3} = 580 \text{ mm}^2$$

Die Umrechnung in die konventionelle Darstellung kann nach [5] vorgenommen werden, so daß als maximale Werte

$k_{v,2} = 46$ m³/h (gewählt $k_{vs,2} = 50$ m³/h)
$k_{v,7} = 22$ m³/h (gewählt $k_{vs,7} = 31{,}5$ m³/h)

folgen.

Um den Betriebsbereich der Pumpe zu ermitteln, ist aus Gl. (27a) der Ventilkoeffizient des Vordruckreglers auszuwählen. Die Bestimmungsgleichung lautet

$$k_{v,VDR} = \frac{\dot{V}_{Ab} \sqrt{\varrho}}{\sqrt{\Delta p_P(\dot{V}_{Ab}) - p_{AG,max} + p_{PB,min} - C_C \dot{V}_{Ab}^2}},$$

woraus

$$k_{v,VDR} = \frac{0{,}011 \sqrt{980}}{\sqrt{1{,}20 - 1{,}55 + 0{,}60 - 90{,}91 \cdot 0{,}011^2}} \frac{\text{m}^2}{1000} = 704 \text{ mm}^2$$

und

$k_{v,VDR} = 25$ m³/h (gewählt $k_{vs,VDR} = 31{,}5$ m³/h)

folgen. Als Soll-Wert für den Vordruck (identisch mit dem Enddruck der Pumpe) wird

$$p_{VDR} \approx p_{AG,max} + \left(\frac{\dot{V}_{Ab}}{k_{v,VDR}}\right)^2 \varrho + \frac{\Delta p_C'}{2} = 1{,}80 \text{ MPa (Ü)}$$

eingestellt. Die Rohrnetzkennlinie nach Gl. (28a) nimmt die Form

$$\Delta p_P = (1{,}80 - 0{,}75) \text{ MPa} + \frac{90{,}91}{2} \dot{V}_P^2$$

an, woraus sich die Wertepaare

$\dot{V}_P$ in m³/s	0,010	0,015	0,020
Δp_P in MPa	1,05	1,06	1,07

ergeben. Der Schnittpunkt — im Bild 5 ermittelt — liefert $\dot{V}_{P,max} = 0{,}0137$ m³/s.

Der Vordruckregler arbeitet damit im Bereich folgender k_v-Werte:

$$k_{v,max} = \frac{\dot{V}_{P,max} \sqrt{\varrho}}{\sqrt{p_{VDR} - p_{AG,max} - \frac{C_C}{2} \dot{V}_{P,max}^2}}$$

$$= \frac{0{,}0137 \sqrt{980}}{\sqrt{1{,}8 - 1{,}55 - \frac{90{,}91}{2} 0{,}0137^2}} \frac{\text{m}^2}{1000} = 870 \text{ mm}^2$$

$$k_{v,min} = \frac{\dot{V}_{P,min} \sqrt{\varrho}}{\sqrt{p_{VDR} - p_{AG,min} - \frac{C_C}{2} \dot{V}_{P,min}^2}}$$

$$= \frac{0{,}011 \sqrt{980}}{\sqrt{1{,}8 - 0{,}8 - \frac{90{,}91}{2} 0{,}011^2}} \frac{\text{m}^2}{1000} = 350 \text{ mm}^2$$

Umgerechnet sind dies 31,1 m³/h und 12,5 m³/h. Das bedeutet, daß der ausgewiesene Vordruck von 1,8 MPa ohne weiteres gehalten werden kann und das Stellverhältnis nur etwa 2,5 beträgt. Die gewählten Druckparameter sind somit endgültig.

Anmerkung: Druckhaltverfahren wurde zum Patent angemeldet (WP F 24D/ 222 942).

Literatur

/1/ TGL 190-259/05

/2/ *Joksch:* Druckhaltung in Heißwasser-Erzeugungsanlagen. *„Stadt- und Gebäudetechnik"*, H. 2, 1976

/3/ *Joksch/Schöbel/Pfau/Lehmann:* Verfahren zur Druckhaltung in Sekundärnetzen der Fernwärmeversorgung. *„Stadt- und Gebäudetechnik"*, H. 2, 1975

/4/ *Glück:* Bausteine zur rationellen Projektierung von Wasserheizungssystemen. Institut TGA 1976

/5/ *Glück:* Druckverlusttabellen — Wasserheizungsanlagen. VEB Verlag für Bauwesen, Berlin 1978