

BESTIMMUNG DES OPTIMALEN WÄRMEAUSTAUSCHERAUSBAUES MIT HILFE DER WÄRMEAUSTAUSCHERCHARAKTERISTIK

Von

T. KÖRNYEY und Cs. TASNÁDI

Institut für Wärme- und Systemtechnik, Technische Universität, Budapest

Eingegangen am 1. November, 1978

Vorgelegt von Prof. Dr. I. Szabó

Die Bestimmung des wirtschaftlich optimalen Wärmeaustauschers für eine gegebene Aufgabe ist im Falle von Rippenrohr-Wärmeaustauschern ein besonders verwickeltes Problem, da eine große Anzahl verschiedener Rippenausführungen verglichen werden müssen.

Nach der in unserem Beitrag beschriebenen Methode läßt sich nach Bestimmung der Wärmeaustauschercharakteristik — ohne die volle Wirtschaftlichkeitsrechnung durchzuführen — die wirtschaftlichste Rippung (eventuell Rippungen) auswählen.

Es soll weiterhin gezeigt werden, wie mit Hilfe der Wärmeaustauschercharakteristik die wirtschaftlich optimale Wärmeaustauschergroße ermittelt wird.

1. Bestimmung der Wärmeaustauschercharakteristik

Die Methode wird in Verbindung mit der Bestimmung der Charakteristik von Rippenrohrwärmeaustauschern beschrieben. Im Beispiel spielt sich auf der untersuchten Rippung ein Wärmeaustausch zwischen Luft und Wasser in einem bekannten Temperaturbereich ab.

Nehmen wir einen Teil des zu prüfenden Rippungstyps mit einer beliebigen Bezugsfläche F ; es seien w_1 die Luftgeschwindigkeit vor der Stirnansicht des Wärmeaustauschers, \bar{t}_1 die durchschnittliche Lufttemperatur im Wärmeaustauscher, w_v die Strömungsgeschwindigkeit des Wassers im Rohr und \bar{t}_v die durchschnittliche Wassertemperatur im Wärmeaustauscher.

Auf meßtechnischem oder rechnerischem Wege kann in Kenntnis der Rippung in Abhängigkeit von der Luft- und Wassergeschwindigkeit der kF -Wert für einen Wärmeaustauscher mit der Bezugsfläche F ermittelt werden (Abb. 1), wobei k die Wärmeübergangszahl ist.

Jeder kF -Wert läßt sich mit mehreren Wertepaaren w_1 und w_v realisieren, in wirtschaftlicher Hinsicht ist jedoch jenes Wertepaar das beste, wo die Summe der Ventilations- und Pumpleistung minimal ist.

Bei der Berechnung der minimalen Gesamtleistung werden die Wirkungsgrade von Gebläse und Pumpe nicht berücksichtigt; der Fehler, der sich daraus bei der Berechnung des optimalen Geschwindigkeitsverhältnisses ergibt, ist unbedeutend, obwohl der so berechnete theoretische Leistungsbedarf von dem tatsächlichen beträchtlich abweichen kann. Der luftseitige und der wasserseitige Widerstand werden dem durch die an dem Wärmeaustausch beteiligten Flächen erzeugten Druckabfall gleichgesetzt. Bei diesen Vernachlässigungen wird die für das Rippenrohr kennzeichnende (von der Einbautart unabhängige) Charakteristik hergestellt.

Die im Wärmeaustauscher mit der Oberfläche F für das Aufrechterhalten der Geschwindigkeiten w_1 und w_v theoretisch erforderlichen Leistungen werden durch $N_1 F$ und $N_v F$ bezeichnet, wo N_1 und N_v die zu der Bezugsfläche von Einheitsgröße gehörende theoretische Ventilations- und Pumpleistung bedeuten.

Im unteren Teil von Abb. 1 ist die Bestimmung der zu den einzelnen kF -Werten gehörenden minimalen Gesamtleistung (ΣNF) zu sehen. Im weiteren wird nur mit den strichpunktierten Kurven, die den energetisch optimalen Betriebszustand der Rippung darstellen, gerechnet.

Mit diesen und mit Hilfe des Preises (b) der Wärmeaustauschfläche von Einheitsgröße werden in Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit die Verhältniszahlen $\frac{\Sigma NF}{kF}$ und $\frac{bF}{kF}$ gebildet, und damit kann die Wärmeaustauschercharakteristik in Abb. 2 gezeichnet werden. Im Diagramm stehen auf der Vertikalachse der für das Investitionsvorhaben kennzeichnende $\frac{bF}{kF}$ -Wert, auf der Horizontalachse die für die Betriebskosten kennzeichnende Verhältniszahl $\frac{\Sigma NF}{kF}$.

Zur Orientierung wurden neben den Punkten der Kurve die dazugehörigen w_1 -Werte eingetragen.

Da die ausgangs angenommene Wärmeaustauscher-Bezugsfläche (F) in den Zählern und Nennern beider Verhältniszahlen steht, ist die Charakteristik (wenn k und ΣN von F nicht abhängig sind) von den Abmessungen des angesetzten Wärmeaustauschers unabhängig.

Können k und ΣN nicht von F unabhängig angesetzt werden, muß die Charakteristik im Interesse der Genauigkeit für eine annähernd gleiche Oberflächengröße F bestimmt werden, wie die Oberfläche des die zu lösende Aufgabe erfüllenden Wärmeaustauschers.

Für alle Rippenwärmeaustauschertypen kann die beschriebene Kurve graphisch dargestellt werden, und durch diese einzige Kurve werden im charakteristischen Diagramm die Wirtschaftlichkeitsverhältnisse der Rippung eindeutig gekennzeichnet. In Abb. 2 sind die Charakteristiken von vier Rippungs-

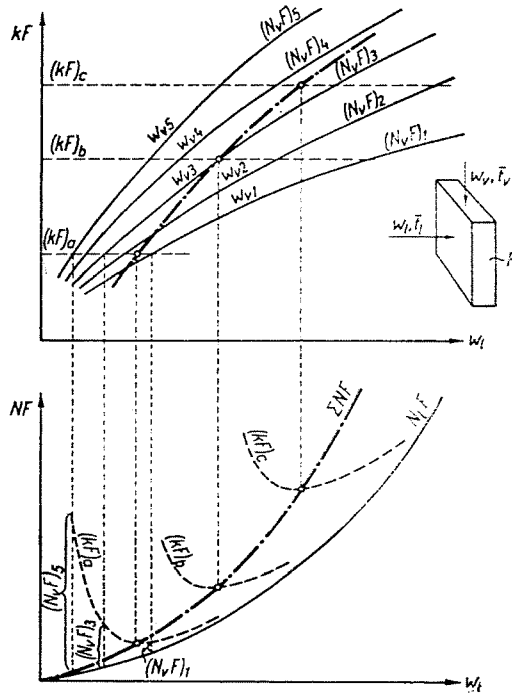


Abb. 1

arten zu sehen. Es ist leicht einzusehen, daß jene Rippungsart die bessere ist, deren Charakteristik im Diagramm niedriger verläuft; die Rippungsarten 3 und 4 sind also unwirtschaftlich, ferner wird unter gewissen Betriebsverhältnissen der Einsatz der Rippung 1, unter anderen Verhältnissen jener der Rippung 2 wirtschaftlich sein.

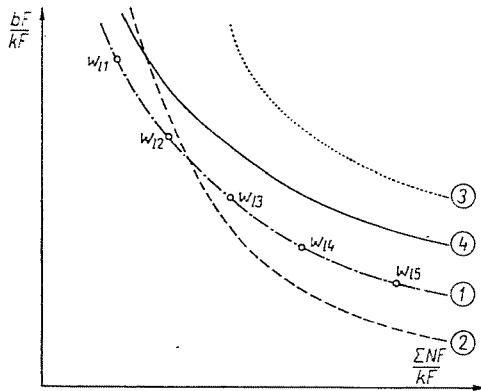


Abb. 2

Analytisch wird die Wärmeaustauschercharakteristik wie folgt bestimmt:
Der kF -Wert eines Wärmeaustauschers mit der Bezugsfläche F ist

$$kF = \left[\frac{1}{F_v} \left(\frac{d_b}{Nu_v \lambda_v} + \varepsilon \right) + \frac{1}{F_1} \frac{d_e}{Nu_1^+ \lambda_1} \right]^{-1}. \quad (1)$$

Dabei bedeuten:

- F_v und F_1 die luftseitige und die wasserseitige Wärmeübertragungsfläche
 λ_v und λ_1 die Wärmeleitfähigkeiten von Wasser und Luft
 d_b, d_e den Innendurchmesser der Rohre bzw. den luftseitigen gleichwertigen Durchmesser
 Nu_v, Nu_1^+ die wasserseitige Nusselt-Zahl bzw. die mit dem Rippenwirkungsgrad korrigierte luftseitige Nusselt-Zahl
 ε den Wärmewiderstand beim Anschluß der Rippen und Rohre

Im untersuchten Geschwindigkeitsintervall bei vorgegebener Mitteltemperatur werden die Nusselt-Zahlen aus den Formeln

$$Nu_v = C Re_v^n \quad (2)$$

$$Nu_1^+ = C^+ Re_1^{n^+}$$

berechnet, wo Re die Reynoldssche Kenngröße bedeutet. Die letztere durch die Viskosität (ν), die Geschwindigkeit und die kennzeichnende Abmessung ausgedrückt, erhält man nach den Gleichungen (2) und (1)

$$kF = (Aw_v^{-n} + B + Dw_1^{-n^+})^{-1} \quad (3)$$

wo

$$A = d_b^{1-n} \nu_v^n / (F_v \lambda_v C)$$

$$B = \varepsilon / F_v$$

$$D = d_e^{1-n^+} \cdot \nu_1^{n^+} / (F_1 \lambda_1 C^+).$$

Das Durchströmenlassen von Luft und Wasser durch den Wärmeaustauscher erfordert eine effektive Leistung ΣNF^+ , die höher als die theoretische Leistung ΣNF ist. Die effektive Leistung wird aus dem Volumenstrom \dot{V} , aus dem Druckabfall Δp und aus dem Wirkungsgrad η wie folgt berechnet:

$$\Sigma NF^+ = \dot{V}_v \Delta p_v / \eta_v + \dot{V}_1 \Delta p_1 / \eta_1. \quad (4)$$

Da der Volumenstrom von Wasser der Geschwindigkeit, der Druckabfall bei turbulenter Strömung dem Quadrat der Geschwindigkeit proportional ist, gilt

$$\dot{V}_v \Delta p_v = E w_v^3. \quad (5)$$

Der luftseitige Druckabfall wird — da die Strömung nicht immer turbulent ist — mit der Formel

$$\Delta p_1 = b w_1^m \quad (1,0 < m < 2,0) \quad (6)$$

berechnet.

Aus (4), (5) und (6) und weil \dot{V}_1 und w_1 einander proportional sind, erhält man

$$\Sigma NF^+ = Ew_v^3/\eta_v + Gw_1^{m+1}/\eta_1 \quad (7)$$

und mit Hilfe von (3) und (7)

$$\frac{\Sigma NF^+}{kF} = (Aw_v^{-n} + B + Dw_1^{-n+1}) (Ew_v^3/\eta_v + Gw_1^{m+1}/\eta_1). \quad (8)$$

Bei einem vorgegebenen kF -Wert ist der Leistungsbedarf minimal, wenn

$$(kF) \cdot \frac{\partial \left(\frac{\Sigma NF^+}{kF} \right)}{\partial w_v} = 0$$

d.h. wenn

$$(B + Dw_1^{-n+1}) w_v^{3+n} + A(1 - n/3) w_v^3 = \frac{nAG}{3E} \frac{\eta_v}{\eta_1} w_1^{m+1}. \quad (9)$$

Aus Gl. (9) ist zu erkennen, daß durch eine ungenaue Berücksichtigung der Wirkungsgrade die zu einer Luftgeschwindigkeit w_1 gehörende optimale Geschwindigkeit w_v praktisch nicht verändert wird. Betrachten wir in Gl. (9) das Verhältnis von η_v und η_1 als gleich 1,0, dann sei die Lösung der gewonnenen Gleichung die Funktion

$$w_v = f(w_1). \quad (10)$$

Mit Hilfe der Funktion (10), durch Substitution von $\eta_v = \eta_1 = 1,0$ erhält man aus Gleichung (8) den zur minimalen theoretischen Leistung gehörenden $\frac{\Sigma NF}{kF}$ -Wert; mit Hilfe des spezifischen Wärmeaustauscherpreises b

und der Gleichung (3) kann $\frac{bF}{kF}$ in Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit errechnet werden, d.h. es ergibt sich die Charakteristik $\frac{bF}{kF}$ in Abhängigkeit von $\frac{\Sigma NF}{kF}$. Durch die Charakteristik wird also die Funktion

$$\frac{bF}{kF} = \psi \left(\frac{\Sigma NF}{kF} \right) \quad (11)$$

dargestellt.

2. Bestimmung des optimalen Betriebsbedingungen entsprechenden Charakteristikpunktes

Die jährlichen Kosten (K_e) eines Wärmeaustauschers mit der Oberfläche F ergeben sich aus den Investitionskosten und den Betriebskosten zu

$$K_e = kF \left[\alpha \frac{b_0}{b} \left(\frac{bF}{kF} \right) + \frac{p\tau}{\eta} \left(\frac{\Sigma NF}{kF} \right) \right] \quad (12)$$

wo α die Annuität, b_0/b das Verhältnis des Gerätepreises je Einheits-Wärmeübertragungsfläche zu den Kosten der Wärmeübertragungsfläche von Einheitsgröße bedeuten (durch b_0 wird berücksichtigt, daß zu der Wärmeübertragungsfläche auch Mantel, Rohrstutzen, Wendekammern usw. gehören); p ist der spezifische Energiepreis, τ die jährliche Ausnutzungsdauer, $\bar{\eta}$ der aus den für Wasser- und Luftförderung theoretisch erforderlichen Leistungen $N_e F$ und $N_1 F$, aus den Wirkungsgraden η_e und η_1 , aus den Druckabfällen Δp_e und Δp_1 auf der Wärmeaustauschfläche sowie aus den für den Betrieb eines wirklichen Gerätes erforderlichen Druckabfällen Δp_{e0} und Δp_{10} errechnete Wirkungsgrad:

$$\bar{\eta} = \frac{N_e F + N_1 F}{\frac{N_e F}{\eta_e} \cdot \frac{\Delta p_{e0}}{\Delta p_e} + \frac{N_1 F}{\eta_1} \cdot \frac{\Delta p_{10}}{\Delta p_1}}$$

Mit Hilfe der Charakteristik $\frac{bF}{kF} = \psi \left(\frac{\sum N F}{kF} \right)$ läßt sich Gl. (12) in der

Form

$$\frac{K_e b}{kF \alpha b_0} = \psi \left(\frac{\sum N F}{kF} \right) + \frac{p \tau b}{\bar{\eta} \alpha b_0} \frac{\sum N F}{kF} \tag{13}$$

anschreiben.

Sind die jährlichen Kosten minimal, so ist auch ihr Produkt mit einer Konstanten minimal, also

$$\frac{b}{b_0 k F \alpha} \cdot \frac{\partial K_e}{\partial \left(\frac{\sum N F}{k F} \right)} = 0,$$

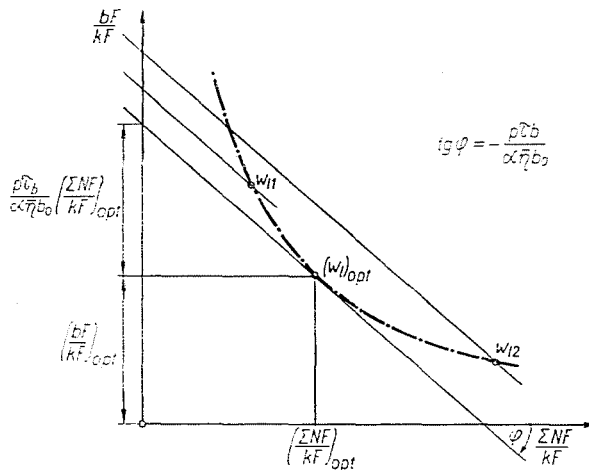


Abb. 3

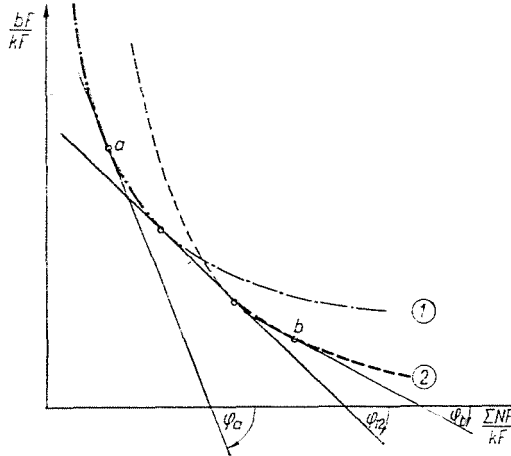


Abb. 4

dementsprechend gilt

$$\frac{\partial \left(\frac{bF}{kF} \right)}{\partial \left(\frac{\Sigma NF}{kF} \right)} = - \frac{p\tau b}{\eta\alpha b_0} \quad (14)$$

In den optimalen Betriebsbedingungen entsprechenden Charakteristikpunkt ist also die Neigung der Tangente $-\frac{p\tau b}{\eta\alpha b_0}$ (Abb. 3). Durch den Schnittpunkt der Tangente mit der Achse $\frac{bF}{kF}$ wird der Wert von $\frac{K_c b}{kF b_0}$ angegeben. Von der Achse lassen sich zugleich auch die Kostenkomponenten ablesen. Die Abbildung veranschaulicht, daß zu dem Tangentenpunkt im Falle einer Tangente mit nach Gl. (13) berechneter Neigung die geringsten Gesamtkosten gehören.

Sollten sich die Charakteristiken zweier verschiedener Rippungen schneiden (Abb. 4), gibt ihre gemeinsame Tangente mit der Neigung $\text{tg}(\varphi_{1,2})$ die Abschnitte der Charakteristik an, wo die optimalen Betriebsbedingungen in jedem Falle gewährleistet werden können. Diese Charakteristikabschnitte wurden dick ausgezogen. Die Charakteristik allein genügt also, um den wirtschaftlichsten Wärmeaustauschertyp, die optimale Geschwindigkeit und zugleich die optimale Wärmeübergangszahl auszuwählen.

3. Bestimmung der optimalen Wärmeaustauschergroße

Die Bestimmung der optimalen Wärmeaustauschergroße stellt die Ermittlung des Gerätes dar, das unter den im Programm vorgeschriebenen Bedingungen zu den minimalen Gesamtkosten gehört. Im Allgemeinfall setzen

sich die jährlichen Kosten (ΣK) für den Einsatz eines Wärmeaustauschers aus dem jährlichen Investitionskostenanteil, aus dem jährlichen Energieverbrauch (diese sind in Gl. 12 summiert), aus dem jährlichen Wärmepreis (K_q) und aus den Jahreskosten in Verbindung mit den durch den Wärmeaustauscher strömenden Medien, die nicht infolge des Druckabfalls beim Wärmeaustausch anfallen (K_v und K_1), z. B. durch Zu- und Abführung von Luft und Wasser, zusammen. Die Bestimmung des Gesamtkostenminimums ist in der Regel eine ohne Anwendung der Lagrangeschen Multiplikatormethode auflösbare, bedingte Randwertaufgabe, da sich die Anzahl der Veränderlichen in der Kostenfunktion durch Elimination um soviel vermindern läßt, wie die Anzahl der Bedingungsbedingungen. Ferner stellt die Erfüllung von Gl. (14) eine Bedingung der Existenz des Randwertes dar, weil in der Kostenfunktion K_q , K_v und K_1 im allgemeinen von $\frac{bF}{kF}$ und $\frac{\Sigma NF}{kF}$ unabhängig sind.

Im weiteren wird die Optimierung an einfachen Beispielen gezeigt.

Aufgabe 1 (Verwertung der Abfallwärme)

Aus einer Abfallwärmequelle kann ein Wärmestrom $Q_{\max} = \dot{W}_v \Delta T$ gewonnen werden (\dot{W}_v bedeutet den Wasserwertstrom der Wärmequelle, ΔT den Temperaturunterschied zwischen den in den Wärmeaustauscher eintretenden Medien). Es ist zu bestimmen, in welchem Maße der Wärmestrom verwertet werden soll. Es seien q der spezifische Preis der eingesparten Wärme, $\Phi = \Phi\left(\frac{kF}{\dot{W}_1}, \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_v}\right)$ der Bošniakovičsche Φ -Faktor des einzusetzen beabsichtigten Wärmeaustauschertyps. Der Wasserwertstrom des zu erwärmenden Mediums ist \dot{W}_1 . Gesucht wird der optimale kF -Wert. Der Jahrespreis der Wärme ist $K_q = -\dot{Q}_{\max} q \tau \Phi$. K_v und K_1 können als konstant betrachtet werden, damit ergeben sich die jährlichen Gesamtkosten zu

$$\Sigma K = -Q_{\max} q \tau \Phi + \frac{kF}{\dot{W}_1} \dot{W}_1 \alpha \frac{b_0}{b} \left(\psi \left(\frac{\Sigma NF}{kF} \right) + \frac{p\tau b}{\eta \alpha b_0} \frac{\Sigma NF}{kF} \right) + K_v + K_1. \quad (15)$$

Bei optimalem Ausbau sind die Gesamtkosten minimal, d.h.

$$\frac{\partial \Sigma K}{\partial \left(\frac{\Sigma NF}{kF} \right)} = \frac{\partial \Sigma K}{\partial \left(\frac{kF}{\dot{W}_1} \right)} = 0.$$

Dann gelten

$$\frac{\partial \left(\frac{bF}{kF} \right)}{\partial \left(\frac{\Sigma NF}{kF} \right)} = - \frac{p\tau b}{\eta \alpha b_0} \quad (14)$$

und

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \left(\frac{kF}{\dot{W}_1} \right)} = \frac{\alpha}{q\tau\Delta T} \frac{b_0}{b} \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_v} \left(\psi \left(\frac{\Sigma NF}{kF} \right) + \frac{p\tau b}{\eta\alpha b_0} \frac{\Sigma NF}{kF} \right). \quad (16)$$

Man erhält also die optimale Geschwindigkeit aus der Charakteristik und auf graphischem Wege die optimale Wärmeaustauschergröße aus dem Φ -Diagramm (Abb. 5).

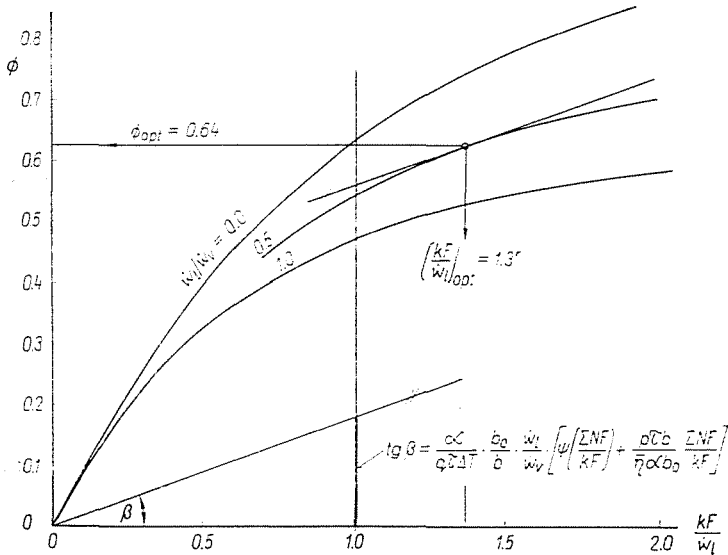


Abb. 5

Es lohnt sich, das Investitionsvorhaben zu realisieren, wenn im Optimumpunkt $\Sigma K < 0$.

Aufgabe 2

Durch ein Medium mit dem Wasserwertstrom \dot{W}_v und der Temperatur T_v soll ein Medium mit dem Wasserwertstrom \dot{W}_1 erwärmt werden. Gegeben sind der zu realisierende Wärmestrom Q und der spezifische Wärmepreis q .

Die Funktion $\Phi = \Phi \left(\frac{kF}{\dot{W}_1}, \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_v} \right)$ bedeutet den Bošnjakovićschen Φ -Faktor des Wärmeaustauschertyps. Das aus dem Wärmeaustauscher abgehende Medium mit dem Wasserwertstrom \dot{W}_v geht verloren und wird durch das Aufwärmen von der Temperatur T_0 und T_v der gleichen Mediummenge ersetzt. Die Temperatur (T_1) des zu erwärmenden Mediums ist gegeben. Gesucht wird

der Optimalwert von $\Delta T = T_e - T_1$. Die jährlichen Gesamtkosten ergeben sich zu

$$\Sigma K = K_q + K_r + K_1 + \frac{kF}{\dot{W}_1} \dot{W}_1 \alpha \frac{b_0}{b} \left(\psi \left(\frac{\Sigma NF}{kF} \right) + \frac{p\tau b}{\eta \alpha b_0} \frac{\Sigma NF}{kF} \right).$$

Die Bedingungen lauten:

- 1) $K_q = \dot{W}_e q (T_e - T_0) \tau$
- 2) Da \dot{W}_1 und \dot{W}_e konstant sind, können K_r und K_q als konstant betrachtet werden.
- 3) Der gegebene Wärmestrom: $\dot{Q} = \dot{W}_1 \Delta T \Phi \left(\frac{kF}{\dot{W}_1}, \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_e} \right)$.
- 4) $T_e - T_0 = (T_1 - T_0) + \Delta T$.

Nach Substitution der Bedingungsleichungen ergeben sich jährliche Gesamtkosten von

$$\Sigma K = \frac{q\tau\dot{Q}}{\frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_e} \Phi \left(\frac{kF}{\dot{W}_1}, \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_e} \right)} + \frac{kF}{\dot{W}_1} \dot{W}_1 \alpha \frac{b_0}{b} \left(\psi \left(\frac{\Sigma NF}{kF} \right) + \frac{p\tau b}{\eta \alpha b_0} \frac{\Sigma NF}{kF} \right) + \dot{W}_e q (T_1 - T_0) \tau + K_r + K_1.$$

Man sieht, daß die Gesamtkosten nur von $\frac{kF}{\dot{W}_1}$ und $\frac{\Sigma NF}{kF}$ abhängig sind;

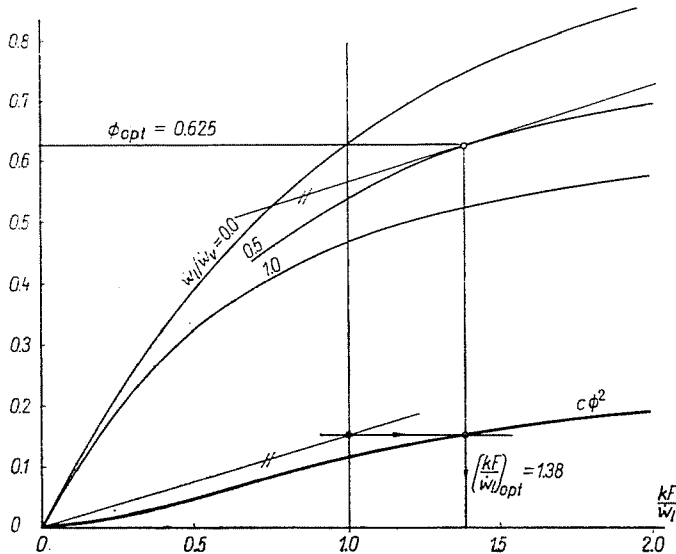


Abb. 6

die Ableitungen der Kosten 0 gleichgesetzt, ergeben sich als Bedingungen des Optimums Gl. (14) und folgende Gleichung:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \left(\frac{kF}{\dot{W}_1} \right)} = \Phi^2 \frac{\dot{W}_1^2}{\dot{W}_e Q q \tau} \alpha \frac{b_0}{b} \left(\psi \left(\frac{\Sigma N F}{kF} \right) + \frac{p \tau b}{\eta \alpha b_0} \frac{\Sigma N F}{kF} \right) = C \Phi^2. \quad (17)$$

Man erhält also die optimale Geschwindigkeit aus der Charakteristik, die optimale Wärmeaustauschgröße und ΔT aus dem Φ -Diagramm auf graphischem Wege (unter Anwendung einer mit Hilfe der zu dem gegebenen $\frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_e}$ -Wert gehörenden Φ -Kurve gezeichneten Hilfskurve $C\Phi^2$, durch Probieren) (Abb. 6).

Aufgabe 3

Einem Medium mit dem Wasserwertstrom \dot{W}_1 , von Temperatur T_1 soll ein Wärmestrom \dot{Q} mitgeteilt werden. Die Funktion $\Phi = \Phi \left(\frac{kF}{\dot{W}_1}, \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_e} \right)$ ist der Bošnjakoviéische Φ -Faktor des einzusetzen beabsichtigten Wärmeaustauschertyps. Der Wasserwertstrom \dot{W}_e und die Temperatur T_e des Heizmediums vor dem Wärmeaustausch sind unbekannt. Der Wärmepreis ist der dem Heizmedium entnommenen Wärme proportional, jedoch ist der spezifische Wärmepreis q eine Funktion von T_e . Die sonstigen Kosten in Verbindung mit dem Heizmedium (K_e) sind von dem Wasserwertstrom des Heizmediums linear abhängig. Nach dem Wärmeaustausch hat das Heizmedium eine Temperatur T_{ek} . Die jährlichen Gesamtkosten ergeben sich zu

$$\Sigma K = K_q + K_e + K_1 + \frac{kF}{\dot{W}_1} \dot{W}_1 \alpha \frac{b_0}{b} \left(\psi \left(\frac{\Sigma N F}{kF} \right) + \frac{p \tau b}{\eta \alpha b_0} \frac{\Sigma N F}{kF} \right).$$

Die Bedingungen lauten:

$$\begin{aligned} K_q &= \dot{W}_e (T_e - T_{ek}) \tau q \\ q &= q(T_e) \\ K_e &= c_1 + c_2 \dot{W}_e \\ \dot{Q} &= \dot{W}_e (T_e - T_{ek}) = \dot{W}_1 (T_e - T_1) \Phi \\ \Phi &= \Phi \left(\frac{kF}{\dot{W}_1}, \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_e} \right). \end{aligned}$$

Durch Substitution der Bedingungsgleichungen ergeben sich Jahreskosten von

$$\Sigma K = \dot{Q} \tau q(T_e) + \frac{c_2 \dot{W}_1}{\dot{W}_e} + \frac{kF}{\dot{W}_1} \dot{W}_1 \alpha \frac{b_0}{b} \left(\psi \left(\frac{\Sigma N F}{kF} \right) + \frac{p \tau b}{\eta \alpha b_0} \frac{\Sigma N F}{kF} \right) + c_1 + K_1$$

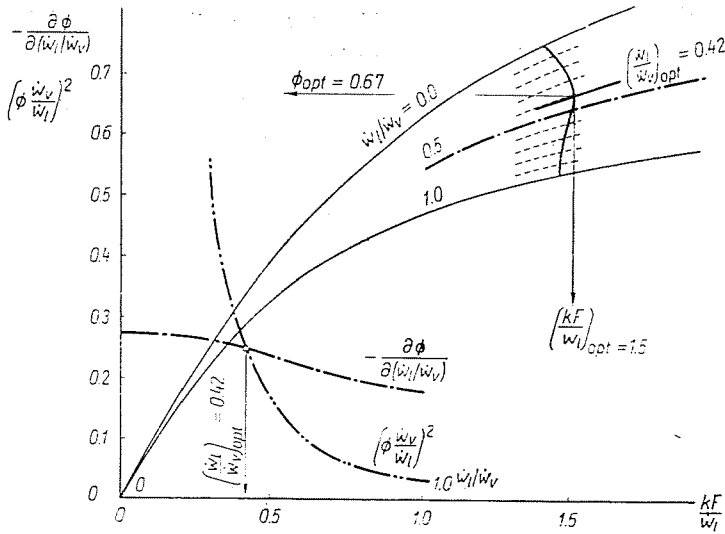


Abb. 7

wo

$$T_v = T_1 + \frac{\dot{Q}}{\dot{W}_1 \Phi \left(\frac{kF}{\dot{W}_1}, \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_v} \right)}$$

Die jährlichen Kosten sind von $\frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_v}$, $\frac{kF}{\dot{W}_1}$ und $\frac{\Sigma NF}{kF}$ abhängig. Die Ableitungen der Kosten 0 gleichgesetzt, erhält man als Bedingungen des Optimum Gl. (14) und folgende zwei Gleichungen:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \left(\frac{kF}{\dot{W}_1} \right)} = \frac{\dot{W}_1^2 \alpha b_0}{\left(\frac{dq}{dT_v} \right)_{opt}} \dot{Q}^2 \tau b \left(\psi \left(\frac{\Sigma NF}{kF} \right) + \frac{p \tau b}{\eta \alpha b_0} \frac{\Sigma NF}{kF} \right) \Phi^2 = C \Phi^2 \quad (18)$$

$$-\frac{\partial \Phi}{\partial \left(\frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_v} \right)} = \frac{c_2 \dot{W}_1^2}{\dot{Q}^2 \tau \left(\frac{dq}{dT_v} \right)_{opt}} \left(\frac{\Phi}{\dot{W}_1} \right)^2 = c_3 \left(\frac{\Phi}{\dot{W}_v} \right)^2 \quad (19)$$

Nach schätzungsmäßiger Bestimmung des optimalen T_v -Wertes und nach Durchführen der graphischen Darstellung in Abb. 6 unter Anwendung verschiedener Linien $\frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_v}$ ergibt sich im Φ -Diagramm eine Kurve (f). Ist der Punkt dieser Linie, der Gl. (19) erfüllt, gefunden, so ist die Aufgabe gelöst, sofern der T_v -Wert richtig gewählt wurde (Abb. 7).

4. Zusammenfassung

Wie aus dem Beitrag festzustellen ist, kann durch die Aufnahme der Wärmeaustauschercharakteristik von den untersuchten Wärmeaustauschertypen der wirtschaftlichste ermittelt werden; die Charakteristik und die Einsatzbedingungen genügen, um die optimalen Geschwindigkeiten zu bestimmen; die optimale Gerätgröße wird mit Hilfe der Bošnjakoviéischen Φ -Diagramme und mit Hilfe der aus der Charakteristik erhaltenen optimalen Geschwindigkeiten bestimmt.

Tamás KÖRNYEY }
Csaba TASNÁDI } H-1521 Budapest