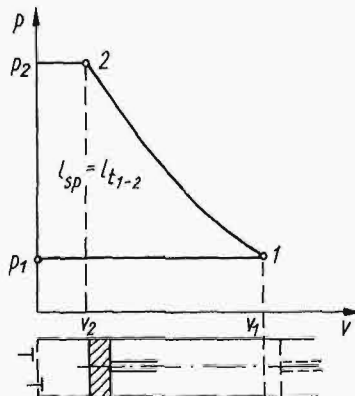


7 SPRĘŻARKI TŁOKOWE

7.1. PODSTAWY TEORETYCZNE

Maszyna, która kosztem energii pobranej z obcego źródła podnosi ciśnienie gazu, nazywa się sprężarką.

Na rys.7.1 w układzie $p-v$ przedstawiono teoretyczny przebieg procesu sprężania gazu. Prosta p_1-1 odpowiada zasysaniu czynnika, który w końcowym położeniu tłoka wypełnia cały cylinder o objętości V_1 . Po zamknięciu zaworów następuje sprężanie gazu, wywołane ruchem tłoka w lewą stronę, do momentu osiągnięcia ciśnienia p_2 i objętości v_2 . Przy dalszym ruchu tłoka w czasie, w którym otwarty jest zawór wylotowy następuje wypchnięcie gazu na zewnątrz.

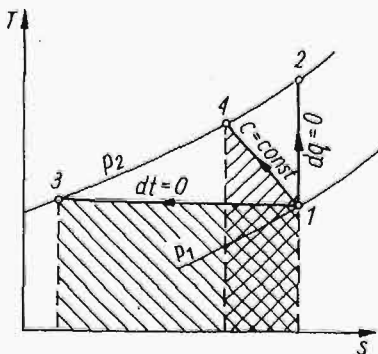


Rys.7.1

Praca teoretyczna potrzebna do sprężenia 1 kg czynnika równa jest pracy technicznej przemiany:

$$l_{sp} = l_{t1-2}.$$

Wielkość tej pracy przy stałej różnicy p_2-p_1 dla tego samego gazu zależy od rodzaju przemiany. Na rys.7.2 pokazano przemianę adiabatyczną (1.2), izotermiczną (1.3) i politropową (1.4) w układzie $T-s$. Zakreskowane pola pod przemianami



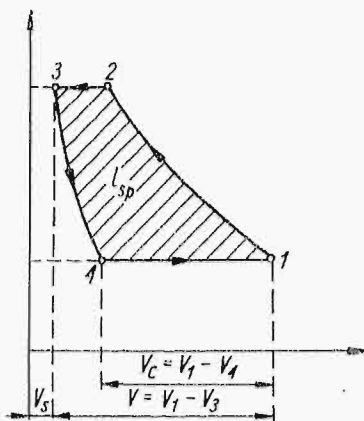
Rys.7.2

są miarą ilości ciepła, które należy odprowadzić od czynnika w czasie sprężania.

Ogólne teoretyczne zapotrzebowanie pracy oraz ilość odprowadzonego ciepła w czasie sprężania czynnika można obliczyć ze wzorów:

$$l_{sp1-2} = \frac{z}{z-1} \cdot p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{z-1}{z}} - 1 \right], \quad (7.1)$$

$$q_{1-2} = c(T_2 - T_1). \quad (7.2)$$



Rys.7.3

Praca sprężania (włożona) obliczona wg wzoru (7-1) jest wielkością dodatnią, zgodnie z tym, co zostało powiedziane w rozdziale 2.

Można również przy obliczaniu pracy korzystać ze wzorów (5.30d) i (5.32), z tym że wtedy wynik ma wartość ujemną.

Ilość gazu, który sprężarka rzeczywiście zasysa do cylindra jest mniejsza od objętości cylindra i objętości skokowej, na skutek istnienia tzw. przestrzeni szkodliwej V_s (rys.7.3).

Objętość skokowa

$$V = V_1 - V_s.$$

Przestrzeń (objętość) szkodliwą określa się zwykle stosunkiem:

$$\varepsilon_s = \frac{V}{V_s} \cdot 100\%. \quad (7.3)$$

Objętość rzeczywiście zassanego czynnika w wyniku rozprężania się gazu wypełniającego objętość szkodliwą wynosi:

$$V_c = V_1 - V_4.$$

Wielkość tę określa się objętościowym współczynnikiem zassania

$$\lambda_o = \frac{V_c}{V} = \frac{V_1 - V_4}{V} = \frac{V + V_s - V_4}{V}. \quad (7.4a)$$

Oznaczając wykładnik politropowego rozprężania gazu w przestrzeni szkodliwej od stanu 3 do 4 przez z_o , można współczynnik λ_o wyrazić zależnością:

$$\lambda_o = 1 - \varepsilon_s \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{z_o}} - 1 \right]. \quad (7.4b)$$

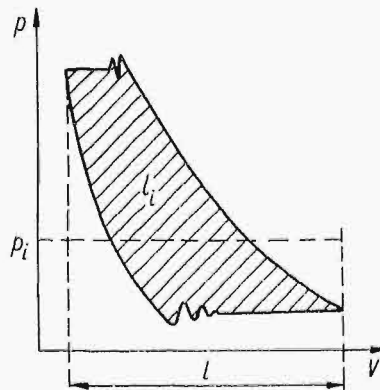
Pracę teoretyczną sprężarki rzeczywistej (z przestrzenią szkodliwą) oblicza się z równania:

$$l_{sp} = l_{t1-2} - l_{t4-3}. \quad (7.5)$$

W rzeczywistości wykres przebiegu ciśnień w cylindrze sprężarki odbiega w pewnym stopniu od wykresu teoretycznego (rys.7.3).

Dlatego badając sprężarkę sporządza się zwykle wykres indykatorowy (rys.7.4). Służy on do wyznaczania (drogą planimetrowania) wielkości pracy zużytej na sprężanie czynnika w cylindrze. Dzieląc powierzchnię pola figury przez długość wykresu l otrzymuje się tzw. średnie ciśnienie indykowane p_i .

Moc indykowana sprężarki jednocyndrowej jednostronnego działania oblicza się ze wzoru:



Rys.7.4

$$N_i = \frac{S h p_i \omega}{2}, \quad (7.6)$$

gdzie: S - powierzchnia czynna tłoka $[m^2]$,

h - skok tłoka $[m]$,

p_i - średnie ciśnienie indykowane $[N/m^2]$,

ω - prędkość kątowa wału sprężarki $[rad/s]$.

Moc sprężarki teoretycznej (wzorcowej)

$$N_t = \dot{m} l_{sp}, \quad (7.7)$$

gdzie: \dot{m} - masowa wydajność sprężarki teoretycznej.
Sprawność indykowaną określa stosunek:

$$\eta_i = \frac{N_t}{N_i}. \quad (7.8)$$

Moc silnika napędzającego sprężarkę rzeczywistą musi być jednak większa od mocy indykowanej o wielkość strat mechanicznych. Wielkość tych strat określa sprawność mechaniczna sprężarki

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e}, \quad (7.9)$$

gdzie: N_e - moc efektywna (na wale) sprężarki.

Ze wzrostem ciśnienia końcowego (p_2) praca sprężarki jedno-stopniowej staje się coraz mniej korzystna. Powoduje to wzrost temperatury czynnika (T_1) oraz objętości V_4 . Dlatego przy wyższych ciśnieniach końcowych przeważnie realizowane są sprężarki dwu- lub wielostopniowe.

Przy założeniu równych temperatur końcowych w poszczególnych stopniach obowiązują zależności:

dla sprężarki dwustopniowej

$$x = \frac{p_2}{p_1} = \sqrt{\frac{p_3}{p_1}}, \quad (7.10)$$

dla sprężarki wielostopniowej

$$x = \sqrt[n]{\frac{p_k}{p_1}}, \quad (7.11)$$

gdzie: x - stopień sprężania,
 n - ilość stopni sprężania,
 p_1 - ciśnienie przed sprężarką,
 p_2 - ciśnienie za pierwszym stopniem,
 p_3 - ciśnienie za drugim stopniem,
 p_k - ciśnienie za ostatnim stopniem.

7.2. ZADANIA

7.2.1. Sprężarka idealna (pracująca bez przestrzeni szkodliwej) zasysa powietrze w ilości $\dot{V} = 0,03 \text{ m}^3/\text{s}$ o ciśnieniu $p_1 = 0,98 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ i $T_1 = 290^\circ\text{K}$ (17°C) i spręża je do $p_2 = 0,8 \text{ MN/m}^2$. Obliczyć teoretyczną moc silnika sprężarki i ilość chłodzącej cylindry wody, jeżeli przyrost jej temperatury wynosi $\Delta T_w = 15 \text{ deg}$. Obliczenia przeprowadzić dla izotermicznego, adiabatycznego i politropowego sprężania przy $z = 1,2$.

Rozwiązanie

Sprężanie izotermiczne

Pracę sprężania obliczyć można ze wzoru (5.18b)

$$l_{sp} = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Ponieważ $RT_1 = p_1 v_1$ oraz $L_{sp} = m l_{sp}$, to

$$N_1 = L_{sp1} = \dot{m} p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = p_1 \dot{V}_1 \cdot 2,303 \lg \frac{p_2}{p_1},$$

więc

$$N_1 = 0,98 \cdot 10^5 \cdot 0,03 \cdot 2,303 \cdot \lg \frac{8 \cdot 10^5}{0,98 \cdot 10^5} = 6170 \text{ W},$$

$$N_1 = 6,17 \text{ kW}.$$

Ciepło odprowadzone od czynnika przy $dT = 0$

$$\dot{Q}_1 = N_1 = L_{sp1},$$

zatem ilość wody chłodzącej

$$\dot{m}_{w1} = \frac{N_1}{\Delta T_w c_w} = \frac{6170}{15 \cdot 4187} = 0,0982 \text{ kg/s},$$

gdzie

$$c_w = 4187 \text{ J/(kg} \cdot \text{deg)}.$$

Sprężanie adiabatyczne

Opierając się na zależności (5.23d) i (5.26) można napisać:

$$N_2 = L_{sp2} = \frac{k}{k-1} p_1 \dot{V}_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

$$N_2 = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 0,98 \cdot 10^5 \cdot 0,03 \left[\left(\frac{8 \cdot 10^5}{0,98 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right],$$

$$N_2 = 8,46 \text{ kW}.$$

Ilość chłodzącej wody $\dot{m}_w = 0$.

Sprężanie politropowe ($z = 1,2$)

$$N_3 = L_{sp3} = \frac{z}{z-1} p_1 \dot{V}_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{z-1}{z}} - 1 \right],$$

$$N_3 = \frac{1,2}{1,2-1} \cdot 0,98 \cdot 10^5 \cdot 0,03 \left[\left(\frac{8 \cdot 10^5}{0,98 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} - 1 \right],$$

$$N_3 = 7,42 \text{ kW}.$$

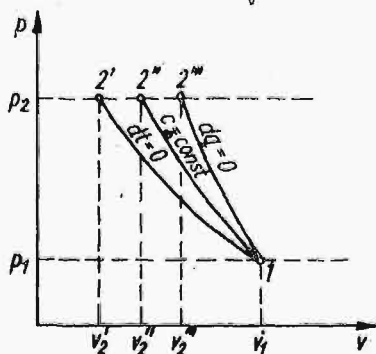
Ilość odprowadzonego ciepła obliczono z zależności (5.33b)

$$\dot{Q}_3 = \dot{m} c_v \frac{z-k}{z-1} (T_2 - T_1),$$

przy czym

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{z-1}{z}} = 290 \left(\frac{8}{0,98} \right)^{\frac{0,2}{1,2}} = 412^\circ \text{K};$$

dla powietrza $c_v = 0,723 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{deg)}$.



Rys.7.5

Wydajność masową sprężarki \dot{m} określono z równania stanu gazu;

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{p_1 \cdot \dot{V}_1}{R \cdot T_1} = \frac{0,98 \cdot 10^5 \cdot 0,03}{287 \cdot 290} = \\ &= 0,0353 \text{ kg/s}, \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_3 = 0,0353 \cdot 723 \cdot \frac{1,2-1,4}{1,2-1} (412-290)$$

$$\dot{Q}_3 = -3115 \text{ J/s} = -3155 \text{ W}.$$

Ostatecznie ilość wody chłodzącej

$$\dot{m}_{w3} = \frac{\dot{Q}_3}{\Delta T c_w} = \frac{3115}{15 \cdot 4187} = 0,0496 \text{ kg/s}.$$

Przebieg poszczególnych przemian pokazano na rys.7.5.
Zestawienie wyników.

Przemiana	Moc teoretyczna N_t , kW	Ilość wody chłodzącej, kg/s
izotermiczna	6,170	0,0982
adiabatyczna	8,460	0,00
politropowa ($z = 1,2$)	7,420	0,0496

7.2.2. Sprężarka pracująca bez przestrzeni szkodliwej spręża $\dot{V} = 0,1666 \text{ m}^3/\text{s}$ od ciśnienia $p_1 = 0,98 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ do ciśnienia $p_2 = 6,38 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$. Obliczyć moc teoretyczną silnika napędzającego sprężarkę, jeżeli sprężanie jest:

- izotermiczne,
- adiabatyczne,
- politropowe: $z = 1,3$.

Odp. $N_1 = 30,5 \text{ kW}$, $N_2 = 40,6 \text{ kW}$, $N_3 = 38,3 \text{ kW}$.

7.2.3. Sprężarka (pracująca bez przestrzeni szkodliwej) zasysa powietrze o ciśnieniu $p_1 = 0,981 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ i $T = 300^\circ\text{K}$ (27°C) i spręża je do ciśnienia $p_2 = 3,92 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$. Moc teoretyczna silnika napędzającego sprężarkę $N_t = 80 \text{ kW}$. Sprężanie przebiega politropowo przy wykładniku $z = 1,3$. Obliczyć masową wydajność sprężarki oraz ilość wody przepływającej przez chłodnicę cylindra, jeżeli przyrost jej temperatury $\Delta T = 12,5 \text{ deg}$. O ile zmalała moc silnika napędzającego sprężarkę, jeżeli proces sprężania przebiegał izotermicznie przy tej samej wydajności sprężarki.

Odp. $\dot{m} = 0,54 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_w = 0,271 \text{ kg/s}$, $\Delta N_t = 19,4 \text{ kW}$.

7.2.4. Sprężarka spręża powietrze od ciśnienia $p_1 = 0,95 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ do ciśnienia $p_2 = 0,6 \text{ MN/m}^2$. Temperatura zasysanego powietrza wynosi $T_1 = 290^\circ\text{K}$ (17°C). Sprężanie

i rozprężanie powietrza znajdującego się w przestrzeni szkodliwej przebiega politropowo przy $z = 1,3$.

Obliczyć moc układu napędowego, jeżeli sprawność indykowana $\eta_i = 0,7$, sprawność mechaniczna $\eta_m = 0,89$ a masowa wydajność sprężarki $\dot{m} = 0,05 \text{ kg/s}$.

Ponadto obliczyć objętościowy współczynnik zasysania, jeżeli przestrzeń szkodliwa $\varepsilon_s = 4\%$ objętości skokowej.

Rozwiązanie

Na rys.7.3 pokazano teoretyczne zapotrzebowanie pracy L_{sp} potrzebnej do sprężania 1 kg czynnika. Z rysunku wynika, że

$$L_{sp} = L_{t1-2} - L_{t3-4};$$

korzystając z zależności (7.1):

$$L_{sp} = \frac{z}{z-1} p_1 \dot{V}_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{z-1}{z}} - 1 \right] - \frac{z}{z-1} p_4 \dot{V}_4 \left[\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{z-1}{z}} - 1 \right],$$

ponieważ $p_4 = p_1$, $p_3 = p_2$,

więc

$$L_{sp} = \frac{z}{z-1} p_1 (\dot{V}_1 - \dot{V}_4) \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{z-1}{z}} - 1 \right].$$

Objętość rzeczywiście zassanego czynnika

$$\dot{V}_1 - \dot{V}_4 = \frac{\dot{m} R T}{p_1} = \frac{0,05 \cdot 287 \cdot 290}{0,95 \cdot 10^5} = 0,0438 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Zatem

$$N_t = L_{sp} = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 0,98 \cdot 10^5 \cdot 0,0438 \left[\left(\frac{6}{0,95} \right)^{\frac{0,3}{1,3}} - 1 \right]$$

$$N_t = 9820 \text{ W}.$$

Ze wzorów (7.8), (7.9) wynika, że moc efektywna (na wale) wynosi:

$$N_e = \frac{N_t}{\eta_i \eta_m} = \frac{9820}{0,7 \cdot 0,89}$$

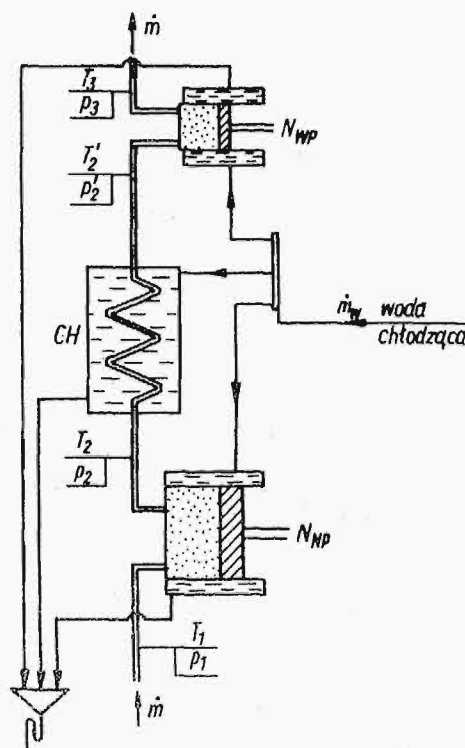
$$N_e = 15,75 \text{ kW.}$$

Współczynnik zasysania zgodnie ze wzorem (7.4b):

$$\lambda_o = 1 - \varepsilon_s \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{z_o}} - 1 \right] = 1 - 0,04 \left[\left(\frac{6}{0,95} \right)^{\frac{1}{1,3}} - 1 \right]$$

$$\lambda_o = 0,875.$$

7.2.5. Idealna dwustopniowa sprężarka (rys. 7.6) zasysa powietrze o temperaturze $T_1 = 297^\circ\text{K}$ (20°C) i ciśnieniu $p_1 = 10^5 \text{ N/m}^2$ sprężając je do ciśnienia $p_3 = 6 \text{ MN/m}^2$. Obliczyć moc silników napędzających oba stopnie sprężarki, całkowitą ilość wody chłodzącej, jeżeli wiadomo, że stopień sprężania w obu cylindrach jest równy. Przyrost temperatury wody $\Delta T_w = 15 \text{ deg.}$ Sprężanie powietrza w obu stopniach przebiega przy $z = 1,3$. Masowa wydajność sprężarki $\dot{m} = 0,2 \text{ kg/s}$. Przedstawić proces sprężania powietrza w układzie T-s.

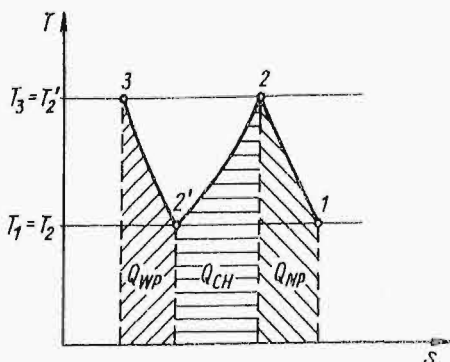


Rys.7.6

Rozwiązanie

Na rys.7.7 pokazano przebieg sprężania czynnika w układzie T-s:

- przemiana 1-2 obrazuje pracę cylindra niskoprężnego (NP),



Rys.7.7

- przemiana 2-2' obrazuje chłodzenie gazu w chłodnicy międzystopniowej,

- przemiana 2-3 ilustruje pracę cylindra wysokiego (WP).

Pola \dot{Q}_{NP} , \dot{Q}_{WP} , \dot{Q}_{CH} są miarą ilości ciepła odprowadzonego z cylindrów NP, WP i chłodnicy międzystopniowej.

Stopień sprężania obliczono wg zależności (7.10):

$$\frac{p_2}{p_1} = \sqrt{\frac{p_3}{p_1}} = \sqrt{\frac{60}{1}} = 7,74.$$

Teoretyczna moc silnika napędzającego cylinder NP zgodnie z wzorem (7.1) oraz równaniem stanu gazu wynosi:

$$N_{NP} = \dot{m} \frac{z}{z-1} \cdot R \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{z-1}{z}} - 1 \right],$$

$$N_{NP} = 0,2 \cdot \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 287 \cdot 298 \left[7,74^{0,231} - 1 \right] = 44\,700 \text{ W},$$

$$N_{NP} = 44,7 \text{ kW}.$$

Ponieważ stopnie sprężania w obu cylindrach są równe, więc

$$N_{NP} = N_{WP}$$

oraz

$$\dot{Q}_{NP} = \dot{Q}_{WP}.$$

Rozpatrując np. cylinder NP sprężarki można przeprowadzić następujące rozumowanie:

$$\dot{Q}_{NP} = \dot{I}_{NP} + \Delta \dot{U}_{NP}.$$

Wprowadzając współczynnik φ dla przemiany politropowej, obrazujący udział wzrostu energii wewnętrznej do ciepła w odniesieniu do 1 kg masy czynnika, można napisać:

$$\varphi = \frac{\Delta u}{\dot{q}} = \frac{c_v \cdot \Delta T}{c \cdot \Delta T} = \frac{c_v}{c} = \frac{c_v}{c_v \frac{z-k}{z-1}} = \frac{z-1}{z-k} = \text{const.}$$

Korzystając dalej z I równania termodynamiki otrzymano dla \dot{m} kg masy:

$$\dot{Q}_{NP} = \varphi \dot{Q}_{NP} + \dot{I}_{NP},$$

skąd

$$\dot{Q}_{NP} = \frac{\dot{I}_{NP}}{1 - \varphi} = \frac{\dot{I}_{NP}}{1 - \frac{z-1}{z-k}} = \frac{\dot{I}_{NP}(z-k)}{1-k},$$

zatem

$$\dot{Q}_{NP} = \frac{k-z}{z-1} \dot{I}_{NP} = \frac{k-z}{k-1} \cdot N_{NP}.$$

Wstawiając wartości liczbowe

$$\dot{Q}_{NP} = \frac{1,4-1,3}{1,4-1} \cdot 44\,700 = 11\,180 \text{ W},$$

więc

$$\dot{Q}_{NP} = \dot{Q}_{WP} = 11,18 \text{ kW}.$$

Moc cieplna chłodnicy międzystopniowej

$$\dot{Q}_{CH} = \dot{m} \cdot c_p (T_2 - T_2'),$$

gdzie: $T_2' = T_1$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{z-1}{z}} = 297 \cdot 7,74^{0,231} = 477^\circ \text{K},$$

ponieważ

$$c_p = 1 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{deg)},$$

więc

$$\dot{Q}_{CH} = 0,2 \cdot 1000 (477 - 297) = 36 \cdot 10^3 \text{ W} = 36 \text{ kW}.$$

Ostatecznie ilość wody chłodzącej wynosi:

- cylindry

$$\dot{m}_{NP} = \dot{m}_{WP} = \frac{\dot{Q}_{NP}}{\Delta T_w c_w} = \frac{11 \cdot 180}{15 \cdot 4187} = 0,178 \text{ kg/s};$$

- chłodnica międzystopniowa

$$\dot{m}_{CH} = \frac{\dot{Q}_{CH}}{\Delta T_w c_w} = \frac{36 \cdot 10^3}{15 \cdot 4187} = 0,573 \text{ kg/s}.$$

Zatem łączna ilość wody chłodzącej sprężarkę:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{NP} + \dot{m}_{WP} + \dot{m}_{CH},$$

$$\dot{m}_w = 0,178 + 0,178 + 0,573 = 0,929 \text{ kg/s},$$

$$\dot{m}_w = 0,929 \text{ kg/s}.$$

7.2.6. Maksymalna temperatura powietrza w cylindrze sprężarki zależna jest od właściwości oleju używanego do smarowania mechanizmów sprężarki.

Wiedząc, że największa temperatura czynnika nie może przekroczyć $T = 423^\circ\text{K}$ (150°C) obliczyć do jakiego ciśnienia można sprężyć $\dot{V} = 0,0695 \text{ m}^3/\text{s}$ powietrza o parametrach początkowych: $p_1 = 0,981 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ i $T_1 = 293^\circ\text{K}$ (20°C). Ilość wody chłodzącej cylinder $\dot{m}_w = 0,129 \text{ kg/s}$, a przyrost jej temperatury $\Delta T_w = 14 \text{ deg}$. Ponadto obliczyć moc teoretyczną napędu sprężarki traktując ją jako maszynę idealną.

$$\text{Odp. } p_2 = 8,95 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2, \quad N_t = 18,1 \text{ kW}.$$

7.2.7. Na jakie ciśnienie powinien być dobrany zawór bezpieczeństwa na króćcu tłocznym sprężarki idealnej, jeżeli maksymalna temperatura sprężanego powietrza nie może przekroczyć $T = 403^\circ\text{K}$ (130°C). Sprężarka zasysa $\dot{V} = 0,0528 \text{ m}^3/\text{s}$ czynnika o parametrach $p_1 = 1,01 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ i $T_1 = 290^\circ\text{K}$ (17°C). Obliczenia przeprowadzić dla dwóch różnych wydajności wody chłodzącej $\dot{m}_w' = 0,1112 \text{ kg/s}$ i $\dot{m}_w'' = 0,0556 \text{ kg/s}$ oraz w przypadku kiedy cylinder nie jest chłodzony.

$$\text{Odp. } p_2' = 9,75 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2, \quad p_2'' = 5,44 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2, \\ p_2''' = 3,19 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

7.2.8. Obliczyć moc teoretyczną zespołu napędowego dwustopniowej sprężarki idealnej o wydajności objętościowej $\dot{V} = 0,0778 \text{ m}^3/\text{s}$, odniesionej do parametrów powietrza zasysanego: $p_1 = 0,981 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ i $T_1 = 285^\circ\text{K}$ (12°C). Temperatura powietrza za chłodnicą międzystopniową równa jest temperaturze początkowej. Stopnie sprężania w obu cylindrach wynoszą $x_1 = x_2 = 5,0$. Obliczyć również moc teoretyczną silnika napędowego, jeżeli powietrze sprężono w tej samej ilości i do tego samego ciśnienia końcowego w idealnej sprężarce jedno-stopniowej. Ponadto wyznaczyć końcowe temperatury powietrza w obu przypadkach, zakładając, że sprężanie odbywało się adiabatycznie.

Odp. Dwustopniowe sprężanie $N_t = N_{NP} + N_{WP} = 31,2 \text{ kW}$,

$T_k = 453^\circ\text{K}$ (180°C);

Jednostopniowe sprężanie $N_t = 40,31 \text{ kW}$,

$T_k = 716^\circ\text{K}$ (443°C).

7.2.9. Sprężarka trójstopniowa zasysa powietrze o parametrach $p_1 = 0,981 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ i $T_1 = 300^\circ\text{K}$ (27°C) sprężając je do ciśnienia $p_k = 12,26 \text{ MN/m}^2$. Rzeczywista moc układu napędowego wynosi $N_e = 60 \text{ kW}$ przy sprawności ogólnej sprężarki $\eta_o = 0,75$. Zakładając, że sprężanie we wszystkich stopniach jest politropowe przy $z = 1,25$ obliczyć wydajność masową sprężarki. Wyznaczyć również ilość wody chłodzącej cylindry wszystkich stopni, jeżeli przyrost jej temperatury $\Delta T = 25 \text{ deg}$, oraz ilość wody chłodzącej chłodnicę międzystopniową. Narysować przebieg przemian na wykresie $T-s$ i $p-v$.
Wskazówka: Obliczając ilość ciepła odebranego czynnikiem w cylindrze sprężarki wygodnie jest skorzystać z zależności wyprowadzonej w zad. 7.2.6.

Odp. $\dot{m} = 0,092 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_{wcył.} = 0,1288 \text{ kg/s}$,

$\dot{m}_{wch} = 0,148 \text{ kg/s}$.

7.2.10. Sprężarka powietrza, jednostopniowa, jednostronnego działania o objętości skokowej $V = 0,1 \text{ m}^3$ i przestrzeni szkodliwej $V_s = 0,4 \text{ dm}^3$ zasysa powietrze o ciśnieniu $p_1 = 0,981 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ i spręża je do $p_2 = 5,59 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$. Sprężanie przebiega politropowo przy $z = 1,3$, rozprężanie

powietrza znajdującego się w przestrzeni szkodliwej - przy wykładniku $z = 1,25$. Obliczyć:

- objętościowy współczynnik zasysania,
- moc teoretyczną silnika napędzającego, jeżeli prędkość kątowna wału sprężarki wynosi $\omega = 52,4$ rad/s,
- moc efektywną silnika napędzającego, jeżeli $\eta_i = 0,85$, $\eta_m = 0,958$.

Odp. $\lambda_o = 0,874$, $N_t = 138,5$ kW, $N_e = 170$ kW.

7.2.11. Dwustopniowa sprężarka idealna (rys.7.8) zasysa powietrze o parametrach $p_1 = 0,98 \cdot 10^5$ N/m² i $T_1 = 290^\circ\text{K}$

(17°C). Powietrze za cylindrem pierwszego stopnia (NP) ma ciśnienie $p_2 = 0,6$ MN/m² i temperaturę $T_2 = 380^\circ\text{K}$ (107°C). W izobarycznej chłodnicy międzystopniowej temperatura gazu zostaje obniżona do $T'_2 = 310^\circ\text{K}$ (37°C). Ciśnienie na wylocie z cylindra wysokoprężnego (WP) ma parametry $p_3 = 1,7$ MN/m² i $T_3 = 400^\circ\text{K}$ (127°C). Woda chłodząca sprężarkę przepływa najpierw przez chłodnicę międzystopniową ogrzewając się o $\Delta T_w = 10$ deg, a następnie w równych ilościach chłodzi płaszcze cylindrów. Obliczyć przyrost temperatury w obu cylindrach sprężarki.

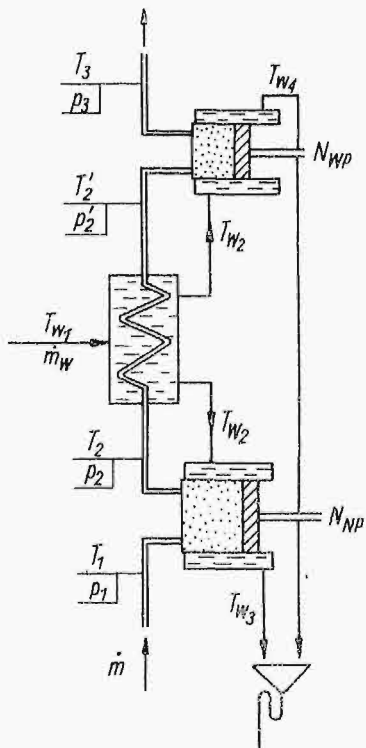
Sprężany czynnik traktować jak gaz doskonały.

Rozwiązanie

Szukanyymi wielkościami są różnice temperatur:

$$\Delta T_{wNP} = T_{w3} - T_{w2},$$

$$\Delta T_{wWP} = T_{w4} - T_{w2}.$$



Rys.7.8

Ilość ciepła odprowadzonego z cylindra NP wynosi:

$$\dot{Q}_{NP} = \dot{m} c_{NP} (T_2 - T_1),$$

gdzie: \dot{m} - wydajność masowa sprężarki, kg/s,

c_{NP} - ciepło właściwe przemiany politropowej cylindra NP.

Ilość ciepła pobranego przez wodę chłodzącą cylinder NP

$$\dot{Q}_{wNP} = 0,5 \dot{m}_w c_w \Delta T_{wNP}.$$

Ponieważ

$$\dot{Q}_{NP} + \dot{Q}_{wNP} = 0,$$

więc

$$\dot{m} c_{NP} (T_2 - T_1) + 0,5 \dot{m}_{wNP} c_w \Delta T_{wNP} = 0,$$

zatem

$$\Delta T_{wNP} = \frac{\dot{m} c_{NP} (T_1 - T_2)}{\dot{m}_w 0,5 c_w}.$$

Ciepło właściwe c_{NP} zgodnie ze wzorem (5.28a) wynosi:

$$c_{NP} = c_v \frac{z_{NP} - k}{z_{NP} - 1}.$$

Z równania politropy (5.29c)

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{z_{NP}-1}{z_{NP}}}$$

wyznacza się wykładnik z_{NP} :

$$\frac{z_{NP} - 1}{z_{NP}} = \frac{\lg \frac{T_2}{T_1}}{\lg \frac{p_2}{p_1}} = \frac{\lg \frac{380}{290}}{\lg \frac{6}{0,98}} = 0,1422,$$

zatem

$$z_{NP} = \frac{1}{1 - 0,1422} = 1,166.$$

Dla dwuatomowego gazu doskonałego (tabl.7) $M_B c_V =$
 $= 20,93 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{deg})$ z tabl. 3 odczytano dla powietrza
 $\mu = 28,97$,
więc

$$c_V = \frac{20,93}{28,97} = 0,723 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{deg})$$

oraz

$$c = 0,723 \frac{1,166 - 1,4}{1,166 - 1} = -1,02 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{deg}).$$

Równanie bilansu ciepłego międzystopniowej chłodnicy.
Ilość ciepła doprowadzonego do chłodnicy

$$\dot{Q}'_{CH} = \dot{m} c_p T_2 + \dot{m}_w c_w T_{w1}.$$

Ilość ciepła odprowadzonego

$$\dot{Q}''_{CH} = \dot{m} c_p T'_2 + \dot{m}_w c_w T_{w2}.$$

Ponieważ

$$\dot{Q}'_{CH} = \dot{Q}''_{CH},$$

zatem

$$\dot{m} c_p T_2 + \dot{m}_w c_w T_{w1} = \dot{m} c_p T'_2 + \dot{m}_w c_w T_{w2},$$

skąd

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_w} = \frac{c_w (T_{w2} - T_{w1})}{c_p (T_2 - T'_2)} = \frac{c_w \Delta T_w}{c_p (T_2 - T'_2)},$$

$$c_p = 1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{deg}), \quad c_w = 4,187 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{deg}),$$

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_w} = \frac{4,187 \cdot 10}{1(380 - 310)} = 0,598 \text{ kg powietrza/kg wody}.$$

Korzystając z wyprowadzonej poprzednio zależności po podstawieniu wartości liczbowych

$$\Delta T_{wNP} = 0,598 \frac{-1,02(290 - 380)}{0,5 \cdot 4,187} = 26,2 \text{ deg}.$$

Przeprowadzając podobny rachunek dla cylindra WP otrzymano:

$$\frac{z_{WP} - 1}{z_{WP}} = \frac{\lg \frac{T_3}{T_2}}{\lg \frac{p_2}{p_1}} = \frac{\lg \frac{400}{310}}{\lg \frac{17}{6}} = 0,246,$$

$$z_{WP} = \frac{1}{1 - 0,246} = 1,326,$$

$$c_{WP} = c_v \frac{z_{WP} - k}{z_{WP} - 1} = 0,723 \frac{1,324 - 1,4}{1,324 - 1} = -0,1695 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{deg)}.$$

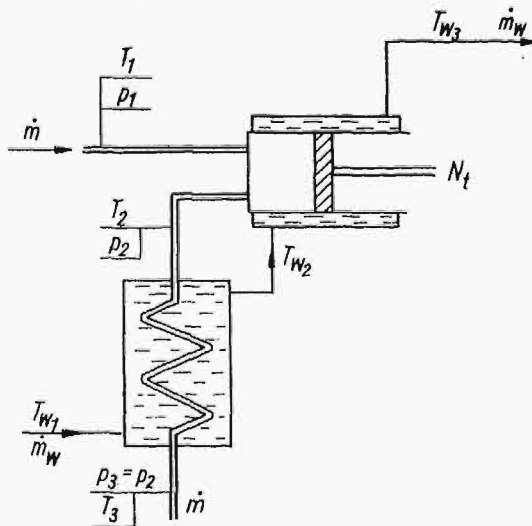
Przyrost temperatury wody chłodzącej cylinder WP wynosi:

$$\Delta T_{wWP} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_w} \cdot \frac{c_{WP}(T_2' - T_3)}{0,5 c_w},$$

$$\Delta T_{wWP} = 0,589 \frac{-0,1695(310 - 400)}{0,5 \cdot 4,187} = 4,36 \text{ deg},$$

$$\Delta T_{wWP} = 4,36 \text{ deg}.$$

7.2.12. Dwuatomowy gaz doskonały ($k = 1,4$) zostaje sprężony politropowo od parametrów $p_1 = 0,1 \text{ MN/m}^2$ i $T_1 = 300^\circ\text{K}$



Rys.7.9

(27°C) do $p_3 = 0,5 \text{ MN/m}^2$ i $T_3 = 400^\circ\text{K}$ (127°C). Płaszcz cylindra sprężarki idealnej (rys.7.9) połączony jest szeregowo z przestrzenią wodną izobarycznej chłodnicy. Temperatura gazu opuszczającego chłodnicę $T_3 = 320^\circ\text{K}$ (47°C). Moc teoretyczna układu napędowego sprężarki $N_t = 75 \text{ kW}$. Całkowity przyrost temperatury wody chłodzącej $\Delta T_w = T_{w1} - T_{w3} = 20 \text{ deg}$. Obliczyć natężenie przepływu wody chłodzącej układ.

Odp. $\dot{m}_w = 1,18 \text{ kg/s}$.