Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 89 (1971)
Heft: 37

Artikel: Energie der Wärme als Hilfsmittel zur kostenwirtschaftlichen Optimierung der Wärmetauscher im Dampfkraftwerk

Autor: Tuma, Matija

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-84981

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 09.07.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

HERAUSGEGEBEN VON DER VERLAGS-AKTIENGESELLSCHAFT DER AKADEMISCHEN TECHNISCHEN VEREINE, 8021 ZÜRICH, POSTFACH 630

Exergie der Wärme als Hilfsmittel zur kostenwirtschaftlichen Optimierung der Wärmetauscher im Dampfkraftwerk

Von **M. Tuma**, dipl. Ing., Fislisbach/Baden (AG)

DK 621.165:621.187.14.003.1

Aufgrund der Exergieverlustkosten im Wärmetauscher und der Heizflächenkosten werden allgemein gültige Gleichungen aufgestellt, welche gestatten, die optimale mittlere Temperaturdifferenz eines Wärmetauschers einfach zu ermitteln. Die Ergebnisse für verschiedene Formen des Wärmetauschers werden in einigen Diagrammen graphisch dargestellt und anschliessend die gewonnenen Ergebnisse besprochen.

1. Exergieverluste im Wärmetauscher

Die Exergieverluste, welche im Wärmetauscher bei jedem nichtumkehrbaren Wärmeübergang entstehen, hängen lediglich von den im Prozess auftretenden Temperaturen und von der im Wärmetauscher umgesetzten Wärmemenge ab. Sie werden nach folgender allgemein gültigen Formel berechnet:

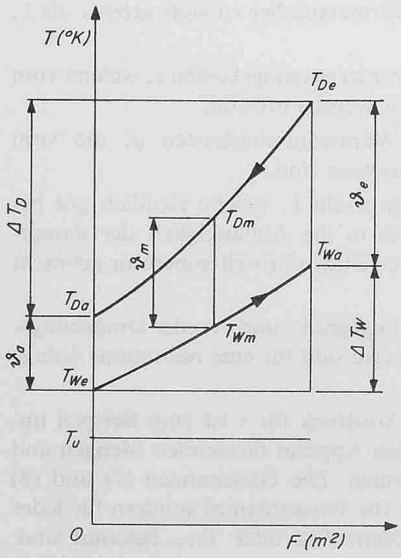
$$(1) \qquad \Delta E = T_u \left[\frac{1}{T_{Wm}} - \frac{1}{T_{Dm}} \right] Q,$$

wobei T_u die Umgebungstemperatur, T_{Dm} die mittlere Temperatur des Wärme abgebenden, T_{Wm} die des Wärme aufnehmenden Stoffes und Q die umgesetzte Wärme bedeuten. Die Bezeichnung der verwendeten Symbole und des Temperaturverlaufes sind aus Bild 1 zu ersehen. Die Formel zeigt, dass die Exergieverluste (d.h. die im Prozess entstandene Anergiezunahme) auch bei unendlich grosser Heizfläche allgemein nicht Null ist. Das kann bloss in besonderen Fällen, zum Beispiel beim Dampfumformer, zutreffen.

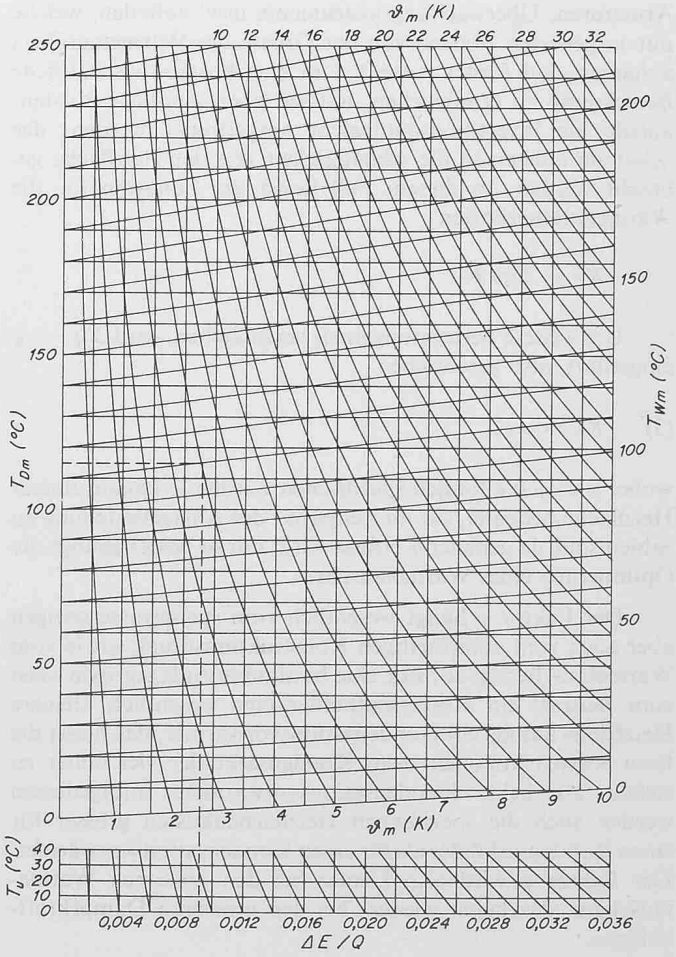
Die Exergieverluste bezogen auf die umgesetzte Wärme $\Delta E/Q$ sind bei gegebener Umgebungstemperatur nur noch von der mittleren Wärmezufuhr- und Wärmeabfuhrtemperatur abhängig. Diese Abhängigkeit ist im T_{Dm}, $\Delta E/Q$-Diagramm, Bild 2, dargestellt, das ganz allgemein für beliebige Stoffpaare gilt. Das Hilfsdiagramm dient zur Ermittlung der Exergieverluste für verschiedene Umgebungstemperaturen.

Beispiel: Für $T_{Dm} = 115$ °C und $T_{Wm} = 110$ °C, das heisst $\vartheta_m = 5$ K ist $\Delta E = 0{,}0092\,Q$ für $T_u = 0$ °C und $0{,}0105\,Q$ für $T_u = 40$ °C.

Aus Bild 2 geht weiter hervor, dass der Exergieverlust für bestimmte Stofftemperaturen bei steigenden Umgebungstemperaturen grösser wird. Weiter bestätigt es die Tatsache, dass die selbe mittlere Temperaturdifferenz ϑ_m bei höheren Temperaturen kleinere Anergiezunahmen verursacht. Je höher das Temperaturniveau liegt, bei welchem der Vorgang abläuft, umso grösser ist die mittlere Temperaturdifferenz ϑ_m, die man zulassen kann. Es ist also zu erwarten, dass die optimalen mittleren Temperaturdifferenzen bei höheren Temperaturen grösser werden als bei tiefen Temperaturen, umso mehr als die Kosten für die Wärmetauscher mit steigendem Druck und steigender Temperatur auch zunehmen.



Links:
Bild 1. Temperaturverlauf in einem Gegenstrom-Wärmeaustauscher



Rechts:
Bild 2. Diagramm zur Bestimmung der relativen Exergieverluste $\Delta E/Q$ in Wärmeaustauschern

2. Wirtschaftliche Bemessung des Wärmetauschers

Dass die Exergieflüsse direkt proportional einer Kostengrösse sind, hat *Z. Rant* an einigen Beispielen ausführlich erörtert [1], [2]. Für die vorliegende Untersuchung an regenerativen Speisewasservorwärmern in Dampfkraftanlagen ist die Proportionalitätskonstante gleich dem Produkt des exergetischen Wirkungsgrades des Turbosatzes ζ und der spezifischen Stromerzeugungskosten je Kilowatt ε. Mit den Speisewasservorwärmern sind Enthitzer (Speisewasser wird mit überhitztem Dampf aufgewärmt), Kondensationsvorwärmer (Speisewasser wird mit kondensierendem Dampf aufgewärmt) und Kondensatkühler (Speisewasser wird mit Kondensat aufgewärmt) gemeint. Der Leistungsausfall des Dampfkraftwerkes entspricht direkt dem Exergieverlust im Wärmetauscher; der kapitalisierte Geldwert für diesen Leistungsausfall ist gleich

$$K_V = \varepsilon\, \zeta\, \Delta E. \tag{2}$$

Damit gelingt es, eine thermodynamische in eine kostenwirtschaftliche Grösse umzuwandeln. Für die weiteren Untersuchungen wird ε der Arbeit [4] entnommen, wobei unter ε im wesentlichen der Brennstoffanteil in den Erzeugungskosten gemeint ist.

Die Aufwendungen, welche bei jedem Wärmetauscher auftreten, setzen sich nicht nur aus den Exergieverlustkosten, sondern auch aus den eigentlichen Kosten des Apparates zusammen [3]. Ein wirtschaftliches Optimum wird erzielt, wenn die Summe der beiden Kosten minimal ist.

Die Kosten des Apparates ergeben sich in der Regel aus den Investitionskosten und den Betriebskosten des Wärmetauschers. Die Erstgenannten lassen sich wieder in die Heizflächenkosten, welche proportional der Heizflächengrösse (variabler Anteil), und in die Kosten für Wasserkammer, Armaturen, Überwachungsinstrumente usw. aufteilen, welche nur in gewissen Massen von der Grösse des Wärmetauschers abhängig sind (fester Anteil). Um eine kostenwirtschaftliche Berechnung zu ermöglichen, müssen aber sämtliche Kostenanteile als Investitionsäquivalent ausgedrückt werden, das heisst sie müssen in die Abhängigkeit von der Heizfläche gebracht werden. In diesem Fall heisst die Funktion für die Wärmetauscherkosten:

$$K_F = \Sigma\, \varphi_i\, F.$$

Um weitere Berechnungen zu vereinfachen, wird $\Sigma\, \varphi_i = \varphi$ eingeführt, also geschrieben

$$K_F = \varphi\, F, \tag{3}$$

wobei jetzt φ die totalen spezifischen Kosten je Quadratmeter Heizfläche bedeutet, die im Zeitpunkt der Anlagebestellung zu zahlen sind. Je genauer φ erfasst wird, um so besser gelingt die Optimierung eines Wärmetauschers.

Der Faktor φ hängt wesentlich vom speisewasserseitigen aber auch vom dampfseitigen Konstruktionsdruck sowie vom Wärmetauschertyp ab: Für eine bestimmte Anlagegrösse weist zum Beispiel ein Kondensatkühler eine wesentlich kleinere Heizfläche auf als ein Kondensationsvorwärmer, das heisst die fixen Kosten kommen beim Kondensatkühler viel höher zu stehen als beim Kondensationsvorwärmer. Infolgedessen werden auch die spezifischen Heizflächenkosten grösser für einen Kondensatkühler als für einen Kondensationsvorwärmer. Der Faktor φ wird also kleiner bei den grösseren Wärmetauschern, das heisst wieder: bei den grösseren Dampfkraftanlagen.

3. Ermittlung der optimalen Temperaturdifferenz

Die Summe der Aufwendungen für einen beliebigen Wärmetauscher lässt sich wie folgt ausdrücken:

$$K = K_V + K_F = \varepsilon\, \zeta\, \Delta E + \varphi\, F. \tag{4}$$

Setzt man in Gl. (1) $T_{Dm} = T_{Wm} + \vartheta_m$ und schreibt man

$$F = \frac{1}{k}\, \frac{1}{\vartheta_m}\, Q,$$

so erhält man aus Gl. (4)

$$K = \varepsilon\, \zeta\, T_u \left[\frac{1}{T_{Wm}} - \frac{1}{T_{Wm} + \vartheta_m} \right] Q + \varphi\, \frac{1}{k}\, \frac{1}{\vartheta_m}\, Q. \tag{5}$$

Differenziert man Gl. (5) nach ϑ_m und setzt die gewonnene Gleichung gleich Null, so erhält man die Bedingung für das Minimum. Dazu muss entweder T_{Dm} oder T_{Wm} bekannt sein. Das trifft nicht immer zu, jedoch lässt sich eine von beiden gut abschätzen, besonders wenn die Speisewassererwärmung klein ist, was zum Beispiel beim Kondensatkühler und beim Enthitzer immer der Fall ist. Bei der Kondensation ist die mittlere dampfseitige Temperatur die Sättigungstemperatur und somit über die ganze Übertragungsfläche konstant.

Die Differenzialgleichung unter der Annahme, dass T_{Wm} bekannt ist, heisst:

$$\frac{\delta K}{\delta \vartheta_m} = \varepsilon\, \zeta\, T_u\, \frac{1}{(T_{Wm} + \vartheta_m)^2} - \varphi\, \frac{1}{k}\, \frac{1}{\vartheta_m{}^2} = 0. \tag{6}$$

Nach der Umformung erhält man:

$$\frac{T_{Dm}}{\vartheta_{m\,opt}} = \sqrt{\frac{\varepsilon\, \zeta\, T_u\, k}{\varphi}}. \tag{7}$$

Für den Fall, dass T_{Dm} bekannt ist, heisst Gl. (5)

$$\frac{T_{Wm}}{\vartheta_{m\,opt}} = \sqrt{\frac{\varepsilon\, \zeta\, T_u\, k}{\varphi}}. \tag{8}$$

Da der dimensionslose Ausdruck im rechten Teil der Gleichungen (7) und (8) in beiden Fällen gleich und zudem wichtig ist, wird folgende Abkürzung eingeführt:

$$\tau = \sqrt{\frac{\varepsilon\, \zeta\, T_u\, k}{\varphi}}. \tag{9}$$

Der Paritätsfaktor τ zwischen der dampfseitigen bzw. wasserseitigen Mitteltemperatur und der optimalen mittleren Temperaturdifferenz im Wärmetauscher ist stets grösser als 1; er hängt ab:

- von den spezifischen Stromerzeugungskosten ε, welche vom Anlagebesteller bestimmt werden müssen,
- von den spezifischen Wärmetauscherkosten φ, die vom Apparatehersteller einzusetzen sind,
- von der Wärmedurchgangszahl k, welche ziemlich gut bestimmbar ist und jeweils in die Abhängigkeit der dampfseitigen bzw. speisewasserseitigen Mitteltemperatur gebracht werden muss,
- vom exergetischen Wirkungsgrad ζ und von der Umgebungstemperatur T_u; beide Werte sind für eine bestimmte Anlage bekannt und konstant.

Der relativ einfache Ausdruck für τ ist zum Beispiel unabhängig von den durch den Apparat fliessenden Mengen und von den spezifischen Wärmen. Die Gleichungen (7) und (8) gelten allgemein nicht nur für Wasserdampf sondern für jedes beliebige Arbeitsmittel, sofern T_{Dm} oder T_{Wm} bekannt sind.

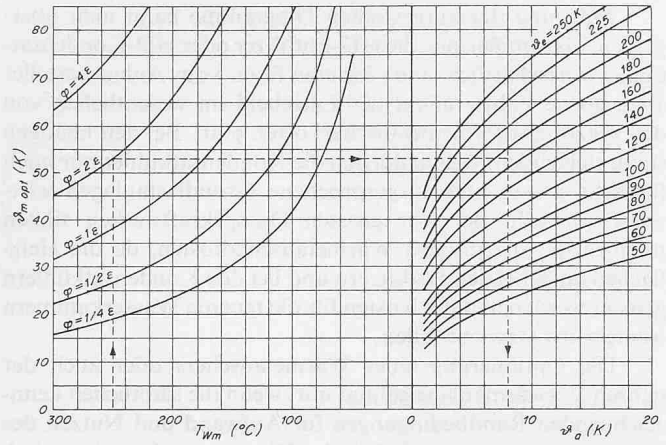


Bild 3. Enthitzer

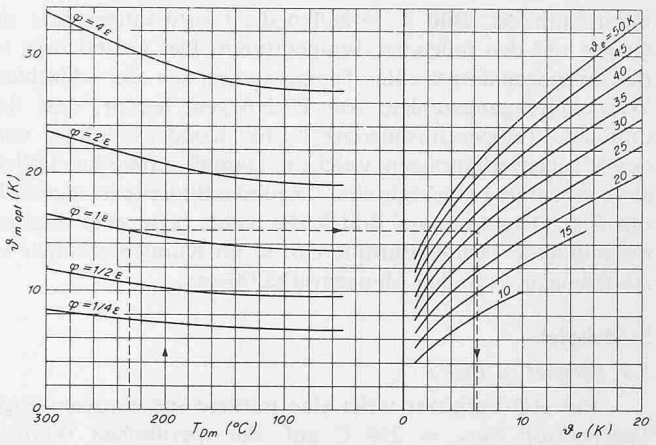


Bild 4. Kondensationsvorwärmer

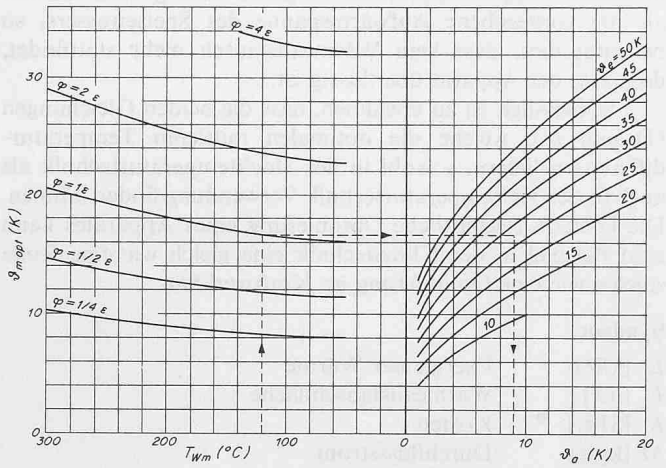


Bild 5. Kondensatkühler

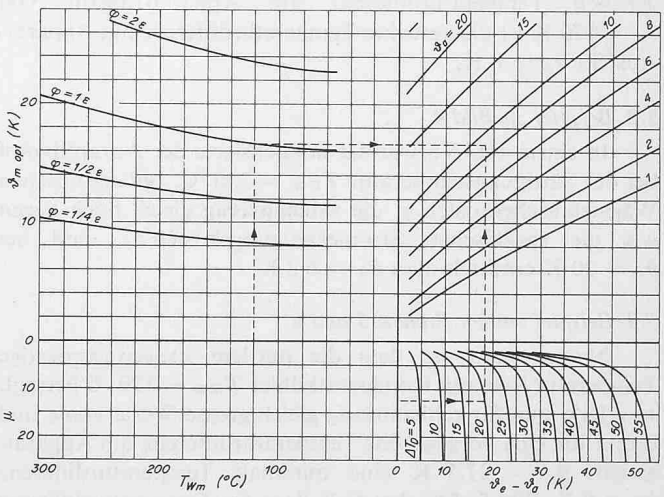


Bild 6. Kondensatkühler (bei bekanntem Mengenverhältnis μ)

Bilder 3 bis 6. Diagramme zur Bestimmung der minimalen Temperaturdifferenzen ϑ_a in Abhängigkeit von der optimalen mittleren Temperaturdifferenz $\vartheta_{m\,opt}$ für verschiedene Verhältnisse φ/ε

Die durch die Ableitung der Gleichung (5) gewonnene optimale mittlere Temperaturdifferenz kann durch folgenden Ausdruck, gültig für Gleich- und Gegenstrom, ersetzt werden:

$$\vartheta_{m\,opt} = \frac{\vartheta_e - \vartheta_a}{\ln \dfrac{\vartheta_e}{\vartheta_a}},$$

wobei die Temperaturdifferenz ϑ_e am Eintritt des Wärmetauschers bekannt sein muss. Die Temperaturdifferenz ϑ_a ist die minimale, in einem Wärmetauscher auftretende Temperaturdifferenz und wird in der Literatur häufig als Grädigkeit des Apparates bezeichnet. Im Falle, dass ϑ_e nicht direkt bekannt ist, stehen noch folgende, allgemein gültige Formeln zur Verfügung:

$$\vartheta_e - \vartheta_a = \Delta T_D - \Delta T_W \text{ und}$$

$$\frac{c_W M_W}{c_D M_D} = \frac{\Delta T_D}{\Delta T_W} = \mu.$$

Der Index D bezeichnet immer den Warmstoff und der Index W den Kaltstoff.

4. Graphische Darstellung einiger Ergebnisse

In folgendem werden einige Rechnungen für verschiedene Wärmetauschertypen durchgeführt und die Ergebnisse graphisch zusammengestellt, Bilder 3, 4, 5 und 6. Alle Diagramme sind ähnlich aufgebaut: auf der linken Bildseite ist jeweils die optimale mittlere Temperaturdifferenz $\vartheta_{m\,opt}$ in Abhängigkeit von der mittleren Temperatur des Warmstoffes T_{Dm} bzw. des Kaltstoffes T_{Wm} aufgetragen; die rechte Bildseite ist ein Hilfsmittel zur leichten Bestimmung der minimalen Temperaturdifferenz ϑ_a im Wärmeaustauscher. Dort ist $\vartheta_{m\,opt}$ für verschiedene Werte von ϑ_e in Abhängigkeit von ϑ_a (Bilder 3, 4 und 5) bzw. in Abhängigkeit vom Verhältnis μ der durch den Wärmeaustauscher fliessenden Ströme (Bild 6) aufgetragen.

Die unteren Linien in den Diagrammen gelten jeweils für kleinere spezifische Wärmetauscherkosten und für höhere spezifische Stromerzeugungskosten, das heisst für höhere Brennstoffkosten, und umgekehrt. Um den Einfluss der spezifischen Wärmetauscherkosten und der spezifischen Stromerzeugungskosten anschaulicher zu machen, wurden die Zahlen für φ in SFr./m² und ε in SFr./kW stark unterschiedlich gewählt. Die Umgebungstemperatur T_u wurde mit 283 K und der exergetische Wirkungsgrad des Turbosatzes ζ mit 0,83 festgelegt. Die Wärmedurchgangszahlen k liegen im Rahmen der Werte, welche in der Literatur zu finden sind.

Die Diagramme für den Kondensationsteil des Wärmetauschers, Bild 4, und für den Kondensatkühler, Bilder 5 und 6, weisen bestimmte Ähnlichkeiten auf: in allen Fällen verlaufen die Linien auf der linken Bildseite im Bereich der ND-Vorwärmer sehr flach und haben die Tendenz, bei ganz tiefen Temperaturen wieder nach oben abzubiegen, da in diesem Bereich die Wärmedurchgangszahlen immer schlechter werden. Die Linienneigung für einen bestimmten Wert von φ und ε hängt lediglich von der eingesetzten Wärmedurchgangszahl ab.

Beim Enthitzer, Bild 3, verlaufen die Linien umgekehrt: sie steigen mit den fallenden Temperaturen. Der Grund liegt in den im ganzen dargestellten Temperaturbereich sehr schlechten Wärmedurchgangszahlen. Aus Bild 6 geht hervor, dass die minimale Temperaturdifferenz ϑ_a für Kondensatkühler von den Mengenverhältnissen, welche in Dampfkraftwerken üblich sind, sehr wenig abhängig sind. Die linke Bildseite ist identisch mit dem Diagramm auf Bild 5, die rechte Seite zeigt diesmal die minimale Temperaturdifferenz ϑ_a im Kondensatkühler in Abhängigkeit von den Mengenverhältnissen.

5. Beispiele

5.1 Beispiel zu Bild 3

Ein HD-Enthitzer weist eine mittlere speisewasserseitige Temperatur T_{Wm} = 250 °C auf. Bei spezifischen Wärmetauscherkosten φ, die zahlenmässig doppelt so hoch liegen als die spezifischen Stromerzeugungskosten ε, und bei einer gegebenen Temperaturdifferenz am Apparat-Eintritt von ϑ_e = 170 K ist die gesuchte Temperaturdifferenz am Apparat-Austritt ϑ_a = 8 K.

5.2 Beispiel zu Bild 4

In einem HD-Vorwärmer kondensierte der Anzapfdampf bei der Sättigungstemperatur T_{Dm} = 230 °C. Bei spezifischen Wärmetauscherkosten φ, die zahlenmässig gleich hoch liegen wie die spezifischen Stromerzeugungskosten ε, und bei ϑ_e = 30 K ermittelt man ϑ_a = 6,2 K.

5.3 Beispiel zu den Bildern 5 und 6

Nimmt man an, dass die mittlere speisewasserseitige Temperatur in einem Kondensatkühler T_{Wm} = 120 °C beträgt, so erhält man für zahlenmässig gleich grosse Werte von φ und ε, und für eine vorgegebene Temperaturdifferenz am Apparateintritt ϑ_e = 27,5 K eine minimale Temperaturdifferenz ϑ_a = 9 K, Bild 5. Für den Fall, dass die Temperaturdifferenz ϑ_e nicht bekannt ist, kann ϑ_a mittels des als bekannt vorausgesetzten Mengenverhältnisses μ = 12,5 und der Kondensatabkühlung ΔT_D = 20 K ermittelt werden Bild 6. Man erhält $\vartheta_e - \vartheta_a$ = 18,5 K und ϑ_a = 9 K.

6. Schlussfolgerungen

Die durchgeführten Untersuchungen erstrecken sich auf die Optimierung der einzelnen Wärmetauscher. Die aufgeführten Gleichungen gestatten nicht nur eine rasche Überprüfung deren Bemessung, sondern auch die Optimierung der gesamten Vorwärmanlage eines Dampfkraftwerkes. Bereits für die erste Durchrechnung einer gegebenen Schaltung können die mittels dieser Diagramme gewonnene Werte für ϑ_a als Bemessungswerte eingesetzt werden, wobei die dafür nötigen Daten (T_{Wm} bzw. T_{Dm}, ϑ_e usw.) aufgrund der Schaltung geschätzt werden müssen.

Wie schon am Anfang angedeutet wurde, wird mit steigender Temperatur auch die minimale Temperaturdifferenz grösser, was man gut aus den Diagrammen ersehen kann, was aber auch aus den beiden Grundgleichungen (7) und (8) hervorgeht. Der Unterschied in minimaler Temperaturdifferenz zwischen dem ND-Vorwärmer-Bereich und dem HD-Vorwärmer-Bereich ist noch krasser durch die höheren φ-Werte für die HD-Vorwärmer; dieser Unterschied wird jedoch zum Teil aufgehoben, da die Wärmedurchgangszahl mit der steigenden Temperatur auch steigt.

Die Linien in den linken Teilen der Bilder 4, 5 und 6 verlaufen flach. Das heisst, dass bei einem bestimmten Dampfkraftwerk sämtliche ND-Kondensationsvorwärmer bzw. sämtliche ND-Kondensatkühler etwa gleiche minimale Temperaturdifferenzen ϑ_a aufweisen, falls auch die Werte für ϑ_e etwa gleich gross sind.

Aufgrund der aufgestellten Diagramme kann man überprüfen, ob zum Beispiel die HD-Enthitzer oder HD-Kondensatkühler wirtschaftlich sind: für eine feste, vom Anlagebesteller angegebene Zahl ε hängt der Entscheid im wesentlichen von den spezifischen Wärmetauscherkosten φ ab. Bei den heutigen stetig steigenden Kosten dürften die Kondensatkühler nur noch für sehr grosse und ausgesprochene Grundlastanlagen wirtschaftlich sein. Bei sehr grossen Dampfkraftwerken sinken nämlich die spezifischen Wärmetauscherkosten, da die Heizflächen auch bei den Enthitzern und bei den Kondensatkühlern grösser werden und die Kosten für die teueren Wasserkammern weniger ins Gewicht fallen.

Die Optimierung eines Wärmetauschers oder auch der ganzen Vorwärmanlage gelingt nur, wenn die sämtlichen kennzeichnenden Randbedingungen für Aufwand und Nutzen des Wärmetauschers tatsächlich in den Werten ε und φ erfasst sind. Stellt sich heraus, dass in einer Wärmetauscherkette, eine minimale Temperaturdifferenz ϑ_a gleich oder grösser ausfällt als die vorgegebene Aufwärmspanne des Speisewassers, so bedeutet dies, dass kein Wärmeaustausch mehr stattfindet, dass also der Apparat überflüssig ist.

Schliesslich ist zu erwähnen, dass die beiden Gleichungen (7) und (8), welche die optimalen mittleren Temperaturdifferenzen liefern, sowohl in der Hochtemperaturtechnik als auch in der Tieftemperaturtechnik Verwendung finden können. Die kostenwirtschaftliche Optimierung eines Apparates kann zum Beispiel in der Klimatechnik eine gleich wichtige Rolle spielen wie eine Optimierung im Kraftwerkbau.

Symbole

E	[kW]	Exergie der Wärme
F	[m²]	Wärmeaustauschfläche
K	[SFr.]	Kosten
M	[kg/s]	Durchflussstrom
Q	[kW]	Wärmestrom
T	[K, °C]	Temperatur
c	[kJ/kg K]	spezifische Wärme bei konstantem Druck
k	[kW/m² K]	Wärmedurchgangszahl
ε	[SFr./kW]	spezifische Stromerzeugungskosten
ϑ	[K]	Temperaturdifferenz im Wärmetauscher
ζ		exergetischer Wirkungsgrad
μ		Verhältnis der Durchflussströme
τ		Temperatur-Paritätsfaktor
φ	[SFr./m²]	spezifische Wärmetauscherkosten

Indices

D	Dampfseite
F	Wärmeaustauschfläche
V	Exergieverluste
W	Wasserseite
a	Austritt
e	Eintritt
m	Mittel
u	Umgebung

Literaturverzeichnis

[1] *Rant, Z.:* Vrednost in obračunavanje energije (Der Wert und die Verrechnung von Energien). «Strojniški vestnik» *1* (1955) Nr. 1, S. 4/7.

[2] *Rant, Z.:* Vrednotenje energije v tehniški praksi (Die Bewertung der Energie in der technischen Praxis). «Strojniški vestnik» *2* (1956), Nr. 4, S. 111/115.

[3] *Bergmann, E.* und *Schmidt, K. R.:* Zur kostenwirtschaftlichen Optimierung der Wärmetauscher für die regenerative Speisewasservorwärmung im Dampfkraftwerk. «Energie und Exergie», VDI-Verlag, Düsseldorf 1965.

[4] *Seippel, C.* und *Oplatka, G.:* Die Kriterien wirtschaftlicher Auslegung thermischer Energieerzeugungsanlagen. «Brown Boveri Mitteilungen» *47* (1960), Nr. 1/2, S. 1/6.

Adresse des Verfassers: *Matija Tuma*, dipl. Ing., 5442 Fislisbach AG, Leemattenstrasse 410/a.