

ZUM ROHRREIHENEFFEKT BEI GASBEAUFSCHLAGTEN KONDENSATOREN

H.-G. SCHREY und J. KERN

Balcke-Dürr AG, Postfach 1240, D 4030 Ratingen 1, F.R.G.

(Received 12 May 1980)

Zusammenfassung—Bei luftgekühlten Rippenrohrkondensatoren, dampfbeheizten Lufterhitzern und ähnlichen Apparaten kommt es in Richtung des sich erwärmenden Gastroms zu abnehmenden Kondensationsraten in den einzelnen Rohrreihen. Dies kann ernsthafte betriebliche Störungen hervorrufen, entweder durch Kondensatsäulen oder durch Inertgase, die sich periodisch und je nach Rohrreihe unterschiedlich stark im Rohr ansammeln.

Mit dem hier entwickelten Lösungsverfahren lassen sich genaue Angaben machen über Art und Umfang der Maßnahmen, die zur Ausschaltung derartiger Störquellen geeignet bzw. notwendig sind. Für die praktisch am meisten interessierenden Maßnahmen—Einbau von unterschiedlichen Drossелеlementen, Dampfabsaugung, Veränderung des effektiven Wärmeübergangskoeffizienten — ergeben sich einfache analytische Lösungen, wodurch die Handhabung des Verfahrens wesentlich erleichtert wird.

NOMENKLATUR

- a , spez. Strömungsquerschnitt Rohrseite (Ersatz-Kanalbreite);
 A , Gesamt-Strömungsquerschnitt Rohrseite;
 c_1 , Druckverlust-Konstante;
 C_{A_1} , Austritts-Druckverlustbeiwert Rohrseite;
 C_{B_1} , Blenden-Druckverlustbeiwert;
 C_{E_1} , Eintritts-Druckverlustbeiwert;
 C_{R_1} , Reibungsdruckverlustkoeffizient;
 d , Rohrrinnendurchmesser;
 f , spez. Wärmeübergangsfläche (pro lfd. Meter Rohr);
 F , Gesamt-Wärmeübergangsfläche;
 k , Wärmedurchgangskoeffizient;
 L , Rohrlänge;
 \dot{M}_{A_1} , Absaugmengenstrom;
 \dot{M}_{K_1} , Kondensatmengenstrom;
 n , Druckverlust-Exponent;
 n_1 , Zahl der Rohre in der ersten Reihe;
 N , Gesamtzahl der Rohrreihe;
 NTU , kF/W für Gesamtapparat;
 \dot{Q} , Wärmeleistung;
 r , Kondensationswärme des Dampfes;
 T , Kühlstrom-Temperatur;
 u , Dampf-Austrittsgeschwindigkeit;
 w , Dampf-Eintrittsgeschwindigkeit;
 W , Wasserwert Kühlseite;
 z , dimensionslose Ortskoordinate;
 Z , Reihenummer;
 δ , Hilfsgröße (Fläche);
 ζ , Druckverlustbeiwert für Reibung;
 ϑ , Kondensationstemperatur des Dampfes;
 ν , kinematische Zähigkeit des Dampfes;
 ξ_1, ξ_2 , Hilfsgrößen;
 ρ , Dichte des Dampfes;
 ϕ , Betriebscharakteristik.

- 1, Austritt;
*, bezogen auf eine Reihe.

1. EINLEITUNG

EIN WICHTIGER Schritt bei der Berechnung von Wärmeaustauschern ist die Festlegung der Wärmeaustauschfläche. Dabei geht man grundsätzlich davon aus, daß die Übertragungsfläche als geometrische und damit fixe Größe für den Wärmeaustauschprozeß anzusehen ist. Wenngleich diese Annahme für die Mehrzahl der Prozesse gerechtfertigt ist, so macht man mit querangeströmten gasbeaufschlagten Kondensatoren in der Praxis bisweilen andere Erfahrungen. Es soll hier auf eine ausführliche Diskussion der Ursachen, die zu einer Verminderung effektiver Wärmeübertragungsfläche und damit einer Minderleistung des Apparats führen, verzichtet und auf die vorhandene Literatur verwiesen werden [1-4]. Andererseits muß zum besseren Verständnis des nachfolgenden Rechenmodells die grundsätzliche Problematik kurz erläutert werden.

Anders als bei Wärmeaustauschern herkömmlicher Art besteht eine im Hinblick auf das Betriebsverhalten wichtige Eigenschaft des Kondensators darin, daß der produktseitige Massenstrom durch die Größe des Wärmeaustauschers bestimmt wird. Hierin liegt die eigentliche Ursache für ein mögliches Versagen des Apparats. Wenn aus betrieblichen Gründen ein Teil der Wärmeübertragungsfläche nicht für die Kondensation zur Verfügung steht, dann hat dies ein Absinken der Kondensationsrate zur Folge. Zur Veranschaulichung dieses Tatbestandes stelle man sich einen mehrreihigen Kondensator vor, der produktseitig in senkrechter oder geneigter Richtung von Dampf durchströmt und auf der Außenseite von einem Kühlstrom beaufschlagt wird. Es wird eine Rohrreihe geben (in der Regel die erste) mit größtem treibenden Temperaturgefälle und damit maximaler Wärmeleistung

Indices

- 0, Wert für $z = 0$;

sowie eine andere (in der Regel die letzte) mit kleinster treibender Temperaturdifferenz und demzufolge minimaler Austauschleistung. Unter Berücksichtigung des direkten Zusammenhangs von Wärmeleistung und Produktmassenstrom für jede Reihe ergibt sich eine entsprechende Verteilung der Dampf- bzw. Kondensatmenge. Bei den üblicherweise gleichen Strömungsquerschnitten ergibt sich ein von der ersten bis zur letzten Reihe abfallendes Profil der Dampfeintrittsgeschwindigkeiten. Wegen des Zusammenhangs zwischen Dampfgeschwindigkeit und Druckverlust würde sich analog ein Druckverlustprofil über den Rohrreihen ausbilden, wenn nicht die den Reihen gemeinsamen Verteiler und Sammler eine Vergleichmäßigung herbeiführen würden. Dies kann unter den dargestellten Umständen aber nur bedeuten, daß — in der Tendenz — die Dampfeintrittsgeschwindigkeiten der ersten Rohrreihen erniedrigt bzw. die der hinteren Reihen erhöht werden müssen.

Physikalisch erfolgt dies über eine Art Bypass-Effekt, bei dem aufgrund der von den ersten Reihen aufgeprägten hohen Druckdifferenz über die hinteren Reihen Dampf in den Kondensatsammler kurzgeschlossen wird, der dann ähnlich wie bei einem Dephlegmatorelement in umgekehrter Richtung in die vorderen Reihen zurückströmt. Dies führt zu einem Kondensatstau oder zumindest zu einer Behinderung des Wärmeaustausches in den ersten Reihen; ein Teil der Austauschfläche wird dadurch passiviert. Bei geneigten Apparaten ist sogar ein völliges Versperren von Wärmeübergangsfläche durch Kondensatstände in den unteren Rohrabschnitten zu erwarten.

Aus dieser Beschreibung ersieht man, daß an einer bestimmten Stelle des Rohres, dem Treffpunkt beider von den Enden einströmenden Dampfmenge bzw. dem Beginn der Kondensatsäule, ein Druckminimum entsteht. Die in den meisten Dämpfen enthaltenen Inerte sammeln sich bevorzugt an dieser Stelle und können mit der Zeit die Kondensation im Rohr stark behindern. Es wird schließlich ein Zeitpunkt erreicht, zu dem bei zunehmendem absoluten Druck Kondensatsäule und Inertgase schlagartig in den unteren Sammler abgeführt werden. Der ganze Prozeß wiederholt sich, so daß wir in jedem Einzelrohr einer Reihe einen nicht stationären periodischen Vorgang erhalten. Da in diesem Rohrbereich außerdem eine Kondensatunterkühlung auftritt, werden die betroffenen Rohre ständigen Temperaturänderungen ausgesetzt, was erhebliche Materialschädigungen zur Folge haben kann.

Diese Zusammenhänge sind zwar bekannt, jedoch können bisher nur stationäre Zustände durch teilweise recht aufwendige Ersatzmodelle mathematisch beschrieben werden [2, 3]. Die Beschreibung des instationären Entleerungs- und Wiederauffüllungsvorgangs ist auch mit komplizierten Rechenmodellen noch nicht gelungen. Andererseits dient jede Bemühung in diesem Fall lediglich dazu, den Kondensationsprozeß dahingehend zu beeinflussen, daß die beschriebenen instationären Vorgänge bzw. ein Ausbil-

den von Kondensat- oder Inertsäulen vermieden werden, so daß dem "abgeglichenen" stationären Zustand die größte praktische Bedeutung beizumessen ist.

Zur Einstellung des abgeglichenen Zustands werden im wesentlichen drei verschiedene Methoden angewandt, deren Gemeinsamkeit darin zu sehen ist, daß in jedem Fall der Druckabfall in den einzelnen Kondensatorreihen ausgeglichen wird. Alle drei Varianten erreichen dies auf verschiedene Weise, und die rechnerischen Ansätze führen demzufolge zu unterschiedlichen charakteristischen Lösungen. Bei den ersten beiden Verfahren wird der Druckverlust rohrseitig beeinflusst, und zwar bei (a) Drosselung durch Einbau von Blenden und (b) Absaugung von Dampf aus dem Kondensatsammler, z.B. in ein nachgeschaltetes Dephlegmatorelement.

In beiden Fällen wird das Druckgefälle unterschiedlich stark erhöht, so daß die oben beschriebenen Effekte nicht mehr auftreten können. Bei Drosselung einzelner Reihen liegt der Betriebspunkt eindeutig fest, beim Absaugen hingegen ist man flexibel, indem für unterschiedliche Betriebspunkte verschiedene Dampfmenge abgesaugt werden. Beide Methoden lassen sich auch nachträglich einführen, wenn eine Minderleistung im Betrieb festgestellt wurde.

Die dritte Variante ist hingegen nur im Projektstadium zu verwirklichen. Sie stellt die thermodynamisch saubere Lösung des Problems dar, in dem sie den nicht abgeglichenen Zustand von vornherein verhindert [5]. Wir bezeichnen diese Art der Kürze halber als (c) *NTU*-Abgleich, womit zum Ausdruck gebracht werden soll, daß die Wärmeübertragungsfähigkeiten der einzelnen Reihen derartig abgestimmt sind, daß sich in jeder Reihe die gleiche Kondensationsrate ergibt. Daraus ersieht man unmittelbar den großen thermodynamischen Vorteil dieser Art des Abgleichs: Zum einen erhalten wir auf der Dampfseite den geringsten überhaupt möglichen Druckverlust, zum anderen wird über die *NTU*-Bedingung die vorhandene Wärmeübertragungsfläche optimal auf die einzelnen Rohrreihen aufgeteilt.

2. RECHENMODELL

Während die klassischen Ansätze die wärme- und strömungstechnischen Verhältnisse im nicht abgeglichenen Zustand untersuchen, wollen wir hier vom abgeglichenen Kondensator ausgehen, wobei die angenommene Vergleichmäßigung durch die Wirkung eines noch nicht näher bezeichneten Effekts zustande gekommen sein möge. Damit ist das mathematische Problem derart vereinfacht, daß alle Variablen nur noch Funktion einer Koordinaten sind (Abb. 1), die Gültigkeit der üblichen Annahmen ist vorausgesetzt, d.h. isotherme Kondensation, rechteckiges Geschwindigkeitsprofil des Kühlstroms, Vernachlässigung der Inertgase. Im Interesse einer geschlossenen analytischen Lösung ersetzen wir die diskreten Rohrreihen durch einen kontinuierlichen Abzweig konstanter oder variabler Breite, vergl. [6]. Es wird so eine Lösung einfacher Zusammensetzung erhalten, deren

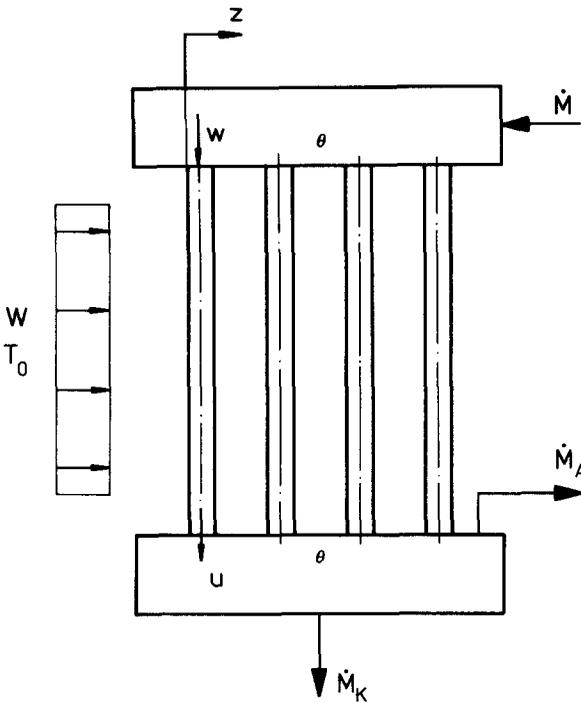


ABB. 1. Schema des querangeströmten mehrreihigen Kondensators.

Abhängigkeit von den einzelnen Parametern übersichtlich ist. Der abgegliche Zustand stellt ohne Zweifel den Fall mit größtem Druckverlust dar, weil sich im nicht abgeglichenen Fall die unterschiedlichen Dampfeintrittsgeschwindigkeiten einander annähern und auch absolut tiefer liegen. Man erhält mit dem beschriebenen Verfahren also auch das Höchstmaß der zu erwartenden Kondensat- bzw. Inertgassäulen über die Berechnung der zum Abgleich erforderlichen Zusatz-Druckverluste.

Stellt man nun gemäß Abb. 1 die Wärmestrombilanzen für ein Flächen-Inkrement des Kondensators mit der Höhe L , einer Einheitsbreite und der Tiefe dz auf, so ergeben sich die Gleichungen:

$$d\dot{Q} = W(\vartheta - T)d(NTU), \quad (1)$$

$$d\dot{Q} = WdT, \quad (2)$$

$$d\dot{Q} = \rho r(w - u)dA, \quad (3)$$

welche nacheinander den ausgetauschten, den vom Kühlmedium aufgenommenen und den von Dampf abgegebenen Wärmestrom beschreiben. Wie allgemein üblich sind konstanter Kühlmittelstrom und konstante Stoffwerte vorausgesetzt; Unterkühlungen werden ebenfalls vernachlässigt.

Mit dem bekannten Zweiphasen-Druckverlustfaktor kann auch der Druckverlust für jede Reihe angesetzt werden, wobei eine möglicherweise vorzusehende Blende am Rohreintritt mit berücksichtigt wird [2]. Da für den Abgleich der Absolutwert des Druckverlusts zunächst von untergeordnetem Interesse ist, wird

der Ausdruck nach z differenziert und danach wieder integriert. Bei diesem Umweg fallen auch Anteile aus der geodätischen Höhendifferenz heraus, und die Druckverlustbilanz erhält das folgende Aussehen:

$$0 = (C_E + C_B)w^2 - (C_E + C_{B0})w_0^2 + C_A(u^2 - u_0^2) + C_R w^2 - C_{R0} w_0^2. \quad (4)$$

Da in der Regel die erste Rohrreihe den höchsten Druckverlust hat, ist es sinnvoll, für Blendenbeiwert und Dampfaustrittsgeschwindigkeit am Anfang allgemein

$$C_{B0} = 0; \quad u_0 = 0 \quad (5)$$

anzusetzen.

Den Zweiphasen-Druckabfall können wir nach verschiedenen Ansätzen ermitteln. Nach [1] gilt

$$C_R = \xi(z) \cdot \frac{L}{d} \left(1 - \frac{4}{3} \frac{w-u}{w} + \frac{1}{2} \left(\frac{w-u}{w} \right)^2 \right) \quad (6)$$

wobei

$$\left. \begin{aligned} \xi(z) &= 0,42 \left(\frac{\bar{w}d}{v} \right)^{-n}, \quad n = 0,25 \\ \text{und} \\ \bar{w} &= \frac{1}{3}w + \frac{2}{3}u. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Gegenüber anderen Vorschlägen [7] ergibt sich mit dem Ansatz Gleichungen (6) und (7) eine bessere Übereinstimmung mit dem Experiment. Alternativ können aber auch andere Korrelationen angewendet werden.

Unabhängig vom Maß des Druckverlusts können die Gleichungen (1)–(3) gelöst und die bekannten Zusammenhänge

$$T(z) = T(0) + [\vartheta - T(0)] \cdot [1 - \exp(-NTU^*z)] \quad (8)$$

und

$$w - u = \frac{w \cdot NTU^*}{\rho a^* r} [\vartheta - T(0)] \exp(-NTU^*z) \quad (9)$$

ermittelt werden. Dabei gelten die Abkürzungen

$$NTU^* \equiv \frac{n_1 f L k^*}{W} = \frac{d(NTU)}{dz} \quad (10)$$

als mittlerer NTU -Wert bezogen auf eine Rohrreihe und

$$a^* \equiv n_1 \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{dA}{dz} \quad (11)$$

als Ersatz-Kanalbreite für die Dampfströmung. Daraus wird ersichtlich, daß die Längskoordinate z mit der Längsteilung des Rohrbündels dimensionslos gemacht wurde.

2.1. Blenden-Abgleich

Beim Blenden-Abgleich suchen wir die allgemeine C_B -Verteilung in Abhängigkeit von z . Wir gehen davon aus, daß durch die unteren Rohrenden gerade

kein Dampf strömen möge:

$$u(z) = 0 = \text{const.}$$

Dann erhalten wir durch Einsetzen von Gleichung (9) in Gleichung (4) die Lösung für $C_B(z)$:

$$\frac{C_B(z)}{C_E} = e^{2 \cdot NTU^* z} - 1 \frac{C_R(z)}{C_E} [e^{(2-n) \cdot NTU^* z} - 1]. \tag{12}$$

Dies gilt unter der Voraussetzung, daß

$$\bar{w} \sim w; \quad u = 0.$$

Der Ausdruck $C_R(z)/C_E$ ist das Verhältnis von Zweiphasen- zu Eintrittsdruckverlust, mit den Gleichungen (6) und (7) wird daraus

$$C_R(z) = \frac{0,42L}{6d}$$

$$\cdot \left[\frac{W \cdot NTU^* \cdot d}{3\rho a^* r v} (\beta - T_0) e^{-NTU^* z} \right]^{-0.25}$$

Als wichtigstes Ergebnis ersehen wir, daß unabhängig vom speziellen Druckverlustansatz das Problem des Blenden-Abgleichs allgemein durch eine zweiparametrische Kurvenschar

$$\frac{C_B}{C_E} = f\left(NTU^* z; \frac{C_R}{C_E}\right)$$

dargestellt werden kann. Damit ist eine Lösung gefunden, bei der außer der Ortskoordinate z nur aus der Aufgabenstellung bekannte Größen auftreten (s. auch Abb. 2).

Bei der Anwendung von Gleichung (12) ist zu beachten, daß es sich um eine kontinuierliche Verteilung handelt, so daß sich auch für eine Reihe verschiedene C_B -Werte ergeben. Aus diesem Grund wird empfohlen, für jede Rohrreihe den Anfangswert zu benutzen, also für die 1. Reihe $C_B(0)$, für die 2. Reihe $C_B(1)$, etc.

2.2. Ermittlung der Absaugmenge

Zur Vereinfachung werden zunächst die C_B -Anteile aus Gleichung (4) weggelassen mit der Vereinbarung, daß der C_E -Wert eventuelle Blenden mit berücksichtigt. Die Dampfaustrittsgeschwindigkeit kann nun nicht mehr vernachlässigt werden; dennoch stellt Gleichung (9) weiterhin ein Maß für die anfallende Kondensatmenge dar. In Verbindung mit Gleichung (4) ergeben sich 2 Gleichungen für $u(z)$ und $w(z)$, aus denen sich beide Größen iterativ ermitteln lassen:

$$u(z) = -\xi_1(z) + [\xi_1^2(z) + \xi_2(z)]^{1/2} \tag{13}$$

mit den Abkürzungen

$$\xi_1(z) = w_0 e^{-NTU^* z} \frac{C_E + \frac{\zeta L}{3d}}{C_E + C_A + \frac{\zeta L}{d}}$$

$$\xi_2(z) = w_0^2 (1 - e^{-2NTU^* z}) \frac{C_E + \frac{\zeta L}{6d}}{C_E + C_A + \frac{\zeta L}{d}}$$

und

$$w_0 = \frac{W \cdot NTU^*}{\rho a^* r} [\beta - T(0)]. \tag{14}$$

Mit den vereinfachenden Annahmen, daß

$$C_E \ll \zeta^* \frac{L}{d}; \quad C_A \ll \zeta^* \frac{L}{d}$$

sowie der Existenz eines mittleren Druckverlustbeiwerts im gesamten Bündel

$$\zeta^* \approx \zeta \approx \zeta_0$$

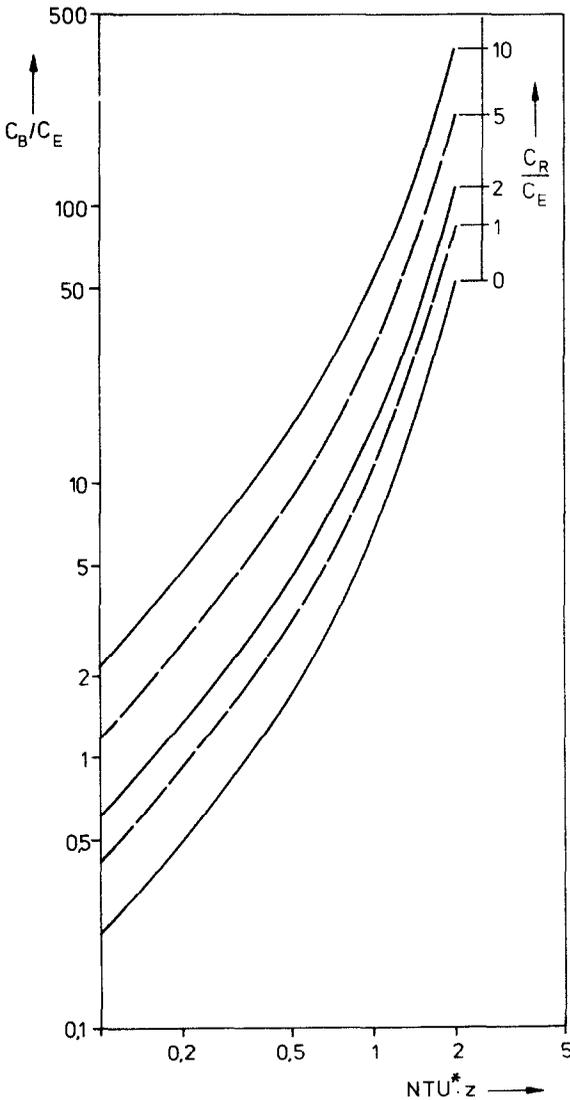


Abb. 2. Für den Abgleich erforderliche Drosselbeiwerte in Abhängigkeit von der Bündeltiefe (z), der Übertragungsfähigkeit (NTU^*) und des rohrseitigen Druckabfalls.

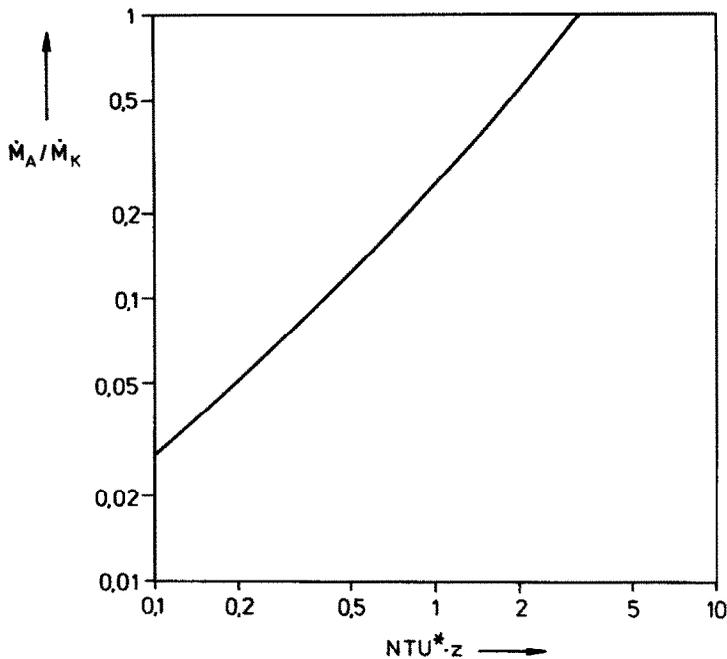


ABB. 3. Absaugmenge (\dot{M}_A) in Abhängigkeit von der Übertragungsleistung des Apparats ($NTU \cdot z$).

erhalten wir eine sehr einfache Form für die örtliche Dampf-Austrittsgeschwindigkeit:

$$u(z) \approx w_0 \left\{ \left[\frac{1}{6} (1 - \frac{1}{3} e^{-2NTU \cdot z}) \right]^{1/2} - \frac{1}{3} e^{-NTU \cdot z} \right\} \quad (15)$$

Die nach z Reihen anfallende Absaugmenge errechnet sich durch Integration von Gleichung (15) zwischen 0 und z . Auf die gleiche Weise kann die Kondensatmenge, Gleichung (9), und daraus die Dampfmenge am Eintritt ermittelt werden. In dimensionsloser Schreibweise lautet das näherungsweise Ergebnis:

$$\frac{\dot{M}_A}{\dot{M}_K} = \left(\frac{1}{6} \right)^{1/2} \frac{NTU \cdot z + (e^{-2NTU \cdot z} - 1)}{1 - \exp(-NTU \cdot z)} - \frac{1}{3} \quad (16)$$

wobei

$$\dot{M}_K(z) = \frac{W}{r} [\vartheta - T(0)] \cdot (1 - e^{-NTU \cdot z}) \quad (17)$$

gilt. Offensichtlich ist der Quotient \dot{M}_A/\dot{M}_K nur von einer Größe, nämlich $NTU \cdot z$ abhängig, nicht aber vom auftretenden Druckverlust (Abb. 3). Dies gilt jedoch nur so lange, wie die oben getroffenen Annahmen hinreichend erfüllt sind. Ansonsten ist eine einfache Darstellung in der Form der Gleichung (16) nicht mehr möglich, da dann der Ausdruck (13) nicht mehr geschlossen integriert werden kann. Man darf jedoch davon ausgehen, daß die Vereinfachungen bei den üblichen Kondensator-Baulängen zulässig sind. Vergleiche zwischen Gleichung (16) und einem detaillierten, über die einzelnen Reihen rechnenden Modell zeigen sehr gute Übereinstimmungen, welche die für das kontinuierliche Modell getroffenen Annahmen

bestätigen.

2.3. NTU-Abgleich

Die letzte hier vorgestellte Abgleich-Variante weicht in entscheidenden Punkten von den vorhergehenden Lösungen ab. Es ist hier keine zwangsweise Veränderung der "natürlichen" Betriebsweise des Kondensators mehr erforderlich, da die Ursache der Druckdifferenzen beseitigt wird, die aus unterschiedlichen Wärmeleistungen der Reihen resultieren. Durch Verlagerung der Problemlösung von der Rohrseite (Druckverlust) auf die Mantelseite (NTU) wird eine im thermodynamischen Sinn höherwertige Lösung erhalten, die sich bezüglich des Wärmetauschs durch vollkommene Symmetrie auszeichnet.

Massenstromverteilungsprobleme gibt es genau dann nicht, wenn im Innern des Apparats konstante Dampfein- bzw. -austrittsgeschwindigkeiten herrschen. Mit der Bedingung

$$w(z) = \text{const}$$

kann dann aber auch auf die Druckverlustbedingung (4) verzichtet werden. Aus den Gleichungen (1)–(3) geht ein allgemeiner Zusammenhang zwischen dem inneren Strömungsquerschnitt A und der äußeren Wärmeübergangsfläche, enthalten in NTU , für den abgeglichenen Zustand hervor:

$$A(z) = \delta^* (1 - e^{-NTU}) \quad (18)$$

mit

$$\delta^* \equiv \frac{W[\vartheta - T(0)]}{\rho \cdot r \cdot w}$$

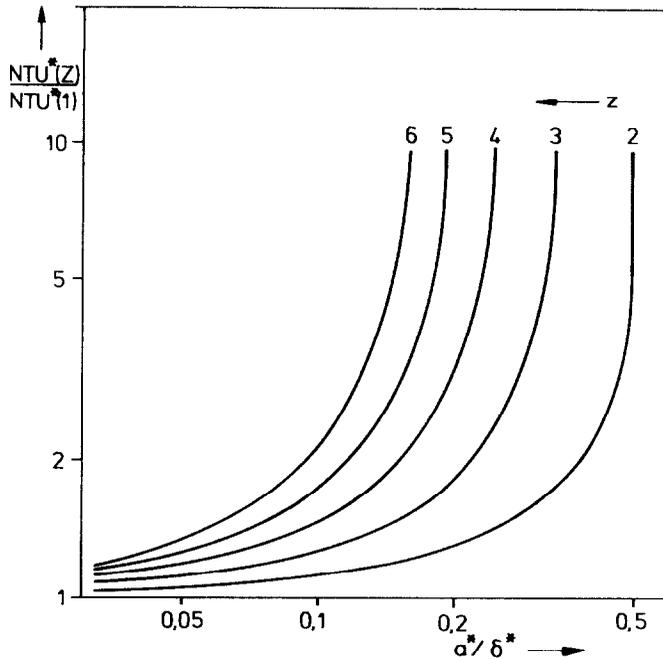


ABB. 4. Notwendige Erhöhung der Übertragungsfähigkeit der Reihe Z in Abhängigkeit von der pro Reihe zu übertragenden Wärmeleistung.

Diese Gleichung ist auch leicht nach NTU umzuordnen. Da wir in unserer Voraussetzung von einem Bündel mit gleichen Rohren ausgegangen sind, kann der Strömungsquerschnitt als linear mit z angenommen werden, wie auch schon bei den übrigen Verfahren.

$$NTU(z) = -\ln \left[1 - \frac{a^* z}{\delta^*} \right]. \quad (19)$$

Es ist leicht einzusehen, daß der Ausdruck a^*/δ^* auch durch

$$\dot{Q}^*/[W(\vartheta - T)] = \phi/N$$

ersetzt werden kann mit ϕ als der Betriebscharakteristik des Gesamtapparats. Da Gleichung (19) als Integral zwischen $z = 0$ und der aktuellen Reihenzahl gilt, wird das für eine einzelne Rohrreihe erforderliche NTU^* durch Subtraktion erhalten:

$$NTU^*(z) = \ln \frac{1 - \frac{a^*}{\delta^*}(Z - 1)}{1 - \frac{a^*}{\delta^*}Z}. \quad (20)$$

Zur besseren Veranschaulichung ist in Abb. 4 das Verhältnis des NTU -Werts der Reihe Z zur 1. Reihe dargestellt: $NTU^*(Z)/NTU^*(1)$. Man erhält dadurch eine unmittelbare Vorstellung von der richtigen Aufteilung der äußeren Wärmeübergangsfläche.

Da der gassetige Temperaturverlauf festliegt, können die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt werden; mit dem bekannten Wasserwert wird die

auf die Rohrreihe entfallende Wärmeübergangsfläche bestimmt:

$$F^*(z) = NTU^*(z) \cdot \frac{W}{k^*}. \quad (21)$$

In der Wahl des Typs der ersten Rohrreihe ist man frei, jedoch sollte berücksichtigt werden, daß der Anströmquerschnitt (Apparatgröße) entscheidend von dieser Wahl beeinflusst wird. Oftmals ist jedoch auch das umgekehrte Vorgehen zu empfehlen, d.h. die Vorgabe der letzten Rohrreihe, welche die höchste Flächendichte aufweist.

In Verbindung mit Gleichung (18) sei noch auf folgendes hingewiesen: Der eben beschriebene Gedankengang ist auch bei nicht linearem $A(z)$ durchführbar. Wird z.B. a^* mit wachsendem z kleiner gewählt, so findet man aus Gleichung (19) unmittelbar, daß auch die Verringerung des rohrseitigen Strömungsquerschnitts eine "abgleichende" Wirkung auf den Kondensator hat. Physikalisch gesehen ist dies leicht einsehbar, da mit einer solchen Maßnahme der innere Querschnitt qualitativ an den Ort des höchsten Wärmeaustausches verlagert wird. Ein solcher "kombinatorischer" NTU -Abgleich mit gleichzeitigem Verkleinern des Strömungsquerschnitts ist unter Umständen eher durchzuführen als ein reiner NTU -Abgleich, der möglicherweise nicht zu verwirklichende Forderungen an die Flächendichte der letzten Rohrreihe stellt.

3. FOLGERUNGEN

3.1. Änderung des Betriebspunkts

Eine wichtige Frage im Zusammenhang mit dem

Abgleich zielt auf das Verhalten des Apparats außerhalb des Auslegungszustands ab. Die Empfindlichkeit gegenüber Schwankungen der Betriebsgrößen kann bei der Entscheidung für oder gegen eine der aufgezeigten Methoden eine entscheidende Rolle spielen. Letztlich zielt diese Fragestellung auf die Betriebssicherheit ab, bzw. in welchem Maß man auslegungsmäßig auf der "sicheren Seite" liegt.

Am einfachsten stellt man die Empfindlichkeit des Abgleichs anhand der Abbildungen 2 bis 4 fest. Jegliche Veränderung des Betriebspunkts wird in einer Variation der Betriebsparameter

$$C_R/C_E; NTU^*(z) \tag{2.1}$$

$$NTU \tag{2.2}$$

$$a^*/\delta^* \tag{2.3}$$

resultieren. Durch Vergleich mit dem Auslegungspunkt erhält man ein relatives Maß für die erforderliche zusätzliche Abgleich-Korrektur. Im einzelnen kann aus den Diagrammen entnommen werden:

(a) *Blenden-Abgleich*. Je größer NTU^*z , desto empfindlicher wird der Abgleich gegen Laständerungen; dies trifft vor allem für die hinteren Rohrreihen zu.

Daraus resultiert, daß ein dampfseitig hochbelasteter Kondensator absolut große Druckunterschiede in den Reihen aufweist und einen sehr sorgfältigen Abgleich erfordert. Das gleiche gilt für den Fall geringer gasseitiger Belastung mit entsprechend hoher Gasaufwärmung; auch hier liegt ein hoher NTU^* -Wert vor. Darüber hinaus ist aus Abb. 2 zu entnehmen, daß ein geringer Eintrittsdruckverlust eine vergleichmäßige Wirkung hat.

(b) *Absaugung*. Die Absaugmenge verläuft in einem weiten Bereich proportional zur NTU -Änderung. Da die Eintrittsverluste vernachlässigt sind, liegen die errechneten Absaugmengen in der Tendenz eher niedriger als erforderlich. Andererseits aber liegen im Gegensatz zum Blenden-Abgleich Austrittsverluste vor, die eine abgleichende Wirkung haben. Wir können somit davon ausgehen, daß Abb. 3 mit hinreichender Genauigkeit gültig ist. Demnach sind im üblichen NTU -Bereich von 1 bis 1,2 Absaugmengen in Höhe von 26 bis 32% der Kondensatmengen erforderlich. Solche Information kann z.B. zur Auslegung eines Dephlegmator-Elements herangezogen werden.

(c) *NTU-Abgleich*. Die Betriebscharakteristik ϕ des Gesamtapparats ist von entscheidendem Einfluß auf den NTU -Abgleich. Ein geringes ϕ hat eine abgleichende Wirkung auf die Rohrreihen. Auch Betriebspunktänderungen verstimmen dann den Apparat nur wenig. In allen Lastbereichen wirken sich Betriebsänderungen in den hinteren Reihen stärker aus als in den vorderen. In praktisch üblichen Ausführungen kann der NTU -Bedarf zu einem Mehrfachen von der ersten zur letzten Reihe ansteigen. Daher sollte die erste Reihe immer die spezifisch geringste Fläche aufweisen.

3.2. Abgleich-Strategie

Eine sinnvolle Abgleich-Strategie für alle 3 Fälle

besteht darin, die Abgleichvariablen klein zu halten. Sind diese nämlich klein, so kann $u.U.$ auf die rechnerisch ermittelte Abgleich-Maßnahme verzichtet werden. Dies wäre der Fall, wenn beispielsweise der rechnerische Abgleich nur geringe Blendengrößen oder Absaugmengen erforderte. Mit demselben Argument könnte man auch auf eine exakte Stufung der Abgleichgröße in der praktischen Ausführung verzichten. Ein Kondensator mit 20 Reihen müßte dann nicht ebensoviel verschiedene Blenden haben, sondern wäre auch mit 3 oder 4 Blendentypen ausreichend sicher abgeglichen.

Eine Gemeinsamkeit aller 3 Varianten besteht in der Forderung nach möglichst großem Wasserwert W . Wie die Diagramme zeigen, werden genau dann nämlich die Größen C_B , M_A und NTU^* klein. Daraus folgt rückwirkend, daß ein Kondensator (aus Sicherheitsgründen) bei unterschiedlicher Fahrweise im Schwachlastpunkt abgeglichen werden sollte, unabhängig von der Art des Abgleichs. Darüber hinaus gibt es aber auch für jede Variante typische Besonderheiten.

In Vielen Fällen arbeiten die Apparate in unterschiedlichen Betriebspunkten, z.B. muß der luftgekühlte Kondensator mit unterschiedlichen Luftmengen je nach Lufttemperatur arbeiten, damit die Kondensationsrate und damit der Kondensationsdruck konstant bleibt. Hier wäre eine Verbindung des "starren" Abgleichs nach 2.1. mit einem flexiblen nach 2.2. empfehlenswert. Eine kombinierte Abdrosselung/ Absaugung ist über Gleichung (13) schrittweise nachzurechnen.

Beim NTU -Abgleich schließlich sollte einerseits eine kleine Anzahl Reihen angestrebt werden, andererseits aber auch ein kleines ϕ/N , was der ersten Bedingung in gewisser Hinsicht widerspricht. Allerdings ist dabei zu beachten, daß bei Absinken der Kühlluftmenge, d.h. Ansteigen von ϕ , wieder eine unerwünschte Verstimmung des Apparats auftritt. Bezüglich des Schwachlastverhaltens ist daher ein reiner NTU -Abgleich kritisch anzusehen. Günstig ist in jedem Fall eine größere mittlere Temperaturdifferenz zwischen den Medien. Ein weiterer günstiger Effekt, der allerdings aus Abb. 4 nicht ersichtlich ist, ist die bei manchen Anwendungen auftretende Steigerung des k -Werts mit der Reihenzahl. Dies würde ein unterproportionales Ansteigen des Wärmeflächenbedarfs gegenüber dem NTU -Bedarf ermöglichen. Als weiterer positiver Gesichtspunkt ist die Änderung des dampfseitigen Strömungsquerschnitts zu werten (vergl. 2.3). Denkt man sich als Grenzfall einen Kondensator, der in allen Rohrreihen gleiches NTU haben soll, so liefert Gleichung (18) eine Vorschrift zur Verringerung des dampfseitigen Strömungsquerschnitts. Für eine beliebige Reihe Z lautet der Ausdruck

$$A^*(z) = \delta^* [e^{-NTU(z-1)} - e^{-NTU(z)}]. \tag{22}$$

Beim kombinatorischen Abgleich von Wärmeübergangs- bzw. Strömungsfläche erfordern die kompli-

zierten geometrischen Zusammenhänge allerdings einen etwas höheren Rechenaufwand, als aus der o.a. Gleichung zu erkennen ist. Wenn zur Erzielung eines konstanten Druckverlusts in Abhängigkeit von der Rohrgeometrie unterschiedliche Durchströmgeschwindigkeiten erzeugt werden müssen, sind im allgemeinen Iterationsrechnungen erforderlich.

LITERATUR

1. F. J. Schulenberg, Wärmeübergang und Druckverlust bei der Kondensation von Kältemittel-Dämpfen in luftgekühlten Kondensatoren, *Kältetechnik-Klimatisierung* 22(3), 75–81 (1970).
2. L. Forgo, Problems of deaeration in heat exchangers consisting of steam-heated parallel tube, *Acta Tech. Hung.* 51, 223–250 (1965).
3. T. Rozenman und P. Pundyk, Effect of unequal heat loads on the performance of air-cooled condensers, *A.I.Ch.E. Symp. Ser.* 70 138, 178–184.
4. F. J. Schulenberg, The air condenser for the 365 MW generating unit in Wyoming/U.S.A., VGB-Conference: Power Station and Environment (1977).
5. F. Kelp, Luftgekühlte Kondensationsanlagen von Dampf-Kraftwerken, *Elektrizitätswirtschaft* 71(6), 158–166 (1972).
6. H. Reichardt und W. Tollmien, Die Verteilung der Durchflußmenge in einem ebenen Verzweigungssystem, Mittlg. aus dem Max-Planck-Inst. f. Strömungsforschung, Göttingen (1952).
7. E. F. Carpenter und A. P. Colburn, The effect of vapor velocity on condensation inside tubes, *Proc. Gen. Disc. Heat Transfer, Lond.*, 20–26 (1951).

THE TUBE ROW EFFECT IN GASCOOLED CONDENSERS

Abstract—Aircooled condensers, steamheated air preheaters and similar compact heat exchangers are characterized by a tubeside rate of condensation which decreases with tube row in the direction of the gas flow. This can cause serious trouble during operation since varying amounts of either condensate or inerts may accumulate in the tubes periodically. Unstable operation, reduced thermal performance or excessive tube stresses due to condensate subcooling may result.

With the method presented here one can determine suitable measures to prevent those disturbances. Simple analytic expressions are developed for the three practically most relevant measures so that the quantitative treatment of the problem requires little calculation effort.

EFFET DE LA RANGEE DE TUBES DANS DES CONDENSEURS REFROIDIS PAR GAZ

Résumé — Les condenseurs refroidis par air, les réchauffeurs d'air chauffés à la vapeur et des échangeurs de chaleur compacts sont caractérisés par un flux de condensation sur la paroi du tube qui diminue avec la rangée de tubes dans la direction de l'écoulement du gaz. Ceci cause un dérangement important puisque une valeur variable soit de condensats soit d'inertes peut s'accumuler périodiquement dans les tubes. Il peut en résulter une opération instable, une performance réduite ou des contraintes excessives du tube à cause du sous-refroidissement du condensat. Avec la méthode présentée ici, on peut déterminer des dispositions pour éviter ces perturbations. Des expressions analytiques simples sont développées pour les trois mesures pratiquement les plus significatives, de telle sorte que le traitement quantitatif du problème demande un effort de calcul modéré.

ТРУБНЫЙ ПУЧОК В ГАЗООХЛАЖДАЕМЫХ КОНДЕНСАТОРАХ

Аннотация — Конденсаторы с воздушным охлаждением, устройства для предварительного подогрева воздуха горячим паром и аналогичные компактные теплообменники характеризуются скоростью конденсации в трубах, уменьшающейся в направлении потока газа. Это может приводить к серьезным нарушениям в работе аппаратов, так как в трубах периодически могут скапливаться различные количества конденсата или инертных веществ. В результате наблюдаются неустойчивая работа аппаратов, ухудшение теплового режима или очень высокие напряжения на трубах из-за недогрева конденсата. С помощью метода, представленного в данной статье, можно разработать меры по предупреждению подобных явлений. Получены простые аналитические выражения для трех практически важных случаев, которые значительно экономят время, необходимое для выполнения расчетов.