

Chłodnictwo i Kriogenika - Ćwiczenia

Lista 7

dr hab. inż. Bartosz Zajączkowski
bartosz.zajaczkowski@pwr.edu.pl

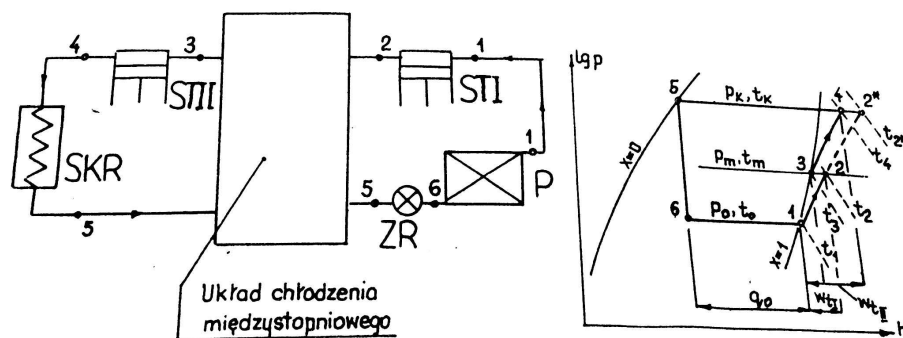
Politechnika Wrocławska
Wydział Mechaniczno-Energetyczny
Katedra Termodynamiki, Teorii Maszyn i Urządzeń Ciepłych

1 października 2018

1 Zadania

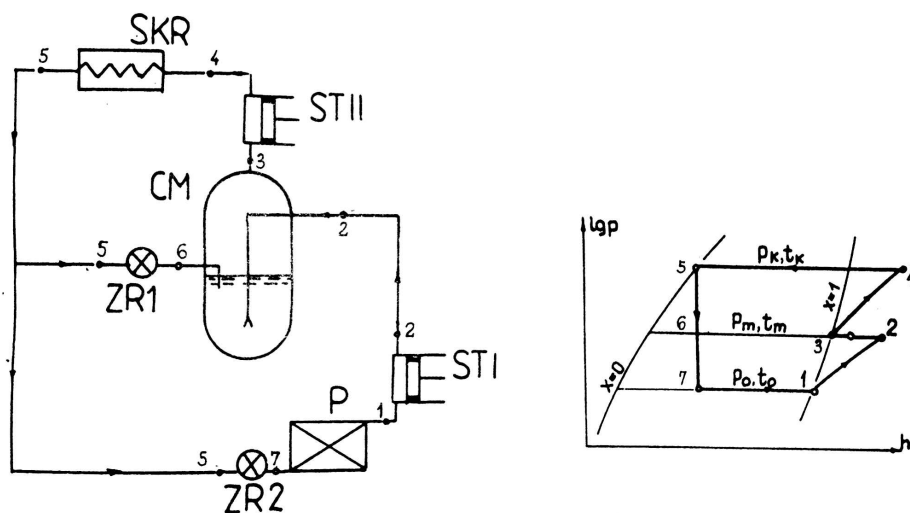
Uwaga: Przy rozwiązywaniu poniższych zadań należy skorzystać z wykresów $\log p - h$ dla czynników chłodniczych **R22**, **R134a**, **R717**.

Zad.1 W urządzeniu chłodniczym zastąpiono jednostopniowe sprężanie czynnika **R717**, sprężaniem dwustopniowym z pełnym chłodzeniem międzystopniowym - Rys. 1. Parametry obiegu chłodniczego są następujące: temperatura parowania czynnika $T_0 = -30^\circ\text{C}$, temperatura skraplania czynnika $T_k = 45^\circ\text{C}$. Określ zmniejszenie pracy sprężania związane z zastosowaniem chłodzenia międzystopniowego.



Rysunek 1: Schemat obiegu dwustopniowego z pełnym chłodzeniem międzystopniowym.

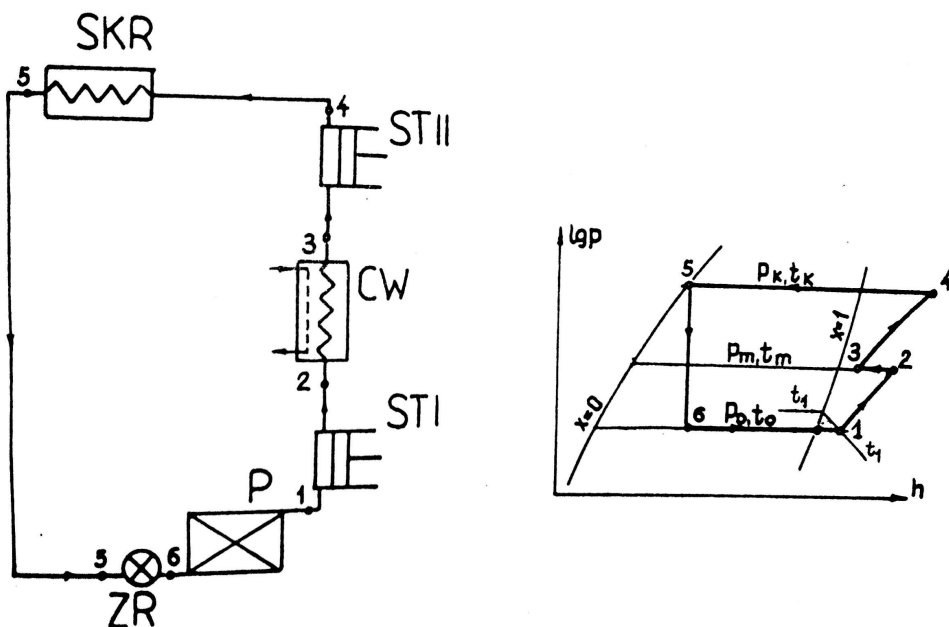
Zad.2 Amoniakalna instalacja chłodnicza (**R717**) pracuje według obiegu przedstawionego na Rys. 2. Wydajność chłodnicza parownika wynosi $\dot{Q}_0 = 50 \text{ kW}$, zaś temperatury parowania i skraplania wynoszą odpowiednio: $T_0 = -35^\circ\text{C}$ oraz $T_k = 30^\circ\text{C}$. Określić wydajność objętościową sprężarek pierwszego i drugiego stopnia sprężania.



Rysunek 2: Schemat obiegu dwustopniowego opartego na R717.

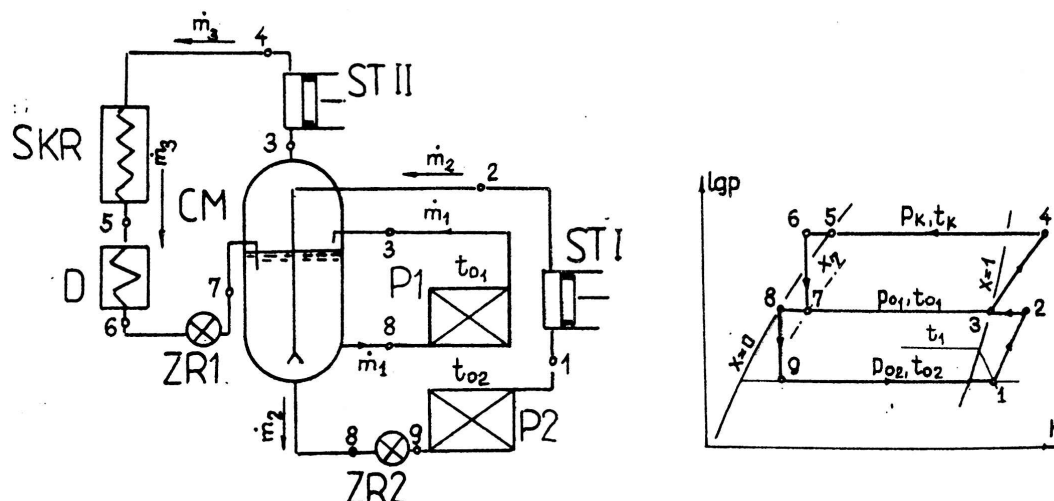
Zad.3 W urządzeniu chłodniczym realizowany jest obieg sprężarkowy dwustopniowy według schematu podanego na Rys. 3. Parametry obiegu czynnika R22 wynoszą: temperatura parowania $T_0 = -40^\circ\text{C}$, temperatura skraplania $T_k = 45^\circ\text{C}$, temperatura przegrzania $T_1 = -30^\circ\text{C}$, temperatura par zasysanych przez drugi stopień $T_3 = 12^\circ\text{C}$, ciśnienie międzystopniowe $p_m = 0.4\text{ MPa}$, wydajność chłodnicza parownika $\dot{Q}_0 = 15\text{ kW}$.

Obliczyć masowe natężenie przepływu czynnika w obiegu nisko- i wysokoprężnym, teoretyczną moc sprężania sprężarek pierwszego i drugiego stopnia, wydajność cieplną chłodnicy międzystopniowej \dot{Q}_{ch} oraz wydajność skraplacza \dot{Q}_k .



Rysunek 3: Schemat obiegu dwustopniowego opartego na R22.

Zad.4 Na Rys. 4 przedstawiono schemat chłodziarki amoniakalnej, w której zastosowano dwustopniowe dławienie, dwustopniowe sprężanie i międzystopniowe chłodzenie czynnika oraz parowanie pary na dwóch poziomach temperatury. Moc chłodnicza parowników wynosi: $\dot{Q}_{0,1} = 150 \text{ kW}$ oraz $\dot{Q}_{0,2} = 80 \text{ kW}$. Temperatura skraplania amoniaku wynosi $T_k = 303 \text{ K}$, temperatura parowania $T_{0,1} = 263 \text{ K}$, $T_{0,2} = 223 \text{ K}$. Temperatura pary na wypływie z parownika niskiego stopnia wynosi $T_1 = 233 \text{ K}$, a na wypływie ze skraplacza $T_6 = 298 \text{ K}$. Zakładając, że sprężanie odbywa się według adiabaty odwracalnej, obliczyć sprawność obiegu chłodziarki.



Rysunek 4: Schemat amoniakalnego obiegu dwustopniowego z odparowaniem na dwóch poziomach temperatury.

Zad.5 Amoniakalne urządzenie chłodnicze **R717** pracuje w układzie dwustopniowym w zakresie temperatur obiegu $T_0 = -50 \text{ °C}$, $T_k = 30 \text{ °C}$. Schemat instalacji chłodniczej realizującej ten obieg przedstawiono na Rys. 5. Parametry czynnika w charakterystycznych stanach obiegu wynoszą: ciśnienie międzystopniowe $p_m = 0.219 \text{ MPa}$, temperatury $T_3 = 20 \text{ °C}$, $T_7 = 10 \text{ °C}$, $T_8 = -10 \text{ °C}$, wydajność chłodnicza parownika $\dot{Q}_0 = 10 \text{ kW}$. Obliczyć wydajność objętościową sprężarek pierwszego i drugiego stopnia sprężania, teoretyczne moce do ich napędu oraz moc cieplną skraplacza i chłodnicy wodnej.

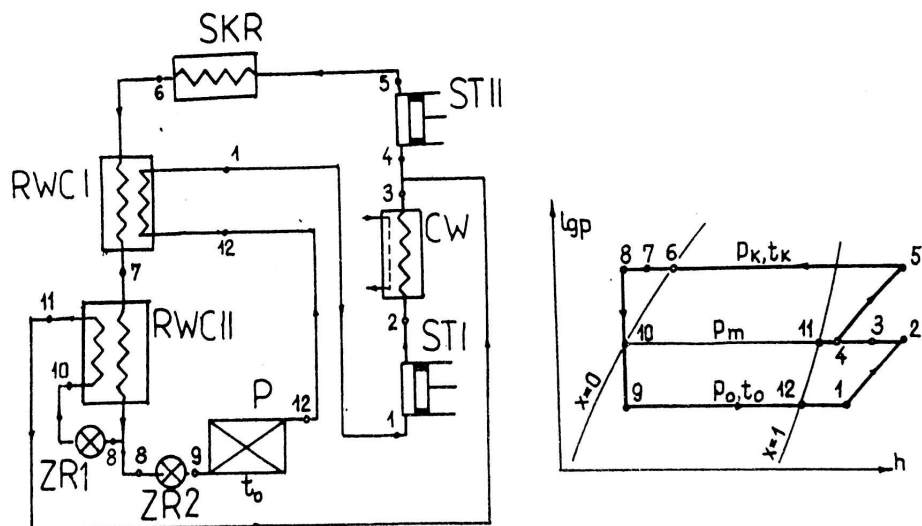
2 Rozwiązania

Zad.1 Z wykresu $\log p - h$ lub z odpowiedniej tablicy odczytuje się wartości ciśnienia nasycenia dla R717 zadanych temperatur parowania i skraplania: $p_0 = 0.11943 \text{ MPa}$ oraz $p_k = 1.7827 \text{ MPa}$.

Wartość ciśnienia międzystopniowego p_m określa się według wzoru:

$$p_m = \sqrt{p_0 \cdot p_k} \quad (1)$$

Stąd:



Rysunek 5: Schemat amoniakalnego obiegu dwustopniowego z dwoma regeneracyjnymi wymiennikami ciepła.

$$p_m = \sqrt{0.11943 \cdot 1.17827} = 0.375 \text{ MPa}$$

Rys. 1 przedstawia interpretację zmian pracy sprężania w układzie $\log p - h$ w obu przypadkach. Z wykresu $\log p - h$ lub odpowiedniej tabeli dla R717 odczytano wartość entalpii właściwej h w charakterystycznych stanach (oznaczenia według rysunku): $h_1 = 1425 \text{ kJ/kg}$, $h_2 = 1575 \text{ kJ/kg}$, $h_3 = 1455 \text{ kJ/kg}$, $h_4 = 1685 \text{ kJ/kg}$, $h_2^* = 1845 \text{ kJ/kg}$.

Pracę właściwą sprężania określono z następujących zależności, odpowiednio dla sprężania jednostopniowego w_{t-I} oraz dwustopniowego w_{t-II} :

$$w_{t-I} = h_2^* - h_1 = 1845 - 1425 = 420 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{t-II} = w_{t1} + w_{t2} = (h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) = (1575 - 1425) + (1685 - 1455) = 380 \text{ kJ/kg}$$

Różnica wartości prac pomiędzy dwoma rodzajami obiegu wynosi:

$$\Delta w_t = w_{t-I} - w_{t-II} = 420 - 380 = 40 \text{ kJ/kg}$$

Odpowiedź: Zmniejszenie pracy właściwej sprężania, związane z zastąpieniem sprężania jednostopniowego dwustopniowym wynosi 40 kJ/kg .

Zad.2 Z wykresu $\log p - h$ lub z odpowiedniej tablicy odczytuje się wartości ciśnienia nasycenia dla R717 i zadanych temperatur parowania i skraplania: $p_0 = 0.0932 \text{ MPa}$ oraz $p_k = 1.1665 \text{ MPa}$.

Wartość ciśnienia międzystopniowego p_m określa się według wzoru (1), stąd:

$$p_m = \sqrt{0.0932 \cdot 1.1665} = 0.3183 \text{ MPa}$$

co odpowiada temperaturze nasycenia $T_m = -8^\circ\text{C}$.

Z wykresu $\log p - h$ lub odpowiedniej tabeli dla R717 odczytano w charakterystycznych stanach (oznaczenia według rysunku) wartość entalpii właściwej h : $h_1 = 1714\text{ kJ/kg}$, $h_2 = 1870\text{ kJ/kg}$, $h_3 = 1753\text{ kJ/kg}$, $h_5 = h_7 = 642\text{ kJ/kg}$ oraz objętości właściwej pary v : $v_1 = 1.215\text{ m}^3/\text{kg}$, $v_3 = 0.388\text{ m}^3/\text{kg}$.

Masowe natężenie przepływu amoniaku \dot{m}_I w I stopniu sprężania wyznacza się przekształcając zależność:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_I \cdot (h_1 - h_7) \quad (2)$$

do postaci:

$$\dot{m}_I = \frac{\dot{Q}_0}{(h_1 - h_7)} \quad (3)$$

a więc:

$$\dot{m}_I = \frac{50}{1714 - 642} = 0.0466\text{ kg/s}$$

W celu określenia wartości masowego natężenia przepływu czynnika przez sprężarkę drugiego stopnia sprężania, sporządzono bilans energetyczny chłodnicy międzystopniowej zgodnie z *I Zasadą Termodynamiki* dla układu otwartego:

$$\dot{m}_I \cdot h_2 + h_6 \cdot (\dot{m}_{II} - \dot{m}_I) - \dot{m}_{II} \cdot h_3 = 0 \quad (4)$$

co można przekształcić do postaci:

$$\dot{m}_{II} = \frac{h_2 - h_6}{h_3 - h_6} \cdot \dot{m}_I \quad (5)$$

stąd:

$$\dot{m}_{II} = \frac{1870 - 642}{1753 - 642} \cdot 0.0466 = 0.0515\text{ kg/s}$$

Wydajności objętościowe sprężarek obliczono według wzoru:

$$\dot{V} = v \cdot \dot{m} \quad (6)$$

Gdzie za objętość właściwą v należy podstawić odpowiednio objętości właściwe amoniaku na początku sprężania (stany w punktach 1 oraz 3). Dla sprężarki pierwszego stopnia:

$$\dot{V}_I = v_1 \cdot \dot{m}_I = 1.215 \cdot 0.0466 = 0.0566\text{ m}^3/\text{s}$$

natomiast dla sprężarki drugiego stopnia:

$$\dot{V}_{II} = v_3 \cdot \dot{m}_{II} = 0.388 \cdot 0.0515 = 0.02\text{ m}^3/\text{s}$$

Odpowiedź: Wydajności objętościowe sprężarek pierwszego i drugiego stopnia wynoszą odpowiednio: $\dot{V}_I = 0.0566 \text{ m}^3/\text{s}$ oraz $\dot{V}_{II} = 0.02 \text{ m}^3/\text{s}$.

Zad.3 Z wykresu $\log p - h$ lub odpowiedniej tabeli dla R22 odczytano ciśnienie parowania i skraplania wynoszące odpowiednio $p_0 = 0.1054 \text{ MPa}$ oraz $p_k = 1.7266 \text{ MPa}$, a także temperaturę międzystopniową $T_m = -6 \text{ }^\circ\text{C}$ i wartości entalpii właściwej czynnika w charakterystycznych stanach obiegu: $h_1 = 692 \text{ kJ/kg}$, $h_2 = 728 \text{ kJ/kg}$, $h_3 = 716 \text{ kJ/kg}$, $h_4 = 758 \text{ kJ/kg}$, $h_5 = h_6 = 566 \text{ kJ/kg}$.

Poszukiwane wartości wydajności cieplnej chłodnicy \dot{Q}_{ch} i skraplacza \dot{Q}_k można obliczyć jako wartość iloczynu masowego natężenia przepływu czynnika i różnicy entalpii właściwej czynnika za i przed wymiennikiem ciepła, tzn.:

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (8)$$

Masowe natężenie przepływu czynnika określa się z zależności opisującej wydajność chłodniczą parownika:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot (h_1 - h_6) \quad (9)$$

Po przekształceniu:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{h_1 - h_6} \quad (10)$$

$$\dot{m} = \frac{15}{692 - 556} = 0.110 \text{ kg/s}$$

Znając wartość masowego natężenia przepływu można obliczyć teoretyczną moc napędu sprężarek odpowiednio pierwszego i drugiego stopnia:

$$P_I = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 0.110 \cdot (728 - 692) = 3.971 \text{ kW}$$

$$P_{II} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) = 0.110 \cdot (758 - 716) = 4.632 \text{ kW}$$

Wydajność chłodnicy międzystopniowej oblicza się według wzoru (7):

$$\dot{Q}_{ch} = 0.110 \cdot (728 - 716) = 1.323 \text{ kW}$$

Wydajność skraplacza oblicza się według wzoru (8):

$$\dot{Q}_k = 0.110 \cdot (758 - 556) = 22.279 \text{ kW}$$

Odpowiedź: Poszukiwane wartości wynoszą odpowiednio: masowe natężenie przepływu czynnika $\dot{m} = 0.110 \text{ kg/s}$, teoretyczna moc napędu sprężarki pierwszego stopnia $P_I = 3.971 \text{ kW}$, teoretyczna moc napędu sprężarki drugiego stopnia $P_{II} = 4.632 \text{ kW}$, moc cieplna chłodnicy międzystopniowej $Q_{ch} = 1.323 \text{ kW}$, moc cieplna skraplacza $Q_k = 22.279 \text{ kW}$.

Zad.4 Z wykresu $\log p - h$ lub odpowiedniej tabeli dla R717 odczytano w charakterystycznych stanach (oznaczenia według rysunku) wartość entalpii właściwej $h_1 = 1715 \text{ kJ/kg}$, $h_2 = 1980 \text{ kJ/kg}$, $h_3 = 1750 \text{ kJ/kg}$, $h_4 = 1940 \text{ kJ/kg}$, $h_8 = h_9 = 451 \text{ kJ/kg}$, $h_6 = h_7 = 618 \text{ kJ/kg}$.

Sprawność chłodniczą obiegu dwustopniowego z parowaniem na dwóch poziomach temperatury określono korzystając z równania:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{0,2} \cdot \Delta T_{0,2}^+ + \dot{Q}_{0,1} \cdot \Delta T_{0,1}^+}{P_{1,2} + P_{3,4}} \quad (11)$$

Wartość zredukowanej różnicy temperatur dla obu stopni $\Delta T_{0,1}^+$ oraz $\Delta T_{0,2}^+$ obliczono z następujących zależności:

$$\Delta T_{0,1}^+ = \frac{T_k - T_{0,1}}{T_k} = \frac{303 - 223}{303} = 0.264$$

$$\Delta T_{0,2}^+ = \frac{T_k - T_{0,2}}{T_k} = \frac{303 - 263}{303} = 0.132$$

W celu obliczenia wartości mocy napędowej sprężarek niskiego i wysokiego stopnia należy obliczyć masowe natężenie wypływającej pary \dot{m}_1 , \dot{m}_2 i \dot{m}_3 (według oznaczeń z Rys. 4).

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{0,1}}{h_3 - h_6} = \frac{150}{1750 - 451} = 0.1155 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_{0,2}}{h_1 - h_9} = \frac{80}{1715 - 451} = 0.0633 \text{ kg/s}$$

Wartość \dot{m}_3 wyznaczono z bilansu energetycznego chłodnicy międzystopniowej:

$$\dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_8) + \dot{m}_1 \cdot (h_3 - h_8) + \dot{m}_3 \cdot (h_7 - h_3) = 0$$

Stąd:

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_8) + \dot{m}_1 \cdot (h_3 - h_8)}{h_3 - h_7}$$

A po podstawieniu odpowiednich wartości:

$$\dot{m}_3 = \frac{0.0633 \cdot (1980 - 451) + 0.1155 \cdot (1750 - 451)}{1750 - 618} = 0.2180 \text{ kg/s}$$

Poszukiwane wartości mocy napędowej sprężarek wynoszą:

$$P_{1,2} = \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_1) = 0.0633 \cdot (1980 - 1715) = 16.78 \text{ kW}$$

$$P_{3,4} = \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3) = 0.2180 \cdot (1940 - 1750) = 41.20 \text{ kW}$$

Sprawność chłodnicza obiegu dwustopniowego (11) jest równa:

$$COP = \frac{80 \cdot 0.264 + 150 \cdot 0.132}{16.775 + 41.420} = 0.703$$

Odpowiedź: Sprawność chłodnicza rozpatrywanego obiegu dwustopniowego wynosi $COP = 0.703$.

Zad.5 Z wykresu $\log p - h$ lub odpowiedniej tabeli dla R717 można odczytać wartości ciśnień parowania i skraplania, odpowiednio: $p_0 = 0.0419$ MPa oraz $p_k = 1.1665$ MPa, a także wartości entalpii właściwej w charakterystycznych stanach obiegu: $h_3 = 1830$ kJ/kg, $h_6 = 640$ kJ/kg, $h_7 = 550$ kJ/kg, $h_8 = h_9 = h_{10} = 450$ kJ/kg, $h_{11} = 1740$ kJ/kg, $h_{12} = 1690$ kJ/kg.

Masowe natężenie przepływu amoniaku przez sprężarkę pierwszego stopnia \dot{m}_I określono z zależności opisującej wydajność chłodniczą parownika:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_I \cdot (h_{12} - h_9)$$

Co po przekształceniu daje:

$$\dot{m}_I = \frac{\dot{Q}_0}{h_{12} - h_9} = \frac{10}{1690 - 450} = 0.00806 \text{ kg/s}$$

Masowe natężenie przepływu czynnika przez sprężarkę drugiego stopnia \dot{m}_{II} wyznaczono z bilansu energetycznego regeneracyjnego wymiennika ciepła RCWII, dla którego:

$$\dot{m}_{II} \cdot (h_7 - h_8) = (\dot{m}_{II} - \dot{m}_I) \cdot (h_{11} - h_{10})$$

Stąd:

$$\dot{m}_{II} = \frac{h_{11} - h_{10}}{h_8 - h_7 + h_{11} - h_{10}} \cdot \dot{m}_I$$

$$\dot{m}_{II} = \frac{1740 - 450}{450 - 550 + 1740 - 450} \cdot 0.00806 = 0.00873 \text{ kg/s}$$

Bilans energetyczny pierwszego regeneracyjnego wymiennika ciepła RWCI pozwala na obliczenie wartości entalpii właściwej w stanie 1:

$$\dot{m}_{II} \cdot (h_7 - h_8) = \dot{m}_I \cdot (h_1 - h_{12})$$

$$h_1 = h_{12} + \frac{\dot{m}_{II}}{\dot{m}_I} \cdot (h_8 - h_7) = 1690 + \frac{0.00873}{0.00806} \cdot (640 - 550) = 1787 \text{ kJ/kg}$$

Odpowiada to temperaturze zasysanych par $T_1 = -3$ °C przy ciśnieniu $p_0 = 0.0419$ MPa. Z wykresu $\log p - h$ można odczytać wartość entalpii właściwej $h_2 = 2050$ kJ/kg oraz temperatury $T_2 = 115$ °C.

Entalpię właściwą h_4 wyznacza się z równania bilansu energetycznego procesu mieszania strumieni \dot{m}_I oraz $(\dot{m}_{II} - \dot{m}_I)$:

$$\dot{m}_I \cdot h_3 + (\dot{m}_{II} - \dot{m}_I) \cdot h_{11} = \dot{m}_{II} \cdot h_4$$

Skąd:

$$h_4 = \frac{\dot{m}_I}{\dot{m}_{II}} \cdot h_3 + \frac{\dot{m}_{II} - \dot{m}_I}{\dot{m}_{II}} \cdot h_{11}$$

$$h_4 = \frac{0.00806}{0.00873} \cdot 1830 + \frac{0.00873 - 0.00806}{0.00873} \cdot 1740 = 1823 \text{ kJ/kg}$$

Co odpowiada temperaturze $T_4 = 15^\circ\text{C}$.

Z wykresu $\log p-h$ lub odpowiedniej tabeli dla R717 można odczytać parametry stanu 5: $h_5 = 2090 \text{ kJ/kg}$ oraz $T_5 = 145^\circ\text{C}$ oraz objętości właściwe gazu na wlocie do sprężarki nisko- i wysokoprężnej: $v_1 = 3.2 \text{ m}^3/\text{kg}$ oraz $v_4 = 0.65 \text{ m}^3/\text{kg}$. Znajomość tych ostatnich wraz z obliczonymi wcześniej strumieniami masowymi umożliwia obliczenie wydajności objętościowej obu sprężarek:

$$\dot{V}_I = \dot{m}_I \cdot v_1 = 0.00806 \cdot 3.2 = 0.0258 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\dot{V}_{II} = \dot{m}_{II} \cdot v_4 = 0.00873 \cdot 0.65 = 0.00567 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Wartości teoretycznej mocy napędowej sprężarek:

$$P_I = \dot{m}_I \cdot (h_2 - h_1) = 0.00806 \cdot (2050 - 1787) = 2.12 \text{ kW}$$

$$P_{II} = \dot{m}_{II} \cdot (h_5 - h_4) = 0.00873 \cdot (2090 - 1823) = 2.33 \text{ kW}$$

Moc cieplna skraplacza:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{II} \cdot (h_5 - h_6) = 0.00783 \cdot (2090 - 640) = 12.66 \text{ kW}$$

Moc cieplna chłodnicy wodnej CW:

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_I \cdot (h_2 - h_3) = 0.00806 \cdot (2050 - 1830) = 1.77 \text{ kW}$$

Odpowiedź: Wydajność objętościowa sprężarki pierwszego i drugiego stopnia $\dot{V}_I = 0.0258 \text{ m}^3/\text{s}$ i $\dot{V}_{II} = 0.00567 \text{ m}^3/\text{s}$. Teoretyczna moc napędowa sprężarek $P_I = 2.12 \text{ kW}$ oraz $P_{II} = 2.33 \text{ kW}$. Moc cieplna skraplacza $\dot{Q}_k = 12.66 \text{ kW}$. Moc cieplna chłodnicy wodnej $\dot{Q}_{ch} = 1.77 \text{ kW}$.