Heißdampfkühlung durch Kondensateinspritzung in der Heizungstechnik

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

In der Praxis steht häufig als Heizmedium Heißdampf zur Verfügung, bzw. es entsteht Heißdampf bei der Drosselentspannung von Sattdampf. In den meisten Fällen kann dieser jedoch nicht unmittelbar in der Heizungstechnik eingesetzt werden. Folgende Probleme sind zu beachten.

- Die nachgeschalteten Aggregate sind mitunter nur auf die zum jeweiligen Dampfdruck gehörige Sättigungstemperatur plus einem Sicherheitszuschlag konzessioniert, nicht aber auf die vorhandene Heißdampftemperatur. Mitunter ist die Temperaturbegrenzung auch durch vorgegebene Grenzwerte der zu beheizenden Sekundärmedien gegeben. Dies könnte bei Wasser z. B. die Siedetemperatur bei vorhandenem Auflastdruck sein oder bei Trocknung von Kohlenstaub die Entzündungstemperatur usw.
- Liegt die dampfseitige Heizflächentemperatur über der zum Dampfdruck gehörigen Sättigungstemperatur, so tritt zunächst keine Kondensation des Heißdampfes, sondern lediglich eine fühlbare Kühlung des Heißdampfes ein. Da der Heißdampf sich hierbei ähnlich wie ein Gas verhält, sind die Wärmeübergangskoeffizienten bedeutend kleiner als bei Kondensation, d. h. die Wärmeübertragerflächen bedürfen einer wesentlicheren Vergrößerung als bei Beaufschlagung mit Sattdampf oder gering überhitztem Dampf. Dabei muß auf die Schwierigkeiten und die Unsicherheiten, die bei der Berechnung der Heizflächentemperatur — die als Grenzwert für Kühlung bzw. Kondensation fungiert — hingewiesen werden. Deshalb wird empfohlen, von vornherein Sattdampf zur Verfügung zu stellen. Dies gilt gleichermaßen für Wärmeübertrager, Strahlplatten, Lufterhitzer usw.
- Der Druckverlust infolge Rohrreibung ist bei Heißdampf größer als bei Sattdampf, gleiche Massenströme und Rohrsysteme vorausgesetzt. Dennoch ist es vorteilhafter, Heißdampf zu transportieren, da bei genügender Überhitzung kein Streckenkondensat anfällt.

Aus den genannten Gründen ist es zweckmäßig, wenn der Dampf mit einer geringen Überhitzung transportiert wird, am Verbrauchereintritt jedoch Sattdampf ansteht. Um letzteres zu realisieren, werden Oberflächenkühler, Einspritzkühler und Einspritzvorrichtungen vorgesehen.

Oberflächenkühler erfordern sehr große Wärmeübertragerflächen und sind nur in Ausnahmefällen wirtschaftlich einzusetzen. Dies ist beispielsweise denkbar, wenn ein Sekundärmedium mit relativ geringer Wärmekapazität aus technologischen Gründen auf eine über Sattdampftemperatur liegende Temperatur gebracht werden soll. Die Schaltung und Berechnung erfolgt wie bei jedem anderen Rekuperator.

Die einfachste und zugleich wirtschaftlichste Lösung ist die Heißdampfkühlung durch Einspritzen von Wasser. Dies kann nach zwei verschiedenen technologischen Varianten vorgenommen werden. Die eine Form ist der sogenannte *Einspritzkühler*, der vom Hersteller komplett bemessen und in der Anschlußnennweite 100 bis 300 mm geliefert wird. Da die Aggregate konstruktiv aufwendig sind, wird vom Hersteller empfohlen, diese nur dort einzusetzen, wo die Annäherung an die Sattdampftemperatur weniger als 20 K betragen soll.

Am häufigsten werden die sogenannten *Einspritzvorrichtungen* verwendet. Hierbei wird mit Hilfe von Düsenstöcken in die Dampfleitung direkt Wasser eingespritzt. Diese Methode wird im folgenden näher untersucht.

Prinzipiell muß vorausgeschickt werden, daß es bezüglich der technischen Realisierung noch zahlreiche Differenzstandpunkte gibt. Wissenschaftliche Arbeiten und Erprobungen konnten die zahlreichen Einflußgrößen quantitativ nicht in vollem Umfang eliminieren. Die TGL 78-10074 wurde zurückgezogen, als Ersatz gilt eine Projektierungsvorschrift des Kraftwerkanlagenbaues (KAB PV 76/3110-4150 und R 114), die derzeit überarbeitet wird. Generell ist allerdings zu bemerken, daß zahlreiche ungeklärte Probleme bei den in Heizungsanlagen vorliegenden relativ niedrigen Parametern ohnehin nicht existent sind. Somit scheint es doch möglich, einen Lösungsvorschlag für den Anwendungsbereich — Heizungstechnik — zu empfehlen.

Konstruktive Lösung

Es ist am günstigsten, Einspritzvorrichtungen direkt in die Dampfrohrleitungen einzusetzen. Sie werden für die Nennweiten 50 bis 1000 mm vom *VEB Magdeburger Armaturenwerke* geliefert. Die Düsen — sogenannte Kreiselkraftdüsen — entstammen der Produktion des *VEB Molekularzerstäubung Dresden*. Die Düsen werden in den Düsenstock eingeschraubt oder mit diesem verschweißt. Im ersten Fall muß eine beständige Arretierung vorgesehen werden, die das Lösen durch mögliche Vibrationen verhindert. Eine Garantie erfolgt vom Hersteller nur für die Bestelldaten der Einspritzvorrichtung, wie z. B. Nenndruck, geometrische Abmessungen und Durchsatzmenge bei gegebenem Vordruck. Es wird also nicht die Gesamtfunktion, z. B. eine bestimmte, geforderte Dampftemperatur gewährleistet.

Es seien deshalb einige Hinweise für die Projekterarbeitung gegeben.

1. Zur Einspritzung soll grundsätzlich nur Kondensat oder Kesselspeisewasser verwendet werden. Erfolgt die Dampfkühlung innerhalb von Fernwärmenetzen, so darf das Einspritzwasser einen maximalen Salzgehalt von 10 mg/l nicht überschreiten (TGL 190-255). Es ist zweckmäßig, den Dampf-Kondensat-Kreislauf geschlossen zu gestalten und das Kondensat aus dem mit Stickstoff beaufschlagten Kondensatsammelgefäß oder aus einem separaten Speicher zu entnehmen. Die entnommene Menge bedarf keiner Mengenzählung, da sie im Dampf-Kondensat-Kreislauf verbleibt, lediglich mit zeitlicher Verzögerung zurückgeliefert wird.

2. Zur Kondensatförderung werden Pumpen mit relativ großer Förderhöhe bei kleiner Menge benötigt. Bei stufenweiser Zuschaltung von Düsenstöcken besteht weiterhin die Forderung nach möglichst gleichbleibendem Düsenvordruck. Die Pumpen sollten bei Drosselregelung flache und bei Beipaßregelung steile Kennlinien haben. Bewährt haben sich Hochdruck-Kreiselpumpen vom Typ HG 1 K des *VEB Pumpenfabrik Oschersleben* und vom Typ WBI des *VEB Apollowerk Gößnitz*.

Es ist darauf zu achten, daß der Zulaufdruck in Abhängigkeit der Kondensattemperatur vorhanden ist. Aus diesem Grunde ist ebenfalls die Kondensatentnahme aus einem stickstoffbeauflasteten Speicher zweckmäßig.

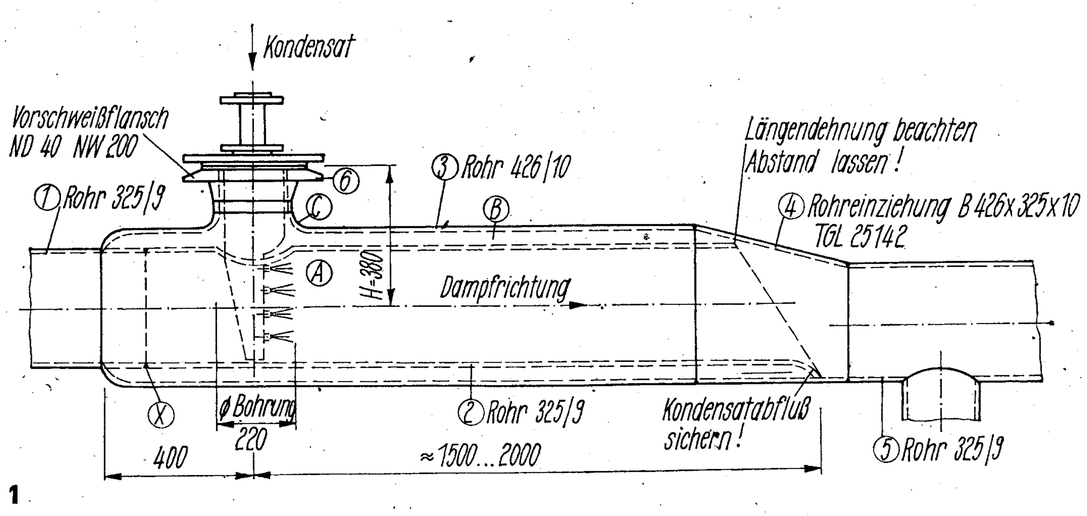
Eine Reservepumpe ist vorzusehen.

3. Ein zusätzlicher Einbau eines Filters, der nicht gelöste Fremdstoffe vollständig zurückhält, ist zu empfehlen. Diese werden in

ND 6 für NW $^1/_2''$ mit Innengewinde
ND 10 für NW $^3/_4''$; $1''$; $2''$ mit Innengewinde

vom *VEB Molekularzerstäubung Dresden* geliefert.

Günstig ist es, daß während des Betriebes sowohl einfach abgeschlämmt als auch rückgespült werden kann. Eine Demontage des Filters und manuelle Reinigung des Filtereinsatzes ist nur äußerst selten erforderlich. Des weiteren können auch Siebkorbfilter oder Schrägsitzfilter des *VEB Armaturenkombinat* mit der Maschenweite 0,5 mm verwendet werden. Nachteilig ist jedoch, daß auf Grund der Konstruktion sich die Verunreinigungen im Filterkorb



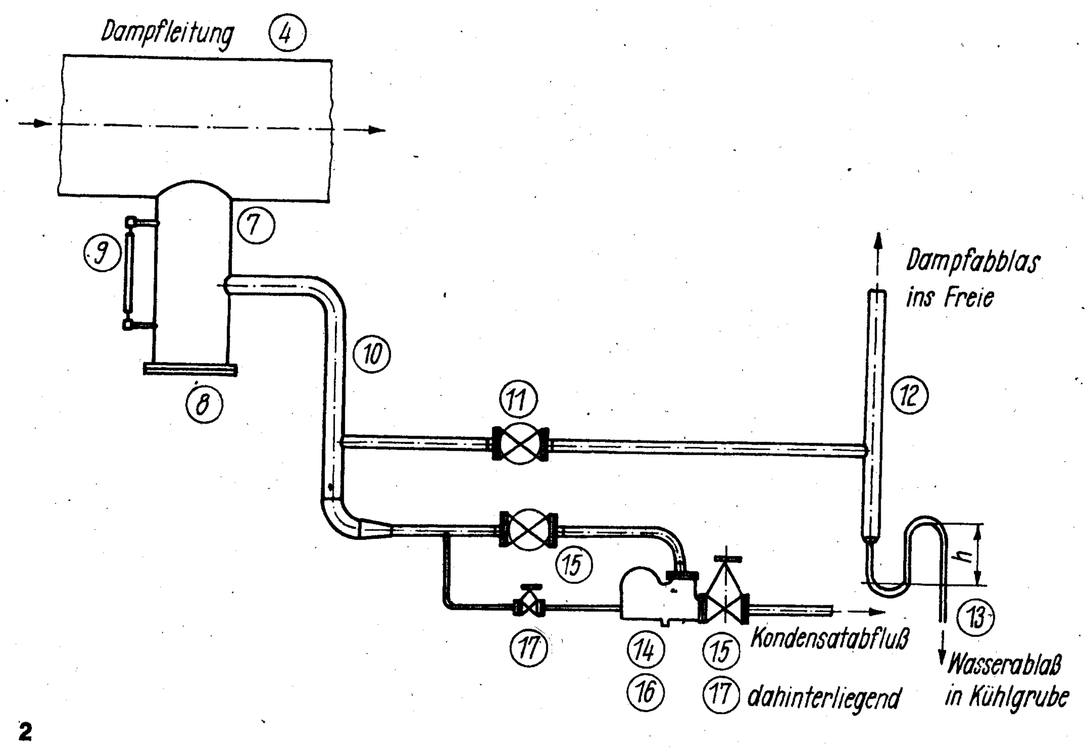
1

sammeln und somit ein Rückspülen zu keiner Beseitigung der Schmutzteilchen führen würde. Ein Abschlämmen ohne Demontage des Deckels ist ebenfalls nicht möglich.

Für den Fall, daß ein Dauerbetrieb der Einspritzung gefordert wird, sollten daher zwei wechselweise zu betreibende Filterstrecken installiert werden.

4. Die Temperatur des in die Dampfleitung eingespritzten Kondensates liegt in der Regel wesentlich unter der Dampftemperatur. Da es nicht zu vermeiden ist, daß das Kondensat teilweise auf die Rohrwand der Dampfleitung auftrifft, wird das Dampfrohr durch nicht erfaßbare thermische Spannungen zusätzlich belastet. Um dies zu vermeiden, sollte in jedem Falle ein sogenanntes Thermo-Schockrohr als Futterrohr eingesetzt werden. Es gibt Vorschläge, hierfür ein um ein bis zwei Nennweiten kleineres Rohr auf Gleitklötzen rutschend, bei einseitigem Festpunkt, vorzusehen. Dies ist jedoch technologisch sehr aufwendig und kann zu Vibrationen führen. Außerdem treten strömungstechnische Nachteile durch die genannten Einbauten auf.

Statt dessen wird eine Lösung nach Bild 1 vorgezogen. Die eigentliche Dampfleitung 1 (im Bild NW 300) wird auf den letzten 1,9...2,4 m als Thermo-Schockrohr 2 verwendet. Es wird von einem Rohr größeren Durchmessers 3 (im Bild NW 400) umhüllt. Letzteres ist am Anfang mit einer manuell hergestellten Einziehung versehen und mit der eigentlichen Dampfleitung verschweißt. Das Hüllrohr endet mit einer asymmetrischen Rohreinziehung 4 (im Bild NW 400 auf NW 300, Form B) und geht auf die Dampfleitung des ursprünglichen Durchmessers 5 über. Die vorliegende Form der Rohreinziehung wurde gewählt, damit sowohl entstehendes als auch zu viel eingespritztes Kondensat ohne Stauung abfließt. Des weiteren wird vor dem Thermo-Schockrohr „Pfützenbildung" vermieden. Das Thermo-Schockrohr 2 kann mit einem schrägen Abschnitt enden, wobei die temperaturbedingte Längendehnung zu berücksichtigen ist. Die Verschiebung erfolgt auf angeschweißten Gleitklötzen bzw. auf einer Umbördelung des Rohres 2. Die Gleitklötze sollten abgerundet sein, damit sich das Schockrohr wegen des kalten Kondensates an der Rohrsohle und des heißen Dampfes am Rohrscheitel behinderungsfrei nach oben wölben kann. Jede Einspannung ist zu vermeiden. In jedem Fall ist darauf zu achten, daß an der Rohrsohle der freie Kondensatabfluß gewährleistet wird. Die Öffnung A im Thermo-Schockrohr, durch die der Düsenstock eingeführt wird, sollte so groß sein, daß genügend Dampf zur Beheizung des Zwischenraumes B eintreten kann. Dadurch wird eine gleichmäßige Temperatur des Dampfrohres gewährleistet. Zum Anbringen der Einspritzvorrichtung muß am Rohr 3 die Aushalsung C mit dem Vorschweißflansch 6 vorgesehen werden. Die Höhe H ist so festzulegen, daß die Einspritzvorrichtung nicht auf dem Thermo-Schockrohr aufsitzt und die Düsen möglichst symmetrisch zur Rohrachse angeordnet sind.



2

Der minimale Wandabstand der Düsen sollte 40 mm betragen. Es gelten nachfolgende Mindestmaße für die geometrischen Abmessungen des Schockrohres. Das Rohr beginnt

4 × Nennweite bei Gegenstromeinspritzung

0,5...1 × Nennweite bei Gleichstromeinspritzung

vor dem ersten Düsenstock und endet frühestens

5 × Nennweite

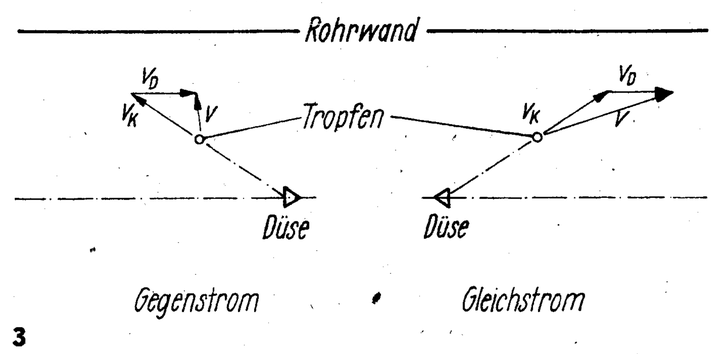
nach dem letzten Düsenstock. Das Thermo-Schockrohr sollte aus dünnwandigem, jedoch mindestens 5 mm dickem Material hergestellt sein. Da die Dampfrohre in der Heizungstechnik Wanddicken dieser Größenordnung aufweisen, ist die Ausführungsart nach Bild 1 (Dampfrohr in der Weiterführung als Schockrohr) in den meisten Fällen akzeptabel. Selbstverständlich kann an der Stelle X (Bild 1) auch ein Schockrohr dünnerer Wanddicke angeschweißt werden.

5. Die Entwässerung der Dampfleitung sollte so aufgebaut sein, daß sie sowohl die Kondensatmenge, die vom Dampfstrom nicht absorbiert wurde, als auch im Sonderfall die gesamte Einspritzmenge ableiten kann. Bei einer rückwärtigen Entwässerung der nachgeschalteten Rohrleitung ist das anfallende Streckenkondensat mit zu berücksichtigen. Eine mögliche Form der Entwässerung ist im Bild 2 dargestellt. Die Kühlstrecke ist mit einem Gefälle 1:100 bis 1:25 zu verlegen. In einer Entfernung von etwa 2 bis 3 m nach der Einspritzung — frühestens jedoch am Ende des Thermo-Schockrohres — muß ein Stutzen 7 zur Kondensatsammlung angeordnet werden. Dieser Stutzen großer Nennweite sollte außerdem die Funktion eines Schlammsammlers übernehmen. Er kann somit nach TGL 163-91001 ausgebildet werden. Der Stutzen wird durch einen Blindflansch 8 verschlossen und erhält zur Funktionskontrolle des Abflußsystems einen Wasserstandanzeiger 9. Die Kondensatleitung 10 kann wahlweise über eine Freientwässerung oder über ein automatisch geregeltes Abflußsystem geführt werden. Im ersten Fall ist das Ventil 11 zu öffnen. Im Ausblasrohr 12 erfolgt eine Separation von Dampf und Wasser, wobei der Dampfabblas gefahrlos ins Freie zu führen ist, während das Kondensat über die Stauschleife 13 in eine Kühlgrube abfließt. Die Stauhöhe h — gemessen in mm — muß theoretisch größer sein als der Druckverlust des ins Freie abblasenden Dampfes im Rohr 12 — gerechnet in mm WS oder 10 Pa. In der Praxis sind $h = 250$ mm in der Regel ausreichend.

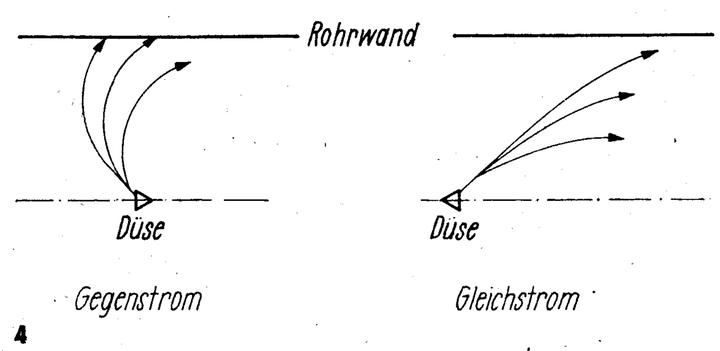
Die Freientwässerung darf nur im Anfahrzustand zur Entlüftung bzw. bei besonders hohem Kondensatanfall während des Anwärmens geöffnet sein. Bei normalem Betrieb ist die automatische Entwässerung zu benutzen. Sie besteht aus dem Schwimmer-Kondensatableiter 14 und den Absperrventilen 15. Weiterhin ist es empfehlenswert, parallel zu dem Kondenstopf noch einen thermisch wirkenden Kondensatableiter 16 — absperrbar durch Ventile 17 — einzusetzen. Erfolgt keine Dampfkühlung, so wird der Kondensatanfall nur sehr gering sein. Diese kleinen Kondensatmengen sollen über die Armatur 16 abgeleitet werden. Diese ist höhenmäßig anzuordnen, daß sie zuerst in Funktion tritt. Der Einsatz des Schwimmerableiters erfolgt durch Öffnen der Ventile 15 synchron zur Inbetriebnahme der Kondensateinspritzung.

6. Ein diffiziles Problem ist noch die Wahl der Einspritzrichtung, d. h. ob die Düsen das Kondensat in oder gegen die Richtung des Dampfstromes (Gleichstrom oder Gegenstrom) einspritzen sollen. Die Meinungen der Fachleute sind diesbezüglich geteilt. Prinzipiell muß vermieden werden, daß die Kondensattröpfchen nach kurzer Flugzeit durch den Dampfstrom auf die Rohrwand auftreffen. Ist dies der Fall, so entsteht ein ablaufender Kondensatfilm, der wegen der relativ kleinen Oberfläche nicht mehr vom Dampfstrom absorbiert werden kann.

Eine vereinfachte Darstellung der Geschwindigkeitskomponenten zeigt Bild 3. Dem Flüssigkeitströpfchen wird beim Verlassen der Düse eine Geschwindigkeit v_K aufgeprägt. Zusätzlich erfolgt eine Überlagerung der Dampfgeschwindigkeit v_D, so daß sich die resul-



3



4

tierende Geschwindigkeit v nach vektorieller Addition ergibt. Aus der Darstellung im Bild 3 ist ersichtlich, daß die Geschwindigkeit v bei Gegenstrom direkter als bei Gleichstrom auf die Rohrwand gerichtet ist. Selbstverständlich stellen sich die Vorgänge in der Praxis nicht so einfach dar, da unelastische Stöße und Turbulenzen auftreten. Im Ergebnis sind die im Bild 4 dargestellten Tröpfchenbahnen zu erwarten. Es wird deutlich, daß bei Gegenstrom eine intensivere Durchmischung mit dem Dampfstrom als bei Gleichstrom zu erwarten ist. Allerdings vergrößert sich die Gefahr des Ablaufens auf der Rohrwand, vor allem bei niedrigen Dampfgeschwindigkeiten. Dieser negative Effekt machte sich im praktischen Betrieb dadurch bemerkbar, daß man zur weiteren Kühlung eine größere Wassermenge im Gegenstrom einspritzte, die erhöhte Austrittsenergie jedoch ein verstärktes Ablaufen auf der Wandung bewirkte. Letztlich führte dies zu einer Verringerung des Kühleffektes, obwohl mehr Kondensat verdüst wurde. Aus den genannten Gründen sowie zur Verringerung der Schockrohrlänge ist das Einspritzen im Gleichstrom zu bevorzugen.

Die Ausdampflänge ist von zahlreichen Faktoren abhängig, u. a. spielen Dampfgeschwindigkeit, Einspritzmenge, Wassertemperatur, Tropfenspektrum usw. eine entscheidende Rolle. Die in der Literatur angegebenen Berechnungsgleichungen sind idealisiert, aber dennoch für die praktische Berechnung kaum zugängig. Überschlägig ist eine Strecke von 25 x Nennweite anzusetzen, wobei die Richtungsänderung in einer Ebene zulässig ist. Eine gerade Rohrlänge von ≥ 4 m zwischen dem Düsenstock und dem nächsten Krümmer sollte jedoch unbedingt verwirklicht werden.

7. In der Regel ist es ausreichend, einen Düsenstock einzusetzen. Ist damit die geforderte Einspritzmenge nicht zu realisieren, so sollte eine zweite und evtl. dritte Einspritzvorrichtung, allerdings um 60° bis 90° zur ersten versetzt, vorgesehen werden. Diese sollten prinzipiell im Gegenstrom einspritzen, wobei zwischen erstem und zweitem Düsenstock 2 m und zwischen zweitem und drittem Düsenstock 2× Nennweite als Abstände zu wählen sind. — Nur in Ausnahmefällen liegen stets konstante Dampfparameter und -mengen vor. Überwiegend sind die Verhältnisse variabel, und damit müßten auch die Einspritzmengen geregelt werden. Zu diesem Zweck sind im Schaltplan das Stellventil 18 in der Druckleitung (Bild 5a) oder in der Beipaßleitung (Bild 5b) und der Meßfühler 19 am Ende der Mischstrecke installiert.

Wie einleitend beschrieben, wird in der Heizungstechnik die Dampfkühlung nur vorgenommen, um Maximaltemperaturen zu vermeiden. Eine Unterschreitung der gewünschten Temperaturen bis zum Sattdampfzustand bringt keine Nachteile mit sich. Aus diesem Grund wird vorgeschlagen, auf die Regelung möglichst zu verzichten und bei Erreichen der zulässigen Grenztemperatur bzw. bei Unterschreiten der geforderten Wärmeübertragerleistung, die infolge Heißdampfbeaufschlagung eintritt und durch Messen von Druck und Temperatur im Umformer feststellbar ist, die Einspritzvorrichtung voll in Betrieb zu nehmen. Eventuell zu viel eingespritztes Kondensat läuft über die Entwässerung ab. In den meisten Anwendungsfällen, die sich durch kurze Betriebszeiten während der Heizperiode auszeichnen, ist das Weglassen des Regelkreises die wirtschaftlichste Lösung. Ein manuell bedienbares Drosselventil sollte dennoch — zumindest zum Einregulieren — vorgesehen werden.

Bemessung

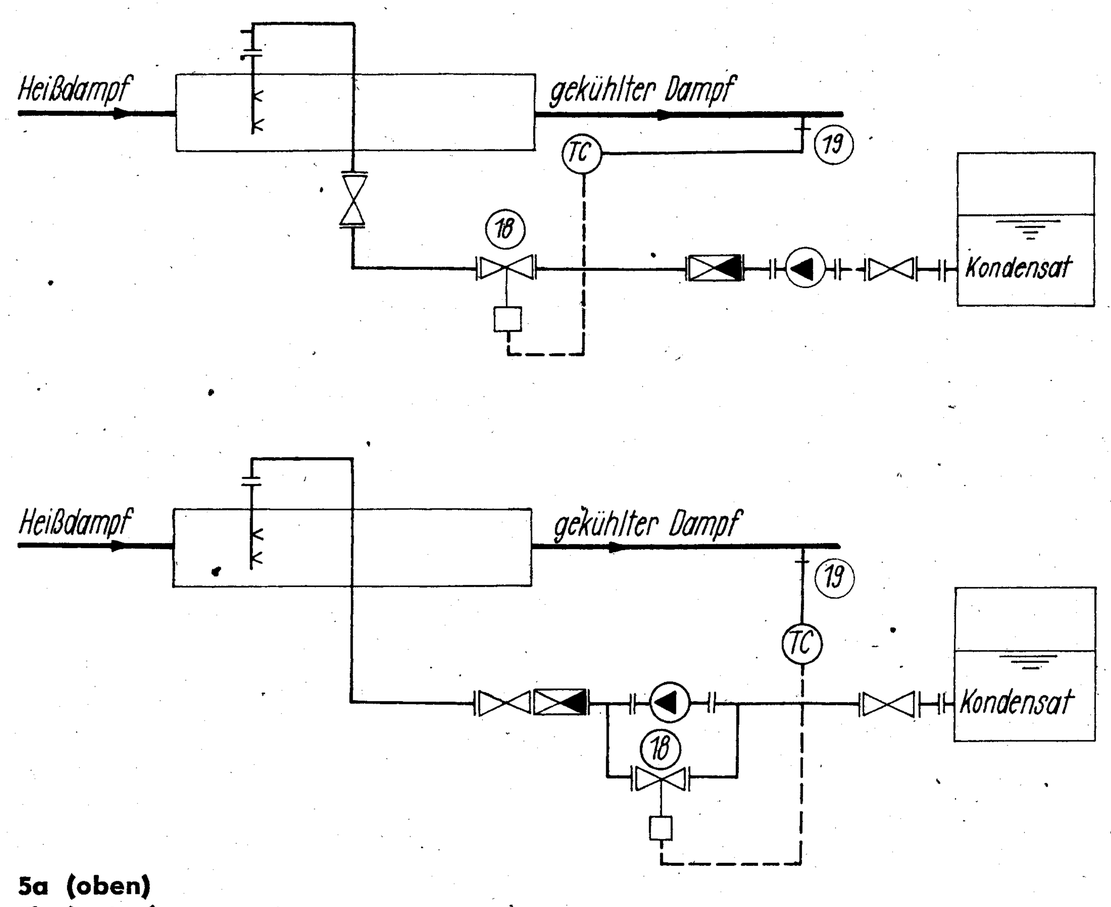
Der Durchmesser der Dampfleitung ist so zu wählen, daß die Dampfgeschwindigkeiten sich unter Beachtung der lastabhängigen Mengenänderungen zwischen $w_{D,\min} = 10$ m/s und $w_{D,\max} = 50 \ldots 80$ m/s bewegen. Die obere Grenze ist konstruktionsabhängig und der zulässige Wert vom Hersteller zu erfragen.

Die Einspritzmenge zur Kühlung des Heißdampfes auf Sattdampfzustand errechnet sich aus der Enthalpiebilanz (Bild 6)

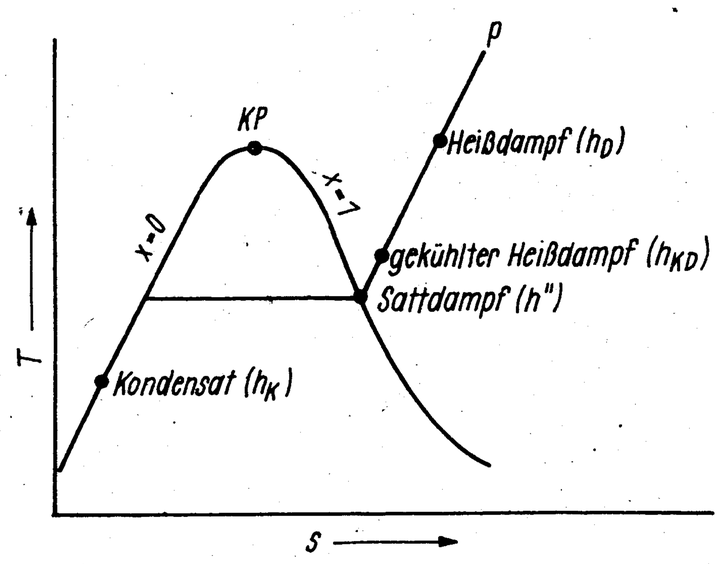
$$\dot{m}_K = \dot{m}_D \cdot \frac{h_D - h''}{h'' - h_K}. \qquad (1)$$

Im einzelnen bedeuten:

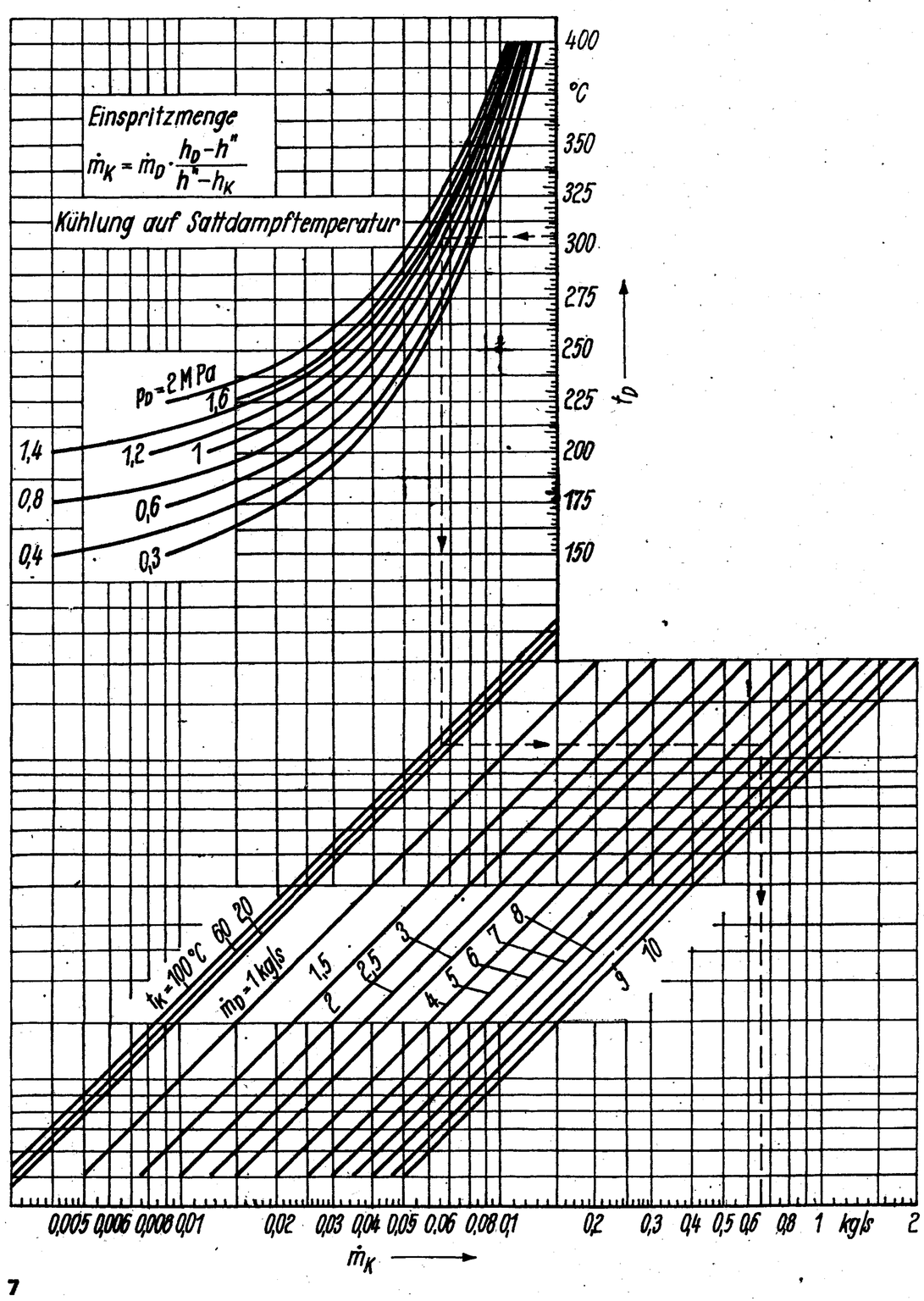
$\dot{m}_K$ — Kühlwasserstrom
$\dot{m}_D$ — Dampfstrom
h_D — spezifische Enthalpie des Heißdampfes
h'' — spezifische Enthalpie des Sattdampfes
h_K — spezifische Enthalpie des Kühlwassers



5a (oben)
5b (unten)



6



7

Die graphische Auswertung der Gl. (1) ist im Bild 7 erfolgt. Zur Vereinfachung des Diagramms wurde der Nenner als druckunabhängiger Mittelwert eingesetzt.

Der Fehler beträgt dabei maximal 1,8 Prozent.

Beispiel 1:

Ein Dampfstrom $\dot{m}_D = 6$ kg/s; $p_D = 1$ MPa soll von einer Temperatur von $t_D = 305$ °C auf Sattdampfzustand gebracht werden. Welche Einspritzmenge ist theoretisch erforderlich, wenn die Kondensattemperatur $t_K = 60$ °C beträgt?

Aus Bild 7 ergibt sich entsprechend des eingetragenen Linienzuges $\dot{m}_K = 0{,}67$ kg/s.

Die Kühlung auf Sattdampfzustand ist technisch kaum zu erreichen. Als minimale Dampftemperaturen sollten 20 K über der Sattdampftemperatur angenommen werden. Des weiteren wird vorgeschlagen, die theoretische Einspritzmenge um etwa 10 Prozent zu erhöhen, um das an der Rohrwand ablaufende Kondensat zu kompensieren. Damit ergibt sich

$$\dot{m}_K = 1{,}1 \cdot \dot{m}_D \cdot \frac{h_D - h_{KD}}{h_{KD} - h_K}, \qquad (2)$$

wobei

h_{KD} — spezifische Enthalpie des gekühlten Heißdampfes

bedeutet. Für den Fall, daß die Temperatur des gekühlten Heißdampfes $t_{KD} = t_S + 20$ K beträgt, gibt Bild 8 die Gl. (2) wieder.

Nach Kenntnis der Einspritzmenge ist die Form der Einspritzvorrichtung festzulegen. Gegeben werden vom Hersteller die $k_{\varphi s,\,D}$-Werte der Sprühdüsen. Weiterhin sind die Mindestdifferenzdrücke Δ_{pD}, die über den Düsen abfallen sollen, festgelegt. Sie betragen bei der Düsenbohrung

Durchmesser 1,25 mm $\Delta p^*_{D,\,min} = 0{,}3$ MPa

größere Durchmesser $\Delta p^*_{D,\,min} = 0{,}2$ MPa.

Generell ist zu bemerken, daß man die Auswahl der Düsen, Kühlwasserleitungen, Pumpen und evtl. Regelventile nicht nach expliziten Berechnungsgleichungen vornehmen kann, sondern daß wegen der abgestuften Leistungsparameter nur über Vorbemessungen und Nachrechnungen die Auswahl möglich ist. Da die eingesetzten Düsen im Betriebsverhalten den Charakter von Festdrosseln haben und andererseits Mindestwerte für den Differenzdruck vorgegeben sind, bestimmt man zweckmäßigerweise den k_φ-Wert der parallel angeordneten Düsen nach

$$k_\varphi{}^* = \frac{\dot{m}_{K,\,min}}{\sqrt{\varrho \cdot \Delta p_{D,\,min}}}. \qquad (3)$$

Es wird bei der Ableitung der allgemeinere Fall der regelbaren Kondensateinspritzung in dem Bereich $\dot{m}_{K,\,min} \cdots \dot{m}_{K,\,max}$ betrachtet. Im Sonderfall der konstanten Einspritzmenge gilt dann $\dot{m}_K = \dot{m}_{K,\,min} = \dot{m}_{K,\,max}$. Mit dem Ergebnis $k_\varphi{}^*$ nach Gl. (3) können mit Hilfe der Herstellerangaben (Tabelle 1) die Anzahl n und der tatsächlich vorhandene $k_{\varphi s}$-Wert bestimmt werden. Die angegebenen Kennwerte der Düsen $k_{\varphi s,\,D}$ sind zu addieren. Da der Druckabfall im Düsenstock gegenüber dem Differenzdruck, der über den Düsen abfällt, vernachlässigt werden kann, gilt zusammenfassend für die Einspritzvorrichtung

$$k_{\varphi s} = n \cdot k_{\varphi s,\,D} \leqq k_\varphi^*. \qquad (4)$$

Mit dieser Festlegung ist die Nachrechnung möglich. So ermitteln sich die vorhandenen Druckdifferenzen zu

$$\Delta_{pD,\,min} = \left(\frac{\dot{m}_{K,\,min}}{k_{\varphi s}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\varrho} \qquad (5)$$

$$\Delta_{pD,\,max} = \left(\frac{\dot{m}_{K,\,max}}{k_{\varphi s}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\varrho}. \qquad (6)$$

Damit sind alle hydraulischen Werte, die die Einspritzvorrichtung betreffen, bereitgestellt. Die Auswahl der Pumpen, evtl. der Stellventile, und die Bemessung der Leitungen erfolgen in üblicher Weise.

In dem nachfolgenden Beispiel wird darauf Bezug genommen.

Beispiel 2:

Ein Dampfstrom schwankt bedarfsabhängig im Bereich $\dot{m}_D = 5 \ldots 2$ kg/s. Die Temperatur des Dampfes liegt zwischen den Grenzen $t_D = 260$ °C und $t_D = 220$ °C. Der Druck ist mit $p_D = 0{,}59$ MPa nahezu konstant. Zur Kühlung des Dampfes auf $t_{KD} \approx 180$ °C soll Kondensat von einer Temperatur $t_K = 60$ °C eingespritzt werden. Dieses Kondensat wird einem mit Stickstoff beauflasteten Speicher (Druck $p_{KS} = 0{,}15$ MPa) entnommen. Die Kühlwassereinspritzung ist zu bemessen.

Es wird vorgeschlagen, die Konstruktion nach Bild 1 zu wählen. Zunächst muß der Durchmesser der Dampfleitung, der mit dem des Thermo-Schockrohres identisch ist, festgelegt werden. Dazu ist die Kenntnis des Dampf-Volumenstromes

$$\dot{V}_D = \dot{m}_D \cdot v_D = (5 \cdot 0{,}41 \ldots 2 \cdot 0{,}38)\ \mathrm{m^3/s} = (2{,}05 \ldots 0{,}76)\ \mathrm{m^3/s}$$

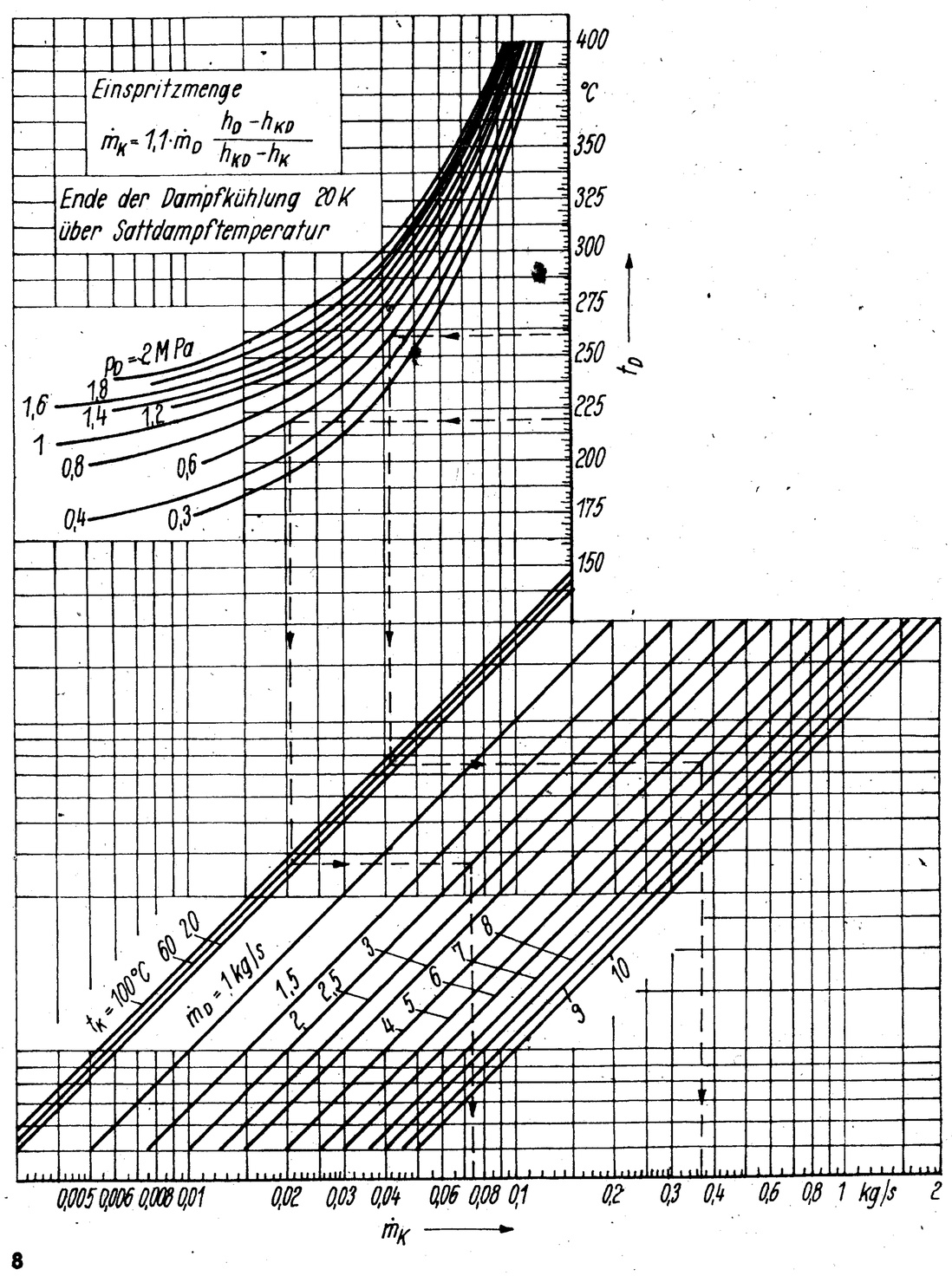
erforderlich. Um die Grenzwerte zu erfassen, wurde das maximale spezifische Volumen ($t_D = 260$ °C) mit dem größten Massenstrom und das minimale spezifische Volumen ($t_D = 220$ °C) mit dem kleinsten Massenstrom verknüpft. Für die minimale zulässige Dampfgeschwindigkeit ergibt sich der maximale Rohrdurchmesser zu

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{\dot{V}_{D,\,min}}{\pi \cdot w_{D,\,min}}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0{,}76}{\pi \cdot 10}}\ \mathrm{m} = 0{,}31\ \mathrm{m}$$

gewählt: NW 300 (325/9).

Damit kann die vorhandene Dampfgeschwindigkeit ermittelt werden

$$w_{min} = \frac{\dot{V}_{D,\,min}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{0{,}76 \cdot 4}{\pi \cdot 0{,}307^2}\ \mathrm{m/s} = 10{,}3\ \mathrm{m/s}$$



8

Tabelle 1

Düsenbohrung in mm	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,3	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,5	4,8
$k_{\varphi s,\,D}$ in 10^{-6} m²	0,588	0,728	0,98	1,18	1,46	1,85	2,18	2,86	3,36	3,92	4,48	4,76	5,32	6,16	7,00	7,84	8,68
Düsenbohrung in mm	5,0	5,3	5,6	6,0	6,3	6,7	7,1	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0	10,6	11,2	11,8	
$k_{\varphi s,\,D}$ in 10^{-6} m²	9,80	10,9	12,0	13,4	15,7	17,4	19,6	21,8	24,4	26,9	30	33,9	38,6	43,7	48,7	53,8	

(Toleranzen ± 10 %)

$$w_{max} = \frac{\dot{V}_{D,max}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{2{,}05 \cdot 4}{\pi \cdot 0{,}307^2}\ \text{m/s} = 27{,}7\ \text{m/s}.$$

Diese Grenzwerte liegen innerhalb des zulässigen Bereiches. Der erforderliche Kühlwasserstrom ergibt sich nach Gl. (2) oder Bild 8

$$\dot{m}_{K,min} = 1{,}1 \cdot 2 \cdot \frac{2894-2808}{2808-251}\ \text{kg/s} = 0{,}074\ \text{kg/s}$$

$$\dot{m}_{K,max} = 1{,}1 \cdot 5 \cdot \frac{2978-2808}{2808-251}\ \text{kg/s} = 0{,}366\ \text{kg/s}.$$

Die Gl. (3) liefert weiterhin

$$k_\varrho^* = \frac{0{,}074}{\sqrt{983 \cdot 0{,}2 \cdot 10^6}}\ \text{m}^2 = 5{,}28 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2,$$

woraus nach Tabelle 1 drei Düsen; Durchmesser 2,0 mm;

$k_{\varrho s,D} = 1{,}46 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2$

gewählt werden, die nach Gl. (4)

$$k_{\varrho s} = 3 \cdot 1{,}46 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2 = 4{,}38 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2 < k_\varrho^*$$

ergeben. Damit sind die maximalen Druckdifferenzen nach Gl. (5) und (6) berechenbar

$$\Delta_{pD,min} = \left(\frac{0{,}074}{4{,}38} \cdot 10^6\right)^2 \cdot \frac{1}{983}\ \frac{N}{\text{m}^2} = 0{,}29\ \text{MPa}$$

$$\Delta_{pD,max} = \left(\frac{0{,}366}{4{,}38} \cdot 10^6\right)^2 \cdot \frac{1}{983}\ \frac{N}{\text{m}^2} = 7{,}1\ \text{MPa}$$

Wie die Ergebnisse zeigen, ist es unmöglich, diese erforderliche Druckschwankung zu realisieren. Selbst das Parallelschalten von maximal drei gleichen Düsenstöcken läßt noch keine wirtschaftlichen Betriebsbedingungen erwarten. Dies bedeutet, daß man weitere Einspritzvorrichtungen mit größeren Düsenquerschnitten bestücken muß. Es ist noch der Kühlwasserstrom

$$\dot{m}_K = \dot{m}_{K,max} - \dot{m}_{K,min} = (0{,}366 - 0{,}074)\ \text{kg/s} = 0{,}292\ \text{kg/s}$$

in die Dampfleitung durch mindestens einen weiteren Düsenstock einzubringen. Die wiederholte Benutzung der Gl. (3) liefert dann

$$k_\varrho^* = \frac{0{,}292}{\sqrt{983 \cdot 0{,}2 \cdot 10^6}}\ \text{m}^2 = 20{,}8 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2.$$

Für die zweite Einspritzvorrichtung werden nach Tabelle 1 drei Düsen; Durchmesser 3,2 mm; $k_{\varrho s,D} = 3{,}92 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2$ gewählt, wodurch Gl. (4)

$$k_{\varrho s} = 3 \cdot 3{,}92 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2 = 11{,}76 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2 < k_\varrho^*$$

ergibt. Dieser $k_{\varrho s}$-Wert wurde bewußt mit Abstand unter den ermittelten Grenzwert gelegt, um einen Regelbereich zu kleineren Durchsatzmengen ohne Unterschreitung des Mindestdifferenzdruckes zu gewährleisten.

weiteren ist durch Nachrechnungen zu prüfen, inwieweit die getroffene Auswahl den geforderten Einsatzbereich realisieren kann sowie welche Pumpe und Stellventilgröße erforderlich werden. Der Druckverlust der Rohrleitungen wurde zu $\Delta_{pR} = 0{,}02$ MPa bei maximalem Durchsatzbestimmt. Mit dieser Angabe, der getroffenen Düsenwahl und den gegebenen Speicher- sowie Dampfdrücken, können für verschiedene Einsatzfälle der erforderliche Pumpendruck bestimmt und daraus die Einsatzbedingungen des Beipaß-Stellventils ermittelt werden.

Es gilt die Druckbilanz

$$\Delta p_P = p_D - p_{KS} + \Delta p_R \cdot \left(\frac{\dot{m}_K}{\dot{m}_{K,max}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_K}{k_{\varrho s}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\varrho},$$

woraus folgt:

1. Belastungsfall (beide Düsenstöcke angeschlossen)

$$\dot{m}_{K,1} = 0{,}366\ \text{kg/s}$$

$$\Delta p_{P,1} = \left[0{,}59 - 0{,}15 + 0{,}02 \cdot \left(\frac{0{,}366}{0{,}366}\right)^2 + \left(\frac{0{,}366}{11{,}76 + 4\ 38} \cdot 10^6\right)^2 \cdot \frac{10^{-6}}{983}\right]\ \text{MPa}$$

$\Delta p_{P,1} = 0{,}98$ MPa $\quad (\Delta p_{D,1} = 0{,}52$ MPa)

2. Belastungsfall (beide Düsenstöcke angeschlossen)

$$\dot{m}_{K,2} = 0{,}300\ \text{kg/s}$$

$$\Delta p_{P,2} = \left[0{,}59 - 0{,}15 + 0{,}02 \cdot \left(\frac{0{,}300}{0{,}366}\right)^2 + \left(\frac{0{,}300}{11{,}76 + 4{,}38} \cdot 10^6\right)^2 \cdot \frac{10^{-6}}{983}\right]\ \text{MPa}$$

$\Delta p_{P,2} = 0{,}8$ MPa $\quad (\Delta p_{D,2} = 0{,}35$ MPa)

3. Belastungsfall (nur der große Düsenstock angeschlossen)

$$\dot{m}_{K,3} = 0{,}300\ \text{kg/s}$$

$$\Delta p_{P,3} = \left[0{,}59 - 0{,}15 + 0{,}02 \cdot \left(\frac{0{,}300}{0{,}366}\right)^2 + \left(\frac{0{,}300}{11{,}76} \cdot 10^6\right)^2 \cdot \frac{10^{-6}}{983}\right]\ \text{MPa}$$

$\Delta p_{P,3} = 1{,}12$ MPa $\quad (\Delta p_{D,3} = 0{,}66$ MPa)

4. Belastungsfall (nur der große Düsenstock angeschlossen)

$$\dot{m}_{K,4} = 0{,}200\ \text{kg/s}$$

$$\Delta p_{P,4} = \left[0{,}59 - 0{,}15 + 0{,}02 \cdot \left(\frac{0{,}200}{0{,}366}\right)^2 + \left(\frac{0{,}200}{11{,}76} \cdot 10^6\right)^2 \cdot \frac{10^{-6}}{983}\right]\ \text{MPa}$$

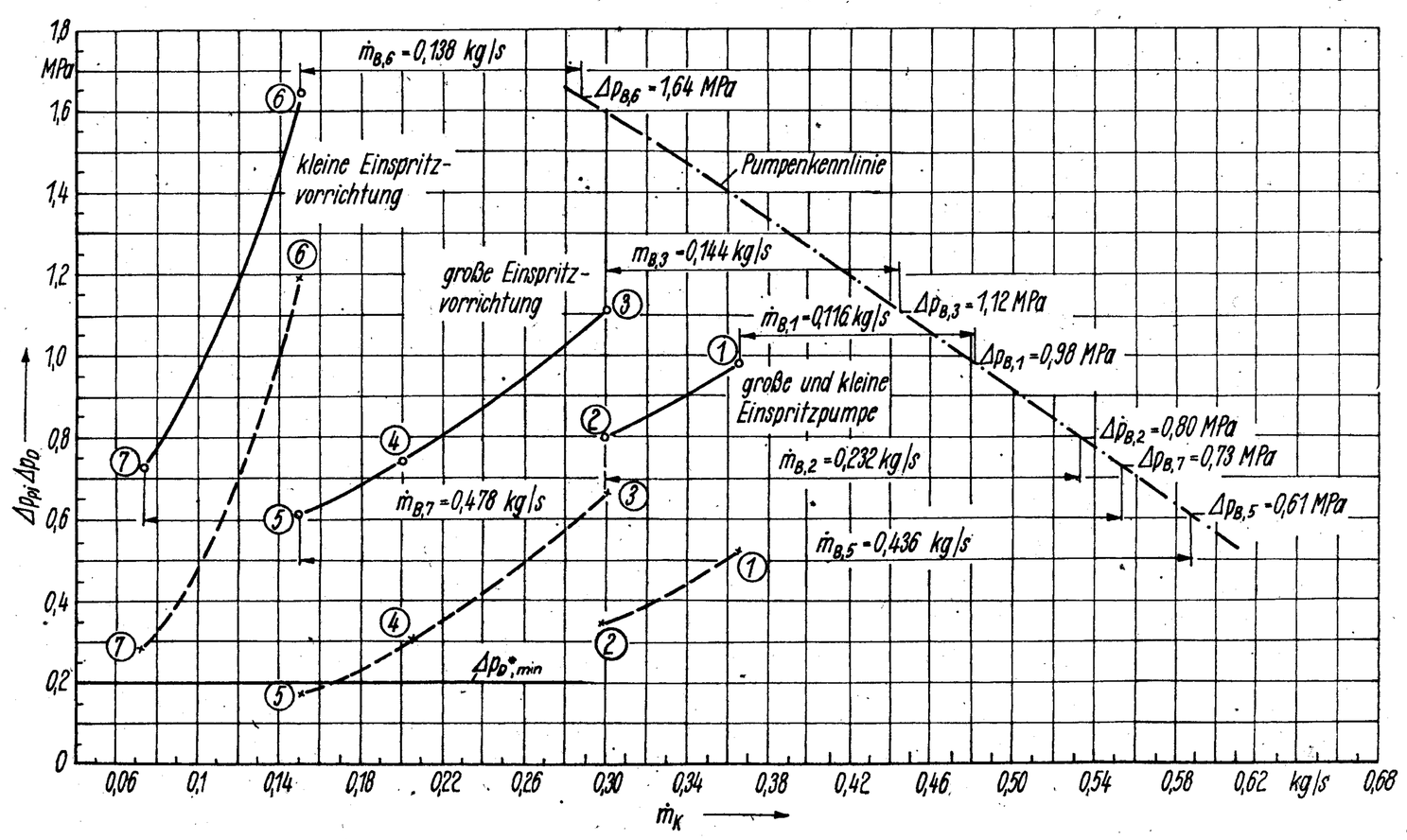
$\Delta p_{P,4} = 0{,}74$ MPa $\quad (\Delta p_{D,4} = 0{,}29$ MPa)

5. Belastungsfall (nur der große Düsenstock angeschlossen)

$$\dot{m}_{K,5} = 0{,}150\ \text{kg/s}$$

$$\Delta p_{P,5} = \left[0{,}59 - 0{,}15 + 0{,}02 \cdot \left(\frac{0{,}150}{0{,}366}\right)^2 + \left(\frac{0{,}150}{11{,}76} \cdot 10^6\right)^2 \cdot \frac{10^{-6}}{983}\right]\ \text{MPa}$$

$\Delta p_{P,5} = 0{,}61$ MPa $\quad (\Delta p_{D,5} = 0{,}17$ MPa)



9

6. Belastungsfall (nur der kleine Düsenstock angeschlossen)

$$\dot{m}_{K,\,6} = 0{,}150 \text{ kg/s}$$

$$\Delta p_{P,\,6} = \left[0{,}59 - 0{,}15 + 0{,}02 \cdot \left(\frac{0{,}150}{0{,}366}\right)^2 + \right.$$

$$\left. + \left(\frac{0{,}150}{4{,}38} \cdot 10^6\right)^2 \cdot \frac{10^{-6}}{983}\right] \text{MPa}$$

$$\Delta p_{P,\,6} = 1{,}64 \text{ MPa} \quad (\Delta p_{D,\,6} = 1{,}19 \text{ MPa})$$

7. Belastungsfall (nur der kleine Düsenstock angeschlossen)

$$\dot{m}_{K,\,7} = 0{,}074 \text{ kg/s}$$

$$\Delta p_{P,\,7} = \left[0{,}59 - 0{,}15 + 0{,}02 \cdot \left(\frac{0{,}074}{0{,}366}\right)^2 + \right.$$

$$\left. + \left(\frac{0{,}074}{4{,}38} \cdot 10^6\right)^2 \cdot \frac{10^{-6}}{983}\right] \text{MPa}$$

$$\Delta p_{P,\,7} = 0{,}73 \text{ MPa} \quad (\Delta p_{D,\,7} = 0{,}29 \text{ MPa})$$

Die aus der Druckbilanz errechneten Werte Δp_P sowie die analog zu Gl. (5) und (6) ermittelten Druckdifferenzen Δp_D, sind im Bild 9 aufgezeichnet. Es ist festzustellen, daß bei abgestuftem Einsatz der Einspritzvorrichtungen der Mindestdifferenzdruck $\Delta p_{D,\min}$ nur ganz geringfügig und auch nur in einem sehr kleinen Bereich unterschritten wird, was technisch ohne weiteres vertretbar ist. Bei den gegebenen Kennlinien und dem zur Verfügung stehenden Pumpensortiment muß man sich für eine Beipaß-Regelung nach Bild 5b entscheiden. Gewählt wird eine Pumpe vom Typ WBI — 25/6. Die Kennlinie ist ebenfalls im Bild 9 eingetragen. Gleichfalls sind dort die Massenströme $\dot{m}_B$, die den Beipaß durchströmen müssen, und die zulässigen Druckverluste in dieser Leitung vermerkt Da der Hauptdruckverlust der Beipaßleitung durch das Stellventil gebracht wird, können die vorgenannten Angaben näherungsweise zur Bestimmung des Stellventils Verwendung finden.

Für die einzelnen Belastungsfälle ergeben sich:

$$k_v = \frac{\dot{m}}{\sqrt{\varrho \cdot \Delta p}}$$

1. Belastungsfall: $k_v = \dfrac{0{,}116}{\sqrt{983 \cdot 0{,}98 \cdot 10^6}} \text{ m}^2 = 3{,}74 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

2. Belastungsfall: $k_v = \dfrac{0{,}232}{\sqrt{983 \cdot 0{,}8 \cdot 10^6}} \text{ m}^2 = 8{,}27 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

3. Belastungsfall: $k_v = \dfrac{0{,}144}{\sqrt{983 \cdot 1{,}12 \cdot 10^6}} \text{ m}^2 = 4{,}34 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

4. Belastungsfall: stellt keinen Grenzwert dar

5. Belastungsfall: $k_v = \dfrac{0{,}436}{\sqrt{983 \cdot 0{,}61 \cdot 10^6}} \text{ m}^2 = 17{,}8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

6. Belastungsfall: $k_v = \dfrac{0{,}138}{\sqrt{983 \cdot 1{,}64 \cdot 10^6}} \text{ m}^2 = 3{,}44 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

7. Belastungsfall: $k_v = \dfrac{0{,}478}{\sqrt{983 \cdot 0{,}73 \cdot 10^6}} \text{ m}^2 = 17{,}8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$.

Bildet man den Quotienten aus dem maximalen und dem minimalen Wert, so ergibt sich das Stellverhältnis

$$r = \frac{k_{v,\max}}{k_{v,\min}} = \frac{17{,}8 \cdot 10^{-6}}{3{,}44 \cdot 10^{-6}} = 5{,}2.$$

Da die Stellventile Werte von $r_{\max} = 10 \ldots 30$ realisieren können, wird man auch unter Beachtung der genormten k_{vs}-Werte mit Sicherheit ein geeignetes Ventil finden.

Eine günstigere Anpassung zwischen Pumpe und Einspritzvorrichtung wird nur durch höhere Investitionskosten möglich, indem verschiedene Pumpengrößen eingesetzt werden. In Anbetracht der vorhandenen kleinen Pumpenleistungen und wegen des meist kurzzeitigen Betriebes ist das gewählte Regelungsverfahren als durchaus rationell zu betrachten.