

Rozdział 9

1. Przykłady urządzeń USUP

1.1. Wymiennik ciepła

1.2. Dysza i dyfuzor

1.3. Dławik gazu

1.4. Turbina

1.5. Sprężarka/pompa

1.6. Prosta siłownia parowa

1.7. Chłodziarka sprężarkowa

2. Układy otwarte niestacjonarne o nieustalonym przepływie

2.1. Układy częściowo stacjonarne o częściowo ustalonym przepływie (układy czeSUP)

2.2. I zasada termodynamiki dla układów czeSUP

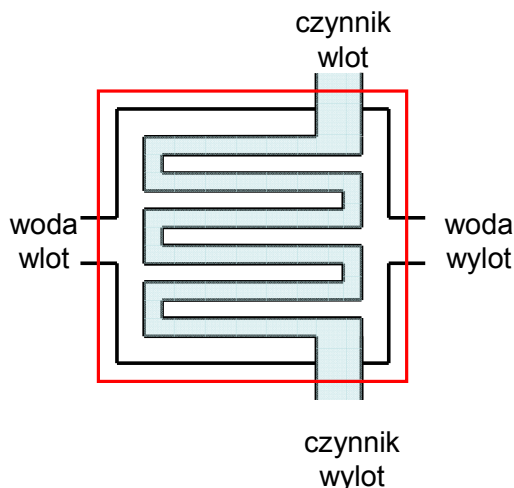
2.3. Napelnianie (opróżnianie) pustego i częściowo wypełnionego zbiornika; przykłady

1. Przykłady urządzeń USUP

Przejdziemy teraz do omawiania wybranych urządzeń typu USUP (układ stacjonarny o ustalonym przepływie) takich jak wymienniki ciepła, dysze i dyfuzory, dławiki gazu, turbiny, sprężarki, pompy, siłownie parowe i chłodziarki sprężarkowe.

1.1. Wymiennik ciepła

Wymiennik ciepła jest układem typu SUP, który pozwala na podwyższanie lub obniżanie temperatury czynnika roboczego. Czynnik przepływa przez układ rur umożliwiając intensywną wymianę ciepła z otoczeniem za pośrednictwem np. wody lub powietrza. Może wystąpić zmiana fazy czynnika. Na ogół można pominąć zmianę ciśnienia między wlotem i wylotem, na ogół do pominięcia są też zmiany energii potencjalnej i kinetycznej. (Uwaga przy dużej zmianie objętości właściwej.) Układ nie wykonuje pracy i nie pobiera ciepła z otoczenia. Charakteryzuje się dwoma strumieniami wlotowymi i dwoma wylotowymi.



Układ nie wykonuje pracy i nie pobiera ciepła z otoczenia. Charakteryzuje się dwoma strumieniami wlotowymi i dwoma wylotowymi.

Rys. 9.1. Wymiennik ciepła. Strumień czynnika, którego temperaturę chcemy obniżyć, lub podnieść, przepływa przez układ rur, umożliwiając intensywną wymianę ciepła z otoczeniem za pośrednictwem wody lub powietrza.

Ponieważ mamy do czynienia z dwoma strumieniami wejściowymi (i) i dwoma strumieniami wyjściowymi (e) nie możemy skorzystać ze wzoru (16) z poprzedniego wykładu. Wynika to stąd, że strumień czynnika i wody (przyjmujemy, że ciepło jest przekazywane do otoczenia za pośrednictwem wody) nie muszą być sobie równe. Korzystamy zatem z I zasady w postaci równania:

$$\dot{Q} + \dot{m} \left(h_i + \frac{1}{2} c_i^2 \right) = \dot{W}_t + \dot{m} \left(h_e + \frac{1}{2} c_e^2 \right) \quad (1)$$

w którym pominiemy ciepło (choć ciepło jest przekazywane pomiędzy czynnikiem i wodą, układ jako całość nie wymienia ciepła z otoczeniem), pracę i energie kinetyczne. Uwzględniając dwa strumienie (i) i dwa strumienie (e), mamy:

$$\dot{m}_{cz} \cdot h_{i,cz} + \dot{m}_w \cdot h_{i,w} = \dot{m}_{cz} \cdot h_{e,cz} + \dot{m}_w \cdot h_{e,w} \quad (2)$$

gdzie $\dot{m}_{cz}$ to strumień masy czynnika, $\dot{m}_w$ strumień masy wody, $h_{i,cz}$, $h_{e,cz}$ to entalpie właściwe czynnika na wlocie i wylocie i $h_{i,w}$, $h_{e,w}$ to entalpie właściwe wody na wlocie i wylocie.

Przykład. Skraplacz w chłodzarce z czynnikiem chłodniczym R-134a

Płyn chłodzący: R-134a

R-134a We: 1,0 MPa, 60°C, 0,2 kg/s

R-134a Wy: 0,95 MPa, 35°C

Woda

We: 10°C

Wy: 20°C

Określić strumień wody płynącej przez skraplacz.

Rozwiązanie. Dla R-134a w temp. 60°C P_{nas} wynosi 1682 kPa (tablice R134a, SBvW), przy niższym ciśnieniu (1,0MPa) mamy parę przegrzaną. Dla 1,0MPa i 60°C mamy z tablic SBvW entalpię właściwą h_{we,r134a} = 441,89 kJ/kg. Dla 35°C P_{nas} = 887,6 kPa, a więc przy ciśnieniu 0,95MPa mamy na wyjściu sprężony płyn. Bierzymy z tablic wartość entalpii dla płynu nasyconego w temp. 35°C, h_{wy,134a} = 249,1 kJ/kg. Dla wody, w temp. 10°C, stan sprężonej cieczy przybliżamy przez stan nasyconej wody, h_{we,woda} = 41,99 kJ/kg, h_{wy,woda} = 83,94 kJ/kg (z tablic SBvW).

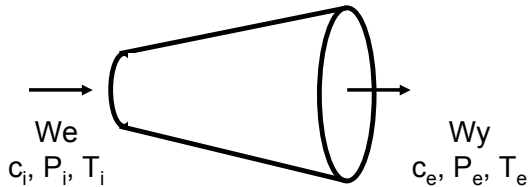
$$\dot{m}_R (h_{We,R} - h_{Wy,R}) = \dot{m}_w (h_{Wy,w} - h_{We,w})$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_R \frac{h_{We,R} - h_{Wy,R}}{h_{Wy,w} - h_{We,w}} = 0,2 \cdot \frac{441,9 - 249,1}{83,9 - 42,0} = 0,2 \cdot 4,6 = 0,92 \text{ kg/s}$$

Podobny wynik uzyskujemy, znacznie łatwiej i szybciej, z programu TEST.

1.2. Dysza i dyfuzor

Dysza jest układem typu SUP, który pozwala z silnie sprężonego czynnika o niewielkiej prędkości uzyskać czynnik o niższym ciśnieniu ale o wyższej prędkości. Działanie dyfuzora jest odwrotne.



Rys. 9.2. Dysza lub dyfuzor. Zadaniem dyszy jest przyspieszenie przepływu czynnika, zadaniem dyfuzora, zwolnienie.

Dysza może być izolowana (wtedy proces jest adiabatyczny) i układ nie pobiera ciepła z otoczenia. Układ nie wykonuje pracy. Na ogół można zaniedbać zmiany energii potencjalnej czynnika. Często można zaniedbać energię kinetyczną strumienia czynnika na wejściu. Ponieważ mamy jeden strumień na wlocie i wylocie, korzystamy z równania:

$$\dot{q} + h_i + \frac{1}{2} c_i^2 = \dot{w}_t + h_e + \frac{1}{2} c_e^2 \quad (3)$$

z którego, po odrzuceniu wyrazów z ciepłem i pracą:

$$h_i + \frac{c_i^2}{2} = h_e + \frac{c_e^2}{2} \quad (4)$$

gdzie h_i, h_e to entalpie właściwe czynnika na wlocie i wylocie, c_i, c_e to prędkości czynnika na wlocie i wylocie.

Przykład. Izolowana dysza rozprężająca parę (np. w turbinie parowej)

Para przegrzana na We: 0,6 MPa, 200°C, c_i=50 m/s. Na wyjściu dyszy (przed turbiną) mamy parę nasyconą o ciśnieniu 0,15 MPa.

Określ temperaturę i prędkość pary nasyconej na wyjściu dyszy.

Rozwiązanie. Stan pary na wejściu jest określony (dwa niezależne parametry). Z tablic SBvW entalpia h_i = 2850 kJ/kg. Przy ciśnieniu pary nasyconej 0,15 MPa, temperatura (z tablic) wyniesie 111,37°C. Dla tej pary entalpia odczytana z tablic, h_e, wyniesie: 2693,5 kJ/kg. Z I zasady obliczamy prędkość na wyjściu (uwzględniając, że entalpia jest w kJ, a nie w J):

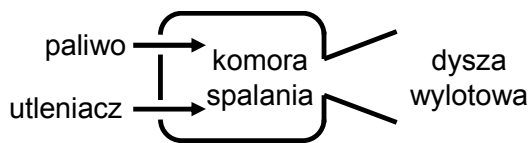
$$c_e = \sqrt{2000(h_i - h_e) + c_i^2} = 562 \text{ m/s.}$$

Przykład. Dysza wylotowa silnika odrzutowego, równanie przepływu spalin

Dysza wylotowa w silniku odrzutowym formuje strumień spalin wypływający z komory spalania. Warto zwrócić uwagę, że kształt dyszy przy prędkościach naddźwiękowych przepływu gazów jest odwrotny niż dla prędkości poddźwiękowych.

Wejście dyszy (komora spalania): gorący gaz (T_c) o wysokim ciśnieniu i niskiej prędkości

Wyjście dyszy: chłodny gaz (T_e) o niskim ciśnieniu i wysokiej prędkości



Rys. 9.3. Dysza wylotowa w silniku odrzutowym. Wysoka prędkość spalin na wylocie dyszy tworzy ciąg silnika odrzutowego. Dysza z rosnącym przekrojem przyspiesza przepływ (kosztom ciśnienia) dla prędkości naddźwiękowych

Z I zasady:

$$h_e + \frac{c_e^2}{2} = h_c + \frac{c_c^2}{2}$$

Ponieważ: $h = c_p T$ mamy:

$$c_p T_e + \frac{c_e^2}{2} = c_p T_c + \frac{c_c^2}{2}$$

a więc, przyjmując, że $c_c \approx 0$ w przybliżeniu otrzymujemy:

$$c_e = \sqrt{2c_p(T_c - T_e)} = \sqrt{2c_p T_c \left(1 - \frac{T_e}{T_c}\right)}.$$

Przyjmując, że rozprężanie w dyszy zachodzi adiabatycznie mamy:

$$PV^\gamma = \text{const}; \quad V = \text{const} \times \frac{T}{P}; \quad \frac{T^\gamma}{P^{\gamma-1}} = \text{const}; \quad T = \text{const} \times P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}},$$

stąd:

$$\frac{T_e}{T_c} = \left(\frac{P_e}{P_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

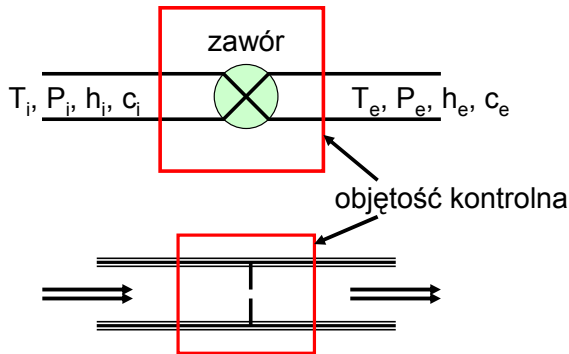
i ostatecznie:

$$c_e = \sqrt{2c_p T_c \left(1 - \frac{T_e}{T_c}\right)} = \sqrt{2c_p T_c \left(1 - \left(\frac{P_e}{P_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad (5)$$

gdzie T_c i P_c są określone przez warunki w komorze spalania, zależne między innymi od paliwa i technologii, a P_e jest ciśnieniem zewnętrznym.

1.3. Dławik gazu

Adiabatycznym dławieniem gazu zajmowaliśmy się już wcześniej. Dławik gazu to w ogólności przewężenie w rurze, przez którą przepływa dławiony gaz. W chłodziarkach sprężarkowych stosuje się kapilary (wąskie rurki). Opór stawiany przez zawór, przewężenie lub kapilarę powoduje spadek ciśnienia i taka jest rola dławika gazu.



Rys. 9.4. Dławik gazu.

I zasada dla układu stacjonarnego o ustalonym przepływie z jednym wlotem i jednym wyłotem ma postać:

$$q + h_i + \frac{c_i^2}{2} + gZ_i = h_e + \frac{c_e^2}{2} + gZ_e + w_t.$$

Dla dławika (małe prędkości czynnika, brak q i w , niewielkie zmiany energii potencjalnej):

$$h_i = h_e.$$

Współczynnik Joule'a – Thomsona, charakteryzujący proces dławienia gazu definiuje się następująco:

$$\mu_J = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_h.$$

Przykład. Dławienie pary wodnej

Para wodna o ciśnieniu 800 kPa, 300°C jest dławiona do 200 kPa. Zmiany w energii kinetycznej są zanedbywalne. Określ temperaturę pary na wyjściu dławika i współczynnik Joule'a-Thomsona.

Z I zasady, $h_i = h_e$. Ponieważ z tablic wynika, że para jest przegrzana (dla 800 kPa temperatura pary nasyconej wynosi tylko 170.43°C, tutaj jest 300) szukamy h_i w tablicy pary przegrzanej. $h_i = 3056.43$ kJ (SBvW). $h_e = h_i$, zatem szukamy temperatury pary na wyjściu (wiemy, że ciśnienie wynosi 200 kPa). Z tablicy B.1.3. SI (SBvW, str. 672) wynika, że temperatura będzie trochę poniżej 300°C (interpolacja liniowa daje ok. 292°C). Ponieważ ciśnienie spada i temperatura spada, współczynnik J-T będzie dodatni ($8/600$) $\approx 0,013$ K/kPa.

Korzystając z programu TEST: wprowadzamy stan 1 (800 kPa, 300°C), program wylicza $h_i = 3056,4$ kJ/kg. Wprowadzamy stan 2 (200 kPa, w okienku h_2 wpisujemy $= h_1$). Program wylicza $T_2 = 292,38^\circ\text{C}$. W panelu I/O wyliczamy wsp. J-T, $(T_2 - T_1)/(P_2 - P_1) = 0,0127$ K/kPa.

Przykład. Dławienie czynnika chłodniczego w obiegu chłodzącym chłodziarki sprężarkowej

W obiegu chłodzącym sprężony (ale już chłodny) czynnik chłodzący po przejściu przez skraplacz (oddający ciepło z czynnika do otoczenia) w fazie ciekłej przechodzi przez dławik (kapilare), która obniża ciśnienie czynnika przed wejściem do parownika. W parowniku parujący pod niskim ciśnieniem (wrzący) czynnik odbiera ciepło z objętości chłodzonej. W trakcie procesu dławienia część czynnika może przejść w fazę lotną.

Rozważ następujący proces z amoniakiem, jako czynnikiem chłodniczym.

Amoniak pod ciśnieniem 1,50 MPa, o temperaturze 32°C wchodzi do kapilary. Po wyjściu z kapilary jego ciśnienie wynosi 268 kPa. Oblicz jakość pary (stopień suchości) amoniaku po wyjściu z kapilary.

Program TEST: stan wejściowy (1.5 MPa, 32°C) to stan cieczy sprężonej (lub cieczy przechłodzonej). $h_1 = 332,61$ kJ/kg. Stan końcowy ($h_2 = h_1$, $P_2 = 268$ kPa) to stan pary wilgotnej o temp. -12°C i jakości pary $x = 0,1591$. Rzeczywiście, część czynnika na wyjściu kapilary występuje w fazie lotnej.

UWAGA. Przy korzystaniu z tablic, jeśli nie mamy danych o cieczy sprężonej, możemy przybliżyć stan cieczy sprężonej przez stan cieczy nasyconej (o tej samej temperaturze).

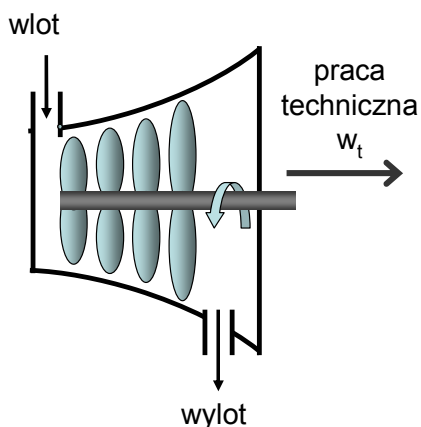
1.4. Turbina

Turbiny gazowe pracują w obiegu otwartym, turbiny parowe w obiegu zamkniętym.

Turbiny są układami typu SUP (Stacjonarny Ustalony Przepływ), których celem działania jest wytwarzanie pracy technicznej poprzez wykorzystanie energii zawartej w czynniku termodynamicznym uzyskanej w komorze spalania (turbiny gazowe) lub kotle wytwarzającym parę przegrzaną (turbiny parowe).

Wlot turbiny, sprężony gorący czynnik o niskiej prędkości.

Wylot, chłodny czynnik o niskim ciśnieniu i niskiej prędkości.



Rys. 9.5. Turbina gazowa lub parowa. Celem turbiny jest wytwarzanie pracy kosztem energii czynnika roboczego przepływającego przez turbinę. Pracująca turbina to układ stacjonarny o ustalonym przepływie (USUP).

Pomiędzy wlotem i wylotem turbiny zachodzą dwa procesy:

1. Obniżenie ciśnienia czynnika daje duży wzrost prędkości czynnika (dysze dławiące lub odpowiednio uformowane łopatki wirnika),

2. Energia kinetyczna czynnika przepływającego pomiędzy stojanem a osadzonym na wale wirnikiem jest przetwarzana na pracę techniczną.

Równanie turbiny z I zasady:

$$q + h_i = h_e + w_t. \quad (6)$$

Pominięto energię kinetyczną i potencjalną. Obecność q pozwala uwzględnić straty ciepła gorącego czynnika z objętości kontrolnej (obejmującej turbinę). W niektórych turbinach (np. w silnikach turboodrzutowych) należy uwzględnić energię kinetyczną gazu na wylocie.

Przykład. Turbina parowa (koń roboczy współczesnej energetyki)

Strumień masy na wejściu turbiny parowej wynosi 1,5 kg/s. Straty ciepła w turbinie wynoszą 8,5 kW. Stwierdzono, że na wejściu i wyjściu turbiny para wodna ma następujące parametry:

	We	Wy
ciśnienie	2,0MPa	0,1MPa
temperatura	350°C	–
jakość pary	–	100%
prędkość	50m/s	100m/s
wysokość Z	6m	3m

Określ moc turbiny.

Z I zasady:

$$\dot{m} \left(q + h_i + \frac{c_i^2}{2} + gZ_i \right) = \dot{m} \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} + w_t + gZ_e \right)$$

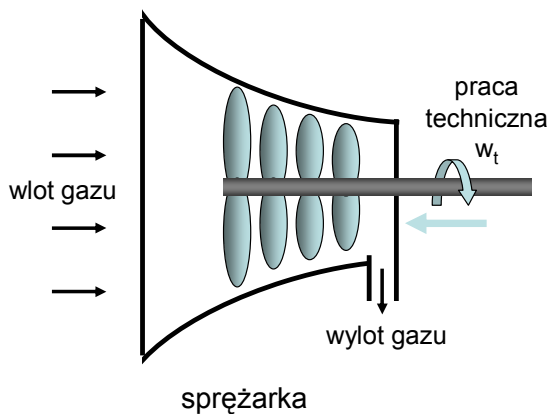
$$\dot{m}q = -8.5 \text{ kW}$$

Z programu TEST $h_i = 3136,9 \text{ kJ/kg}$, $c_i^2/2 = 1,25 \text{ kJ/kg}$, $gZ_i = 0,059 \text{ kJ/kg}$, $h_e = 2675,5 \text{ kJ/kg}$, $c_e^2/2 = 5 \text{ kJ/kg}$, $gZ_e = 0,029 \text{ kJ/kg}$

$$-8,5 \text{ kW} + 4705,4 \text{ kW} + 1,88 \text{ kW} + 0,09 \text{ kW} - 4013,25 \text{ kW} - 7,5 \text{ kW} - 0,04 \text{ kW} = 678,1 \text{ kW}$$

1.5. Sprężarka/pompa

Sprężarki (gaz) i pompy (ciecz) są układami typu SUP (Stacjonarny Ustalony Przepływ), których celem działania jest zwiększenie ciśnienia gazu lub cieczy przy użyciu zewnętrznej pracy technicznej.



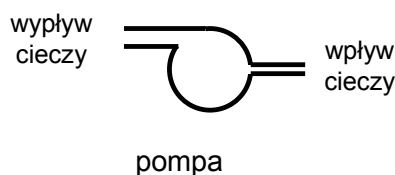
Na ogół w sprężarkach obrotowych (o przepływie osiowym lub osiowo-odśrodkowym) proces sprężania jest adiabatyczny natomiast w konstrukcjach typu cylinder – tłok może wystąpić (być potrzebne) chłodzenie czynnika, które trzeba uwzględnić w bilansie energii.

Bez chłodzenia równanie z I zasady dla sprężarki będzie:

$$h_i = h_e + \frac{c_e^2}{2} + w_t. \quad (7)$$

Bez chłodzenia i z pominięciem energii kinetycznej równanie dla pompy będzie:

$$h_i = h_e + w_t. \quad (8)$$



Rys. 9.6. Sprężarka i pompa.

Przykład. Powietrzna sprężarka odśrodkowa

Powietrzna sprężarka odśrodkowa wchodząca w skład turbiny gazowej pobiera powietrze z otoczenia, gdzie ciśnienie wynosi 1 bar a temperatura 300 K. Na wyjściu sprężarki ciśnienie wynosi 4 bary, temperatura 480 K, a prędkość powietrza wynosi 100 m/s. Strumień masy powietrza na wejściu sprężarki wynosi 15 kg/s. Oblicz moc, potrzebną do napędzania tej sprężarki.

Z I zasady:

$$\dot{m} \left(q + h_i + \frac{c_i^2}{2} + gZ_i \right) = \dot{m} \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} + w_t + gZ_e \right).$$

Po zaniedbaniu wyrazu z ciepłem, energią kinetyczną i potencjalną otrzymujemy:

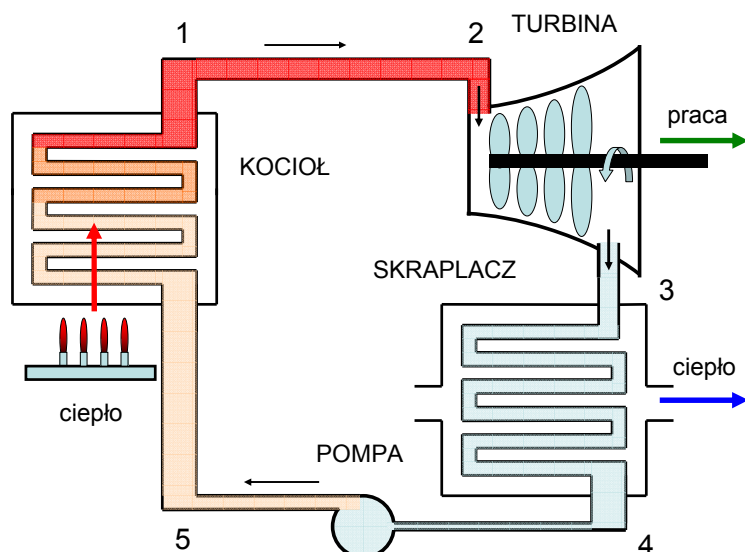
$$-\dot{m}w_t = \dot{m} \left(h_e - h_i + \frac{c_e^2}{2} \right).$$

Najbardziej dokładne rozwiązanie to wyszukanie w tablicach (A.7, SBvW) entalpii wyliczonej dla gazu półdoskonałego metodami termodynamiki statystycznej. Różnica wartości $h_e - h_i = (482,8 - 300,5) \text{ kJ/kg}$. Do tego dochodzi energia kinetyczna, $100 \cdot 100 / 2000 \text{ (J na kJ)}$, 5 kJ. Razem 187,3 kJ/kg. Po przemnożeniu przez 15 kg/s otrzymujemy 2809,5 kJ/s czyli ok. 2810 kW.

Trochę mniej dokładne rozwiązanie polega na przybliżeniu, $h_e - h_i = c_p \cdot (T_e - T_i)$, gdzie c_p , ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu dla powietrza w warunkach normalnych (25°C, 100 kPa) bierzemy z tabeli A.5 (SBvW) dla gazu doskonałego (1,004 kJ/kg K). Otrzymujemy $180 \text{ K} \cdot 1,004 + 5 \text{ kJ} = 185,7 \text{ kJ/kg}$. Po przemnożeniu przez strumień masy, 15 kg/s, otrzymujemy 2785,8 kW.

1.6. Prosta siłownia parowa

Prosta siłownia parowa, przedstawiona na Rys. 9.7. składa się z elementów omówionych wcześniej. Pracę wytwarza turbina napędzana rozprężającą się parą otrzymaną w kotle, podgrzewanym zewnętrznym źródłem ciepła (może być reaktor jądrowy). Rozprężona para poprzez skraplacz jest pompowana z powrotem do kotła.



Rys. 9.7. Prosta siłownia parowa.

Praktyczne rozwiązania mają znacznie wyższą wydajność dzięki stosowaniu podwójnych obiegów itd.

Przykład. Prosta siłownia parowa

Rozważymy prostą siłownię parową pokazaną na Rys. 9.7. Stwierdzono, że parametry pary wodnej są następujące:

Punkt	P	T lub x
1	2,0MPa	300°C
2	1,9MPa	290°C
3	15kPa	90%
4	14kPa	45°C
praca pompy		4kJ/kg

Oblicz następujące wielkości na kg masy pary wodnej płynącej przez układ:

1. Straty ciepła w rurze prowadzącej z kotła do turbiny.
2. Pracę turbiny
3. Ciepło oddane w skraplaczu
4. Ciepło pobrane w kotle

Rozwiązanie.

Entalpia w kluczowych lokalizacjach (z programu TEST):

1. para przegrzana, $h_1 = 3023,5 \text{ kJ/kg}$
2. para przegrzana, $h_2 = 3002,4 \text{ kJ/kg}$
3. para wilgotna, $h_3 = 2361,7 \text{ kJ/kg}$
4. sprężona ciecz, $h_4 = 188,5 \text{ kJ/kg}$
5. sprężona ciecz, $h_5 = h_4 + 4 \text{ kJ/kg} = 192,5 \text{ kJ/kg}$

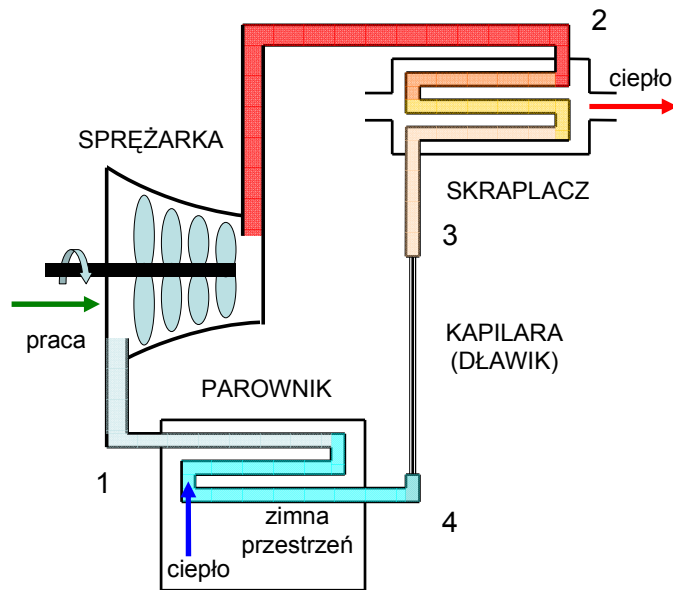
Z w/w danych obliczamy: straty ciepła 1-2 = 21,1kJ/kg, praca turbiny 2-3 = 640,7kJ/kg, ciepło 3-4 oddane w skraplaczu = 2173,2kJ/kg, ciepło pobrane 5-1 = 2831kJ/kg

Wydajność układu: 0,226.

1.7. Chłodziarka sprężarkowa

Podstawę fizyczną działania chłodziarki sprężarkowej stanowi możliwość doprowadzenia do wrzenia i intensywnego parowania czynnika chłodniczego o niskiej temperaturze. Proces ten zachodzi w parowniku. Warunkiem jest osiągnięcie odpowiednio niskiego ciśnienia. Teoretycznie można przy tym osiągnąć temperaturę punktu potrójnego (niżej jest gorzej, bo intensywność procesu sublimacji nie zapewnia dostatecznie dużej prędkości odprowadzania ciepła; są też kłopoty techniczne z manipulowaniem substancją w stanie stałym). Preferowane będą więc te substancje, których punkt potrójny leży w odpowiednim zakresie temperatur. Chłodną mieszaninę cieczy i pary o niskim ciśnieniu (parę wilgotną), zasilającą parownik, uzyskujemy po zdławieniu pary/cieczy ze skraplacza w kapilarze.

Drugą ważną cechą czynników chłodniczych jest duża wartość ciepła parowania; to będzie decydowało o ilości ciepła na kg czynnika chłodniczego, która może być odprowadzona z zimnej przestrzeni w parowniku chłodziarki. Praca w obiegu zamkniętym wymaga by ciepło pochłonięte przez czynnik chłodniczy w zimnej przestrzeni oddać do otoczenia; to z kolei wymaga podwyższenia temperatury chłodnej pary/cieczy przynajmniej do temperatury otoczenia, tak, żeby mógł zajść transfer ciepła do otoczenia. Do tego celu służy sprężarka i skraplacz. Wszystkie elementy razem tworzą chłodziarkę sprężarkową, w której czynnik chłodniczy krąży w obiegu zamkniętym, tak jak przedstawia to Rys. 9.8.



Rys. 9.8. Chłodziarka sprężarkowa

Przykład. Chłodziarka sprężarkowa

Pokazana na Rys. 9.8 chłodziarka sprężarkowa używa R-134a jako czynnika chłodniczego. Strumień masy płynący przez wszystkie elementy układu wynosi 0,1 kg/s, a moc pobierana przez sprężarkę wynosi 5,0 kW. Stwierdzono, że parametry czynnika roboczego są następujące:

Punkt	P lub x	T
1	100kPa	-20°C zimna para
2	800kPa	50°C ciepła para
3	0,0	30°C ciepła ciecz
4	< 1	-25°C para wilgotna

moc sprężarki 5,0 kW

Oblicz następujące wielkości:

1. Jakość pary na wejściu parownika.
2. Strumień ciepła pobranego przez parownik z zimnej przestrzeni (moc chłodząca)
3. Strumień ciepła oddanego przez sprężarkę

Rozwiązanie.

Entalpia (z programu TEST), na 0,1 kg R134a (czyli na 1s):

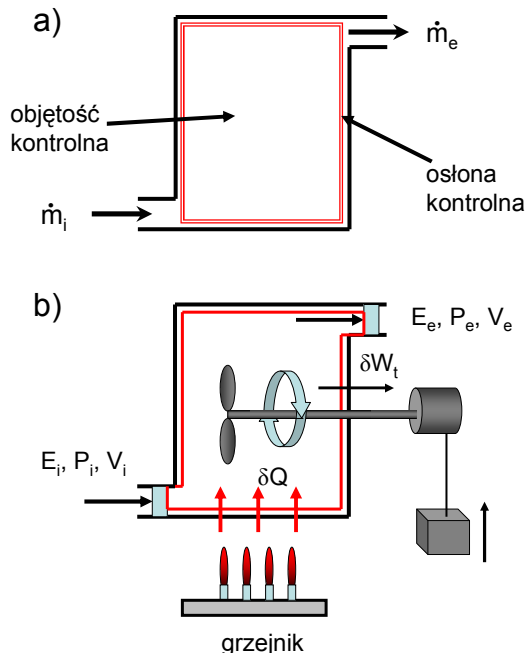
1. para przegrzana (chłodna), $H1 = 23,8$ kJ
2. para przegrzana (gorąca), $H2 = 28,6$ kJ
3. ciepła ciecz (nasycona), $H3 = 9,28$ kJ
4. chłodna para wilgotna (ciecz + para nasycona), $H4 = 9,28$ kJ

Z w/w danych obliczamy: jakość pary w 4, 0,345 (z programu TEST dla stanu 4), moc chłodząca parownika $H1 - H4 = 14,52$ kW, ciepło wydane przez sprężarkę $H2 - H1 = 4,8$ kW

Współczynnik sprawności chłodziarki $14,52/5 = 2,9$

2. Układy otwarte niestacjonarne o nieustalonym przepływie

Jeśli w układzie otwartym mamy do czynienia z przepływem nieustalonym (czynnika), a także jeśli stan(y) układu są nieustalone (układ jest niestacjonarny), to warunki, które wynikały z bilansu masy i energii i obowiązywały dla układów SUP, nie będą obowiązywały w rozpatrywanym układzie:



Rys. 9.9. Schemat pomocniczy układu otwartego do bilansu masy (a) i energii (b).

1. Przepływ czynnika jest nieustalony a więc:

$$\dot{m}_i \neq \text{const}$$

$$\dot{m}_e \neq \text{const}$$

co oznacza, że strumień masy, na wlocie i wylocie układu, mogą się dowolnie zmieniać.

2. Stany układu są nieustalone, a więc, w szczególności, masa i energia zawarte w układzie zmieniają się:

$$\frac{dm_{ok}}{dt} \neq 0 \quad \text{i} \quad \frac{dE_{ok}}{dt} \neq 0.$$

Istnieją oczywiście urządzenia cieplne, występujące w praktyce, które nie są układami stacjonarnymi o ustalonym przepływie; jako najważniejszy przykład wymienić tu można wszelkiego rodzaju zbiorniki z gazami, paliwami, czynnikami itd., zarówno służące przechowywaniu w/w materiałów ale także stanowiące części większych układów cieplnych, takich jak siłownie, elektrociepłownie itd. Oczywiście każdy układ stacjonarny przechodzi, po włączeniu/wyłączeniu/przełączeniu/przestrojeniu itd, fazę niestacjonarną, ale takich sytuacji nie będziemy tutaj rozpatrywali.

Pożytecznym modelem układów niestacjonarnych jest model układu, który nazwiemy czeSUP.

2.1. Układy częściowo stacjonarne o częściowo ustalonym przepływie (układy czeSUP)

Co jest ustalone, a co nieustalone w układzie czeSUP? Wprowadzimy postulaty, które dokładniej określą układ czeSUP.

POSTULAT 1. USTALONE:

- a) położenie objętości kontrolnej względem układu odniesienia
- b) termodynamiczny stan czynnika na wejściu i wyjściu
- c) w danej (każdej) chwili czasu stan czynnika w całej objętości kontrolnej

POSTULAT 2. MOŻE SIĘ ZMIENIAĆ:

- a) strumień masy na wejściu i wyjściu
- b) stan termodynamiczny czynnika w objętości kontrolnej (w całej objętości kontrolnej jednocześnie)

W szczególności może się zmieniać całkowita energia i masa czynnika zawartego w objętości kontrolnej.

3. POSTULAT DODATKOWY: Układ składający się z dowolnej liczby układów czeSUP też jest układem czeSUP.

Trzeci postulat oznacza pewne złagodzenie warunków 1c) i 2b); jeśli objętość kontrolna składa się z części, w których spełnione są warunki 1c) i 2b) to układ spełnia definicję czeSUP choć traktowana łącznie objętość kontrolna całego układu nie spełnia warunków 1c) i 2b).

2.2. I zasada termodynamiki dla układów czeSUP

Zasada zachowania masy dla układu czeSUP o jednym wlocie i jednym wylocie, sprowadza się do:

$$\frac{dm_{ok}}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_e. \quad (9)$$

Po scałkowaniu lewa strona da:

$$\int_1^2 \frac{dm_{ok}}{dt} dt = m_2 - m_1,$$

gdzie 1 i 2 to stany początkowy i końcowy układu, m_2 i m_1 to masa początkowa i końcowa w objętości kontrolnej.

Ponieważ:

$$\int_1^2 \frac{\delta m_{i(e)}}{dt} dt = m_{i(e)},$$

scałkowanie strony prawej da:

$$m_i - m_e$$

i ostatecznie warunek zachowania masy (9) sprowadza się do:

$$m_2 - m_1 = m_i - m_e, \quad (10)$$

warunku, który jest niemal tak samo (a może bardziej) oczywisty jak warunek (9); w objętości kontrolnej przybędzie tyle ile do niej wpłynęło minus to co wypłynęło.

Warunek (10) to zasada zachowania masy dla objętości kontrolnej.

Z kolei zasada zachowania energii dla objętości kontrolnej układu czeSUP przyjmie również oczywistą postać:

$$\frac{dE_{ok}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}_t + \dot{m}_i \left(u_i + P_i v_i + \frac{1}{2} c_i^2 + gZ_i \right) - \dot{m}_e \left(u_e + P_e v_e + \frac{1}{2} c_e^2 + gZ_e \right) \quad (11)$$

dla jednego wlotu (i – inlet) i jednego wylotu (e – exit). Oznaczenia i znaczenie poszczególnych wyrazów są takie same jak poprzednio.

Całkując lewą stronę mamy:

$$\int_1^2 \frac{dE_{ok}}{dt} dt = E_2 - E_1 = m_2 e_2 - m_1 e_1$$

gdzie:

$$m_2 e_2 - m_1 e_1 = m_2 \left(u_2 + \frac{1}{2} c_2^2 + gZ_2 \right) - m_1 \left(u_1 + \frac{1}{2} c_1^2 + gZ_1 \right).$$

Całkując prawą stronę mamy:

$$Q - W_t + m_i \left(u_i + P_i v_i + \frac{1}{2} c_i^2 + gZ_i \right) - m_e \left(u_e + P_e v_e + \frac{1}{2} c_e^2 + gZ_e \right).$$

Ostatecznie, podstawiając do (11) oba wyrażenia mamy:

$$m_2 \left(u_2 + \frac{1}{2} c_2^2 + gZ_2 \right) - m_1 \left(u_1 + \frac{1}{2} c_1^2 + gZ_1 \right) = Q - W_t + m_i \left(h_i + \frac{1}{2} c_i^2 + gZ_i \right) - m_e \left(h_e + \frac{1}{2} c_e^2 + gZ_e \right); \quad (12)$$

równanie, które w sposób oczywisty wyraża zasadę zachowania energii; ciepło które dopływa do układu, minus praca techniczna wykonana przez układ plus całkowita energia wpływająca z czynnikiem do układu (włącznie z pracą napełniania, która właściwie powinna być dołączona do pracy, ale znajduje się tam gdzie się znajduje przez trik z entalpią) minus całkowita energia wypływająca z układu z czynnikiem (znowu łącznie z pracą opróżniania) równa się zmianie całkowitej energii zawartej razem z czynnikiem wewnątrz objętości kontrolnej włączając energię wewnętrzną, kinetyczną i potencjalną.

2.3. Napełnianie (opróżnianie) pustego i częściowo wypełnionego zbiornika; przykłady

Przykład 1. Napełnianie parą wodną pustego zbiornika

Odpompowany zbiornik jest podłączony rurą z zaworem do kotła produkującego parę wodną o temperaturze 300°C i ciśnieniu 1,4 MPa. Po otwarciu zaworu zbiornik wypełnia się parą wodną do momentu, gdy ciśnienie w zbiorniku osiągnie wartość 1,4 MPa. Zakładamy, że proces zachodzi adiabatycznie i że energię kinetyczną i potencjalną pary na wejściu do zbiornika można pominąć.

Oblicz końcową temperaturę pary wodnej w zbiorniku.

Odp. 452°C.

Rozwiązanie. I zasada termodynamiki sprowadza się do równania:

$$m_2 u_2 = m_i h_i,$$

przy czym

$$m_2 = m_i \text{ a więc } u_2 = h_i.$$

Do programu TEST (kalkulator: states, system, PC model) wpisujemy dla stanu i (stan pary na wejściu) ciśnienie 1.4 MPa i temperaturę 300°C. Program wylicza $h_i = 3040.4$ kJ/kg. Stanu 1 nie potrzebujemy (pusty zbiornik, $m_1 = 0$). Dla stanu 2 (końcowego, para w zbiorniku) wpisujemy ciśnienie 1.4 MPa i $u_2 = 3040.4$. Program wylicza temperaturę 452.1°C.

Rozwiązanie z użyciem tablic; znając h_1 znamy u_2 (3040.4 kJ/kg) i dopasowujemy do tej wartości (i do ciśnienia 1.4 MPa) temperaturę. Konieczna interpolacja.

Przykład 2. Napełnianie parą wodną częściowo napełnionego zbiornika

Zbiornik o pojemności 0.4 m^3 zawiera parę nasyconą o ciśnieniu 350 kPa. Po otwarciu zaworu para z kotła (1.4 MPa, 300°C) wpływa do zbiornika dopóki ciśnienie w zbiorniku nie osiągnie 1.4 MPa.

Oblicz masę pary, która wpłynęła do zbiornika. Odp. 1.264 kg

Rozwiązanie. Po wpisaniu do programu TEST parametrów pary w zbiorniku (350 kPa, $x = 1$ i $\text{vol1} = 0.4 \text{ m}^3$) program wylicza temperaturę 138.9°C , $u_1 = 2548.9 \text{ kJ/kg}$ i $m_1 = 0.763 \text{ kg}$. Z kolei dla pary z kotła (1.4 MPa, 300°C) otrzymujemy $h_i = 3040.3 \text{ kJ/kg}$. I zasada termodynamiki sprowadza się do równania: $m_2 u_2 - m_1 u_1 = m_i h_i$, przy czym $m_2 - m_1 = m_i$. Eliminując m_i otrzymujemy: $m_2(u_2 - h_i) = m_1(u_1 - h_i)$. To równanie musi być spełnione przez parametry m_2 , u_2 , inne wielkości są ustalone. Robimy tak: wpisujemy jako stan 1 stan pary w zbiorniku (350 kPa, $x = 1$, $\text{vol1} = 0.4 \text{ m}^3$). Jako stan 2 wpisujemy stan po napełnieniu zbiornika. Odgadujemy u_2 , powiedzmy, że zaczniemy od $u_2 = 2800 \text{ kJ/kg}$ (wpisujemy 1.4 MPa, 2800 kJ/kg i $\text{vol2} = \text{vol1}$). Wyliczamy. Uruchamiamy panel I/O. Wpisujemy: $m_2(u_2 - 3040.3) - m_1(u_1 - 3040.3)$ i wyliczamy. Powinno być 0, jest -143. Przechodzimy do state panel i zmieniamy u_2 na powiedzmy 2900. Wyliczamy. Przechodzimy do panelu I/O. Wymazujemy wszystko z wyjątkiem samej formuły i znowu ją wyliczamy. Dostajemy kolejne przybliżenia: 2800: -143, 2900: +103, 2850: -13, 2860: +11, 2855: -0.91, 2856: +1.5, 2855.5: +0.3, 2855.4: 0.06. Uznajemy to za dobry wynik. Sprawdzamy w state panel stan 2: $m_2 = 2.027 \text{ kg}$, co daje na mi $2.027 - 0.763 = 1.264 \text{ kg}$.

W oparciu o tablice (bez programu TEST) zadanie należy rozwiązywać stosując interpolację.

Przykład 3. Opróżnianie zbiornika z amoniakiem

Zbiornik o pojemności 2 m^3 zawiera nasycony amoniak o temperaturze 40°C . Początkowo zbiornik zawiera objętościowo 50% cieczy i 50% pary. Odpompowujemy parę (tylko parę!) z górnej części zbiornika do momentu, gdy temperatura w zbiorniku wyniesie 10°C . Przyjmując, że proces jest adiabatyczny, oblicz masę wypompowanego amoniaku.

Odp. 72.7 kg

Rozwiązanie. Po wpisaniu do programu TEST parametrów amoniaku w stanie początkowym w zbiorniku (40°C , $y = 0.5$ (ułamek objętościowy) i $\text{vol1} = 2 \text{ m}^3$) program wylicza masę amoniaku, $m_1 = 591.7 \text{ kg}$ i $u_1 = 388.51 \text{ kJ/kg}$.

Dla 40°C , $x = 1$ (wypompowujemy gaz), $h_{e40} = 1470.2 \text{ kJ/kg}$. Dla temperatury 10°C , $x = 1$, $h_{e10} = 1452 \text{ kJ/kg}$. Różnica jest mała, więc przyjmujemy $h_e = 1461 \text{ kJ/kg}$.

Równanie z I zasady termodynamiki:

$m_2 u_2 - m_1 u_1 = -m_e h_e$, z zasady zachowania masy $m_e = m_2 - m_1$, eliminując m_e dostaniemy:

$$m_2(h_e - u_2) = m_1(h_e - u_1).$$

Wprowadzamy stan 1 (początkowy w zbiorniku). Wprowadzamy stan 2, 10°C , $\text{vol2} = \text{vol1}$ i będziemy próbować różnych u_2 . W panelu I/O wprowadzamy wyrażenie $m_2(h_e - u_2) - m_1(h_e - u_1)$ i wyliczamy je (dla dobrego wyboru u_2 powinno wyjść zero).

Najlepsze $u_2 = 238.145 \text{ kJ/kg}$, $m_2 = 519.0 \text{ kg}$. $591.7 - 519.0 = 72.7 \text{ kg}$