

## 11 OBIEGI SIŁOWNI PAROWYCH

### 11.1. PODSTAWY TEORETYCZNE

#### 11.1.1. Obieg porównawczy siłowni parowych

Obiegiem o najwyższej sprawności przebiegającym pomiędzy dwoma źródłami ciepła o stałej temperaturze jest obieg Carnota. W obiegu tym najtrudniej jest zrealizować przemiany izotermiczne, przy których zachodzi jednocześnie sprężanie lub rozprężanie czynnika jak również wymiana ciepła z zewnętrznymi źródłami.

Przemiany izotermiczne łatwo można zrealizować przy zastosowaniu pary nasyconej, dlatego też znalazła ona zastosowanie w siłowniach parowych. Najtańszym czynnikiem, z którego można otrzymać parę nasyconą jest woda dlatego też w siłowniach parowych stosuje się niemal wyłącznie wodę.

Realizacja adiabatycznego rozprężania w obiegu siłowni parowej nie nastręcza większych trudności, natomiast adiabatyczne sprężanie pary nasyconej mokrej jest wysoce nieopłacalne i technicznie nierealne.

Uzyskanie możliwie największej sprawności siłowni parowej wymaga zasilania silnika parą o możliwie najwyższej temperaturze a zatem zachodzi konieczność stosowania pary przegrzanej.

W dotychczas stosowanych urządzeniach siłowni nie ma możliwości realizacji przemiany izotermicznej przy tworzeniu się pary przegrzanej. Stwierdzić należy, że ze wzrostem temperatury pary przegrzanej rośnie rozbieżność między obiegiem siłowni parowej a obiegiem Carnota.

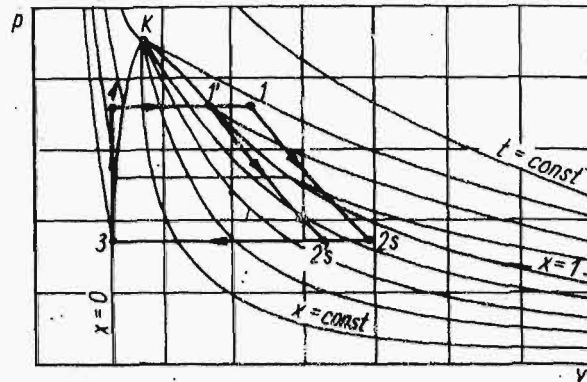
Trudności w realizacji niektórych przemian dla pary w obiegu Carnota jak również nieodwracalność poszczególnych prze-

mian w siłowni parowej są powodem tego, że obieg Clausiusa-Rankina został uznany za obieg porównawczy dla siłowni parowych.

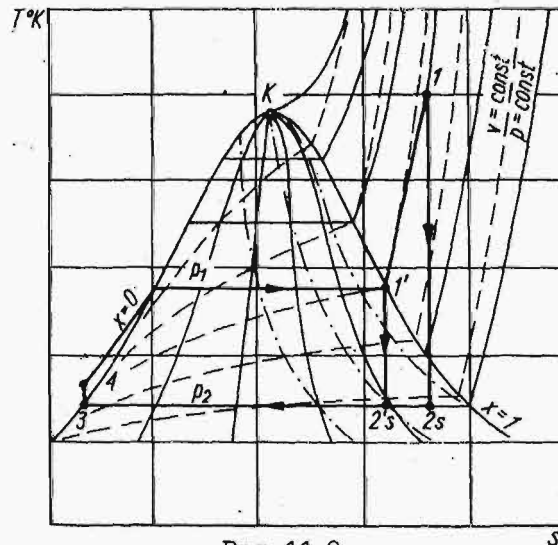
### Obieg Clausiusa-Rankine'a

Na rysunkach 11.1, 11.2, 11.3 zilustrowano przebieg obiegu Clausiusa-Rankine'a dla pary wodnej:

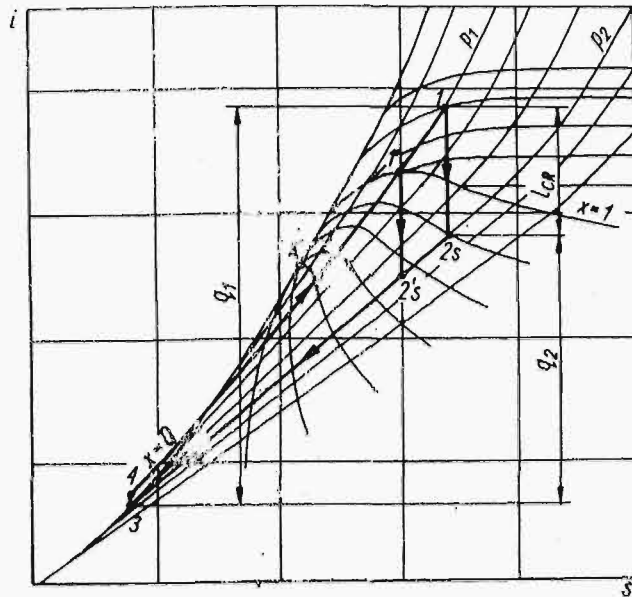
- punktami  $1' - 2'_s - 3 - 4$  oznaczono obieg w obszarze pary wodnej nasyconej
- punktami  $1 - 2_s - 3 - 4$  oznaczono obieg zrealizowany w obszarach pary nasyconej i przegrzanej.



Rys. 11.1



Rys. 11.2



Rys. 11.3

Gdy ciśnienie w kotle nie jest zbyt wysokie, a zatem praca sprężania cieczy w pompie (odcinek 3-4) jest nieznaczna w porównaniu z pracą rozprężania w silniku (odcinek 1-2<sub>s</sub> lub 1' - 2'<sub>s</sub>), przyjmuje się, że punkt 4 pokrywa się z punktem 3 (w układzie T-s oraz i-s) a w układzie p-v linia 3-4 pokrywa się z kierunkiem osi p.

Obliczenie podstawowych wielkości obiegu:

- sprawność termiczna obiegu Clausiusa-Rankine'a

$$\eta_{CR} = \frac{l_{CR}}{q_1} = \frac{i_1 - i_{2s}}{i_1 - i_3}, \quad (11.1)$$

$$q_1 = i_1 - i_3, \quad i_3 = i'_2 = i_{wz}, \quad (11.2)$$

gdzie:  $i_{wz}$  - entalpia właściwa wody zasilającej kocioł;

- praca właściwa obiegu Clausiusa-Rankine'a ( $l_{CR}$ )

$$l_{CR} = i_1 - i_{2s} - v'_2(p_1 - p_2) \cdot 10^{-3}, \quad (11.3)$$

$$l_{CR} = i_1 - i_{2s} \quad \text{kJ/kg}, \quad (11.3a)$$

$$l_{CR} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - v_2' (p_1 - p_2), \quad (11.4)$$

$$l_{CR} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (11.4a)$$

Ze względu na małą wartość  $v_2' (p_1 - p_2)$  - pomija się ją we wzorach (11.3a), (11.4a).

Jednostkowy rozchód pary na 1 kW·h

$$d = \frac{3600}{l_{CR}} = \frac{3600}{i_1 - i_{2s}} \quad \text{kg/kW·h} \quad (11.5)$$

#### 11.1.2. Obieg siłowni przy zastosowaniu międzystopniowego przegrzania pary

Przebieg obiegu zilustrowano na rys.11.4. Stosowanie tego obiegu pozwala na zwiększenie sprawności obiegu w stosunku do sprawności  $\eta_{CR}$ , co uzależnione jest od ciśnienia, przy którym odbywa się międzystopniowe przegrzanie pary.

Obliczenie podstawowych wielkości dla ww. obiegu:

- ciepło doprowadzone do obiegu  $q_1$

$$q_1 = q_1' + q_1'', \quad (11.6)$$

$$q_1' = i_1 - i_2' \quad \text{gdzie: } i_2' = i_3, \quad (11.6a)$$

$$q_1'' = i_{II} - i_I;$$

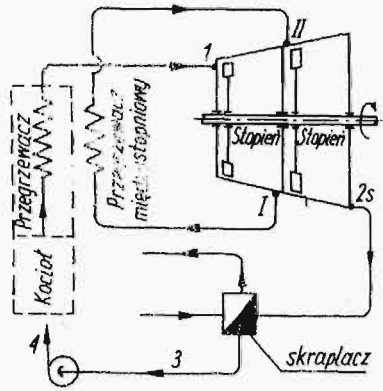
- praca obiegu

$$l_{ob} = l_I + l_{II}, \quad (11.6c)$$

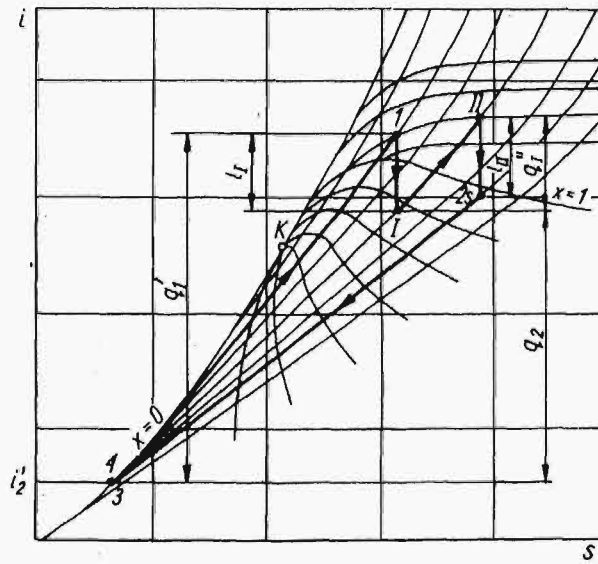
$$l_I = i_1 - i_I \quad (\text{I stopień}); \quad (11.6d)$$

$$l_{II} = i_{II} - i_{2s} \quad (\text{II stopień}); \quad (11.6e)$$

a)



b)



Rys. 11.4

- sprawność termiczna obiegu

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_I + i_{II} - i_{2s}}{i_1 - i_3 + i_{II} - i_I} \quad (11.6f)$$

Aby sprawność obiegu z międzystopniowym przegrzaniem była większa od  $\eta_{CR}$ , musi być spełniony następujący warunek:

$$\frac{i_{II} - i_I}{s_{2s} - s_1} > \frac{i_1 - i_2'}{s_1 - s_2'}$$

### 11.1.3. Obieg siłowni regeneracyjnej

Obieg charakteryzuje się tym, że woda zasilająca kocioł podgrzewana jest parą pobieraną z turbiny przez upusty (zacze-  
py) tzw. parą upustową.

Na rys.11.5 pokazano obieg z dwoma zacze-  
pami oraz z wy-  
miennikami przeponowymi do podgrzewania wody zasilającej ko-  
ciół.

Obliczenie podstawowych wielkości dla ww. obiegu:

- praca obiegu

$$L_{reg} = D_1(i_1 - i_I) + (D_1 - D_I)(i_I - i_{II}) + \\ + (D_1 - D_I - D_{II})(i_{II} - i_{2s}), \quad (11.6g)$$

$$l_{reg} = i_1 - i_I + \left(1 - \frac{D_I}{D_1}\right)(i_I - i_{II}) + \left(1 - \frac{D_I}{D_1} - \frac{D_{II}}{D_1}\right)(i_{II} - i_{2s}); \quad (11.6h)$$

- ciepło doprowadzone

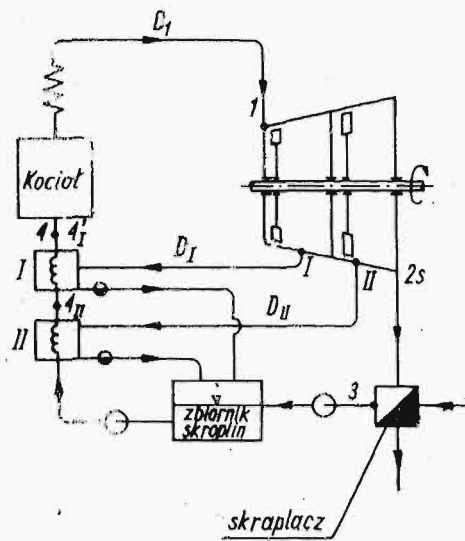
$$Q_1 = D_0(i_1 - i_4), \quad (11.6i)$$

$$q_1 = i_1 - i_4; \quad (11.6j)$$

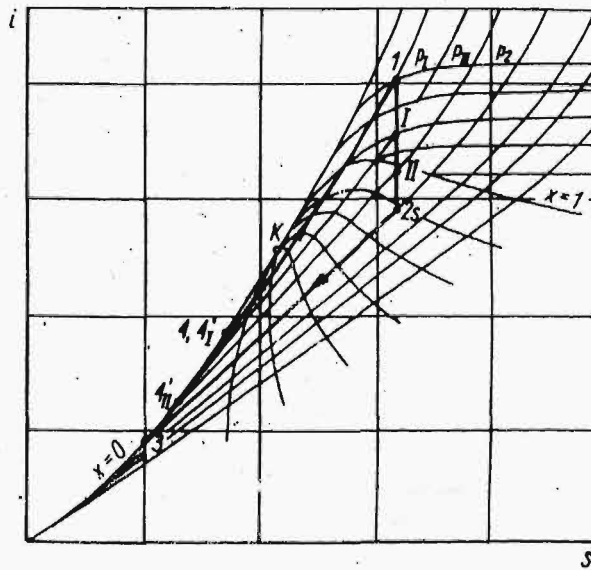
- sprawność termiczna obiegu

$$\eta_{reg} = \frac{l_{reg}}{i_1 - i_4}. \quad (11.6k)$$

a)



b)



Rys. 11.5

## 11.2. ZADANIA

11.2.1. Turbina parowa siłowni pracującej wg obiegu Clausiusa-Rankina'a zasilana jest parą o ciśnieniu  $p_1 = 14,5$  bar i suchości  $x = 0,97$ . Zakładając ciśnienie pary po rozprężeniu w turbinie  $p_2 = 0,1$  bar. Określić:

- sprawność termiczną obiegu Clausiusa-Rankine'a  $\eta_{CR}$ ,
- pracę wykonaną przez 1 kg pary  $l_{CR}$ ,
- jednostkowy rozchód pary na 1 kW·h d.

Rozwiązanie

Obliczenie  $\eta_{CR}$  dokonuje się na podstawie wzoru (11.1). Entalpię  $i_1$  oraz  $i_{2s}$  najwygodniej jest określić z wykresu i-s, natomiast  $i_2'$  z tabl.9:

$$i_1 = 2732 \text{ kJ/kg}, \quad i_{2s} = 2006 \text{ kJ/kg}, \quad i_2' = 191,9 \text{ kJ/kg},$$

$$\eta_{CR} = \frac{2732 - 2006}{2732 - 191,9}, \quad \eta_{CR} = 0,286.$$

Dokładne obliczenie  $i_{CR}$  dokonuje się wg wzoru (11.3)

$$l_{CR} = 2732 - 2006 - 0,0010103(14,5 - 0,1)10^5 \cdot 10^{-3},$$

$$l_{CR} = 724,5 \text{ kJ/kg}.$$

Obliczenia dokonuje się wg wzoru (11.5)

$$d = \frac{3600}{724,5} \quad d = 4,97 \text{ kg/kW·h}$$

11.2.2. Dla siłowni parowej pracującej wg obiegu Clausiusa-Rankine'a przy ciśnieniu w kotle  $p_1 = 20$  bar i w skraplaczu  $p_2 = 0,2$  bar określić: sprawność  $\eta_{CR}$  oraz jednostkowy rozchód pary d na 1 kW·h, jeśli dopływająca do silnika para miała:  $x = 0,95$ ,  $x = 1$ ,  $t_p = 250^\circ\text{C}$ ,  $t_p = 350^\circ\text{C}$ .

Odp.

	$x = 0,95$	$x = 1$	$t_p = 250^\circ\text{C}$	$t_p = 350^\circ\text{C}$
$\eta_{CR}$	0,277	0,279	0,281	0,2925
$d \frac{\text{kg}}{\text{kW}\cdot\text{h}}$	5,29	5,075	4,84	4,27



11.2.3. Kocioł siłowni parowej pracującej wg obiegu Clausiusa-Rankine'a zasilany jest paliwem o wartości opałowej  $Q_w = 22\ 000\ \text{kJ/kg}$  i wytwarza w ciągu godziny  $\dot{m} = 30\ 000\ \text{kg/h}$  pary o parametrach  $p = 100\ \text{bar}$  i temperaturze  $t_{pp} = 450^\circ\text{C}$ .

Obliczyć:

- moc turbiny  $N$  w kW, jeśli ciśnienie w skraplaczu  $p_2 = 0,1\ \text{bar}$ ,
  - zapotrzebowanie paliwa  $B$  kg/h dla siłowni, jeśli sprawność kotła  $\eta_k = 0,8$  a temperatura wody zasilającej kocioł  $t_{wz} = 90^\circ\text{C}$ ,
  - sprawność termiczną obiegu  $\eta_{CR}$ .
- Odp.  $N = 10,3\ \text{MW}$ ;  $B = 4880\ \text{kg/h}$ ;  $\eta_{CR} = 0,422$ .

11.2.4. Turbina parowa o mocy  $N = 15\ 000\ \text{kW}$  zasilana jest parą o ciśnieniu  $p = 110\ \text{bar}$  i temperaturze  $t_{pp} = 500^\circ\text{C}$ . Zakładając, że turbina wchodzi w skład siłowni pracującej wg obiegu Clausiusa-Rankine'a określić:

- godzinowe zapotrzebowanie wody chłodzącej  $W_s$  dla skraplacza (kondensatora), jeśli ciśnienie w skraplaczu  $p_2 = 0,1\ \text{bar}$  a woda podgrzewa się o  $\Delta t = 10\ \text{deg}$ ,
  - zapotrzebowanie powietrza  $V'$  dla kotła odniesione do warunków  $p = 1\ \text{bar}$  i  $t = 0^\circ\text{C}$ , jeśli w kotle spalane jest paliwo o udziałach masowych  $c = 0,65$ ,  $h = 0,03$ ,  $o = 0,07$ ,  $s = 0,02$ ,  $w = 0,10$ ,  $A = 0,13$  przy współczynniku nadmiaru powietrza  $\lambda = 1,6$ . Obliczenia wykonać przy sprawności kotła  $\eta_k = 0,82$ , i temperaturze wody zasilającej kocioł  $t_{wz} = 100^\circ\text{C}$ ;
  - sprawność termiczną obiegu  $\eta_{CR}$ .
- Odp.  $W_s = 1,882 \cdot 10^6\ \text{kg/h}$ ;  $V' = 62\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$ ;  $\eta_{CR} = 0,438$ .

11.2.5. Obliczyć o ile zmieni się sprawność termiczna oraz jednostkowy rozchód pary na  $1\ \text{kW}\cdot\text{h}$  w siłowni cieplnej pracującej wg obiegu Clausiusa-Rankine'a, jeśli ciśnienie pary podniesiono z  $p_1 = 10\ \text{bar}$  na  $p'_1 = 50\ \text{bar}$ , zachowując tę samą temperaturę pary  $t_{pp} = 400^\circ\text{C}$  oraz ciśnienie w kondensatorze  $p_2 = 0,1\ \text{bar}$ .

Odp.  $\eta'_{CR} - \eta_{CR} = 0,072$  (sprawność wzrasta o 7,2%).

$d - d' = 0,52\ \text{kg}/(\text{kW}\cdot\text{h})$  (jednostkowy rozchód pary zmalał o  $0,52\ \text{kg}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ ).

11.2.6. Obliczyć sprawność termiczną oraz jednostkowy rozchód pary  $d$   $\text{kg}/(\text{kW}\cdot\text{h})$  dla siłowni pracującej wg obiegu Clausiusa-Rankine'a, jeśli silnik zasilany jest parą o ciśnieniu  $p_1 = 20$  bar i temperaturze  $t_{pp} = 400^\circ\text{C}$ . Zadanie rozwiązać przy ciśnieniu w skraplaczu:  $p_2 = 1$  bar,  $0,5$  bar,  $0,1$  bar,  $0,05$  bar.

Odp.

$p_2$ bar	1	0,5	0,1	0,05
$\eta_{CR}$	0,2345	0,265	0,324	0,346
$d \frac{\text{kg}}{\text{kW}\cdot\text{h}}$	5,42	4,66	3,63	3,35

11.2.7. Określić temperaturę pary zasilającej turbinę i ciśnienie w skraplaczu  $p_2$ , jeśli dla wytworzenia 1 kg pary w kotle doprowadza się  $3100 \text{ kJ/kg}$ . Ciśnienie pary  $p_1 = 70$  bar a temperatura skroplin opuszczających skraplacz  $t_2 = 45,5^\circ\text{C}$ .

Odp.  $t_1 = 454^\circ\text{C}$ ;  $p_2 = 0,1$  bar.

11.2.8. W siłowni parowej pracującej przy parametrach pary  $p_1 = 100$  bar i  $t_{pp} = 400^\circ\text{C}$  i ciśnieniu w skraplaczu  $p_2 = 0,05$  bar zastosowano turbinę z międzystopniowym przegrzaniem pary do  $t = 380^\circ\text{C}$  przy ciśnieniu  $p_I = 20$  bar. Określić:

- sprawność termiczną obiegu  $\eta_t$  i porównać ze sprawnością termiczną obiegu Clausiusa-Rankine'a  $\eta_{CR}$ ,
- pracę wykonaną przez 1 kg pary w I i II stopniu turbiny,  $l_I$   $l_{II}$ ,
- ilość ciepła przejętą przez 1 kg pary w międzystopniowym przegrzewaczu zabudowanym w kanale spalinowym kotła.

Rozwiązanie

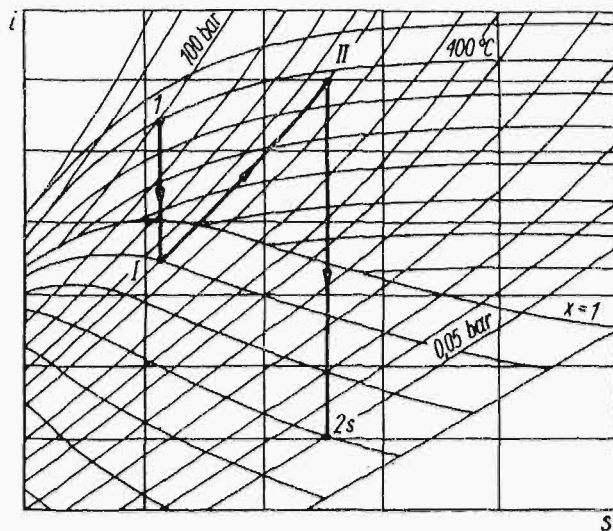
Na wykresie  $i-s$  rys.11.6 zilustrowano przebieg przemian obiegu w obrębie turbiny.

Sprawność termiczną obiegu z międzystopniowym przegrzaniem pary oblicza się wg wzoru (11.6f):

$$i_1 = 3090 \text{ kJ/kg}, \quad i_{II} = 3200 \text{ kJ/kg}, \quad i_2' = 136,4 \text{ kJ/kg},$$

$$i_I = 2730 \text{ kJ/kg}, \quad i_{2s} = 2150 \text{ kJ/kg},$$

$$\eta_t = \frac{3090 - 2730 + 3200 - 2150}{3090 - 136,4 + 3200 - 2730}, \quad \eta_t = 0,412.$$



Rys. 11.6

Sprawność termiczną obiegu Clausiusa-Rankine'a  $\eta_{CR}$  oblicza się wg wzoru (11.3):

$$\eta_{CR} = \frac{3090 - 1894}{3090 - 136,4},$$

$$\eta_{CR} = 0,405,$$

$$\eta_t > \eta_{CR}.$$

Obliczenie  $l_I$  i  $l_{II}$  dokonuje się wg wzorów (11.6d) i (11.6e):

$l_I$  dla I stopnia

$$l_I = 3090 - 2730,$$

$$l_I = 360 \text{ kJ/kg};$$

$l_{II}$  dla II stopnia

$$l_{II} = 3200 - 2130,$$

$$l_{II} = 1050 \text{ kJ/kg}.$$

Ilość ciepła przejętą przez 1 kg pary w przegrzewaczu oblicza się ze wzoru:

$$q_{I-II} = i_{II} - i_I,$$

$$q_{I-II} = 3200 - 2730,$$

$$q_{I-II} = 470 \text{ kJ/kg}.$$

11.2.9. W siłowni cieplnej zastosowano turbinę z międzystopniowym przegrzaniem pary, zasilanej parą o ciśnieniu  $p_1 = 110 \text{ bar}$  i temperaturze  $t_{pp} = 450^\circ\text{C}$ . Zakładając ciśnienie w skraplaczu  $p_2 = 0,05 \text{ bar}$ . Określić:

- przy którym z podanych niżej ciśnień w przegrzewaczu międzystopniowym  $p_I = 40, 20, 10 \text{ bar}$  sprawność termiczna obiegu  $\eta_t$  będzie największa. W obliczeniach przyjąć, że temperatura pary za przegrzewaczem międzystopniowym  $t_{pp} = 400$ ;

- wydajność masową kotła  $\dot{m}$ , jeśli moc turbiny  $N = 20\,000 \text{ kW}$  a ciśnienie w przegrzewaczu międzystopniowym  $p_I = 20 \text{ bar}$ .

Odp.  $p_I = 20 \text{ bar}$ ,  $\dot{m} = 48\,250 \text{ kg/h}$ .

11.2.10. Dla siłowni parowej z regeneracją ciepła pracującej przy parametrach podanych na schemacie rys.11.7 określić:

- ilość pary  $m_I$  i  $m_{II}$  pobranej z I i II upustu (zaczepek) w czasie 1 godziny,

- sprawność termiczną obiegu z regeneracją ciepła i porównać z obiegiem Clausiusa-Rankine'a.

- ilość wody  $W_s$  dla skraplacza, przy temperaturze wody przed i po podgrzaniu  $t_{w1} = 15^\circ\text{C}$ ,  $t_{w2} = 30^\circ\text{C}$ .

Zilustrować obieg siłowni na wykresie T-s.



# Rozwiązanie

Na wykresie T-s rys.11.8 zilustrowano przebieg obiegu siłowni parowej z regeneracyjnym podgrzewaniem wody.

Posługując się wykresem i-s i tablicami dla pary wodnej określa się parametry pary w charakterystycznych punktach obiegu

	p bar	t °C	i kJ/kg	i. kJ/kg
1	50	400	3192	1155
I	10	187	2798	763
II	1,5	110	2466	465
2	0,0881	45	2102	190,3

Ilość pary pobranej z upustów  $\dot{m}_I$  i  $\dot{m}_{II}$  oblicza się z następujących równań bilansu:

- masowego pary

$$\dot{m}_I + \dot{m}_{II} + \dot{m}_2 = \dot{m}_1, \quad (a)$$

- ciepła wymiennika powierzchniowego I

$$\dot{m}_I(i_I - i'_I) = \dot{m}_1(i'_I - i'_{II}), \quad (b)$$

- ciepła wymiennika powierzchniowego II

$$\dot{m}_{II}(i_{II} - i'_{II}) = \dot{m}_1(i'_{II} - i_k), \quad (c)$$

- ciepła zbiornika skroplin Z.K.

$$\dot{m}_I \cdot i'_I + \dot{m}_{II} \cdot i'_{II} + \dot{m}_2 \cdot i'_2 = \dot{m}_1 \cdot i_k. \quad (d)$$

Wartość  $\dot{m}_I$  oblicza się z równania bilansu ciepła b:

$$\dot{m}_I = \dot{m}_1 \frac{i'_I - i'_{II}}{i_I - i'_I} = 80\,000 \frac{763 - 465}{2798 - 763} = 11\,710 \text{ kg/h.}$$

Wartość  $\dot{m}_{II}$  oblicza się po rozwiązaniu układu równań bilansów cieplnych a, c, d:

$$\dot{m}_{II} = \frac{\dot{m}_1(i'_{II} - i'_2) - \dot{m}_I(i_I - i'_2)}{i_{II} - i'_2},$$

$$\dot{m}_{II} = \frac{80\,000(455,0 - 190,3) - 11\,710(763 - 190,3)}{2466 - 190,3},$$

$$\dot{m}_{II} = 6725 \text{ kg/s}.$$

Sprawność termiczną  $\eta_t$  oblicza się wg wzoru (11.6k) po uprzednim obliczeniu pracy obiegu wg wzoru (11.6h):

$$l_{reg} = 3192 - 2793 + \left(1 - \frac{11\,710}{80\,000}\right)(2793 - 2466) + \\ + \left(1 - \frac{11\,710}{80\,000} - \frac{6725}{80\,000}\right)(2466 - 2102) \text{ kJ/kg},$$

$$l_{reg} = 392 + 0,8335 \cdot 332 + 0,7695 \cdot 364,$$

$$\eta_t = \frac{955}{3190 - 763} = \frac{955}{2427}$$

$$\eta_t = 0,393.$$

$$\eta_{CR} = \frac{3190 - 2100}{3190 - 190,3}$$

$$\eta_{CR} = 0,363,$$

$$\eta_t > \eta_{CR}.$$

Ilości wody  $W_s$  oblicza się na podstawie bilansu ciepła po stronie skraplanej pary i po stronie wody chłodzącej

$$Q = \dot{m}_2(i_2 - i'_2),$$

$$Q = W_s(i_{w2} - i_{w1}).$$

Z porównania równań wyznacza się

$$W_s = \dot{m}_2 \frac{i_2 - i'_2}{i_{w2} - i_{w1}}.$$

Wartość  $\dot{m}_2$  określa się ze wzoru (1):

$$\dot{m}_2 = 80\,000 - (11\,500 + 6900)$$

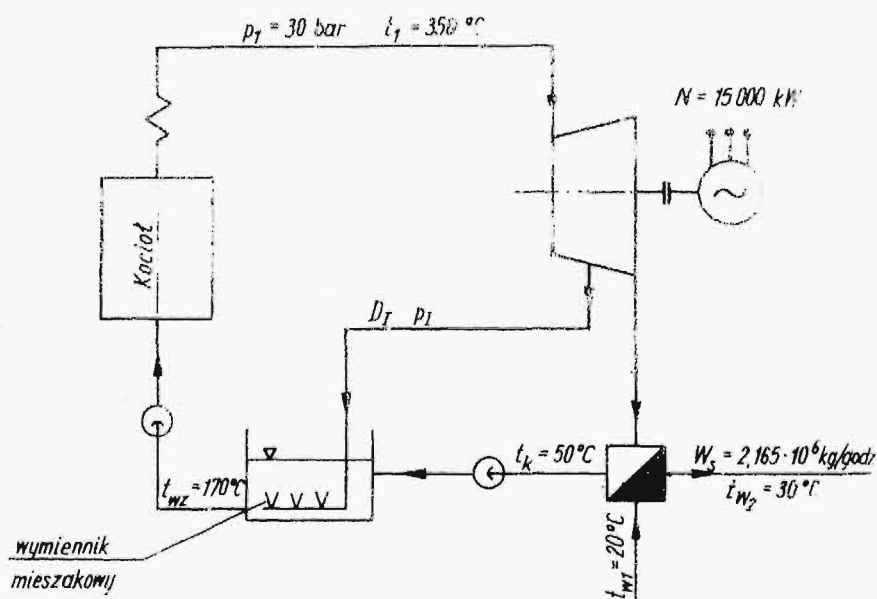
$$\dot{m}_2 = 61\,600 \text{ kg/h.}$$

$i_{w2}$ ,  $i_{w1}$  - odczytuje się z tabl.10

$$W_s = 61\,600 \frac{2102 - 190,3}{125,7 - 63}$$

$$W_s = 1\,870\,000 \text{ kg/h.}$$

11.2.11. Na rys.11.9 podano schemat siłowni parowej z regeneracyjnym podgrzewaniem wody w wymienniku mieszkowym (bezpośrednie podgrzewanie wody przez wtrysk pary do wody).



Rys.11.9

Dla podanych na schemacie parametrów, przyjmując sprawność termiczną siłowni  $\eta_t = 0,38$ , określić:

- wydajność kotła  $\dot{m}_1$  zasilającego turbinę o mocy  $N = 15\,000 \text{ kW}$  zasilanej parą o ciśnieniu  $p_1 = 30 \text{ bar}$  i tem-



temperaturze  $t_1 = 350^{\circ}\text{C}$ , przy temperaturze wody zasilającej kocioł  $t_{wz} = 170^{\circ}\text{C}$ ;

- parametry pary upustowej  $p_I$ ,  $x_I$ ,  $t_I$  oraz ilość pary pobranej z upustu  $\dot{m}_I$ , jeśli zapotrzebowanie wody dla skraplacza  $\dot{m}_I$  wynosiło  $W_S = 2,65 \cdot 10^6 \text{ kg/h}$  przy  $t_{w1} = 20^{\circ}\text{C}$  i  $t_{w2} = 30^{\circ}\text{C}$ .

Odp.  $\dot{m}_1 = 59\,500 \text{ kg/h}$ ;  $\dot{m}_I = 12\,950 \text{ kg/h}$ ;  $p_I = 2 \text{ bar}$ ;  
 $x_I = 0,93$ ;  $t_I = 118^{\circ}\text{C}$ .

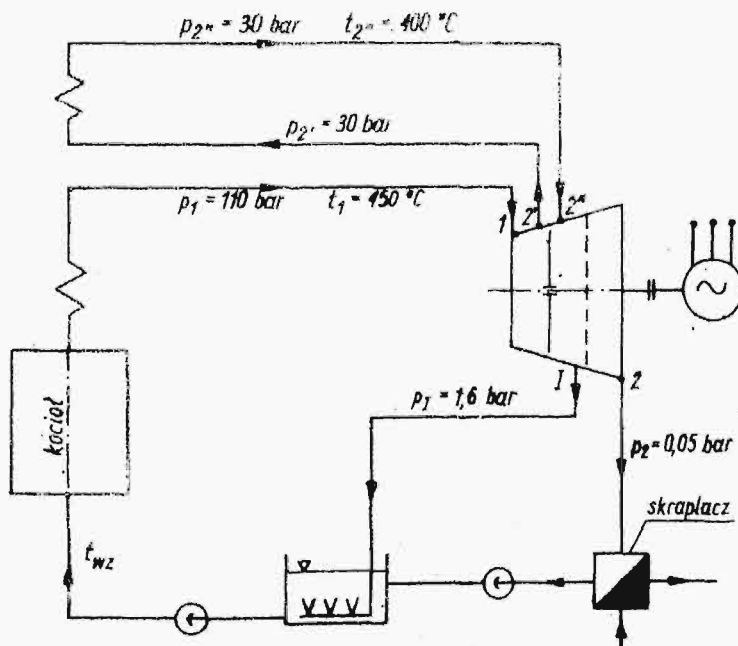
11.2.12. Dla siłowni parowej pracującej wg schematu i parametrów podanych na schemacie rys.11.10 określić:

- sprawność termiczną obiegu  $\eta_t$ , jeśli 50% całkowitej ilości pary doprowadzonej do turbiny skrapla się w skraplaczu. Porównać sprawność  $\eta_t$  ze sprawnością Clausiusa-Rankine'a

$\eta_{CR}$ :

- temperaturę wody zasilającej kocioł  $t_{wz}$ .

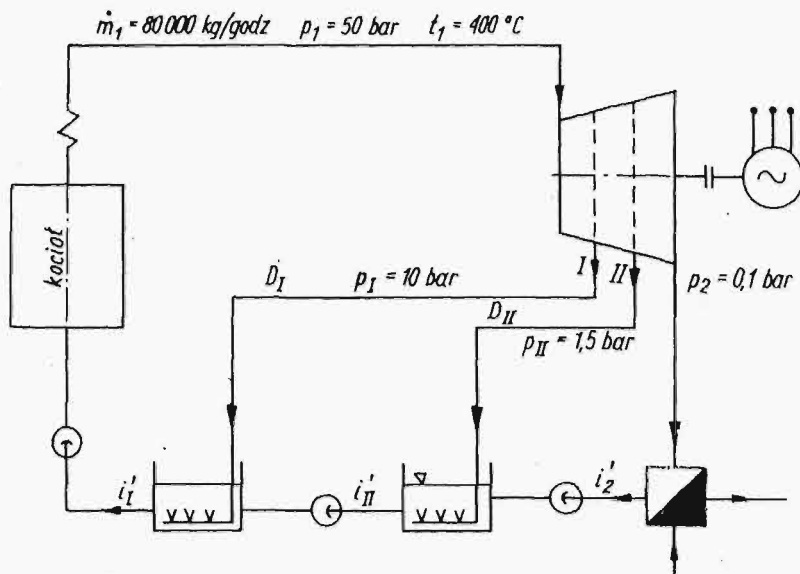
Zilustrować obieg na wykresie  $i-s$ ,  $P-s$ .



Rys. 11.10

Odp.  $\eta_t = 0,552$ ;  $\eta_{CR} = 0,415$ ;  $\eta_t > \eta_{CR}$ ,  
 $t_{wz} = 303^\circ\text{C}$ .

11.2.13. Na rysunku 11.11 podano układ siłowni parowej z regeneracyjnym podgrzewaniem wody w podgrzewaczach mieszkowych.



Rys. 11.11

Dla parametrów w charakterystycznych punktach podanych na schemacie określić:

- ilość pary pobranej z I i II zaczepek  $\dot{m}_I$ ,  $\dot{m}_{II}$ ,
- sprawność termiczną obiegu  $\eta_t$ ,
- temperaturę wody zasilającej kocioł  $t_{wz}$

Odp.  $\dot{m}_I = 9900 \text{ kg/h}$ ;  $\dot{m}_{II} = 8600 \text{ kg/h}$ ,  $\eta_t = 0,401$ ;  
 $t_{wz} = 179^\circ\text{C}$ .

11.2.14. Turbina parowa kondensacyjna pracująca ze sprawnością wewnętrzną  $\eta_i = 0,8$  zasilana jest parą o ciśnieniu  $p_1 = 100 \text{ bar}$  i temperaturze pary  $t_1 = 450^\circ\text{C}$ . Określić entalpię właściwą  $i_2$  oraz stopień suchości  $x_2$  pary opuszczającej turbinę, jeśli ciśnienie w skraplaczu  $p_2 = 0,1 \text{ bar}$ .

