Untersuchung von Funktionsstörungen an stehenden Wärmeübertragern (Dampf/Wasser) mit Kondensatstandregelung

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

1. Beschreibung der Anlage

In einem Industrieheizungssystem (110 °C/70 °C) mit der Leistung $\dot{Q} = 5\,110$ kW (4 400 000 kcal/h) sind zwei Wärmeübertrager eingesetzt. Als Heizmedium steht Dampf mit den Parametern $p_D = 1{,}25$ MPa Ü und $t_D = 200$ °C zur Verfügung.
Der anstehende Dampf wird über eine Vollast- und eine Teillast-Reduzierstrecke grundsätzlich auf 0,6 MPa Ü entspannt.
Die Wärmeübertrager sind stehend mit hängendem U-Rohrbündel, Typ CS 7, angeordnet und sollen kondensatseitig geregelt werden. Die noch nicht installierte Regelung sollte, ausgehend von der Vorlauftemperatur, das kondensatseitige Stellventil verstellen und bei Erreichen der Grenzwasserstände über die vorhandenen Kontaktgeber (System *Lippmann*) ein Stellventil in der Dampfleitung schließen. Da dies ständige Verfügbarkeit über Hilfsenergie voraussetzt, wurde ein stromlos geschlossenes Magnetventil nachgerüstet.

2. Aufgetretene Funktionsstörungen

Zunächst wurden im Betrieb zu große Leistungen der Wärmeübertrager festgestellt. Dies zeigte sich darin, daß zum Abfahren der geforderten Leistungen der Wasserstand weit oberhalb der maximalen Grenze liegen mußte. Die an den Hersteller der Wärmeübertrager gerichtete Mängelanzeige wurde dahingehend beantwortet, daß die Leistung der Wärmeübertrager um 30 bis 250 Prozent überbemessen sei. (Eine Korrektur der Prospektangaben erfolgte ab II. Quartal 1977.) Als Lösung wurde vorgeschlagen, ein Drittel der Rohre durch Stopfen zu verschließen. Daraufhin wurden durch den Hersteller der Anlage im 1. Umformer 59 Rohre und im 2. Umformer 45 U-Rohre stillgelegt. Dennoch trat keine bemerkenswerte Leistungsminderung ein. Um einen wirtschaftlichen Betrieb zu gewährleisten, blieb nur die Möglichkeit, den Dampfdruck im Umformer drastisch herunterzusetzen. Er wurde von Hand auf etwa 0,02 ... 0,05 MPa Ü reduziert. Um dies künftig auch bei automatisiertem Betrieb zu sichern, wurde die MSR-Aufgabenstellung dahingehend geändert, eine kombinierte dampf- und kondensatseitige Regelung unter Einbeziehung des bereits installierten Stellventils in der Dampfleitung zu realisieren.
Ein weiterer Mangel waren zu hohe Sauerstoffkonzentrationen im Kondensat. Als Folge davon wurden seitens des Energielieferers Qualitätsvertragsstrafen berechnet, die der Betreiber an den Hersteller der Anlagen weitergab. Messungen des Sauerstoffgehalts ergaben bei Dampfdrücken von 0,03 ... 0,05 MPa Ü am Austritt der Umformer bereits Konzentrationen von 2,88 ... 6,61 mg/l.
Die folgenden Betrachtungen sollen Aufschluß über die Ursachen der Mängel und die möglichen Veränderungen an der Anlage geben.

3. Nachrechnung der Wärmeübertrager

Die Bestellung für die Wärmeübertrager lautete, je Wärmeübertrager

$\dot{Q} = 2{,}73$ MW
$p_D = 0{,}7$ MPa abs; $t_D = 210$ °C
$t_{K,max} = 80$ °C.

Im Vertragsangebot wurden $\dot{Q} = 3{,}13$ MW bestätigt.

Prinzipiell ergibt sich der im Bild 1 dargestellte qualitative Strömungs- und Temperaturverlauf. Die Überhitzung kann vernachlässigt werden, da die Dampf-Eintrittstemperatur in Wirklichkeit nur maximal 185 °C! betragen kann. Als Berechnungstemperatur gilt somit t_S. Die Aufheizung des Warmwassers erfolgt entlang der Heizfläche A_1 auf t_1. Danach kommt es bei paralleler Strömung von Kondensat und Warmwasser zur weiteren Aufwärmung auf t_3 und zur Kondensatkühlung auf die Temperatur t_K'. In den aufsteigenden U-Rohr-Schenkeln fließt das Warmwasser im Gegenstrom zum Kondensat. Das Kondensat wird von Sattdampftemperatur auf t_K'' gekühlt, wobei die Warmwassertemperatur auf t_4 steigt. Natürlich treten durch kondensatseitige Mischvorgänge die beschriebenen Vorgänge nicht so idealisiert auf. Aus diesem Grund wird die Kondensatunterkühlung komplex betrachtet.

Die gemeinsame Kondensat-Austrittstemperatur se t_K. Die Zwischentemperatur t_3 tritt im weiteren nicht mehr in Erscheinung. Entlang der Heizfläche A_2 erfolgt die Aufheizung auf die endgültige Temperatur t_{WW}''.

Berechnung der Querschnittflächen

Rohrraum

$$A_R = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot Z = \frac{\pi \cdot 0{,}014^2}{4} \cdot 130\ \text{m}^2 = 0{,}02\ \text{m}^2$$

Mantelraum

$$A_M = \frac{\pi \cdot d_M^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_a^2}{4} \cdot 2Z = \left(\frac{\pi \cdot 0{,}406^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0{,}016^2}{4}\, 2 \cdot 130\right) \text{m}^2 = 0{,}0772\ \text{m}^2$$

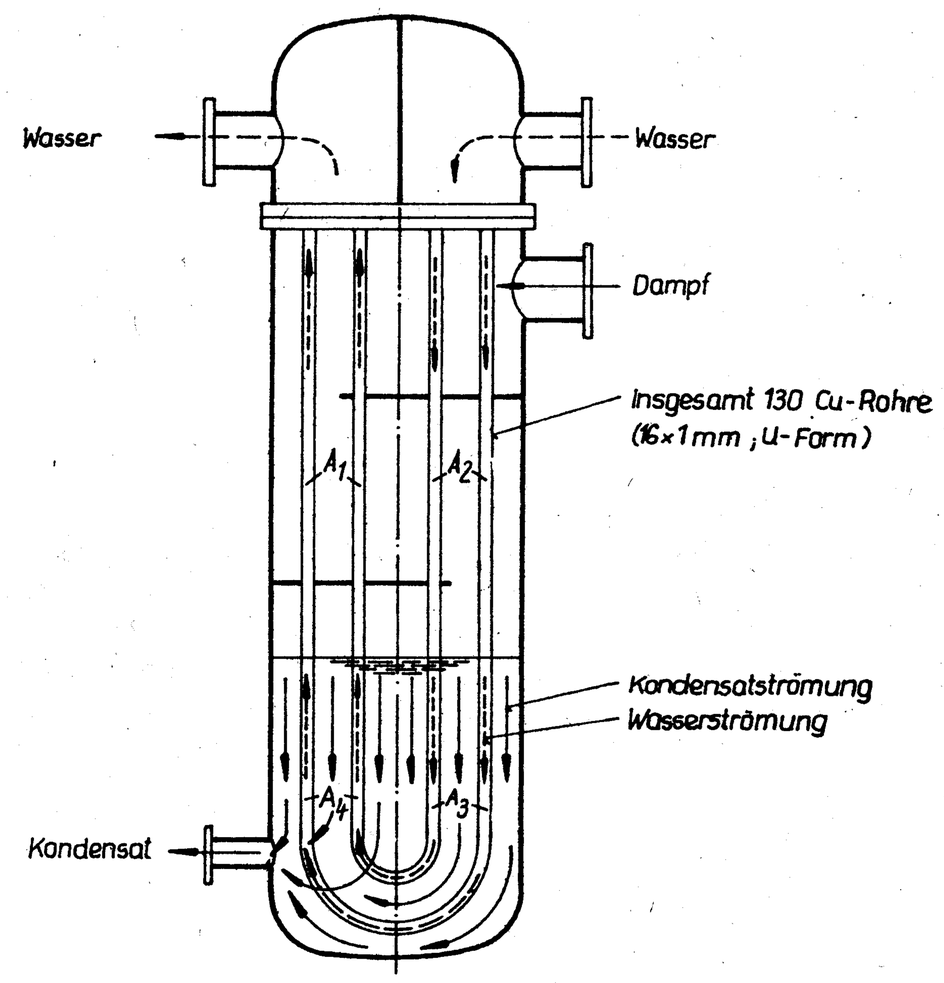
Kondensierende Dampfmenge

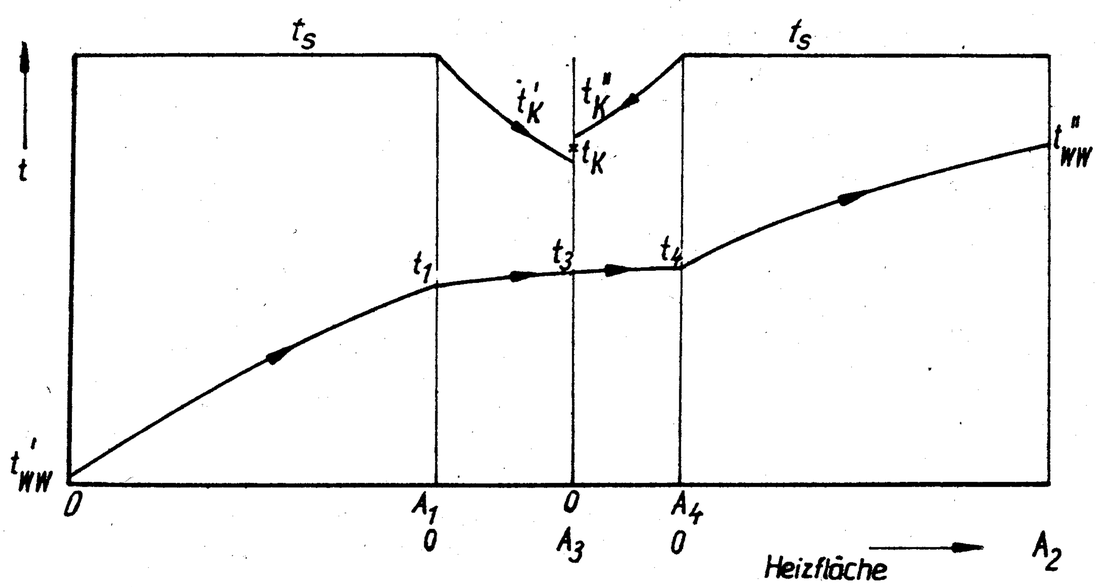
Enthalpie des eintretenden Dampfes $h_D = 2\,866$ kJ/kg (AST für RWÜ),
Enthalpie des austretenden Kondensates $h_K = 335{,}2$ kJ/kg
Erforderliche Dampfmenge je Umformer

$$\dot{m}_D = \frac{\dot{Q}}{h_D - h_K} = \frac{2{,}73 \cdot 10^6\ \text{W} \cdot \text{kg}}{(2866 - 335{,}2) \cdot 10^3\ \text{J}} = 1{,}079\ \text{kg/s}$$

Wasserdurchsatz

$$\dot{m}_W = \frac{\dot{Q}}{c \cdot \Delta t} = \frac{2{,}73 \cdot 10^6\ \text{W kg K}}{4{,}19 \cdot 10^3 \cdot 40\ \text{J K}} = 16{,}289\ \text{kg/s}$$





1

Geschwindigkeiten

Kondensat

$$w_K = \frac{\dot{m}_D \cdot V}{A_M} = \frac{1{,}079 \cdot 0{,}00106 \text{ kg m}^3}{0{,}0772 \text{ s kg m}^2} = 0{,}015 \text{ m/s}$$

Wasser

$$w_W = \frac{\dot{m}_W}{\varrho \cdot A_R} = \frac{16{,}289 \text{ kg m}^3}{965 \cdot 0{,}02 \text{ s kg m}^2} = 0{,}844 \text{ m/s}$$

Wärmeübergangskoeffizienten

Kondensatseitiger Wärmeübergang

Die Berechnung erfolgt nach [1]

$$Re = \frac{w \cdot d_a'}{\nu} = \frac{0{,}015 \cdot 0{,}016}{0{,}25 \cdot 10^{-6}} = 960$$

$$\alpha_K = \frac{\lambda}{d_a} \cdot C\, Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} = \frac{0{,}68}{0{,}016}\, 0{,}12 \cdot 960^{0,6} \cdot 1{,}45^{0,33} \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$
$$= 355 \text{ W/m}^2\text{K}$$

mit $C = 0{,}12$

für $d_{gl} = 0{,}022$ und Mantelraum ohne Einbauten.

Wasserseitiger Wärmeübergang

Die Berechnung erfolgt im Abschnitt 5.1. für eine ganze Werteskala. Die Ergebnisse sind dort entnehmbar. Es folgt für

$$w_W = 0{,}844 \text{ m/s}; \qquad \alpha_W \approx 6\,220 \text{ W/m}^2\text{K}.$$

Dampfseitiger Wärmeübergang

Eine umfangreiche Ermittlung erfolgt im Abschnitt 5.2. Da die Wärmeübergangskoeffizienten iterativ in Verbindung mit dem Wärmedurchgangskoeffizienten berechnet werden müssen, sei auch auf Abschnitt 5.3. verwiesen.

Wärmedurchgangskoeffizienten

Kondensat — Wasser

Es gilt vereinfachend für die ebene Wand

$$k_{K,W} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_K} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_R + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_V + \frac{1}{\alpha_W}},$$

wenn $(\delta/\lambda)_R$ den Wärmeleitwiderstand der Rohrwand und $(\delta/\lambda)_V$ den Widerstand der möglichen Verschmutzung darstellen. Die Rechnung liefert

$$k_{K,W} = \left(\frac{1}{355} + \frac{0{,}001}{370} + 0{,}00013 + \frac{1}{6\,220}\right)^{-1} \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$
$$= 322 \text{ W/m}^2\text{K}.$$

Dampf — Wasser

Die Werte können direkt Bild 2 entnommen werden.

Es gilt für

$$w_W = 0{,}844 \text{ m/s}; \qquad k_{D,W} = 2\,250 \text{ W/m}^2\text{K}.$$

Wärmeabgabe im Kondensationsteil

$$\dot{Q} = \dot{m}_D\,(h_D - h_D') = 1{,}079 \cdot (2866 - 697)\, 10^3 \text{W} = 2{,}340 \text{ MW}.$$

Kondensationsfläche

Der Einfachheit halber wird die mittlere Temperaturdifferenz Dampf — Wasser bei der Kondensation ohne Berücksichtigung der Erwärmung des Wassers entlang der Kondensat-Unterkühlungsfläche gebildet. Der Fehler ist vernachlässigbar, da die Erwärmung nur $(t_4 - t_1) \approx 5$ K beträgt und fast mittig in der Aufheizkurve liegt. Es gilt

$$\Delta t_M = \frac{40 \text{ K}}{\ln \frac{95}{55}} = 73{,}2 \text{ K}.$$

$$A_D = \frac{\dot{Q}_D}{k_{D,W} \cdot \Delta t_M} = \frac{2{,}340 \cdot 10^6}{2250 \cdot 73{,}2} \text{ m}^2 = 14{,}2 \text{ m}^2.$$

Wärmeabgabe im Kondensatteil

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_D\,(h_D' - h_K) = 1{,}079\ (697 - 335{,}2)\, 10^3 \text{W} = 390 \text{ kW}.$$

Kondensat-Unterkühlungsfläche

$$A_K = \frac{\dot{Q}_K}{k_{K,W} \cdot \Delta t_M}.$$

Für die mittlere Warmwassertemperatur im Bereich der Kondensatunterkühlung kann näherungsweise $\bar{t}_W = 90$ °C gesetzt werden. Die geforderte und bestätigte Kondensat-Austrittstemperatur beträgt $t_K = 80$ °C. Diese Auskühlung kann naturgemäß nicht erreicht werden (Verstoß gegen den 2. Hauptsatz). Selbst bei unendlich großer Heizfläche könnten nur 90 °C realisiert werden. Im praktischen Betrieb sind also viel höhere Kondensattemperaturen zu erwarten.

Kondensationsfläche bei Minimallast

Für die minimalen Temperaturen der Heizungsanlage werden bei 20 Prozent Belastungsgrad an der Heizgrenze angenommen

$$t_v = 44 \text{ °C}; \qquad t_r = 36 \text{ °C} \rightarrow t_m = 40 \text{ °C}.$$

Aus Bild 2 ergeben sich für den Schwachlastfall $k_{D,W,S} = 1990$ W/m²K. Wegen der geringen Aufheizung im Vergleich zur Gesamt-Temperaturdifferenz kann auf die logarithmische Mittelwertbildung verzichtet werden. Damit ergeben sich

$$\Delta t_M = (165 - 40) \text{ K} = 125 \text{ K} \text{ und } A_D = \frac{0{,}2 \cdot 2{,}73 \cdot 10^6}{1990 \cdot 125} \text{ m}^2$$
$$= 2{,}19 \text{ m}^2.$$

Die Wärmeübertrager haben je Meter eine Heizfläche von

$$A_0 = \pi \cdot d \cdot 2\,Z = \pi \cdot 0{,}016 \cdot 2 \cdot 130 \text{ m}^2/\text{m} = 13{,}07 \text{ m}^2/\text{m}.$$

Ausgehend von diesem Wert, folgt für die Dampfraumhöhe bei Minimallast $H_{min} = 0{,}17$ m. In Wirklichkeit ist die erforderliche Fläche noch etwas kleiner, da ein Teil der Wärme bei der Kondensatkühlung übertragen wird.

4. Schlußfolgerungen

1. Mit dem ausgewählten und vom Hersteller angebotenen Wärmeübertrager lassen sich die auftretenden Belastungsfälle in keiner Weise beherrschen.
   - Konstruktiv wird eine Dampfraumhöhe von mindestens 0,6 m ausgewiesen. Dies ist der vierfache Wert ($H_{min} = 0{,}17$ m), und damit ist die Minimallast keinesfalls realisierbar.
   - Da der Wärmeübertrager eine Fläche von 22,6 m² hat, kann bei Vollast die geforderte Kondensatunterkühlung nicht erreicht werden. Es ist generell von großem Nachteil, wenn Wärmeübertrager mit U-Rohren oder Geradrohren mit Schwimmkopf für die kombinierte Kondensation und Kondensatunterkühlung eingesetzt werden. Geeigneter sind einflutige Geradrohr-Wärmeübertrager mit fest eingewalztem Rohrbündel, da dann das Kondensat im Gegenstrom zum eintretenden Rücklauf abgekühlt wird.
2. Die gemäß Aufgabenstellung zugrunde gelegten Anschlußwerte wurden nicht erreicht. So sind im System 110 °C/70 °C nur 43 Prozent der geplanten Leistung angeschlossen. Des weiteren läßt sich erfahrungsgemäß vermuten, daß die angegebenen Anschlußwerte als Projektwerte ebenfalls noch Zuschläge erhalten. Eine genaue Messung war technisch leider nicht möglich und zum Ende der Heizperiode wegen mangelnder Extrapolationsfähigkeit der Ergebnisse auch nicht sinnvoll.
   Die Reduzierung des Anschlußwertes stellte eine weitere Ursache für den nicht ordnungsgemäßen Betrieb bei Minimallast dar.
3. Um Minimallast zu fahren, wurde von Hand der Dampfdruck stark gedrosselt, wodurch vermutlich zeitweise Unterdrücke im Umformer entstanden. Dies führte schließlich zu Luft- und damit Sauerstoffeinbrüchen (Hauptursachen waren die zu großen Rohrbündel-Wärmeübertrager und die fehlende Abnehmerleistung). Eine weitere Sauerstoffaufnahme fand während der Betriebspausen statt. Die abgeschalteten Wärmeübertrager waren nicht voll mit Kondensat gefüllt, jedoch dampfseitig vom Netz getrennt, wodurch das sich zunächst gebildete Vakuum Luft zog.

5. Varianten der Mängelbeseitigung

Um die Umbaukosten niedrig zu halten, soll versucht werden, die vorhandenen Aggregate zu übernehmen.

Die neuen Gegebenheiten, die bereits vor der Begutachtung bestanden, sind:

- Reduzierte Heizfläche
- geringerer Abnehmeranschluß.

Weiterhin sollen noch in die Betrachtung einbezogen werden:

- Parallelbetrieb eines kalten Umformers
- Dampfreduzierung im Schwachlastfall auf etwa 0,2 MPa Ü.

Um langwierige Nachrechnungen zu vermeiden, werden von vornherein die Abhängigkeiten als analytische Funktionen aufgestellt, ausgewertet und grafisch dargestellt.

5.1. *Wasserseitiger Wärmeübergang*

Ausgehend von den Angaben in [1]

$$\alpha_W = \frac{\lambda}{d_i} 0{,}037\,(Re^{0,75} - 180)\,Pr^{0,42}\left[1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{0,67}\right]\left(\frac{\eta_F}{\eta_W}\right)^{0,14}$$

gelten näherungsweise für die vorhandenen geometrischen Abmessungen die Zahlenwertgleichungen

$$\alpha_W = \frac{\lambda}{0{,}014} 0{,}037\left[\left(\frac{w \cdot 0{,}014}{\nu}\right)^{0,75} - 180\right] Pr^{0,42}\left[1 + \left(\frac{0{,}014}{1}\right)^{0,67}\right]$$

$$\alpha_W = 2{,}79\,\lambda\left[\left(\frac{w \cdot 0{,}014}{\nu}\right)^{0,75} - 180\right] Pr^{0,42}\,.$$

Bei Schwachlast $t_W = 40$ °C
$\lambda = 0{,}63$ W/mK; $\nu = 0{,}66 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $Pr = 4{,}30$

w in m/s	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
α_W in W/m²K	1121	1727	2284	2806	3303	3779	4239	4684	5117

Bei Vollast $t_W = 90$ °C
$\lambda = 0{,}68$ W/mK; $\nu = 0{,}32 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $Pr = 1{,}94$

w in m/s	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
α_W in W/m²K	1816	2622	3362	4057	4717	5351	5962	6554	7130

5.2. *Dampfseitiger Wärmeübergang*

Für laminar ablaufenden Kondensatfilm gilt nach [1]

$$\alpha_D = 0{,}943\left(\frac{\lambda^3 \varrho^2 \Delta h_V\, g}{\eta\, \Delta\vartheta H}\right)^{0,25}$$

Die Stoffwerte sind für die mittlere Filmtemperatur einzusetzen. Da diese vorab nicht bekannt ist, werden mehrere Werte untersucht

$$K = 0{,}943\left(\frac{\lambda^3 \varrho^2 \Delta h_V\, g}{\eta}\right)^{0,25}.$$

Es gelten für

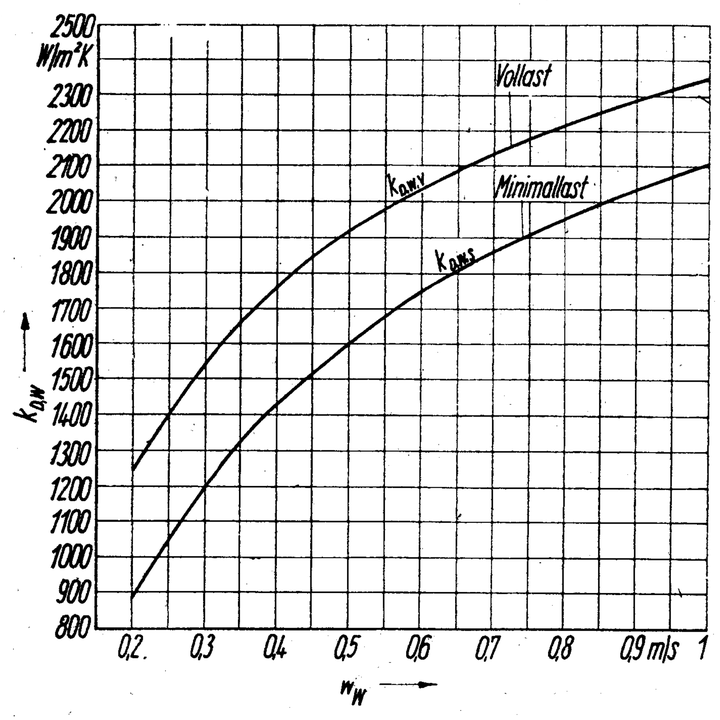
t in °C	160	150	140	130	120
K	12597	12536	12423	12280	12098

Der Dampf steht bei

$p_D = 0{,}6$ MPa Ü mit $t_S = 165$ °C
$p_D = 0{,}2$ MPa Ü mit $t_S = 134$ °C

an. Werden die Temperaturdifferenzen $\Delta\vartheta$ (Sattdampf—Rohrwand) mit 20 K bzw. 15 K geschätzt, ergeben sich mittlere Kondensatfilmtemperaturen von 155 °C bzw. 127 °C. Dazu gehören die Werte

K = 12 570 für 0,6 MPa Ü
K = 12 230 für 0,2 MPa Ü.



2

Der dampfseitige Wärmeübergangskoeffizient lautet damit

$$\alpha_D = C\left(\frac{1}{\Delta\vartheta\, H}\right)^{0,25},$$

wobei $\Delta\vartheta$ die Temperaturdifferenz im Kondensatfilm in K und H die Ablaufhöhe des Kondensats in m darstellen. Letztere beträgt wegen der Einbauten maximal $H_{max} = 0{,}5$ m und bei höchstem Kondensatanstau (Unterkante Dampf-Eintrittstutzen) $H_{min} = 0{,}35$ m. Da $\Delta\vartheta$ nur im Zusammenhang mit dem gesamten Wärmedurchgang zu sehen ist, müssen $k_{D,W}$ und α_D gemeinsam iterativ bestimmt werden.

5.3. *Wärmedurchgang Dampf/Wasser*

Aufgrund der Erfahrungen der Hersteller von Wärmeübertragern wird für die Verschmutzung ein Wärmeleitwiderstand von $(\delta/\lambda)_V = 0{,}00013$ m²K/W angesetzt. Weiterhin wird vereinfachend eine ebene Wand der Berechnung zugrunde gelegt. Es gilt somit

$$k_{D,W} = \left[\frac{1}{\alpha_D} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_R + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_V + \frac{1}{\alpha_W}\right]^{-1}$$

und nach Substitution

$$k_{D,W} = \left[\frac{(\Delta\vartheta \cdot H)^{0,25}}{C} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_R + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_V + \frac{1}{\alpha_W}\right]^{-1}$$

mit

$$\Delta\vartheta = \frac{k_{D,W}\,(t_D - t_W)}{\alpha_D} = \left[\frac{k_{D,W}\,(t_D - t_W)}{C}\, H^{0,25}\right]^{1,33}.$$

Für die einzelnen Parameterkombinationen ergeben sich bei *Vollast*

$$k_{D,W,V} = \left[\frac{(\Delta\vartheta_V \cdot 0{,}5)^{0,25}}{12\,570} + \frac{0{,}001}{370} + 0{,}00013 + \frac{1}{\alpha_W}\right]^{-1}$$

$$= \left[\frac{\Delta\vartheta_V^{0,25}}{14\,948} + 0{,}000133 + \frac{1}{\alpha_W}\right]^{-1},$$

$$\Delta\vartheta_V = \left[\frac{k_{D,W,V}\,(165 - 90)}{12\,570}\, 0{,}5^{0,25}\right]^{1,33}$$

$$= [k_{D,W,V} \cdot 0{,}00502]^{1,33}$$

Schwachlast

$$k_{D,W,S} = \left[\frac{(\Delta\vartheta_S \cdot 0{,}35)^{0,25}}{12\,230} + \frac{0{,}001}{370} + 0{,}00013 + \frac{1}{\alpha_W}\right]^{-1}$$

$$= \left[\frac{\Delta\vartheta_S^{0,25}}{15\,900} + 0{,}000133 + \frac{1}{\alpha_W}\right]^{-1},$$

$$\Delta\vartheta_S = \left[\frac{k_{D,W,S}\,(134 - 40)}{12\,230} \cdot 0{,}35^{0,25}\right]^{1,33}$$

$$= [k_{D,W,S} \cdot 0{,}005912]^{1,33}.$$

Die Ergebnisse sind in Tabelle 1 zusammengestellt und im Bild 2 aufgezeichnet. Die Temperaturdifferenzen im Kondensatfilm zeigen in Verbindung mit den Ablaufhöhen, daß stets eine laminare Strömung auftritt.

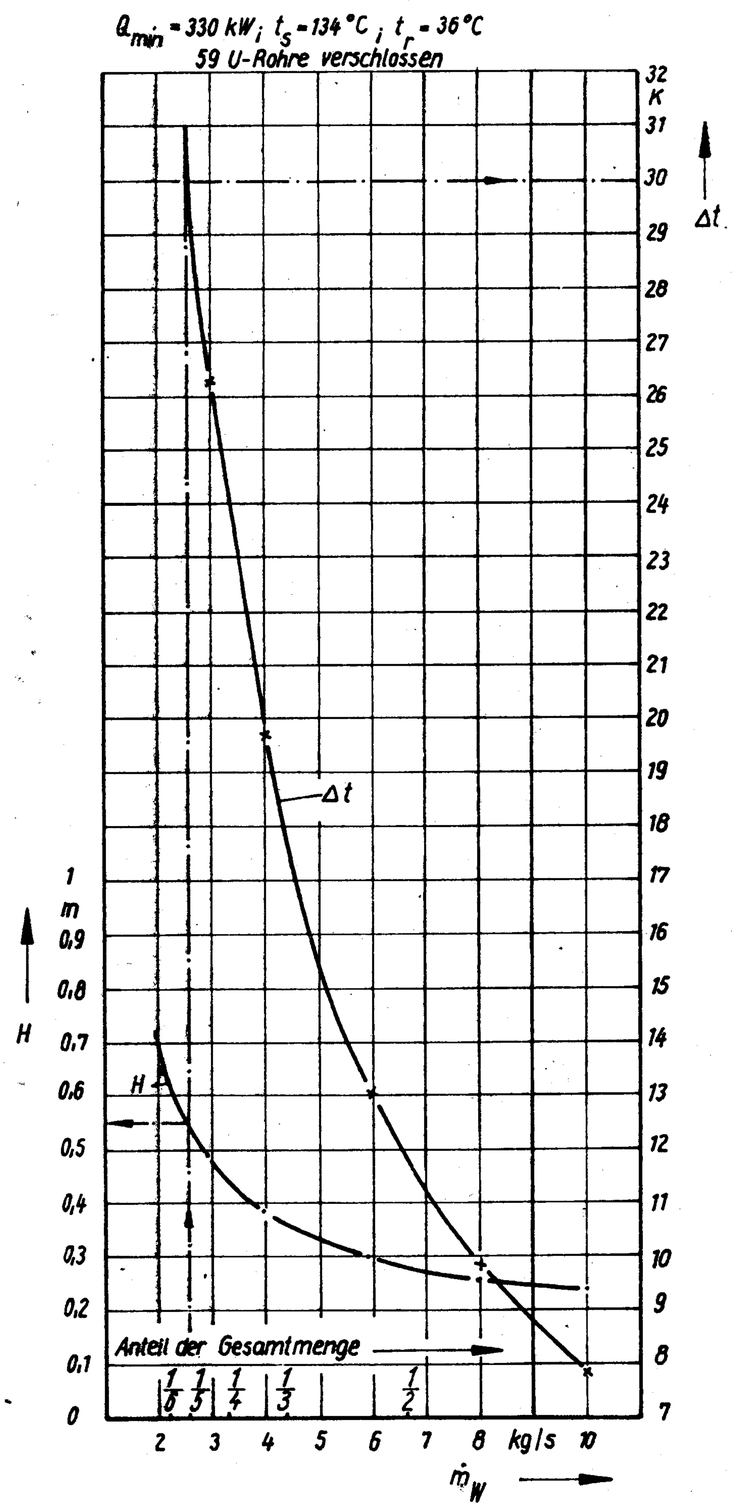
5.4. *Notwendige Wärmeübertragerfläche*

Vorgegeben sind die umzuwälzenden Wassermengen $\dot{m}_W$, die aus den zum Teil erheblich reduzierten Vollastverhältnissen folgen. Es gelten

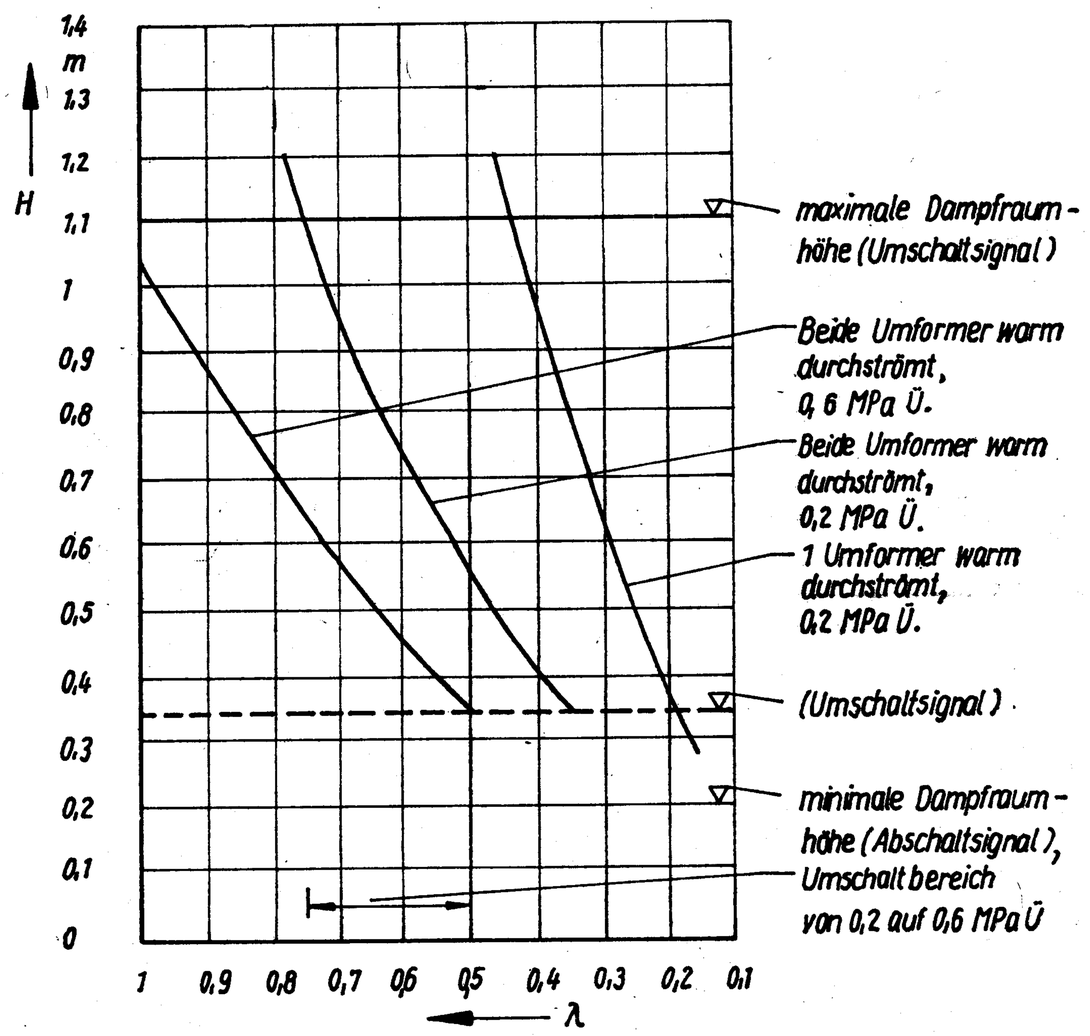
$$\dot{m}_W{}^+ = \frac{\dot{Q}^+}{c \cdot \Delta t^+} = \frac{2200 \cdot 10^3}{4190 \cdot 40}\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} = 13{,}13\ \text{kg/s}\,.$$

Des weiteren sind die reduzierten Querschnittsflächen des Rohrbündels vorgegeben. Für die Wärmeübertrager mit dem kleinsten Querschnitt ergibt sich $A_R = 0{,}01093$ m².
Die Geschwindigkeiten für beliebige Massendurchsätze $\dot{m}_W$ in kg/s berechnen sich dann zu

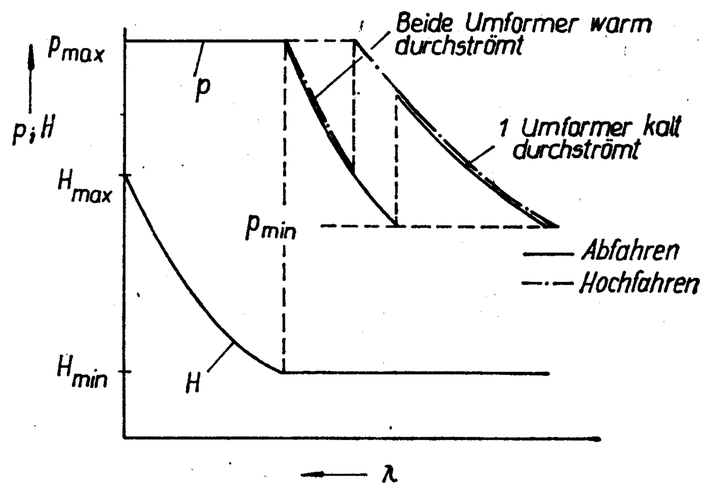
$$w_W = \frac{\dot{m}_W}{\varrho_W A_R} \approx \frac{\dot{m}_W}{980\, A_R}\,.$$



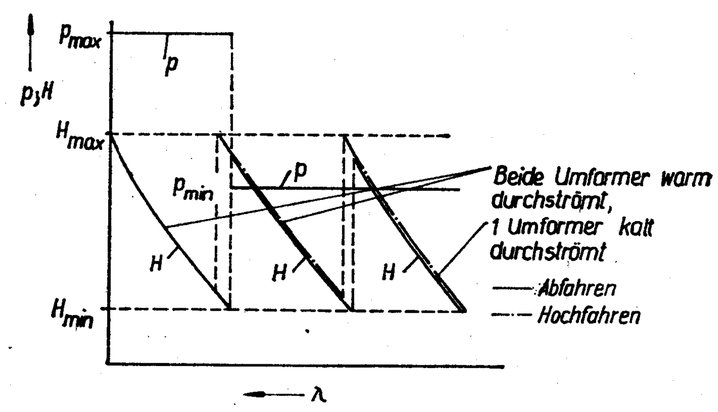
3



4



5



6

Die Temperaturspreizung des Wassers folgt aus

$$\Delta t = \frac{\dot{Q}}{c \cdot \dot{m}_W},$$

woraus mit t_S der jeweiligen Sattdampftemperatur und t_r der Rücklauftemperatur die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz

$$\Delta t_M = \frac{\Delta t}{\ln \frac{t_S - t_r}{t_S - (t_r + \Delta t)}}$$

ermittelt werden kann. Der Wärmebedarf und die Rücklauftemperatur sind Funktionen des Belastungsgrades bzw. der Außentemperatur. Die notwendige Wärmeübertragerfläche errechnet sich zu

$$A = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_M \, k_{D,W}} = A_0 \cdot H$$

mit $k_{D,W}$ dem Wärmedurchgangskoeffizienten, der, ausgehend von der Geschwindigkeit und dem Lastzustand, Bild 2 entnommen werden kann. A_0 stellt die Wärmeübertragerfläche je Meter Rohrbündellänge dar. Sie beträgt $A_0 = 7{,}138$ m²/m.
Bei den Betrachtungen bleiben der Einfachheit halber die Wärmemengen, die bei der Kondensatunterkühlung übertragen werden, unberücksichtigt. Der maximale Fehler bezüglich der Dampfraumhöhe liegt unter 15 Prozent.

5.4.1. *Schwachlast*

Am kritischsten ist die Beherrschung der Minimallast. Sie wird mit 15 Prozent der Vollast $\dot{Q}_{min} = 330$ kW angesetzt. Bei der folgenden Variation von $\dot{m}_W$ sei angenommen, daß die jeweilige Restmenge den parallelgeschalteten Wärmeübertrager kalt durchströmt. Die Rechnung ergibt folgende Werte:

	$\dot{m}_W$ in kg/s				
	2	4	6	8	10
w in m/s	0,19	0,37	0,56	0,75	0,93
k in W/m²K	850	1370	1690	1910	2060
H in m	0,71	0,38	0,30	0,26	0,24
Δt in K	39,4	19,7	13,1	9,9	7,9

Die erforderlichen Dampfraumhöhen H und die Temperaturspreizungen Δt im warmen Wärmeübertrager sind in Bild 3 grafisch dargestellt.

5.4.2. *Vollast*

Wird jeder Umformer mit dem halben Massenstrom beaufschlagt, so ergeben sich für den Wärmeübertrager mit der kleinsten Heizfläche

$\dot{m}_W$ = 6,565 kg/s
w = 0,61 m/s
k = 2050 W/m²K
H = 1,03 m
Δt = 40 K

5.4.3. *Regellast*

Unter Variation des Belastungsgrades λ, der zugehörigen Wärmeleistung und der Rücklauftemperatur, des Dampfdrucks sowie der Zahl der warmen Umformer sind unter Annahme einer symmetrischen Durchströmung die Dampfraumhöhen berechnet wor-

Tabelle 1

w_W in m/s	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	$\Delta\vartheta$ in K
$k_{D,W,V}$ in W/m²K	1240	1547	1760	1918	2039	2138	2223	2291	2351	11,4 ··· 26,6
$k_{D,W,S}$ in W/m²K	882	1201	1431	1606	1746	1861	1957	2038	2109	9 ··· 28,7

den. Als Grundlage diente der Wärmeübertrager mit der kleinsten Heizfläche. Die Wärmedurchgangskoeffizienten wurden aus den Grenzwertangaben interpoliert. Die Ergebnisse sind im Bild 4 wiedergegeben.

5.5. Regelungsvarianten

Um die Minimallast zu realisieren, muß unbedingt ein Wärmeübertrager kalt durchströmt und der Dampfdruck reduziert werden. Bild 3 zeigt deutlich, daß bei geringer sekundärseitiger Beaufschlagung des warmen Umformers und anschließender Mischung die Minimallast mit Sicherheit fahrbar ist. Soll die Verteilung der Wassermengen während der Heizperiode nicht geändert werden, ist eine symmetrische Aufteilung zu wählen. Bei Vollast müssen beide Wärmeübertrager mit Dampf beheizt und es muß die hohe Druckstufe verwendet werden.

Besonders problematisch erscheint der Betrieb im sogenannten Regelfall, d. h. zwischen den Grenzfällen. Eingehende Überlegungen führen zu zwei Prinziplösungen.

1. Kombinierte Kondensatstand- und Dampfdruckregelung

Ausgehend vom Vollastfall werden bei geringeren Leistungen zunächst über die Kondensatstauregelung die Dampfräume beider Umformer verringert. Erreicht der Kondensatstand eine obere Grenzmarke, der Dampfraum hat die Höhe H_{min}, so wird dieser Füllstand durch den Regelkreis „Kondensatstand" konstant gehalten. Die Temperaturregelung geht auf eine Dampfmengenregelung über. Hierfür sind die vorhandenen Stellventile in den Dampfzuführungen verwendbar. Bei Erreichen eines vorgegebenen minimalen Dampfdrucks ist nach einem Alarmsignal ein Wärmeübertrager von Hand dampfseitig abzuschalten, und als Soll-Wert für die Temperaturregelung des weiterhin warmen Umformers ist die Mischtemperatur zu verwenden. Beim umgekehrten Durchfahren des Leistungsbereiches müßte bei voller Öffnung des Dampfventils ein Signal zur Inbetriebnahme von Hand und zur Blockfahrweise des zweiten Umformers gegeben werden und bei wiederholter Endstellung eines dampfseitigen Stellventils die Umschaltung auf die Kondensatstandregelung erfolgen. Der Druck und die Füllstandhöhe sind in Bild 5 dargestellt. Die Hauptvorteile bestehen darin, daß immer eine maximal mögliche Kondensatkühlung infolge des hohen Füllstandes erreicht und daß jedes System bezüglich des Dampfdrucks genau angepaßt versorgt werden kann. Nachteilig ist der hohe regelungstechnische Aufwand mit je zwei kompletten Regelkreisen pro Wärmeübertrager.

2. Kondensatstandregelung mit Dampfdruck-Umschaltung

Wird wiederum von der Vollast ausgegangen, bei der die volle Dampfraumhöhe und der maximale Dampfdruck vorliegen, so erhöht sich der Kondensatstand bei sinkender Belastung. Ist die minimale Dampfraumhöhe erreicht, muß nach Signalisierung von Hand eine Umschaltung auf die niedrige Dampfdruckstufe erfolgen. Zwangsläufig muß sich zunächst eine höhere Dampfraumhöhe einregeln, die bei weiterer Lastreduzierung wieder auf den Minimalwert sinkt. Ist diese Grenzmarke erreicht, so wird nach Signalanzeige die Dampfzufuhr des zweiten Wärmeübertragers abgeschaltet. Gleichzeitig mit diesem Abfahrvorgang von Hand muß die Mischtemperatur als Regelgröße verwendet werden. Beim entgegengesetzten Durchlaufen wird das jeweilige Umschaltsignal bei Erreichen der maximalen Dampfraumhöhe gegeben. Die qualitativen Parameterverläufe sind aus Bild 6 ersichtlich.

Der Vorteil dieser Variante besteht darin, daß der regelungstechnische Aufwand klein ist. Jeder Umformer ist nur mit einer kondensatseitigen Regelung bestückt. Die Änderung des Dampfdrucks erfolgt in Stufen, wobei lediglich zwei parallele Reduzierstrecken mit unterschiedlichen Nachdrücken vorgesehen werden. Nachteilig ist, daß das Kondensat nicht in jedem Fall eine maximal mögliche Auskühlung erfährt.

6. Empfehlungen zur Beseitigung der Mängel

Es wird davon ausgegangen, die Umbaumaßnahmen auf ein Minimum zu beschränken und die Regelung möglichst einfach zu gestalten. Deshalb wird empfohlen, die zweite Regelungsvariante vorzusehen.

- Als niedrigster Druck im Kondensationsteil sollten etwa 0,2 MPa Ü gewählt werden. Um diese Druckstufe näherungsweise realisieren zu können, ist ein zusätzlicher Druckminderer mit dem Einstellbereich $\leq$ 0,2 MPa Ü einzusetzen, so daß eventuelle weitere Leistungsminderungen gegenüber der Projektangabe beherrschbar sind.

  Als Anhaltswert für die Fahrweise kann Bild 4 dienen.
- Die Schwimmerschalter sind an einem Geräteträger mit durchgehenden Füllstandanzeigern gemäß MSR-Projekt anzuordnen. Es sollen betragen:
  - Maximale Dampfraumhöhe Signal zur Umschaltung (2. Umformer oder höhere Dampfdruckstufe) etwa 1 100 mm
  - Signal zur Umschaltung (1 Umformer oder niedrigere Dampfdruckstufe) bei Kondensatstand etwa 40 mm unter Unterkante Dampfstutzen
  - Signal und Sicherheitsabschaltung bei Kondensatstand Mitte Dampfrohrstutzen.
- Der einfacheren Bedienbarkeit halber sind beide parallelgeschalteten Umformer gleichmäßig zu beaufschlagen. Die Einregulierung ist bei Betrieb eines kalten und eines warmen Umformers an Hand der Wärmebilanz (Mischungsregel) vorzunehmen. Dazu sind Thermometer am Rücklaufsammler, Vorlaufverteiler (nach Durchmischung der Stoffströme) und an jedem Wärmeübertrager-Austritt anzubringen. Die zu großen Umwälzpumpen sind auf die reduzierten Fördermengen durch den vorhandenen Bypaß einzuregeln. Dies ist besonders wichtig, da — wie Bild 2 zeigt — die übertragene Wärmemenge stark vom Wasserdurchsatz abhängt.
  Sollten über längere Zeiträume Leistungen unterhalb der 15- bis 20-Prozent-Grenze gefahren werden, besteht die Möglichkeit, die Mischtemperaturregelung weiter zu betreiben, wenn die Wärmeübertrager asymmetrisch beaufschlagt werden (vgl. Bild 3).
- Während langer Betriebszeiten kann die Kondensatunterkühlung erreicht werden. Bei maximaler Wärmeleistung sind die geforderten Werte jedoch nicht einzuhalten. Dies liegt — wie bereits unter Punkt 4 ausgeführt — in erster Linie an der Konstruktion der Wärmeübertrager, da kein reiner Gegenstrom zum Rücklaufeintritt verwirklicht wird.
  Der Ist-Zustand, der bisher allerdings nicht zu Beschwerden führte, sollte solange bestehen bleiben, bis exakte Messungen der Anschlußwerte vorliegen.
- Prinzipiell ist es äußerst ungünstig, wenn geschlossen betriebene Dampfanlagen ständig an- und abgefahren werden. Damit in den Wärmetauschern kein Vakuum entstehen kann, sind diese vollkommen zu fluten. Die Kondensat-Eigenproduktion ist nur bis zur Oberkante des Dampf-Eintrittstutzens ohne Schwingungserscheinungen und Schlagen möglich. Gemäß Sicherheitsschaltung schließt das Magnetventil in der Dampfleitung jedoch bereits, wenn der Kondensatstand in Stutzenmitte liegt. Damit verbleibt nur die Möglichkeit der Kondensat-Fremdfüllung bei Umformerabschaltung. Zu diesem Zweck ist eine Verbindung der Füllpumpen für das Sekundärsystem mit der Kondensat-Austrittsleitung am Wärmeübertrager herzustellen.

Von den örtlichen Gegebenheiten ausgehend, empfiehlt es sich, eine Verteilungsleitung mit einem Sicherheitsventil (Einstelldruck kleiner als der Konzessionsdruck des Mantelraums) vorzusehen. Die Handbedienung der Füllpumpen hat solange zu erfolgen, bis das Kondensat den Wärmeübertrager völlig füllt. Zur Kontrolle ist ein Schauglas an der senkrecht nach oben führenden Dampfzuleitung zu installieren. Während des planmäßigen Abfahrens muß das Magnetventil geöffnet bleiben.

Zweckmäßig ist es, den Dampfdruck auf dem nunmehr konservierten System zu belassen. Die vom Druckminderer bei Nullbedarf durchgelassenen Leckmengen, die zu einer Erhöhung des Nachdrucks führen könnten, werden vom Sicherheitsventil abgeblasen. Bei längeren Betriebspausen und Abstellen der Dampfzufuhr ist das Eindringen von Luft in die Dampfleitung nicht zu vermeiden. Beim Anfahren ist deshalb einige Minuten über eine noch anzubringende Entlüftung Dampf zu blasen.

Literatur

[1] VDI-Wärmeatlas.
Düsseldorf: Deutscher-Ingenieur-Verlag 1957/72