

IRREVERSIBILITÄT DER MEHRSTUFIGEN WASSERWÄRMUNG BEI KONDENSATIONS- UND HEIZKRAFTWERKEN

Von

G. BÜKI

Institut für Wärme- und Systemtechnik, Technische Universität, Budapest

Eingegangen am 1. November, 1978

Vorgelegt von Prof. Dr. I. SZABÓ

Die energetischen Kennwerte der Energieumwandlung werden im allgemeinen mit Enthalpien berechnet, aber die Rolle der irreversiblen und quantitativen Verluste kann fallweise mit Hilfe der Temperature bzw. Entropie besser beleuchtet werden. Von dieser Betrachtung aus wird der Wirkungsgrad der Kondensationsstromerzeugung durch

$$\eta_{KW} = \frac{P_{KW}}{\dot{Q}_1} = \frac{T_1 - T_2 \varrho_{irr}}{T_1} \eta_{irr} \eta_m \quad (1)$$

gegeben, während die Stromkennzahl der gekoppelten Wärme- und Stromerzeugung durch die Zusammenhänge

$$\sigma_G = \frac{P_G}{\dot{Q}_G} = \frac{(T_1 - T_G \varrho_{irr}) \eta_{irr} \eta_m}{T_G \varrho_{irr} + (T_1 - T_G \varrho_{irr})(1 - \eta_{irr})} \quad (2)$$

beschrieben wird [1]. In den Gleichungen ist P_{KW} die Stromleistung des Kondensationskraftwerkes, \dot{Q}_1 die mit dem Brennstoff zugeführte Wärmeleistung, P_G die Stromleistung des Gegendruckheizkraftwerkes, \dot{Q}_G die im Gegendruck abgegebene Wärmeleistung, T_1 die Durchschnittstemperatur der Wärmezufuhr, T_2 die Temperatur des Kondensationswärmeentzuges, T_G die Temperatur der Wärmeabgabe in Gegendruck, η_m der die quantitativen Verluste der Stromerzeugung, η_{irr} der der Expansion der Turbine proportionalen Irreversibilitätsverluste ausdrückende Wirkungsgrad, während ϱ_{irr} der Parameter der konzentrierten Irreversibilität der einzelnen Einrichtungen ist:

$$\varrho_{irr} = 1 + \frac{\Delta S_{irr}}{\Delta S}, \quad (3)$$

wo ΔS der Entropieunterschied des reversiblen Wärmekreisprozesses und ΔS_{irr} die irreversible Entropiezunahme ist.

Die Wasserwärmer der Wärmekreisprozesse der Kraftwerke (Speisewasservorwärmer, Heizwasserwärmer) verursachen eine konzentrierte Irreversibilität, die anhand von (3) charakterisiert werden kann.

1. Optimale Fläche der dampfgeheizten Wasserwärmer

Die optimale Fläche der dampfgeheizten Wasserwärmer erhält man, wenn die Jahreskosten für Verluste und Investition minimal sind [2]. Im Flächenwärmeaustausch tritt bei einer Wärmeleistung \dot{Q} eine irreversible Entropiezunahme auf, wobei T_E die Eintritts-, T_A die Austrittswassertemperatur und T_S die Temperatur des gesättigten Heizdampfes bedeuten. Die durch Irreversibilitätsverluste verursachten Jahresbetriebskosten sind

$$\Delta\dot{S}_{irr} = \dot{Q} \left[\frac{\ln \frac{T_A}{T_E}}{T_A - T_E} - \frac{1}{T_S} \right] \quad (4)$$

worin η_T den Wirkungsgrad der Turbine, τ die Jahresausnutzungsdauer, k_E die Einheitskosten des Stromes bedeuten und $A_V = T_2 \eta_T \tau k_E$ ist.

$$C_V = T_2 \Delta\dot{S}_{irr} \eta_T \tau k_E = A_V \dot{Q} \left[\frac{\ln \frac{T_A}{T_E}}{T_A - T_E} - \frac{1}{T_S} \right], \quad (5)$$

Die notwendige Fläche des Wärmeaustauschers ergibt sich zu

$$F = \frac{\dot{Q}}{k} \frac{\ln \frac{T_S - T_E}{T_S - T_A}}{T_A - T_E}, \quad (6)$$

wo k der Wärmeübertragungsfaktor ist. Die Jahreskosten der Investition (B) bei einer Annuität α ergeben sich aus

$$C_F = \alpha B = \alpha(\dot{m} b_0 + F b_F) = A_0 \dot{m} + A_F \dot{Q} \frac{\ln \frac{T_S - T_E}{T_S - T_A}}{T_A - T_E}, \quad (7)$$

wo \dot{m} der Wasserstrom des Wärmeaustauschers, b_0 die dem Wasserstrom, b_F die der Fläche proportionalen spezifischen Kosten bedeuten, $A_0 = \alpha b_0$ und $A_F = \frac{\alpha b_F}{k}$.

Die Kosten C_V und C_F sind — bei gegebenen T_A und T_E — gleicherweise von T_S abhängig. Die Kosten $C = C_V + C_F$ sind minimal, wenn

$$\frac{(T_S - T_E)(T_S - T_A)}{T_S^2} = \frac{A_F}{A_V} = A. \quad (8)$$

Die optimalen Kennwerte des Wärmeaustauschers als Funktion der Wirtschaftlichkeitsparameter A werden durch Abb. 1 veranschaulicht, wo das Erwärmungsverhältnis

$$q = \frac{T_A}{T_E} \quad (9)$$

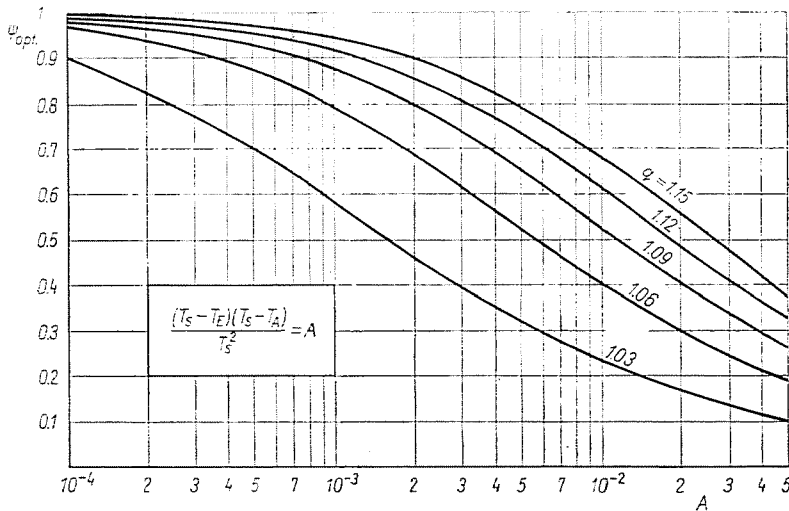


Abb. 1. Optimale Parameter des dampfgeheizten Vorwärmers

und der Boschnjakowitsche Ausnutzungskoeffizient des Wärmeaustausches

$$\psi = \frac{T_A - T_E}{T_s - T_E} \tag{10}$$

eingeführt wurden.

2. Irreversibilität der einstufigen Speisewasservorwärmung

Die irreversible Entropiezunahme, verursacht durch die einstufige Speisewasservorwärmung zwischen den Temperaturen T_2 und T_n , wird im Falle von Misch- und Flächenspeisewasservorwärmern laut Abb. 2 untersucht. Im Falle eines Mischvorwärmers ($\psi = 1$) ist die irreversible Entropiezunahme

$$\Delta s_{irrK} = (1 - e) c(T_n - T_2) \left(\frac{\ln \frac{T_n}{T_2}}{T_n - T_2} - \frac{1}{T_n} \right), \tag{11}$$

wobei sich aus der Wärmebilanz des Mischvorwärmers

$$(1 - e) c(T_n - T_2) = e T_n \Delta s_n = e T_n \left(\Delta s_1 + c \ln \frac{T_{1s}}{T_n} \right)$$

ergibt, während der Parameter der konzentrierten Entropiezunahme

$$\varrho_{irrK} = 1 + \frac{\Delta s_{irrK}}{\Delta s_n} = 1 + \frac{\ln \frac{T_n}{T_2} - \frac{T_n - T_2}{T_n}}{\frac{\Delta s_1}{c} + \ln \frac{T_{1s}}{T_n} + \frac{T_n - T_2}{T_n}} \tag{12}$$

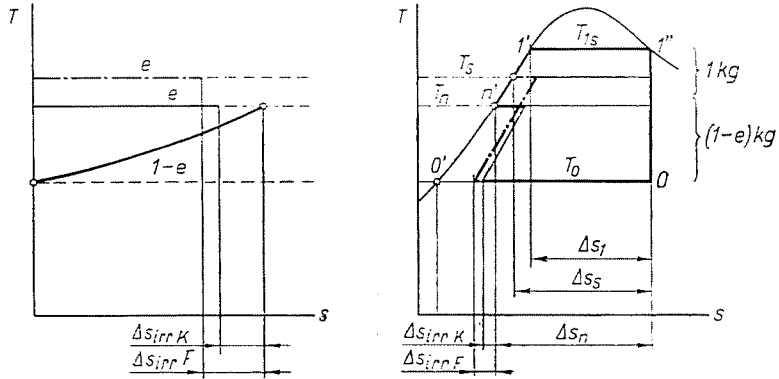


Abb. 2. Irreversible Entropiezunahme des einstufigen Misch- und Flächenspeisewasservorwärmers

bzw. nach der Einführung des Erwärmungsverhältnisses ($q = T_n/T_2$)

$$Q_{irrK} = 1 + \frac{\ln q - \frac{q-1}{q}}{\frac{\Delta s_1}{c} + \ln \frac{T_{1s}}{T_n} + \frac{q-1}{q}} \quad (13)$$

ist.

Die im Flächenvorwärmer ($\psi < 1$) auftretende irreversible Entropiezunahme ergibt sich zu

$$\Delta s_{irrF} = (1 - e_F) c (T_n - T_2) \left(\frac{\ln \frac{T_n}{T_2}}{T_n - T_2} - \frac{1}{T_s} \right), \quad (14)$$

wobei sich aus der Wärmebilanz des Flächenvorwärmers

$$(1 - e_F) c (T_n - T_2) = e_F T_s \Delta s_s$$

bzw. bei einer Näherung $T_s \Delta s_s \cong T_n \Delta s_n$ $e_F = e$ ergibt. In diesem Falle ist der Parameter der konzentrierten Entropiezunahme

$$Q_{irr} = 1 + \frac{\ln q - \frac{q-1}{1 + \frac{q-1}{\psi}}}{\frac{\Delta s_1}{c} + \ln \frac{T_{1s}}{T_n} + \frac{q-1}{q}}, \quad (15)$$

wobei der Optimalwert für ψ in Abhängigkeit von dem Erwärmungsverhältnis (q) und dem Wirtschaftlichkeitsparameter (A) der Abb. 1 entnommen werden kann.

3. Irreversibilität der mehrstufigen Speisewasservorwärmung

Die Irreversibilität der mehrstufigen Speisewasservorwärmung wird bei einer in Abb. 3 angegebenen Kopplung untersucht, in der gesättigter Eintrittsdampf und je Vorwärmer die Rückspeisung des Heizdampfcondensats angenommen wurden [3].

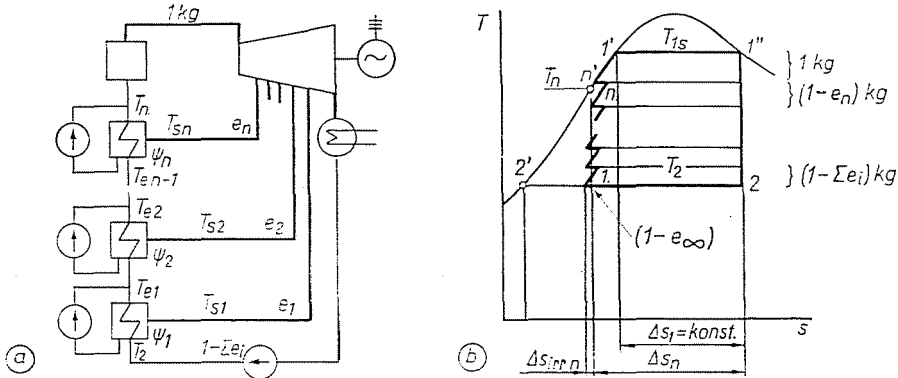


Abb. 3. Wärmeschaltbild (a) und Parameter (b) der mehrstufigen Speisewasservorwärmung

Bei der n -stufigen Speisewasservorwärmung wurde die Einteilung der Erwärmung nach einer geometrischen Reihe vorausgesetzt:

$$\frac{T_{e1}}{T_2} = \frac{T_{e2}}{T_{e1}} = \dots = \frac{T_n}{T_{e_{n-1}}} = q_n, \quad (16)$$

wobei die Teilzahl der geometrischen Reihe

$$q_n = \sqrt[n]{\frac{T_n}{T_2}} \quad (17)$$

ist. Bei einem gegebenen Wirtschaftlichkeitsparameter ($A = \text{konst}$) sind die Ausnutzungsfaktoren der einzelnen Vorwärmer gleich ($\psi_1 = \psi_2 = \dots = \psi_n$), wie auch die spezifische irreversible Entropiezunahme in den einzelnen Vorwärmern gleich ist:

$$\Delta s_{irr,i} = c \left(\ln q_n - \frac{q_n - 1}{1 + \frac{q_n - 1}{\psi}} \right). \quad (18)$$

Die resultierende irreversible Entropiezunahme eines n -stufigen Speisewasservorwärmungssystems kann ermittelt werden, indem mit dem Durchschnitt der stufenweise veränderlichen Wassermenge gerechnet wird:

$$\Delta s_{irr,n} = n(1 - \bar{e}) \Delta s_{irr,i} = n(1 - \bar{e}) c \left(\ln q_n - \frac{q_n - 1}{1 + \frac{q_n - 1}{\psi}} \right). \quad (19)$$

Die durchschnittliche Wassermenge kann aus den Strömungen des obersten und des untersten Vorwärmers errechnet werden. Im obersten Vorwärmer (auf Stufe n) ist die spezifische Wassermenge infolge einer einzigen Anzapfung

$$(1 - e_n) = \frac{\frac{\Delta s_n}{c}}{\frac{\Delta s_n}{c} + \frac{q_n - 1}{q_n}}, \quad (20)$$

während im untersten Vorwärmer (auf Stufe 1) die spezifische Wassermenge wegen der n Anzapfungen

$$(1 - \Sigma e_i) = \frac{\frac{\Delta s_n}{c}}{\frac{\Delta s_n}{c} + n \frac{q_n - 1}{q_n}} \quad (21)$$

ist, ein Wert der immer größer ist als die bei der reversiblen Speisewasservormärmung bis zur Kondensationstemperatur T_2 expandierende relative Dampfmenge

$$(1 - \Sigma e_i) > (1 - e_\infty) = \frac{\frac{\Delta s_n}{c}}{\frac{\Delta s_n}{c} - \ln \frac{T_n}{T_2}}, \quad (22)$$

sich dieser aber mit zunehmender Stufenzahl immer mehr nähert. Aufgrund von (20) und (21) kann die durchschnittliche Wassermenge der Speisewasservormärmung mit der Gleichung

$$(1 - \bar{e}) = \frac{\frac{\Delta s_n}{c}}{\frac{\Delta s_n}{c} + \frac{n+1}{2} \cdot \frac{q_n - 1}{q_n}} = \frac{\frac{\Delta s_1}{c} + \ln \frac{T_{1s}}{T_n}}{\frac{\Delta s_1}{c} + \ln \frac{T_{1s}}{T_n} + \frac{n+1}{2} \cdot \frac{q_n - 1}{q_n}} \quad (23)$$

ausgedrückt werden.

Der Parameter der konzentrierten irreversiblen Entropiezunahme der n -stufigen Speisewasservormärmung ergibt sich mit (19) und (23) zu:

$$\varrho_{irr} = 1 + \frac{\Delta s_{irr}}{\Delta s_n} = 1 + \frac{n \left(\ln q_n - \frac{q_n - 1}{1 + \frac{q_n - 1}{\psi}} \right)}{\frac{\Delta s_1}{c} + \ln \frac{T_{1s}}{T_n} + \frac{n+1}{2} \cdot \frac{q_n - 1}{q_n}}. \quad (24)$$

Wird die Stufenzahl — bei $\psi = 1$ und $\psi = \text{konst.}$ — über alle Grenzen erhöht ($n \rightarrow \infty$), erhält man:

$$\lim_{n \rightarrow \infty} Q_{irr n} = 1. \tag{25}$$

Wird aber durch Erhöhung des Stufenzahl für ψ immer der optimale Wert gewählt, dann ergibt sich im Grenzfall:

$$\lim_{n \rightarrow \infty} Q_{irr n} = 1 + \frac{\ln \frac{T_n}{T_2}}{\frac{\Delta s_1}{c} + \ln \frac{T_{1s}}{T_n} + \frac{1}{2} \ln \frac{T_n}{T_2}} \cdot \frac{\sqrt{A}}{1 + \sqrt{A}} > 1. \tag{26}$$

4. Wirkungsgrad der Kondensationsstromerzeugung, optimale Stufenzahl

Die Wirkungsgrad der Kondensationsstromerzeugung mit irreversibler Speisewasservorwärmung kann anhand von (1) bestimmt werden, wenn andere Verluste, z. B. der Wirkungsgrad der Turbine, außer acht gelassen werden ($\eta_T = 1$):

$$\eta_{KE n} = 1 - \frac{T_2 Q_{irr n}}{\bar{T}_1} = 1 - \frac{T_2}{\frac{\Delta s_1}{c} + \ln \frac{T_{1s}}{T_n}} \left[1 + \frac{n \left(\ln q_n - \frac{q_n - 1}{1 + \frac{q_n - 1}{\psi}} \right)}{\frac{\Delta s_1}{c} + \ln \frac{T_{1s}}{T_n} + \frac{n + 1}{2} \cdot \frac{q_n - 1}{q_n}} \right]. \tag{27}$$

Die Veränderung der Wirkungsgrades wird im konkreten Fall durch Abb. 4 demonstriert. Der Ausnutzungskoeffizient der Vorwärmung wurde in den drei Teilen der Abbildung geändert. In dem einen Fall wurde mit Mischvorwärmern gerechnet ($\psi = 1$), in der anderen Variante wurde ein willkürlicher konstanter Wert ($\psi = 0,8$) angenommen, während im dritten Diagramm zu jedem Punkt der optimale Ausnutzungskoeffizient (ψ_{opt}) bei einem Wirtschaftlichkeitsparameter $A = 2,5 \cdot 10^{-3}$ nach Abb. 1 bestimmt wurde. Durch den Ausnutzungskoeffizienten der Flächenvorwärmer wird der erreichbare Wirkungsgrad verringert. Wichtig ist die Wahl des Optimalwertes für den Ausnutzungsfaktor, da der willkürlich angenommene Wert $\psi = 0,8$ entweder (bei kleinem T_n und grossem n) einen besseren oder (bei grossem T_n und kleinem n) einen schlechteren Wirkungsgrad ergibt als ψ_{opt} .

Mit der Steigerung der Stufenzahl verbessert sich der Wirkungsgrad monoton, und es lohnt sich, auf eine immer höhere Temperatur T_n vorzuwär-

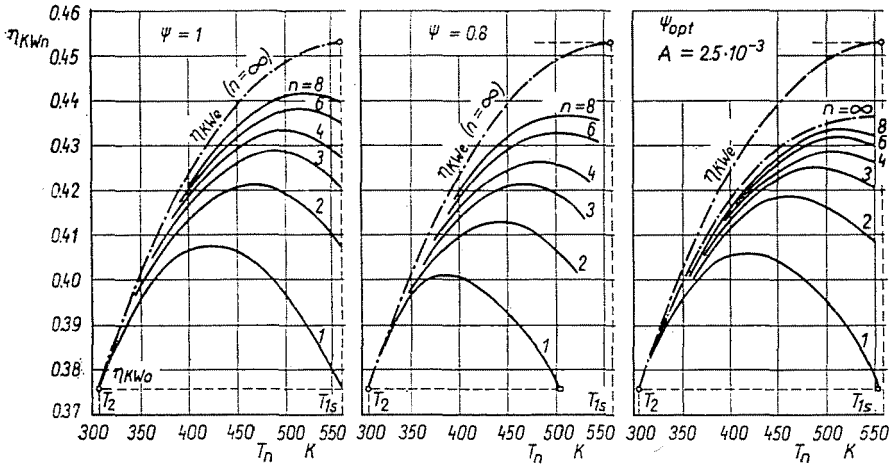


Abb. 4. Wirkungsgrad des Kondensations-Sattdampfkreisprozesses bei mehrstufiger irreversibler Speisewasservorwärmung

Angaben: $p_1 = 7 \text{ MPa}$, $T_{1s} = 559 \text{ K}$, $\Delta s_1 = 2,69 \text{ kJ/kgK}$,

$p_2 = 0,005 \text{ MPa}$, $T_2 = 306 \text{ K}$

$c = 4,4 \text{ kJ/kgK}$, $\eta_T = 1$

men. Bei optimalem Ausnutzungskoeffizienten (ψ_{opt}) wird über einer gewissen Stufenzahl die Verbesserung des Wirkungsgrades nur ganz gering sein. Die Wirkungsgradkurven verdichten sich noch weit unter dem für die reversible Speisewasservorwärmung charakteristischen Wirkungsgrad (η_{KEe}), was nach (26) auch bei einer unendlichen Stufenzahl nicht erreicht werden kann.

Allein die Verbesserung des Wirkungsgrades verleiht der Stufenzahl keinen optimalen Wert. Die *optimale Stufenzahl* ergibt sich durch das Minimum der sich in Abhängigkeit von n verändernden Brennstoff- und Investitionskosten. Für 1 kg/s Dampfstrom eines Kondensationskraftwerkes ergibt sich die resultierende Jahreskostenfunktion zu:

$$\begin{aligned}
 C &= \sum_{i=1}^n (C_{Vi} + C_{Fi}) = n(1 - \bar{e}) \left(\Delta s_{irr} A_V + A_0 + A_F c \ln \frac{1}{1 - \psi} \right) = \\
 &= n \frac{\frac{\Delta s_1}{c} + \ln \frac{T_{1s}}{T_n}}{\frac{\Delta s_1}{c} + \ln \frac{T_{1s}}{T_n} + \frac{n+1}{2} \frac{q_n - 1}{q_n}} \left[c \left(\ln q_n - \frac{q_n - 1}{1 + \frac{q_n - 1}{\psi}} \right) A_V + A_0 + A_F c \ln \frac{1}{1 - \psi} \right], \\
 &\quad \frac{\text{Ft/Jahr}}{\text{kg/s}}. \tag{28}
 \end{aligned}$$

Die Veränderung dieser Kostenfunktion sowie die Bestimmung der optimalen Stufenzahl werden — bei der Angabe konkreter Daten — in Abb. 5

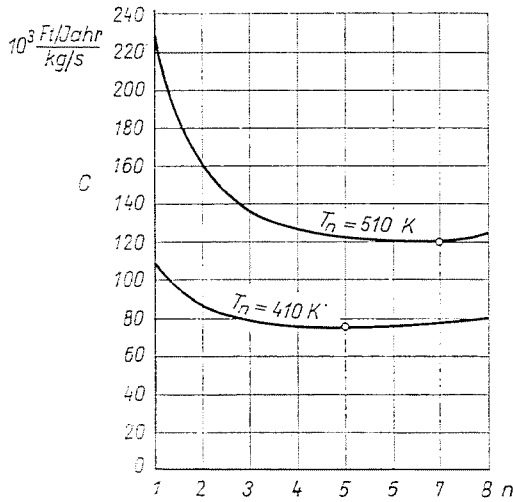


Abb. 5. Bestimmung der optimalen Stufenzahl der Speisewasservorwärmung
Angaben: Daten des Dampfkreislaufprozesses laut Abb. 4

$$A_V = 660 \frac{\text{Ft K}}{\text{W Jahr}}, \quad A_0 = 2000 \frac{\text{Ft/Jahr}}{\text{kg/s}}$$

$$A_F = 1,65 \frac{\text{Ft K}}{\text{W Jahr}}, \quad A = \frac{A_F}{A_V} = 2,5 \cdot 10^{-3}$$

demonstriert. Die optimalen Stufenzahlen wurden hier bei zwei Wasservorwärmungstemperatur (T_n) bestimmt. Zur größeren Wasservorwärmung ($T_n = 510 \text{ K}$) ergibt sich eine höhere ($n_{\text{opt}} = 7$), zur geringeren Vorwärmung ($T_n = 410 \text{ K}$) eine niedrigere optimale Stufenzahl ($n_{\text{opt}} = 5$).

5. Die Stromkennzahl der gekoppelten Stromerzeugung

Die Stromkennzahl, welche die energetische Wirksamkeit der gekoppelten Dampfkreisprozesses ausdrückt, wird bei irreversibler Speisewasservorwärmung nach (2) bestimmt. Wenn $\eta_T = 1$, dann gibt

$$\sigma_{Gn} = \frac{\bar{T}_1}{T_G q_{\text{irr}}} - 1 = \frac{T_{1s} \frac{\Delta s_1}{c} + (T_{1s} - T_n)}{\frac{\Delta s_1}{c} + \ln \frac{T_{1s}}{T_n}} - 1, \quad (29)$$

$$T_G \left[1 + \frac{n \left(\ln q_n - \frac{q_n - 1}{1 + \frac{q_n - 1}{\psi}} \right)}{\frac{\Delta s_1}{c} + \ln \frac{T_{1s}}{T_n} + \frac{n + 1}{2} \cdot \frac{q_n - 1}{q_n}} \right]$$

wo, bei einer Temperatur T_G der Wärmeerzeugung

$$q_n = \sqrt{\frac{n}{T_n} \frac{T_n}{T_G}} \quad (30)$$

ist.

Abb. 6 zeigt die Veränderung der Stromkennzahl in Abhängigkeit von Temperatur und Stufenzahl der Speisewasservorwärmung, bei den mit Abb. 4 übereinstimmenden Anfangsparametern. Die Flächenvorwärmer wurden in jedem Punkt mit dem bei einem Wirtschaftlichkeitsparameter $A = 2,5 \cdot 10^{-3}$ bestimmten optimalen Ausnutzungskoeffizienten (ψ_{opt}) berücksichtigt.

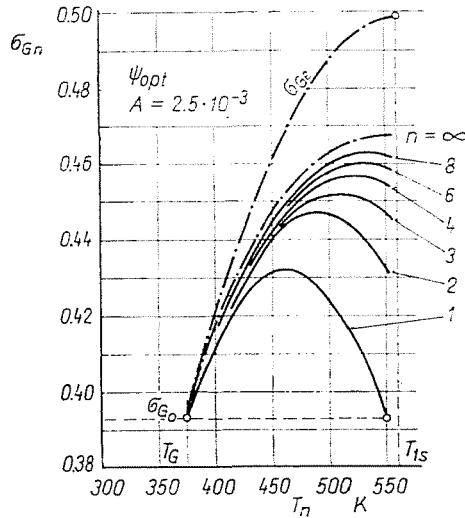


Abb. 6. Stromkennzahl bei einem Sattdampf-Kreislaufprozeß mit mehrstufiger irreversibler Speisewasservorwärmung

Angaben: $p_1 = 7 \text{ MPa}$, $T_{1s} = 559 \text{ K}$, $\Delta s_1 = 2,69 \text{ kJ/kgK}$

$p_G = 0,1 \text{ MPa}$, $T_G = 373 \text{ K}$

$c = 4,4 \text{ kJ/kgK}$, $\eta_T = 1$

Die Stromkennzahl verändert sich in Abhängigkeit von der Speisewassertemperatur und der Stufenzahl mit ähnlicher Tendenz, wie der Wirkungsgrad der Kondensationsstromerzeugung. Die Stufenzahl hat auch bei Stromerzeugung unter Gegendruck kein thermisches Optimum hinsichtlich σ_G und — mit ψ_{opt} gerechnet — wird auch bei unendlicher Stufenzahl der für die reversible Speisewasservorwärmung kennzeichnende σ_{Ge} -Wert nicht erreicht. Unter Berücksichtigung der wirtschaftlichen Auswirkungen kann die optimale Stufenzahl auch bei Dampfkreislaufprozessen in Gegendruck analog zur Kostenfunktion (28) bestimmt werden.

Zusammenfassung

Die Abhandlung formuliert den Wirkungsgrad der Kondensationsstromerzeugung und die Stromkennzahl der gekoppelten Energieerzeugung von der Betrachtung der Temperatur bzw. Entropie ausgehend. Die optimale Irreversibilität der ein- und mehrstufigen Speisewasservorwärmung und ihre Einfluß auf die Kennwerte der Kondensations- und der gekoppelten Stromerzeugung werden analytisch beschrieben. Im Verlauf der Optimierung werden optimaler Ausnutzungsfaktor und Stufenzahl der Speisewasservorwärmer bestimmt. Die Anwendbarkeit des Verfahrens ist durch Beispiele veranschaulicht.

Literatur

1. BÜKI, G.: Wärmekreisläufe (In Hungarian) Tankönyvkiadó, Budapest, 1966.
2. OPLATKA, G.: Brown Boveri Mitteilungen, 54 (1967) Nr. 10/11. S. 681—684.
3. BÜKI, G.: Heizkraftwerke und Fernheizsysteme (In Hungarian) Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1979.

Dr. Gergely BÜKI, H-1521 Budapest