

GRZEGORZ KOWALSKI
Katedrą Mechaniki Technicznej

SPRAWNOŚĆ TERMODYNAMICZNA KONDENSACJI

W pracy zaproponowano nowe ujęcie obiegu porównawczego Clausiusa-Rankine a klasycznej siłowni parowej. Podług tego ujęcia w obiegu porównawczym kondensacja działa odwracalnie, a ekspansja pary kończy się przy ciśnieniu nasycenia odpowiadającym temperaturze otoczenia. W związku z tym oprócz stosowanych dotychczas sprawności składowych wprowadzono pojęcie termodynamicznej sprawności kondensacji.

Przy ocenie rzeczywistych obiegów siłowni parowych jako obieg porównawczy stosuje się ogólnie obieg Clausiusa-Rankine a. Praca uzyskana w rzeczywistym obiegu siłowni parowej jest mniejsza od pracy wykonanej w obiegu Clausiusa-Rankine a. Straty pracy są spowodowane przez nieodwracalność procesów termodynamicznych przebiegających w rzeczywistej siłowni. Jednym z takich nieodwracalnych procesów jest wymiana ciepła pomiędzy rozprężoną parą a otoczeniem, odbywająca się za pośrednictwem wody chłodzącej skraplacz.

Gdyby zjawisko wymiany ciepła pomiędzy rozprężoną parą a otoczeniem przebiegało w sposób odwracalny, w skraplaczu panowałoby ciśnienie nasycenia $P_{2,0}$, odpowiadające temperaturze otoczenia (otaczającego powietrza atmosferycznego). Na skutek nieodwracalności wymiany ciepła ciśnienie w skraplaczu jest wyższe od $p_{2,0}$.

Stratę pracy wywołaną nieodwracalnością działania kondensacji uwzględniano w dotychczasowych obliczeniach w ten sposób, że jako końcowe ciśnienie rozprężania pary przyjmowano, przy rozpatrywaniu obiegu porównawczego, ciśnienie rzeczywiście panujące w skraplaczu. Na rysunku 1 przedstawiono schemat klasycznej siłowni parowej, rysunek 2 zaś przedstawia w układzie (i,s) przemiany zachodzące w tej siłowni.

*S. Ochęduszek: Teoria Maszyn Ciężkich cz. II, 1953, str. 49, 50.

Efektywną sprawność termiczną obiegu $\eta_{e,ob}$ obliczano dotychczas jako iloczyn następujących sprawności składowych:

Sprawność mechaniczna turbiny

$$\eta_m = \frac{\mathcal{A}l_e}{\mathcal{A}l_i}$$

Sprawność wewnętrzna turbiny

$$\eta_i = \frac{\mathcal{A}l_i}{\mathcal{A}l_o}$$

Sprawność termodynamiczna rurociągu

$$\eta_r = \frac{\mathcal{A}l_o}{\mathcal{A}l_{GR}}$$

Sprawność termiczna obiegu porównawczego Clausiusa-Rankine'a

$$\eta_{CR} = \frac{\mathcal{A}l_{CR}}{q_1}$$

$$\eta_{e,ob} = \frac{\mathcal{A}l_e}{q_1} = \eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_r \cdot \eta_{CR} \quad (1)$$

Widać stąd, że strata pracy spowodowana przez nieodwracalność kondensacji pozostawała jakby w formie utajonej i wpływała na zmniejszenie wielkości η_{CR} .

Aby wyraźnie uwidocznic wpływ nieodwracalności kondensacji na ekonomiczność siłowni parowej, autor niniejszej pracy proponuje, by obieg porównawczy Clausiusa-Rankine'a rozpatrywać przy odwracalnym działaniu kondensacji. Pracę wykonaną w tym obiegu oznaczono symbolem $\mathcal{A}l_{CR_0}$ i przedstawiono w układzie (i, s) na rysunku 3. Rozprężanie pary w proponowanym obiegu porównawczym kończy się przy ciśnieniu P_{2s} , równym ciśnieniu nasycenia dla temperatury otoczenia.

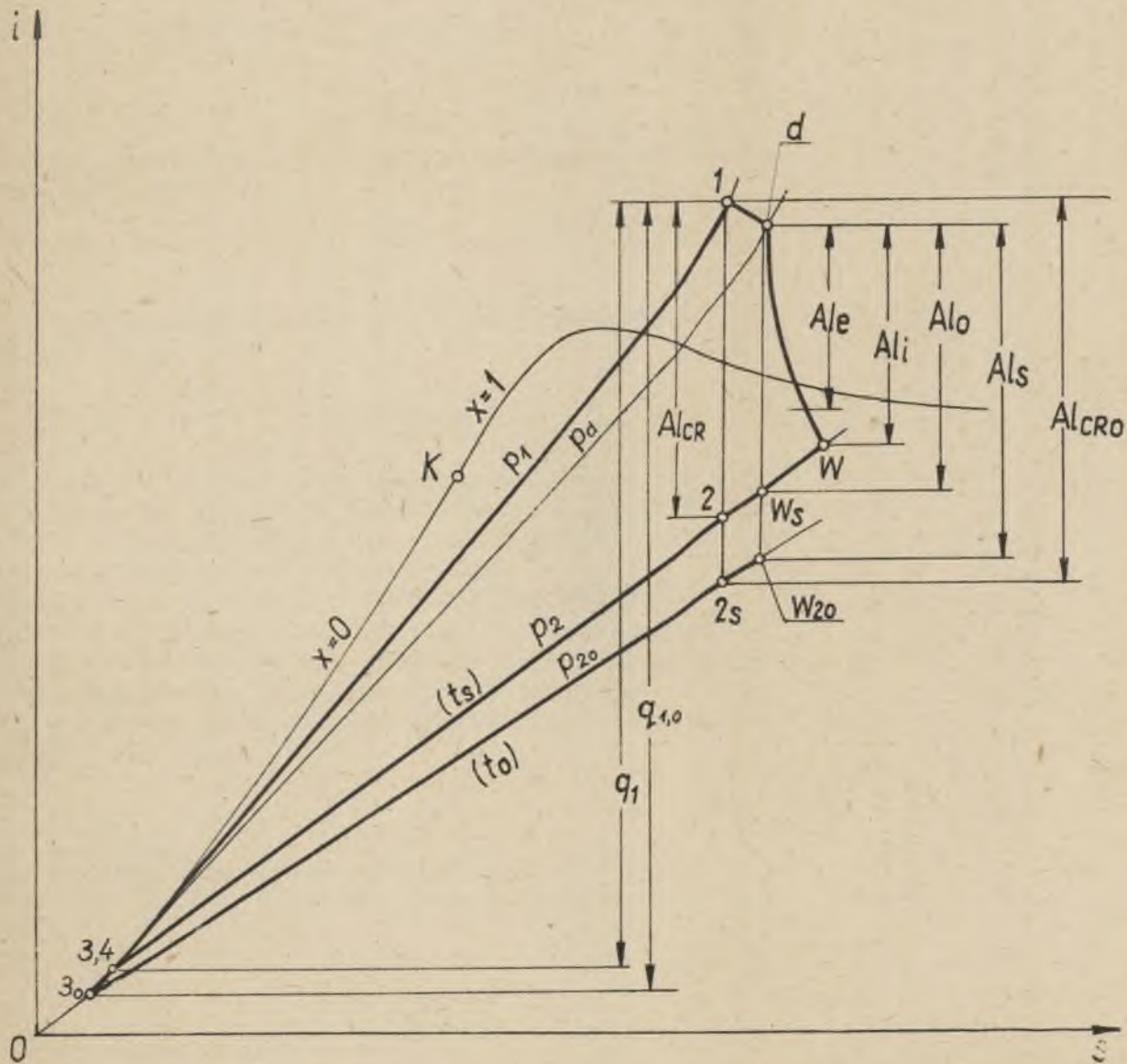
Po takim ustaleniu obiegu porównawczego efektywną sprawność termiczną obiegu oblicza się również jako iloczyn sprawności składowych z tym, że definicje niektórych z nich trzeba zmodyfikować:

Sprawność mechaniczna (bez zmiany)

$$\eta_m = \frac{\mathcal{A}l_e}{\mathcal{A}l_i} \quad (2)$$

Sprawność wewnętrzna (bez zmiany)

$$\eta_i = \frac{\mathcal{A}l_i}{\mathcal{A}l_o} \quad (3)$$



Rys. 3

Sprawność termodynamiczna kondensacji

$$\eta_s = \frac{\mathcal{A}l_o}{\mathcal{A}l_s} \cdot \frac{q_{1,0}}{q_1} \quad (4)$$

Sprawność termodynamiczna rurociągu

$$\eta_r = \frac{\mathcal{A}l_s}{\mathcal{A}l_{CR_o}} \quad (5)$$

Sprawność termodynamiczna obiegu porównawczego Clausiusa-Rankine'a

$$\eta_{CR_o} = \frac{\mathcal{A}l_{CR_o}}{q_{1,0}} \quad (6)$$

Efektywna sprawność termiczna w proponowanym obiegu porównawczym

$$\eta_{e,ob} = \frac{\mathcal{A}l_e}{q_1} = \eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_s \cdot \eta_r \cdot \eta_{CR_o} \quad (7)$$

Obok stosowanych dotychczas sprawności pojawia się więc nowo wprowadzona sprawność termodynamiczna kondensacji [wzór (4)], a ponadto ulega nieznacznej zmianie definicja termodynamicznej sprawności rurociągu.

Dla lepszego wyjaśnienia wprowadzonej wielkości η_s zaznaczono na rysunku 3 w układzie (i, s) oprócz pracy $\mathcal{A}l_{CR_o}$ nowego obiegu porównawczego, pracę $\mathcal{A}l_{CR}$ dotychczasowego obiegu porównawczego. Z wykresu przedstawionego na rysunku 3 wynika druga możliwość zdefiniowania sprawności kondensacji, a mianowicie:

$$\eta_s = \frac{\mathcal{A}l_{CR}}{\mathcal{A}l_{CR_o}} \cdot \frac{q_{1,0}}{q_1} \quad (8)$$

wówczas definicja sprawności termodynamicznej rurociągu pozostaje bez zmiany w porównaniu z definicją dotychczas stosowaną

$$\eta_r = \frac{\mathcal{A}l_o}{\mathcal{A}l_{CR}} \quad (9)$$

Wzór (7) pozostaje nadal słuszny.

Zalety i wady pierwszego i drugiego ujęcia powinny być przedmiotem dyskusji.

Z podanego niżej szczegółowego przykładu wynika, że straty pracy spowodowane przez nieodwracalność działania

Kondensacji są większe niż straty zawinione przez rurociąg, co nasuwa myśl obliczenia termodynamicznej sprawności kondensacji na pierwszym miejscu, według ujęcia drugiego. Za takim określeniem przemawia też wzgląd czysto praktyczny: pozostałe sprawności oblicza się dokładnie tak jak dotychczas.

Poniżej podano przykład obliczenia sprawności termodynamicznej kondensacji według ujęcia pierwszego i drugiego w oparciu o dane zaczerpnięte z pracy S. Ochędusзки Teoria Maszyn cieplnych, część II, str. 53.

$p_1 = 30 \text{ at a}$	$t_1 = 450^\circ\text{C}$	$i_1 = 797,7 \text{ kcal/kg}$
$p_d = 27 \text{ at a}$	$t_d = 440^\circ\text{C}$	$i_d = 793,3 \text{ "}$
$p_2 = 0,05 \text{ at a}$	$t_2 = 32,6^\circ\text{C}$	$i_2 = 515,5 \text{ "}$
		$i_{ws} = 496,5 \text{ "}$
		$i_{20} = 495,7 \text{ "}$
		$i_{ws_0} = 496,5 \text{ "}$

Przyjmując $t_0 = 20^\circ\text{C}$, otrzymuje się

$p_{20} = 0,0238 \text{ at a}$		
$\Delta l_{CR_0} = 301,8 \text{ kcal/kg}$	$\Delta l_{CR} = 282,0 \text{ kcal/kg}$	
$\Delta l_s = 296,8 \text{ kcal/kg}$	$\Delta l_0 = 276,2 \text{ kcal/kg}$	

Według wariantu pierwszego termodynamiczna sprawność rurociągu i kondensacji wynosi

$$\eta_{r_1} = \frac{\Delta l_s}{\Delta l_{CR_0}} = \frac{296,8}{301,8} = 98,34\%$$

$$\eta_{s_1} = \frac{\Delta l_0}{\Delta l_s} \cdot \frac{q_{1,0}}{q_1} = \frac{276,2}{296,8} \cdot \frac{777,7}{765,1} = 94,59\%$$

Według wariantu drugiego wielkości te mają wartości następujące:

$$\eta_{r_2} = \frac{\Delta l_0}{\Delta l_{CR}} = \frac{276,2}{282,0} = 97,94\%$$

$$\eta_{s_2} = \frac{\Delta l_{CR}}{\Delta l_{CR_0}} \cdot \frac{q_{1,0}}{q_1} = \frac{282,0}{301,8} \cdot \frac{777,7}{765,1} = 94,97\%$$

Widzimy zatem, że

oraz

$$\eta_{r_1} > \eta_{r_2}$$

$$\eta_{s_1} < \eta_{s_2}$$

Różnice pomiędzy otrzymanymi wartościami są niewielkie.

Otrzymano 8 stycznia 1957 r.