Vorschlag zur Bemessung von Zirkulationsleitungen für die Dampferzeugung in hochliegenden Ausdehnungsgefäßen

Dr. sc. techn. B. Glück
VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung — Institut —

(Fortsetzung von Heft 9/1980)

3.4. Druckverlustberechnung

In den Rohrleitungen mit reiner Wasserströmung ist der Druckabfall infolge Rohrreibung und Einzelwiderständen in üblicher Weise — zum Beispiel nach [2] — zu berechnen Völlig anders dagegen sind die Rohrabschnitte zu betrachten, in denen durch die Ausdampfung ein Zweiphasengemisch strömt. Die sich einstellende Strömungsform ist getrennt für senkrechte und waagerechte Rohrleitungen zu ermitteln.

Senkrechter Teil der Zirkulationsleitung

Es ist zunächst das Verhältnis $\dot{V}_g/\dot{V}_f$ (Volumenstrom der dampfförmigen Phase/Volumenstrom der flüssigen Phase) zu bestimmen. Aus Gl. (12) folgt

$$\frac{\dot{V}_g}{\dot{V}_f} = \frac{\dot{m}_D \cdot \varrho''}{(\dot{m}_W - \dot{m}_D)\,\varrho'} = \frac{\varrho''}{\varrho'}\,\frac{1}{\frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_D} - 1} = \frac{\varrho''}{\varrho'}\,\frac{1}{\frac{527}{\Delta t} - 1} \tag{25}$$

und für praktische Werte ($t_W = 110$ °C, $\Delta t = 5$ K)

$$\frac{\dot{V}_g}{\dot{V}_f} = \frac{1{,}21}{0{,}00105}\,\frac{1}{\frac{527}{5} - 1} = 11\,. \tag{26}$$

Nach dem Diagramm von *Govier* — wiedergegeben in [3] — ergeben sich für den ermittelten Quotienten je nach der Geschwindigkeit der Flüssigkeitsphase, bezogen auf den Gesamt-Querschnitt:

$w_f < 0{,}2$ m/s Pfropfenströmung
$w_f > 0{,}7$ m/s Ringströmung

Dazwischen liegen die Bereiche Schaum- und Schwallströmung.

Waagerechter Teil der Zirkulationsleitung

Den entscheidenden Parameter stellt der Anteil des Gas-Massenstroms $\dot{x}$ am Gesamt-Massenstrom dar, der sich bei der Definition nach Gl. (12) zu

$$\dot{x} = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_W} = \frac{\Delta t}{527} \tag{27}$$

ergibt. Daraus folgen die direkten Kennwerte für das *Baker*-Diagramm [3] mit den geschätzten Praxiswerten:

$$\frac{1 - \dot{x}}{\dot{x}} = \frac{1}{\dot{x}} - 1 = \frac{527}{\Delta t} - 1 \approx 104$$

$$\dot{x}\, w_W\, \varrho_W \approx \frac{5}{527}\,(0{,}5\ldots1)\cdot 951\,\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} = 4{,}5\ldots9\ \text{kg/m}^2\text{s}\,.$$

Das Ablesen im vorgenannten Diagramm weist Schwallströmung aus.

Reibungsdruckverlust

Da es sich nach den bisherigen Ergebnissen nicht um eine Blasen- oder Spritzerströmung handelt, kann die Druckverlustberechnung leider nicht nach dem homogenen Modell vorgenommen werden, sondern es ist das Schlupfmodell zu verwenden. Das bekannteste Berechnungsverfahren stammt von *Lockhart* und *Martinelli*. Kennzeichnend für dieses Verfahren ist, daß sowohl vom Druckverlust der Flüssigkeits- als auch von der Gasströmung ausgegangen werden kann und auf den wirklichen Wert über einen Korrekturfaktor Φ_f oder Φ_g geschlossen wird. Die Korrekturfaktoren sind Funktionen des sogenannten *Lockhart-Martinelli*-Parameters

$$X_{LM} = \left(\frac{1 - \dot{x}}{\dot{x}}\right)^{0,9} \left(\frac{\varrho_g}{\varrho_f}\right)^{0,5} \left(\frac{\eta_f}{\eta_g}\right)^{0,1}. \tag{28}$$

Im vorliegenden Fall läßt sich die dimensionslose Größe in der Form

$$X_{LM} = \left(\frac{527}{\Delta t} - 1\right)^{0,9} \left(\frac{\varrho'}{\varrho''}\right)^{0,5} \left(\frac{\eta'}{\eta''}\right)^{0,1} \tag{29}$$

darstellen, woraus für $t_W = 110$ °C und $\Delta t = 5$ K

$$X_{LM} = \left(\frac{527}{5} - 1\right)^{0,9} \left(\frac{0{,}00105}{1{,}21}\right)^{0,5} \left(\frac{252}{12{,}4}\right)^{0,1} = 2{,}6$$

folgt. Geht man davon aus, daß beide Phasen turbulente Strömungsbilder aufweisen (ungünstigster Fall), dann gilt nach dem in [3] gegebenen Diagramm $\Phi_f \approx 3$. Der Druckverlust der Zweiphasenströmung berechnet sich damit zu

$$R^* = \Phi_f^2\, R \approx 9\, R\,, \tag{30}$$

wobei R den Reibungsdruckverlust bei Wasserströmung in Rohren nach den üblichen Bemessungstabellen darstellt. Dieser Ausgangswert R wird so ermittelt, als ob die flüssige Phase allein im Rohr strömt. Aus Gl. (12) folgt, daß bei einer thermischen Entspannung von $\Delta t = 5$ K der relative Dampfanteil (Massenprozente) nur

$$\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_W} = \frac{5}{527}\ 100\% \approx 1\%$$

beträgt. Aus diesem Grunde wird vorgeschlagen, mit $\dot{m}_W$ für die Ermittlung des Druckverlustes zu rechnen.

Anmerkungen

Das *Lockhart-Martinelli*-Modell wurde für Luft-Wassergemische bei Ringströmung im waagerechten Rohr entwickelt. Die einfache Darstellung führte zur Übernahme auch auf andere Strömungsformen. Die Genauigkeit wird mit $\pm 50\%$ angegeben. *Davis* nahm für die senkrechte Rohrströmung die Einbeziehung der *Froude*zahl in den X_{LM}-Parameter vor. Danach ergibt sich $\Phi_f \approx 3{,}3$, wodurch

$$R^* \approx 11\, R \tag{30a}$$

wird.

Druckdifferenz durch Höhenunterschiede

Es ist auszugehen von der mittleren Dichte im Volumenelement

$$\varrho_m = \varepsilon \varrho_g + (1 - \varepsilon)\, \varrho_f\,. \tag{31}$$

Den Gas-Volumenanteil ε im Volumenelement kann man u. a. auch über den bereits eingeführten Parameter X_{LM} ermitteln. Es ergibt sich für den früher bestimmten Wert nach einem Diagramm in [3] $\varepsilon = 0{,}7$. (Ein Berechnungsverfahren nach *Chawla* liefert $\varepsilon \approx 0{,}75$.) Die Substitution in Gl. (31) führt zu

$$\varrho_m = \frac{0{,}7}{\varrho''} + \frac{0{,}3}{\varrho'} = \left(\frac{0{,}7}{1{,}21} + \frac{0{,}3}{0{,}00105}\right)\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 286\ \text{kg/m}^3.$$

Damit kann die Druckdifferenz infolge des Höhenunterschiedes nach

$$\Delta p_H = \varrho_m\, g H^* \tag{32}$$

bestimmt werden.

Schlußfolgerungen

Die Druckdifferenz infolge der Rohrreibung und des Höhenunterschiedes berechnet sich nach den Gln. (30) bzw. (30a) und (32) zu

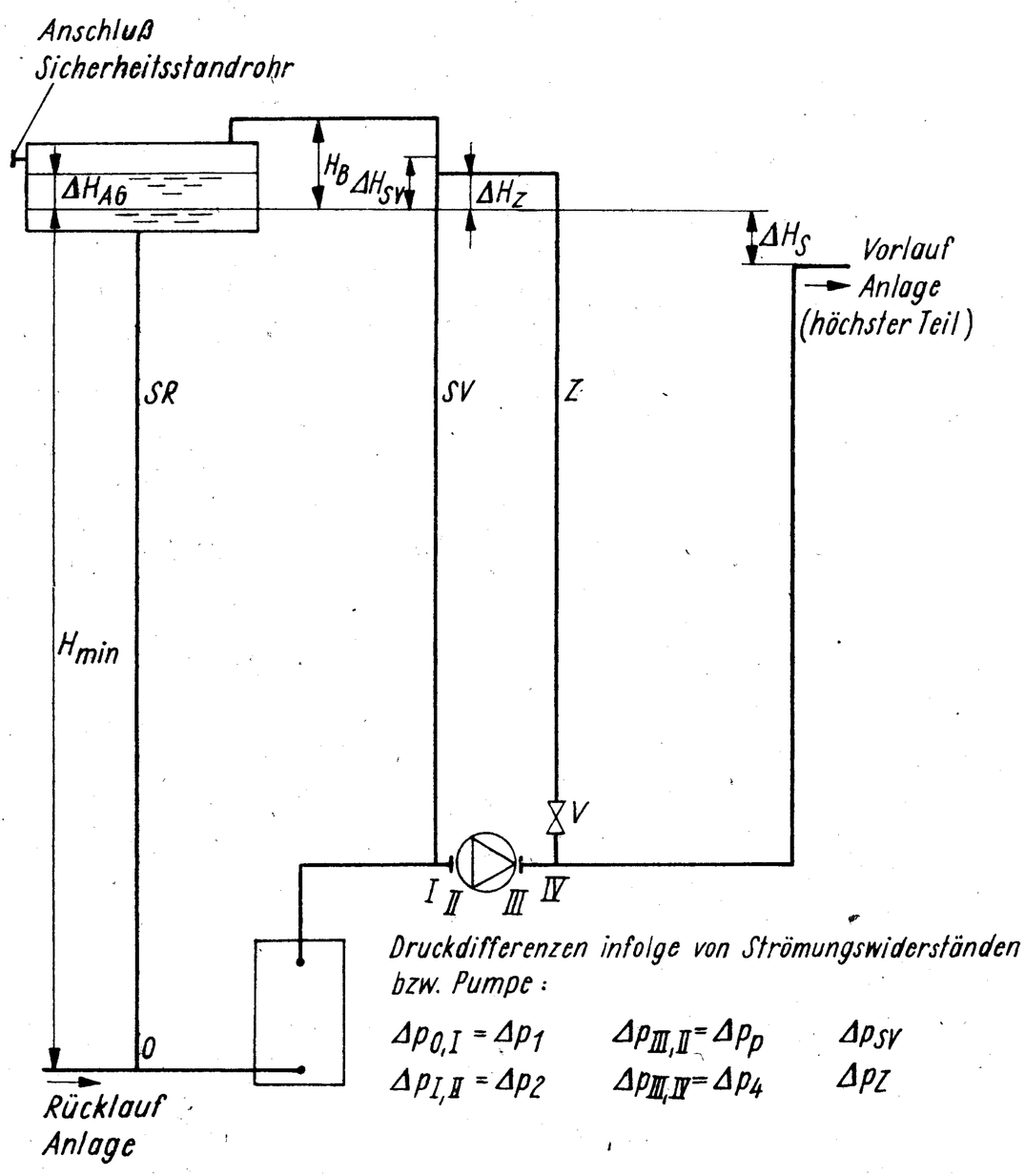
$$\Delta p = \Phi_f^2\, R H^* + \varrho_m\, g H^*. \tag{33}$$

Für einen senkrechten Rohrabschnitt von 1 m Länge ergibt sich eine notwendige Förderhöhe von (Durchmesser der Zirkulationsleitung 1″, $w_W = 1$ m/s)

$$\left.\frac{\Delta p}{H^*}\right|_{W,D} = (11\cdot 500 + 286\cdot 9{,}81)\,\frac{\text{Pa}}{\text{m}} = 8306\,\frac{\text{Pa}}{\text{m}}\,.$$

Zu Betriebsbeginn sind noch keine Ausdampfungserscheinungen vorhanden, dennoch soll die Zirkulation mit dem gewünschten Volumenstrom funktionieren. Bei den vorgenannten Werten erhält man für diese Bedingungen

$$\left.\frac{\Delta p}{H^*}\right|_{W} = (500 + 958\cdot 9{,}81)\,\frac{\text{Pa}}{\text{m}} = 9898\,\frac{\text{Pa}}{\text{m}}\,.$$



6

Es ist deutlich sichtbar, daß bei einer senkrechten Leitung die Förderung des reinen Wassers eine höhere Druckdifferenz als die Förderung des entsprechenden Zweiphasen-Gemischs bedingt. Damit kann die Druckverlustermittlung auf die einfache, übliche Weise für homogene Wasserströmung vorgenommen werden. Die Rechnung beinhaltet sogar noch einen Sicherheitszuschlag, wenn Ausdampfung eintritt.

Schließt sich an die senkrechte Zirkulationsleitung noch ein waagerecht verlegter Rohrabschnitt der Länge L an, dann kann unter Verzicht auf den erwähnten Zuschlag auch dieses Stück in die einfache Berechnungsmethode einbezogen werden, solange die Ungleichung

$$(11\,R + \varrho_m\,g)\,H^* + 9\,RL < R\,(H^* + L) + \varrho_W\,g\,H^* \qquad (34)$$

erfüllt ist.

Dabei stellt H^* den senkrechten Abschnitt der Zirkulationsleitung dar, in dem aufgrund der Druck- und Temperaturverhältnisse ein Zweiphasen-Gemisch strömt. Quantitative Auswertungen der Gl. (34) ergeben, daß bei rechnerischen Wassergeschwindigkeiten in der Ausdampfstrecke von kleiner 0,8 m/s ohne Überprüfung mindestens

$$L_{zul} = 1{,}5\,H^* \qquad (35)$$

gilt.

3.5. Druckverteilung

Die Vorzugsschaltung ist bereits im Abschnitt 2. herausgearbeitet worden, so daß für die weiteren Betrachtungen von Bild 6 ausgegangen werden kann. Es gelten die folgenden Druckbilanzen:

Sicherheitsrücklauf — Sicherheitsvorlauf (kein Überschütten ins Ausdehnungsgefäß)

$$H_{min}\,\varrho_{SR}\,g + \Delta H_{AG}\,\varrho_{AG}\,g - \Delta p_1 = (H_{min} + \Delta H_{SV})\,\varrho_{SV}\,g - \Delta p_{SV} \qquad (36)$$

Zirkulationsleitung — Sicherheitsvorlauf (geschlossener Wasserkreislauf)

$$\Delta p_P = \Delta p_2 + \Delta p_4 + \Delta p_Z + \Delta p_{SV} \qquad (37)$$

Zirkulationsleitung — Sicherheitsvorlauf (unterbrochener Wasserkreislauf, aber Überschütten)

$$\Delta H_{SV}\,\varrho_{SV}\,g - \Delta p_{SV} - \Delta p_2 + \Delta p_P - \Delta p_4 - \Delta p_Z - \Delta H_Z\,\varrho_{SV}\,g = 0\,. \qquad (38)$$

Tritt der letztgenannte Fall ein, ohne daß eine Ausdampfung stattindet, so wird eine starke Sauerstoffaufnahme erfolgen. Da dies nicht sein sollte, wird bei den weiteren Betrachtungen dieser Betriebszustand ausgeschlossen. Aus Gl. (36) folgt bei Gleichsetzen der Dichten ϱ_{SR} und ϱ_{AG} die Wasserstandhöhe

$$\Delta H_{SV} = (H_{min} + \Delta H_{AG})\,\frac{\varrho_{SR}}{\varrho_{SV}} - H_{min} - \frac{\Delta p_1 - \Delta p_{SV}}{\varrho_{SV}\,g}\,. \qquad (39)$$

Nachfolgend wird diese Gleichung für die in der Praxis vorkommenden Grenzfälle ausgewertet.

1. Stillstand der Anlage $\Delta p_1 = 0;\ \Delta p_{SV} = 0$

1.1. Kalte Anlage

$$\varrho_{SR} = \varrho_{SV};\quad \Delta H_{AG} = 0$$
$$\Delta H_{SV} = 0 \qquad (40)$$

1.2. Aufgeheizte Anlage

$$\varrho_{SR} = \varrho_{SV};\quad \Delta H_{AG} = \Delta H_{AG,max}$$
$$\Delta H_{SV} = \Delta H_{AG,max} \qquad (41)$$

1.3. Aufgeheizte Anlage (Sicherheitsrücklauf und Ausdehnungsgefäß kalt)

$$\varrho_{SR} = \varrho_{20\,°C};\quad \varrho_{SV} = \varrho_{100\,°C};\quad \Delta H_{AG} = \Delta H_{AG,max}$$
$$\Delta H_{SV} = 0{,}042\,H_{min} + 1{,}042\,\Delta H_{AG,max} \qquad (42)$$

2. Anlage in Betrieb

2.1. Kalte Anlage

$$\varrho_{SR} = \varrho_{SV};\quad \Delta H_{AG} = 0$$
$$\Delta H_{SV} = -\frac{\Delta p_1 - \Delta p_{SV}}{\varrho_{SV}\,g} \qquad (43)$$

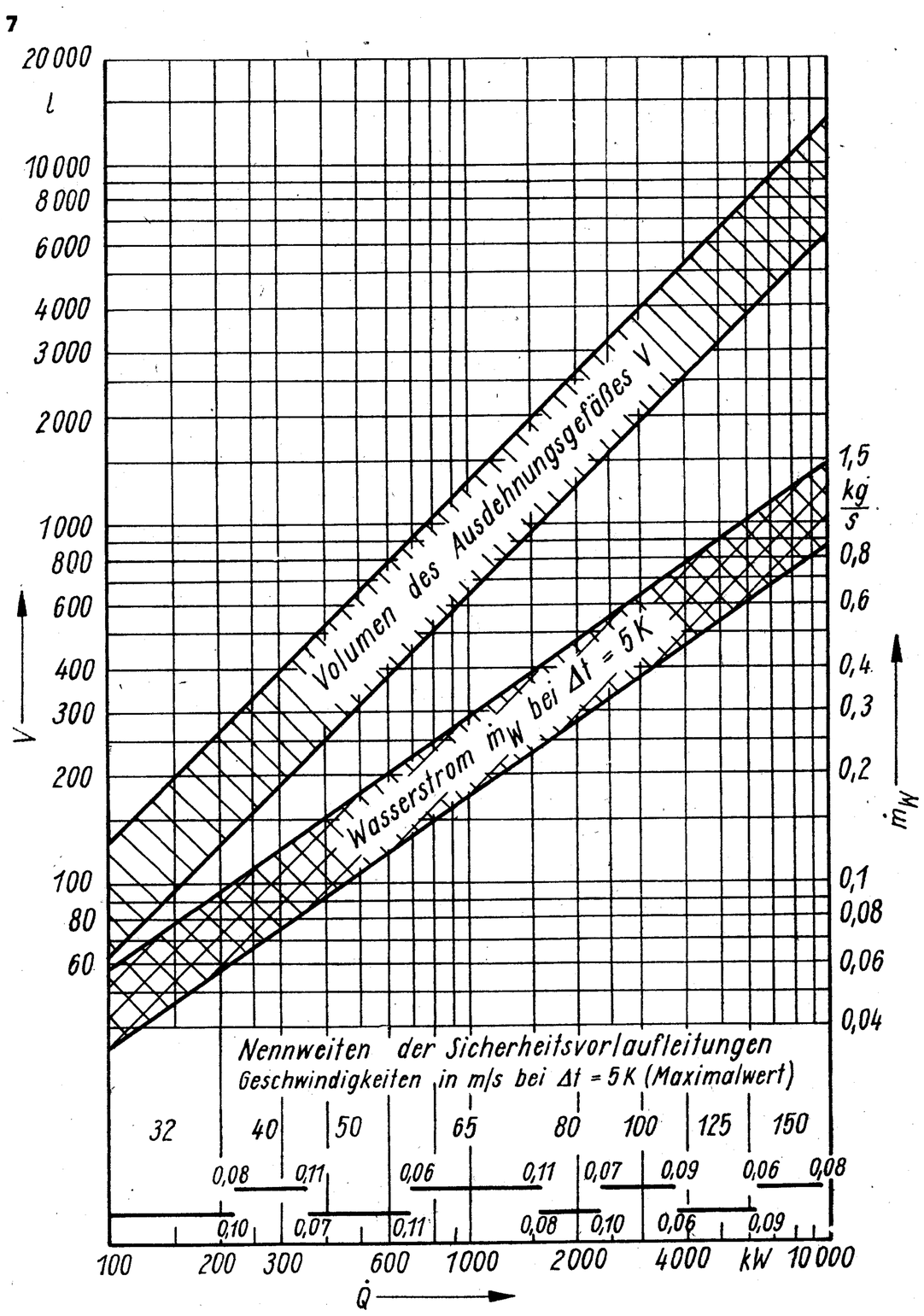
2.2. Aufgeheizte Anlage

$$\varrho_{SR} = \varrho_{SV};\quad \Delta H_{AG} = \Delta H_{AG,max}$$
$$\Delta H_{SV} = \Delta H_{AG,max} - \frac{\Delta p_1 - \Delta p_{SV}}{\varrho_{SV}\,g} \qquad (44)$$

2.3. Aufgeheizte Anlage (Sicherheitsrücklauf und Ausdehnungsgefäß kalt)

$$\varrho_{SR} = \varrho_{20\,°C};\quad \varrho_{SV} = \varrho_{100\,°C};\quad \Delta H_{AG} = \Delta H_{AG,max}$$
$$\Delta H_{SV} = 0{,}042\,H_{min} + 1{,}042\,\Delta H_{AG,max} - \frac{\Delta p_1 - \Delta p_{SV}}{\varrho_{SV}\,g} \qquad (45)$$

7



Bei der Auswertung der Grenzwerte Gl. (40) bis Gl. (45) kann vorausgesetzt werden, daß $\Delta p_1 > \Delta p_{SV}$ gilt. Damit repräsentieren Gl. (42) $\Delta H_{SV,max}$ und Gl. (43) $\Delta H_{SV,min}$.

Da ein Überströmen vom Sicherheitsvorlauf in das Ausdehnungsgefäß vermieden werden soll, ist — bezogen auf Bild 6 — $H_B > \Delta H_{SV,max}$ konstruktiv zu verwirklichen. Soll weiterhin die Zirkulation auch bei kalter Anlage betrieben werden, um beispielsweise der Einfriergefahr vorzubeugen, dann muß die Einbindung der Zirkulationsleitung unter dem niedrigsten Wasserstand in der Sicherheits-Vorlaufleitung liegen. Das heißt, es muß $\Delta H_Z < \Delta H_{SV,min}$ gelten.

Anmerkungen

Werden die Sicherheitsleitungen durch Öffnen einer Kurzschlußverbindung am Ausdehnungsgefäß stets warmgehalten, und wird die Zirkulationsleitung in eine gemeinsame Dämmung einbezogen, dann brauchte der Betreiber das Ventil V erst zu öffnen, wenn der zusätzliche Auflastdruck des Dampfpolsters benötigt würde. Da nach Ausbilden des Dampfpolsters die Sauerstoffaufnahme stark reduziert ist, wäre auch der freie Auslauf des Zirkulationswassers über dem Wasserspiegel des Sicherheitsvorlaufs zulässig. Damit brauchte die obige Grenzbedingung nicht eingehalten werden.

3.6. Überschlagswerte

Zur Durchführung von Näherungsrechnungen kann meistens nur von der Heizleistung der Anlage $\dot{Q}$ ausgegangen werden. Im Bild 7 ist deshalb eine Zuordnung der Volumina der Ausdehnungsgefäße gegeben. Damit wiederum liegen der Wärmeverlust des Gefäßes, die kondensierende Dampfmenge und schließlich der zur Erzeugung dieser Menge erforderliche Wasserstrom fest (Werte aus Bild 3). Als thermische Entspannungsdifferenz wurden 5 K zugrunde gelegt. Weiterhin sind den Heizleistungen die Nennweiten der Sicherheits-Vorlaufleitungen nach TGL 23043/01 — Entwurf April 1979 — zugeordnet worden. Die sich ergebenden Grenzgeschwindigkeiten wurden ebenfalls vermerkt. Soll die Bemessung für eine andere thermische Entspannungsdifferenz Δt vorgenommen werden, dann sind die Wasserströme und Geschwindigkeiten mit dem Faktor 5 K/Δt umzurechnen.

4. Betriebsweise

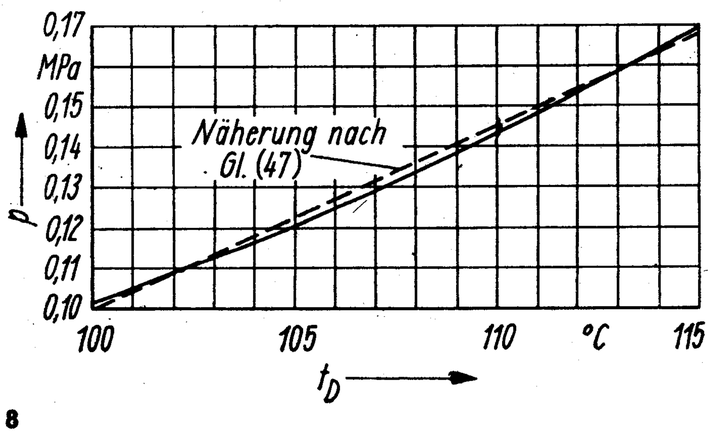
Die mögliche Vorlauftemperatur ist von der Geometrie der Anlage, dem jeweils vorhandenen Druck des Dampfpolsters und dem gewünschten Sicherheitszuschlag abhängig. Der physikalische Zusammenhang $p_S = f(t_D)$ — Sattdampfdruck in Funktion der Dampftemperatur — ist im Bild 8 gegeben.

Durch die vorlaufseitige Anordnung der Umwälzpumpe wirkt an der höchsten Stelle der Vorlaufleitung in der Regel noch etwa der halbe Pumpendruck zusätzlich zum Auflastdruck, so daß der kritischere Zustand bei völlig aufgeheizter Anlage und plötzlichem Stillstand der Umwälzpumpe entsteht. Soll unter diesen Bedingungen ein Ausdampfen vermieden werden, so muß die Ungleichung

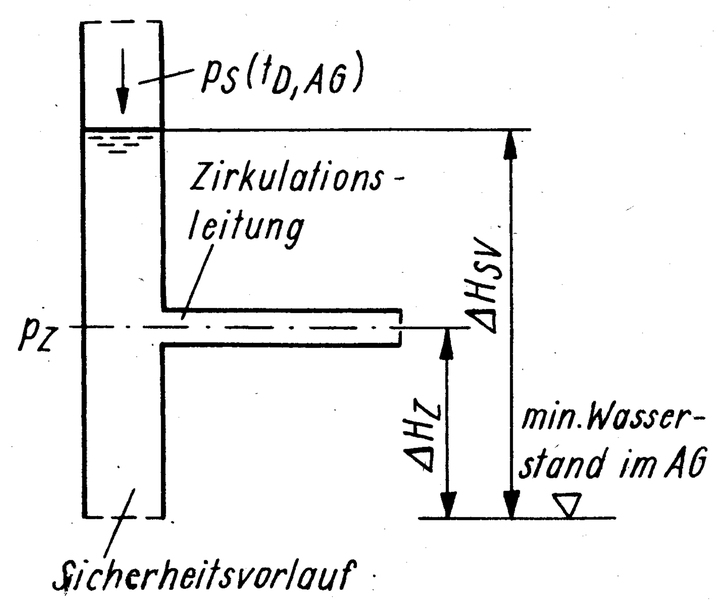
$$(H_{min} + \Delta H_{AG})\,\varrho_{SR}\,g + p_S\,(t_{D,AG}) - (H_{min} - \Delta H_S)\,\varrho_V\,g > p_S\,(t_V + \Delta t_Z) \qquad (46)$$

erfüllt sein. Dabei bedeuten $t_{D,AG}$ die Dampftemperatur im Ausdehnungsgefäß, t_V die Vorlauftemperatur und Δt_Z ein wählbarer Sicherheitszuschlag. Weiterhin wird für die Auswertung der Gl. (46) $\varrho_{SR} = \varrho_V \approx 951\ \mathrm{kg/m^3}$ gesetzt und die Approximation

$$p_S = 0{,}00453\,(t_D - 100) + 0{,}1 \quad \text{in MPa} \qquad (47)$$



8



9

eingeführt. Damit ergibt sich für die maximale Vorlauftemperatur die Näherungsgleichung

$$t_{V,max} = t_{D,AG} - \Delta t_Z + 2\,(\Delta H_{AG} + \Delta H_S) \quad \text{in °C}, \qquad (48)$$

wobei die Höhendifferenzen in m einzusetzen sind.

Abschließend soll noch die Abhängigkeit $t_{D,AG}$ von t_V untersucht werden. Nach Bild 9 ergibt sich der Druck an der Einmündung der Zirkulationsleitung zu

$$p_Z = p_S\,(t_{D,AG}) + (\Delta H_{SV} - \Delta H_Z)\,\varrho_{SV}\,g\,. \qquad (49)$$

Die Siedetemperatur zu diesem Druck beträgt entsprechend Gl. (47)

$$t_{V,S} = t_{D,AG} + 2\,(\Delta H_{SV} - \Delta H_Z) \quad \text{in °C}\,. \qquad (50)$$

Dieser Temperatur könnte sich die Dampftemperatur im Ausdehnungsgefäß $t_{D,AG}$ günstigstenfalls asymptotisch nähern. Die Differenz zur maximalen Vorlauftemperatur stellt die thermische Entspannungsdifferenz (vgl. Gl. (12)) dar

$$\begin{aligned}\Delta t &= t_{V,max} - t_{V,S}\\ &= 2\,(\Delta H_{AG} + \Delta H_S - \Delta H_{SV} + \Delta H_Z) - \Delta t_Z \quad \text{in K}\,. \qquad (51)\end{aligned}$$

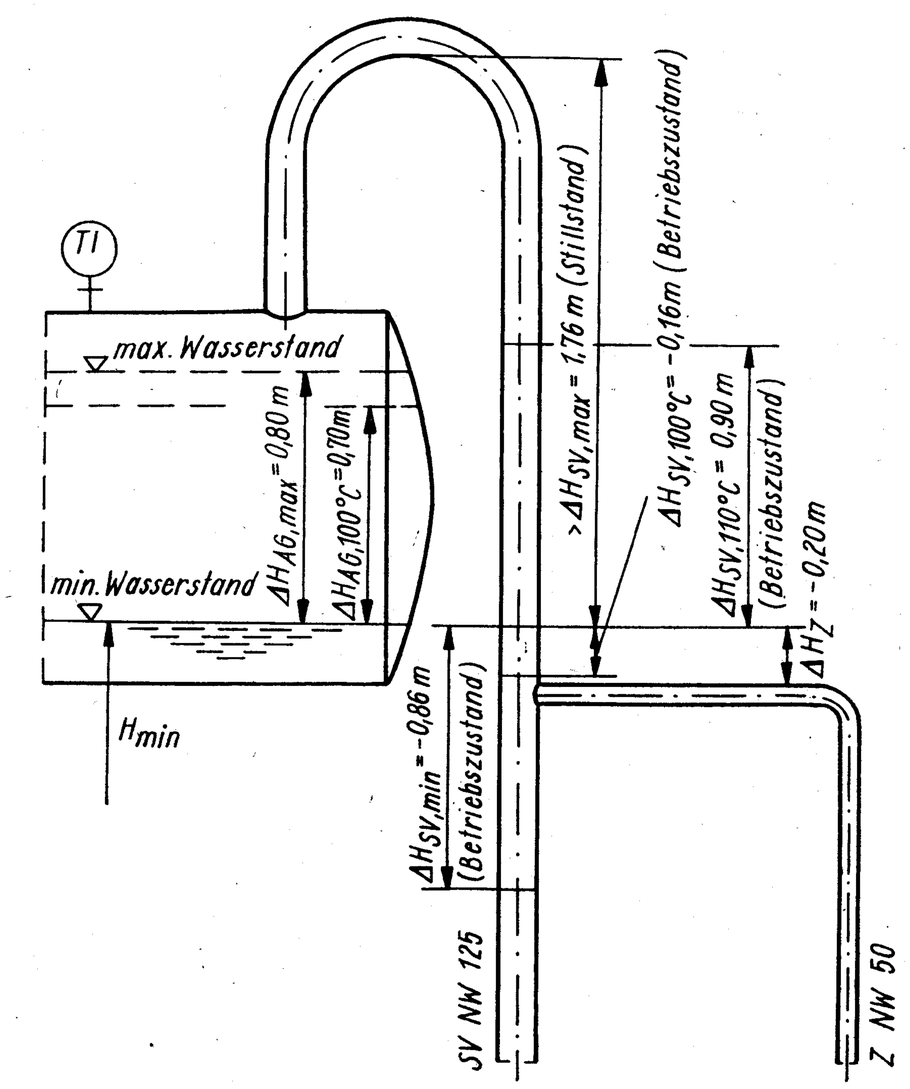
In Abwägung der einzelnen Größen kann das Betriebsregime festgelegt werden. Dabei ist zu beachten, daß ΔH_{AG} und ΔH_{SV} vom jeweiligen Betriebszustand abhängig sind.

Anmerkung

Das Sicherheitsstandrohr ist für den Fall zu bemessen, daß sich ein Sattdampfpolster mit maximaler Vorlauftemperatur ausbildet.

5. Beispiel

Eine mit Kohlekesseln bestückte Heizungsanlage der Leistung $\dot{Q} = 6$ MW soll bei Vollast mit der Vorlauftemperatur 110 °C betrieben werden. Der minimale Wasserstand im liegenden Aus-



10

dehnungsgefäß betrage $H_{min} = 22$ m, die Differenz zum maximalen Wasserstand sei $\Delta H_{AG,max} = 0{,}8$ m. Bei einer Betriebstemperatur der Anlage von 100 °C ist eine Wasserstandänderung von $\Delta H_{AG,\,100\,°C} = 0{,}7$ m anzunehmen. Da sich der oberste Abschnitt der Vorlaufleitung in einer Höhe von 19,5 m befindet, soll das Ausdehnungsgefäß mit einem Sicherheitsstandrohr verschlossen und mit eigenerzeugtem Dampf aufgelastet werden. Die Druckdifferenzen infolge der Strömungswiderstände bzw. der Pumpe betragen (Definition der Werte nach Bild 6):

$$\Delta p_1 = 8\,000 \text{ Pa} \qquad \Delta p_2 = 100 \text{ Pa} \qquad \Delta p_P = 80\,000 \text{ Pa}$$
$$\Delta p_4 = 200 \text{ Pa}\,.$$

Die Sicherheits-Vorlaufleitung hat einen Durchmesser von NW 125.

Die Längen der Sicherheits-Vorlauf- und der Zirkulationsleitungen sind für die Druckverlustberechnung mit 22 m anzunehmen. Die Einzelwiderstandsbeiwerte betragen für den Sicherheitsvorlauf $\sum\zeta = 2$ sowie für die Zirkulationsleitung $\sum\zeta = 2$ (oberer Teil) und $\sum\zeta = 7$ (unterer Teil).
Es sind die freien konstruktiven Parameter sowie die Betriebsweise festzulegen.

Lösung

Da über Größe und Form des Ausdehnungsgefäßes keine Angaben vorliegen, wird nach Bild 7 für die Leistung von 6 MW ein Ausdehnungsgefäß von 5 m³ der weiteren Berechnung zugrunde gelegt. Weiterhin folgt gemäß Bild 3 ein erforderlicher Dampfstrom von $\dot{m}_D = 0{,}0067$ kg/s. Damit ergibt sich nach Gl. (12) die in der Zirkulationsleitung umzuwälzende Wassermenge zu

$$\dot{m}_W = 0{,}0067\,\frac{527}{\Delta t}\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} = \frac{3{,}53}{\Delta t}\ \text{kg/s}\,.$$

Für die weiteren Berechnungen werden zwei Grenzfälle untersucht:

$$\Delta t = 1\text{ K} \rightarrow \dot{m}_W = 3{,}53\text{ kg/s}\,,$$
$$\Delta t = 5\text{ K} \rightarrow \dot{m}_W = 0{,}71\text{ kg/s}\,.$$

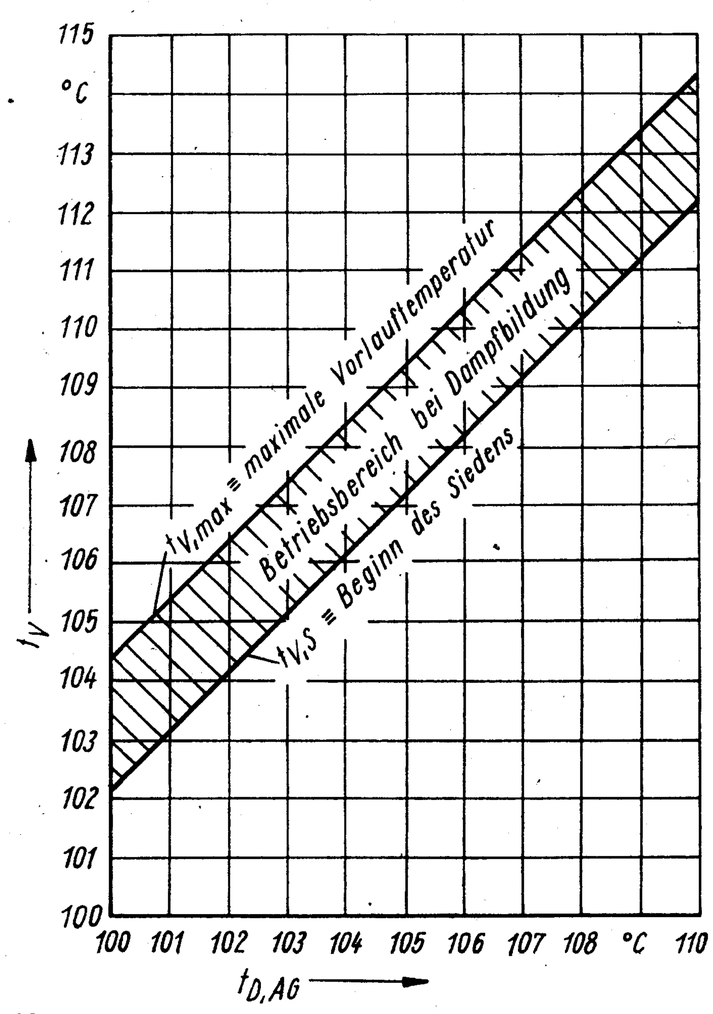
Der Druckverlust im Sicherheitsvorlauf beträgt dann für

$$\Delta t = 1\text{ K:}\quad \Delta p = (6{,}97\cdot 22 + 44{,}4\cdot 2)\text{ Pa} = 242\text{ Pa}$$
$$\Delta t = 5\text{ K:}\quad \Delta p = (0{,}372\cdot 22 + 1{,}77\cdot 2)\text{ Pa} = 12\text{ Pa}\,.$$

Die Grenzwasserstände im Sicherheitsvorlauf berechnen sich nach den Gln. (42) und (43)

$$\Delta H_{SV,max} = 0{,}042\cdot 22\text{ m} + 1{,}042\cdot 0{,}8\text{ m} = 1{,}76\text{ m}$$
$$\Delta H_{SV,min} = -\frac{8\,000 - (242\ldots 12)}{951\cdot 9{,}81}\text{ m} = -(0{,}83\ldots 0{,}86)\text{ m}\,.$$

Wie die Ergebnisse im letzten Fall zeigen, ist es für den minimalen Wasserstand praktisch gleichgültig, welche thermische Entspannungsdifferenz zugrunde gelegt wird.



11

Erfolgt der Betrieb der Anlage im aufgeheizten Zustand, dann liegen die Wasserstände entsprechend den Gln. (44) und (45) zwischen

$$\Delta H_{SV} = (0{,}80 - 0{,}86)\text{ m} = -0{,}06\text{ m}$$
$$\Delta H_{SV} = (1{,}76 - 0{,}86)\text{ m} = 0{,}90\text{ m}\,.$$

Ist die Anlage nur auf $t_V = 100$ °C aufgeheizt, dann beträgt der Minimalwert gemäß Aufgabenstellung

$$\Delta H_{SV} = (0{,}70 - 0{,}86)\text{ m} = -0{,}16\text{ m}\,.$$

Unter der Voraussetzung, daß die Zirkulation durch Öffnen des Ventils V erst bei etwa 100 °C in Betrieb genommen wird, ist die Wasserüberdeckung der Einbindung der Zirkulationsleitung in den Sicherheitsvorlauf gegeben, wenn

$$\Delta H_Z = -0{,}20\text{ m}$$

gilt.

Nach Gl. (48) ergibt sich die maximal mögliche Vorlauftemperatur, die bei plötzlichem Stillstand der Umwälzpumpe noch nicht zu Ausdampferscheinungen an der höchsten Stelle des Anlagenvorlaufs führt, bei einem Sicherheitszuschlag von $\Delta t_Z = 2$ K zu

$$t_{V,max} = t_{D,AG} - 2\text{ K} + 2\,(0{,}7 + 2{,}5)\text{ K} = t_{D,AG} + 4{,}4\text{ K}\,.$$

Die Siedetemperatur an der Einbindestelle (Zirkulationsleitung — Sicherheits-Vorlaufleitung) beträgt beim höchsten Wasserstand in der Sicherheits-Vorlaufleitung (Betriebsfall) nach Gl. (50)

$$t_{V,S} = t_{D,AG} + 2\,(0{,}9 - (-0{,}2))\text{ K} = t_{D,AG} + 2{,}2\text{ K}\,.$$

Damit kann im Mittel mit einer thermischen Entspannungsdifferenz nach Gl. (51) mit

$$\Delta t = 2{,}2\text{ K}$$

gerechnet werden. Der zirkulierende Mindest-Wasserstrom beträgt dann

$$\dot{m}_W = \frac{3{,}53}{2{,}2}\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} = 1{,}6\text{ kg/s}\,.$$

Dazu gehört gemäß Druckverlusttabellen eine Geschwindigkeit in der Sicherheits-Vorlaufleitung von $w_W = 0{,}13$ m/s. Da dieser Wert kleiner als 0,2 m/s (Festlegung im Abschnitt 3.3.) ist, kann auf eine Erweiterung des Sicherheitsvorlaufs im Einbindebereich verzichtet werden.

Die thermische Entspannungsdifferenz von etwa 2 K bewirkt, daß das aufsteigende Wasser in der senkrechten Zirkulationsleitung ungefähr bei $H^* = 1$ m unterhalb der Einbindung zu sieden beginnt. Deshalb werden die oberen 2 m und der waagerechte Teil Länge 1 m) in NW 50 ($w_W \approx 0{,}8$ m/s) sowie der untere Teil der Zirkulationsleitung in NW 32 ausgeführt.
Die Druckverluste betragen somit:

Zirkulationsleitung

$$\Delta p_Z = (800\cdot 19 + 1270\cdot 7)\text{ Pa} + (132\cdot 3 + 311\cdot 2)\text{ Pa}$$
$$= 25\,108\text{ Pa}$$

Sicherheits-Vorlaufleitung

$$\Delta p_{SV} = (1{,}57\cdot 22 + 8{,}76\cdot 2)\text{ Pa} = 52\text{ Pa}\,.$$

Der überschüssige Differenzdruck, der sich aus $\Delta p_P - \Delta p_2 - \Delta p_4 - \Delta p_Z - \Delta p_{SV}$ zu 54 540 Pa errechnet, kann beispielsweise durch Einbau eines 1″-Hochdruck-Heizungs-Regulierventils abgedrosselt werden.

Da gemäß Gl. (35) mindestens

$$L_{zul} = 1{,}5\cdot 1\text{ m} = 1{,}5\text{ m}$$

gilt, die vorhandene waagerechte Länge der Zirkulationsleitung aber nur 1 m beträgt, ist eine Erhöhung des berechneten Druckverlustes infolge der Zweiphasenströmung nicht erforderlich.

Die Geometrie des Ausdehnungsgefäßes und die entsprechenden Anschlußleitungen sind im Bild 10, der Bereich für die möglichen Fahrkurven ist im Bild 11 dargestellt.

Literatur

/1/ *Albring*, Angewandte Strömungslehre.
Verlag Theodor Steinkopff, Dresden, 1966

/2/ *Glück*, Druckverlusttabellen — Wasserheizungsanlagen.
VEB Verlag für Bauwesen, Berlin, 1978

/3/ *Huhn/Wolf*, Zweiphasenströmung.
VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1975