

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
INSTYTUT MASZYN PRZEPLYWOWYCH

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPLYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

66

WARSZAWA—POZNAN 1975

P A Ń S T W O W E W Y D A W N I C T W O N A U K O W E

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW
MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machinery

KOMITET REDAKCYJNY - EXECUTIVE EDITORS
KAZIMIERZ STELLER - REDAKTOR - EDITOR
JERZY KOŁODKO · JÓZEF ŚMIGIELSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA - EDITORIAL OFFICE
Instytut Maszyn Przepływowych PAN
ul. Gen. Józefa Fiszer 14, 80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1975

Printed in Poland

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE - ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 370+90 egz.	Oddano do składania 7 VIII 1974 r.
Ark. wyd. 14,75. Ark. druk. 11,375+1 wkl.	Podpisano do druku 17 II 1975 r.
Papier druk. sat. kl. V, 70 g	Druk ukończono w lutym 1975 r.
Nr zam. 577/43 F-17/1183.	Cena zł 45,-

DRUKARNIA UNIWERSYTETU IM. A. MICKIEWICZA W POZNANIU

BOGDAN SEDLER

Gdańsk

Niektóre aspekty zastosowania regeneracyjnego wymiennika ciepła na parametry nadkrytyczne w obiegu parowo-wodnym siłowni ciepłej

W pracy skoncentrowano się głównie na wysokotemperaturowym regeneracyjnym wymienniku ciepła na ciśnienia ponadkrytyczne, a szczególnie na sposobie ustalania parametrów na wlocie i wylocie wymiennika. Rozpatrzono szereg wariantów wymiennika regeneracyjnego parowo-wodnego dla różnych ciśnień czynników roboczych, zmiennych względnych natężeń przepływu czynników oraz zmiennych temperatur czynników na wlocie i wylocie z wymiennika.

Wykaz oznaczeń

C_p – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu [kJ/kg°C],

G – natężenie przepływu [kg/s],

i – entalpia właściwa [kJ/kg],

Δi – różnica entalpii [kJ/kg],

L – praca właściwa [kJ/kg],

Nu – liczba Nusselta [–],

p – ciśnienie [bar], [ata],

Δp – różnica ciśnień [bar], [ata],

Pr – liczba Prandtla [–],

Re – liczba Reynoldsa [–],

s – entropia właściwa [kJ/kg°C],

t – temperatura [°C],

Δt – różnica temperatur [°C]

x – stopień suchości pary [–],

q – względne natężenie przepływu [–],

η – sprawność,

μ – lepkość dynamiczna cieczy [kg/ms].

Indeksy dotyczą:

$A, B, B', 1, 1', 1'', 2 \div 8, 2', 4', II \div XI, m$ – kolejnych punktów przemiany według rys. 1, 2, 10,

i – entalpii, wewnętrznej (sprawności),

k – kondensatu,

p – pompy,

RNK – regeneracji nadkrytycznej,

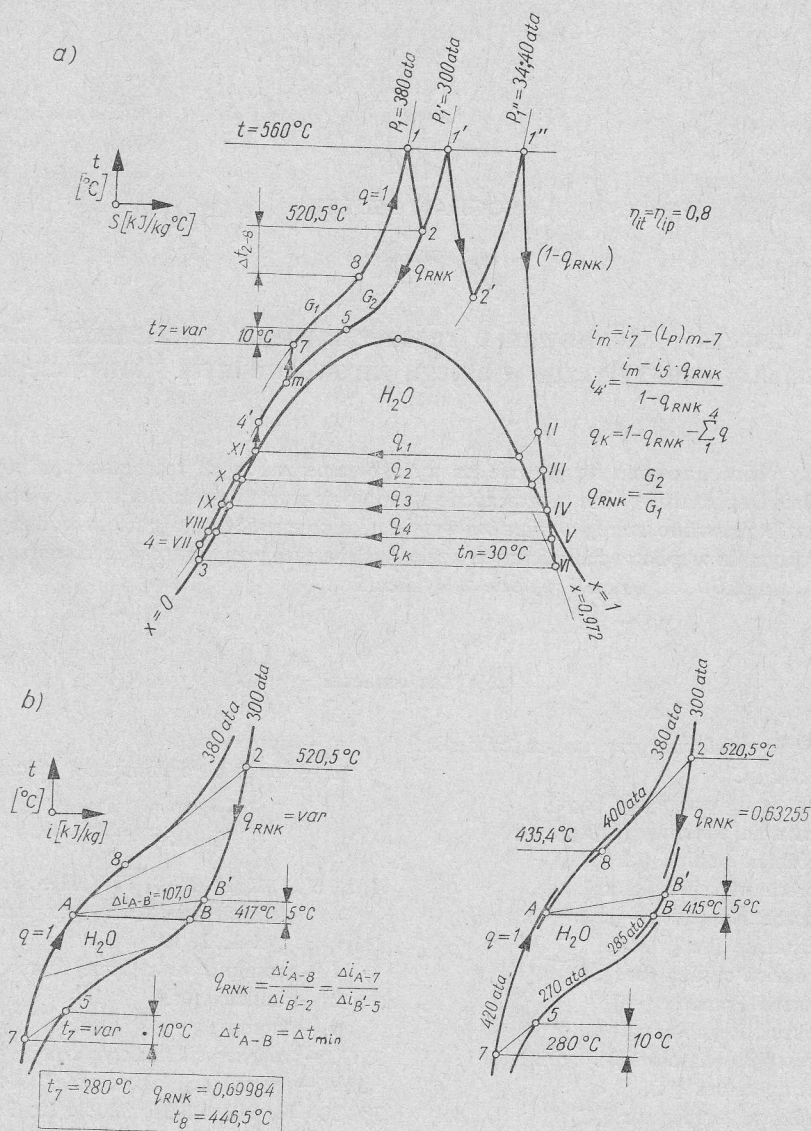
RIV – regeneracji „klasycznej” 4-zaczepowej,

380/300/40, 380/300/34, 380/80/20, 380/70/15 – ciśnień przed częściami: wysoko-, średnio- i niskoprężną turbiny.

1. Wstęp

Zasadniczym elementem nowego obiegu termodynamicznego siłowni parowo-wodnej ma być regeneracyjny wymiennik ciepła, umożliwiający podgrzew czynnika roboczego (wody), zasilającego urządzenie kotłowe do znacznie wyższych (ponadkrytycznych) temperatur niż dotychczas osiąganą [1, 2].

Osiągnięcie tak wysokich temperatur wody zasilającej kocioł (powyżej 400°C) mogło być możliwe przez skierowanie do wymiennika regeneracyjnego dużych ilości (rzędu 50 - 80%)



Rys. 1. Idealny obieg parowo-wodny z regeneracją „nadkrytyczną” (a) oraz schematy obliczeniowe części stosującej podgrzew regeneracyjny tzw. „nadkrytyczny”, (b) — przypadek idealny, (c) — przykład uwzględniający straty ciśnienia w wymienniku

czynnika grzewczego, upuszczanego za pierwszym stopniem ekspansji w turbinie przy ciśnieniu wyższym od ciśnienia krytycznego [1, 2].

Schemat ideowy takiego obiegu przedstawiono w [1, 2]. Według [1, 2] obieg parowo-wodny stosujący regeneracyjny podgrzew wody zasilającej urządzenia kotłowe ma dawać przyrost bezwzględny sprawności termicznej rzędu 6 - 8%, w porównaniu z obiegami dotychczas stosowanymi.

Analiza obiegów Braytona stosujących wysokotemperaturowy podgrzew regeneracyjny (obieg Fehera) podana jest w pracy Fehera [3]. Omówiono tam m. in. szczegółowo obieg z dwutlenkiem węgla jako czynnikiem roboczym.

W niniejszej pracy skoncentrowano się głównie na wysokotemperaturowym regeneracyjnym wymienniku ciepła (rekuperatorze) na ciśnienie ponadkrytyczne, a szczególnie na sposobie ustalania parametrów na wlocie i wylocie z wymiennika, co jest istotne przy obliczaniu sprawności obiegów stosujących taki wymiennik (rys. 1). Rozpatrzono szereg wariantów wymiennika regeneracyjnego parowo-wodnego dla różnych ciśnień czynników roboczych, zmiennych względnych natężeń przepływu czynników oraz zmiennych temperatur czynników na wlocie i wylocie z wymiennika.

Obliczenia przeprowadzono dla przypadków „idealnych”, tzn. przy założeniu braku strat ciśnienia w wymienniku oraz minimalnej różnicy temperatur pomiędzy czynnikami wymieniającymi ciepło wewnątrz wymiennika równej zero stopni (rys. 2). W dalszej części pracy podano schemat ideowy do obliczania różnic temperatur pomiędzy czynnikami w wymienniku regeneracyjnym „nadkrytycznym” oraz powierzchni wymiany ciepła, przy założeniu strat ciśnienia oraz minimalnej różnicy temperatur pomiędzy czynnikami (rys. 10). Przykładowe obliczenia *) sprawności uproszczonego obiegu parowo-wodnego, stosującego regeneracyjny podgrzew wody zasilającej kocioł do temperatury nadkrytycznej oraz wstępny podgrzew za pomocą czterech „klasycznych” zaczepów regeneracyjnych według rys. 1 zawiera tabela 1. Tabela 1 zawiera również obliczenia sprawności obiegów porównywalnych (celem uproszczenia obliczeń i ułatwienia porównań założono straty ciśnienia w wymiennikach i na zaworach jako równe zero).

Obliczenia sprawności obiegów prowadzono w funkcji jednej wielkości zmiennej, a mianowicie temperatury t_7 czynnika podgrzewanego na wlocie do wymiennika regeneracyjnego na parametry „nadkrytyczne”.

2. Wpływ parametrów początkowych na pracę wymiennika regeneracyjnego na parametry nadkrytyczne. Określanie powierzchni wymiany ciepła

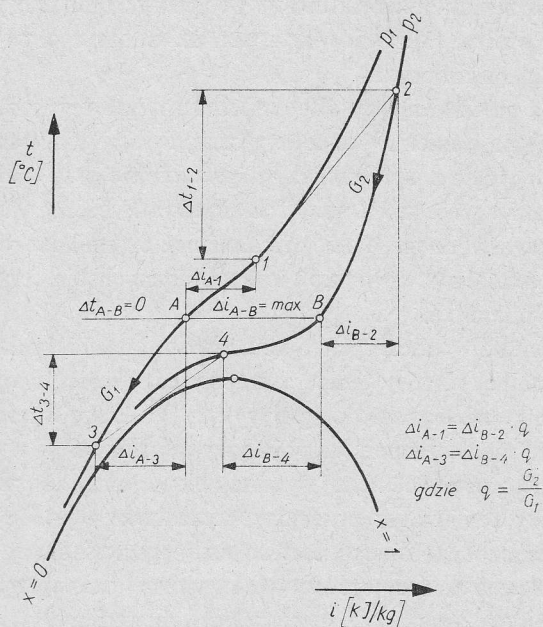
Celem uchwycenia wpływu parametrów początkowych oraz względnych natężeń przepływu czynnika (wody) na różnice temperatur na wlocie i wylocie wymiennika, przyjęto teoretyczny schemat na wykresie ($t-i$) według rys. 2.

Zgodnie z tym schematem na rys. 3 naniesiono wykresy zależności różnic entalpii Δi_t pomiędzy strumieniami G_1 i G_2 czynnika (wody) dla określonej temperatury t_i w funkcji tej temperatury (t_i).

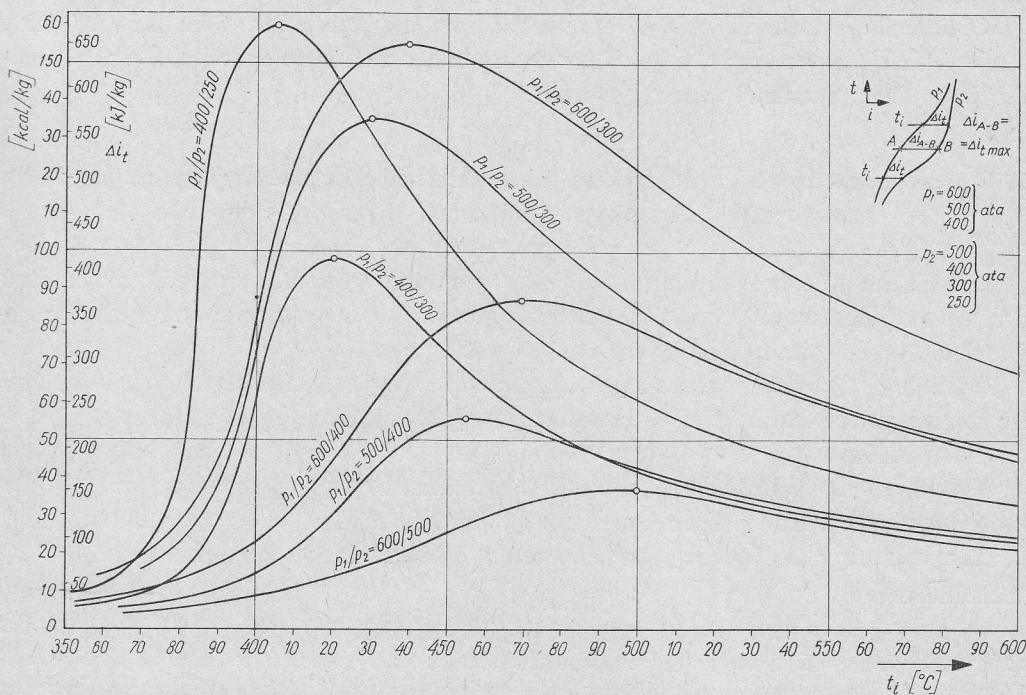
Maksima krzywych $\Delta i_t(t_i)$ określają dla danych izobar p_1 i p_2 temperaturę t_{A-B} , dla której występuje maksymalna różnica entalpii $\Delta i_{t \max} = \Delta i_{A-B}$.

Temperatura t_{A-B} będzie więc temperaturą odniesienia dla danych izobar p_1 i p_2

*) Jeden z Recenzentów zwraca uwagę, że przeprowadzone w pracy obliczenia i analiza porównawcza obiegu „nadkrytycznego” z obiegiem „klasycznym” mogą budzić uzasadnione zastrzeżenia. Zdaniem Recenzenta, porównanie obiegów przy optymalnych ciśnieniach w zakresie tych samych sprawności Carnota byłoby bardziej miarodajne od porównania obiegów przy tych samych ciśnieniach (przyp. Red.).



Rys. 2. Schemat wymiany ciepła pomiędzy strumieniami G_1 i G_2 o ciśnieniach nadkrytycznych w układzie (t, i)



Rys. 3. Wykresy zależności różnic entalpii Δi_t pomiędzy strumieniami czynnika (woda) o ciśnieniach p_1 i p_2 od temperatury t_1

i służy do określenia różnic temperatur Δt_{1-2} i Δt_{3-4} , przy założeniu względnego natężenia przepływu $q = G_2/G_1$ oraz temperatur t_2 (koniec ekspansji w pierwszym stopniu turbiny) i t_3 (początek podgrzewu strumienia czynnika G_1).

Można poczynić założenia co do różnic temperatur Δt_{3-4} lub Δt_{1-2} oraz temperatur t_3 i t_2 ; w tym wypadku z bilansu cieplnego (rys. 2) otrzymamy względne natężenie przepływu czynników w wymienniku równe q .

Z rys. 3 wynika, że dla dużych ciśnień bliskich siebie, np. $p_1/p_2 = 600/500$ ata, zmienność różnic entalpii Δi_i jest stosunkowo niewielka; świadczy to o podobnych wielkościach ciepła właściwego czynnika (wody) na wysoko nadkrytycznych izobarach p_1 i p_2 dla danej temperatury t_i .

Z interpretacji rys. 2 i 3 widać, że powyżej temperatury t_{A-B} , czynnik o wyższym ciśnieniu (p_1) ma większe wartości ciepła właściwego dla danej temperatury t_i niż czynnik o niższym ciśnieniu (p_2); odwrotna sytuacja istnieje poniżej temperatury t_{A-B} .

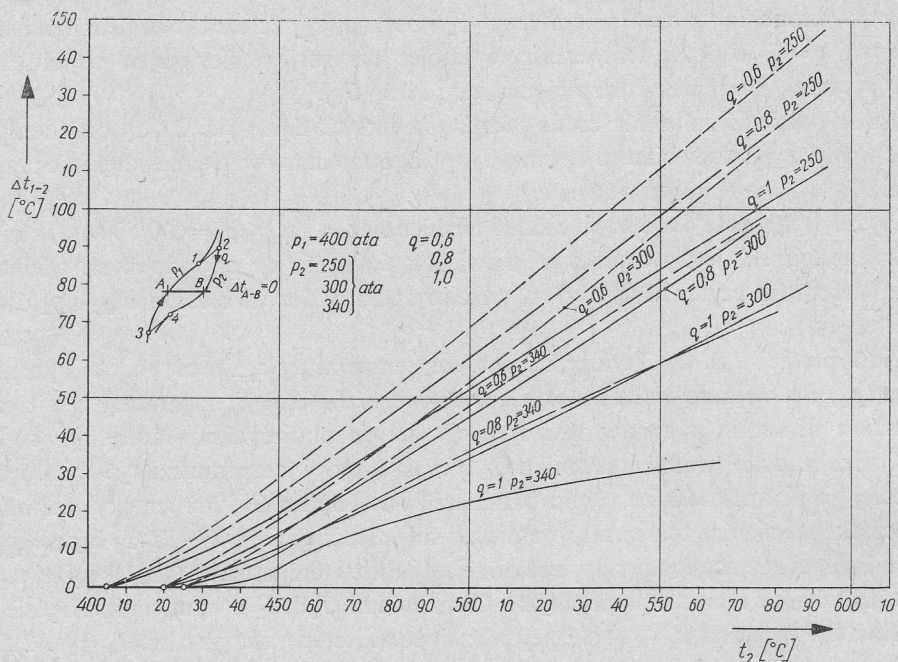
Wynika stąd, że strumień czynnika G_2 o ciśnieniu p_2 i temperaturze $t_2 > t_{A-B}$ będzie się „szybciej” schładzał oddając ciepło strumieniowi czynnika G_1 , niż ten podgrzewał, czyli, że początkowa różnica temperatur pomiędzy strumieniami G_1 i $G_2 - \Delta t_{1-2}$ będzie maleć aż do minimalnej różnicy temperatur założonej w pobliżu temperatury t_{A-B} . Poniżej temperatury t_{A-B} różnica temperatur pomiędzy strumieniami G_1 i G_2 w wymienniku będzie znowu wzrastać do wartości Δt_{3-4} , zależnej od założonej temperatury t_3 lub t_4 (rys. 2).

Na rys. 4 - 9 przedstawiono wykresy zależności różnic temperatur Δt_{1-2} i Δt_{3-4} od temperatur t_2 i t_3 dla danych ciśnień p_1 i p_2 oraz względnych natężeń przepływu strumieni czynnika (wody) q , przy ściśle teoretycznym założeniu minimalnych różnic temperatur $\Delta t_{A-B} = 0^\circ\text{C}$ pomiędzy strumieniami G_1 i G_2 oraz przy pominięciu spadków ciśnienia w wymienniku, czyli równości ciśnień $p_1 = p_3$ i $p_2 = p_4$.

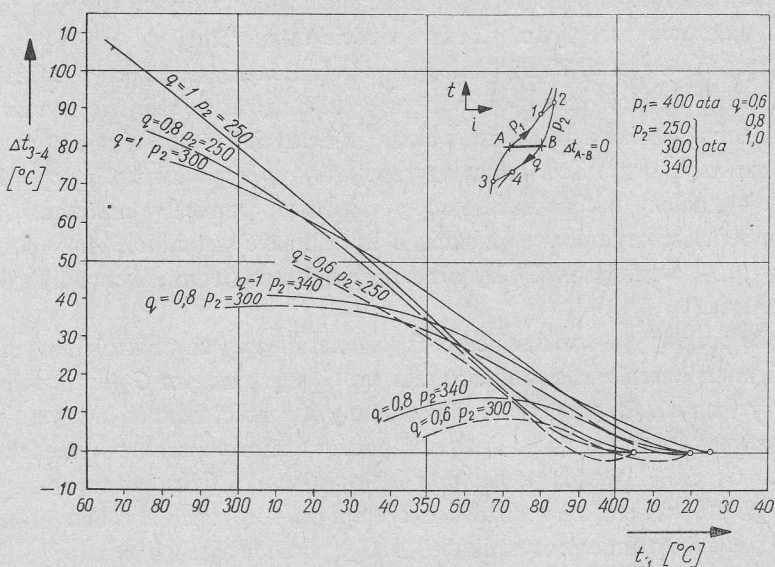
Z wykresów na rys. 4, 6 i 8 wynika, że różnice temperatur Δt_{1-2} rosną przy maleniu względnego natężenia przepływu q oraz wzroście temperatury t_2 .

Na wykresach — rys. 5, 7 i 9 różnice temperatur Δt_{3-4} rosną przy obniżaniu się temperatury t_3 oraz wzroście q ; w pewnych przypadkach zarysowują się wyraźne maksima krzywych, które też przebiegają przez obszar „ujemnych” różnic temperatur. Te ostatnie przypadki nie mają oczywiście sensu fizycznego i w przypadku np. $p_1/p_2 = 400/300$ ata, $q = 0,6$ (rys. 4), należy tak dobrać różnicę temperatur pomiędzy punktami A i B (podwyższyć temperaturę czynnika w punkcie B lub obniżyć w punkcie A , w odniesieniu do temperatury t_{A-B} , według rys. 3), by różnica temperatur strumieni czynnika G_1 i G_2 była zawsze dodatnia.

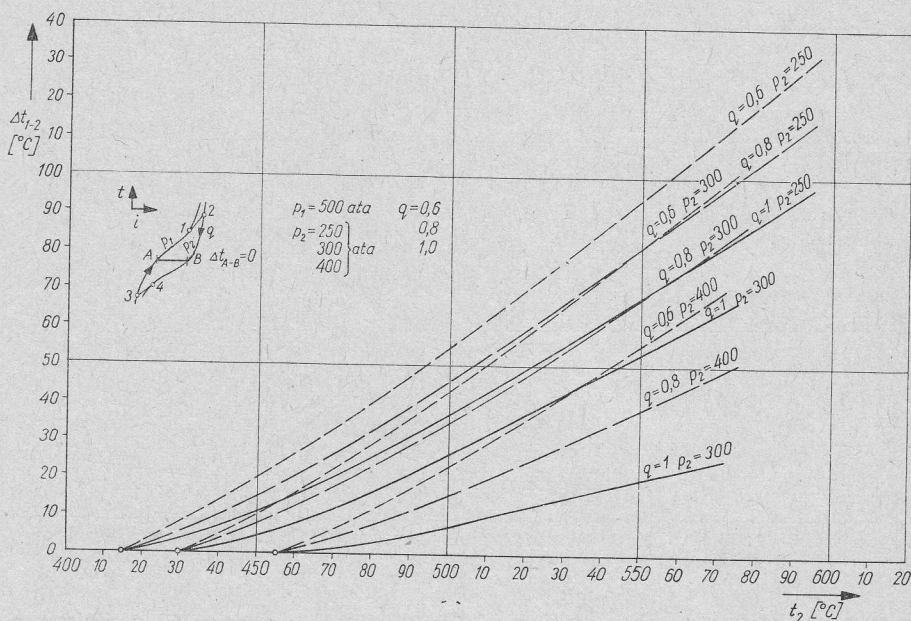
Na rys. 10 podany jest w układzie $(t-i)$ schemat ideowy do obliczania wymiennika ciepła, w którym strumieniami czynnika: grzanym G_1 i grzewczym G_2 jest czynnik o ciśnieniach nadkrytycznych. Ze względu na silne zmiany własności fizycznych czynnika, szczególnie w obszarze okołokrytycznym, i dużą zmienność różnic temperatur pomiędzy strumieniami czynnika G_1 i G_2 , pożądanym jest podział wymiennika (rekuperatora) na tzw. sekcje. Zgodnie z rys. 10 przyjęto, że w każdej sekcji, np. $[x_4 - x_4']$ zachodzą równoważne zmiany entalpii całkowitej strumieni czynnika G_1 i G_2 , wymieniających pomiędzy sobą energię cieplną. Łącząc odpowiadające sobie punkty (rys. 10), otrzymamy przebieg różnic temperatur w wymienniku. Dla rzeczywistego wymiennika, w którym zachodzą straty ciśnienia, tok postępowania przy ustalaniu parametrów strumieni czynnika G_1 i G_2 jest analogiczny.



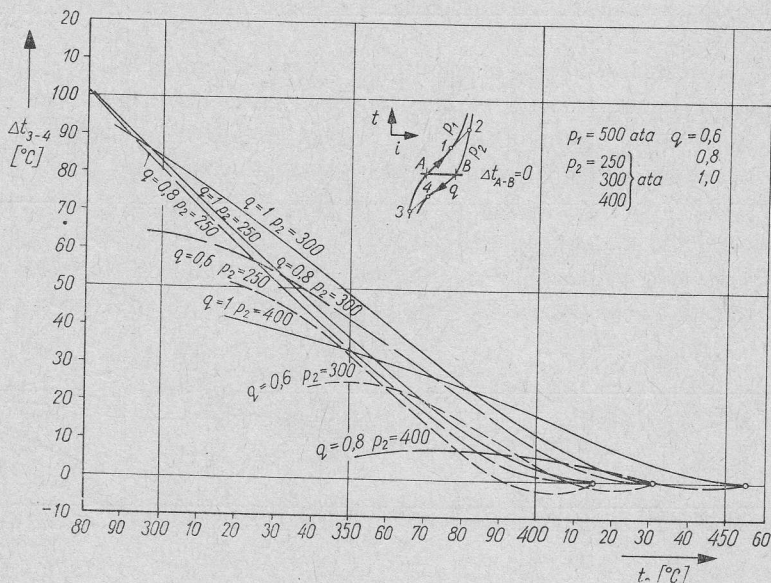
Rys. 4. Wykresy różnic temperatur Δt_{1-2} pomiędzy strumieniami: grzanym G_1 o ciśnieniu p_1 oraz grzewczym G_2 o ciśnieniu p_2 , w zależności od temperatury t_2 dla różnych względnych natężeń przepływu czynnika (wody) $q = G_2/G_1$



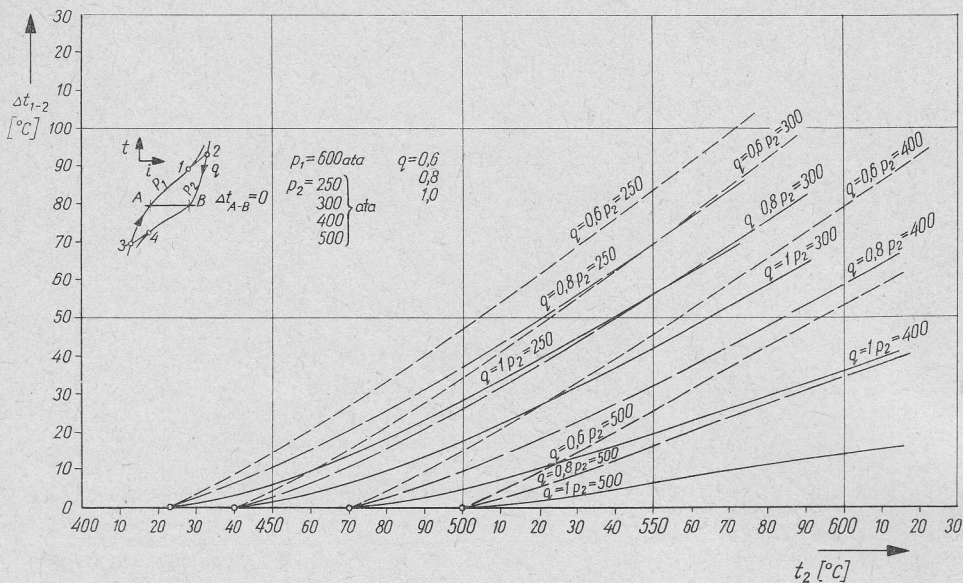
Rys. 5. Wykresy różnic temperatur Δt_{3-4} pomiędzy strumieniami: grzanym G_1 o ciśnieniu p_1 oraz grzewczym G_2 o ciśnieniu p_2 , w zależności od temperatury t_3 dla różnych względnych natężeń przepływu czynnika (wody) $q = G_2/G_1$



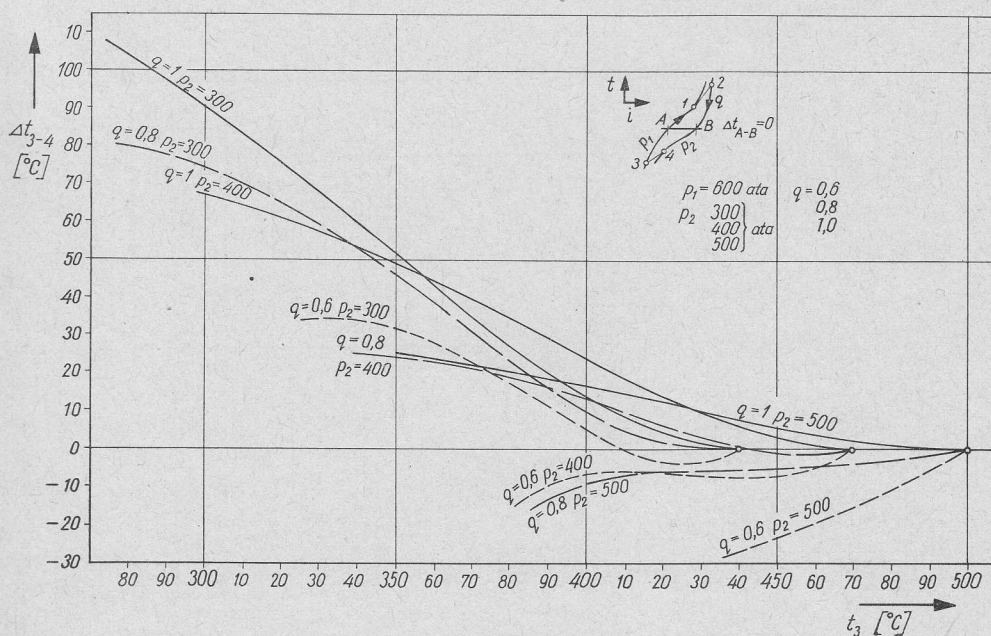
Rys. 6. Wykresy różnic temperatur Δt_{1-2} pomiędzy strumieniami: grzanym G_1 o ciśnieniu p_1 oraz grzewczym G_2 o ciśnieniu p_2 w zależności od temperatury t_2 dla różnych względnych natężeń przepływu czynnika (wody) $q = G_2/G_1$



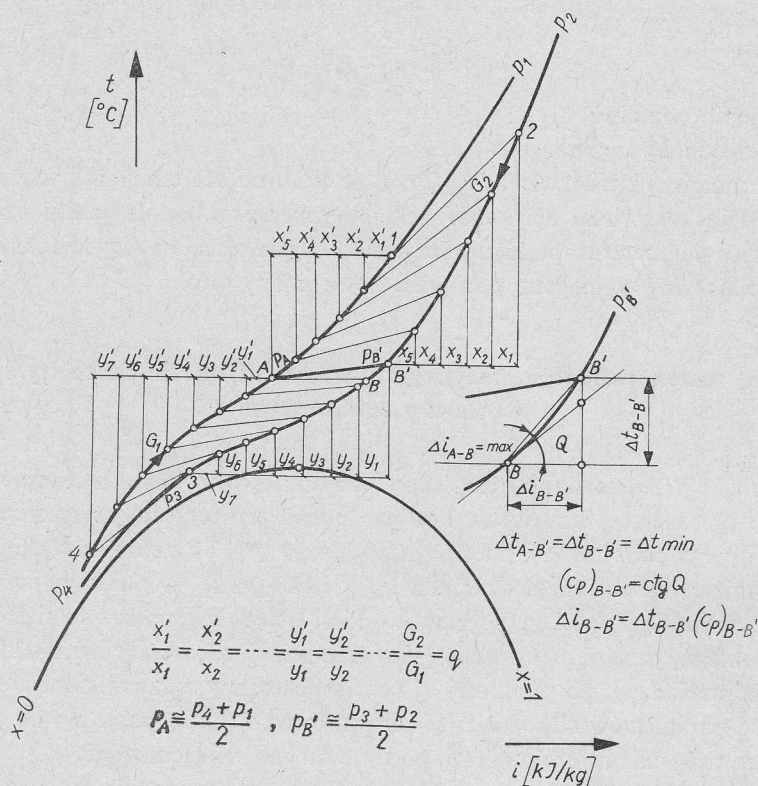
Rys. 7. Wykresy różnic temperatur Δt_{3-4} pomiędzy strumieniami: grzanym G_1 o ciśnieniu p_1 oraz grzewczym G_2 o ciśnieniu p_2 w zależności od temperatury t_3 dla różnych względnych natężeń przepływu czynnika (wody) $q = G_2/G_1$



Rys. 8. Wykresy różnic temperatur Δt_{1-2} pomiędzy strumieniami: grzanym G_1 o ciśnieniu p_1 oraz grzewczym G_2 o ciśnieniu p_2 , w zależności od temperatury t_2 dla różnych względnych natężeń przepływu czynnika (wody) $q = G_2/G_1$



Rys. 9. Wykresy różnic temperatur Δt_{3-4} pomiędzy strumieniami: grzanym G_1 o ciśnieniu p_1 oraz grzewczym G_2 o ciśnieniu p_2 , w zależności od temperatury t_3 dla różnych względnych natężeń przepływu czynnika (wody) $q = G_2/G_1$



Rys. 10. Schemat ideowy do obliczania wymiennika ciepła na parametry nadkrytyczne

Ilość sekcji, na jakie zostanie podzielony regeneracyjny wymiennik ciepła (rys. 10) zależy od wymaganej dokładności obliczeń. Schemat ten jest szczególnie przydatny do określania powierzchni wymiany ciepła w wymienniku.

Zjawisko wymiany ciepła w obszarze nadkrytycznym nie jest jeszcze dostatecznie zbadane. Ostatnio pojawia się coraz więcej danych na ten temat, opartych głównie na wynikach badań, jak np. pozycje [5 ÷ 9]. Celem określenia współczynników przejmowania ciepła α w zakresie interesujących nas ciśnień i temperatur, zalecane są dla wody i dwutlenku węgla (czynniki najbardziej obecnie interesujących energetykę) odpowiednie korelacje:

$$Nu_b = 0,023 Re_b^{0,8} Pr_{min}^{0,8}, \quad \text{dla } H_2O, \quad (1)$$

$$Nu_b = Nu_0 \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,11} \left(\frac{k_b}{k_w} \right)^{-0,33} \left(\frac{\bar{C}_p}{C_{pb}} \right)^{0,35}, \quad \text{dla } CO_2, \quad (2)$$

gdzie

$$Nu_0 = \frac{0,125 \xi Re_b Pr_b}{[12,7 \sqrt{\xi/8} (Pr_b^{\frac{3}{4}} - 1) + 1,07]}, \quad (2a)$$

$$\xi = \frac{1}{1,82 \log_{10} Re_b - 1,64^2} \quad (2b)$$

– współczynnik oporów tarcia,

$$\bar{C}_p = \frac{i_w - i_b}{t_w - t_b} \quad (2c)$$

— średnie ciepło właściwe,

$k = \lambda$ — przewodność cieplna.

$Pr_{\min}$ jest mniejszą z wielkości (Pr_b , Pr_w) określonych dla temperatur czynnika t_b lub ścianki t_w . Mając określone dla każdej sekcji wymiennika współczynniki przejmowania ciepła i różnice temperatur pomiędzy czynnikami (na wlocie i wylocie każdej sekcji), z łatwością obliczymy wymaganą powierzchnię wymiany ciepła.

3. Przykład — zastosowanie regeneracyjnego wymiennika ciepła na parametry nadkrytyczne w obiegu parowo-wodnym

Na rysunku 1 przedstawiono obieg siłowniany parowo-wodny z regeneracyjnym podgrzewem wody zasilającej urządzenie kotłowe ponad temperaturę krytyczną.

Schemat obiegu podobny jest do obiegu podanego w [1 i 2]; różnice występują jedynie w sposobie mieszania strumieni czynnika q_{RNK} i $(1 - q_{RNK})$ — punkt m według rys. 1. Według [1, 2] czynnik w ilości q_k (początkowej) jest wstępnie sprężany do ciśnienia maksymalnego w obiegu, a następnie podgrzewany upustami regeneracyjnymi „klasycznymi” do punktu odpowiadającego punktowi 4' oraz wymieszany z czynnikiem w ilości q_{RNK} , sprężonym od parametrów odpowiadających punktowi 5 (na izobarze p_2) do parametrów odpowiadających ciśnieniu czynnika p_1 podgrzewanego regeneracyjnie.

Przyjęcie do obliczeń schematu według rys. 1a praktycznie nie wpływa na różnice w sprawnościach obiegu, a ma tę zaletę, że pozwala uprościć obliczenia wstępnego podgrzewu regeneracyjnego za pomocą upustów „klasycznych”. W tym wypadku różnica ciśnień pomiędzy czynnikami w „klasycznych” regeneracyjnych wymiennikach ciepła na parę kondensującą się jest mniejsza, zaś pompa sprężająca czynnik od stanu w punkcie m do stanu w punkcie 7 pracuje przy niższych temperaturach czynnika. Do rozważań przyjęto obieg o parametrach początkowych: $t_1 = t_{1'} = t_{1''} = 560^\circ\text{C}$, $p_1/p_{1'}/p_{1''} = 380/300/34$ ata. Temperatura kondensacji $t_k = t_3 = 30^\circ\text{C}$. Sprawność wewnętrzną przemiany w turbinie i pompie przyjęto jako $\eta_{it} = \eta_{ip} = 0,8$. Założono straty ciśnienia jako równe zero.

Różnicę temperatur na wlocie do wymiennika regeneracyjnego „nadkrytycznego” przyjęto $\Delta t_{7-5} = 10^\circ\text{C}$, zaś minimalną różnicę temperatur w wymienniku $\Delta t_{A-B} = 5^\circ\text{C}$ (rys. 1b, c). Przy tych założeniach jedynym parametrem zmiennym niezależnym była temperatura czynnika podgrzewanego na wlocie do wymiennika t_7 .

Temperaturę odniesienia w wymienniku określono jako $t_{A-B} = 417^\circ\text{C}$ (rys. 1). Względne natężenie przepływu strumieni czynnika (wody) w wymienniku wysokotemperaturowym $q_{RNK} = G_2/G_1$ znajdowano z bilansu:

$$q_{RNK} = \Delta i_{A-7} / \Delta i_{B'-5} \quad (3)$$

dla przyjmowanych kolejno temperatur t_7 .

Temperaturę t_8 końca podgrzewu strumienia czynnika G_1 w wymienniku wysokotemperaturowym (na wlocie do urządzenia kotłowego) określa się przy znajomości ciśnienia

Tabela 1

Przykłady obliczeń sprawności i wybranych wielkości charakterystycznych obiegów „idealnych” $p=0$ o parametrach początkowych:
 $t_1=t_1'=t_1''=560^\circ\text{C}$, $p_1=380$ ata, $t_3=t_n=30^\circ\text{C}$ — według rys. 10

Lp.	Wielkość	t_7 [$^\circ\text{C}$] Jed- nostki	100	120	180	280	300	320	340	360	380
1	$L_p \text{ m-7}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	10,10	10,22	10,85	12,23	12,94	13,56	14,36	15,57	17,16
2	q_{RNK}	—	0,80598	0,79822	0,77067	0,69984	0,67883	0,65432	0,62526	0,59187	0,58508
3	$q_k = 1 - (q_{RNK} + \sum_1^4 q)$	—	—	—	—	0,20639	0,21162	0,21838	0,22633	0,22589	0,22810
4	t_8	$^\circ\text{C}$	451,3	450,8	449,5	446,5	445,5	444,0	442,5	441,0	440,7
5	Δt_{2-8}	$^\circ\text{C}$	69,2	69,7	71,0	74,0	75,0	76,5	78,0	79,5	79,8
6	$\eta_{RNK}^{380/300/40}$	—	0,41875	0,41658	0,413635	0,40715	0,40554	0,40394	0,40231	0,40059	0,39978
7	$\eta_{RNK}^{380/300/34}$	—	—	—	—	0,40130	0,39971	0,39808	0,39646	0,39473	0,39391
8	$\eta_{RNK+RIV}^{380/300/34}$	—	—	—	—	0,44564	0,43793	0,44050	0,43620	0,41956	0,41817
9	$\eta^{308/300/40}$					0,39333					
10	$\eta^{380/80/20}$					0,40334					
11	$\eta^{380/70/15}$					0,40432					

Uwagi:

1. $\eta^{380/300/40}$ — sprawność obiegu „idealnego” (bez strat ciśnienia, $\Delta p=0$) z dwoma przegrzewami międzystopniowymi (300, 40 ata) bez regeneracji.
2. $\eta^{380/80/20}$ — sprawność obiegu „idealnego” (bez strat ciśnienia, $\Delta p=0$) z dwoma przegrzewami międzystopniowymi (80, 20 ata) bez regeneracji.
3. $\eta^{380/70/15}$ — sprawność obiegu „idealnego” (bez strat ciśnienia, $\Delta p=0$) z dwoma przegrzewami międzystopniowymi (70, 15 ata) bez regeneracji.
4. Dla obiegów według rubryk: 9, 10, 11, $p_4=p_1=380$ ata.

(w przybliżeniu) i entalpii, którą z kolei obliczamy z bilansu:

$$i_8 = i_A + \Delta i_{2-B'} q_{RNK}. \quad (4)$$

Entalpię w punkcie m (stan na wylocie z mieszalnika — początek sprężania całości czynnika G_1 do stanu w punkcie 7) znajdujemy jako:

$$i_m = i_7 - (L_p)_{m-7}. \quad (5)$$

Następnie określamy entalpię strumienia czynnika $(1 - q_{RNK})$ w punkcie $4'$, który został wstępnie sprężony od stanu w punkcie XI — końca wstępnego podgrzewu regeneracyjnego — za pomocą czterech upustów na parę kondensującą się, a mianowicie:

$$i_{4'} = \frac{i_m - i_5 q_{RNK}}{1 - q_{RNK}}. \quad (6)$$

Po znalezieniu dalszych punktów charakterystycznych obiegu obliczamy sprawność termiczną. Dla uwidocznienia wpływu strat ciśnienia na pracę wymiennika pokazano na rys. 1c przykład, jak zmienia się natężenie względne przepływu czynników q_{RNK} oraz temperatura końcowa t_8 strumienia G_1 grzanego regeneracyjnie, przy założeniu strat ciśnienia równych 10% ciśnienia wlotowego. Z interpretacji rys. 1b i 1c widać, że wpływ strat ciśnienia jest znaczny. Dalszą konsekwencją jest poważne zwiększenie pracy pompy sprężającej czynnik G_2 od punktu m do punktu 7, co ma również zasadniczy wpływ na obniżenie sprawności omawianego obiegu.

W tabeli 1 podano rezultaty obliczeń sprawności obiegu parowo-wodnego według rys. 1 — $\eta_{RNK+RIV}^{380/300/34}$ — rubryka 8. Jako porównywalne obiegi przyjęto: obieg stosujący wyłącznie regeneracyjny podgrzew w wymienniku „nadkrytycznym” (punkt 4 leży na izobarze p_1 , ciepło od punktu 4 do punktu $4'$ dostarczane jest z „zewnątrz”, np. od spalin wylotowych z kotła) — $\eta_{RNK}^{380/300/34,40}$ — rubryka 6 i 7, oraz obiegi nie stosujące podgrzewu regeneracyjnego wody zasilającej kocioł — $\eta^{380/300/40}$, $\eta^{380/80/20}$, $\eta^{380/70/15}$ — rubryki 9, 10 i 11. Dodatkowo podano również takie wielkości charakterystyczne jak: praca pompy sprężającej czynnik od stanu w punkcie m do stanu w punkcie 7 — $(L_p)_{m-7}$ — rubryka 1; względne natężenie przepływu strumienia czynnika (wody) w wymienniku regeneracyjnym „nadkrytycznym” — q_{RNK} — rubryka 2; względne natężenie przepływu czynnika w kondensatorze — q_k — rubryka 3; temperaturę czynnika zasilającego urządzenie kotłowe — $t_8[^\circ\text{C}]$ — rubryka 4 oraz różnicę temperatur pomiędzy strumieniami czynnika G_1 i G_2 na wlocie z wymiennika $\Delta t_{2-8}[^\circ\text{C}]$ — rubryka 5.

4. Wnioski

Jak wynika z przeprowadzonych rozważań, obliczenia cieplne wymiennika regeneracyjnego na parametry nadkrytyczne są utrudnione ze względu na brak sprawdzonych odpowiednich zależności kryterialnych.

Silne zmiany właściwości fizycznych czynników w pobliżu punktu krytycznego sprawiają, że stosowane dotąd metody obliczeń powodują duże błędy. Jedną z możliwości jest podział wymiennika cieplnego, w którym przynajmniej jeden z czynników ma parametry nadkry-

tyczne, na sekcje, których ilość zależy od wymaganej dokładności obliczeń. Woda jest czynnikiem, który posiada dość wysokie parametry krytyczne. W obszarze nadkrytycznym dla wody, do stosunkowo wysokich ciśnień, właściwości cieplne czynnika ulegają znacznym zmianom. Na skutek silnej zmiany ciepła właściwego wody w obszarze nadkrytycznym, strumień podgrzewany posiada na wylocie z wymiennika regeneracyjnego znacznie niższą temperaturę aniżeli strumień grzewczy (tab. 1, rubryka 5). Prowadzi to do obniżenia efektywności nadkrytycznego podgrzewu regeneracyjnego.

Korzystniej pod tym względem przedstawiają się takie czynniki jak np.: dwutlenek węgla (CO_2), ósmiofluorek węgla (C_4F_8), sześćfluorek siarki (SF_6), amoniak (NH_3) i dwutlenek siarki (SO_2) [3, 13, 22]. Czynniki te posiadają w porównaniu z wodą niskie parametry krytyczne. W obiegach stosujących takie czynniki możliwy jest wysoki stopień regeneracji (obiegi zbliżone do obiegów turbin gazowych) i podgrzew czynnika zasilającego urządzenie kotłowe do temperatur znacznie wyższych od temperatur krytycznych.

Najwięcej uwagi poświęca się, sądząc po ilości danych literaturowych, dwutlenkowi węgla. Ten ostatni czynnik posiada korzystne właściwości termodynamiczne, a mianowicie: można uzyskać wyższą sprawność w porównaniu z obiegami parowo-wodnymi o tych samych parametrach początkowych oraz nadaje się świetnie jako czynnik chłodzący w reaktorach jądrowych. Nowością są obecnie czynniki dysocjujące [20, 21, 22], które mogą się okazać konkurencyjne jako czynniki robocze w obiegach siłownianych.

aca wpłynęła do Redakcji we wrześniu 1971 r.

Literatura

- [1] R. Szewalski, *Obieg termodynamiczny lat siedemdziesiątych*. Przegląd Techniczny nr 3/1971, 7/1971.
- [2] R. Szewalski, *A New High Efficiency Steam Power Cycle With High-Temperature Regeneration*. Bull. de l'Acad. Pol. de sc. vol. XIX, No 3, 1971.
- [3] E. G. Feher, *The Supercritical Thermodynamic Power Cycle*. Advances in Energy Conversion Engineering, Miami Beach, Florida, August 13 - 17, 1967, s. 37 - 44.
- [4] A. I. Andriuszczenko, *Termodynamiczne obliczenia optymalnych parametrów elektrowni ciepłych*. WNT, Warszawa 1965.
- [5] M. E. Szczicman, *Tiepłootdacza k wodie, kisloroda i dwuokisi ugleroda w okołokriticzeskoj oblasti*. Tieploenergietika, nr 1/1959, s. 68.
- [6] W. A. Łokszin, I. E. Siemienowkier, *K rasczetu tiempieraturnogo rieżima radiacionnych powierchnostiej nagriewa kotłow swierchkriticzeskogo dawlenija*. Tieploenergietika, nr 9/1968, s. 21.
- [7] Z. A. Miropolskij, M. E. Szczicman, *Tiepłootdacza k wodie i paru pri pieriemiennoj tieplojemkosti (w okołokriticzeskoj oblasti)*. Żurnał Tiechniczeskoj Fiziki, t. 27, nr 10/1957, s. 2359.
- [8] B. S. Petukhov, E. A. Krasnoschekov, V. S. Protopopov, *An Investigation of Heat Transfer to Fluids Flowing in Pipes Under Supercritical Conditions*. Intern. Heat Transfer Conference, Boulder, USA, 1961.
- [9] W. B. Hall, J. D. Jackson, A. Watson, *Symposium on „Heat Transfer and Fluid Dynamics of Near Critical Fluids”*, pap. 3. A Rewiev of Forced Convection Heat Transfer to Fluids at Supercritical Pressures, Bristol 27 - 29, March, 1968.
- [10] M. P. Wukałowicz, *Tiermodinamiczeskije swojstwa wody i wodianogo para*. Moskwa - Berlin, 1958.
- [11] R. Ochęduszek, *Teoria maszyn ciepłych, cz. I i II*. PWT, Warszawa 1961.

- [12] M. P. Wukałowicz, I. I. Nowikow, *Tiechniczeskaja tiermodinamika*. Wyd. IV, Energija, Moskwa 1968.
- [13] N. Gašparović, *Fluide und Kreisprozesse für Wärmekraftanlagen mit grossen Einheitenleistungen*. BWK, bd. 21, Nr. 7, s. 347 - 394, Juli, 1969.
- [14] G. Angelino, *Real gas effects in carbon dioxide cycles*. Atom-kern-energie, II/1971, Nr. 1, Vol. 1, Vol. 17, s. 27 - 33.
- [15] D. P. Gochsztejn, W. Ł. Diechtjarjew, W. I. Kozorc, *Pierspiektiwnyje schiemy tiepłowych elektrostancij na uglekislocie*. Tiepłoeniergietyka, Nr 4/1971.
- [16] J. R. Hoffman, E. G. Feher, *150 Kwe supercritical closed cycle systems*. Pap. ASME 1970, GT-89, s. 11.
- [17] G. V. P. Watzel, *Sind CO₂ — Gasturbinenprozesse für einen schnellen Natriumgekühlten Brutreaktor wirtschaftlich*. BWK, Bd. 23, Nr. 9/1971, s. 395 - 400.
- [18] H. Pfost, K. Seitz, *Eigenschaften einer Anlage mit CO₂ — Gasturbinen-Prozess bei überkritischen Basisdruck*. BWK, Bd. 23, Nr. 9/1971, s. 400 - 405.
- [19] J. Charmanne, *Kernkraftanlage mit Niederdruck — CO₂ — Gasturbinenprozess*. BWK, Bd. 23, Nr. 9/1971, s. 406 - 412.
- [20] M. P. Wukałowicz, W. W. Altunin, *Thermophysical Properties of Carbon Dioxide*. London 1968.
- [21] H. Cheung, *Dissociating Gas as working fluid for Space Power Plant*. Advances in Energy Conversion Engineering, Miami Beach, Florida, August 13 - 17, 1967, s. 33 - 36.
- [22] M. A. Bażyn, W. P. Bubnow, W. B. Niesterenko, N. M. Szirajewa, *Optimalizacija paramietrow energietycznych ustanowok s priemienieniem dissociirujuszczich raboczich tieł*. Nauka i Technika, Minsk 1970.
- [23] B. Sedler, *Analiza parametrów termicznych siłowni dwuczynnikowej (około 1000 MW) przy zastosowaniu freonu-21 lub amoniaku w części niskotemperaturowej, ze szczególnym uwzględnieniem przypadku parametrów ponadkrytycznych na wlocie*. Opracowanie wewnętrzne IMP PAN, listopad, 1969.

Некоторые аспекты применения регенеративного теплообменника на сверхкритические параметры в пароводяном цикле тепловой силовой установки

Резюме

В работе обсуждается способ определения параметров на входе и выходе из регенеративного теплообменника на сверхкритическое рабочее давление.

В качестве примера описывается регенеративный теплообменник, в котором вода является греющей и подогреваемой средой [1, 2]. Доказывается, что при предположении относительного расхода среды в теплообменнике необходимы определенные разности температур на входе и выходе регенеративного теплообменника для достижения равенства минимальной разницы температур теплообменяющих сред внутри обменника и минимальной разности температур, реальной с технической точки зрения.

Из-за сильных изменений физических свойств среды, особенно в околоскритических режимах, расчет поверхности теплообмена нужно производить при предположении раздела обменника на k -секций, в которых имеются определенные давления и температуры на входе и на выходе. Для так подобранных секций можно применять конвенциональные формулы расчета теплообмена [5 ÷ 9].

Дан также пример применения регенеративного обменника на сверхкритические параметры в пароводяном теплосиловом цикле, модифицированном по отношению к варианту по [1, 2].

Добавочно перечисляются избранные позиции литературы, касающиеся теплосиловых циклов с применением неводяных сред.

Some Aspects of Application of a Regenerative Heat Exchanger for Supercritical Parameters in Steam- and Water Cycle of a Steam Power Plant

Summary

A method of determining the inlet and outlet parameters of a regenerative heat exchanger operating at supercritical working pressures is described.

A heat exchanger with water serving as the heating as well as the heated medium [1, 2] is exemplified. It was proved that on the assumption of relative flow rates of the medium through the exchanger determined temperature differences on the inlet and outlet sides are indispensable in order to have the minimum difference of temperatures inside the heat exchanger between the media exchanging the heat equal to the assumed minimum temperature difference feasible from the technical point of view.

Intense changes in physical properties of the medium, particularly within the near-critical region, make it necessary to calculate the heat exchange area on the assumption that the heat exchanger is divided into k -parts in which determined pressures as well as inlet and outlet medium temperatures exist. For the so selected parts conventional formulae for the heat-exchange [5 ÷ 9] can be used.

There is also exemplified the application of the regenerative heat exchanger for supercritical parameters in a steam- and water power-plant cycle slightly modified when compared with the concept presented in [1, 2].

A selected bibliography dealing with power-plant cycles where use is made of media other than water is listed.