AKADEMIA ROLNICZA W SZCZECINIE

Wanda Malinowska, Leszek Malinowski

Technika cieplna w rolnictwie

Zadania i przykłady

Szczecin 1997

Spis treści

WSTĘP 5

WAŻNIEJSZE OZNACZENIA UŻYTE W PRACY 7

CZĘŚĆ A. TREŚCI ZADAŃ 11

1. Przeliczanie jednostek 11
2. Termiczne równanie stanu 13
3. Ciepło właściwe i pierwsza zasada termodynamiki 15
4. Entropia i druga zasada termodynamiki 19
5. Roztwory gazowe 21
6. Charakterystyczne przemiany gazów doskonałych i półdoskonałych 23
7. Para wodna 26
8. Powietrze wilgotne 28
9. Przepływ gazów i par 32
10. Sprężarki 34
11. Silniki i siłownie cieplne 37
12. Chłodziarki i pompy ciepła 40
13. Spalanie 44
14. Wymiana ciepła 47

CZĘŚĆ B. WSKAZÓWKI DO WYBRANYCH ZADAŃ 51

CZĘŚĆ C. ODPOWIEDZI 57

CZĘŚĆ D. ROZWIĄZANIA WYBRANYCH ZADAŃ 65

1. Przeliczanie jednostek 65
2. Termiczne równanie stanu 67
3. Ciepło właściwe i pierwsza zasada termodynamiki 70
4. Entropia i druga zasada termodynamiki 76
5. Roztwory gazowe 77
6. Charakterystyczne przemiany gazów doskonałych i półdoskonałych 80
7. Para wodna 83

8. Powietrze wilgotne 86
9. Przepływ gazów i par 91
10. Sprężarki 95
11. Silniki i siłownie cieplne 100
12. Chłodziarki i pompy ciepła 106
13. Spalanie 110
14. Wymiana ciepła 115

LITERATURA 118

TABLICE 119

WARTOŚCI WYBRANYCH STAŁYCH 137

PRZELICZANIE JEDNOSTEK MIAR RÓŻNYCH WIELKOŚCI 138

Wstęp

Niniejszy skrypt jest przeznaczony dla studentów akademii rolniczych studiujących na kierunkach i specjalnościach, na których prowadzone są zajęcia zawierające elementy techniki cieplnej. Do kierunków i specjalności tych należą m.in.: technika rolnicza i leśna, przechowalnictwo produktów rolnych, technologia żywności i ochrona środowiska. Autorzy starali się, aby tam gdzie to było możliwe treści zadań były związane z praktycznymi potrzebami obliczeniowymi występującymi w technice rolniczej. W końcowej części skryptu zamieszczono wiele tablic z wybranymi danymi fizycznymi, przede wszystkim cieplnymi, które mogą być przydatne podczas rozwiązywania wielu problemów z techniki cieplnej, nie tylko tych zamieszczonych w niniejszym skrypcie. Duża część danych dotyczy produktów rolnych i materiałów wykorzystywanych w technice rolniczej.

Podczas przygotowywania tego skryptu autorzy wykorzystali swoje ponad dwudziestoletnie doświadczenie w nauczaniu techniki cieplnej na wielu wydziałach Politechniki Szczecińskiej i w Akademii Rolniczej w Szczecinie.

Ze względów dydaktycznych zasadniczą część niniejszego zbioru zadań podzielono na cztery części: treści zadań, wskazówki do trudniejszych zadań, odpowiedzi do wszystkich zadań i rozwiązania wybranych zadań. Treści zadań są celowo oddzielone od odpowiedzi, wskazówek i rozwiązań. Studenci powinni próbować rozwiązać każde zadanie całkowicie samodzielnie. Dopiero po natrafieniu na trudności mogą sięgnąć po wskazówki zamieszczone w odpowiednim rozdziale. Po rozwiązaniu zadania uzyskane wyniki mogą być sprawdzone przez porównane z podanymi odpowiedziami. W przypadku zadań z rozwiązaniami student może porównać zastosowaną przez siebie metodę rozwiązania z metodą proponowaną przez autorów. Zamieszczone rozwiązania mogą być także wykorzystywane do nauki typowych metod rozwiązywania zadań z poszczególnych dziedzin. Każde z zamieszczonych zadań może być rozwiązane wieloma różnymi metodami. W swoich rozwiązaniach autorzy starali się przedstawić najbardziej dydaktyczną drogę dojścia do rozwiązania, która niekoniecznie musi być najkrótsza. Zadania, do których zamieszczono wskazówki oraz zadania rozwiązane, są odpowiednio oznaczone. I tak, na końcu zadań, do których podano wskazówki, umieszczono w nawiasach okrągłych literę „w”. Zadania rozwiązane oznaczone są w taki sam sposób literą „r”. Zdaniem autorów umieszczanie odpowiedzi do zadań bezpośrednio pod ich treścią powo-

duje, że wielu uczących się stara się przede wszystkim otrzymać podane wyniki, zamiast skoncentrować się na analizie i rozwiązywaniu problemu.

Autorzy mają nadzieję, że proponowany zbiór zadań przyczyni się do lepszego zrozumienia tego interesującego, ale i niełatwego przedmiotu, jakim jest technika cieplna.

Szczecin, maj 1997 r. Wanda i Leszek Malinowscy

Ważniejsze oznaczenia użyte w pracy

A - pole powierzchni, m^2

B - zużycie paliwa, kg/h

c - ciepło właściwe, J/(kg K)

c_p - ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, J/(kg K)

c_v - ciepło właściwe przy stałej objętości, J/(kg K)

d - średnica, m

E - energia, J

g - udział gramowy składnika w roztworze

g - przyspieszenie ziemskie = 9,81 m/s^2 (wartość standardowa)

i - entalpia właściwa, J/kg

I - entalpia, J

k - współczynnik przenikania ciepła, $W/(m^2 K)$

l - praca bezwzględna jednostkowa, J/kg

L - praca bezwzględna, J

l_t - praca techniczna jednostkowa, J/kg

L_t - praca techniczna, J

m - ilość substancji, ukg ≡ kg

m - masa substancji, kg

$\dot{m}_g$ - strumień substancji powietrza suchego, kg/s

M - przelicznik kilomoli na kilogramy równy liczbowo masie cząsteczkowej, kg/kmol

(Mv_u) - przelicznik kilomoli na um^3 równy liczbowo objętości 1 kmol substancji w umownych warunkach termicznych = 22,71 um^3/kmol

(MR) - uniwersalna stała gazowa = 8314,29 J/(kmol K)

n - ilość substancji, kmol

n_{Smin} - minimalne zapotrzebowanie tlenu do spalania, kmol O_2/jedn pal

n'_L - rzeczywiste zapotrzebowanie powietrza do spalania, kmol pow/jedn pal

N - moc mechaniczna, W

N_e - moc efektywna, W

N_i - moc wewnętrzna, W

p - ciśnienie, Pa

P - moc cieplna, W

q - ciepło jednostkowe, J/kg

Q - ilość ciepła, J

r - ciepło parowania, J/kg

r - udział objętościowy składnika w roztworze

R - indywidualna stała gazowa, J/(kg K)

s - entropia właściwa, J/(kg K)

S - entropia, J/K

t - temperatura, °C

T - temperatura bezwzględna, K

u - energia wewnętrzna właściwa, J/kg

U - energia wewnętrzna, J

v - objętość właściwa, m^3/kg

V - objętość, m^3

w - prędkość, m/s

W_d - wartość opałowa, J/kg

W_g - ciepło spalania, J/kg

x - stopień suchości pary nasyconej mokrej

X - stopień zawilżenia powietrza wilgotnego

z - udział molowy składnika w roztworze

z - wykładnik politropy

α - współczynnik wnikania ciepła, $W/(m^2 K)$

β - krytyczny stosunek ciśnień

ε_g - współczynnik wydajności (sprawność termiczna) obiegu pompy ciepła

ε_{ge} - współczynnik wydajności pompy ciepła (urządzenia)

ε_z - współczynnik wydajności (sprawność termiczna) obiegu chłodziarki

ε_{ze} - współczynnik wydajności urządzenia chłodniczego

η_d - sprawność dyszy

η_t - sprawność termiczna obiegu

κ - wykładnik izentropy = c_p/c_v

λ - współczynnik nadmiaru powietrza

λ - współczynnik przewodności cieplnej, W/(m K)

π - spręż sprężarki

π - liczba pi ≅ 3,14159

Π - suma przyrostów entropii układu i otoczenia, J/K

ρ - gęstość, kg/m^3

τ - czas, s

φ - wilgotność względna

φ - współczynnik prędkości

Indeksy górne

)’ - dotyczy substratów reakcji spalania

)’ - dotyczy cieczy w punkcie pęcherzyków

)” - dotyczy produktów reakcji spalania

)” - dotyczy pary nasyconej suchej

)$_u$ - oznacza warunki umowne SI, p_u = 0,1 MPa, T_u = 273,15 K

Kropka nad symbolem oznacza strumień.

CZĘŚĆ A

Treści zadań

1. Przeliczanie jednostek

1.1. Obliczyć w kg, kmol i um^3 ilość substancji metanu CH_4 o gęstości $\rho = 17{,}8$ kg/m^3 znajdującego się w zbiorniku o pojemności $V = 100$ m^3.

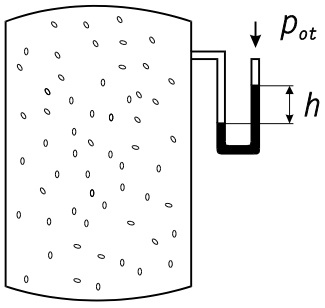
1.2. Gęstość miodu w temperaturze $t = 20°C$ wynosi $\rho = 1{,}345$ g/cm^3. Wyznaczyć gęstość miodu w kg/m^3.

1.3. Pewna ilość metanu CH_4 waży $G = 12$ kG. Jaką objętość zajmowałby metan, gdyby jego temperatura wynosiła $T = 273{,}15$ K, a ciśnienie było równe $p = 0{,}1$ MPa?

1.4. Na równiku, na poziomie morza, przyspieszenie ziemskie ma wartość $g_r = 9{,}780$ m/s^2. W przybliżeniu na każde 1000 m wzniesienia ponad poziom morza przyspieszenie ziemskie zmniejsza się o $\Delta g = 0{,}001$ m/s^2. Ile będzie ważył człowiek na wysokości $h = 2500$ m ponad poziom morza, którego ciężar na poziomie morza wynosi $G_r = 75$ kG? (w, r)

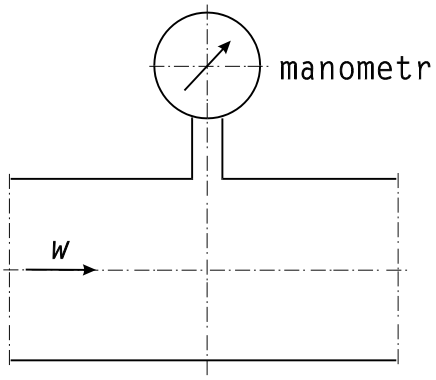
1.5. Manometr reduktora znajdującego się na butli tlenowej wskazuje nadciśnienie $p_n = 146$ at. Jakie ciśnienie bezwzględne panuje w butli, jeżeli ciśnienie barometryczne jest równe $p_b = 785$ Tr? Wynik podać w at, bar i Tr.

1.6. Wysokość słupa cieczy równoważąca mierzone nadciśnienie jest funkcją temperatury. Manometr rtęciowy umieszczony na zbiorniku z gazem wskazał różnicę poziomów rtęci $h = 12{,}38$ cm (rys. A1-6). Jakie nadciśnienie w Pa panowało w zbiorniku, jeżeli pomiaru dokonano w temperaturze $t_A = 12°C$? Jakiemu nadciśnieniu odpowiadałoby to wskazanie, gdyby pomiaru dokonano w temperaturze $t_B = 26°C$? Przyjąć, że gęstość rtęci jest liniową funkcją temperatury, która dla $t_0 = 0°C$ przyjmuje wartość



Rys. A1-6

ρ_0 = 13595 kg/m^3, a dla t_1 = 20°C wartość ρ_1 = 13546 kg/m^3. Do obliczeń użyć wartość normalnego przyspieszenia ziemskiego g_n = 9,80665 m/s^2. (w)



Rys. A1-7

1.7. Rurociągiem przepływa powietrze o ciśnieniu całkowitym p_c = 15 at, gęstości ρ = 17,8 kg/m^3, z prędkością w = 25 m/s. Jakie byłoby wskazanie manometru w MPa, podłączonego do króćca o osi prostopadłej do osi rurociągu (patrz rys. A1-7), jeżeli ciśnienie otoczenia wynosiło p_{ot} = 760 Tr. (w, r)

1.8. Moc cieplna nagrzewnicy powietrza wynosi P = 15000 kcal/h. Wyrazić P w kW.

1.9. Ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu acetylenu C_2H_2 traktowanego jako gaz doskonały jest równe c_p = 0,305 kcal/(kg deg). Jaką wartość ma to ciepło właściwe wyrażone w kJ/(kg K), kJ/(kmol K) i w kJ/(um^3 K)? Masa cząsteczkowa acetylenu wynosi M = 26,04. (w)

1.10. Rzeczywiste ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu wodoru H_2 opisuje następujące równanie $c_p(t) = 14{,}263 + 0{,}001382\ t$ kJ / (kg K). Jaką postać będzie miała funkcja na ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu wodoru, do której temperaturę będzie się podstawiać w kelwinach, a wynik otrzymywać w kJ/(kmol K)? (w, r)

1.11. Współczynnik przewodzenia ciepła dla mąki zawiera się w przedziale λ = 0,382 ÷ 0,460 kcal/(m h deg). Przeliczyć podane wartości na W/(m K).

2. Termiczne równanie stanu

2.1. Obliczyć objętość 1 kilomola tlenu O_2, azotu N_2 i dwutlenku węgla CO_2 przy ciśnieniu p = 0,1 MPa i w temperaturze t = 0°C.

2.2. Pewien gaz półdoskonały przy ciśnieniu p_1 = 12 bar i w temperaturze t_1 = 22°C zajmuje objętość V_1 = 12 m^3. Ile wynosiłaby objętość tego gazu przy ciśnieniu p_2 = 18 bar i w temperaturze t_2 = 45°C?

2.3. Nominalne ciśnienie powietrza w kole ciągnika wynosi p_1 = 2 bar. Koło zostało napełnione powietrzem w temperaturze otoczenia t_1 = 18°C. W upalny dzień, podczas prac polowych, temperatura powietrza w kole wzrosła do t_2 = 60°C. O ile wzrosło ciśnienie w kole przy założeniu, że objętość powietrza nie zmieniła się? Powietrze potraktować jako gaz półdoskonały.

2.4. Pewien gaz w warunkach umownych, określonych ciśnieniem p_u = 0,1 MPa i temperaturą t_u = 0°C, ma gęstość ρ_u = 1,275 kg/um^3. Ile wynosi masa cząsteczkowa tego gazu? (w, r)

2.5. W dwóch zbiornikach o objętości V = 3,2 m^3 każdy znajduje się azot N_2. W pierwszym zbiorniku parametry gazu wynoszą p_1 = 6,1 bar, t_1 = 132°C, a w drugim zbiorniku p_2 = 3,35 bar, t_2 = 12°C. Który ze zbiorników zawiera więcej azotu?

2.6. W celu zmierzenia pojemności zbiornika, w którego wnętrzu umieszczona była wężownica ogrzewcza, połączono go ze zbiornikiem o objętości V_p = 3 m^3 wypełnionym powietrzem o parametrach p_1 = 12 bar, t_1 = 18°C i otworzono zawór odcinający. Po wyrównaniu się ciśnienia i temperatury stwierdzono, że powietrze zawarte w zbiornikach ma parametry p_2 = 3,6 bar i $t_2 = t_1$ = 18°C. Ile wynosiła pojemność badanego zbiornika, jeżeli początkowo zawierał on powietrze o parametrach otoczenia p_{ot} = 1 bar, $t_{ot} = t_1 = t_2$ = 18°C?

2.7. Tlen wykorzystywany do spawania jest przechowywany w butli o pojemności V = 80 l. Temperatura tlenu wynosiła t_1 = 21°C, a jego ciśnienie było równe p_1 = 12 MPa. Po zużyciu pewnej ilości tlenu ciśnienie w butli obniżyło się do p_2 = 9,64 MPa, a temperatura spadła do t_2 = 18°C. Ile kg gazu znajdowało się początkowo w butli? Ile kg gazu zużyto?

2.8. Ze zbiornika o objętości $V = 80$ m^3 zawierającego azot N_2 o temperaturze $T_1 = 298$ K pobrano pewną ilość gazu. Ciśnienie azotu zmalało o $|\Delta p| = 1{,}5$ bar, a temperatura pozostała nie zmieniona. Po podgrzaniu azotu o $\Delta T = 60$ K ciśnienie powróciło do pierwotnej wartości. Ile um^3 azotu zawierał początkowo zbiornik? (w, r)

2.9. Gazomierz, którego wskazania są proporcjonalne do objętości przepływającego gazu, został wywzorcowany w m^3 przy ciśnieniu $p_1 = 1$ atm i w temperaturze $t_1 = 15$°C. Obliczyć niedobór opłaty za gaz ΔK %, gdy parametry gazu wynoszą $p_2 = 1{,}065$ bar i $t_2 = 4$°C. (w, r)

2.10. Sprężarka napełnia zbiornik o objętości $V = 8{,}2$ m^3 tlenem O_2. Obliczyć ile kilogramów tlenu zostało załadowane do zbiornika, jeżeli przed napełnieniem parametry termiczne w zbiorniku były równe $p_1 = 0{,}1$ MPa, $T_1 = 293$ K, a po napełnieniu $p_2 = 0{,}8$ MPa, $T_2 = 303$ K.

2.11. Na początku eksploatacji złoża ciśnienie gazu ziemnego wynosiło $p_1 = 6{,}8$ MPa. Po roku eksploatacji z wydajnością $\dot{V}_u = 1{,}35 \cdot 10^5$ um^3/dobę ciśnienie gazu zmalało do $p_2 = 5{,}2$ MPa. Ile um^3 gazu pozostało jeszcze w złożu? Założyć, że objętość złoża i temperatura gazu nie uległy zmianie.

2.12. Nadciśnienie statyczne helu He płynącego rurociągiem wynosi $p_n = 1{,}25$ bar przy ciśnieniu atmosfery $p_b = 1012$ hPa. Ciśnienie dynamiczne helu jest równe $p_d = 0{,}0122$ N/m^2. Ile wynosi gęstość helu, jeżeli jego temperatura jest równa $T = 301$ K. (w)

3. Ciepło właściwe i pierwsza zasada termodynamiki

3.1. Do zaizolowanego naczynia zawierającego $V = 0{,}8$ dm^3 wody o temperaturze $t_{w1} = 17$°C wrzucono kawałek metalu o masie $m_m = 0{,}25$ kg i temperaturze $t_{m1} = 42$°C. Po wyrównaniu się temperatury w układzie zmierzona temperatura wody była równa $t_k = 17{,}9$°C. Ile wynosi ciepło właściwe metalu? Ciepło właściwe wody przyjąć równe $c_w = 4{,}19$ kJ/(kg K), a jej gęstość $\rho_w = 1$ kg/dm^3.

3.2. Do $V = 6$ dm^3 wody o temperaturze $t_w = 22$°C wrzucono $m_s = 0{,}5$ kg srebra o temperaturze $t_s = 45$°C i $m_c = 2$ kg cynku o temperaturze $t_c = 10$°C. Obliczyć końcową temperaturę ciał t_k, jeżeli straty ciepła do otoczenia wynoszą $Q_{ot} = 2{,}3$ kJ, ciepło właściwe wody $c_w = 4{,}19$ kJ/(kg K), ciepło właściwe srebra $c_s = 0{,}234$ kJ/(kg K), a ciepło właściwe cynku $c_c = 0{,}385$ kJ/(kg K). Gęstość wody przyjąć równą $\rho_w = 1$ kg/dm^3. (w, r)

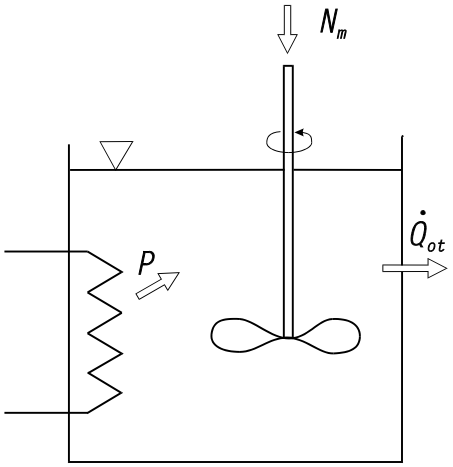
3.3. Zetknięto ze sobą kawałek stali o temperaturze $t_{s1} = 800$°C i masie $m_s = 3{,}2$ kg, kawałek miedzi o temperaturze $t_{m1} = 30$°C i masie $m_m = 1{,}78$ kg oraz kawałek aluminium o temperaturze $t_{a1} = 15$°C i masie $m_a = 15$ kg. Po pewnym czasie metale rozłączono i stwierdzono, że stal ma temperaturę $t_{s2} = 300$°C, a miedź $t_{m2} = 120$°C. Obliczyć temperaturę aluminium wiedząc, że ciepła właściwe stali, miedzi i aluminium wynoszą odpowiednio $c_s = 0{,}410$ kJ/(kg K), $c_m = 0{,}385$ kJ/(kg K) i $c_a = 0{,}879$ kJ/(kg K).

3.4. Termostat utrzymuje temperaturę wody w bojlerze na poziomie $t_g = 85$°C. Ile litrów wody zimnej o temperaturze $t_z = 15$°C należy dodać do $V = 100$ l wody pobranej z bojlera, aby otrzymać wodę do celów sanitarnych o temperaturze $t_k = 40$°C.

3.5. Do zbiornika zawierającego wodę zimną o temperaturze $t_1 = 24$°C dolano pewną ilość wody gorącej o temperaturze $t_d = 90$°C uzyskując $V_2 = 210$ l wody ciepłej o temperaturze $t_2 = 42$°C. Ile litrów wody początkowo zawierał zbiornik?

3.6. W zbiorniku zaopatrzonym w grzałkę elektryczną i mieszadło (rys. A3-6) ogrzewany jest pewien produkt spożywczy. Na początku ogrzewania temperatura produktu była równa temperaturze otoczenia $t_{p1} = t_{ot} = 20$°C. Moc cieplna grzałki $P = 1{,}5$ kW, moc mechaniczna doprowadzana do mieszadła $N_m = 0{,}5$ kW, a straty ciepła na rzecz otoczenia podczas ogrzewania

$\dot{Q}_{ot} = 0{,}035(t - t_{ot})$ kW, gdzie t jest temperaturą produktu. Do jakiej temperatury można podgrzać produkt w opisanym wyżej układzie? (w)



Rys. A3-6

3.7. Po awarii systemu ogrzewczego temperatura powietrza w pomieszczeniu budynku inwentarskiego spadła do t_1 = 10°C. Do zastępczego ogrzewania pomieszczenia postanowiono wykorzystać nagrzewnicę przenośną o mocy P = 2 kW. Po ilu minutach temperatura w pomieszczeniu wzrośnie do t_2 = 20°C, jeżeli podczas ogrzewania średnio 20% mocy ogrzewczej tracona jest na rzecz otoczenia? Wymiary pomieszczenia 6 m × 10,5 m × 3 m, a ciśnienie powietrza p = 1 bar. Powietrze potraktować jako dwuatomowy gaz doskonały o masie cząsteczkowej M = 29.

3.8. Średnie ciepło właściwe substancji dla określonego zakresu temperatur można wyznaczyć doświadczalnie poprzez pomiar ciepła potrzebnego do jej ogrzania (schłodzenia) w tym zakresie temperatur. W celu wyznaczenia średniego ciepła właściwego substancji jej próbkę w ilości m_p = 1,3 kg zanurzono w V_w = 5 l wody znajdującej się w zaizolowanym naczyniu. Temperatura początkowa próbki t_{p1} = 60°C, temperatura początkowa wody t_{w1} = 22°C, temperatura końcowa wody i próbki t_k = 24,2°C. Zakładając, że całe ciepło oddane przez próbkę zostało pochłonięte przez wodę wyznaczyć średnie ciepło właściwe próbki w zakresie temperatur t_{p1}, t_k. Gęstość wody przyjąć równą $\rho_w = 1\,\text{kg/dm}^3$, a jej ciepło właściwe $c_w = 4{,}19\,\text{kJ/(kg K)}$.

3.9. Pocisk o temperaturze t_1 = 50°C lecący z prędkością w_1 = 800 m/s uderzył w ścianę budynku. Po zderzeniu ze ścianą 70% energii kinetycznej pocisku powiększyło jego energię wewnętrzną, reszta zaś została rozproszona w otoczeniu. Do jakiej temperatury podgrzał się pocisk, jeżeli średnie ciepło właściwe materiału, z którego został on wykonany, opisuje równanie $c\big|_0^t = 0{,}52 + 2{,}1 \cdot 10^{-3} t$ kJ/(kg K).

3.10. Ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu pewnej substancji zmienia się z temperaturą liniowo: $c_p(t) = a + bt$. W celu określenia współczynników a, b do substancji o temperaturze

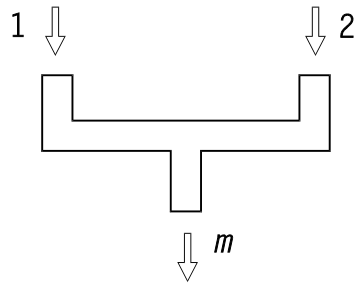
t_1 = 20°C doprowadzono dwukrotnie po 2 kJ/kg ciepła, uzyskując kolejno przyrosty temperatury Δt_1 = 3,15 K oraz Δt_2 = 2,78 K. Obliczyć wartości współczynników *a* i *b*. (r)

3.11. Określając ciepło właściwe gazu można m.in. założyć, że gaz zachowuje się jak gaz doskonały, lub skorzystać z równania aproksymacyjnego sformułowanego na podstawie wyników badań doświadczalnych. Obliczyć jaki błąd zostanie popełniony przy obliczaniu ciepła potrzebnego do ogrzania, przy stałym ciśnieniu, m = 2 kg tlenu O_2 od temperatury t_1 = 10°C do temperatury t_2 = 100°C, jeżeli zostanie on potraktowany jako gaz doskonały. Podać wartość bezwzględną i procentową błędu. Odpowiednie równanie aproksymacyjne na ciepło właściwe tlenu odszukać w tablicy 5.

3.12. Rzeczywiste ciepło właściwe przy stałej objętości metanu CH_4 określa równanie c_v = 0,759 + 0,00314 T kJ/(kg K). V_u = 100 um^3 metanu podgrzano od temperatury t_1 = 20°C do temperatury t_2 = 65°C. Obliczyć przyrost energii wewnętrznej i entalpii gazu. (w)

3.13. Podczas pomiaru mocy silnika na hamowni około 90% energii przejmuje woda wypełniająca hamulec, reszta energii ulega rozproszeniu do otoczenia. Obliczyć strumień wody w kg/s, który powinien przepływać przez hamulec, jeżeli przyrost temperatury wody nie może przekroczyć ΔT = 30 K przy mocy efektywnej silnika N_e = 300 kW. Przyjąć, że ciepło właściwe wody jest równe c_w = 4,19 kJ/(kg K).

3.14. W baterii strumień wody zimnej $\dot{V}_1 = 3\,\mathrm{l/min}$ o temperaturze t_1 = 10°C miesza się ze strumieniem wody gorącej $\dot{V}_2 = 2\,\mathrm{l/min}$ o temperaturze t_2 = 70°C (rys. A3-14). Ile wynosi temperatura wody opuszczającej baterię? Zmianę gęstości wody wraz z temperaturą pominąć.

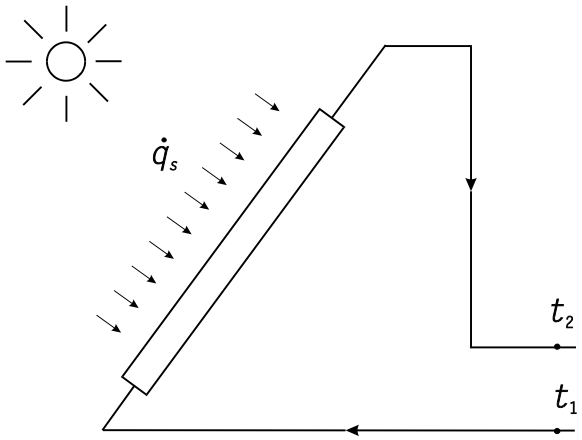


1-woda zimna, 2-woda gorąca, *m*-mieszanina wody zimnej i gorącej

Rys. A3-14

3.15. Woda do pojenia bydła podgrzewana jest w kolektorze słonecznym pracującym w układzie bezpośrednim, przepływowym (rys. A3-15). Temperatura wody na wlocie do układu wynosi t_1 = 15°C, a na wylocie z układu jest równa t_2 = 30°C. Obliczyć niezbędną wielkość powierzchni kolektorów słonecznych A m^2 dla następujących danych:

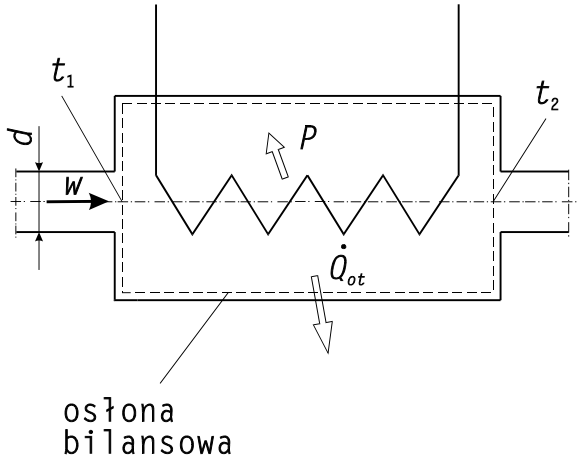
- zapotrzebowanie wody $\dot{m}_w = 5000$ l / h,
- średnia gęstość strumienia energii promieniowania słonecznego docierającego do kolektora $\dot{q}_s = 400$ W / m^2,
- sprawność kolektora $\eta_k = \dot{Q}_w / (\dot{q}_s A) = 0{,}50$, gdzie $\dot{Q}_w$ jest strumieniem energii pochłanianej przez wodę przepływającą kolektorem.



Rys. A3-15

Ciepło właściwe wody przyjąć równe c_w = 4,19 kJ/(kg K).

3.16. Ciecz o gęstości ρ = 0,85 kg/dm^3 i temperaturze t_1 = 15°C doprowadzana jest rurociągiem o średnicy d = 12,5 mm do grzejnika elektrycznego (rys. A3-16). Średnia prędkość cieczy w rurociągu wynosi w = 0,35 m/s, a jej średnie ciepło właściwe wyraża równanie $c\big|_0^T = 1{,}854 + 0{,}352 \cdot 10^{-3} T$ kJ / (kg K). Obliczyć moc cieplną P grzejnika, jeżeli temperatura cieczy opuszczającej grzejnik jest równa t_2 = 80°C, a straty ciepła na rzecz otoczenia wynoszą 4% mocy grzejnika. (r)



Rys. A3-16

3.17. W celach wentylacyjnych i ogrzewczych do pomieszczenia doprowadzane jest $\dot{V}_u = 18000$ um^3 / h powietrza o temperaturze T_2 = 320 K. Obliczyć moc cieplną nagrzewnicy P kW, jeżeli temperatura początkowa powietrza T_1 = 285 K, a proces ogrzewania powietrza jest izobaryczny. Średnie ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu, w zakresie temperatur od 0 do t, wyraża równanie $\left(Mc_p\right)\Big|_0^t = 29{,}221 + 0{,}004547\, t$ kJ / (kmol K) (porównaj z danymi umieszczonymi w tablicy 5). (r)

4. Entropia i druga zasada termodynamiki

4.1. m = 120 kg pary wodnej o ciśnieniu p = 1,8 MPa skrapla się w procesie izobaryczno-izotermicznym oddając ciepło do otoczenia o temperaturze t_{ot} = 22°C. Obliczyć sumę przyrostów entropii pary i otoczenia $\Pi_{1\text{-}2}$ wywołanych tym procesem. Na podstawie otrzymanego wyniku określić, czy proces ten był odwracalny, czy nieodwracalny. (r)

4.2. Gęstość strumienia ciepła przenikającego przez zewnętrzne ściany budynku wynosi $\dot{q} = 30\ \mathrm{W/m^2}$. Ciepło to jest pochłaniane przez otoczenie o temperaturze t_{ot} = 5°C. O ile wzrosła entropia otoczenia ΔS_{ot} MJ/K po czasie τ = 24 godz., jeżeli łączna powierzchnia ścian jest równa A_z = 456 m^2?

4.3. Mleko o objętości V = 6,4 l i temperaturze początkowej t_1 = 60°C stygnie w otoczeniu o stałej temperaturze t_{ot} = 20°C, aż do wyrównania się temperatur. Obliczyć sumę przyrostów entropii zjawiska $\Pi_{1\text{-}2}$. Do obliczeń przyjąć ciepło właściwe mleka c_m = 3,95 kJ/(kg K) i jego gęstość ρ_m = 1,025 kg/dm^3.

4.4. Do m = 7,7 kg aluminium o temperaturze t_1 = 33,2°C doprowadzono $Q_{1\text{-}2}$ = 123,4 kJ ciepła. O ile wzrosła entropia aluminium, jeżeli rzeczywiste ciepło właściwe aluminium opisuje równanie $c(T) = 0{,}745 + 0{,}500 \cdot 10^{-3} T$ kJ / (kg K). (w)

4.5. Do dobrze zaizolowanego naczynia zawierającego V_w = 3 l wody o temperaturze T_{w1} = 293 K wrzucono przedmiot stalowy o masie m_s = 1,28 kg i temperaturze T_{s1} = 357 K. O ile wzrosła entropia układu po wyrównaniu się temperatur w naczyniu? Ciepło właściwe wody przyjąć c_w = 4,19 kJ/(kg K), jej gęstość w temperaturze T_{w1}, ρ_w = 998,2 kg/m^3, a ciepło właściwe stali c_s = 0,461 kJ/(kg K). (w)

4.6. Azot N_2 o temperaturze T_1 = 310 K i ciśnieniu p_1 = 0,25 MPa sprężono politropowo do ciśnienia p_2 = 0,75 MPa, a następnie izobarycznie zwiększono jego objętość do wartości początkowej. Traktując azot jako gaz doskonały obliczyć jednostkowy przyrost jego entropii po całym procesie, $\Delta s_{1\text{-}3}$ J/(kg K). (w)

4.7. Powietrze o ciśnieniu p_1 = 8 bar i temperaturze t_1 = 35°C transportowane jest chropowatym rurociągiem. Wskutek oporów przepływu ciśnienie powietrza spadło o $|\Delta p|$ = 0,02 bar, natomiast wskutek pochłonięcia ciepła tarcia i wymiany ciepła z otoczeniem jego temperatura zmniejszyła się o $|\Delta t|$ = 6 K. Obliczyć jednostkową zmianę entropii powietrza. (w)

4.8. Zbiornik o objętości V_{I} = 1,2 m^3 zawierający tlen O_2 o ciśnieniu p_1 = 80 bar i temperaturze t_1 = 25°C połączono przewodem ze zbiornikiem o objętości V_{II} = 16,5 m^3, w którym panowała próżnia. Po otworzeniu zaworu odcinającego część gazu przepłynęła do drugiego zbiornika, aż do wyrównania się ciśnienia. Obliczyć przyrost entropii spowodowany tym procesem przy założeniu, że był on adiatermiczny. Wpływ objętości przewodu pominąć. (r)

4.9. Silnik o mocy N = 65 kW realizujący pewien obieg porównawczy pobiera $\dot{Q}_d = 150$ kW ciepła ze źródła o temperaturze T_{I} = 2000 K. Czy obieg silnika jest odwracalny, jeżeli temperatura dolnego źródła ciepła jest równa T_{II} = 300 K? (w)

4.10. Obieg Carnota wykonywany między źródłami ciepła o temperaturach T_{I} = 2000 K i T_{II} = 300 K zastąpiono obiegiem pseudoodwracalnym różniącym się od obiegu Carnota tylko tym, że pochłanianie ciepła odbywa się przy różnicy temperatur ΔT = 100 K. Obliczyć różnicę prac obiegu Carnota i obiegu pseudoodwracalnego zakładając, że do obu tych obiegów doprowadzono po Q_d = 120 kJ ciepła. (w, r)

5. Roztwory gazowe

5.1. Zmieszano m_1 = 1,25 kg wodoru H_2, n_2 = 0,405 kmol azotu N_2 oraz V_{u3} = 7,8 um^3 helu He. Obliczyć udziały objętościowe składników powstałego roztworu. (w)

5.2. Można przyjąć, że przybliżony skład objętościowy powietrza to 79% azotu N_2 i 21% tlenu O_2. Obliczyć następujące wielkości dla powietrza traktowanego jako roztwór gazów doskonałych: masę cząsteczkową M, indywidualną stałą gazową R kJ/(kg K), ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu c_p kJ/(kg K), ciepło właściwe przy stałej objętości c_v kJ/(kg K) i wykładnik izentropy κ. Uzyskane wyniki porównać z danymi zamieszczonymi w tablicy 1. (w)

5.3. Obliczyć ciepło właściwe przy stałej objętości c_v kJ/(kg K) roztworu gazów doskonałych o składzie molowym: z_{CO_2} = 0,18 - dwutlenek węgla, z_{H_2O} = 0,31 - para wodna oraz z_{He} = 0,51 - hel.

5.4. Roztwór helu He i tlenu O_2 przy ciśnieniu p = 1,25 bar i temperaturze T = 210 K ma gęstość ρ = 1,55 kg/m^3. Jaki jest skład molowy roztworu? (w)

5.5. Roztwór gazowy wywiera na ścianki zbiornika ciśnienie p = 0,35 MPa. Molowy skład roztworu jest następujący: dwutlenek węgla CO_2 - 20%, tlen O_2 - 80%. Jakie ciśnienie panowałoby w zbiorniku po usunięciu z niego tlenu? (w, r)

5.6. Do paleniska dostarczone jest powietrze wzbogacone tlenem o składzie objętościowym $r_{O_2} = 0{,}35$ i $r_{N_2} = 0{,}65$. W jakim stosunku objętościowym należy mieszać powietrze atmosferyczne z tlenem, aby otrzymać założony skład roztworu? Przyjąć, że w powietrzu atmosferycznym jest objętościowo 21% tlenu i 79% azotu. (r)

5.7. Roztwór gazowy zawiera azot N_2, dwutlenek węgla CO_2 i parę wodną H_2O. Udziały molowe składników wynoszą odpowiednio: $z_{N_2} = 0{,}47$, $z_{CO_2} = 0{,}45$, $z_{H_2O} = 0{,}08$. Z roztworu usunięto wilgoć przepuszczając go przez naczynie zawierające substancję pochłaniającą wodę. Ile wynoszą udziały molowe składników w suchym roztworze? (w)

5.8. Skład kilogramowy roztworu gazów doskonałych jest następujący: g_1 = 0,32 - azot N_2, g_2 = 0,18 - tlen O_2 oraz g_3 = 0,50 - hel He. Roztwór ten przechowywany jest w zbiorniku o

objętości $V = 25{,}6$ m^3, w którym panuje ciśnienie $p_1 = 32{,}18$ bar w temperaturze $T_1 = 295$ K. Do zbiornika doprowadzono rurociągiem $V_{u2} = 15$ um^3 tlenu O_2 o temperaturze $T_r = 283$ K. Obliczyć udziały molowe składników roztworu oraz ciśnienie w zbiorniku po doprowadzeniu tlenu. (w)

5.9. Skład biogazu określony jest udziałami molowymi: $z_1 = 0{,}52$ - metan CH_4, $z_2 = 0{,}48$ - dwutlenek węgla CO_2. Ze zbiornika o objętości $V = 300$ m^3 pobrano pewną ilość biogazu tak, że ciśnienie obniżyło się od $p_1 = 8$ MPa do $p_2 = 4{,}6$ MPa, a temperatura $T_1 = 293$ K nie zmieniła się. Ile um^3 biogazu opuściło zbiornik? Ile kg biogazu zostało w zbiorniku?

5.10. Dwa zaizolowane zbiorniki połączone są przewodem zaopatrzonym w zawór odcinający. W zbiorniku pierwszym o objętości $V_1 = 2{,}5$ m^3 znajduje się $n_1 = 0{,}8$ kmol helu He o ciśnieniu $p_1 = 7{,}5$ bar. W drugim zbiorniku o objętości $V_2 = 2$ m^3 znajduje się azot N_2 o temperaturze $t_2 = 47$°C i ciśnieniu $p_2 = 2{,}5$ bar Obliczyć ciśnienie roztworu po otworzeniu zaworu, wymieszaniu się gazów i wyrównaniu temperatury. Ile wynosi ciśnienie cząstkowe helu w roztworze? (w, r)

5.11. Roztwór gazów doskonałych zawierający wagowo 35% azotu N_2, 50% metanu CH_4 i 15% pary wodnej H_2O sprężono izentropowo tak, że jego objętość zmalała trzykrotnie. O ile procent wzrosła temperatura bezwzględna gazu? (w)

5.12. $V_u = 120$ um^3 roztworu, o składzie objętościowym: $r_1 = 0{,}26$ - hel He, $r_2 = 0{,}39$ - tlen O_2, $r_3 = 0{,}35$ - dwutlenek węgla CO_2, ochłodzono przy stałym ciśnieniu od temperatury $T_1 = 320$ K do temperatury $T_2 = 290$ K. Ile ciepła odprowadzono?

6. Charakterystyczne przemiany gazów doskonałych i półdoskonałych

6.1. Po zapłonie mieszanki benzyny i powietrza następuje gwałtowny wzrost ciśnienia w cylindrze silnika benzynowego, spowodowany pochłonięciem przez czynnik dużej ilości ciepła. Rzeczywistą przemianę termodynamiczną zachodzącą w cylindrze podczas spalania można dla celów obliczeniowych zastąpić przemianą izochoryczną. Obliczyć temperaturę i ciśnienie końca spalania przy założeniu, że czynnik termodynamiczny ma właściwości powietrza traktowanego jako dwuatomowy gaz doskonały, a przemiana w cylindrze jest izochorą. Do obliczeń przyjąć następujące dane:

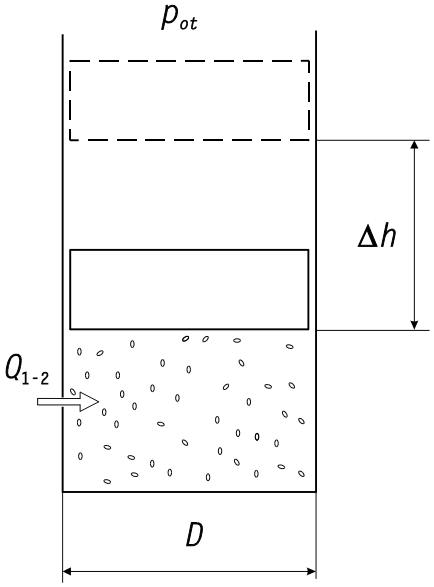
- początkowa gęstość powietrza $\rho_1 = 13{,}4$ kg/m^3,
- początkowe ciśnienie powietrza $p_1 = 24{,}3$ bar,
- jednostkowa ilość dostarczonego ciepła $q_{1\text{-}2} = 955$ kJ/kg.

(w)

6.2. Bezpośrednio po napełnieniu przez sprężarkę parametry powietrza w zbiorniku o objętości $V = 45$ m^3 wynosiły $p_1 = 30$ bar, $t_1 = 65$°C. Jaką wartość będzie miało ciśnienie w zbiorniku po ochłodzeniu się gazu do temperatury otoczenia $t_o = 22$°C? Ile ciepła przepłynie do otoczenia? O ile zmniejszy się energia wewnętrzna gazu?

6.3. Pewna ilość jednoatomowego gazu doskonałego ekspandowała izobarycznie przekazując do otoczenia $L_{1\text{-}2} = 100$ kJ pracy. Ile ciepła wymienił gaz z otoczeniem? Podać, czy gaz pochłonął, czy oddał ciepło. (r)

6.4. Do pionowego cylindra o średnicy $D = 180$ mm, zamkniętego przesuwnym tłokiem (rys. A6-4) o ciężarze $G = 320$ kG, zawierającego $V_u = 1{,}2$ um^3 azotu N_2 o temperaturze $t_1 = 25$°C, doprowadzono pewną ilość ciepła i stwierdzono, że tłok przesunął się pionowo w górę o $\Delta h = 0{,}35$ m. Ile ciepła doprowadzono, jeżeli ciśnienie otoczenia było równe $p_{ot} = 1{,}01$ bar?



Rys. A6-4

6.5. Do m = 1 kg azotu N_2 o parametrach p_1 = 1 bar, T_1 = 300 K doprowadzono najpierw izochorycznie, a później izobarycznie, po 35 kJ ciepła. Jaką pracę bezwzględną wykonał gaz? O ile wzrosła jego objętość?

6.6. Podczas przemiany w stałej temperaturze $T_{1\text{-}2}$ = 300 K, objętość 1 kilomola argonu Ar zmalała pięciokrotnie. Jak zmieniło się ciśnienie gazu? Ile pracy doprowadzono?

6.7. Stan początkowy m = 5 kg dwutlenku węgla CO_2 określony jest przez ciśnienie p_1 = 1,15 MPa i temperaturę t_1 = 45°C. Od tego stanu gaz ekspandował izotermicznie wykonując pracę bezwzględną równą $L_{1\text{-}2}$ = 675 kJ. Ile wyniosło ciśnienie gazu po ekspansji? Skąd się wzięła energia przekazana w postaci pracy do otoczenia? CO_2 potraktować jako gaz doskonały.

6.8. Powietrze o parametrach p_1 = 1 bar i t_1 = 25°C zostało sprężone izentropowo do ciśnienia p_2 = 6 bar, a następnie schłodzone izobarycznie do temperatury początkowej. Jaki jest jednostkowy przyrost energii wewnętrznej gazu po obu tych przemianach? Jaką jednostkową pracę bezwzględną wykonało powietrze? Do obliczeń przyjąć, że powietrze zachowuje się jak dwuatomowy gaz doskonały. (r)

6.9. Adiatermiczna, odwracalna ekspansja gazu doskonałego połączona jest ze spadkiem jego temperatury. Zjawisko to jest wykorzystywane między innymi w chłodziarkach gazowych. Obliczyć o ile stopni obniży się temperatura powietrza o parametrach początkowych t_1 = 30°C i p_1 = 10 bar po adiatermicznej, odwracalnej ekspansji do ciśnienia p_2 = 1bar. Powietrze potraktować jako dwuatomowy gaz doskonały o masie cząsteczkowej M = 29.

6.10. Strumień powietrza $\dot{m} = 0{,}85$ kg / s o parametrach p_1 = 0,8 MPa, T_1 = 600 K ekspanduje izentropowo w turbinie gazowej do ciśnienia p_2 = 0,11 MPa. Obliczyć moc techniczną turbiny N_t kW oraz temperaturę powietrza na wylocie z turbiny T_2 K.

6.11. Podczas przemiany politropowej powietrza, które można potraktować jako dwuatomowy gaz doskonały, doprowadzono $q_{1\text{-}2}$ = 322 kJ/kg ciepła, przy czym temperatura powietrza wzrosła o $\Delta t_{1\text{-}2}$ = 120 K. Ile wynosił wykładnik politropy? Przemianę naszkicować na wykresach p - v i T - s.

6.12. Turbina powietrzna o mocy N_t = 3,5 kW zasilana jest sprężonym powietrzem o ciśnieniu p_1 = 8 bar i temperaturze t_1 = 20°C, które ekspanduje w niej politropowo do ciśnienia p_2 = 1,1

bar. Obliczyć zapotrzebowanie powietrza przez turbinę $\dot{m}$ kg / s, jeżeli wykładnik politropy jest równy z = 1,3.

6.13. Strumień powietrza o parametrach p_1 = 6 bar, T_1 = 320 K zdławiono izentalpowo do ciśnienia p_2 = 5,2 bar. Obliczyć zmianę temperatury i gęstości powietrza traktując je jako gaz doskonały. (w)

6.14. m = 2,4 kg gazu doskonałego podległo przemianie, podczas której objętość i ciśnienie gazu wzrosły dwukrotnie. Początkowa temperatura gazu wynosiła T_1 = 328 K, a jego ciepło właściwe przy stałej objętości jest równe c_v = 825,8 J/(kg K). Obliczyć zmianę energii wewnętrznej gazu podczas tej przemiany. (w, r)

6.15. Azot N_2 o parametrach p_1 = 12,1 bar, t_1 = 38°C podległ przemianie zamkniętej, podczas której jego ciśnienie zmalało do p_2 = 3,8 bar, a objętość wzrosła trzykrotnie. Obliczyć jednostkową pracę bezwzględną przemiany $l_{1\text{-}2}$ kJ/kg, jeżeli podczas przemiany azot pochłonął $q_{1\text{-}2}$ = 88 kJ/kg ciepła.

7. Para wodna

7.1. W zbiorniku o objętości $V = 62\ \mathrm{m}^3$ znajduje się para wodna nasycona mokra o temperaturze $t_s = 165°\mathrm{C}$. Wiedząc, że ciecz zajmuje 12% objętości zbiornika, wyznaczyć:

a) ciśnienie pary w MPa,

b) stopień suchości pary,

c) ilość substancji pary nasyconej suchej w kg.

(r)

7.2. Kocioł parowy wypełniony jest ilością $m = 4800$ kg mokrej pary wodnej o ciśnieniu $p_1 = 0{,}2$ MPa i stopniu suchości $x_1 = 0{,}3$. Do pary doprowadzany jest strumień $\dot{Q}_d = 350$ kW ciepła przy zamkniętych zaworach odcinających kocioł ($V = idem$). Po jakim czasie ciśnienie w kotle wzrośnie do $p_2 = 0{,}8$ MPa? (w)

7.3. W kotle parowym wytwarzane jest izobarycznie $\dot{m} = 5\ \mathrm{t/h}$ pary wodnej przegrzanej o parametrach $p_2 = 8{,}5$ bar, $t_2 = 300°\mathrm{C}$. Jaki strumień ciepła powinien wywiązywać się w palenisku kotła, jeżeli woda zasilająca kocioł ma temperaturę $t_1 = 18°\mathrm{C}$.

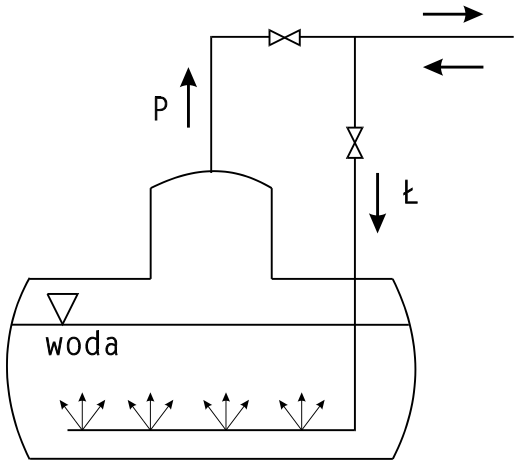
7.4. Nagrzewnica wody zasilana jest parą wodną mokrą o ciśnieniu $p_1 = 1{,}65$ bar i stopniu suchości $x_1 = 0{,}98$. W nagrzewnicy ogrzewane jest $\dot{V}_w = 10\ \mathrm{m}^3/\mathrm{h}$ wody od temperatury $t_{w1} = 18°\mathrm{C}$ do temperatury $t_{w2} = 75°\mathrm{C}$. Obliczyć zapotrzebowanie pary ogrzewczej, jeżeli 10% oddawanego przez nią ciepła uchodzi do otoczenia. Założyć, że proces przekazywania ciepła w nagrzewnicy odbywa się przy stałym ciśnieniu, a para ogrzewcza skrapla się całkowicie bez przechłodzenia skroplin. Przemianę pary naszkicować na wykresie *i - s*. (w)

7.5. Do $m = 9{,}5$ kg pary wodnej o ciśnieniu $p_1 = 1{,}8$ bar i stopniu suchości $x_1 = 0{,}82$ doprowadzono izotermicznie $Q_d = 8800$ kJ ciepła. O ile barów zmieniło się ciśnienie pary? (w, r)

7.6. Podczas ekspansji izotermicznej $m = 3{,}4$ kg pary wodnej o parametrach $p_1 = 12$ bar, $t_1 = 310°\mathrm{C}$ objętość pary wzrosła trzykrotnie. Obliczyć pracę bezwzględną wykonaną przez parę.

7.7. Turbina parowa zasilana jest parą wodną o ciśnieniu p_1 = 0,8 MPa i temperaturze t_1 = 350°C. Obliczyć moc teoretyczną i wewnętrzną turbiny, jeżeli strumień pary $\dot{m} = 1{,}25\ \mathrm{kg/s}$. Sprawność wewnętrzna turbiny η_i = 0,8, a para ekspanduje adiatermicznie do ciśnienia p_2 = 0,015 MPa.

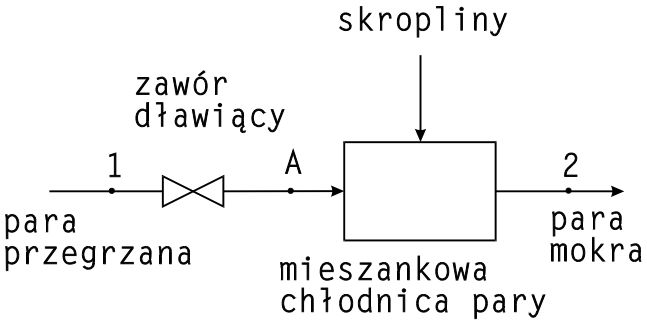
7.8. Para wodna o parametrach p_1 = 6,5 bar i t_1 = 245°C ekspanduje izentropowo w idealnej maszynie przepływowej do ciśnienia p_2 = 0,55 bar. O ile procent wzrośnie moc maszyny i jak zmieni się stopień suchości pary na wylocie z maszyny, jeżeli ciśnienie w skraplaczu zostanie obniżone do p_3 = 0,2 bar?



P-pobór pary, Ł-ładowanie zbiornika parą

Rys. A7-9

7.9. Nadwyżka pary wodnej produkowanej przez kocioł może być gromadzona w tzw. zasobnikach ciepła (rys. A7-9). Do zasobnika o objętości V = 120 m^3 zawierającego nasyconą parę wodną mokrą o ciśnieniu p_1 = 8 bar i stopniu suchości x_1 = 0,001 doprowadzono rurociągiem m_p = 8,775 ton pary przegrzanej o parametrach p_p = 32 bar i t_p = 410°C. Obliczyć ciśnienie i temperaturę pary nasyconej mokrej w zasobniku po naładowaniu, jeżeli proces ładowania był izochoryczno - adiatermiczny. (w)



Rys. A7-10

7.10. Kocioł parowy produkuje parę wodną przegrzaną o parametrach p_1 = 8 bar i t_1 = 260°C. Część tej pary wykorzystywana jest w procesie pasteryzacji mleka. Wymienniki ciepła pasteryzatorów zasilane są parą o ciśnieniu p_2 = 2,5 bar i stopniu suchości x_2 = 0,98. Para z kotła płynie do pasteryzatorów przez stację redukcyjno-schładzającą (patrz rys. A7-10), w

której odbywa się izentalpowa redukcja ciśnienia i izobaryczne obniżanie temperatury pary poprzez wtryśnięcie skroplin. Obliczyć zapotrzebowanie skroplin o temperaturze t_w = 32°C przez mieszankowy schładzacz pary, jeżeli strumień pary $\dot{m}_p = 0{,}15\ \mathrm{t/h}$. (r)

8. Powietrze wilgotne

Uwaga. *W poniższych zadaniach* $\dot{m}_g$ *oznacza strumień substancji powietrza suchego*.

8.1. Do V_g = 200 m^3 suchego powietrza o ciśnieniu p_g = 0,1 MPa i temperaturze t_g = 25°C doprowadzono V_w = 1 dm^3 wody o temperaturze t_w = 0°C uzyskując jej całkowite odparowanie. Wyznaczyć dla powietrza wilgotnego:

a) stopień zawilżenia X g/kg,
b) wilgotność względną φ,
c) ciśnienie cząstkowe pary p_p kPa,
d) gęstość ρ kg/m^3,
e) stałą gazową R J/(kg K),
f) entalpię właściwą i kJ/kg.

(w)

8.2. Do słoika o pojemności V = 0,8 l wlano V_k = 0,75 l kompotu o temperaturze t_1 = 95°C i słoik szczelnie zamknięto. Jaka siła działała na pokrywkę słoika F N i ile wody m_w kg wykropliło się z powietrza zawartego w słoiku po ochłodzeniu się kompotu do temperatury otoczenia $t_2 = t_{ot}$ = 22°C. Do obliczeń przyjąć następujące dane:

- ciśnienie otoczenia p_{ot} = 0,1 MPa,
- średnica otworu słoika d = 80 mm,
- wilgotność względna powietrza wypełniającego słoik bezpośrednio przed jego zamknięciem φ_1 = 100%.

Założyć, że proces ochładzania się powietrza zawartego w słoiku był izochoryczny. (w, r)

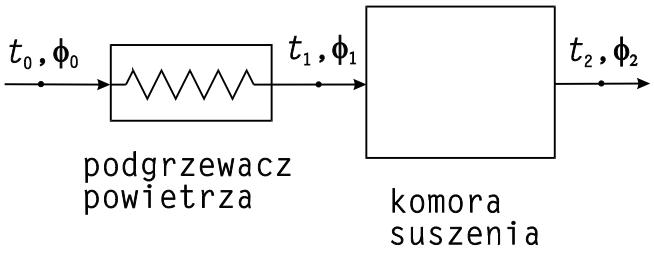
8.3. W pomieszczeniu o wymiarach 8 m × 4 m × 2,5 m ciśnienie powietrza wynosi p = 1 bar, jego temperatura jest równa t_1 = 25°C, a wilgotność względna φ_1 = 10%. Ile wody o temperaturze t_w = 10°C należy odparować w tym powietrzu, aby jego wilgotność względna wzrosła do φ_2 = 45%? Jak zmieni się temperatura powietrza wskutek nawilżenia? (r)

8.4. Przy dużej wilgotności względnej powietrza, na zimnych powierzchniach, np. rurociągów wodnych, z powietrza wilgotnego wykrapla się woda. W celu zapobieżenia temu zjawisku rurociągi takie izoluje się cieplnie. Obliczyć maksymalną temperaturę na zewnętrznej powierzchni izolacji, przy której z powietrza wilgotnego o parametrach $p_1 = 0{,}1$ MPa, $T_1 = 298$ K i $\varphi_1 = 72\%$ zacznie wykraplać się woda.

8.5. Jedna z metod zmniejszania zawartości wilgoci w powietrzu, np. w urządzeniu klimatyzacyjnym, polega na ochłodzeniu powietrza, usunięciu wykroplonej wody i podgrzaniu powietrza do żądanej temperatury. Obliczyć do jakiej temperatury T_2 należy schłodzić powietrze o parametrach $p_1 = 0{,}1$ MPa, $T_1 = 303$ K, $\varphi_1 = 80\%$, aby jego wilgotność względna po ogrzaniu do temperatury $T_3 = 294$ K wynosiła $\varphi_3 = 40\%$. Ile wilgoci, w przeliczeniu na 1 kg powietrza suchego, wykropli się?

8.6. Jaką moc cieplną P kW powinna mieć nagrzewnica, aby strumień powietrza wilgotnego o wilgotności względnej $\varphi_1 = 0{,}85$ podgrzać od temperatury $t_1 = 18$°C do temperatury $t_2 = 45$°C, jeżeli strumień powietrza suchego wynosi $\dot{m}_g = 0{,}4$ kg / s ? Obliczyć strumień wilgoci w powietrzu $\dot{m}_p$ kg / s oraz wilgotność względną powietrza po ogrzaniu φ_2. (w)

8.7. W jednostopniowej suszarce ziarna (rys. A8-7) wentylator przetłacza powietrze atmosferyczne o parametrach $t_0 = 19$°C, $\varphi_0 = 0{,}52$ przez podgrzewacz powietrza do komory suszenia, w której powietrze pochłania strumień $\dot{m}_w = 25$ kg / h wody. Powietrze opuszczające suszarkę ma temperaturę $t_2 = 30$°C i wilgotność względną $\varphi_2 = 0{,}80$. Obliczyć:



Rys. A8-7

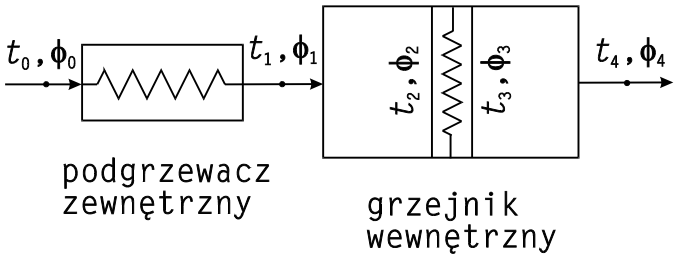
a) strumień powietrza zasysanego przez wentylator $\dot{m}_g$ kg / s ,

b) strumień ciepła dostarczanego w podgrzewaczu $\dot{Q}_d$ kW ,

c) temperaturę t_1°C i wilgotność względną φ_1 powietrza po podgrzaniu.

8.8. W celu obniżenia temperatury suszenia i zwiększenia jego równomierności stosuje się suszarki z międzystopniowym podgrzewaniem powietrza (patrz rys. A8-8). Do suszenia wil-

gotnego ziarna zastosowano suszarkę dwustopniową. Wentylator przetłacza powietrze atmosferyczne o temperaturze $t_0 = 16°C$ i wilgotności względnej $\varphi_0 = 0{,}68$ przez nagrzewnicę zewnętrzną do komory suszenia. Temperatura powietrza wynosi: za nagrzewnicą zewnętrzną $t_1 = 55°C$, na wylocie z pierwszej sekcji komory suszenia $t_2 = 35°C$, na wlocie do drugiej sekcji komory suszenia, po podgrzaniu na grzejniku wewnętrznym, $t_3 = 60°C$ oraz na wylocie z suszarki $t_4 = 32°C$. Obliczyć:



Rys. A8-8

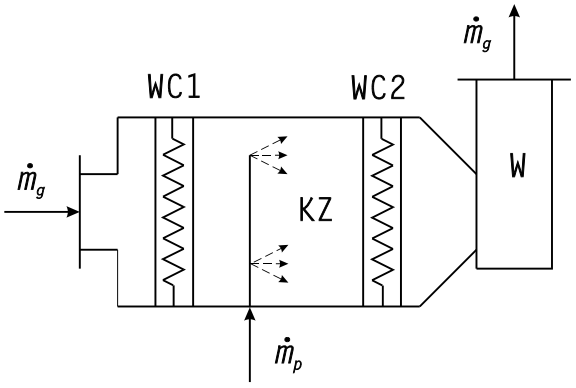
a) zapotrzebowanie powietrza $\dot{m}_g$ kg / s, jeżeli strumień wilgoci odprowadzanej z ziarna wynosi $\dot{m}_w = 0{,}03$ kg / s,

b) moc cieplną nagrzewnic obydwu stopni suszenia P_1 kW i P_2 kW,

c) ilość ciepła przypadającą na 1 kg odparowanej wilgoci, q kJ/kg.

Założyć, że proces pochłaniania wilgoci jest izentalpowy. Zmianę entalpii ziarna pominąć. (r)

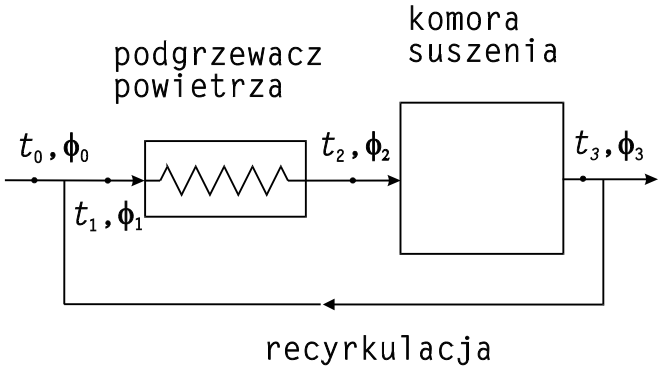
8.9. Do komory klimatyzacyjnej (rys. A8-9) zasysane jest powietrze o parametrach: $p_1 = 0{,}098$ MPa, $T_1 = 276$ K, $\varphi_1 = 85\%$. Parametry powietrza na wylocie z komory wynoszą: $p_2 = p_1$, $T_2 = 293$ K, $\varphi_2 = 55\%$. Nawilżanie powietrza odbywa się za pomocą mokrej pary wodnej o ciśnieniu $p_p = 0{,}15$ MPa i stopniu suchości $x_p = 0{,}975$. Obliczyć łączną wydajność cieplną podgrzewaczy, jeżeli strumień powietrza suchego jest równy $\dot{m}_g = 1{,}2$ kg / s.



Rys. A8-9

8.10. W urządzeniu klimatyzacyjnym strumień powietrza świeżego $\dot{m}_{g1} = 0{,}35$ kg / s o parametrach: $p_1 = 0{,}1$ MPa, $t_1 = -2°C$, $\varphi_1 =$

0,85 miesza się ze strumieniem powietrza recyrkulacyjnego $\dot{m}_{g2} = 0{,}8$ kg / s o parametrach: p_2 = 0,1 MPa, t_2 = 22°C, φ_2 = 0,55. Obliczyć temperaturę t_m i wilgotność względną φ_m powietrza po zmieszaniu. (r)



Rys. A8-11

8.11. W jednostopniowej suszarce zboża zastosowano recyrkulację powietrza (rys. A8-11) polegającą na dodawaniu do strumienia zasysanego powietrza atmosferycznego części powietrza opuszczającego suszarkę. Parametry powietrza atmosferycznego wynoszą t_0 = 18°C, φ_0 = 0,48, jego strumień $\dot{m}_{g0} = 0{,}045$ kg / s. Parametry powietrza recyrkulacyjnego są równe t_3 = 35°C, φ_3 = 0,75, jego strumień $\dot{m}_{g3} = 0{,}060$ kg / s. Obliczyć:

a) temperaturę i wilgotność względną powietrza przed i za podgrzewaczem,
b) zapotrzebowanie na moc ogrzewczą,
c) strumień wilgoci wchłoniętej przez powietrze w komorze suszenia.

9. Przepływ par i gazów

9.1. Założono, że prędkość powietrza transportowanego rurociągiem nie może przekraczać $w = 12$ m/s. Obliczyć minimalną średnicę wewnętrzną rury do transportu powietrza, jeżeli strumień powietrza $\dot{m} = 1{,}35\ \mathrm{kg/s}$, jego temperatura $T_1 = 320$ K, a ciśnienie $p_1 = 0{,}55$ MPa. Przyjąć, że powietrze jest gazem doskonałym. (w)

9.2. Rurociągiem o zmiennej średnicy wewnętrznej przepływa w sposób ustalony dwutlenek węgla CO_2. Parametry gazu w przekroju wlotowym o średnicy $d_1 = 150$ mm wynoszą: prędkość $w_1 = 12$ m/s, ciśnienie statyczne $p_1 = 8{,}35$ bar, temperatura $T_1 = 400$ K. Przekrój wylotowy ma średnicę $d_2 = 85$ mm, a parametry gazu w nim wynoszą: ciśnienie statyczne $p_2 = 7{,}85$ bar, temperatura $T_2 = 365$ K. Przepływ w rurociągu odbywa się z tarciem i wymianą ciepła z otoczeniem. Obliczyć prędkość gazu opuszczającego rurociąg w_2 m/s. (r)

9.3. Przegrzana para wodna o parametrach $p_1 = 3$ MPa, $T_1 = 650$ K płynie z prędkością $w_1 = 250$ m/s. Określić następujące parametry spiętrzenia (spoczynkowe) pary: entalpię właściwą, ciśnienie i temperaturę. (w)

9.4. Powietrze ekspanduje w dyszy, adiatermicznie i nieodwracalnie, od parametrów spoczynkowych $p_0 = 40$ bar i $T_0 = 600$ K do parametrów statycznych $p_2 = 5$ bar i $T_2 = 450$ K. Obliczyć sprawność dyszy.

9.5. Do dyszy Bendemanna o przekroju wylotowym $A_2 = 46\ \mathrm{mm}^2$ dopływa powietrze o ciśnieniu $p_1 = 0{,}85$ MPa i temperaturze $t_1 = 22°\mathrm{C}$, z prędkością $w_1 = 105$ m/s. Ciśnienie powietrza w przestrzeni, do której wypływa powietrze z dyszy wynosi $p_2 = 0{,}6$ MPa. Zakładając, że przepływ w dyszy jest izentropowy obliczyć:

a) ciśnienie i temperaturę spiętrzenia,
b) prędkość powietrza na wylocie z dyszy,
c) strumień powietrza przepływającego przez dyszę.

(w, r)

9.6. W celu pomiaru wydajności sprężarki podłączono ją do zbiornika, z którego powietrze może wypływać do otoczenia przez dyszę Bendemanna o średnicy minimalnej $d = 32$ mm. Po

ustaleniu się warunków pomiaru temperatura w zbiorniku wynosiła $t_1 = 65°C$, a ciśnienie $p_1 = 1{,}8$ bar. Wyznaczyć wydajność sprężarki w um^3/h przy założeniu, że przepływ w dyszy był beztarciowy, a ciśnienie otoczenia było równe $p_{ot} = 1$ bar.

9.7. W ściance rurociągu, którym transportowany jest metan CH_4 o ciśnieniu $p_1 = 6{,}5$ bar i temperaturze $T_1 = 293$ K, utworzył się otwór o średnicy $d = 15$ mm. Ile kg gazu wypłynęłoby otworem do otoczenia w ciągu jednej godziny, jeżeli przepływ przez otwór można by było potraktować jako izentropowy i beztarciowy, a ciśnienie otoczenia byłoby równe $p_{ot} = 1$ bar? O ile procent więcej gazu opuściłoby rurociąg, gdyby na zewnątrz rurociągu panowała próżnia?

9.8. Jakie ciśnienie powinno mieć powietrze o temperaturze $t_1 = 20°C$, aby na wylocie z dyszy de Lavala jego jednostkowa energia kinetyczna była równa $e_{k2} = 45$ kJ/kg, a ciśnienie statyczne $p_2 = 1$ bar? Współczynnik prędkości dla dyszy przyjąć równy $\varphi = 0{,}83$.

9.9. Para wodna o parametrach $p_1 = 3$ MPa, $T_1 = 700$ K, $w_1 \cong 0$ ekspanduje adiatermicznie w dyszy de Lavala do ciśnienia $p_2 = 0{,}1$ MPa. Strumień pary $\dot{m} = 0{,}65$ kg / s , a sprawność dyszy $\eta_d = 0{,}87$. Obliczyć objętość właściwą i temperaturę pary w przekroju wylotowym dyszy oraz jego pole powierzchni. (r)

10. Sprężarki

10.1. Kompresja powietrza w sprężarce rzeczywistej odbywa się według przemiany, która w przypadku intensywnego chłodzenia czynnika może być podczas obliczeń zastąpiona izotermą, a w przypadku braku chłodzenia adiatermą. Który sposób kompresji jest mniej energochłonny? Obliczyć jednostkowe prace napędowe dla obu przypadków przy założeniu, że kompresja odbywa się w sprężarce idealnej. Przyjąć, że na wlocie do sprężarki ciśnienie powietrza wynosi p_1 = 1 bar, jego temperatura $t_1 = 20°\,\mathrm{C}$, a na wylocie ze sprężarki ciśnienie powietrza p_2 = 12 bar. Powietrze potraktować jako dwuatomowy gaz doskonały o masie cząsteczkowej M = 29.

10.2. Idealna sprężarka tłokowa zasysa $\dot{V}_1 = 1200\ \mathrm{m}^3/\mathrm{h}$ powietrza o parametrach p_1 = 0,985 bar, t_1 = 12°C. Temperatura powietrza opuszczającego sprężarkę wynosi t_2 = 120°C. Woda chłodząca cylindry, w ilości $\dot{m}_w = 0{,}45\ \mathrm{kg/s}$, ogrzewa się od temperatury t_{w1} = 10°C do temperatury t_{w2}= 25°C. Ile wynosi moc napędowa sprężarki? (w)

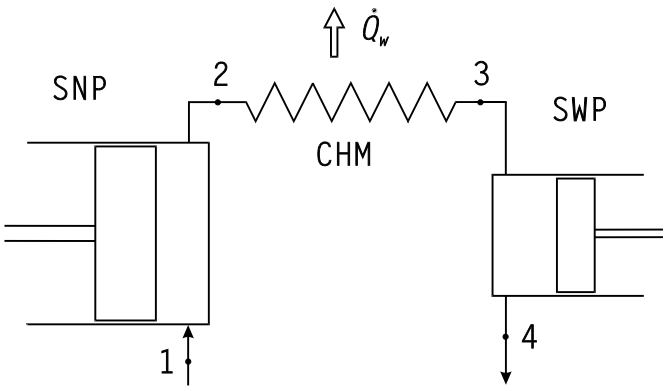
10.3. W idealnej sprężarce tłokowej sprężane jest $\dot{V}_u = 5000\ \mathrm{um}^3/\mathrm{h}$ powietrza od stanu t_1 = 15 °C, p_1 = 0,98 bar do ciśnienia p_2 = 7,5 bar. Ile wynosi teoretyczna moc napędowa sprężarki N_t, gdy proces kompresji jest: a) izotermiczny, b) politropowy przy z = 1,22, c) izentropowy? Jaką wysokość osiąga temperatura czynnika na końcu sprężania t_2 i jakie jest zapotrzebowanie na wodę chłodzącą $\dot{m}_w$ dla tych trzech przypadków. Do obliczeń przyjąć wykładnik izentropy dla powietrza κ = 1,4, ciepło właściwe wody c_w = 4,19 kJ/(kg K) oraz przyrost temperatury wody chłodzącej ΔT_w = 8 K. (r)

10.4. Strumień powietrza $\dot{V} = 0{,}35\ \mathrm{m}^3/\mathrm{s}$ o temperaturze t_1 = 20°C i ciśnieniu p_1 = 0,98 bar jest sprężany politropowo w idealnej sprężarce tłokowej do ciśnienia p_2 = 5,5 bar. Obliczyć moc napędową sprężarki wiedząc, że podczas przemiany kompresji zamkniętej stosunek ciepła do pracy technicznej przemiany wynosi $q_{1\text{-}2}/l_{t1\text{-}2}$ = 0,31. (r)

10.5. Teoretyczna politropowa moc napędowa idealnej sprężarki tłokowej powietrza wynosi $|N_t| = 35$ kW. Obliczyć wydajność sprężarki $\dot{V}_u\ \mathrm{um}^3/\mathrm{h}$, jeżeli jej spręż jest rów-

ny $\pi = p_{\max} / p_{\min} = 5{,}5$, wykładnik politropy kompresji zamkniętej z = 1,28, a parametry powietrza na wlocie do sprężarki p_1 = 0,09 MPa i T_1 = 293 K. (w)

10.6. Dwustopniowa sprężarka tłokowa powietrza (patrz rys. A10-6) bez przestrzeni szkodliwej zasysa $\dot{V} = 120\ \mathrm{m}^3/\mathrm{h}$ powietrza o ciśnieniu p_1 = 1 bar i temperaturze T_1 = 288 K i spręża je politropowo do ciśnienia p_2 = 8 bar. W chłodnicy międzystopniowej powietrze jest oziębiane izobarycznie do temperatury początkowej T_1. W obydwu cylindrach sprężanie odbywa się przy tym samym stopniu sprężania i z tym samym wykładnikiem politropy z = 1,25. Obliczyć:



SNP-stopień niskoprężny,
SWP-stopień wysokoprężny,
CHM-chłodnica międzystopniowa

Rys. A10-6

a) moc napędową sprężarki N_t kW,

b) strumień ciepła oddawanego w chłodnicy międzystopniowej $\dot{Q}_w$ kW,

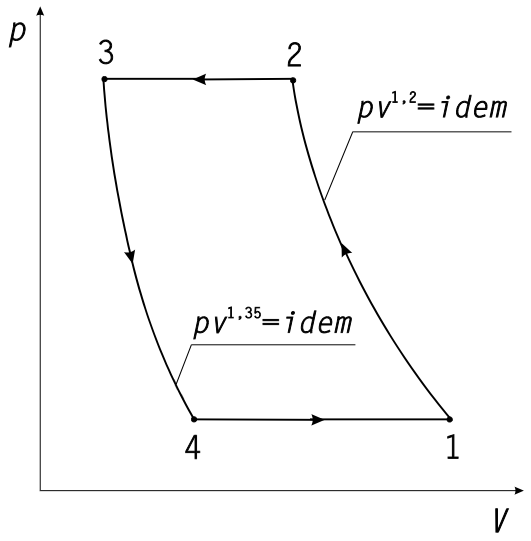
c) zapotrzebowanie wody chłodzącej powietrze w chłodnicy międzystopniowej $\dot{m}_w$ kg/s, jeżeli przyrost jej temperatury ma wynieść ΔT_w = 5 K.

Wykres pracy sprężarki przedstawić na wykresach o współrzędnych p - v oraz T - s.

10.7. Idealna sprężarka tłokowa spręża powietrze od ciśnienia p_1 = 1 bar do ciśnienia p_2 = 5,2 bar. O ile procent spadłaby wydajność tej sprężarki, gdyby miała ona objętość szkodliwą o względnej wartości ε_0 = 0,035. Przyjąć, że kompresja gazu i ekspansja pozostałości gazu w przestrzeni szkodliwej są politropami o wykładniku z = 1,22. (r)

10.8. Cykl pracy sprężarki tłokowej powietrza z przestrzenią szkodliwą o objętości V_3 = 0,002 m^3 składa się z izobary napełniania $p_{4\text{-}1}$ = 0,98 bar, politropy kompresji $pV^{1,2}$ = *idem*, izobary wytłaczania $p_{2\text{-}3}$ = 6,5 bar oraz politropy ekspansji gazu pozostałego w przestrzeni szkodliwej $pV^{1,35}$ = *idem* (patrz rys. A10-8). Traktując powietrze jako dwuatomowy

gaz doskonały obliczyć pracę napędową sprężarki dla jednego cyklu, wiedząc że maksymalna objętość cylindra sprężarki wynosi $V_1 = 0{,}04\ \mathrm{m}^3$. (w)



Rys. A10-8

11. Silniki i siłownie cieplne

11.1. Silnik pracujący według obiegu Carnota dostarcza l_c = 85 kJ/kg pracy pobierając z górnego źródła ciepła o temperaturze t_I = 1200°C q_d = 120 kJ/kg ciepła. Jaka jest temperatura źródła dolnego?

11.2. Wynalazca twierdzi, że jego nowy silnik rozwija moc efektywną N_e = 55 kW zużywając przy tym $\dot{Q}_d$ = 70 kW ciepła. Silnik pracuje między dwoma źródłami ciepła o temperaturach T_I = 1500 K oraz T_{II} = 350 K. Czy zainwestowałbyś swoje pieniądze w ten wynalazek? (w, r)

11.3. Obieg cieplny składa się kolejno z izobary kompresji 1-2, izentropy i izotermy. Stosunek objętości V_1/V_2 = 3, a parametry końca izentropowej kompresji są równe 20 bar i 1500 K. Obliczyć sprawność termiczną obiegu, jeżeli czynnikiem roboczym jest hel He. Obieg przedstawić na wykresach o współrzędnych p - V i T - s. (r)

11.4. m = 0,02 kg argonu Ar podlega prawobieżnemu obiegowi termodynamicznemu składającemu się kolejno z izobary kompresji 1 - 2, izochory i politropy (wykładnik politropy z = 1,75). Podczas przemiany izochorycznej czynnik pochłania $Q_{2\text{-}3}$ = 9,95 kJ ciepła, maksymalna temperatura obiegu wynosi T_{max} = 2000 K, a ciśnienie minimalne p_{min} = 2 bar. Obliczyć pracę i sprawność termiczną obiegu.

11.5. Obieg cieplny silnika składa się z dwóch izobar i dwóch izoterm. Maksymalne i minimalne ciśnienia obiegu wynoszą odpowiednio p_{max} = 25 bar i p_{min} = 3 bar, a objętości minimalna i maksymalna odpowiednio V_{min} = 0,02 m^3 i V_{max} = 0,25 m^3. Czynnikiem roboczym jest m = 0,35 kg dwutlenku węgla CO_2. Obliczyć:

a) pracę obiegu L_{ob} kJ,
b) ciepło doprowadzone do obiegu Q_d kJ,
c) ciepło wyprowadzone z obiegu Q_w kJ,
d) sprawność termiczną obiegu η_t.

Obieg przedstawić na wykresach o współrzędnych p - V oraz T - S.

11.6. Silnik pracuje według obiegu Otta między źródłami ciepła o temperaturach T_I = 1200 K i T_{II} = 300 K. Maksymalna i minimalna temperatura powietrza w obiegu są odpowiednio rów-

ne temperaturom źródeł ciepła. Stopień sprężania $\varepsilon = 12$. O ile procent wzrosłaby sprawność tego silnika, gdyby realizowany był w nim obieg Carnota? (w)

11.7. Obiegiem porównawczym silnika spalinowego czterosuwowego z zapłonem iskrowym jest obieg Otta składający się kolejno z izentropy kompresji, izochory pochłaniania ciepła, izentropy ekspansji i izochory oddawania ciepła. Obliczyć moc teoretyczną N_t kW takiego silnika dla następujących danych: objętość skokowa $V_s = V_{max} - V_{min} = 3500$ cm^3, stopień sprężania $\varepsilon = V_{max} / V_{min} = 10$, parametry początku izentropowej kompresji $p_1 = 0{,}98$ bar, $T_1 = 310$ K, temperatura końca izochory sprężania $T_3 = 2380$ K, prędkość obrotowa wału silnika $n = 2600$ obr/min. Założyć, że czynnikiem roboczym jest powietrze traktowane jako dwuatomowy gaz doskonały.

11.8. Ciśnienie i temperatura początku izentropowej kompresji porównawczego obiegu Diesla wynoszą odpowiednio $T_1 = 300$ K i $p_1 = 0{,}095$ MPa. Jednostkowe ciepło doprowadzane do obiegu wynosi $q_d = 1500$ kJ/kg, a stopień sprężania jest równy $\varepsilon = 15$. Obliczyć:

a) maksymalne ciśnienie w obiegu,
b) maksymalną temperaturę w obiegu,
c) sprawność termiczną obiegu.

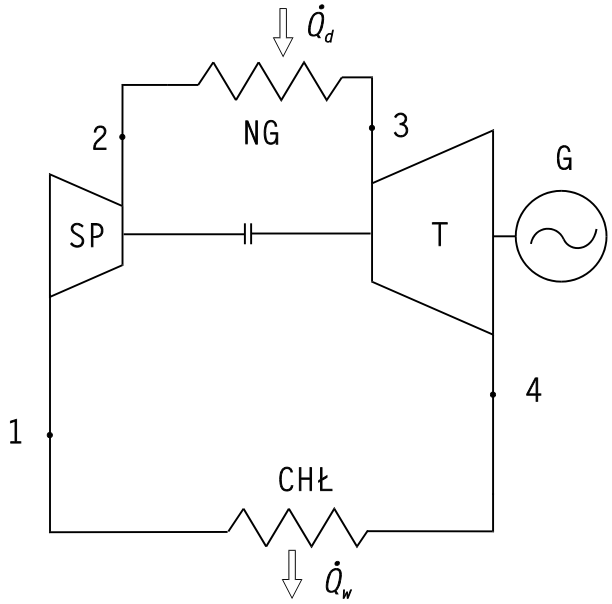
(w, r)

11.9. Silnik powietrzny pracuje według obiegu Sabathé, porównawczego dla silników spalinowych z zapłonem samoczynnym. Obieg ten składa się kolejno z następujących przemian: izentropowej kompresji 1 - 2, izochory, izobary, izentropy i izochory. Maksymalna objętość cylindra silnika wynosi $V_{max} = 4500$ cm^3, a stopień sprężania $\varepsilon = V_{max}/V_{min} = 16$. Na końcu izentropowej ekspansji czynnik ma temperaturę równą 700 K i ciśnienie równe 2 bar. Po izochorycznym odprowadzeniu ciepła ciśnienie czynnika spada do wartości 1 bar. Natomiast podczas izobarycznego doprowadzania ciepła w cylindrze panuje ciśnienie 60 bar. Obliczyć:

a) ilość czynnika roboczego (powietrza) w cylindrze, m kg,
b) ciepło doprowadzone do czynnika podczas przemiany izochorycznej Q_{d1} J, oraz przemiany izobarycznej Q_{d2} J,
c) maksymalną temperaturę czynnika podczas realizacji obiegu T_{max} K,
d) pracę obiegu L_{ob} J,
e) sprawność termiczną obiegu η_t.

Obieg przedstawić na wykresach o współrzędnych p - V oraz T - S.

11.10. Porównawczy obieg siłowni turbogazowej (rys. A11-10), nazywany obiegiem Braytona lub Joula, składa się z dwóch izentrop i dwóch izobar. Minimalna temperatura w obiegu wynosi t_1 = 80°C, a temperatura maksymalna t_{max} = 750°C. Minimalne ciśnienie w obiegu jest równe p_{min} = 0,1 MPa, a ciśnienie maksymalne p_{max} = 0,6 MPa. Strumień powietrza krążącego w obiegu wynosi $\dot{V}_u = 20000\ \mathrm{um}^3/\mathrm{h}$. Obliczyć moc obiegu i jego sprawność termiczną. (r)

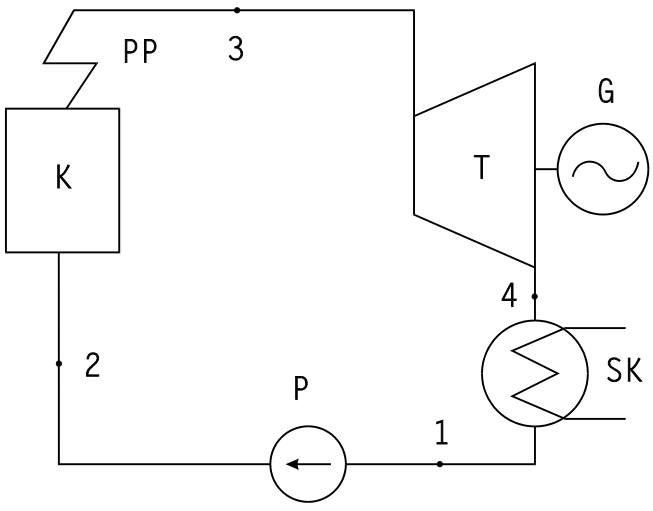


SP-sprężarka, NG-nagrzewnica (suchy kocioł), T-turbina gazowa G-generator, CHŁ-chłodnica

Rys. A11-10

11.11. W siłowni turboparowej (patrz rys. A11-11) realizowany jest obieg Rankine'a składający się z dwóch izobar, 32 bar i 0,5 bar, i dwóch izentrop. Para wodna opuszczająca kocioł ma temperaturę t_3 = 440°C, a wydajność kotła jest równa $\dot{m} = 12\ \mathrm{t/h}$. Obliczyć:

a) strumień ciepła doprowadzanego do czynnika w kotle $\dot{Q}_d$ kW,
b) moc turbiny N_t kW,
c) moc napędową pompy N_p kW,
d) sprawność termiczną obiegu η_t,
e) strumień ciepła odprowadzanego do wody chłodzącej w skraplaczu $\dot{Q}_w$ kW, przy założeniu, że skropliny nie ulegają przechłodzeniu,
f) strumień wody chłodzącej skraplacz $\dot{m}_w$ kg/s, jeżeli przyrost jej temperatury jest równy ΔT_w = 5 K, a ciepło



K-kocioł, PP-przegrzewacz pary, T-turbina, G-generator, SK-skraplacz, P-pompa wody zasilającej

Rys. A11-11

właściwe c_w = 4,19 kJ/(kg K).

12. Chłodziarki i pompy ciepła

12.1. Należy zaprojektować urządzenie chłodnicze, do schładzania produktów rolnych, o następujących parametrach: temperatura w komorze chłodniczej $t_2 = 5°C$, temperatura otoczenia $t_1 = 25°C$, strumień ciepła pobieranego w komorze chłodniczej $\dot{Q}_d = 26\ \text{kW}$. Obliczyć ile wynosi minimalna teoretyczna moc napędowa niezbędna dla pracy urządzenia? (w)

12.2. Pompa ciepła ma pracować między źródłami ciepła o temperaturach $t_{\text{I}} = 90°C$ i $t_{\text{II}} = 40°C$. Obliczyć maksymalną możliwą wartość stosunku ciepła oddawanego przez pompę do pracy napędowej. (w)

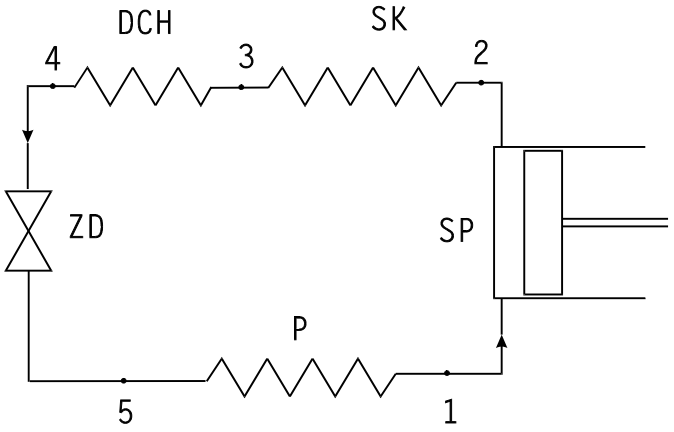
12.3. Jaki jest koszt schłodzenia $V = 10\ \text{l}$ mleka od temperatury $t_1 = 30°C$ do temperatury $t_2 = 4°C$ przy założeniu, że proces schładzania odbywa się w idealnym urządzeniu chłodniczym pracującym według lewobieżnego, pseudoodwracalnego obiegu Carnota? Do obliczeń przyjąć: maksymalną i minimalną temperaturę w obiegu odpowiednio $T_{max} = 310\ \text{K}$ i $T_{min} = 273\ \text{K}$, cenę energii elektrycznej $C_{el} = 0{,}15$ zł/kWh, ciepło właściwe mleka $c_m = 3{,}936\ \text{kJ/(kg K)}$, gęstość mleka $\rho_m = 1031\ \text{kg/m}^3$. Dla uproszczenia założyć, że ilość zużytej energii elektrycznej jest równa pracy dostarczanej do obiegu.

12.4. Między dwoma źródłami ciepła o temperaturach $t_{\text{I}} = 30°C$ oraz $t_{\text{II}} = -15°C$ zrealizowano chłodniczy obieg Joula składający się z dwóch izentrop i dwóch izobar. Stosunek sprężania jest równy $\pi = p_{max}/p_{min} = 2{,}5$, a minimalne różnice temperatur między powietrzem krążącym w obiegu i źródłami ciepła wynoszą $|\Delta t| = 5\ \text{K}$. Obliczyć teoretyczną moc napędową urządzenia realizującego obieg oraz strumień powietrza w nim krążącego, jeżeli wydajność chłodnicza urządzenia jest równa $\dot{Q}_d = 23\ \text{kW}$. Powietrze potraktować jako dwuatomowy gaz doskonały.

12.5. Chłodziarka na freon (solkane) 134a o wydajności chłodniczej $\dot{Q}_d = 73{,}4\ \text{kW}$ pracuje według obiegu Lindego składającego się z dwóch izobar, izentropy i izentalpy. Temperatura freonu w parowniku wynosi $t_p = -12°C$, a w skraplaczu $t_k = 42°C$. Stopień suchości pary na wlocie do sprężarki jest równy $x = 1$. Obliczyć współczynnik wydajności chłodniczej obiegu ε_z, strumień freonu $\dot{m}\ \text{kg/s}$ oraz teoretyczną moc napędową sprężarki N_t kW. (r)

12.6. Sprężarka pompy ciepła zasysa $\dot{m} = 0{,}15$ kg / s pary przegrzanej freonu 134a o parametrach p_p = 5,5 bar, t_p = 30°C i spręża ją izentropowo do ciśnienia p_k = 23 bar. Po oddaniu ciepła przy stałym ciśnieniu w skraplaczu ciekły freon o temperaturze nasycenia ekspanduje izentalpowo na zaworze rozprężnym do ciśnienia panującego w parowniku. Obliczyć strumień ciepła przekazywanego przez pompę do otoczenia $\dot{Q}_w$ kW, zapotrzebowanie na moc napędową N_t kW oraz współczynnik wydajności obiegu pompy ε_g. (r)

12.7. Obieg cieplny sprężarkowego urządzenia chłodniczego z dochładzaczem skroplin składa się z dwóch izobar, izentalpy i adiatermy nieodwracalnej. Schemat ideowy urządzenia przedstawiono na rysunku A12-7. Czynnikiem roboczym jest freon 134a. Parametry freonu na wlocie do sprężarki wynoszą $t_1 = -12$°C, x_1 = 0,985, jego ciśnienie na wylocie ze sprężarki jest równe p_2 = 9 bar. Temperatura ciekłego freonu opuszczającego dochładzacz wynosi t_4 = 28°C. Urządzenie służy do chłodzenia $\dot{m}_s = 15$ kg / s solanki od temperatury $t_{s1} = -6$°C do temperatury $t_{s2} = -8$°C. Ciepło właściwe solanki c_s = 2,85 kJ/(kg K). Obliczyć:



P-parownik, SP-sprężarka, SK-skraplacz, DCH-dochładzacz, ZD-zawór dławiący

Rys. A12-7

a) wydajność chłodniczą urządzenia $\dot{Q}_d$ kW,

b) efektywną moc napędową sprężarki, jeżeli jej sprawność wewnętrzna wynosi η_i = 0,78, a sprawność mechaniczna jest równa η_m = 0,95,

c) współczynnik wydajności chłodniczej urządzenia ε_{ze}.

(w)

12.8. Chłodziarka, w której czynnikiem roboczym jest freon 134a, schładza wodę lodową wykorzystywaną do oziębiania $\dot{V}_m = 2000$ l / h mleka od temperatury t_{m1} = 25°C do temperatury t_{m2} = 4°C. Obieg chłodniczy realizowany w urządzeniu składa się z dwóch izobar, adiatermy nieodwracalnej i izentalpy. W obiegu zastosowano przegrzanie pary i dochłodzenie skroplin.

Sprężarka zasysa parę przegrzaną o ciśnieniu p_p = 1,34 bar i stopniu przegrzania Δt_p = 10 K. Skroplony freon dopływający do zaworu rozprężnego ma ciśnienie p_k = 9 bar i temperaturę niższą od temperatury nasycenia o Δt_k = 7 K.

Obliczyć:

a) strumień wody lodowej $\dot{V}_w$ l / min , jeżeli ogrzewa się ona od schładzanego mleka o Δt_w = 6 K,

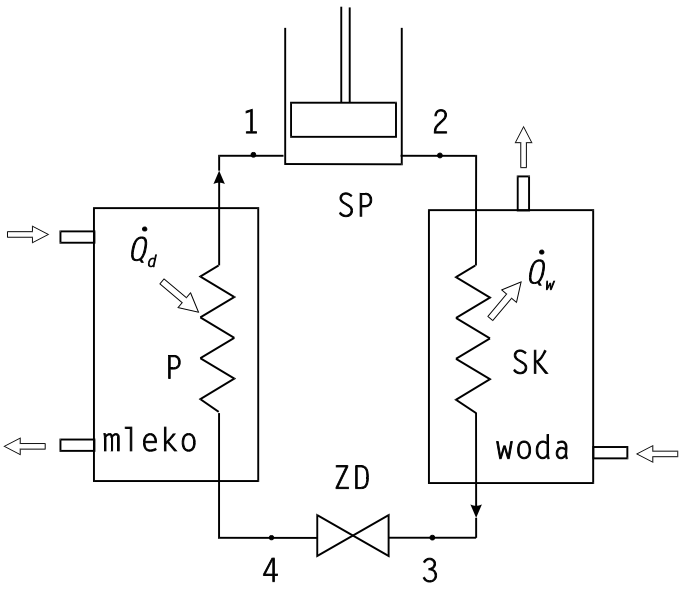
b) efektywną moc napędową sprężarki, jeżeli jej sprawność wewnętrzna jest równa η_i = 0,83, a jej sprawność mechaniczna wynosi η_m = 0,97,

c) strumień ciepła $\dot{Q}_w$ kW przekazywanego przez chłodziarkę do otoczenia,

d) współczynnik wydajności chłodniczej chłodziarki ε_{ze}.

Ciepło właściwe wody przyjąć równe $c_w = 4{,}19$ kJ / (kg K), a jej gęstość $\rho_w = 1000$ kg / m^3 . Ciepło właściwe i gęstość mleka zaczerpnąć z tablicy 15, pozycja druga. (w)

12.9. Mleko po udoju gromadzone jest w zbiorniku, w którym jest schładzane do temperatury 15°C za pomocą pompy ciepła. Pompa ciepła przekazuje ciepło pobrane od mleka do wody przeznaczonej do celów sanitarnych, która podgrzewana jest do temperatury 40°C (rys. A12-9). Czynnikiem roboczym w pompie ciepła jest freon (solkane) 134a. Sprężarka zasysa parę nasyconą suchą freonu i spręża ją adiatermicznie do ciśnienia, przy którym freon skrapla się w temperaturze t_{sk} = 50°C. Sprężona para freonu wpływa do skraplacza, gdzie oddaje izobarycznie ciepło przegrzania i skraplania. Skroplony freon o temperaturze t_{sk} ekspanduje izentalpowo na zaworze dławiącym do ciśnienia odpowiadającego temperaturze wrzenia t_p = 10°C. Para na-



P-parownik, SP-sprężarka, SK-skraplacz, ZD-zawór dławiący

Rys. A12-9

sycona mokra freonu pobiera izobarycznie ciepło w parowniku, aż do całkowitego odparowania kropelek cieczy i cykl pracy pompy się powtarza. Sprawności wewnętrzna i mechaniczna sprężarki wynoszą odpowiednio η_i = 0,85 i η_m = 0,94, a jej efektywna moc napędowa $|N_e|$ = 1,25 kW. Obliczyć:

a) strumień ciepła odbieranego od mleka $\dot{Q}_d$ kW,

b) strumień ciepła przekazywanego wodzie $\dot{Q}_w$ kW,

c) współczynnik wydajności obiegu pompy ε_g i urządzenia ε_{ge},

d) ile razy wzrosłoby zużycie energii elektrycznej, gdyby wodę ogrzewano grzałką elektryczną, a nie pompą.

(r)

13. Spalanie

13.1. Ile um^3 powietrza należy doprowadzić, aby spalić całkowicie i zupełnie m = 120 kg koksu, w którym znajduje się m_c = 89 kg pierwiastka węgla C, a resztę stanowi popiół, jeżeli spalanie ma się odbyć ze współczynnikiem nadmiaru powietrza λ = 1,6?

13.2. Ile um^3 powietrza należy teoretycznie doprowadzić do roztworu V_{u1} = 10 um^3 metanu CH_4 i V_{u2} = 20 um^3 acetylenu C_2H_2, aby uzyskać spalenie zupełne?

13.3. Drewno opałowe ma następujący skład kilogramowy: c = 0,34, h = 0,04, w = 0,32, reszta popiół. Zakładając, że spalanie ilości m = 800 kg drewna odbywa się przy stosunku nadmiaru powietrza λ = 1,7, w sposób całkowity i zupełny, obliczyć zapotrzebowanie powietrza do spalania $V_{u\mathrm{L}}$ um^3, ilość spalin suchych $V_{u\mathrm{ss}}$ um^3 i wilgotnych $V_{u\mathrm{sw}}$ um^3 oraz skład objętościowy spalin wilgotnych.

13.4. W palenisku kotła wodnego spala się przy współczynniku nadmiaru powietrza λ = 1,7 B = 90 kg/h węgla kamiennego o następującym składzie kilogramowym: c = 0,67, h = 0,04, o = 0,08, w = 0,10, reszta popiół. Zakładając, że spalanie jest całkowite i zupełne obliczyć:

a) zapotrzebowanie powietrza atmosferycznego $\dot{V}_{pow}$ m^3/h o ciśnieniu p_{pow} = 0,11 MPa i temperaturze T_{pow} = 293 K,

b) strumień spalin wilgotnych $\dot{V}_{sw}$ m^3/h, jeżeli ich ciśnienie p_{sw} = 0,1 MPa, a temperatura T_{sw} = 500 K.

(r)

13.5. Benzynę o składzie kilogramowym c = 0,87, h = 0,13 spalono całkowicie i zupełnie w powietrzu wzbogaconym tlenem. Udziały objętościowe składników wzbogaconego powietrza wynosiły O_2 = 0,40 i N_2 = 0,60. Obliczyć minimalne zapotrzebowanie wzbogaconego powietrza do spalania. (w)

13.6. Silnik wysokoprężny ciągnika rolniczego spala B = 26 kg/h oleju napędowego o składzie kilogramowym: węgiel c = 0,83, wodór h = 0,155 i tlen o = 0,015, przy współczynniku nadmiaru powietrza λ = 1,58. Zakładając, że spalanie jest całkowite i zupełne obliczyć emisję

dwutlenku węgla CO_2 do otoczenia $\dot{m}''_{CO_2}$ kg/h, oraz udział objętościowy CO_2 w spalinach wilgotnych (CO_2) %.

13.7. V_1 = 3 m^3 metanu CH_4 o ciśnieniu p_1 = 1,4 bar i temperaturze t_1 = 32°C zmieszano z m_2 = 12,4 kg tlenku węgla CO i spalono zupełnie w n_{pow} = 3,5 kmol powietrza. Z jakim współczynnikiem nadmiaru powietrza λ odbyło się spalanie? Jaki był udział molowy pary wodnej w spalinach wilgotnych (H_2O)? (w, r)

13.8. Prawidłowość przebiegu procesu spalania w kotle parowym można kontrolować poprzez pomiar zawartości CO_2 w spalinach. Obliczyć z jakim współczynnikiem nadmiaru powietrza λ spalany jest gaz ziemny o następującym składzie objętościowym: CH_4 = 0,92, C_2H_6 = 0,007, C_3H_8 = 0,006 i N_2 = 0,067, jeżeli analizator spalin wykazał udział objętościowy dwutlenku węgla w spalinach suchych [CO_2] = 0,08. (r)

13.9. Do komory spalania doprowadzane jest $\dot{V}_{ubg} = 53\ \mathrm{um}^3/\mathrm{h}$ biogazu o składzie objętościowym CH_4 = 60%, CO_2 = 40% oraz powietrze atmosferyczne w ilości $\dot{m}_{pow} = 0{,}12\ \mathrm{kg/s}$. Zakładając, że spalanie jest całkowite i zupełne obliczyć współczynnik nadmiaru powietrza oraz skład objętościowy spalin suchych.

13.10. Wyznaczyć wartość opałową węgla kamiennego o składzie kilogramowym: węgiel c = 64%, wodór h = 4,6%, azot n = 1,3%, siarka s = 0,35%, wilgoć w = 6,8%, reszta popiół, wykorzystując przybliżony wzór Dulonga [16].

13.11. Skład molowy gazu ziemnego zaazotowanego jest następujący: CH_4 = 48,6%, C_2H_6 = 1%, C_3H_8 = 0,2%, C_4H_{10} = 0,2% (i - butan) i N_2 = 50%. Wykorzystując zasadę addytywności obliczyć wartość opałową gazu. Wartości opałowe składników palnych zaczerpnąć z tablic (patrz np. tablica 6 w niniejszym skrypcie). (w)

13.12. W gospodarstwie rolnym rozważana jest możliwość wykorzystania jako paliwa słomy zamiast węgla kamiennego. Dokonać porównania obu paliw pod kątem wartości opałowej, objętości przestrzeni magazynowej i ceny. Obliczyć:

a) ile ton słomy należałoby spalić, aby uzyskać tyle samo ciepła co ze spalenia jednej tony węgla,
b) objętości zajmowane przez 1 tonę węgla i odpowiadającą mu pod względem energetycznym ilość słomy,

c) koszt słomy odpowiadającej pod względem energetycznym 1 tonie węgla.

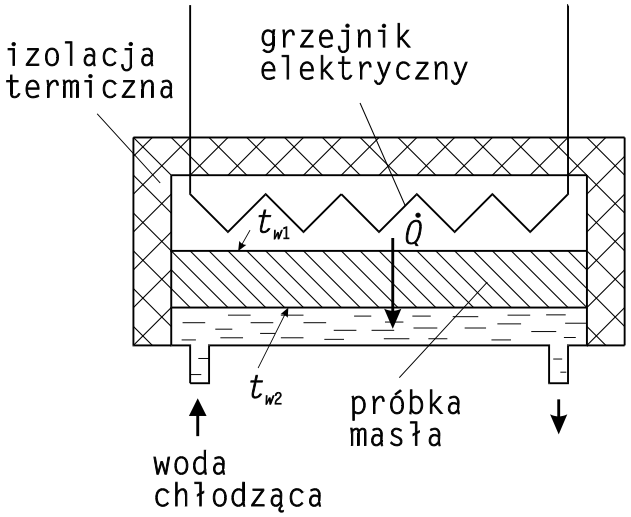
Do obliczeń przyjąć:

- skład kilogramowy węgla kamiennego: węgiel $c = 0{,}59$, wodór $h = 0{,}035$, azot $n = 0{,}01$, tlen $o = 0{,}073$, siarka $s = 0{,}008$, wilgoć $w = 0{,}12$, reszta popiół,
- skład kilogramowy słomy: $c = 0{,}41$, $h = 0{,}050$, $n = 0{,}031$, $o = 0{,}34$, $s = 0{,}0011$, $w = 0{,}14$, reszta popiół,
- cenę 1 tony węgla i słomy odpowiednio $c_w = 230$ zł/t, $c_s = 20$ zł/t,
- gęstość węgla i słomy odpowiednio $\rho_w = 1350$ kg/m^3, $\rho_s = 120$ kg/m^3.

Wartości opałowe paliw wyznaczyć za pomocą wzoru przybliżonego Dulonga [16].

14. Wymiana ciepła

14.1. Jedna z metod wyznaczania współczynnika przewodności cieplnej niemetali polega na pomiarze temperatur powierzchni płaskiej próbki, przez którą przepływa zadany strumień ciepła (patrz rys. A14-1). Ile wynosi współczynnik przewodności cieplnej masła, jeżeli próbka ma kształt walca o średnicy D = 0,3 m i wysokości h = 0,02 m, przez próbkę przepływa strumień ciepła $\dot{Q} = 1{,}85\,\mathrm{W}$, a temperatury na powierzchni próbki wynoszą t_{w1} = 14,5°C i t_{w2} = 12°C?



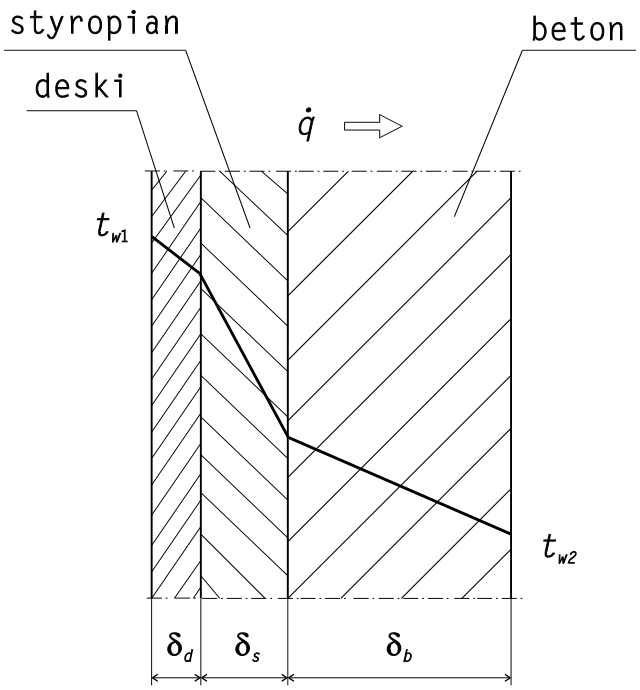
Rys. A14-1

14.2. Zmierzona gęstość strumienia ciepła przenikającego przez warstwę lodu pokrywającą jezioro wynosi $\dot{q} = 35\ \mathrm{W/m^2}$. Temperatura górnej powierzchni lodu wynosi $t_{w1} = -12$°C, a współczynnik przewodności cieplnej lodu ma wartość λ = 2,85 W/(m K). Jaką maksymalną grubość może mieć pokrywa lodowa jeziora? (w)

14.3. Ściany chłodni, wykonane z cegły, zaizolowane są od wewnątrz warstwą korka, który z kolei przykryty jest cienką blachą stalową. Temperatura na zewnętrznej powierzchni blachy wynosi $t_1 = -6$°C, a na zewnętrznej powierzchni cegły t_2 = 26°C. Obliczyć temperaturę na styku cegieł i korka, zakładając, że spadek temperatury w warstwie blachy jest pomijalnie mały. Grubość warstwy cegieł δ_c = 150 mm, a grubość warstwy korka δ_k = 85 mm, współczynnik przewodności cieplnej cegły λ_c = 0,523 W/(m K), współczynnik przewodności cieplnej korka λ_k = 0,048 W/(m K).

14.4. Betonowa ściana budynku ma grubość δ_b = 150 mm i jest ocieplona warstwą styropianu o grubości δ_s = 25 mm oraz pokryta deskami o grubości δ_d = 15 mm (rys. A14-4). Współczynniki przewodności cieplnej dla betonu, styropianu i desek są odpowiednio równe λ_b = 0,412 W/(m K), λ_s = 0,045 W/(m K), λ_d = 0,152 W/(m K). Gęstość strumienia ciepła

przenikającego przez ścianę wynosi $\dot{q} = 15\ \mathrm{W/m^2}$. Jaką grubość musiałaby mieć nie zaizolowana ściana betonowa, aby przy takich samych temperaturach na powierzchniach przenikał przez nią taki sam strumień ciepła jak w przypadku ściany pokrytej izolacją? Jaką wartość powinien mieć współczynnik przewodzenia ciepła betonu, aby grubość ściany nie zaizolowanej nie zmieniła się?



Rys. A14-4

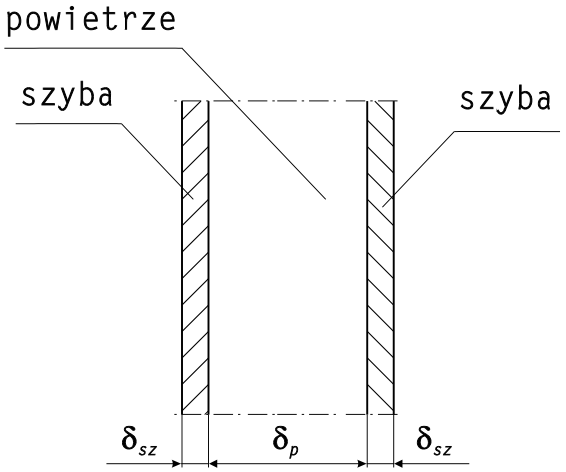
14.5. Ścianę o grubości δ_1 = 0,15 m wykonaną z cegieł o współczynniku przewodności cieplnej λ_1 = 0,46 W/(m K) należy zaizolować tak, aby przy temperaturze zewnętrznej powierzchni ściany wynoszącej $t_2 = -15$°C na jej wewnętrznej powierzchni nie wykraplała się woda z powietrza o temperaturze t_p = 20°C i wilgotności względnej φ_p = 65%. Jaką minimalną grubość powinna mieć warstwa izolacji wykonana ze styropianu o współczynniku przewodności cieplnej λ_2 = 0,037 W/(m K) przy założeniu, że strata ciepła przez ścianę nie powinna przekraczać $\dot{q} = 45\ \mathrm{W/m^2}$? (w, r)

14.6. Na rurociąg parowy o średnicy zewnętrznej D = 150 mm należy nałożyć dwie warstwy izolacji o grubości δ = 30 mm każda. Jedna warstwa ma być wykonana z materiału o współczynniku przewodności cieplnej λ_a = 0,03 W/(m K), a druga z materiału o współczynniku przewodności cieplnej λ_b = 0,06 W/(m K). W rozważanym przypadku względy konstrukcyjne zezwalają na położenie izolacji w dowolnej kolejności. Sprawdzić, czy kolejność położenia warstw izolacji ma wpływ na wielkość strat ciepła na rzecz otoczenia. (w, r)

14.7. Bojler elektryczny służący do podgrzewania wody do celów gospodarczych i utrzymywania jej w stałej temperaturze ma kształt walca o średnicy d = 0,6 m i wysokości h = 1,8 m. Temperatura w pomieszczeniu, w którym stoi bojler wynosi t_{ot} = 25°C, natomiast temperatura ścianki bojlera jest równa t_w = 45°C i jest niezmienna w czasie. Obliczyć dobowy koszt ener-

gii elektrycznej zużywanej na pokrycie strat ciepła na rzecz otoczenia, jeżeli współczynnik wnikania ciepła po stronie powietrza α_{ot} = 7,5 W/(m^2 K). Przyjąć cenę energii elektrycznej C_{el} = 0,15 zł/kWh. (r)

14.8. W celu zmniejszenia strat cieplnych budynku, okna z szybami pojedynczymi o grubości δ_{sz} = 4 mm zastąpiono oknami z dwoma szybami o takiej samej grubości oddalonymi od siebie o δ_p = 20 mm (patrz rys. A14-8). Obliczyć stratę ciepła przez otwory okienne $\dot{q}$ W/m^2 w przypadku okien pojedynczych i okien podwójnych przy założeniu, że transport ciepła pomiędzy szybami odbywa się na drodze przewodzenia. Do obliczeń przyjąć: współczynniki wnikania ciepła powietrze wewnętrzne - okno i okno - powietrze zewnętrzne odpowiednio α_1 = 8,5 W/m^2 K i α_2= 12 W/m^2 K, współczynniki przewodzenia ciepła przez szybę i warstwę powietrza między szybami odpowiednio λ_{sz} = 0,744 W/(m K) i λ_{pow} = 0,025 W/(m K), temperatury powietrza wewnątrz i na zewnątrz budynku odpowiednio t_1 = 21°C i t_2 = – 10°C.



Rys. A14-8

14.9. Ściany budynku gospodarczego wykonane z cegły mają grubość δ_1 = 15 cm. Ściany te zaizolowano warstwą styropianu o grubości δ_2 = 10 cm. O ile procent zmniejszyło się zapotrzebowanie na moc ogrzewczą budynku oraz o ile kelwinów zmieniła się temperatura na powierzchni ściany wewnątrz budynku? Do obliczeń przyjąć: temperaturę powietrza w pomieszczeniu t_1 = 22°C, temperaturę otoczenia t_2 = – 10°C, współczynnik przewodności cieplnej dla cegły λ_1 = 0,52 W/(m K), współczynnik przewodności cieplnej dla styropianu λ_2 = 0,045 W/(m K), współczynnik wnikania ciepła wewnątrz budynku α_1 = 10 W/(m^2 K), współczynnik wnikania ciepła na zewnątrz budynku α_2 = 15 W/(m^2 K).

14.10. Suszarki zboża zasilane są parą wodną nasyconą mokrą o ciśnieniu p = 0,25 MPa. Rurociąg łączący kotłownię z suszarnią ma długość l = 82 m i wykonany jest z rury stalowej o średnicy zewnętrznej D_z = 70 mm i grubości ścianki g = 5 mm. Rurociąg zaizolowany jest

cieplnie warstwą wełny mineralnej o grubości g_w = 40 mm. Współczynniki wnikania ciepła wewnątrz i na zewnątrz rurociągu wynoszą odpowiednio α_1 = 2000 W/(m^2 K) oraz α_2 = 20 W/(m^2 K). Współczynniki przewodzenia ciepła dla stali λ_s = 45 W/(m K) i dla wełny mineralnej λ_w = 0,05 W/(m K). Obliczyć:

a) strumień ciepła traconego przez rurociąg na rzecz otoczenia $\dot{Q}_{ot}$ kW,

b) strumień wody wykraplającej się wewnątrz rurociągu $\dot{m}_w$ kg / s,

c) temperaturę na zewnętrznej powierzchni izolacji t_z °C,

jeżeli temperatura otoczenia t_{ot} = 6°C.

14.11. W wymienniku ciepła mleko o temperaturze $t_1' = 20°\mathrm{C}$ jest schładzane do temperatury $t_1'' = 5°\mathrm{C}$ wodą lodową o temperaturze $t_2' = 2°\mathrm{C}$, która płynąc w przeciwprądzie podgrzewa się do temperatury $t_2'' = 4°\mathrm{C}$. Po remoncie wymiennik został omyłkowo podłączony tak, że czynniki płynęły współprądowo, co objawiło się wyższą temperaturą mleka i niższą temperaturą wody lodowej na wylocie z wymiennika. O ile procent powinna być większa powierzchnia wymiany ciepła wymiennika współprądowego, aby temperatury wylotowe czynników były takie same jak w przypadku wymiennika przeciwprądowego? Założyć, że współczynnik przenikania ciepła nie zależy od kierunku przepływu czynników.

14.12. Woda użytkowa w ilości $\dot{V}_2 = 5\ \mathrm{m}^3/\mathrm{h}$ ma być ogrzewana od temperatury $t_2' = 20°\mathrm{C}$ do temperatury $t_2'' = 75°\mathrm{C}$ strumieniem pary nasyconej mokrej o ciśnieniu p_1 = 2,2 bar i stopniu suchości x_1 = 0,985 w płaszczowo - rurowym wymienniku ciepła. Wartość współczynnika przenikania ciepła, odniesionego do zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła, można w rozpatrywanym przypadku przyjąć równą k_z = 3100 W/(m^2 K) (patrz tablica 14). Obliczyć:

a) zapotrzebowanie pary ogrzewczej $\dot{m}_1$ kg / h,

b) zewnętrzną powierzchnię wymiany ciepła A_z m^2,

c) liczbę rurek o średnicy zewnętrznej D_z = 30 mm i długości l = 1,0 m w wymienniku.

Założyć, że para ogrzewcza skrapla się całkowicie, a skropliny nie ulegają przechłodzeniu.

CZĘŚĆ B

Wskazówki do wybranych zadań

Uwaga. *Treści zadań, do których podano wskazówki, są oznaczone w CZĘŚCI A literą (w).*

1.4. Wykorzystaj zależność $G = mg$.

1.6. Wyznacz równanie prostej opisującej zmianę gęstości rtęci z temperaturą.

1.7. Manometr ten wskazałby nadciśnienie statyczne.

1.9. Wykorzystaj związki $m = nM$ oraz $V_u = n(Mv_u)$.

1.10. Do zależności opisującej zmienność rzeczywistego ciepła właściwego z temperaturą podstaw $T = t + 273{,}15$ i pomnóż ją przez przelicznik jednostek M kg/kmol równy liczbowo masie cząsteczkowej.

2.4. Z termicznego równania stanu wyznacz indywidualną stałą gazową R, a następnie wykorzystaj zależność $(MR) = 8314{,}29$ kJ/(kmol K).

2.8. $V = 80$ m^3 to objętość zbiornika, a nie liczba um^3 tlenu. Napisz termiczne równanie stanu dla trzech kolejnych stanów azotu w zbiorniku.

2.9. Oblicz jaką objętość miałby zużyty gaz, gdyby jego parametry termiczne były równe parametrom wzorcowania.

2.12. Do termicznego równania stanu podstawia się bezwzględne ciśnienie statyczne.

3.2. Napisz równanie bilansu energii zakładając, że układem termodynamicznym jest woda, energią doprowadzoną do układu jest energia wewnętrzna metali, energią początkową układu jest energia wewnętrzna wody, energią końcową układu jest suma energii wewnętrznych metali i wody, a energią wyprowadzoną z układu są straty ciepła na rzecz otoczenia.

3.6. Załóż, że praca mieszania zamieniana jest na ciepło tarcia, które z kolei pochłaniane jest przez produkt. Temperatura produktu będzie wzrastać, aż do osiągnięcia przez układ stanu stacjonarnego, dla którego $P + N_m = \dot{Q}_{ot}$.

3.12. Średnie ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu potrzebne do obliczenia przyrostu entalpii można wyznaczyć z zależności $c_p\big|_{t_1}^{t_2} = c_v\big|_{t_1}^{t_2} + R$.

4.4. Wyznacz temperaturę aluminium po doprowadzeniu ciepła, następnie scałkuj wyrażenie $\mathrm{d}s = \frac{c(T)}{T}\mathrm{d}T$ w granicach od T_1 do T_2.

4.5. Temperaturę układu po osiągnięciu stanu równowagi termodynamicznej wyznacz z równania bilansu energetycznego.

4.6. Entropia jest funkcją stanu, $\Delta s_{1-3} = s_3 - s_1 = c_p \ln\frac{T_3}{T_1} - R\ln\frac{p_3}{p_1}$

4.7. Entropia jest funkcją stanu. Przyrost entropii powietrza można wyznaczyć na podstawie znajomości parametrów jego stanu początkowego i stanu końcowego.

4.9. Oblicz sumę przyrostów entropii układu i otoczenia. Zadanie to można także rozwiązać porównując sprawność termiczną danego silnika ze sprawnością silnika pracującego wg obiegu Carnota.

4.10. Skorzystaj z prawa Gouya-Stodoli.

5.1. Wyraź ilość substancji wodoru i azotu w um^3, a następnie oblicz udziały objętościowe z wzoru definicyjnego.

5.2. Również dla roztworu gazów doskonałych $(MR) = 8314{,}29\ \mathrm{J/(kmol\ K)}$.

5.4. Możesz wykorzystać zależność $R = \sum_{i=1}^{n} g_i R_i$ oraz $\sum_{i=1}^{n} g_i = 1$.

5.5. Skorzystaj z prawa Daltona.

5.7. Możesz przeprowadzić obliczenia dla $n = 1$ kmol roztworu. Wówczas ilość substancji poszczególnych składników w kilomolach będzie równa ich udziałom molowym.

5.8. W celu wyznaczenia ciśnienia w zbiorniku po doprowadzeniu tlenu musisz wyznaczyć temperaturę końcową w zbiorniku z równania bilansu energii.

5.10. W celu rozwiązania zadania należy wykonać bilans energetyczny układu. Zadania nie da się rozwiązać przy pomocy samego termicznego równania stanu.

5.11. Zastępczy wykładnik izentropy roztworu jest równy ilorazowi zastępczego ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu przez zastępcze ciepło właściwe przy stałej objętości.

6.1. Z termicznego równania stanu wyznacz temperaturę T_1, a następnie ze wzoru na jednostkową ilość pochłoniętego ciepła temperaturę T_2.

6.13. Podczas izentalpowego dławienia gazu doskonałego jego temperatura pozostaje niezmienna.

6.14. Nie możesz założyć, że przemiana jest politropą. Skorzystaj z termicznego równania stanu.

7.2. Jeżeli punkt 1 przemiany leży poza wykresem *i* - *s*, którym dysponujesz, to parametry w tym punkcie określ metodą analityczną na podstawie odczytanych z tablicy 9 parametrów dla cieczy w punkcie pęcherzyków i pary nasyconej suchej.

7.4. Gęstość ogrzewanej wody można przyjąć równą $\rho_w = 1000$ kg/m^3, a jej ciepło właściwe $c_w = 4{,}19$ kJ/(kg K). Dokładniejsze wartości c_w oraz ρ_w można odczytać z tablicy 7 dla temperatury średniej $(t_{w1} + t_{w2})/2$. Entalpię skroplin pary ogrzewczej i_2' można odczytać z tablicy 9.

7.5. Nie możesz założyć, że para wodna zachowuje się jak gaz doskonały (lub półdoskonały) i przyjąć równanie izotermy $pv = idem$. Skorzystaj z wykresu *i* - *s* dla pary wodnej. Koniec izotermy wyznacz wykorzystując zależność $Q_d = m(s_2 - s_1)T_{1\text{-}2}$.

7.9. Z równania bilansu energii oblicz jednostkową energię wewnętrzną pary nasyconej mokrej u_2 po naładowaniu zasobnika. Ciśnienie p_2 wyznacz metodą prób i błędów. Dla wartości ciśnienia p_2 wzrastających od p_1 do p_p ze wzoru $v_2 = x_2 v_2' + (1 - x_2) v_2''$ wyznaczaj x_2 i następnie obliczaj i_2 z wyrażenia $i_2 = x_2 i_2'' + (1 - x_2) i_2'$, tak długo, aż zostanie spełniony warunek $i_2 - p_2 v_2 = u_2$.

8.1. Po nawilżeniu powietrza wodą ciekłą o temperaturze 0°C entalpia powietrza nie zmieni się.

8.2. Całkowite ciśnienie powietrza wilgotnego zawartego w słoiku przed ochłodzeniem było równe p_{ot}. Po ochłodzeniu ciśnienie cząstkowe powietrza suchego spadło do wartości

$p_{g2} = \frac{T_{ot}}{T_1}\left(p_{ot} - p_{s1}\right)$, natomiast ciśnienie cząstkowe pary wodnej zmalało od ciśnienia nasycenia p_{s1} dla temperatury t_1 do ciśnienia nasycenia p_{s2} dla temperatury $t_2 = t_{ot}$.

8.6. Strumień entalpii powietrza wilgotnego otrzymuje się przez pomnożenie entalpii właściwej i kJ/kg, odczytanej z wykresu i - X, przez strumień powietrza suchego $\dot{m}_g$, a nie strumień powietrza wilgotnego.

9.1. Wykorzystaj równanie ciągłości strumienia $\dot{m} = Aw\rho$. Gęstość powietrza wyznacz z termicznego równania stanu.

9.3. Entalpię pary w stanie 1 odczytaj z wykresu o współrzędnych i - s.

9.5. Ze względu na jej dużą wartość nie można pominąć w obliczeniach prędkości powietrza na wlocie do dyszy. Takie uproszczenie powodowałoby widoczny błąd.

10.2. Skorzystaj z równania pierwszej zasady termodynamiki dla układów otwartych.

10.5. Pamiętaj, że praca i moc kompresji są ujemne. W temacie zadania podano bezwzględną wartość mocy napędowej.

10.8. Pamiętaj, że przemiany 4 - 1 oraz 2 - 3 są przemianami otwartymi i nie można ich traktować jak izobar zamkniętych. Parametry stanu czynnika nie zmieniają się wzdłuż dróg tych przemian. Praca napędowa sprężarki dla jednego cyklu jest równa sumie algebraicznej prac technicznych kompresji 1 - 2 oraz ekspansji 3 - 4.

11.2. Porównaj sprawność wynalezionego silnika ze sprawnością obiegu Carnota zrealizowanego między źródłami ciepła o danych temperaturach.

11.6. Załóż, że sprawność silnika jest równa sprawności termicznej realizowanego w nim obiegu termodynamicznego.

11.8. Maksymalną temperaturę obiegu, czyli temperaturę końca izobarycznego doprowadzania ciepła T_3, wyznacz z równania $q_d = q_{2\text{-}3} = c_p(T_3 - T_2)$.

12.1. Minimalna teoretyczna moc napędowa urządzenia to moc lewobieżnego obiegu Carnota pracującego między źródłami ciepła o podanych temperaturach.

12.2. Stosunek ten osiągnie maksymalną wartość, gdy między danymi źródłami ciepła zostanie zrealizowany lewobieżny obieg Carnota.

12.7. i_1 można wyznaczyć z zależności $i_1 = i_1'' x_1 + (1 - x_1) i'$. Współczynnik wydajności chłodniczej urządzenia jest zdefiniowany jako $\varepsilon_{ze} = \dot{Q}_d / N_e$.

12.8. Patrz drugie zdanie wskazówki 12.7.

13.5. Zapotrzebowanie powietrza o innej zawartości tlenu niż 21% można obliczać z takich samych wzorów jak dla powietrza o zawartości tlenu 21%, z tym, że udział objętościowy tlenu wynoszący 0,21 należy zastąpić w tych wzorach rzeczywistym udziałem tlenu w powietrzu. W rozpatrywanym przypadku udział ten wynosi 0,40. Stąd $n_{Lmin} = n_{Smin}/0{,}40$.

13.7. Rozpocznij od obliczenia udziałów molowych CH_4 i CO w paliwie gazowym.

13.11. Wykorzystując zasadę addytywności, można wartość opałową roztworu gazów palnych obliczyć jako sumę iloczynów udziałów poszczególnych składników palnych przez ich wartości opałowe.

14.2. Grubość warstwy lodu będzie tak długo się zwiększać, aż wewnętrzna powierzchnia warstwy osiągnie temperaturę 0°C.

14.5. Temperatura wewnętrznej powierzchni ściany powinna być wyższa od temperatury punktu rosy, którą można odczytać z wykresu *i* - *X* dla powietrza wilgotnego.

14.6. Oblicz zastępcze współczynniki przewodności cieplnej dla obydwu rozpatrywanych przypadków i porównaj je.

CZĘŚĆ C

Odpowiedzi

1.1. m = 1780 kg, n = 111,25 kmol, V_u = 2526,5 um^3

1.2. ρ = 1345 kg/m^3

1.3. V = 17,03 m^3

1.4. G_h = 74,98 kG

1.5. p = 147,07 at = 144,22 bar = 108165 Tr

1.6. p_{nA} = 1647,0 Pa, p_{nB} = 1642,8 Pa

1.7. Manometr wskaże nadciśnienie statyczne p_m = 1,364 MPa

1.8. P = 17,44 kW

1.9. c_p = 1,277 kJ/(kg K), (Mc_p) = 33,25 kJ/(kmol K), C_{up} = 1,466 kJ/(um^3 K)

1.10. (Mc_p)(T) = 29,281 + 0,002764 T kJ/(kmol K)

1.11. λ = 0,444 ÷ 0,535 W/(m K)

2.1. $V_{O_2} = V_{N_2} = V_{CO_2} = 22{,}71\ \mathrm{m}^3$ - jednakowa liczba kilomoli dowolnego gazu doskonałego lub półdoskonałego zajmuje taką samą objętość w tych samych warunkach termicznych

2.2. V_2 = 8,62 m^3

2.3. Δp = 0,289 bar

2.4. M = 28,96

2.5. n_1 = 0,580 kmol

2.6. V_x = 9,69 m^3

2.7. m_1 = 12,57 kg, $|\Delta m|$ = 2,37 kg

2.8. V_{u1} = 656,3 um^3

2.9. $\Delta K_{\%}$ = 9,3 %, odbiorca powinien zapłacić o 9,3 % więcej niż zapłacił

2.10. Δm = 72,56 kg

2.11. $V_{u2} = 1{,}601 \cdot 10^8$ um^3

2.12. ρ = 0,362 kg/m^3

3.1. $c_m =$ 0,501 kJ/(kg K)

3.2. t_k = 21,66°C

3.3. t_{a2} = 60,1°C

3.4. ΔV = 180 l

3.5. V_1 = 153 l

3.6. t_2 = 77,1°C

3.7. τ = 24,3 min

3.8. c_p = 0,990 kJ/(kg K)

3.9. t_2 = 246,2°C

3.10. a = 0,019646, b = 0,028517

3.11. $\Delta Q = -$ 2,498 kJ, $\Delta Q_{\%} = -$ 1,5 %

3.12. $\Delta U_{1\text{-}2}$ = 5547 kJ, $\Delta I_{1\text{-}2}$ = 7195 kJ

3.13. $\dot{m} =$ 2,148 kg / s

3.14. t_m = 34,0°C

3.15. A = 0,436 m^2

3.16. P = 5,14 kW

3.17. P = 227,1 kW

4.1. $\Pi_{1\text{-}2}$ = 299,8 kJ/K > 0 - przemiana nieodwracalna

4.2. ΔS_{ot} = 4,252 MJ/K

4.3. $\Pi_{1\text{-}2}$ = 0,220 kJ/K

4.4. $\Delta S_{1\text{-}2}$ = 391,7 J/K

4.5. ΔS_u = 11,68 J/K

4.6. $\Delta s_{1\text{-}3}$ = 815,4 J/(kg K)

4.7. $\Delta s_{1\text{-}2} = -$ 0,0205 kJ/(kg K)

4.8. $\Delta S_{1\text{-}2} =$ $86{,}7 \cdot 10^3$ J/K

4.9. $\dot{\Pi} =$ 0,208 kW / K - obieg silnika jest nieodwracalny

4.10. Praca obiegu pseudoodwracalnego jest mniejsza od pracy obiegu Carnota o δL = 0,951 kJ

5.1. $r_{H_2} = 0{,}455,\ r_{N_2} = 0{,}295,\ r_{He} = 0{,}250$

5.2. M = 29,0, R = 287,1 J/(kg K), c_p = 1,005 kJ/(kg K), c_v = 0,718 kJ/(kg K), κ = 1,4

5.3. c_v = 1,116 kJ/(kg K)

5.4. $z_{He} = 0{,}370,\ z_{O_2} = 0{,}630$

5.5. p_{CO_2} = 0,0700 MPa

5.6. 4,64 części powietrza atmosferycznego na 1 część tlenu

5.7. $z'_{N_2} = 0{,}511,\ z'_{CO_2} = 0{,}489$

5.8. $z'_{N_2} = 0{,}0789,\ z'_{O_2} = 0{,}0581,\ z'_{He} = 0{,}8629,\ p = 33{,}0$ bar

5.9. ΔV_u = – 9509 um^3, m_2 = 16678 kg

5.10. p = 5,341 bar, p_{He} = 4,325 bar

5.11. $\Delta T_{\%}$ = 46,4 %

5.12. $Q_{1\text{-}2}$ = – 4,501 MJ

6.1. t_2 = 1689°C, p_2 = 75,4 bar

6.2. $Q_{1\text{-}2}$ = – 42,93 MJ, $\Delta U_{1\text{-}2} = Q_{1\text{-}2}$ = – 42,93 MJ

6.3. $Q_{1\text{-}2}$ = 249,9 kJ > 0 - gaz pochłonął ciepło

6.4. $Q_{1\text{-}2}$ = 6,99 kJ

6.5. $L_{1\text{-}3}$ = 10,1 kJ, $\Delta V_{1\text{-}3} = \Delta V_{1\text{-}2}$ = 0,087 m^3

6.6. $p_2 = 5p_1$, $l_{1\text{-}2}$ = – 4,014 MJ/kmol

6.7. p_2 = 0,1216 MPa, całe ciepło doprowadzone podczas przemiany zostało wyprowadzone w postaci pracy, gdyż $\Delta U_{1\text{-}2}$ = 0

6.8. $\Delta u_{1\text{-}3}$ = 0, $l_{1\text{-}3} = q_{2\text{-}3}$ = – 200,2 kJ/kg

6.9. $\Delta T_{1\text{-}2}$ = – 146°C

6.10. N_t = 221,8 kW

6.11. z = 0,854

6.12. $\dot{m} = 26{,}1$ g / s

6.13. $\Delta T_{1\text{-}2}$ = 0 - podczas dławienia izentalpowego gazu doskonałego jego temperatura pozostaje niezmienna, $\Delta\rho_{1\text{-}2}$ = – 0,871 kg/m^3

6.14. $\Delta U_{1-2} = 1{,}950 \cdot 10^6$ J

6.15. $l_{1\text{-}2}$ = 101,4 kJ/kg

7.1. $p = p_s$ = 0,6992 MPa, x = 0,0288, m'' = 199,1 kg

7.2. τ = 5,98 godz.

7.3. $\dot{Q}_d$ = 4,13 MW

7.4. $\dot{m}_p$ = 0,323 kg / s

7.5. Ciśnienie pary zmalało o $\Delta p_{1\text{-}2} = -1{,}70$ bar

7.6. $L_{1\text{-}2}$ = 963 kJ

7.7. N_t = 955 kW, N_i = 764 kW

7.8. $\Delta N_{t\,\%}$ = 31,86 %, stopień suchości zmaleje o $\Delta x_{2\text{-}3} = -0{,}044$

7.9. p_2 = 24,0 bar, $t_2 = t_s$ = 222°C

7.10. $\dot{m}_w$ = 0,00484 kg / s

8.1. X = 4,28 g/kg, φ = 0,40, p_p = 682 Pa, ρ = 1,174 kg/m^3, R = 287,8 J/(kg K), i = 25,13 kJ/kg

8.2. F = 426 N, $m_w = 4{,}12 \cdot 10^{-4}$ g

8.3. m_w = 0,298 kg, temperatura powietrza obniży się do t_2 = 16,25°C

8.4. $t_2 = t_R$ = 19,4°C

8.5. T_2 = 280 K, $\Delta X_{1\text{-}3} = -15{,}6$ g/kg

8.6. P = 11,2 kW, $\dot{m}_p$ = 0,00388 kg / s, φ_2 = 0,17

8.7. $\dot{m}_g$ = 0,992 kg / s, $\dot{Q}_d$ = 48,6 kW, $t_1 = 67°$ C

8.8. $\dot{m}_g$ = 1,531 kg / s, P_1 = 62,0 kW, P_2 = 39,0 kW, q = 3367 kJ/kg

8.9. P = 20,4 kW

8.10. t_m = 14,8°C, φ_m = 0,68

8.11. t_1 = 28°C, φ_1 = 0,77, t_2 = 56,5°C, φ_2 = 0,18, P = 3,15 kW, $\dot{m}_w$ = 0,924 g / s

9.1. d_{min} = 154,7 mm

9.2. w_2 = 36,3 m/s

9.3. i_0 = 3211 kJ/kg, p_0 = 3,3 MPa, T_0 = 668 K

9.4. η_d = 0,558

9.5. p_0 = 0,907 MPa, T_0 = 300,5 K, w_2 = 259,15 m/s, $\dot{m}$ = 9,35 kg/s

9.6. $\dot{V}_u = 892{,}8\ \mathrm{um}^3/\mathrm{h}$

9.7. m = 768 kg, Δm = 0 - stosunek ciśnień w dyszy jest mniejszy od krytycznego

9.8. p_1 = 2,41 bar

9.9. v_2 = 1,65 m^3/kg, T_2 = 373 K, $A_2 = 9{,}517 \cdot 10^{-4}\ \mathrm{m}^2$

10.1. $l_{tT} = -\ 209{,}0$ kJ/kg, $l_{ts} = -\ 304{,}3$ kJ/kg - mniej energochłonna jest kompresja izotermiczna

10.2. $N = -\ 407$ kW

10.3. Izoterma: $N_{ta} = -\ 298{,}0$ kW, T_{2a} = 288 K, $\dot{m}_{wa} = 8{,}89\ \mathrm{kg/s}$; politropa: $N_{tb} = -\ 360{,}1$ kW, T_{2b} = 415,7 K, $\dot{m}_{wb} = 3{,}96\ \mathrm{kg/s}$; izentropa: $N_{tc} = -\ 404{,}2$ kW, T_{2c} = 515,1 K, $\dot{m}_{wc} = 0$

10.4. $N_t = -\ 70{,}49$ kW

10.5. $\dot{V}_u = 566{,}7\ \mathrm{um}^3/\mathrm{h}$

10.6. $N_t = -\ 18{,}13$ kW, $\dot{Q}_w = -\ 2{,}72$ kW, $\dot{m}_w = 0{,}130$ kg/s

10.7. $\Delta\dot{V}_{\%} = -\ 10$ %

10.8. $L_t = -\ 6{,}775$ kJ

11.1. t_{II} = 157°C

11.2. Sprawność efektywna η_e = 0,786 wynalezionego silnika, obliczona na podstawie parametrów podanych przez wynalazcę, jest większa od sprawności termicznej η_c = 0,767 obiegu Carnota zrealizowanego między tymi samymi źródłami ciepła. Jest to niemożliwe i dlatego nie należy inwestować w ten silnik.

11.3. η_t = 0,395

11.4. L_{ob} = 2,99 kJ, η_t = 0,300

11.5. L_{ob} = 53 kJ, Q_d = 259 kJ, $Q_w = -\ 206$ kJ, η_t = 0,205

11.6. $\Delta\eta_{\%}$ = 19,0 %

11.7. N_t = 64,2 kW

11.8. $p_{max} = p_2 = p_3$ = 4,21 bar, T_{max} = 2382 K, η_t = 0,571

11.9. m = 4,48 g, Q_{d1} = 810 J, Q_{d2} = 2417 J, $T_{max} = T_4$ = 1850 K, L_{ob} = 2102 J, η_t = 0,651

11.10. N_{ob} = 1237 kW, η_t = 0,401

11.11. $\dot{Q}_d = 9894$ kW, $N_t = 2906$ kW, $\eta_t = 0{,}293$, $N_p = -10{,}8$ kW, $\dot{Q}_w = -7684$ kW, $\dot{m}_w = 366{,}8$ kg / s

12.1. $|N_t| = 1{,}87$ kW

12.2. $\varepsilon_g = 6{,}26$

12.3. $K = 0{,}596$ gr

12.4. $|N_{ob}| = 6{,}8$ kW, $\dot{m}_{pow} = 1{,}44$ kg / s

12.5. $\varepsilon_z = 3{,}64$, $\dot{m} = 0{,}560$ kg/s, $N_t = -20{,}16$ kW

12.6. $\dot{Q}_w = -20{,}55$ kW, $N_t = -4{,}80$ kW, $\varepsilon_g = 4{,}28$

12.7. $\dot{Q}_d = 85{,}5$ kW, $|N_e| = 23{,}4$ kW, $\varepsilon_{ze} = 3{,}65$

12.8. $\dot{m}_w = 113{,}0$ l / min, $|N_e| = 15{,}93$ kW, $|\dot{Q}_w| = 62{,}79$ kW, $\varepsilon_{ze} = 2{,}97$

12.9. $\dot{Q}_d = 5{,}72$ kW, $\dot{Q}_w = -6{,}90$ kW, $\varepsilon_g = 5{,}85$, $\varepsilon_{ge} = 5{,}52$, ε_{ge} razy

13.1. $V_{u\mathrm{L}} = 1283$ um^3

13.2. $V_{u\mathrm{pow}} = 333$ um^3

13.3. $V_{u\mathrm{L}} = 5638$ um^3, $V_{u\mathrm{ss}} = 5456$ um^3, $V_{u\mathrm{sw}} = 6142$ um^3, $(CO_2) = 0{,}0838$, $(H_20) = 0{,}1117$, $(N_2) = 0{,}7251$, $(O_2) = 0{,}07937$

13.4. $\dot{V}_{pow} = 1022$ m^3/h, $\dot{V}_{sw} = 1984$ m^3/h

13.5. $n_{L\min} = 0{,}2625$ kmol pow/kg pw

13.6. $\dot{m}''_{CO_2} = 79{,}1$ kg / h, $(CO_2) = 8{,}16$ %

13.7. $\lambda = 1{,}33$, $(H_2O) = 0{,}0855$

13.8. $\lambda = 1{,}416$

13.9. $\lambda = 1{,}117$, $[CO_2] = 0{,}1617$, $[N_2] = 0{,}8156$, $[O_2] = 0{,}0227$

13.10. $W_d = 26376$ kJ/kg

13.11. $W_d = 18180$ kJ/um^3

13.12. węgiel: $V_w = 0{,}741$ m^3; słoma: $m_s = 1{,}587$ t, $V_s = 8{,}333$ m^3, $K_s = 31{,}74$ zł

14.1. $\lambda = 0{,}209$ W/(m K)

14.2. $g_{max} = 0{,}977$ m

14.3. t_x = 13,3°C

14.4. Ściana betonowa powinna mieć grubość δ_{b1} = 41,9 mm, a współczynnik przewodzenia ciepła powinien mieć wartość λ_{b1} = 0,147 W/(m K)

14.5. Grubość izolacji powinna być większa niż δ_2 = 10,5 mm

14.6. Kolejność położenia warstw izolacji ma wpływ na wielkość strat ciepła. Najpierw należy położyć warstwę o mniejszej wartości współczynnika przewodności cieplnej. Zastępczy współczynnik przewodności cieplnej dla dwóch warstw ułożonych w prawidłowej kolejności ma wartość λ_{z1} = 0,03816 W/(m K). W przypadku nieprawidłowej kolejności położenia warstw współczynnik ten jest równy λ_{z2} = 0,04203 W/(m K).

14.7. K = 2,14 zł

14.8. $\dot{q}_1 = 150{,}2\ \mathrm{W/m^2},\ \dot{q}_2 = 30{,}63\ \mathrm{W/m^2}$

14.9. $|\Delta P_{\%}|$ = 83,0 %, temperatura na powierzchni ściany wzrosła o ΔT = 5,8 K

14.10. $\dot{Q}_{ot} = 3{,}93\ \mathrm{kW},\ \dot{m}_w = 1{,}80\ \mathrm{kg/s},\ t_z = 11{,}1°\mathrm{C}$

14.11. $\Delta A_{\%}$ = 32,1 %

14.12. $\dot{m}_1 = 0{,}148\ \mathrm{kg/s},\ A_z = 1{,}428\ \mathrm{m^2},\ n = 16$

CZĘŚĆ D

Rozwiązania wybranych zadań

Uwaga. *Treści zadań, których rozwiązania zamieszczono poniżej, są oznaczone w CZĘŚCI A literą (r).*

1. Przeliczanie jednostek

1.4. Wartość przyspieszenia ziemskiego na wysokości $h = 2500$ m jest równa

$$g_h = g_r - \frac{h}{1000}\Delta g = 9{,}780 - \frac{2500}{1000}\cdot 0{,}001 = 9{,}7775\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}^2}$$

Ciężar człowieka na wysokości $h = 2500$ m wynosi

$$G_h = mg_h \tag{1}$$

gdzie masę człowieka m można przedstawić jako

$$m = \frac{G_r}{g_r} \tag{2}$$

Po podstawieniu (2) do (1) dostajemy

$$G_h = \frac{g_h}{g_r}G_r = \frac{9{,}7775}{9{,}780}\cdot 75 = 74{,}98\ \mathrm{kG}$$

1.7. Manometr podłączony w sposób przedstawiony na rys. A1-7 wskaże nadciśnienie statyczne powietrza. Bezwzględne ciśnienie statyczne jest równe

$$p = p_c - p_d \tag{1}$$

a ciśnienie dynamiczne

$$p_d = \rho\frac{w^2}{2} = \frac{17{,}8\cdot 25^2}{2} = 5562{,}5\ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2} = 0{,}0556\ \mathrm{bar}$$

Po podstawieniu do (1) wartości liczbowych dostajemy

$p = 15 \cdot 0{,}9807 - 0{,}0556 = 14{,}655$ bar

Nadciśnienie statyczne wynosi

$$p_m = p - p_{ot} = 14{,}655 - \frac{760}{750{,}062} = 13{,}64 \text{ bar} \;=\; 1{,}364 \text{ MPa}$$

1.10. W celu wyznaczenia funkcji $[Mc_p(T)]$ kJ/(kmol K) dokonujemy podstawienia

t [°C] = T [K] – 273,15 (1)

oraz wykorzystujemy zależność

$$(Mc_p)\frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}} = M\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \cdot c_p \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \qquad (2)$$

Dla wodoru H_2 przelicznik jednostek M kg/kmol, równy liczbowo masie cząsteczkowej, wynosi 2. Po odpowiednich przekształceniach otrzymujemy

$$[Mc_p(T)] = 29{,}281 + 0{,}002764\ T\ \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

2. Termiczne równanie stanu

2.4. *Z* termicznego równania stanu

$$R = \frac{p_u}{\rho_u T_u} = \frac{0{,}1 \cdot 10^6}{1{,}275 \cdot 273{,}15} = 287{,}14 \ \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

gdzie

$$T_u = t_u + 273{,}15 = 0 + 273{,}15 = 273{,}15 \text{ K}$$

Dla dowolnego gazu doskonałego i półdoskonałego

$$(MR) = 8314{,}29 \ \frac{\text{J}}{\text{kmol K}} = \ const$$

Stąd

$$M = \frac{(MR)}{R} = \frac{8314{,}29}{287{,}14} = 28{,}96 \ \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

Przelicznik jednostek *M* jest liczbowo równy masie cząsteczkowej gazu. Porównanie wartości *M* z danymi przedstawionymi w tablicy 1 prowadzi do wniosku, że rozpatrywanym gazem może być powietrze.

2.8. Początkową liczbę kilomoli azotu w zbiorniku wyznaczymy z termicznego równania stanu

$$n_1 = \frac{p_1 V_1}{(MR) T_1} \tag{1}$$

gdzie $(MR) = 8314 \ \frac{\text{J}}{\text{kmol K}}$ jest uniwersalną stałą gazową (patrz dodatek). Liczbę kilomoli przeliczamy na liczbę um^3 za pomocą zależności

$$V_{u1} = n_1 \, (Mv_u) \tag{2}$$

gdzie $(Mv_u) = 22{,}71 \ \frac{\text{um}^3}{\text{kmol}}$ jest objętością 1 kmol dowolnego gazu doskonałego lub półdoskonałego w warunkach umownych 1 bar, 0°C (patrz dodatek). Po pobraniu pewnej ilości gazu w zbiorniku zostało

$$n_2 = \frac{(p_1 - |\Delta p|)V}{(MR) T_1} \tag{3}$$

kilomoli gazu. Także po podgrzaniu gazu musi być spełnione termiczne równanie stanu, stąd

$$n_2 = \frac{p_1 V}{(MR)(T_1 + \Delta T)} \tag{4}$$

Po porównaniu prawych stron równań (3) i (4) i wykonaniu odpowiednich przekształceń otrzymujemy

$$p_1 = \frac{\Delta p(T_1 + \Delta T)}{\Delta T} = \frac{1{,}5 \cdot 10^5 \cdot (298 + 60)}{60} = 8{,}95 \cdot 10^5 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2}$$

Następnie z (1) obliczamy

$$n_1 = \frac{8{,}95 \cdot 10^5 \cdot 80}{8314 \cdot 298} = 28{,}90 \text{ kmol}$$

i dalej z (2)

V_{u1} = 28,90 · 22,71 = 656,3 um^3

2.9. Niech wskazanie gazomierza przy parametrach gazu p_2, t_2 wynosi V_2 m^3. Gdyby gaz miał parametry takie same jak podczas wzorcowania, tzn. p_1, t_1, to wskazanie gazomierza wynosiłoby

$$V_1 = \frac{p_2 T_1}{p_1 T_2} V_2 \tag{1}$$

Odbiorca gazu nie zapłaci więc za

$$\Delta V = V_1 - V_2 \tag{2}$$

m^3 gazu. Przy cenie gazu C_g zł/m^3 niedopłata wyniesie

$$\Delta K = \Delta V \ C_g \tag{3}$$

Odbiorca ureguluje rachunek za gaz w wysokości

$$K = V_2 \, C_g \tag{4}$$

Niedopłata w procentach będzie więc równa

$$\Delta K_{\%} = \frac{\Delta K}{K} \cdot 100\% \tag{5}$$

Po wykorzystaniu zależności (2) - (4) otrzymujemy z (5)

$$\Delta K_{\%} = \left(\frac{V_1}{V_2} - 1 \right) \cdot 100\% \tag{6}$$

Z równania (1)

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2 T_1}{p_1 T_2} \tag{7}$$

Bezwzględne temperatury gazu dla obu rozpatrywanych stanów

$T_1 = t_1 + 273 = 15 + 273 = 288$ K

$T_2 = t_1 + 273 = 4 + 273 = 277$ K

Przeliczenie ciśnienia p_1 na bary

$$p_1 = 1 \text{ atm} \cdot 1{,}013 \frac{\text{bar}}{\text{atm}} = 1{,}013 \text{ bar}$$

Z (7) obliczamy stosunek V_1/V_2

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{1{,}065 \cdot 288}{1{,}013 \cdot 277} = 1{,}093 \tag{8}$$

Po podstawieniu (8) do (6) otrzymujemy

$\Delta K_{\%} = (1{,}093 - 1) \cdot 100\% = 9{,}3\%$

3. Ciepło właściwe i pierwsza zasada termodynamiki

3.2. Ogólne równanie bilansu energetycznego układu (I zasada termodynamiki) ma postać

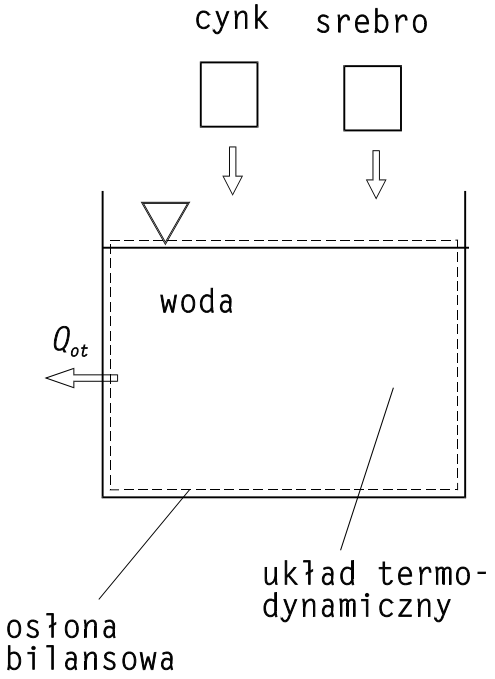
$E_d = \Delta E_u + E_w$ (1)

gdzie przyrost energii układu jest równy różnicy energii układu w stanie końcowym i początkowym

$\Delta E_u = E_2 - E_1$ (2)

Załóżymy, że osłona bilansowa jest poprowadzona na granicy wody z naczyniem i powietrzem (rys. B3-2). Stąd energia doprowadzona do układu jest sumą energii wewnętrznych srebra i cynku przed wrzuceniem ich do wody

$$E_d = U_{s1} + U_{c1} = m_s c_s t_s + m_c c_c t_c \qquad (3)$$



Rys. B3-2

Energia układu w stanie początkowym jest równa energii wewnętrznej wody przed wrzuceniem metali

$E_1 = U_{w1} = m_w\, c_w\, t_w$ (4)

Energia układu w stanie końcowym jest równa sumie energii wewnętrznych wody i metali po wyrównaniu się temperatury w układzie

$$E_2 = U_{w2} + U_{s2} + U_{c2} = m_w c_w t_k + m_s c_s t_k + m_c c_c t_k = \left(m_w c_w + m_s c_s + m_c c_c\right) t_k \qquad (5)$$

Energia wyprowadzona z układu jest równa ciepłu przekazanemu do otoczenia

$E_w = Q_{ot}$ (6)

Po podstawieniu zależności (2) - (6) do równania (1) i przekształceniu otrzymujemy

$$t_k = \frac{m_s c_s t_s + m_c c_c t_c + m_w c_w t_w - Q_{ot}}{m_s c_s + m_c c_c + m_w c_w} \qquad (7)$$

Ilość substancji wody

$m_w = \rho_w\, V = 1 \cdot 6 = 6$ kg

Po podstawieniu do (7) wartości liczbowych dostajemy

$$t_k = \frac{0{,}5 \cdot 0{,}234 \cdot 45 + 2 \cdot 0{,}385 \cdot 10 + 6 \cdot 4{,}19 \cdot 22 - 2{,}3}{0{,}5 \cdot 0{,}234 + 2 \cdot 0{,}385 + 6 \cdot 4{,}19} = 21{,}66^\circ\mathrm{C}$$

3.10. Temperatura substancji po pierwszym etapie ogrzewania

$t_2 = t_1 + \Delta t_1 = 20 + 3{,}15 = 23{,}15°\mathrm{C}$

Temperatura substancji po drugim etapie ogrzewania

$t_3 = t_2 + \Delta t_2 = 23{,}15 + 2{,}78 = 25{,}93°\mathrm{C}$

Ciepło jednostkowe pochłonięte w pierwszym etapie ogrzewania

$$q_{1-2} = \int_{t_1}^{t_2} (a + bt)dt = a(t_2 - t_1) + \frac{b}{2}\left(t_2{}^2 - t_1{}^2\right)$$
$$= a(23{,}15 - 20) + \frac{b}{2}\left(23{,}15^2 - 20^2\right) = 3{,}15a + 67{,}96b \quad (1)$$

Ciepło jednostkowe pochłonięte w drugim etapie ogrzewania

$$q_{2-3} = \int_{t_2}^{t_3} (a + bt)dt = a(t_3 - t_2) + \frac{b}{2}\left(t_3{}^2 - t_2{}^2\right)$$
$$= a(25{,}93 - 23{,}15) + \frac{b}{2}\left(25{,}93^2 - 23{,}15^2\right) = 2{,}78a + 68{,}22b \quad (2)$$

Równania (1) i (2) tworzą następujący układ równań liniowych

$3{,}15\ a + 67{,}96\ b = 2$

$2{,}78\ a + 68{,}22\ b = 2$

Po rozwiązaniu otrzymujemy

$a = 0{,}019646$

$b = 0{,}028517$

3.16. Założymy, że układem termodynamicznym jest komora grzejnika (patrz rys. A3-16). Ogólne równanie bilansu energii dla rozważanego przypadku ma postać

$$\dot{E}_d = \Delta\dot{E}_u + \dot{E}_w \quad (1)$$

Układ jest w stanie ustalonym, dlatego jego energia nie zmienia się, stąd

$$\Delta\dot{E}_u = 0 \quad (2)$$

Ponieważ na wylocie z grzejnika energie potencjalna i kinetyczna czynnika są takie same jak na wlocie, nie uwzględnimy tych energii w analizie. Strumień energii dostarczanej do układu jest więc równy sumie strumienia entalpii czynnika wpływającego do grzejnika i mocy cieplnej grzejnika

$$\dot{E}_d = \dot{I}_1 + P = \dot{m}c\big|_0^{T_1} T_1 + P \quad (3)$$

Strumień energii wyprowadzanej z układu jest równy

$$\dot{E}_w = \dot{I}_2 + \dot{Q}_{ot} = mc\big|_0^{T_2} T_2 + \dot{Q}_{ot} \tag{4}$$

gdzie

$$\dot{Q}_{ot} = 0{,}04P \tag{5}$$

Równania (3) i (4) sformułowano przy założeniu, że dla $T = 0$ entalpia jest równa 0. Ponadto, w przypadku cieczy można założyć, że ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu jest równe cieplu właściwemu przy stałej objętości. Dlatego bardzo często nie jest podawana informacja, czy dane ciepło właściwe jest ciepłem właściwym przy stałym ciśnieniu, czy przy stałej objętości cieczy. Po podstawieniu równań (2) - (5) do równania (1) i wykonaniu odpowiednich przekształceń otrzymujemy

$$P = \frac{\dot{m}}{0{,}96}\left(c\big|_0^{T_2} T_2 - c\big|_0^{T_1} T_1\right) \tag{6}$$

Strumień substancji cieczy obliczamy z równania ciągłości strumienia

$$\dot{m} = Aw\rho = \frac{\pi d^2}{4} w\rho = \frac{\pi \cdot 0{,}0125^2}{4} \cdot 0{,}35 \cdot 0{,}85 \cdot 1000 = 0{,}0365 \ \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Temperatury bezwzględne czynnika w punktach 1 i 2 są równe

$T_1 = t_1 + 273 = 15 + 273 = 288$ K

$T_2 = t_2 + 273 = 80 + 273 = 353$ K

Średnie ciepło właściwe cieczy:

- w zakresie temperatur od 0 do T_1

$$c\big|_0^{T_1} = 1{,}854 + 0{,}352 \cdot 10^{-3} T_1 = 1{,}854 + 0{,}352 \cdot 10^{-3} \cdot 288 = 1{,}955 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

- w zakresie temperatur od 0 do T_2

$$c\big|_0^{T_2} = 1{,}854 + 0{,}352 \cdot 10^{-3} T_2 = 1{,}854 + 0{,}352 \cdot 10^{-3} \cdot 353 = 1{,}978 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Po podstawieniu do (6) wartości liczbowych otrzymujemy moc cieplną grzejnika

$$P = \frac{0{,}0365}{0{,}96} \cdot \left(1{,}978 \cdot 353 - 1{,}955 \cdot 288\right) = 5{,}14 \text{ kW}$$

3.17. Moc cieplną nagrzewnicy obliczymy z wyrażenia na strumień pochłanianego ciepła

$$P = \dot{n}\left(Mc_p\right)\Big|_{t_1}^{t_2}\left(t_2 - t_1\right) \tag{1}$$

Średnie ciepło właściwe $\left(Mc_p\right)\Big|_{t_1}^{t_2}$ wyznaczymy wykorzystując fakt, że ciepło potrzebne do ogrzania substancji od temperatury t_1 do temperatury t_2 jest równe różnicy pomiędzy ciepłem potrzebnym do ogrzania substancji w zakresie temperatur od 0 do t_2 i ciepłem potrzebnym do ogrzania substancji w zakresie temperatur od 0 do t_1

$$\left(Mc_p\right)\Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{\left(Mc_p\right)\Big|_0^{t_2} t_2 - \left(Mc_p\right)\Big|_0^{t_1} t_1}{t_2 - t_1} \tag{2}$$

Temperatury początkowa i końcowa powietrza w °C

$t_1 = T_1 - 273 = 285 - 273 = 12°C$

$t_2 = T_2 - 273 = 320 - 273 = 47°C$

Średnie ciepło właściwe w zakresie temperatur od 0 do t_1

$$\left(Mc_p\right)\Big|_0^{t_1} = 29{,}221 + 0{,}004547 t_1 = 29{,}221 + 0{,}004547 \cdot 12 = 29{,}276 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

Średnie ciepło właściwe w zakresie temperatur od 0 do t_2

$$\left(Mc_p\right)\Big|_0^{t_2} = 29{,}221 + 0{,}004547 t_2 = 29{,}221 + 0{,}004547 \cdot 47 = 29{,}435 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

Po podstawieniu do (2) wartości liczbowych

$$\left(Mc_p\right)\Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{29{,}435 \cdot 47 - 29{,}276 \cdot 12}{47 - 12} = 29{,}49 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

Strumień substancji w kmol/s

$$\dot{n} = \frac{\dot{V}_u}{\left(Mv_u\right)} = \frac{18000}{22{,}71 \cdot 3600} = 0{,}220 \ \frac{\text{kmol}}{\text{s}}$$

Moc cieplną obliczamy z zależności (1)

$P = 0{,}220 \cdot 29{,}49 \cdot (47 - 12) = 227{,}1$ kW

4. Entropia i druga zasada termodynamiki

4.1. Przy ciśnieniu p = 1,8 MPa para wodna skrapla się w temperaturze T = 480,25 K oddając r = 1910,5 kJ/kg ciepła. Wartości te odczytujemy z tablicy 9. Dla procesów izotermicznych przyrost entropii czynnika możemy obliczyć z zależności

$$\Delta S_{1-2} = \frac{Q_{1-2}}{T_{1-2}} \tag{1}$$

gdzie $Q_{1\text{-}2}$ jest ciepłem pochłoniętym (oddanym) przez czynnik, a $T_{1\text{-}2}$ temperaturą czynnika. Ciepło przekazane otoczeniu przez parę jest równe

$$Q_{1-2} = mr = 120 \cdot 1910{,}5 = 229{,}3 \cdot 10^3 \text{ kJ}$$

Zgodnie z zależnością (1) przyrost entropii pary jest równy

$$\Delta S_{1-2p} = \frac{-\ 229{,}3 \cdot 10^3}{480{,}25} = -\ 477{,}5\ \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

Temperatura bezwzględna otoczenia jest równa

$$T_{ot} = t_{ot} + 273 = 22 + 273 = 295 \text{ K}$$

Obliczając przyrost entropii otoczenia, do (1) podstawiamy $Q_{1\text{-}2}$ ze znakiem plus, gdyż otoczenie pochłania ciepło

$$\Delta S_{1-2ot} = \frac{229{,}3 \cdot 10^3}{295} = 777{,}3\ \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

Suma przyrostów entropii układu i otoczenia jest równa

$$\Pi_{1-2} = \Delta S_{1-2p} + \Delta S_{1-2ot} = -\ 477{,}5 + 777{,}3 = 299{,}8\ \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

Ponieważ $\Pi_{1\text{-}2} > 0$, przemiana była nieodwracalna.

4.8. Entropia jest funkcją stanu czynnika, jej przyrost po przejściu układu ze stanu 1 do stanu 2 jest równy

$$\Delta S_{1-2} = S_2 - S_1 \tag{1}$$

Dla dowolnej przemiany gazu doskonałego wyrażenie (1) ma postać

$$\Delta S_{1-2} = m\left(c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{V_2}{V_1} \right) \tag{2}$$

W rozpatrywanym przypadku ciepło przemiany $Q_{1\text{-}2}$ oraz praca bezwzględna przemiany $L_{1\text{-}2}$ są równe zero. Stąd z równania pierwszej zasady termodynamiki

$$\Delta U_{1-2} = Q_{1-2} - L_{1-2} = 0$$

Przyrost temperatury gazu jest więc równy

$$\Delta T_{1-2} = \frac{\Delta U_{1-2}}{mc_v} = 0$$

Stąd równanie (2) upraszcza się do postaci

$$\Delta S_{1-2} = mR\ln\frac{V_2}{V_1} \tag{3}$$

Objętości V_1 oraz V_2 są odpowiednio równe

$$V_1 = V_{\mathrm{I}} = 1{,}2\ \mathrm{m}^3$$

$$V_2 = V_{\mathrm{I}} + V_{\mathrm{II}} = 1{,}2 + 16{,}5 = 17{,}7\ \mathrm{m}^3$$

Ilość substancji gazu wyznaczamy z termicznego równania stanu gazu Clapeyrona

$$m = \frac{p_1V_1}{RT_1} \tag{4}$$

Po podstawieniu (4) do (3) otrzymujemy

$$\Delta S_{1-2} = \frac{p_1V_1}{T_1}\ln\frac{V_2}{V_1} = \frac{80\cdot10^5\cdot1{,}2}{298}\cdot\ln\frac{17{,}7}{1{,}2} = 86{,}70\cdot10^3\ \frac{\mathrm{J}}{\mathrm{K}}$$

4.10. Praca maksymalna obiegu termodynamicznego zrealizowanego między dwoma źródłami ciepła o stałych temperaturach jest równa pracy obiegu Carnota. Obieg pseudoodwracalny ma zgodnie z prawem Gouya - Stodoli pracę mniejszą od pracy obiegu Carnota o wartość

$$\delta L = \Pi\, T_{\mathrm{II}} \tag{1}$$

gdzie

$$\Pi = \Delta S_u + \Delta S_{ot} \tag{2}$$

jest sumą przyrostów entropii układu i otoczenia podczas jednego cyklu pracy silnika. Przyrost entropii układu wynosi

$$\Delta S_u = 0$$

ponieważ po realizacji cyklu układ powraca do stanu początkowego. Natomiast przyrost entropii otoczenia jest równy

$$\Delta S_{ot} = \frac{-Q_d}{T_I} + \frac{Q_w}{T_{II}} \qquad (3)$$

Ciepło doprowadzone do obiegu

$$Q_d = \Delta S_{2\text{-}3}\,(T_{\mathrm{I}} - \Delta T) \qquad (4)$$

Ciepło wyprowadzone z obiegu

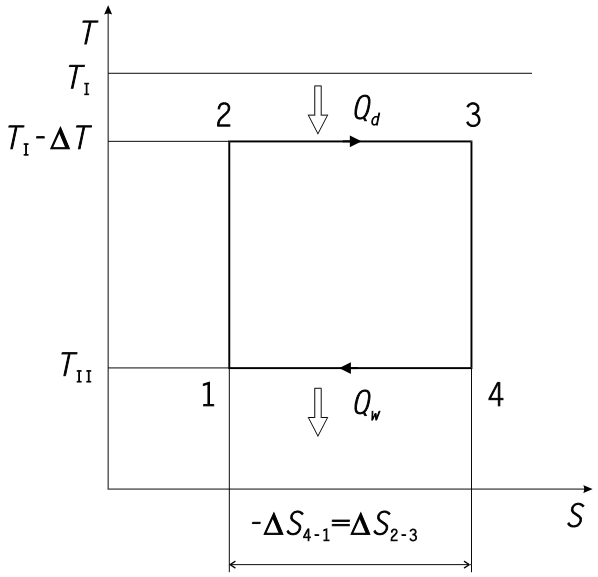
$$Q_w = \Delta S_{4\text{-}1}\,T_{\mathrm{II}} \qquad (5)$$

gdzie (patrz rys. B4-10)

$$\Delta S_{4\text{-}1} = -\Delta S_{2\text{-}3} \qquad (6)$$

Po podstawieniu (6) do (4), podzieleniu (5) przez (4) i odpowiednim przekształceniu otrzymujemy

$$Q_w = -Q_d \frac{T_{\mathrm{II}}}{T_{\mathrm{I}} - \Delta T} = -120 \cdot \frac{300}{2000 - 100} = -18{,}95 \text{ kJ} \qquad (7)$$



obieg pseudo-odwracalny

Rys. B4-10

Otoczenie pochłania ciepło Q_w, dlatego podstawiamy do wzoru (3) jego wartość ze znakiem plus

$$\Delta S_{ot} = \frac{-120}{2000} + \frac{18{,}95}{300} = 0{,}00317 \ \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

Po podstawieniu wartości liczbowych do zależności (2) i następnie do zależności (1) otrzymujemy kolejno

$$\Pi = 0 + 0{,}00317 = 0{,}00317 \ \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

$$\delta L = 0{,}00317 \cdot 300 = 0{,}951 \text{ kJ}$$

5. Roztwory gazowe

5.5. Zgodnie z prawem Daltona, po usunięciu tlenu dwutlenek węgla wywierałby na ścianki naczynia takie samo ciśnienie jakie wywierał tworząc z tlenem roztwór. Ciśnienie dwutlenku węgla jest więc równe jego ciśnieniu cząstkowemu przed usunięciem tlenu

$p_{CO_2} = z_{CO_2} p = 0{,}20 \cdot 0{,}35 = 0{,}0700$ MPa .

5.6. Strumień powietrza wzbogacony tlenem jest równy

$$\dot{V}_u = \dot{V}_{u1} + \dot{V}_{u2} \tag{1}$$

gdzie $\dot{V}_{u1}$ to strumień powietrza atmosferycznego, a $\dot{V}_{u2}$ to strumień tlenu. Bilans tlenu

$$r_{O_2}\dot{V}_u = r'_{O_2}\dot{V}_{u1} + \dot{V}_{u2} \tag{2}$$

Bilans azotu

$$r_{N_2}\dot{V}_u = r'_{N_2}\dot{V}_{u1} \tag{3}$$

W równaniu (2) i (3) r'_{O_2} i r'_{N_2} oznaczają odpowiednio udział objętościowy tlenu i azotu w powietrzu atmosferycznym. Z równania (3) mamy

$$\dot{V}_u = \frac{r'_{N_2}}{r_{N_2}}\dot{V}_{u1} \tag{4}$$

Po podstawieniu (4) do (2) i uporządkowaniu dostajemy

$$\frac{\dot{V}_{u1}}{\dot{V}_{u2}} = \frac{1}{\dfrac{r_{O_2} r'_{N_2}}{r_{N_2}} - r'_{O_2}} = \frac{1}{\dfrac{0{,}35 \cdot 0{,}79}{0{,}65} - 0{,}21} = 4{,}64$$

Podczas mieszania na 4,64 części powietrza atmosferycznego powinna przypadać 1 część tlenu.

5.10. Ciśnienie roztworu po wymieszaniu się gazów i wyrównaniu temperatury wyznaczymy z termicznego równania stanu

$$p = \frac{n(MR)T_k}{V} \tag{1}$$

gdzie

$$n = n_1 + n_2 \tag{2}$$

$V = V_1 + V_2 = 2{,}5 + 2 = 4{,}5\ \mathrm{m}^3$

$$(MR) = 8314\ \frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kmol\ K}}$$

Liczbę kilomoli azotu n_2 obliczymy również z termicznego równania stanu

$$n_2 = \frac{p_2 V_2}{(MR) T_2} = \frac{2{,}5 \cdot 10^5 \cdot 2}{8314 \cdot 320} = 0{,}188\ \mathrm{kmol}$$

gdzie

$T_2 = t_2 + 273 = 47 + 273 = 320\ \mathrm{K}$

Po podstawieniu do (2) wartości liczbowych otrzymujemy

$n = 0{,}8 + 0{,}188 = 0{,}988\ \mathrm{kmol}$

Końcową temperaturę roztworu gazów T_k wyznaczymy z równania bilansu energetycznego układu przy założeniu, że układem termodynamicznym jest gaz w zbiornikach. Ogólne równanie bilansu energetycznego ma postać

$E_d = \Delta E_u + E_w$

W rozważanym przypadku nie ma wymiany energii z otoczeniem, stąd

$E_d = E_w = 0$

oraz

$$\Delta E_u = E_{\mathrm{II}} - E_{\mathrm{I}} = 0 \qquad (3)$$

Energia układu w stanie początkowym jest równa sumie energii wewnętrznych gazów przed zmieszaniem

$$E_{\mathrm{I}} = U_1 + U_2 = n_1 (Mc_v)_1 T_1 + n_2 (Mc_v)_2 T_2 \qquad (4)$$

Energia układu w stanie końcowym jest równa energii wewnętrznej roztworu

$$E_{\mathrm{II}} = U_r = n (Mc_v)_r T_k = n_1 (Mc_v)_1 T_k + n_2 (Mc_v)_2 T_k \qquad (5)$$

gdzie

$(Mc_v)_r = z_1 (Mc_v)_1 + z_2 (Mc_v)_2$

jest zastępczym ciepłem właściwym przy stałej objętości roztworu. Po podstawieniu prawych stron równań (4) i (5) do równania (3) i po wykonaniu odpowiednich przekształceń otrzymujemy

$$T_k = \frac{n_1 (Mc_v)_1 T_1 + n_2 (Mc_v)_2 T_2}{n_1 (Mc_v)_1 + n_2 (Mc_v)_2} \qquad (6)$$

Molowe ciepło właściwe przy stałej objętości wyznaczymy z prawa ekwipartycji energii

$$(Mc_v) = \frac{1}{2} f(MR) \qquad (7)$$

gdzie liczba stopni swobody wynosi f_{He} = 3 dla jednoatomowego helu oraz $f_{N_2} = 5$ dla dwuatomowego azotu. Po podstawieniu do (7) wartości liczbowych otrzymujemy:

- dla helu

$$(Mc_v)_1 = \frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 8314 = 12471 \ \frac{\text{J}}{\text{kmol K}}$$

- i dla azotu

$$(Mc_v)_2 = \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 8314 = 20785 \ \frac{\text{J}}{\text{kmol K}}$$

Początkową temperaturę helu wyznaczymy z termicznego równania stanu

$$T_1 = \frac{p_1 V_1}{n_1 (MR)} = \frac{7{,}5 \cdot 10^5 \cdot 2{,}5}{0{,}8 \cdot 8314} = 281{,}9 \text{ K}$$

Obliczymy teraz końcową temperaturę roztworu z równania (6)

$$T_k = \frac{0{,}8 \cdot 12471 \cdot 281{,}9 + 0{,}188 \cdot 20785 \cdot 320}{0{,}8 \cdot 12471 + 0{,}188 \cdot 20785} = 292{,}6 \text{ K}$$

oraz końcowe ciśnienie roztworu z zależności (1)

$$p = \frac{0{,}988 \cdot 8314 \cdot 292{,}6}{4{,}5} = 5{,}341 \cdot 10^5 \ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 5{,}341 \text{ bar}$$

Ciśnienie cząstkowe helu w roztworze jest równe

$p_1 = z_1 \, p$

gdzie udział molowy helu wynosi

$$z_1 = \frac{n_1}{n} = \frac{0{,}8}{0{,}988} = 0{,}8097$$

Stąd

$p_1 = 0{,}8097 \cdot 5{,}341 = 4{,}325$ bar.

6. Charakterystyczne przemiany gazów doskonałych i półdoskonałych

6.3. Z równania pierwszej zasady termodynamiki

$$L_{1\text{-}2} = Q_{1\text{-}2} - \Delta U_{1\text{-}2} \tag{1}$$

Ciepło przemiany

$$Q_{1\text{-}2} = m\, c_p\, (T_2 - T_1) \tag{2}$$

Przyrost energii wewnętrznej gazu podczas przemiany

$$\Delta U_{1\text{-}2} = m\, c_v\, (T_2 - T_1) \tag{3}$$

Po podstawieniu (2) i (3) do (1) dostajemy

$$L_{1\text{-}2} = m\, (c_p - c_v)\, (T_2 - T_1) \tag{4}$$

Wykorzystamy teraz następujące związki

$$c_p - c_v = R \tag{5}$$

$$c_p = \frac{\kappa R}{\kappa - 1} \tag{6}$$

Po podstawieniu (5) do (4) oraz (6) do (2) i podzieleniu (2) przez (4) otrzymujemy

$$\frac{Q_{1-2}}{L_{1-2}} = \frac{\kappa}{\kappa - 1}$$

Stąd

$$Q_{1-2} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} L_{1-2} \tag{7}$$

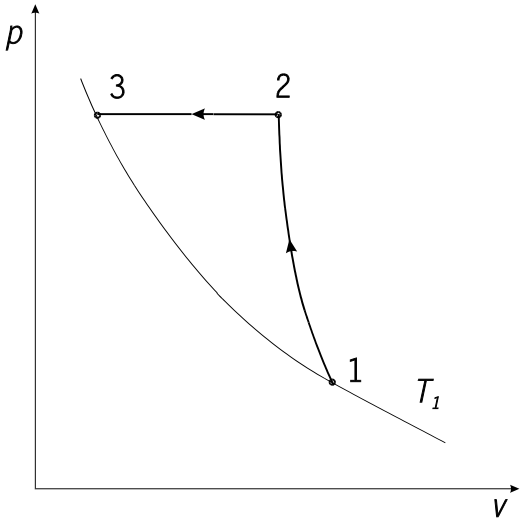
Dla jednoatomowego gazu doskonałego wykładnik izentropy $\kappa = 1{,}667$. Po podstawieniu do (7) wartości liczbowych dostajemy

$$Q_{1-2} = \frac{1{,}667}{1{,}667 - 1} \cdot 100 = 249{,}9 \text{ kJ}$$

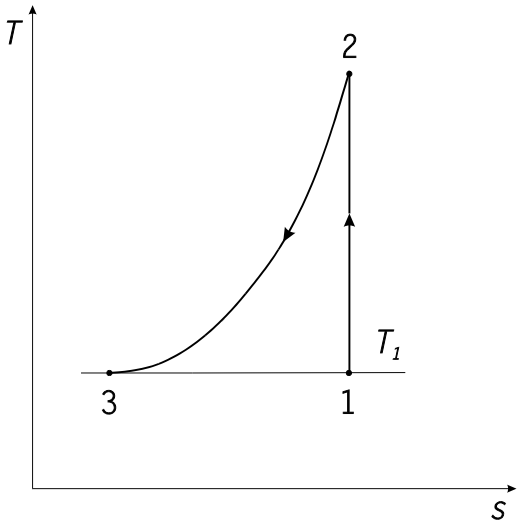
Ponieważ $Q_{1\text{-}2} > 0$, gaz pochłonął ciepło.

6.8. Przemiany 1-2 i 2-3 przedstawiono na wykresach o współrzędnych *p*-*v* oraz *T*-*s* na rysunkach B6-8a oraz B6-8b. Energia wewnętrzna jest funkcją stanu, stąd przyrost energii wewnętrznej właściwej po przemianach 1-2 i 2-3, przy $t_3 = t_1$, jest równy

$$\Delta u_{1-3} = c_v\left(t_3 - t_1\right) = 0 \tag{1}$$



Rys. B6-8a



Rys. B6-8b

Jednostkową pracę bezwzględną przemiany 1-2-3 można wyznaczyć z równania pierwszej zasady termodynamiki

$$l_{1-3} = q_{1-3} - \Delta u_{1-3} \tag{2}$$

Ciepło jednostkowe przemiany izentropowej 1-2 jest równe zeru, stąd po uwzględnieniu (1) równanie (2) przechodzi w

$$l_{1-3} = q_{2-3} \tag{3}$$

Ciepło jednostkowe przemiany izobarycznej 2-3 wynosi

$$q_{2-3} = c_p\left(T_3 - T_2\right) \tag{4}$$

Temperaturę T_2 wyznaczamy z równania izentropy 1-2

$$T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 298\cdot\left(\frac{6}{1}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 497{,}2 \text{ K}$$

gdzie wykładnik izentropy κ odczytano z tablicy 1, a temperaturę bezwzględną powietrza w punkcie 1 przemiany obliczono z zależności

$$T_1 = t_1 + 273 = 25 + 273 = 298 \text{ K}$$

Również z tablicy 1 odczytujemy ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu c_p = 1,005 kJ/(kg K). Po podstawieniu danych liczbowych do równania (4) i wykorzystaniu zależności (3) otrzymujemy

$$l_{1-3} = q_{2-3} = 1{,}005\cdot\left(298 - 497{,}2\right) = -\ 200{,}2\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Znak minus przy pracy jednostkowej przemiany oznacza, że praca ta została doprowadzona do czynnika.

6.14. Przyrost energii wewnętrznej gazu podczas przemiany jest równy

$$\Delta U_{1\text{-}2} = m\, c_v\, (T_2 - T_1) \qquad (1)$$

Temperaturę T_2 wyznaczymy z termicznego równania stanu

$$T_2 = \frac{p_2 V_2}{mR}$$

gdzie zgodnie z warunkami zadania

$p_2 = 2\, p_1$

$V_2 = 2V_1$

Stąd

$$T_2 = \frac{4 p_1 V_1}{mR} \qquad (2)$$

Ponieważ

$$\frac{p_1 V_1}{mR} = T_1$$

równanie (2) możemy przepisać w postaci

$$T_2 = 4T_1 \qquad (3)$$

Po podstawieniu (3) do (1) otrzymujemy

$$\Delta U_{1-2} = 3mc_v T_1 = 3 \cdot 2{,}4 \cdot 825{,}8 \cdot 328 = 1{,}950 \cdot 10^6 \text{ J}$$

Uwaga. Przebieg przemiany nie jest określony w zadaniu. Nie można więc założyć, że jest to przemiana politropowa.

7. Para wodna

7.1. Ciśnienie pary równe ciśnieniu nasycenia dla temperatury nasycenia

$T_s = t_s + 273 = 165 + 273 = 438$ K

odczytujemy z tablicy 9. Ponieważ w tablicy 9 temperatura zmienia się co 5 K dokonujemy interpolacji liniowej

$$p_s(438) = p_s\left(435\right) + 3 \cdot \frac{p_s(440) - p_s(435)}{5} = 0{,}6477 + 3 \cdot \frac{0{,}7335 - 0{,}6477}{5} = 0{,}6992 \text{ MPa}$$

Ilość substancji pary nasyconej suchej

$$m'' = \frac{V''}{v''} \tag{1}$$

Ponieważ ciecz w stanie punktu pęcherzyków zajmuje 12% objętości zbiornika, to para nasycona sucha wypełnia resztę, czyli 100 – 12 = 88%. Stąd

$$V'' = 0{,}88V = 0{,}88 \cdot 62 = 54{,}56 \text{ m}^3$$

Objętość właściwą pary nasyconej suchej odczytujemy z tablicy 9

$$v'' = 0{,}2740 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Po podstawieniu do (1) wartości liczbowych dostajemy

$$m'' = \frac{54{,}56}{0{,}2740} = 199{,}1 \text{ kg}$$

Stopień suchości pary nasyconej mokrej obliczamy ze wzoru definicyjnego

$$x = \frac{m''}{m' + m''} \tag{2}$$

gdzie ilość cieczy w stanie punktu pęcherzyków

$$m' = \frac{V'}{v'} \tag{3}$$

Zgodnie z treścią zadania

$$V' = 0{,}12V = 0{,}12 \cdot 62 = 7{,}44 \text{ m}^3$$

Objętość właściwą cieczy w punkcie pęcherzyków odczytujemy z tablicy 9

$$v' = 0{,}0011081 \ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Po podstawieniu wartości liczbowych do (3) otrzymujemy

$$m' = \frac{7{,}44}{0{,}0011081} = 6714 \text{ kg}$$

i następnie z (2)

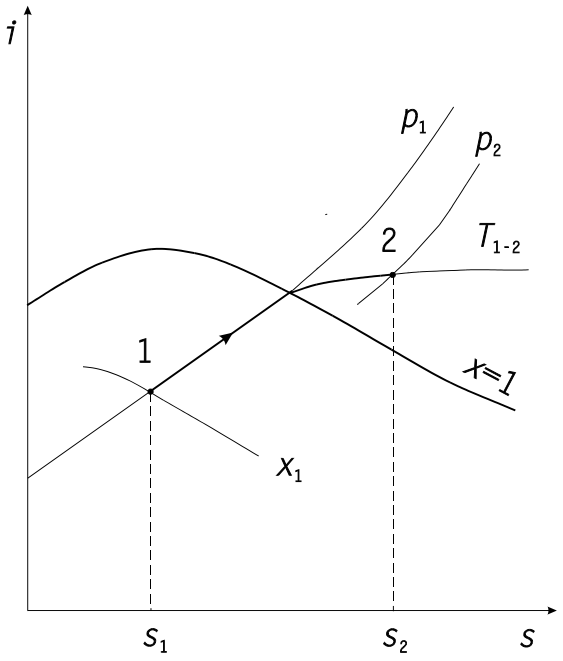
$$x = \frac{199{,}1}{6714 + 199{,}1} = 0{,}0288$$

7.5. Zadanie rozwiążemy posługując się wykresem *i* - *s* dla pary wodnej. Początek przemiany jest określony parametrami p_1 oraz x_1. Koniec przemiany izotermicznej znajdziemy na przecięciu izotermy $T_{1\text{-}2}$ z izentropą s_2, gdzie

$$s_2 - s_1 = \frac{Q_d}{mT_{1-2}}$$

stąd

$$s_2 = s_1 + \frac{Q_d}{mT_{1-2}} \qquad (1)$$



Rys. B7-5

Z wykresu odczytujemy (patrz rys. B7-5)

$$s_1 = 6{,}14 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$T_{1\text{-}2}$ = 390 K

Izoterma $T_{1\text{-}2}$, dla $0 \le x \le 1$, pokrywa się z izobarą p_1, gdyż każdemu ciśnieniu odpowiada jedna ściśle określona temperatura wrzenia. Po podstawieniu do (1) wartości liczbowych otrzymujemy

$$s_2 = 6{,}14 + \frac{8800}{9{,}5 \cdot 390} = 8{,}515 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Ciśnienie p_2 odczytujemy z wykresu (rys. B7-5)

p_2 = 0,10 bar

Przyrost ciśnienia podczas przemiany

$\Delta p_{1\text{-}2} = p_2 - p_1 = 0{,}10 - 1{,}8 = -1{,}70$ bar.

7.10. Założymy, że układem termodynamicznym jest cała stacja redukcyjno-schładzająca, tzn. mieszankowa chłodnica pary wraz z zaworem dławiącym. Ogólne równanie bilansu energii układu ma postać

$$\dot{E}_d = \Delta\dot{E}_u + \dot{E}_w \qquad (1)$$

Analizujemy stan stacjonarny układu, stąd strumień przyrostu energii układu jest równy zeru

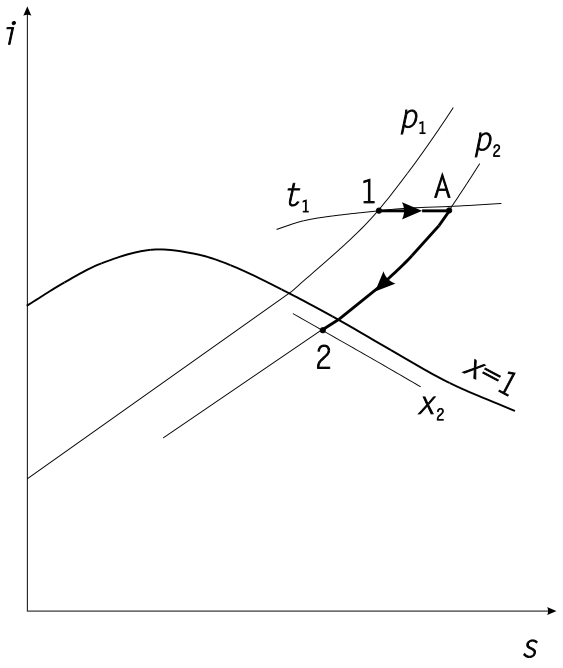
$$\Delta\dot{E}_u = 0 \qquad (2)$$

Strumień energii doprowadzanej do układu jest równy (patrz rys. A7-10)

$$\dot{E}_d = \dot{m}_p i_1 + \dot{m}_w i_w \qquad (3)$$

Natomiast strumień energii wyprowadzanej z układu wynosi

$$\dot{E}_w = \left(\dot{m}_p + \dot{m}_w\right) i_2 \qquad (4)$$



Rys. B7-10

Po podstawieniu zależności (2) - (4) do równania (1) i wykonaniu odpowiednich przekształceń otrzymujemy

$$\dot{m}_w = \dot{m}_p \frac{i_1 - i_2}{i_2 - i_w} \qquad (5)$$

Entalpie właściwe pary odczytujemy z wykresu *i* - *s* (rys. B7-10)

i_1 = 2970 kJ/kg

i_2 = 2675 kJ/kg

Entalpię właściwą skroplin obliczamy z zależności

$$i_w = c_w t_w = 4{,}19 \cdot 32 \;=\; 134{,}1 \text{ kJ / kg}$$

Podstawiając do wzoru (5) wartości liczbowe otrzymujemy

$$\dot{m}_w = 0{,}15 \cdot \frac{2970 - 2675}{2675 - 134{,}1} = 0{,}0174 \text{ t / h} \;=\; 0{,}00484 \text{ kg / s}$$

8. Powietrze wilgotne

8.2. Siła działająca na pokrywkę słoika po ochłodzeniu jego zawartości do temperatury otoczenia

$$F = (p_{ot} - p_2)\, A \tag{1}$$

gdzie p_2 jest ciśnieniem powietrza wilgotnego zawartego w słoiku, natomiast

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0{,}08^2}{4} = 0{,}005026 \text{ m}^2 \tag{2}$$

jest tą częścią powierzchni pokrywki, po obu stronach której działają różne ciśnienia, tzn. od zewnątrz ciśnienie atmosferyczne p_{ot} i od wewnątrz ciśnienie p_2. Termiczne równanie stanu powietrza suchego w słoiku przed i po jego ochłodzeniu

$$p_{g1}\, V_g = m_g\, R_g\, T_1 \tag{3}$$

$$p_{g2}\, V_g = m_g\, R_g\, T_2 \tag{4}$$

Po podzieleniu równań (3) i (4) przez siebie stronami i wykonaniu odpowiednich przekształceń otrzymujemy

$$p_{g2} = \frac{T_2}{T_1}\, p_{g1} \tag{5}$$

gdzie

$$p_{g1} = p_{ot} - p_{s1} \tag{6}$$

p_{s1} jest ciśnieniem nasycenia pary wodnej dla temperatury T_1. p_{s1} odczytujemy z tablicy 9 (należy wykonać interpolację danych).

$p_{s1} = 0{,}08434$ MPa

stąd z (6)

$p_{g1} = 0{,}1 - 0{,}08434 = 0{,}01566$ MPa

i z (5)

$$p_{g2} = \frac{295}{368} \cdot 0{,}01566 = 0{,}01255 \text{ MPa}$$

gdzie temperatury bezwzględne powietrza wilgotnego dla dwóch analizowanych stanów obliczono następująco

$T_1 = t_1 + 273 = 95 + 273 = 368$ K

$T_2 = t_2 + 273 = 22 + 273 = 295$ K

Ciśnienie powietrza wilgotnego po jego schłodzeniu jest równe

$p_2 = p_{g2} + p_{s2} = 0{,}01255 + 0{,}002618 = 0{,}01517$ MPa

gdzie ciśnienie nasycenia pary wodnej p_{s2} dla temperatury T_2 odczytano z tablicy 9. Po podstawieniu do równania (1) wartości liczbowych otrzymujemy

$F = (0{,}1 \cdot 10^6 - 0{,}01517 \cdot 10^6) \cdot 0{,}005026 = 426$ N

Ilość wykroplonej wody

$$m_w = (X_1'' - X_2'')m_g \qquad (7)$$

gdzie X_1'' i X_2'' to stopnie zawilżenia dla powietrza nasyconego parą wodną (φ = 100%) odpowiednio w temperaturach T_1 i T_2.

$$X_1'' = 0{,}6219\frac{p_{s1}}{p_{ot} - p_{s1}} = 0{,}6219 \cdot \frac{0{,}08434}{1 - 0{,}08434} = 0{,}05728 \ \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$X_2'' = 0{,}6219\frac{p_{s2}}{p_{ot} - p_{s2}} = 0{,}6219 \cdot \frac{0{,}002618}{1 - 0{,}002618} = 0{,}001632 \ \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Ilość powietrza suchego wyznaczamy z termicznego równania stanu (3)

$$m_g = \frac{p_{g1}V_g}{R_g T_1} = \frac{0{,}01566 \cdot 10^6 \cdot 5 \cdot 10^{-5}}{287{,}1 \cdot 368} = 7{,}411 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$$

gdzie

$V_g = V - V_k = 0{,}8 - 0{,}75 = 0{,}05$ l $= 5 \cdot 10^{-5}$ m^3

$R_g = 287{,}1 \ \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$ - z tablicy 1

Po podstawieniu do (7) wartości liczbowych dostajemy

$m_w = (0{,}05728 - 0{,}001632) \cdot 7{,}411 \cdot 10^{-6} = 4{,}12 \cdot 10^{-7}$ kg $= 4{,}12 \cdot 10^{-4}$ g

8.3. Zadanie rozwiązujemy wykorzystując wykres i - X dla powietrza wilgotnego. Przebieg przemiany nawilżania przedstawiono na rysunku B8-3. Kierunek przemiany 1-2 wyznaczony jest przez biegun i entalpię wody nawilżającej

$i_w = c_w \ t_w = 4{,}1868 \cdot 10 = 41{,}86$ kJ

Ilość wody doprowadzonej do powietrza jest równa

$$m_w = m_g \, (X_2 - X_1) \qquad (1)$$

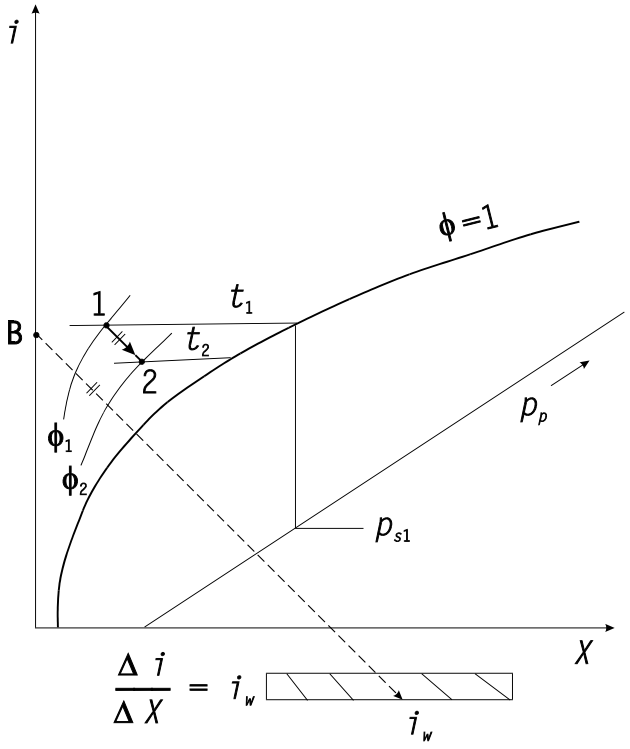
Ilość powietrza suchego m_g obliczamy z termicznego równania stanu

$$m_g = \frac{p_{g1}V}{R_g T_1} \qquad (2)$$

Ciśnienie cząstkowe powietrza suchego przed nawilżeniem obliczamy z prawa Daltona

$$p_{g1} = p - p_{p1} \qquad (3)$$

gdzie p_{p1} jest ciśnieniem cząstkowym pary wodnej. Ponieważ rzędna spuszczona z punktu 1 nie przecina się z podziałką ciśnień cząstkowych (patrz rys. B8-3), musimy wyznaczyć p_{p1} metodą pośrednią. Najpierw dla t_1 odczytujemy z wykresu *i* - *X* ciśnienie nasycenia pary



Rys. B8-3

p_{s1} = 0,00314 MPa

i następnie obliczamy ciśnienie cząstkowe pary z zależności

$$p_{p1} = \varphi_1 p_{s1} = 0{,}1 \cdot 0{,}00314 = 0{,}000314 \text{ MPa}$$

Po podstawieniu do (3) danych liczbowych otrzymujemy

p_{g1} = 0,1 – 0,000314 = 0,099686 MPa

Objętość pomieszczenia jest równa

$V = 8 \cdot 4 \cdot 2{,}5 = 80 \text{ m}^3$

Ilość powietrza suchego z (2)

$$m_g = \frac{0{,}099686 \cdot 10^6 \cdot 80}{286{,}69 \cdot 298} = 93{,}35 \text{ kg}$$

gdzie indywidualna stała gazowa dla powietrza

$$R_g = \frac{(MR)}{M_g} = \frac{8314}{29} = 286{,}69 \ \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

R_g można także odczytać z tablicy 1. Z wykresu *i* - *X* odczytujemy (patrz rys. B8-3)

X_1 = 2 g/kg

X_2 = 5,2 g/kg

Teraz możemy już obliczyć ilość wody doprowadzonej do powietrza z (1)

m_w = 93,35 · (5,2 – 2) = 298 g H_2O = 0,298 kg H_2O

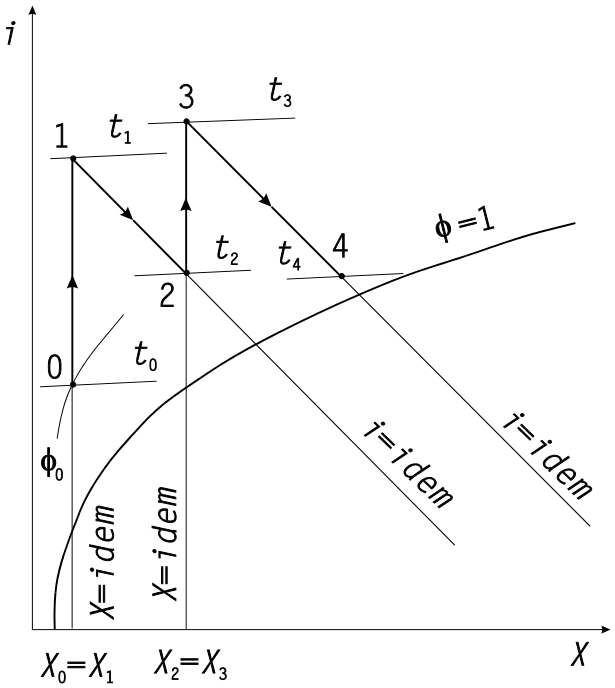
Temperaturę powietrza po nawilżeniu odczytujemy z wykresu *i* - *X* (patrz rys. B8-3)

t_2 = 16,25 °C

8.8. Przebieg procesu suszenia przedstawiono na rys. B8-8. Ilość wilgoci odprowadzanej od ziarna przypadająca na 1 kg powietrza suchego wynosi

$$\Delta X_{0-4} = X_4 - X_0 = 27{,}2 - 7{,}6$$

$$= 19{,}6 \ \frac{\text{g}}{\text{kg}} = 0{,}0196 \ \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$



Rys. B8-8

Stopnie zawilżenia X_0 i X_4 odczytano z wykresu *i* - *X* dla powietrza wilgotnego (patrz rys. B8-8). Strumień wilgoci odprowadzanej w strumieniu powietrza wilgotnego jest równy

$$\dot{m}_w = \dot{m}_g \Delta X_{0-4}$$

Stąd zapotrzebowanie powietrza do suszenia

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{m}_w}{\Delta X_{0-4}} = \frac{0{,}03}{0{,}0196} = 1{,}531 \ \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Moc nagrzewnicy pierwszego stopnia suszenia

$$P_1 = \dot{m}_g (i_1 - i_0) = 1{,}531 \cdot (76 - 35{,}5) = 62{,}0 \text{ kW}$$

i drugiego stopnia suszenia

$$P_2 = \dot{m}_g (i_3 - i_2) = 1{,}531 \cdot (101{,}5 - 76) = 39{,}0 \text{ kW}$$

Entalpie właściwe powietrza odczytano z wykresu *i* - *X*. W czasie τ zostało odparowane $\dot{m}_w \tau$ wilgoci i zużyte $(P_1 + P_2)\tau$ ciepła. Stąd ilość ciepła przypadająca na 1 kg odparowanej wilgoci

$$q = \frac{P_1 + P_2}{\dot{m}_w} = \frac{62{,}0 + 39{,}0}{0{,}03} = 3367 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

8.10. Stan strumienia powietrza wilgotnego *m* otrzymany po zmieszaniu strumieni 1 i 2 leży na wykresie *i* - *X* na odcinku łączącym stany 1 i 2 (rys. B8-10). Odległość punktu *m* od punktów 1 i 2 określa tzw. prawo dźwigni

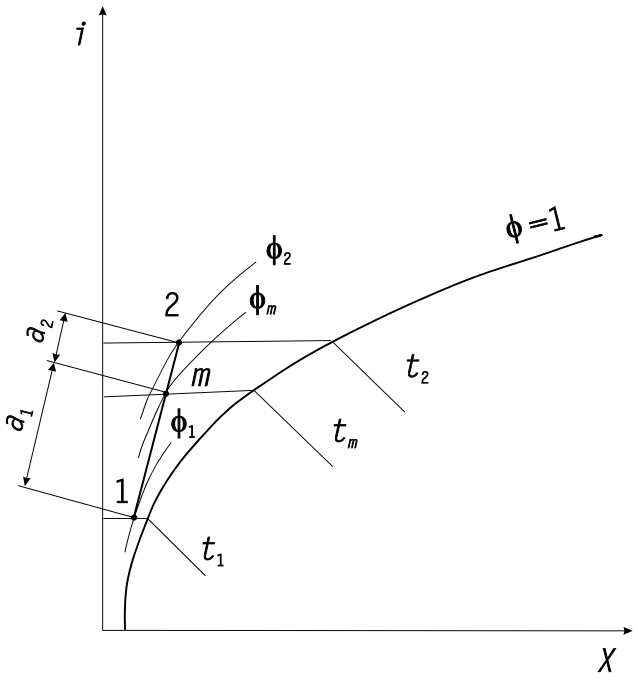
$$\dot{m}_{g1} a_1 = \dot{m}_{g2} a_2 \qquad (1)$$

gdzie a_1 oraz a_2 są odległościami punktu *m* odpowiednio od punktu 1 oraz punktu 2 (patrz rysunek). Po zmierzeniu linijką otrzymano

$$a_1 + a_2 = 69{,}5 \text{ mm} \qquad (2)$$

Po podstawieniu do (1) wartości strumieni dostajemy

$$0{,}35\, a_1 = 0{,}8\, a_2 \qquad (3)$$



Rys. B8-10

Rozwiązanie układu równań (2) i (3) daje w wyniku

$a_1 = 48{,}35$ mm

Po zaznaczeniu na wykresie *i* - *X* punktu *m* odczytujemy

$t_m = 14{,}8$°C

$\varphi_m = 0{,}68$

9. Przepływ par i gazów

9.2. Ponieważ przepływ jest ustalony, to zgodnie z prawem ciągłości strumienia przez całą długość rurociągu przepływa taki sam strumień gazu

$$\dot{m} = Aw\rho = \ idem$$

Dla przekroju wlotowego

$$\dot{m} = A_1 w_1 \rho_1 \tag{1}$$

a dla przekroju wylotowego

$$\dot{m} = A_2 w_2 \rho_2 \tag{2}$$

Po przyrównaniu prawych stron równań (1) i (2) otrzymujemy

$$w_2 = \frac{A_1}{A_2}\frac{\rho_1}{\rho_2} w_1 \tag{3}$$

Pole powierzchni przekroju poprzecznego rury jest równe

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \tag{4}$$

natomiast zgodnie z termicznym równaniem stanu gęstość gazu wynosi

$$\rho = \frac{p}{RT} \tag{5}$$

Po podstawieniu (4) i (5) do (3) dostajemy

$$w_2 = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \frac{p_1}{p_2}\frac{T_2}{T_1} w_1 = \left(\frac{150}{85}\right)^2 \cdot \frac{8{,}35}{7{,}85} \cdot \frac{365}{400} \cdot 12 = 36{,}3 \ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$$

9.5. Ponieważ prędkość powietrza na wlocie do dyszy jest znaczna, nie można jej pominąć w obliczeniach. Rozwiązanie należy rozpocząć od zbadania stosunku ciśnień p_0/p_2. W tym celu należy wyznaczyć ciśnienie spiętrzenia. Skorzystamy tu z równania izentropy

$$p_0 = p_1\left(\frac{T_0}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \tag{1}$$

Dla dwuatomowego gazu doskonałego wykładnik izentropy $\kappa = 1{,}4$ (patrz tablica 1). Temperaturę spiętrzenia obliczymy następująco

$$T_0 = \frac{i_0}{c_p} \tag{2}$$

gdzie entalpia spiętrzenia

$$i_0 = i_1 + \frac{w_1^2}{2} = c_p T_1 + \frac{w_1^2}{2} \tag{3}$$

Ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu wyznaczymy wykorzystując prawo ekwipartycji energii

$$c_p = \frac{7}{2} R \tag{4}$$

gdzie indywidualna stała gazowa

$$R = \frac{(MR)}{M} = \frac{8314}{29} = 286{,}7 \ \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \tag{5}$$

c_p oraz R można także odczytać z tablicy 1, w której podano właściwości gazów traktowanych jako gazy doskonałe. Podstawiając (5) do (4) dostajemy

$$c_p = \frac{7}{2} \cdot 286{,}7 = 1003 \ \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

Temperatura bezwzględna powietrza na wlocie do dyszy

$T_1 = t_1 + 273 = 22 + 273 = 295$ K

Po podstawieniu do (3) wartości liczbowych otrzymujemy

$$i_0 = 1003 \cdot 295 + \frac{105^2}{2} = 301{,}4 \cdot 10^3 \ \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Następnie z (2)

$$T_0 = \frac{301{,}4 \cdot 10^3}{1003} = 300{,}5 \text{ K}$$

oraz z (1)

$$p_0 = 0{,}85 \cdot \left(\frac{300{,}5}{295} \right)^{\frac{1{,}4}{1{,}4-1}} = 0{,}907 \text{ MPa}$$

Stosunek ciśnień dla dyszy

$$\frac{p_2}{p_0} = \frac{0{,}6}{0{,}907} = 0{,}662$$

Stosunek ten jest większy od krytycznego stosunku ciśnień, który dla dwuatomowego gazu doskonałego ma wartość

$\beta = 0{,}528$

Ciśnienie w najwęższym przekroju dyszy jest więc wyższe od ciśnienia krytycznego, stąd prędkość na wylocie z dyszy można obliczyć ze wzoru

$$w_2 = \sqrt{2\frac{\kappa}{\kappa-1}RT_0\left[1-\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} = \sqrt{2\cdot\frac{1{,}4}{1{,}4-1}\cdot 286{,}7\cdot 300{,}5\cdot\left[1-\left(\frac{0{,}6}{0{,}907}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}}\right]} = 259{,}2\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$$

Dla $\frac{p_2}{p_0} < \beta$ prędkość gazu w przekroju wylotowym dyszy byłaby równa prędkości krytycznej i nie zależałaby od wartości p_2. Strumień powietrza przepływającego przez dyszę

$$\dot{m} = A_2 w_2 \rho_2 \tag{6}$$

Gęstość powietrza ρ_2 wyznaczymy z termicznego równania stanu

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} \tag{7}$$

gdzie temperaturę T_2 określimy z równania izentropy

$$T_2 = T_0\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 300{,}5\cdot\left(\frac{0{,}6}{0{,}907}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 267\ \mathrm{K}$$

Po podstawieniu wartości liczbowych dostajemy z (7)

$$\rho_2 = \frac{0{,}6\cdot 10^6}{286{,}7\cdot 267} = 7{,}838\ \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3}$$

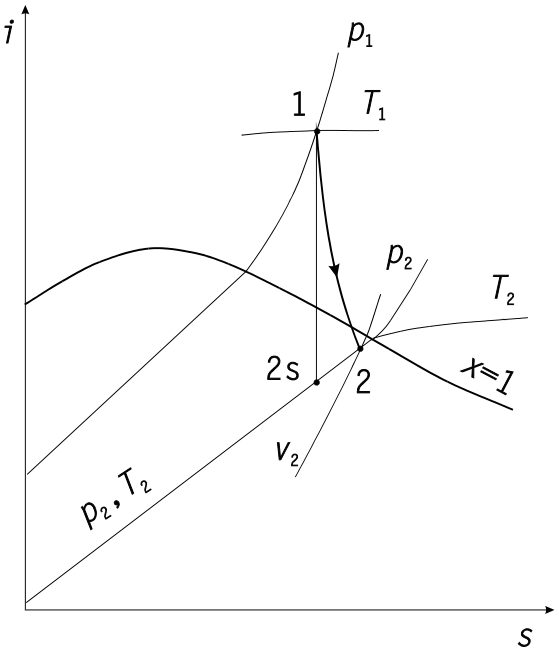
oraz z (6)

$$\dot{m} = 46\cdot 10^{-4}\cdot 259{,}2\cdot 7{,}838 = 9{,}35\ \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}$$

9.9. Z wykresu *i* - *s* dla pary wodnej (patrz rys. B9-9) odczytujemy

$$i_1 = 3294\ \frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}}$$

$$i_{2s} = 2564\ \frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}}$$



Rys. B9-9

Sprawność dyszy

$$\eta_d = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_{2s}}$$

Stąd

$$i_2 = i_1 - \eta_d (i_1 - i_{2s}) = 3294 - 0{,}87 \cdot (3294 - 2564) = 2659 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

W punkcie przecięcia izentalpy i_2 z izobarą p_2 odczytujemy z wykresu i - s

$$v_2 = 1{,}65 \ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$T_2 = 373 \ \text{K}$$

Prędkość pary w przekroju wylotowym dyszy

$$w_2 = \sqrt{2(i_1 - i_2)} = \sqrt{2 \cdot (3294 \cdot 10^3 - 2659 \cdot 10^3)} = 1127 \ \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Z równania ciągłości strugi

$$A_2 = \frac{\dot{m} v_2}{w_2} = \frac{0{,}65 \cdot 1{,}65}{1127} = 9{,}517 \cdot 10^{-4} \ \text{m}^2$$

10. Sprężarki

10.3. Moc napędowa sprężarki podczas kompresji:

- izotermicznej

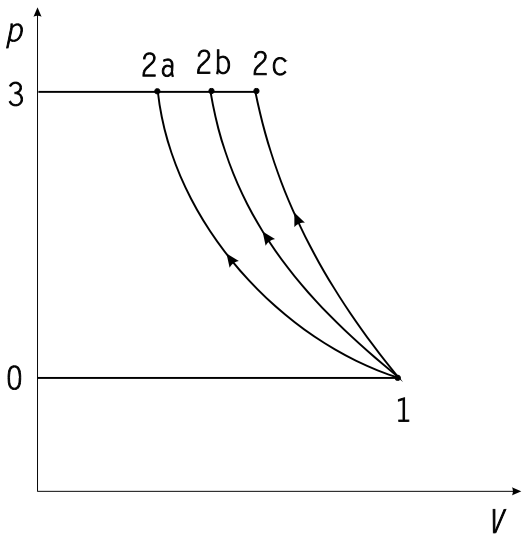
$$N_{ta} = \dot{n}(MR)T_1 \ln \frac{p_1}{p_2} \qquad (1)$$

- politropowej

$$N_{tb} = \dot{n}(MR)T_1 \frac{z}{z-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{z-1}{z}}\right] \qquad (2)$$

- izentropowej

$$N_{tc} = \dot{n}(MR)T_1 \frac{\kappa}{\kappa-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] \qquad (3)$$



Rys. B10-3

Temperatura bezwzględna powietrza na początku kompresji

$T_1 = t_1 + 273 = 15 + 273 = 288$ K

Strumień substancji sprężanego gazu w kmol/s

$$\dot{n} = \frac{\dot{V}_u}{(Mv_u)} = \frac{5000}{3600 \cdot 22{,}71} = 0{,}06116 \ \frac{\text{kmol}}{\text{s}}$$

gdzie $(Mv_u) = 22{,}71$ um^3/kmol jest objętością 1 kmol dowolnego gazu doskonałego lub półdoskonałego w warunkach umownych 1 bar, 0°C (patrz dodatek). Po podstawieniu wartości liczbowych do wzorów (1) - (3) otrzymujemy

$$N_{ta} = 0{,}06116 \cdot 8314 \cdot 288 \cdot \ln \frac{0{,}98}{7{,}5} = -\ 298{,}0 \cdot 10^3 \ \text{W} = -\ 298{,}0 \ \text{kW}$$

$$N_{tb} = 0{,}06116 \cdot 8314 \cdot 288 \cdot \frac{1{,}22}{1{,}22-1} \cdot \left[1-\left(\frac{7{,}5}{0{,}98}\right)^{\frac{1{,}22-1}{1{,}22}}\right] = -\ 360{,}1 \cdot 10^3 \ \text{W} = -\ 360{,}1 \ \text{kW}$$

$$N_{tc} = 0{,}06116 \cdot 8314 \cdot 288 \cdot \frac{1{,}4}{1{,}4-1} \cdot \left[1-\left(\frac{7{,}5}{0{,}98}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}}\right] = -\ 404{,}2 \cdot 10^3 \ \text{W} = -\ 404{,}2 \ \text{kW}$$

Znak minus oznacza, że praca jest dostarczana do gazu. Praca napędowa sprężarki jest w interpretacji geometrycznej polem ograniczonym krzywą kompresji, odciętymi przechodzącymi przez końce tej krzywej i osią rzędnych. Na rysunku B10-3 widać, że zgodnie z wynikami obliczeń najmniejsze pole 012a3 odpowiada kompresji izotermicznej, a największe pole 012c3 odpowiada kompresji izentropowej. Temperatura końca kompresji dla przemiany

- izotermicznej

$T_{2a} = T_1 = 288$ K

- politropowej

$$T_{2b} = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{z-1}{z}} = 288\cdot\left(\frac{7{,}5}{0{,}98}\right)^{\frac{1{,}22-1}{1{,}22}} = 415{,}7 \text{ K}$$

- izentropowej

$$T_{2c} = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 288\cdot\left(\frac{7{,}5}{0{,}98}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 515{,}1 \text{ K}$$

Strumień ciepła odprowadzanego podczas kompresji

- izotermicznej

$$\dot{Q}_{1-2a} = N_{ta} = -\ 298{,}0\cdot 10^3 \text{ W} = -\ 298{,}0 \text{ kW}$$

- politropowej

$$\dot{Q}_{1-2b} = \dot{n}(Mc)(T_2 - T_1) \qquad (4)$$

- izentropowej

$$\dot{Q}_{1-2c} = 0$$

Molowe ciepło właściwe politropy

$$(Mc) = (Mc_v)\frac{z-\kappa}{z-1} \qquad (5)$$

gdzie zgodnie z prawem ekwipartycji energii, dla powietrza traktowanego jak dwuatomowy gaz doskonały, molowe ciepło właściwe przy stałej objętości jest równe

$$(Mc_v) = \frac{5}{2}(MR) = \frac{5}{2}\cdot 8314 = 20{,}78\cdot 10^3 \ \frac{\text{J}}{\text{kmol K}} \qquad (6)$$

Po podstawieniu (6) do (5) otrzymujemy

$$(Mc) = 20{,}78\cdot 10^3\cdot\frac{1{,}22-1{,}4}{1{,}22-1} = -17{,}00\cdot 10^3 \ \frac{\text{J}}{\text{kmol K}}$$

Znak minus przy cieple właściwym politropy oznacza, że mimo odprowadzania ciepła temperatura gazu wzrasta. Teraz już możemy obliczyć strumień ciepła chłodzenia podczas kompresji politropowej z zależności (4)

$$\dot{Q}_{1-2b} = 0{,}06116 \cdot (-17{,}00 \cdot 10^3) \cdot (415{,}7 - 288) = -\,132{,}8 \cdot 10^3 \text{ W} = -\,132{,}8 \text{ kW}$$

Zapotrzebowanie na wodę chłodzącą podczas kompresji

- izotermicznej

$$\dot{m}_{wa} = \frac{\left|\dot{Q}_{1-2a}\right|}{c_w \Delta T_w} = \frac{298{,}0}{4{,}19 \cdot 8} = 8{,}89 \ \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- politropowej

$$\dot{m}_{wb} = \frac{\left|\dot{Q}_{1-2b}\right|}{c_w \Delta T_w} = \frac{132{,}8}{4{,}19 \cdot 8} = 3{,}96 \ \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- izentropowej

$$\dot{m}_{wc} = 0$$

Wnioski:

1. Najmniejsze zapotrzebowanie na moc napędową jest podczas kompresji izotermicznej.
2. Największy przyrost temperatury gazu jest podczas kompresji izentropowej.
3. Największe zapotrzebowanie na wodę chłodzącą jest podczas przemiany izotemicznej.

10.4. Ciepło jednostkowe przemiany politropowej

$$q_{1\text{-}2} = c\,(T_2 - T_1) \tag{1}$$

Jednostkowa praca techniczna tej przemiany

$$l_{t1-2} = \frac{zR}{z-1}(T_1 - T_2) \tag{2}$$

Po podzieleniu (1) przez (2) otrzymujemy

$$\frac{q_{1-2}}{l_{t1-2}} = -\frac{c(z-1)}{zR} = 0{,}31 \tag{3}$$

Podstawiając do (3) wyrażenie na ciepło właściwe politropy

$$c = c_v \frac{z-\kappa}{z-1}$$

gdzie

$$c_v = \frac{R}{\kappa - 1}$$

otrzymujemy

$$\frac{\kappa - z}{z(\kappa - 1)} = 0{,}31 \qquad (4)$$

Wykładnik izentropy κ dla powietrza traktowanego jako dwuatomowy gaz doskonały jest równy 1,4 (patrz tablica 1). Po przekształceniu otrzymujemy z (4)

$$z = \frac{\kappa}{0{,}31\kappa + 0{,}69} = \frac{1{,}4}{0{,}31 \cdot 1{,}4 + 0{,}69} = 1{,}246$$

Moc napędowa sprężarki

$$N_t = \frac{z}{z-1} p_1 \dot{V} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{z-1}{z}} \right] = \frac{1{,}246}{1{,}246 - 1} \cdot 0{,}98 \cdot 10^5 \cdot 0{,}35 \cdot \left[1 - \left(\frac{5{,}5}{0{,}98} \right)^{\frac{1{,}246-1}{1{,}246}} \right]$$

$$= -\ 70{,}49 \cdot 10^3 \text{ W} = -\ 70{,}49 \text{ kW}$$

Moc jest ujemna co oznacza, że układ pobiera pracę.

Uwaga. Moc napędowa sprężarki nie zależy od temperatury zasysanego powietrza. Im wyższa jest temperatura zasysanego powietrza, tym mniejszy strumień substancji jest sprężany przy zapotrzebowaniu takiej samej mocy napędowej.

10.7. Sprężarka z przestrzenią szkodliwą zasysa V_{ss} m^3 gazu, natomiast sprężarka idealna V_s m^3 gazu (patrz rys. B10-7). Stąd spadek, w procentach, wydajności sprężarki z przestrzenią szkodliwą

$$\Delta V_{\%} = \frac{\Delta V}{V_s} \cdot 100\% \qquad (1)$$

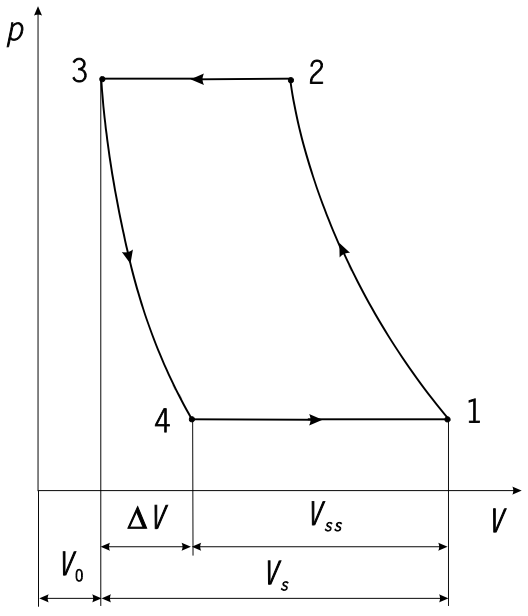
gdzie (patrz rys. B10-7)

$$\Delta V = V_s - V_{ss} = V_4 - V_0 \qquad (2)$$

Objętość V_4 wyznaczymy z równania politropy 3 - 4

$$V_4 = V_3 \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1}{z}} = V_0 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{z}} \qquad (3)$$

Z definicji względnej wartości objętości szkodliwej otrzymujemy



Rys. B10-7

$$V_s = \frac{V_0}{\varepsilon_0} \tag{4}$$

Po podstawieniu (2) - (4) do (1) otrzymujemy

$$\Delta V_{\%} = \varepsilon_0 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{z}} - 1 \right] \cdot 100\% = 0{,}035 \cdot \left[\left(\frac{5{,}2}{1} \right)^{\frac{1}{1{,}22}} - 1 \right] \cdot 100\% = 10{,}0\%$$

11. Silniki i siłownie cieplne

11.2. Sprawność efektywna wynalezionego silnika

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q_d} = \frac{55}{70} = 0{,}786$$

Sprawność obiegu Carnota zrealizowanego między tymi samymi źródłami ciepła

$$\eta_c = 1 - \frac{T_{II}}{T_I} = 1 - \frac{350}{1500} = 0{,}767$$

$\eta_c < \eta_e$

Żaden silnik nie może mieć większej sprawności niż sprawność termiczna obiegu Carnota. Nie należy inwestować w wynaleziony silnik.

11.3. Sprawność termiczna obiegu

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_w|}{q_d} \tag{1}$$

Ciepło doprowadzone do obiegu jest równe pracy bezwzględnej ekspansji izotermicznej 3 - 1 (patrz rys. B11-3b)

$$q_d = q_{3-1} = l_{3-1} = RT_1 \ln \frac{p_3}{p_1} \tag{2}$$

Ciepło wyprowadzone z obiegu to ciepło kompresji izobarycznej 1 - 2 (patrz rys. B11-3b)

$$q_w = q_{1-2} = c_p(T_2 - T_1) \tag{3}$$

Koniec izentropowej kompresji to punkt 3 (patrz rys. B11-3), stąd

p_3 = 20 bar

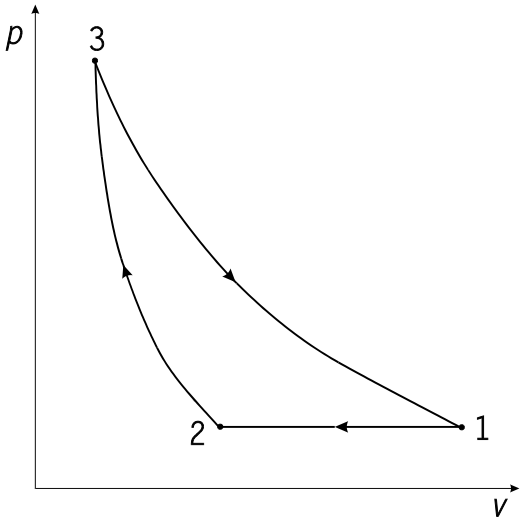
$T_3 = T_1$ = 1500 K

Z równania izobary 1 - 2

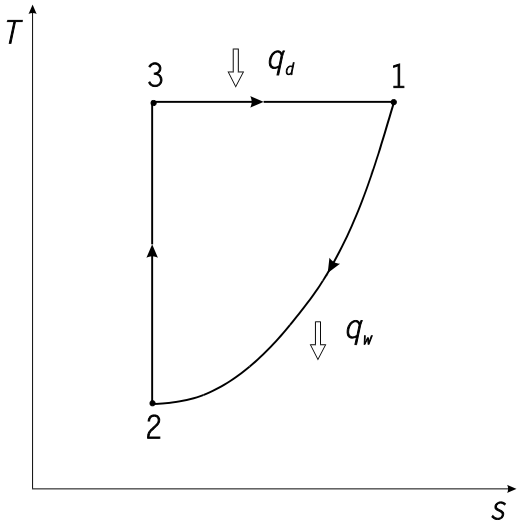
$$T_2 = \frac{V_2}{V_1} T_1 = \frac{1}{3} \cdot 1500 = 500 \text{ K}$$

Z równania izentropy 2 - 3

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{p_3}{p_1} = \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \tag{4}$$



Rys. B11-3a



Rys. B11-3b

Dla helu He, gazu jednoatomowego, wykładnik izentropy $\kappa = 1{,}667$ (patrz tablica 1). Stąd z równania (4) dostajemy

$$\frac{p_3}{p_2} = \left(\frac{1500}{500}\right)^{\frac{1{,}667}{1{,}667-1}} = 15{,}58$$

Indywidualna stała gazowa dla helu

$$R = \frac{(MR)}{M} = \frac{8314}{4} = 2078 \ \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

Ciepło właściwe helu przy stałym ciśnieniu

$$c_p = \frac{\kappa R}{\kappa - 1} = \frac{1{,}667 \cdot 2078}{1{,}667 - 1} = 5193 \ \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

Z równania (2) obliczamy q_d

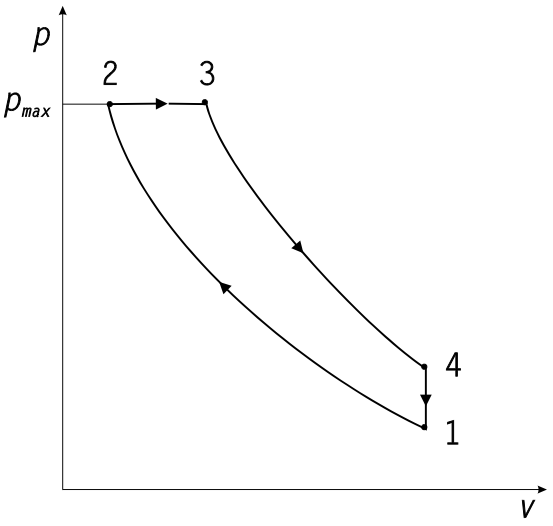
$$q_d = 2078 \cdot 1500 \cdot \ln 15{,}58 = 8{,}559 \cdot 10^6 \ \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Z równania (3) wyznaczamy q_w

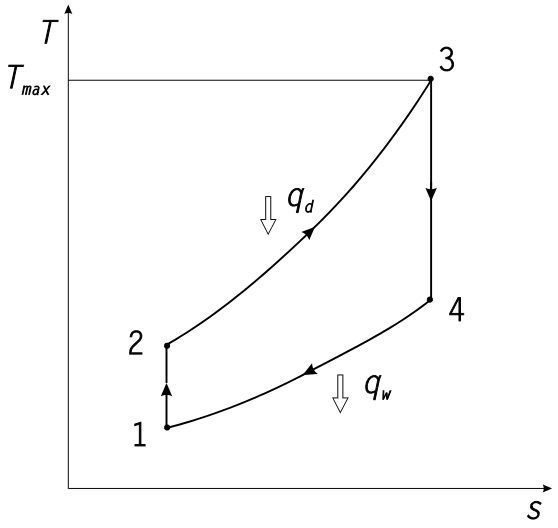
$$q_w = 5193 \cdot (500 - 1500) = -\ 5{,}193 \cdot 10^6 \ \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Sprawność termiczną obiegu określamy na podstawie zależności (1)

$$\eta_t = 1 - \frac{5{,}179 \cdot 10^6}{8{,}559 \cdot 10^6} = 0{,}395$$



Rys. B11-8a



Rys. B11-8b

11.8. Maksymalne ciśnienie obiegu (patrz rys. B11-8a)

$p_{max} = p_2 = p_3$

a maksymalna temperatura w obiegu (patrz rys. B11-8b)

$T_{max} = T_3$

Z równania izentropy 1 - 2

$$p_2 = p_1\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\kappa} = p_1\varepsilon^{\kappa} = 0{,}095 \cdot 15^{1{,}4} = 4{,}21 \text{ MPa}$$

$$T_2 = T_1\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\kappa-1} = T_1\varepsilon^{\kappa-1} = 300 \cdot 15^{1{,}4-1} = 886 \text{ K}$$

gdzie dla powietrza traktowanego jako dwuatomowy gaz doskonały $\kappa = 1{,}4$. Ciepło doprowadzone do obiegu to ciepło izobarycznej ekspansji

$$q_d = q_{2-3} = c_p(T_3 - T_2)$$

stąd

$$T_3 = T_2 + \frac{q_d}{c_p} = 886 + \frac{1500}{1{,}003} = 2382 \text{ K}$$

gdzie

$$c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1}\frac{(MR)}{M} = \frac{1{,}4}{1{,}4 - 1} \cdot \frac{8314}{29} = 1003 \ \frac{\text{J}}{\text{kg K}} = 1{,}003 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Z równania izentropy 3 - 4

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{1}$$

i z równania izochory 4 - 1

$$\frac{T_1}{T_4} = \frac{p_1}{p_4} \tag{2}$$

Po wyrugowaniu p_4 z równań (1) i (2) otrzymujemy

$$T_4 = \left(\frac{p_1}{p_3}\right)^{\kappa-1}\left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\kappa} T_1 = \left(\frac{0{,}095}{4{,}21}\right)^{1{,}4-1}\left(\frac{2382}{300}\right)^{1{,}4} \cdot 300 = 1197 \text{ K}$$

Ciepło wyprowadzone z obiegu to ciepło izochorycznego rozprężania

$$q_w = q_{4-1} = c_v(T_1 - T_4) = 0{,}7167 \cdot (300 - 1197) = -\ 642{,}9\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

gdzie

$$c_v = \frac{1}{\kappa - 1}\frac{(MR)}{M} = \frac{1}{1{,}4-1} \cdot \frac{8314}{29} = 716{,}7\ \frac{\text{J}}{\text{kg K}} = 0{,}7167\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Sprawność termiczna obiegu

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_w|}{q_d} = 1 - \frac{642{,}9}{1500} = 0{,}571$$

11.10. Zgodnie z treścią zadania

$t_{min} = t_1 = 80°\text{C}$ - patrz rys. B11-10b

$t_{max} = t_3 = 750°\text{C}$ - patrz rys. B11-10b

$p_{min} = p_1 = p_4 = 0{,}1$ MPa - patrz rys. B11-10a

$p_{max} = p_2 = p_3 = 0{,}6$ MPa - patrz rys. B11-10a

Praca jednostkowa obiegu

$$l_{ob} = q_d - |q_w| \tag{1}$$

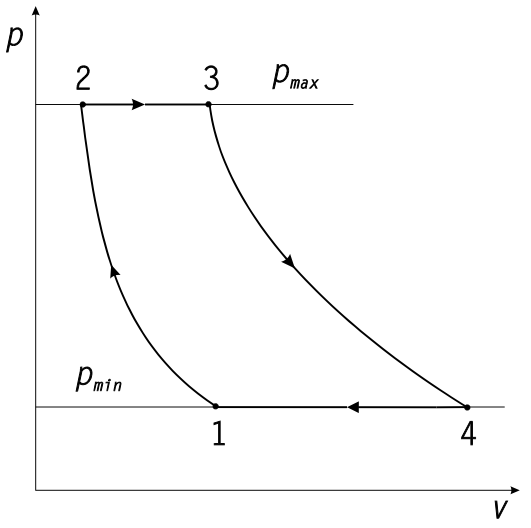
Sprawność termiczna obiegu

$$\eta_t = \frac{l_{ob}}{q_d} \tag{2}$$

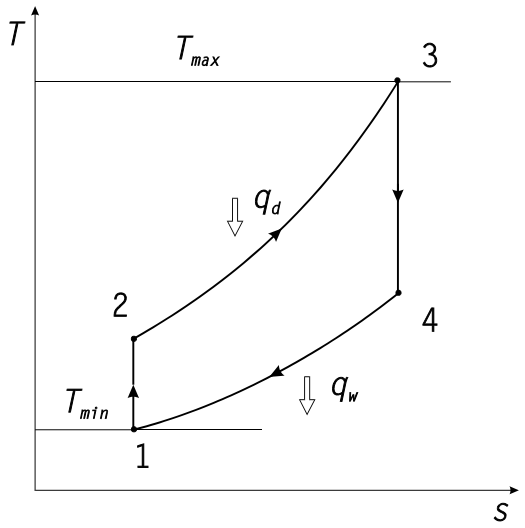
Moc obiegu

$$N_{ob} = \dot{m} l_{ob} \tag{3}$$

Ciepło doprowadzone do obiegu - patrz rys. B11-10b



Rys. B11-10a



Rys. B11-10b

$q_d = q_{2\text{-}3} = c_p\,(T_3 - T_2)$ (4)

Ciepło wyprowadzone z obiegu - patrz rys. B11-10b

$q_w = q_{4\text{-}1} = c_p\,(T_1 - T_4)$ (5)

Temperatury T_2 i T_4 wyznaczymy odpowiednio z równań izentrop 1 - 2 oraz 3 - 4

$$T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{6}$$

$$T_4 = T_3\left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{7}$$

Temperatury bezwzględne w punktach 1 i 3

$T_1 = t_1 + 273 = 80 + 273 = 353$ K

$T_3 = t_3 + 273 = 750 + 273 = 1023$ K

Dla powietrza traktowanego jako dwuatomowy gaz doskonały wykładnik izentropy $\kappa = 1{,}4$. Ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu dla powietrza traktowanego jako gaz doskonały można obliczyć z zależności

$$c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R = \frac{\kappa}{\kappa - 1}\frac{(MR)}{M} = \frac{1{,}4}{1{,}4 - 1}\cdot\frac{8314}{29} = 1003\ \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

Strumień powietrza w kg na jednostkę czasu

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_u}{(Mv_u)}\,M \tag{8}$$

gdzie (Mv_u) = 22,71 um^3/kmol jest objętością 1 kmol dowolnego gazu doskonałego lub półdoskonałego. Wykonujemy obliczenia:

z (8)

$$\dot{m} = \frac{20000}{22{,}71} \cdot 29 = 25539 \ \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 7{,}09 \ \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

z (7)

$$T_4 = 1023 \cdot \left(\frac{0{,}1}{0{,}6} \right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 613 \text{ K}$$

z (6)

$$T_2 = 353 \cdot \left(\frac{0{,}6}{0{,}1} \right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 589 \text{ K}$$

z (5)

$$q_w = 1003 \cdot (353 - 613) = -\ 260{,}8 \cdot 10^3 \ \frac{\text{J}}{\text{kg}} = -\ 260{,}8 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

z (4)

$$q_d = 1003 \cdot (1023 - 589) = 435{,}3 \cdot 10^3 \ \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 435{,}3 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

z (1)

$$l_{ob} = 435{,}3 - \left| -\ 260{,}8 \right| = 174{,}5 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

z (2)

$$\eta_t = \frac{174{,}5}{435{,}3} = 0{,}401$$

oraz z (3)

$$N_{ob} = 7{,}09 \cdot 174{,}5 = 1237 \text{ kW}$$

12. Chłodziarki i pompy ciepła

12.5. Z wykresu i - lg p (patrz rys. B12-5) odczytujemy

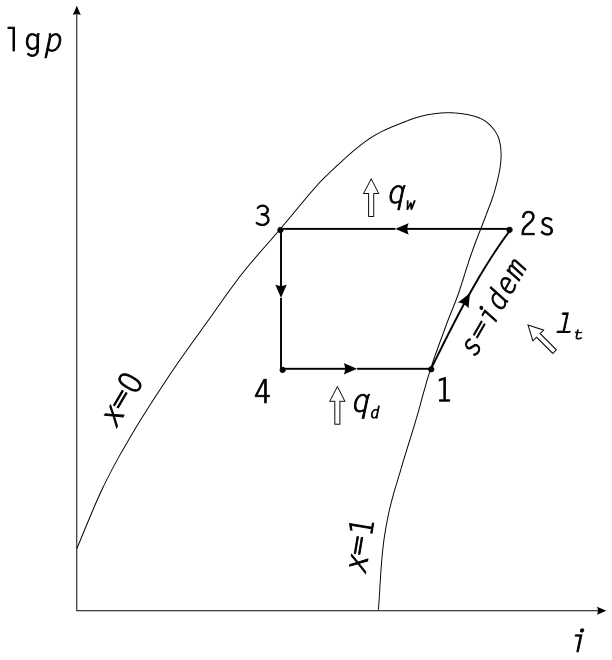
i_1 = 288 kJ/kg

i_{2s} = 324 kJ/kg

$i_{3,4}$ = 157 kJ/kg

Na wykresie, z którego dokonano odczytów, $i = 100\ \text{kJ/kg}$ dla ciekłego solkane 134a o temperaturze 0°C. Jednostkowe ciepło pochłaniane w parowniku podczas przemiany izobaryczno - izotermicznej 4 - 1

$$q_d = i_1 - i_{3,4} = 288 - 157 = 131\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



Rys. B12-5

Strumień freonu

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_d}{q_d} = \frac{73{,}4}{131} = 0{,}560\ \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Jednostkowa praca techniczna kompresji izentropowej 1 - 2s

$$l_t = i_1 - i_{2s} = 288 - 324 = -\ 36\ \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

Teoretyczna moc napędowa sprężarki

$$N_t = \dot{m} l_t = 0{,}560 \cdot (-36) = -\ 20{,}16\ \text{kW}$$

Współczynnik wydajności chłodniczej obiegu

$$\varepsilon_z = \frac{\dot{Q}_d}{|N_t|} = \frac{73{,}4}{20{,}16} = 3{,}64$$

12.6. Strumień ciepła przekazywanego przez pompę (patrz rys. B12-6)

$$\dot{Q}_w = \dot{m} q_{2s-3} \qquad (1)$$

gdzie dla przemiany izobarycznej 2s - 3

$$q_{2s\text{-}3} = i_3 - i_{2s} \qquad (2)$$

Po podstawieniu (2) do (3) dostajemy

$$\dot{Q}_w = \dot{m}(i_3 - i_{2s}) = 0{,}15 \cdot (212 - 349)$$
$$= -\ 20{,}55 \text{ kW}$$

gdzie entalpie właściwe i_{2s} oraz i_3 odczytano z wykresu i - lg p dla freonu 135a. Znak minus oznacza, że ciepło odprowadzono z układu do otoczenia. Moc napędowa sprężarki

$$N_t = \dot{m} l_{t1-2s} \qquad (3)$$

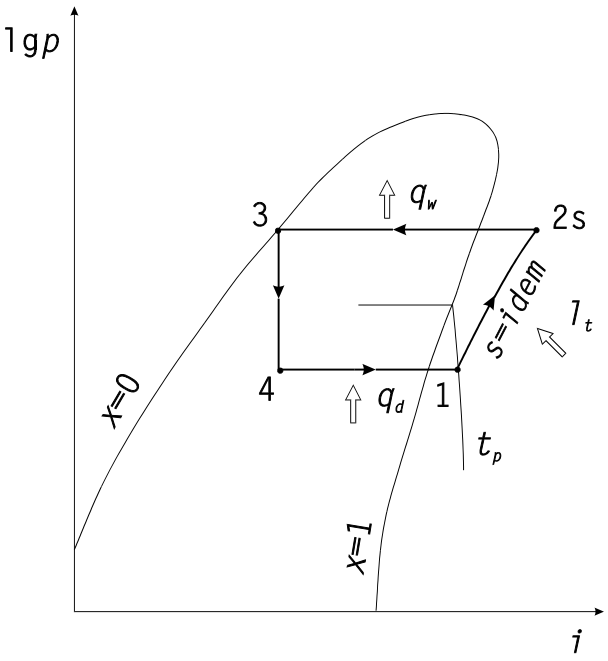
gdzie dla kompresji izentropowej

$$l_{t1\text{-}2s} = i_1 - i_{2s} \qquad (4)$$

Po podstawieniu (4) do (3) otrzymujemy

$$N_t = \dot{m}(i_1 - i_{2s})$$
$$= 0{,}15 \cdot (317 - 349) = -\ 4{,}80 \text{ kW}$$

gdzie entalpię właściwą i_1 również odczytano z wykresu i - lg p. Znak minus przy wyniku oznacza, że pracę dostarczono do układu. Współczynnik wydajności obiegu



Rys. B12-6

$$\varepsilon_g = \frac{|\dot{Q}_w|}{|N_t|} = \frac{20{,}55}{4{,}80} = 4{,}28$$

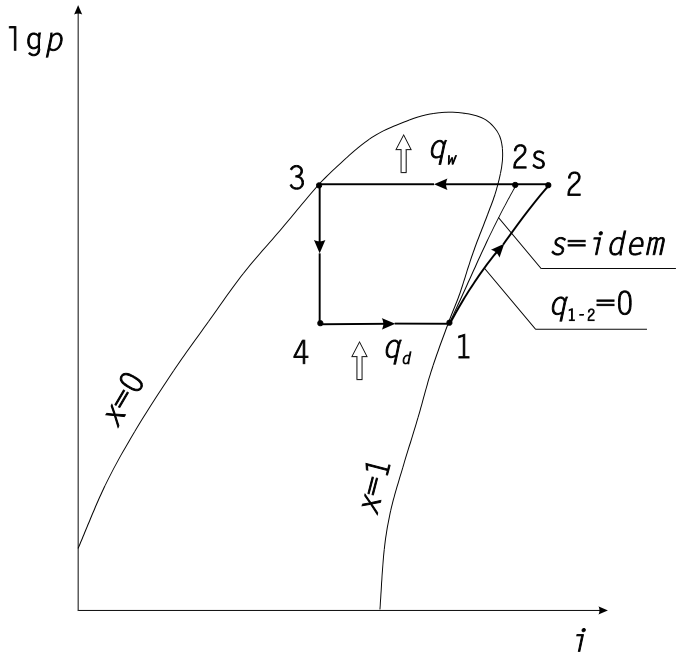
12.9. Z wykresu i - log p dla freonu 135a odczytujemy entalpie właściwe czynnika w charakterystycznych punktach obiegu (patrz rys. B12-9)

i_1 = 301 kJ/kg

i_{2s} = 324 kJ/kg

i_3 = 170 kJ/kg = i_4

Entalpię właściwą czynnika po nieodwracalnej kompresji adiatermicznej wyznaczymy wykorzystując wzór definiujący sprawność wewnętrzną sprężarki



Rys. B12-9

$$\eta_i = \frac{l_t}{l_i} = \frac{i_1 - i_{2s}}{i_1 - i_2}$$

stąd

$$i_2 = i_1 + \frac{1}{\eta_i}\left(i_{2s} - i_1\right) = 301 + \frac{1}{0{,}85}\cdot\left(324 - 301\right) = 328 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Strumień ciepła odbierany mleku

$$\dot{Q}_d = \dot{m}q_d = \dot{m}q_{4-1} \tag{1}$$

gdzie ciepło przemiany izobarycznej 4 - 1

$$q_{4-1} = i_1 - i_4 = 301 - 170 = 131 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

a strumień freonu krążącego w pompie

$$\dot{m} = \frac{\left|N_i\right|}{\left|l_i\right|} \tag{2}$$

Jednostkowa praca wewnętrzna sprężarki

$$l_i = i_1 - i_2 = 301 - 328 = -27 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \tag{3}$$

Napędowa moc wewnętrzna sprężarki

$$\left|N_i\right| = \left|N_e\right|\eta_m = 1{,}25\cdot 0{,}94 = 1{,}18 \text{ kW} \tag{4}$$

Po podstawieniu (3) oraz (4) do (2) otrzymujemy

$$\dot{m} = \frac{1{,}18}{27} = 0{,}0437 \ \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Teraz obliczamy $\dot{Q}_d$ z (1)

$$\dot{Q}_d = 0{,}0437\cdot 131 = 5{,}72 \text{ kW}$$

Strumień ciepła przekazywany wodzie

$$\dot{Q}_w = \dot{m}q_w = \dot{m}q_{2-3} = \dot{m}(i_3 - i_2) = 0{,}0437\cdot(170 - 328) = -\ 6{,}90 \text{ kW}$$

Współczynnik wydajności obiegu pompy

$$\varepsilon_g = \frac{\left|\dot{Q}_w\right|}{\left|N_i\right|} = \frac{\left|-\ 6{,}90\right|}{1{,}18} = 5{,}85$$

Współczynnik wydajności pompy ciepła (urządzenia)

$$\varepsilon_{ge} = \frac{\left|\dot{Q}_w\right|}{\left|N_e\right|} = \frac{\left|-\ 6{,}90\right|}{1{,}25} = 5{,}52$$

Do wody należałoby dostarczać grzałką $\left|\dot{Q}_w\right|$ ciepła, czyli zużycie energii elektrycznej wzrosłoby

$$\frac{\dot{Q}_w}{\left|N_e\right|} = \varepsilon_{ge} = 5{,}52$$

razy.

13. Spalanie

13.4. Obliczymy ilość poszczególnych składników, oprócz popiołu, zawartych w 1 kg paliwa wilgotnego :

- węgiel C

$$n'_C = \frac{c}{12} = \frac{0{,}67}{12} = 0{,}05583 \ \frac{\text{kmol C}}{\text{kg pw}}$$

- wodór H_2

$$n'_{H_2} = \frac{h}{2} = \frac{0{,}04}{2} = 0{,}02 \ \frac{\text{kmol } H_2}{\text{kg pw}}$$

- tlen O_2

$$n'_{O_2} = \frac{o}{32} = \frac{0{,}08}{32} = 0{,}0025 \ \frac{\text{kmol } O_2}{\text{kg pw}}$$

- wilgoć H_2O

$$n'_{H_2O} = \frac{w}{18} = \frac{0{,}10}{18} = 0{,}00555 \ \frac{\text{kmol } H_2O}{\text{kg pw}}$$

Minimalne zapotrzebowanie tlenu do spalenia 1kg paliwa wilgotnego

$$n_{\text{Smin}} = n'_C + \frac{1}{2} n'_{H_2} - n'_{O_2} = 0{,}05583 + \frac{1}{2} \cdot 0{,}02 - 0{,}0025 = 0{,}06333 \ \frac{\text{kmol } O_2}{\text{kg pw}}$$

Zapotrzebowanie powietrza do spalenia 1 kg paliwa wilgotnego

$$n'_L = \frac{\lambda n_{\text{Smin}}}{0{,}21} = \frac{1{,}7 \cdot 0{,}06333}{0{,}21} = 0{,}5127 \ \frac{\text{kmol pow.}}{\text{kg pw}}$$

Strumień powietrza w kmol/h potrzebny do spalenia *B* kg/h paliwa

$$\dot{n}_{pow} = B n'_L = 90 \cdot 0{,}5127 = 46{,}14 \ \frac{\text{kmol}}{\text{h}}$$

Strumień objętości powietrza

$$\dot{V}_{pow} = \frac{\dot{n}_{pow}(MR)T_{pow}}{p_{pow}} = \frac{46{,}14 \cdot 8314 \cdot 293}{0{,}11 \cdot 10^6} = 1022 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Spaliny składają się z dwutlenku węgla CO_2, wody H_2O, azotu N_2 i tlenu O_2. Ilości poszczególnych składników spalin powstałych ze spalania 1 kg paliwa

$$n''_{CO_2} = n'_C = 0{,}05583 \frac{\text{kmol CO}_2}{\text{kg pw}}$$

$$n''_{H_2O} = n'_{H_2} + n'_{H_2O} = 0{,}02 + 0{,}00555 = 0{,}02555 \frac{\text{kmol H}_2\text{O}}{\text{kg pw}}$$

$$n''_{N_2} = 0{,}79 n'_L = 0{,}79 \cdot 0{,}5127 = 0{,}4050 \frac{\text{kmol N}_2}{\text{kg pw}}$$

$$n''_{O_2} = 0{,}21 n'_L - n_{\text{Smin}} = 0{,}21 \cdot 0{,}5127 - 0{,}06333 = 0{,}04434 \frac{\text{kmol O}_2}{\text{kg pw}}$$

Całkowita ilość spalin powstałych ze spalenia 1 kg paliwa wilgotnego

$$n''_{sw} = n''_{CO_2} + n''_{H_2O} + n''_{N_2} + n''_{O_2} = 0{,}05583 + 0{,}02555 + 0{,}4050 + 0{,}04434 = 0{,}5308 \frac{\text{kmol sw}}{\text{kg pw}}$$

Strumień spalin powstałych ze spalania *B* kg/h paliwa

$$\dot{n}_{sw} = B n''_{sw} = 90 \cdot 0{,}5308 = 47{,}72 \frac{\text{kmol}}{\text{h}}$$

Strumień objętości spalin

$$\dot{V}_{sw} = \frac{\dot{n}_{sw}(MR)T_{sw}}{p_{sw}} = \frac{47{,}72 \cdot 8314 \cdot 500}{0{,}1 \cdot 10^6} = 1984 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}.$$

13.7. Temperatura bezwzględna metanu

$$T_1 = t_1 + 273 = 32 + 273 = 305 \text{ K}$$

Liczba kilomoli metanu

$$n_1 = \frac{p_1 V_1}{(MR)T} = \frac{1{,}4 \cdot 10^5 \cdot 3}{8314 \cdot 305} = 0{,}166 \text{ kmol}$$

Liczba kilomoli tlenku węgla

$$n_2 = \frac{m_2}{M_2} = \frac{12{,}4}{28} = 0{,}443 \text{ kmol}$$

Stałą M_2 w kg/kmol, równą liczbowo masie cząsteczkowej, odczytano z tablicy 1. Liczba kilomoli paliwa gazowego

$$n = n_1 + n_2 = 0{,}166 + 0{,}443 = 0{,}609 \text{ kmol}$$

Udział molowy CH_4 w paliwie gazowym

$$CH_4 = \frac{n_1}{n} = \frac{0{,}166}{0{,}609} = 0{,}273$$

Udział molowy CO w paliwie gazowym

$$CO = \frac{n_2}{n} = \frac{0{,}443}{0{,}609} = 0{,}727$$

Suma udziałów powinna być równa jedności, sprawdzamy

$$CH_4 + CO = 0{,}273 + 0{,}727 = 1$$

Zawartość węgla C w 1 kilomolu paliwa gazowego

$$n'_C = CH_4 + CO = 0{,}273 + 0{,}727 = 1 \ \frac{\text{kmol C}}{\text{kmol gs}}$$

Zawartość wodoru H_2 w 1 kilomolu paliwa gazowego

$$n'_{H_2} = 2CH_4 = 2 \cdot 0{,}273 = 0{,}546 \ \frac{\text{kmol H}_2}{\text{kmol gs}}$$

Zawartość tlenu O_2 w 1 kilomolu paliwa gazowego

$$n'_{O_2} = 0{,}5CO = 0{,}5 \cdot 0{,}727 = 0{,}364 \ \frac{\text{kmol O}_2}{\text{kmol gs}}$$

Minimalne zapotrzebowanie tlenu do spalenia 1 kilomola gazu

$$n_{S\min} = n'_C + 0{,}5n'_{H_2} - n'_{O_2} = 1 + 0{,}5 \cdot 0{,}546 - 0{,}364 = 0{,}908 \ \frac{\text{kmol O}_2}{\text{kmol gs}}$$

Ilość doprowadzonego powietrza odniesiona do 1 kilomola paliwa gazowego

$$n'_L = \frac{n_{pow}}{n} = \frac{3{,}5}{0{,}609} = 5{,}75 \ \frac{\text{kmol pow}}{\text{kmol gs}}$$

Współczynnik nadmiaru powietrza

$$\lambda = \frac{0{,}21n'_L}{n_{S\min}} = \frac{0{,}21 \cdot 5{,}75}{0{,}908} = 1{,}33$$

Spaliny po zupełnym spaleniu paliwa gazowego składają się z dwutlenku węgla CO_2, pary wodnej H_2O, azotu N_2 doprowadzonego z powietrzem oraz reszty tlenu O_2 doprowadzonego w nadmiarze z powietrzem. Ilość CO_2 powstała ze spalenia 1 kilomola paliwa

$$n''_{CO_2} = n'_C = 1 \ \frac{\text{kmol CO}_2}{\text{kmol gs}}$$

Ilość H_2O powstała ze spalenia 1 kilomola paliwa

$$n''_{H_2O} = n'_{H_2} = 0{,}546 \ \frac{\text{kmol } H_2O}{\text{kmol gs}}$$

Ilość N_2 w spalinach przypadająca na 1 kilomol paliwa

$$n''_{N_2} = 0{,}79 n'_L = 0{,}79 \cdot 5{,}75 = 4{,}54 \ \frac{\text{kmol } N_2}{\text{kmol gs}}$$

Ilość O_2 w spalinach przypadająca na 1 kilomol paliwa

$$n''_{O_2} = 0{,}21 n'_L - n_{S\,\min} = 0{,}21 \cdot 5{,}75 - 0{,}908 = 0{,}300 \ \frac{\text{kmol } O_2}{\text{kmol gs}}$$

Całkowita ilość spalin wilgotnych powstałych ze spalenia 1 kmol paliwa

$$n''_{sw} = n''_{CO_2} + n''_{H_2O} + n''_{N_2} + n''_{O_2} = 1 + 0{,}546 + 4{,}54 + 0{,}300 = 6{,}386 \ \frac{\text{kmol sw}}{\text{kmol gs}}$$

Udział molowy H_2O w spalinach wilgotnych

$$\left(H_2O\right) = \frac{n''_{H_2O}}{n''_{sw}} = \frac{0{,}546}{6{,}386} = 0{,}0855$$

13.8. Zadanie rozwiążemy następująco. Do wzoru definiującego udział objętościowy CO_2 w spalinach suchych

$$\left[CO_2\right] = \frac{n''_{CO_2}}{n''_{ss}} = \frac{n''_{CO_2}}{n''_{CO_2} + n''_{N_2} + n''_{O_2}} \qquad (1)$$

podstawiamy wyrażenia na n''_{CO_2}, n''_{N_2} oraz n''_{O_2}, w których współczynnik nadmiaru powietrza λ będzie nieznanym parametrem. Następnie z otrzymanego równania z jedną niewiadomą wyznaczymy λ. Zawartość węgla C w 1 kmol paliwa

$$n'_C = CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 = 0{,}92 + 2 \cdot 0{,}007 + 3 \cdot 0{,}006 = 0{,}952 \ \frac{\text{kmol C}}{\text{kmol gs}}$$

Zawartość wodoru H_2 w 1 kmol paliwa

$$n'_{H_2} = 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 = 2 \cdot 0{,}92 + 3 \cdot 0{,}007 + 4 \cdot 0{,}006 = 1{,}855 \ \frac{\text{kmol C}}{\text{kmol gs}}$$

Minimalne zapotrzebowanie tlenu do spalenia 1 kmol paliwa

$$n_{Smin} = n'_C + 0{,}5n'_{H_2} - n'_{O_2} = 0{,}952 + 0{,}5 \cdot 1{,}855 = 1{,}880 \ \frac{\text{kmol O}_2}{\text{kmol gs}}$$

Rzeczywiste zapotrzebowanie powietrza do spalenia 1 kmol paliwa

$$n'_L = \frac{n_{Smin}\lambda}{0{,}21} = \frac{1{,}880\lambda}{0{,}21} = 8{,}952\lambda \ \frac{\text{kmol pow}}{\text{kmol gs}}$$

Ilość CO_2 powstała ze spalenia 1 kmol paliwa

$$n''_{CO_2} = n'_C = 0{,}952 \ \frac{\text{kmol CO}_2}{\text{kmol gs}} \qquad (2)$$

Ilość N_2 w spalinach przypadająca na 1 kmol spalonego paliwa

$$n''_{N_2} = N_2 + 0{,}79n'_L = 0{,}067 + 0{,}79 \cdot 8{,}952\lambda = 0{,}067 + 7{,}072\lambda \ \frac{\text{kmol N}_2}{\text{kmol gs}} \qquad (3)$$

Ilość O_2 w spalinach przypadająca na 1 kmol spalonego paliwa

$$n''_{O_2} = 0{,}21n'_L - n_{Smin} = 0{,}21 \cdot 8{,}952\lambda - 1{,}880 = 1{,}880\lambda - 1{,}880 \qquad (4)$$

Po podstawieniu (2) - (4) do (1) otrzymujemy

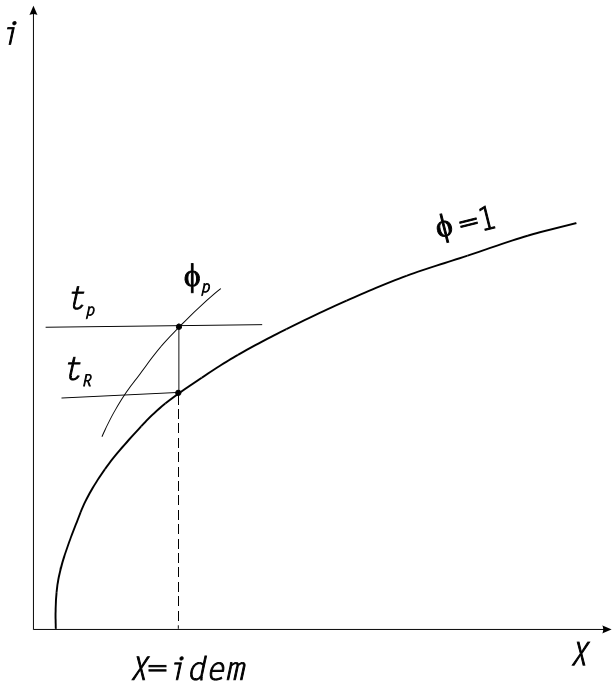
$$0{,}08 = \frac{0{,}952}{0{,}952 + 0{,}067 + 7{,}072\lambda + 1{,}880\lambda - 1{,}880}$$

stąd

$\lambda = 1{,}425$

14. Wymiana ciepła

14.5. Para wodna zacznie się wykraplać na wewnętrznej powierzchni ściany, gdy jej temperatura będzie niższa od temperatury punktu rosy t_R, którą można odczytać na wykresie i - X dla powietrza wilgotnego (patrz rys. B14-5)



Rys. B14-5

t_R = 12,5°C

Gęstość strumienia ciepła przewodzonego przez ścianę pokrytą izolacją oblicza się z zależności

$$\dot{q} = \frac{\lambda_z}{\delta}(t_1 - t_2) \qquad (1)$$

gdzie λ_z jest zastępczym współczynnikiem przewodzenia ciepła dla ściany pokrytej izolacją

$$\lambda_z = \frac{\delta}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} \qquad (2)$$

δ jest grubością ściany wraz z izolacją

$\delta = \delta_1 + \delta_2$

a t_1 jest temperaturą wewnętrznej powierzchni ściany. W rozpatrywanym przypadku granicznym jest

$t_1 = t_R$ (3)

Po podstawieniu (2) oraz (3) do (1) i wykonaniu odpowiednich przekształceń otrzymujemy

$$\delta_2 = \frac{\lambda_z(t_R - t_2)}{\dot{q}} - \delta_1 \frac{\lambda_2}{\lambda_1} = \frac{0{,}037(12{,}5+15)}{45} - 0{,}15 \cdot \frac{0{,}037}{0{,}46} = 0{,}0105 \text{ m} = 10{,}5 \text{ mm}$$

Grubość izolacji powinna być większa niż 10,5 mm.

14.6. Strumień ciepła przewodzonego przez wielowarstwową ściankę cylindryczną można obliczyć ze wzoru

$$\dot{Q} = \frac{2\pi\lambda_z l}{\ln\frac{D_z}{D_w}}(t_{w1} - t_{w2}) \tag{1}$$

gdzie λ_z jest zastępczym współczynnikiem przewodności cieplnej, l długością cylindra (rury), D_z, D_w są odpowiednio zewnętrzną i wewnętrzną średnicą cylindra, t_{w1} i t_{w2} są temperaturami odpowiednio na wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni ścianki cylindrycznej. Z równania (1) wynika, że im mniejsza jest wartość λ_z, przy innych parametrach nie zmienionych, tym mniejszy jest strumień ciepła $\dot{Q}$. Zastępczy współczynnik przewodności cieplnej dla ścianki cylindrycznej dwuwarstwowej można obliczyć z równania

$$\lambda_z = \frac{\ln\frac{D_z}{D_w}}{\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{D_s}{D_w} + \frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{D_z}{D_s}} \tag{2}$$

gdzie λ_1 i λ_2 są współczynnikami przewodności cieplnej poszczególnych warstw izolacji, D_s jest średnicą zewnętrzną pierwszej warstwy. Zgodnie z warunkami zadania

$D_w = D = 150$ mm

$D_s = D_w + 2\delta = 150 + 2 \cdot 30 = 210$ mm

$D_z = D_s + 2\delta = 210 + 2 \cdot 30 = 270$ mm

Najpierw założymy, że

$$\lambda_1 = \lambda_a = 0{,}03 \ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m\,K}}$$

$$\lambda_2 = \lambda_b = 0{,}06 \ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m\,K}}$$

Stąd zgodnie z (2)

$$\lambda_{z1} = \frac{\ln\frac{270}{150}}{\frac{1}{0{,}03}\ln\frac{210}{150} + \frac{1}{0{,}06}\ln\frac{270}{210}} = 0{,}03816 \ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m\,K}}$$

Następnie założymy, że

$\lambda_1 = \lambda_b$

$\lambda_2 = \lambda_a$

Stąd

$$\lambda_{z2} = \frac{\ln\frac{270}{150}}{\frac{1}{0{,}06}\ln\frac{210}{150} + \frac{1}{0{,}03}\ln\frac{270}{210}} = 0{,}04203 \ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m\,K}}$$

$\lambda_{z1} < \lambda_{z2}$

W przypadku ścianki cylindrycznej kolejność położenia warstw izolacji ma wpływ na wielkość strat ciepła na rzecz otoczenia. Najpierw należy położyć warstwę materiału o niższym współczynniku przewodności cieplnej.

14.7. Ilość ciepła wnikającego do otoczenia w ciągu 1 doby jest równa

$$Q = A\alpha_{ot}\,(t_w - t_{ot})\,\tau \qquad (1)$$

gdzie

$$A = 2\frac{\pi d^2}{4} + \pi dh = 2\cdot\frac{\pi\cdot 0{,}6^2}{4} + \pi\cdot 0{,}6\cdot 1{,}8 = 3{,}958 \ \mathrm{m}^2$$

jest zewnętrzną powierzchnią bojlera, przez którą ciepło wnika do otoczenia, a τ = 24 h. Po podstawieniu do (1) wartości liczbowych otrzymujemy

Q = 3,958 · 7,5 · (45 – 25) · 24 = 14249 Wh = 14,249 kWh

Dobowy koszt energii elektrycznej jest równy

$K = Q\,C_{el}$ = 14,249 · 0,15 = 2,14 zł.

Literatura

1. Daniłowa G. N., Fiłatkin R.G., Czernaja R.G. i Szczerbow M.G., 1965: Zbiór zadań i obliczeń z przepływu ciepła. WNT, Warszawa.
2. Gąsiorowski J., Zagórski J. i Radwański E., 1972: Zbiór zadań z teorii maszyn cieplnych. WNT, Warszawa.
3. Gogół W., 1974: Wymiana ciepła. Tablice i wykresy. Wydaw. PWarsz., Warszawa.
4. Guzenda R. i Olek W., 1992: Zbiór zadań z techniki cieplnej. Materiały do ćwiczeń. Wydaw. AR Pozn.
5. Hobler T., 1986: Ruch ciepła i wymienniki. WNT, Warszawa.
6. Kaleta A., 1993: Zbiór zadań z techniki cieplnej. Wydaw. SGGW, Warszawa.
7. Kurzyński J., Mańkowski S. i Rubik M., 1973: Zbiór zadań z techniki cieplnej. Wydaw. PWarsz., Warszawa.
8. Mydlarz J.,1986: Gospodarka energetyczna. Wydaw. AR Wroc.
9. Ochęduszko S.,1970: Termodynamika stosowana. WNT, Warszawa.
10. Ochęduszko S., Szargut J., Górniak H., Guzik A. i Wilk S., 1968: Zbiór zadań z termodynamiki technicznej. PWN, Warszawa.
11. Pabis J., 1983: Podstawy techniki cieplnej w rolnictwie. PWR i L, Warszawa.
12. Ražnjewić K., 1964: Tablice cieplne z wykresami. WNT, Warszawa.
13. Sikora J. i Tomeczek J., 1966: Ćwiczenia z termodynamiki technicznej. Wydaw. PŚl., Gliwice.
14. Staniszewski B.,1982: Termodynamika. PWN, Warszawa.
15. Staniszewski B. (red.), 1965: Wymiana ciepła. Zadania i przykłady. PWN, Warszawa.
16. Szargut J., 1991: Termodynamika techniczna. PWN, Warszawa.
17. Szargut J., Guzik A. i Górniak H., 1979: Programowany zbiór zadań z termodynamiki technicznej. PWN, Warszawa.
18. Wiśniewski S., 1980: Termodynamika techniczna. WNT, Warszawa.
19. Wiśniewski S., 1979: Wymiana ciepła. PWN, Warszawa.
20. Zagórski J., 1976: Zarys techniki cieplnej. WNT, Warszawa.

Tablice

Tabl. 1. **Własności fizyczne wybranych gazów traktowanych jako gazy doskonałe**

Gaz	Znak chemiczny	Masa drobinowa M	Stała gazowa R J/(kg K)	Liczba stopni swobody cząsteczki f	Ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu c_p kJ/(kg K)	Stosunek κ
Acetylen	C_2H_2	26,04	319,29	6	1,277	1,333
Amoniak	NH_3	17,03	488,21	6	1,953	1,333
Argon	Ar	39,948	208,13	3	0,520	1,667
Azot	N_2	28,013	296,8	5	1,039	1,4
Chlorek metylu	CH_3Cl	50,49	164,67	6	0,659	1,333
Dwutlenek siarki	SO_2	64,06	129,79	6	0,519	1,333
Dwutlenek węgla	CO_2	44,01	188,92	6	0,756	1,333
Etan	C_2H_6	30,07	276,5	6	1,106	1,333
Etylen	C_2H_4	28,05	296,41	6	1,186	1,333
Hel	He	4,003	2077,0	3	5,193	1,667
Metan	CH_4	16,04	518,35	6	2,073	1,333
Para wodna	H_2O	18,015	461,52	6	1,846	1.333
Powietrze	-	28,96	287,1	5	1,005	1,4
Siarkowodór	H_2S	34,08	243,96	6	0,976	1,333
Tlen	O_2	31,999	259,83	5	0,909	1,4
Tlenek węgla	CO	28,01	296,83	5	1,039	1,4
Wodór	H_2	2,016	4124,2	5	14,435	1,4

Uwaga: stała gazowa $R = (MR)/M$, ciepło właściwe $c_p = 0{,}5fR$ oraz stosunek $\kappa = c_p/c_v$ zostały wyznaczone dla wartości uniwersalnej stałej gazowej $(MR) = 8314{,}29$ J/(kmol K).

Tabl. 2. **Własności fizyczne suchego powietrza przy ciśnieniu p = 0,1013 MPa**

Temperatura	Gęstość	Ciepło właściwe	Współczynnik przewodzenia ciepła	Współczynnik wyrównywania temperatury	Współczynnik lepkości dynamicznej	Współczynnik lepkości kinematycznej	Liczba Prandtla
t	ρ	c_p	$\lambda \cdot 10^2$	$a \cdot 10^6$	$\eta \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^6$	Pr
°C	kg/m^3	kJ/(kg K)	W/(m K)	m^2/s	N s/m^2	m^2/s	
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [19].

Tabl. 3. **Własności powietrza nasyconego parą wodną przy ciśnieniu p = 0,1 MPa**

t	p_s	ρ''_p	ρ''	X''	i''_{1+X}	t	p_s	ρ''_p	ρ''	X''	i''_{1+X}
°C	mbar	g/m^3	kg/m^3	g/kg	kJ/kg	°C	mbar	g/m^3	kg/m^3	g/kg	g/kg
-40	0,124	0,115	1,494	0,077	-40,03	15	17,041	12,815	1,201	10,783	42,35
-39	0,140	0,130	1,487	0,087	-39,00	16	18,17	13,62	1,196	11,51	45,22
-38	0,159	0,147	1,481	0,099	-37,97	17	19,36	14,46	1,192	12,28	48,20
-37	0,179	0,166	1,475	0,111	-36,93	18	20,63	15,35	1,187	13,10	51,30
-36	0,200	0,183	1,469	0,124	-35,90	19	21,96	16,29	1,182	13,97	54,52
-35	0,223	0,203	1,462	0,139	-34,85	20	23,37	17,27	1,178	14,88	57,88
-34	0,247	0,224	1,456	0,154	-33,81	21	24,86	18,31	1,173	15,85	61,38
-33	0,273	0,246	1,450	0,170	-32,77	22	26,42	19,40	1,168	16,88	65,03
-32	0,303	0,272	1,444	0,189	-31,72	23	28,08	20,55	1,164	17,97	68,84
-31	0,336	0,301	1,438	0,209	-30,66	24	29,82	21,75	1,159	19,12	72,81
-30	0,373	0,332	1,432	0,232	-29,60	25	31,66	23,01	1,154	20,34	79,95
-29	0,415	0,368	1,426	0,258	-28,53	26	33,60	24,34	1,150	21,63	81,28
-28	0,460	0,407	1,421	0,286	-27,45	27	35,63	25,73	1,145	22,99	85,80
-27	0,511	0,450	1,415	0,318	-26,37	28	37,79	27,19	1,140	24,42	90,52
-26	0,567	0,497	1,409	0,353	-25,28	29	40,04	28,72	1,135	25,94	94,45
-25	0,628	0,548	1,403	0,391	-24,18	30	42,42	30,32	1,131	27,55	100,62
-24	0,695	0,604	1,398	0,432	-23,07	31	44,91	32,00	1,126	29,25	106,02
-23	0,768	0,665	1,392	0,478	-21,95	32	47,54	33,76	1,121	31,04	111,67
-22	0,848	0,732	1,386	0,527	-20,82	33	50,29	35,60	1,116	32,94	117,59
-21	0,935	0,804	1,381	0,582	-19,68	34	53,18	37,52	1,111	34,94	123,79
-20	1,029	0,881	1,375	0,641	-18,53	35	56,22	39,53	1,106	37,05	130,3
-19	1,133	0,966	1,370	0,705	-17,37	36	59,40	41,64	1,101	39,28	137,1
-18	1,247	1,059	1,364	0,777	-16,18	37	62,74	43,84	1,096	41,64	144,2
-17	1,369	1,158	1,359	0,853	-14,99	38	66,24	46,13	1,091	44,12	151,7
-16	1,504	1,267	1,354	0,937	-13,77	39	69,91	48,53	1,086	46,75	159,6
-15	1,651	1,386	1,348	1,029	-12,54	40	73,75	51,04	1,081	49,52	167,8
-14	1,809	1,513	1,343	1,127	-11,28	41	77,77	53,65	1,076	52,45	176,4
-13	1,981	1,650	1,338	1,235	-10,01	42	81,98	56,37	1,071	55,55	185,4
-12	2,169	1,800	1,333	1,352	-8,72	43	86,39	59,22	1,066	58,81	195,1
-11	2,373	1,962	1,327	1,479	-7,39	44	91,00	62,18	1,060	62,27	205,1
-10	2,594	2,136	1,322	1,618	-6,04	45	95,82	65,26	1,055	65,91	215,6
-9	2,833	2,324	1,317	1,767	-4,66	46	100,86	68,48	1,050	69,77	226,7
-8	3,094	2,529	1,312	1,930	-3,25	47	106,12	71,83	1,044	73,84	238,4
-7	3,376	2,749	1,307	2,107	-1,80	48	111,62	75,31	1,039	78,14	250,7
-6	3,681	2,986	1,302	2,298	-0,31	49	117,36	78,94	1,033	82,70	263,7
-5	4,010	3,241	1,297	2,504	+1,21	50	123,35	82,72	1,028	87,52	277,3
-4	4,368	3,517	1,292	2,729	+2,78	51	129,60	86,64	1,022	92,61	291,7
-3	4,754	3,813	1,287	2,971	4,40	52	136,12	90,72	1,016	98,00	306,9
-2	5,172	4,133	1,282	3,234	6,06	53	142,92	94,96	1,010	103,71	322,9
-1	5,621	4,476	1,277	3,516	7,78	54	150,01	99,36	1,004	109,77	339,9
0	6,107	4,845	1,272	3,822	9,56	55	157,40	103,94	0,998	116,19	357,8
1	6,566	5,190	1,267	4,111	11,29	56	165,10	108,70	0,992	122,99	376,8
2	7,054	5,556	1,262	4,419	13,08	57	173,11	113,62	0,986	130,21	396,8
3	7,575	5,944	1,258	4,747	14,91	58	181,46	118,74	0,980	137,88	418,1
4	8,129	6,356	1,253	5,097	16,81	59	190,15	124,06	0,973	146,04	440,6

cd. tabl. 3

t	p_s	ρ''_p	ρ''	X''	i''_{1+X}	t	p_s	ρ''_p	ρ''	X''	i''_{1+X}
°C	mbar	g/m^3	kg/m^3	g/kg	kJ/kg	°C	mbar	g/m^3	kg/m^3	g/kg	g/kg
5	8,719	6,793	1,248	5,471	18,76	60	199,1	129,56	0,976	154,71	464,6
6	9,346	7,255	1,243	5,868	20,77	61	208,6	135,3	0,960	163,9	490,0
7	10,012	7,744	1,239	6,290	22,85	62	218,4	141,2	0,953	173,8	517,0
8	10,721	8,263	1,234	6,740	25,00	63	228,5	147,3	0,947	184,3	545,8
9	11,473	8,812	1,229	7,219	27,22	64	239,1	153,7	0,940	195,4	576,5
10	12,271	9,391	1,224	7,727	29,52	65	250,1	160,3	0,933	207,4	609,3
11	13,118	10,004	1,220	8,267	31,90	66	261,5	167,1	0,926	220,2	644,2
12	14,015	10,651	1,215	8,841	34,37	67	273,3	174,1	0,918	233,9	681,7
13	14,967	11,334	1,210	9,450	36,93	68	285,6	181,4	0,911	248,7	721,8
14	15,974	12,055	1,206	10,097	39,59	69	298,4	189,0	0,903	264,5	764,9
						70	311,6	196,8	0,896	281,5	811,3

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [9].

Tabl. 4. **Rzeczywiste kilomolowe ciepła właściwe gazów przy stałym ciśnieniu p = 0,1 MPa, w zakresie temperatur T = 273 ÷ 1800 K**

Gaz	Równanie aproksymacyjne $(Mc_p)(T)$ kJ/(kmol K)	Maksymalny błąd %
H_2	$29{,}107 - 1{,}916\cdot10^{-3}\,T + 4{,}004\cdot10^{-6}\,T^2 - 0{,}870\cdot10^{-9}\,T^3$	1,01
O_2	$25{,}474 + 15{,}202\cdot10^{-3}\,T - 7{,}155\cdot10^{-6}\,T^2 + 1{,}312\cdot10^{-9}\,T^3$	1,19
N_2	$28{,}901 - 1{,}571\cdot10^{-3}\,T + 8{,}081\cdot10^{-6}\,T^2 - 2{,}873\cdot10^{-9}\,T^3$	0,59
Powietrze	$28{,}106 + 1{,}967\cdot10^{-3}\,T + 4{,}802\cdot10^{-6}\,T^2 - 1{,}966\cdot10^{-9}\,T^3$	0,72
CO	$28{,}160 + 1{,}679\cdot10^{-3}\,T + 5{,}372\cdot10^{-6}\,T^2 - 2{,}222\cdot10^{-9}\,T^3$	0,89
H_2O	$32{,}238 + 1{,}923\cdot10^{-3}\,T + 10{,}555\cdot10^{-6}\,T^2 - 3{,}595\cdot10^{-9}\,T^3$	0,53
CO_2	$22{,}257 + 59{,}808\cdot10^{-3}\,T - 35{,}010\cdot10^{-6}\,T^2 + 7{,}469\cdot10^{-9}\,T^3$	0,67
CH_4	$19{,}887 + 50{,}242\cdot10^{-3}\,T + 12{,}686\cdot10^{-6}\,T^2 - 11{,}011\cdot10^{-9}\,T^3$	1,33

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [4].

Tabl. 5. **Rzeczywiste kilomolowe ciepła właściwe gazów przy stałym ciśnieniu p = 0,1 MPa - równania aproksymacyjne uproszczone**

Gaz	$c_p(t)$ kJ/(kg K)	$(Mc_p)(t)$ kJ/(kmol K)
H_2	$14{,}236 + 0{,}001382\,t$	$28{,}495 + 0{,}002766\,t$
O_2	$0{,}913 + 0{,}000187\,t$	$29{,}215 + 0{,}005984\,t$
N_2	$1{,}038 + 0{,}000152\,t$	$29{,}078 + 0{,}004286\,t$
Powietrze	$1{,}009 + 0{,}000157\,t$	$29{,}221 + 0{,}004547\,t$
CO	$1{,}042 + 0{,}000163\,t$	$29{,}187 + 0{,}004566\,t$
H_2O	$1{,}855 + 0{,}000565\,t$	$33{,}418 + 0{,}010179\,t$
CO_2	$0{,}913 + 0{,}000324\,t$	$40{,}181 + 0{,}014259\,t$
CH_4	$2{,}135 + 0{,}003140\,t$	$34{,}252 + 0{,}050375\,t$

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [4].

Tabl. 6. **Wartości opałowe gazów**

Gaz	Wzór chemiczny	Wartość opałowa W_d kJ/um^3	Gaz	Wzór chemiczny	Wartość opałowa W_d kJ/um^3
Acetylen	C_2H_2	55721	Metan	CH_4	35266
Amoniak	NH_3	13856	Metylu chlorek	CH_3CL	28367
Benzen	C_6H_6	138404	Propan	C_3H_8	89890
i - Butan	C_4H_{10}	116611	Propylen	C_3H_6	85309
n - Butan	C_4H_{10}	116906	Siarkowodór	$H_2S \rightarrow SO_2$	23089
Butylen	C_4H_8	112271	Siarkowodór	$H_2S \rightarrow SO_3$	27422
Etan	C_2H_6	62780	Węgla tlenek	CO	12481
Etylen	C_2H_4	58717	Wodór	H_2	10617

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [12]

Tabl. 7. **Własności fizyczne ciekłej wody przy ciśnieniu p = 0,101 MPa**

Temperatura	Gęstość	Ciepło właściwe	Współczynnik przewodzenia ciepła	Współczynnik wyrównywania temperatury	Współczynnik rozszerzalności objętościowej	Liczba Prandtla
t	ρ	c_p	λ	$a \cdot 10^6$	$\beta \cdot 10^3$	Pr
°C	kg/m^3	kJ/(kg K)	W/(m K)	m^2/s	1/K	
0	999,9	4,23	0,558	0,131	0,07	13,7
10	999,7	4,19	0,557	0,137	0,09	9,5
20	998,2	4,18	0,597	0,143	0,21	7,0
27	996,4	4,18	0,609	0,147	0,27	5,9
30	995,7	4,18	0,615	0,149	0,30	5,4
40	992,2	4,17	0,638	0,151	0,39	4,3
50	988,1	4,18	0,647	0,157	0,46	3,55
60	983,2	4,18	0,658	0,159	0,53	3,00
70	977,8	4,19	0,668	0,163	0,58	2,55
77	973,6	4,19	0,671	0,164	0,61	2,34
80	971,8	4,20	0,673	0,165	0,63	2,25
90	965,3	4,20	0,678	0,167	0,70	1,95
100	958,4	4,21	0,682	0,169	0,75	1,75

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [4].

Tabl. 8. **Własności cieplne wody przy ciśnieniu nasycenia**

Temperatura	Gęstość	Współczynnik rozszerzalności objętościowej	Ciepło właściwe	Współczynnik przewodzenia ciepła	Współczynnik wyrównywania temperatury	Lepkość dynamiczna	Lepkość kinematyczna	Liczba Prandtla
t	ρ	$\beta \cdot 10^4$	c	λ	$a \cdot 10^6$	$\eta \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^6$	Pr
°C	kg/m^3	1/K	kJ/(kg K)	W/(m K)	m^2/s	N s/m^2	m^2/s	
0	999,9	-0,7	4,226	0,558	0,131	1793,636	1,789	13,7
5	1000,0	—	4,206	0,568	0,135	1534,741	1,535	11,4
10	999,7	0,95	4,195	0,577	0,137	1296,439	1,300	9,5
15	999,1	—	4,187	0,587	0,141	1135,610	1,146	8,1
20	998,2	2,1	4,182	0,597	0,143	993,414	1,006	7,0
25	997,1	—	4,178	0,606	0,146	880,637	0,884	6,1
30	995,7	3,0	4,176	0,615	0,149	792,377	0,805	5,4
35	994,1	—	4,175	0,624	0,150	719,808	0,725	4,8
40	992,2	3,9	4,175	0,633	0,151	658,026	0,658	4,3
45	990,2	—	4,176	0,640	0,155	605,070	0,611	3,9
50	988,1	4,6	4,178	0,647	0,157	555,056	0,556	3,55
55	985,7	—	4,179	0,652	0,158	509,946	0,517	3,27
60	983,2	5,3	4,181	0,658	0,159	471,670	0,478	3,00
65	980,6	—	4,184	0,663	0,161	435,415	0,444	2,76
70	977,8	5,8	4,187	0,668	0,163	404,034	0,415	2,55
75	974,9	—	4,190	0,671	0,164	376,575	0,366	2,23
80	971,8	6,3	4,194	0,673	0,165	352,059	0,364	2,25
85	968,7	—	4,198	0,676	0,166	328,523	0,339	2,04
90	965,3	7,0	4,202	0,678	0,167	308,909	0,326	1,95
95	961,9	—	4,206	0,680	0,168	292,238	0,310	1,84
100	958,4	7,5	4,211	0,682	0,169	277,528	0,294	1,75
110	951,0	8,0	4,224	0,684	0,170	254,973	0,268	1,57
120	943,5	8,5	4,232	0,685	0,171	235,360	0,244	1,43
130	934,5	9,1	4,250	0,686	0,172	211,824	0,226	1,32
140	926,3	9,7	4,257	0,684	0,172	201,036	0,212	1,23
150	916,9	10,3	4,270	0,684	0,173	185,346	0,201	1,17
160	907,6	10,8	4,285	0,680	0,173	171,616	0,191	1,10
170	897,3	11,5	4,396	0,679	0,172	162,290	0,181	1,05
180	886,6	12,1	4,396	0,673	0,172	152,003	0,173	1,01
190	876,0	12,8	4,480	0,670	0,171	145,138	0,166	0,97
200	862,8	13,5	4,501	0,665	0,170	139,254	0,160	0,95
210	852,8	14,3	4,560	0,655	0,168	131,409	0,154	0,92
220	837,0	15,2	4,605	0,652	0,167	124,544	0,149	0,90
230	827,3	16,2	4,690	0,637	0,164	119,641	0,145	0,88
240	809,0	17,2	4,731	0,634	0,162	113,757	0,141	0,86
250	799,2	18,6	4,857	0,618	0,160	109,834	0,137	0,86
260	779,0	20,0	4,982	0,613	0,156	104,931	0,135	0,86
270	767,9	21,7	5,030	0,590	0,152	101,989	0,133	0,87
280	750,0	23,8	5,234	0,588	0,147	98,067	0,131	0,89
290	732,3	26,5	5,445	0,558	0,140	94,144	0,129	0,92

cd. tabl. 8

Temperatura	Gęstość	Współczynnik rozszerzalności objętościowej	Ciepło właściwe	Współczynnik przewodzenia ciepła	Współczynnik wyrównywania temperatury	Lepkość dynamiczna	Lepkość kinematyczna	Liczba Prandtla
t	ρ	$\beta \cdot 10^4$	c	λ	$a \cdot 10^6$	$\eta \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^6$	Pr
°C	kg/m^3	1/K	kJ/(kg K)	W/(m K)	m^2/s	N s/m^2	m^2/s	
300	712,5	29,5	5,694	0,564	0,132	92,182	0,128	0,98
310	690,6	33,5	6,155	0,519	0,122	88,260	0,128	1,05
320	667,1	38,0	6,610	0,494	0,112	85,318	0,128	1,13
325	650,0	—	6,699	0,471	0,108	83,357	0,127	1,18
330	640,2	42,5	7,245	0,468	0,101	81,395	0,127	1,25
340	609,4	47,5	8,160	0,437	0,088	77,473	0,127	1,45
350	572,0	—	9,295	0,400	0,076	72,569	0,127	1,67
360	524,0	—	9,850	0,356	0,067	66,685	0,127	1,91
370	448,0	—	11,690	0,293	0,058	56,879	0,127	2,18

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [12].

Tabl. 9. **Parametry określające stan wody na linii granicznej $x = 0$ i $x = 1$ uszeregowane według ciśnienia**

Ciśnienie	Temperatura	Objętość właściwa		Entalpia właściwa		Ciepło parowania	Entropia właściwa	
		cieczy	pary	cieczy	pary		cieczy	pary
p	T	v'	v''	i'	i''	r	s'	s''
MPa	K	m^3/kg		kJ/kg			kJ/(kg K)	
0,0010	280,132	0,0010001	129,208	29,33	2513,8	2484,5	0,1060	8,9756
0,0015	286,134	0,0010006	87,982	54,71	2525,0	2470,3	0,1956	8,8278
0,002	290,661	0,0010012	67,006	73,45	2533,2	2459,8	0,2606	8,7236
0,003	297,248	0,0010027	45,668	101,00	2545,2	2444,2	0,3543	8,5776
0,004	302,131	0,0010040	34,803	121,41	2554,1	2432,7	0,4224	8,4747
0,005	306,05	0,0010052	28,196	137,77	2561,2	2423,4	0,4762	8,3952
0,006	309,33	0,0010064	23,742	151,50	2567,1	2415,6	0,5209	8,3305
0,008	314,68	0,0010084	18,106	173,87	2576,7	2402,8	0,5926	8,2289
0,010	318,98	0,0010102	14,676	191,84	2584,4	2392,6	0,6493	8,1505
0,012	322,60	0,0010119	12,364	206,94	2590,9	2384,0	0,6963	8,0867
0,015	327,15	0,0010140	10,025	225,98	2598,9	2372,9	0,7549	8,0089
0,020	333,24	0,0010172	7,6515	251,46	2609,6	2358,1	0,8321	7,9092
0,025	338,14	0,0010199	6,2060	271,99	2618,1	2346,1	0,8932	7,8321
0,030	342,27	0,0010223	5,2308	289,31	2625,3	2336,0	0,9441	7,7695
0,040	349,04	0,0010265	3,9949	317,65	2636,8	2319,2	1,0261	7,6711
0,05	354,5	0,0010301	3,2415	340,57	2646,0	2305,4	1,0912	7,5951
0,06	359,1	0,0010333	2,7329	359,93	2653,6	2293,7	1,1454	7,5332
0,07	363,11	0,0010361	2,3658	376,77	2660,2	2283,4	1,1921	7,4811
0,08	366,66	0,0010387	2,0879	391,72	2666,0	2274,3	1,2330	7,4360
0,09	369,86	0,0010412	1,8701	405,21	2671,1	2265,9	1,2696	7,3963
0,10	372,78	0,0010434	1,6946	417,51	2675,7	2258,2	1,3027	7,3608
0,11	375,47	0,0010455	1,5501	428,84	2680,0	2251,2	1,3330	7,3288
0,12	377,96	0,0010476	1,4289	439,36	2683,8	2244,4	1,3609	7,2996
0,13	380,28	0,0010495	1,3258	449,19	2687,4	2238,2	1,3868	7,2728
0,14	382,47	0,0010513	1,2370	458,42	2690,8	2232,4	1,4109	7,2480
0,15	384,52	0,0010530	1,1597	467,13	2693,9	2226,8	1,4336	7,2248
0,16	386,47	0,0010547	1,0917	475,38	2696,8	2221,4	1,4550	7,2032
0,18	390,08	0,0010579	0,97775	490,70	2702,1	2211,4	1,4944	7,1638
0,20	393,38	0,0010608	0,88592	504,7	2706,9	2202,2	1,5301	7,1286
0,22	396,42	0,0010636	0,81027	517,6	2711,3	2193,7	1,5628	7,0967
0,24	399,24	0,0010663	0,74684	529,6	2715,3	2185,7	1,5929	7,0676
0,26	401,88	0,0010688	0,69288	540,9	2719,0	2178,1	1,6209	7,0409
0,28	404,35	0,0010712	0,64636	551,4	2722,3	2170,9	1,6471	7,0161
0,30	406,69	0,0010735	0,60586	561,4	2725,5	2164,1	1,6717	6,9930
0,32	408,91	0,0010757	0,57027	570,9	2728,4	2157,5	1,6948	6,9714
0,34	411,01	0,0010779	0,53871	579,9	2731,2	2151,3	1,7168	6,9511
0,36	413,02	0,0010799	0,51056	588,5	2733,8	2145,3	1,7376	6,9320
0,38	414,94	0,0010819	0,48527	596,8	2736,2	2139,4	1,7575	6,9138
0,40	416,77	0,0010839	0,46242	604,7	2738,5	2133,8	1,7764	6,8966
0,45	421,07	0,0010885	0,41392	623,2	2743,8	2120,6	1,8204	6,8570
0,50	425,00	0,0010928	0,37481	640,1	2748,5	2108,4	1,8604	6,8215
0,60	431,99	0,0011009	0,31556	670,4	2756,4	2086,0	1,9308	6,7598
0,70	438,11	0,0011082	0,27274	697,1	2762,9	2065,8	1,9918	6,7074

cd. tabl. 9

Ciśnienie	Temperatura	Objętość właściwa		Entalpia właściwa		Ciepło parowania	Entropia właściwa	
		cieczy	pary	cieczy	pary		cieczy	pary
p	*T*	*v'*	*v''*	*i'*	*i''*	*r*	*s'*	*s''*
MPa	K	m^3/kg		kJ/kg			kJ/(kg K)	
0,80	443,57	0,0011150	0,24030	720,9	2768,4	2047,5	2,0457	6,6618
0,90	448,51	0,0011213	0,21484	742,6	2773,0	2030,4	2,0941	6,6212
1,0	453,03	0,0011274	0,19430	762,6	2777,0	2014,4	2,1382	6,5847
1,1	457,21	0,0011331	0,17739	781,1	2780,4	1999,3	2,1786	6,5515
1,2	461,11	0,0011386	0,16320	798,4	2783,4	1985,0	2,2160	6,5210
1,3	464,75	0,0011438	0,15112	814,7	2786,0	1971,3	2,2509	6,4927
1,4	468,19	0,0011489	0,14072	830,1	2788,4	1958,3	2,2836	6,4665
1,5	471,43	0,0011538	0,13165	844,7	2790,4	1945,7	2,3144	6,4418
1,6	474,52	0,0011586	0,12368	858,6	2792,2	1933,6	2,3436	6,4187
1,7	477,45	0,0011633	0,11661	871,8	2793,8	1922,0	2,3712	6,3967
1,8	480,25	0,0011678	0,11031	884,6	2795,1	1910,5	2,3976	6,3759
1,9	482,94	0,0011722	0,10464	896,8	2796,4	1899,6	2,4227	6,3561
2,0	485,52	0,0011766	0,09953	908,6	2797,4	1888,8	2,4468	6,3373
2,2	490,39	0,0011850	0,09064	930,9	2799,1	1868,2	2,4922	6,3018
2,4	494,93	0,0011932	0,08319	951,9	2800,4	1848,5	2,5343	6,2691
2,6	499,18	0,0012011	0,07685	971,7	2801,2	1829,5	2,5736	6,2386
2,8	503,19	0,0012088	0,07138	990,5	2801,7	1811,2	2,6106	6,2101
3,0	506,99	0,0012163	0,06662	1008,4	2801,9	1793,5	2,6455	6,1832
3,2	510,59	0,0012237	0,06243	1025,5	2801,8	1776,3	2,6786	6,1577
3,4	514,03	0,0012310	0,05872	1041,8	2801,5	1759,7	2,7101	6,1335
3,6	517,31	0,0012381	0,05540	1057,6	2801,0	1743,4	2,7402	6,1103
3,8	520,46	0,0012451	0,05243	1072,8	2800,3	1727,5	2,7690	6,0883
4,0	523,48	0,0012521	0,04974	1087,5	2799,4	1711,9	2,7967	6,0670
4,2	526,39	0,0012589	0,04729	1101,7	2798,4	1696,7	2,8233	6,0465
4,4	529,20	0,0012657	0,04506	1115,5	2797,2	1681,7	2,8489	6,0268
4,6	531,91	0,0012725	0,04302	1128,9	2795,9	1667,0	2,8737	6,0077
4,8	534,53	0,0012792	0,04114	1141,9	2794,4	1652,5	2,8976	5,9891
5,0	537,07	0,0012858	0,03941	1154,6	2792,8	1638,2	2,9209	5,9712
6,0	548,71	0,0013187	0,03241	1213,9	2783,3	1569,4	3,0277	5,8878
7,0	558,95	0,0013514	0,02734	1267,7	2771,4	1503,7	3,1255	5,8126
8,0	568,13	0,0013843	0,02349	1317,5	2757,5	1440,0	3,2083	5,7430
9,0	576,46	0,0014179	0,02046	1364,2	2741,8	1377,6	3,2875	5,6773
10,0	584,11	0,0014526	0,01800	1408,6	2724,4	1315,8	3,3616	5,6143
11,0	591,19	0,0014887	0,01597	1451,2	2705,4	1254,2	3,4316	5,5331
12,0	597,79	0,0015267	0,01425	1492,6	2684,8	1192,2	3,4986	5,4930
13,0	603,96	0,0015670	0,01277	1533,0	2662,4	1129,4	3,5633	5,4333
14,0	609,78	0,0016104	0,01149	1572,8	2638,3	1065,5	3,6262	5,3737
15,0	615,27	0,0016580	0,01035	1612,2	2611,6	999,4	3,6877	5,3122
16,0	620,47	0,0017101	0,009330	1651,5	2582,7	931,2	3,7486	5,2496
17,0	625,41	0,0017690	0,008401	1691,6	2550,8	859,2	3,8101	5,1841
18,0	630,11	0,0018380	0,007534	1733,4	2514,4	781,0	3,8739	5,1135
19,0	634,59	0,0019231	0,006700	1778,2	2470,1	691,9	3,9417	5,0321
20,0	638,86	0,002038	0,005873	1828,8	2413,8	585,0	4,0181	4,9338
21,0	642,94	0,002218	0,005006	1892,2	2340,2	448,0	4,1137	4,8106
22,0	646,83	0,002675	0,003757	2007,7	2192,5	184,8	4,2891	4,5748

Ciśnienie	Temperatura	Objętość właściwa		Entalpia właściwa		Ciepło	Entropia właściwa	
		cieczy	pary	cieczy	pary	parowania	cieczy	pary
p	T	v'	v''	i'	i''	r	s'	s''
MPa	K	m^3/kg		kJ/kg			kJ/(kg K)	
22,115	647,27	0,003147		2095,2		0	4,4237	

uszeregowane wed³ug temperatury

cd. tabl. 9

Temperatura	Ciśnienie	Objętość właściwa		Entalpia właściwa		Ciepło parowania	Entropia właściwa	
		cieczy	pary	cieczy	pary			
T	*p*	*v'*	*v"*	*i'*	*i"*	*r*	*s'*	*s"*
K	MPa	m^3/kg		kJ/kg			kJ/(kg K)	
273,16	0,0006112	0,00100022	206,175	0,000614	2501,0	2501,0	0	9,1562
275	0,0006979	0,00100012	181,775	7,76	2504,4	2496,7	0,0283	9,1074
280	0,0009909	0,0010001	130,327	28,78	2513,6	2484,8	0,1041	8,9789
285	0,0013877	0,0010004	94,711	49,75	2522,7	2473,0	0,1783	8,8561
290	0,0019181	0,0010012	69,712	70,68	2531,9	2461,2	0,2511	8,7387
295	0,0026183	0,0010022	51,935	91,59	2541,1	2449,5	0,3226	8,6265
300	0,003533	0,0010034	39,135	112,50	2550,1	2437,6	0,3928	8,5191
305	0,004713	0,0010049	29,810	133,39	2559,2	2425,8	0,4619	8,4162
310	0.006223	0,0010066	22,940	154,29	2568,3	2414,0	0,5299	8,3176
315	0.008134	0,0010085	17,826	175,18	2577,3	2402,1	0,5967	8,2231
320	0,010532	0,0010106	13,979	196,08	2586,2	2390,1	0,6625	8,1324
325	0,013512	0,0010130	11,058	216,99	2595,1	2378,1	0,7274	8,0453
330	0.01719	0,0010155	8,8203	237,91	2603,9	2366,0	0,7912	7,9616
335	0,02169	0,0010181	7,0913	258,83	2612,7	2353,9	0,8541	7,8812
340	0,02715	0,0010210	5,7438	279,77	2621,3	2341,6	0,9162	7,8038
345	0,03374	0,0010240	4,6854	300,73	2629,9	2329,2	0,9774	7,7292
350	0,04163	0,0010271	3,8480	321,70	2638,4	2316,7	1,0377	7,6574
355	0,05102	0,0010304	3,1797	342,68	2646,8	2304,2	1,0972	7,5882
360	0,06213	0,0010339	2,6453	363,69	2655,1	2291,5	1,1559	7,5215
365	0,07518	0,0010375	2,2128	384,73	2663,3	2278,5	1,2139	7,4569
370	0,09045	0,0010413	1,8615	405,79	2671,4	2265.6	1,2712	7,3946
375	0,10820	0,0010452	1,5742	426,87	2679,3	2252,4	1,3277	7,3344
380	0,12875	0,0010493	1,3379	448,00	2687,0	2239,0	1,3836	7,2760
385	0,15240	0,0010535	1,1426	496,15	2694,6	2225,4	1,4389	7,2196
390	0,17951	0,0010578	0,98026	490,34	2702,0	2211,6	1,4935	7,1647
395	0,21046	0,0010624	0,84463	511,6	2709,3	2197,7	1,5475	7,1116
400	0,24562	0,0010670	0,73083	532,9	2716,4	2183,5	1,6010	7,0599
405	0,28541	0,0010719	0,63487	554,2	2723,2	2169,0	1,6539	7,0097
410	0,3303	0,0010769	0,55358	575,6	2729,9	2154,3	1,7062	6,9608
415	0,3807	0,0010820	0,48446	597,1	2736,3	2139,2	1,7581	6,9132
420	0,4371	0,0010873	0,42539	618,6	2742,5	2123,9	1,8095	6,8668
425	0,5001	0,0010928	0,37477	640,2	2748,5	2108,3	1,8604	6,8214
430	0,5701	0,0010985	0,33119	661,8	2754,2	2092,4	1,9109	6,7772
435	0,6477	0,0011044	0,29355	683,5	2759,6	2076,1	1,9609	6,7339
440	0,7335	0,0011105	0,26092	705,3	2764,8	2059,5	2,0105	6,6915
445	0,8281	0,0011168	0,23255	727,2	2769,8	2042,6	2,0598	6,6498
450	0,9321	0,0011233	0,20779	749,2	2774,4	2025,2	2,1086	6,6091
455	1,0461	0,0011300	0,18612	771,3	2778,6	2007,3	2,1572	6,5690
460	1,1709	0,0011370	0,16710	793,5	2782,6	1989,1	2,2054	6,5297
465	1,3069	0,0011442	0,15035	815,8	2786,2	1970,4	2,2533	6,4909
470	1,4552	0,0011517	0,13557	838,2	2789,5	1951,3	2,3009	6,4527
475	1,6162	0,0011594	0,12248	860,7	2792,4	1931,7	2,3482	6,4150
480	1,7907	0,0011674	0,11087	883,4	2795,0	1911,6	2,3952	6,3778

Temperatura	Ciśnienie	Objętość właściwa		Entalpia właściwa		Ciepło parowania	Entropia właściwa	
		cieczy	pary	cieczy	pary			
T	p	v'	v''	i'	i''	r	s'	s''
K	MPa	m^3/kg		kJ/kg			kJ/(kg K)	
485	1,9796	0,0011757	0,10053	906,2	2797,2	1891,0	2,4420	6,3410

cd. tabl. 9

Temperatura	Ciśnienie	Objętość właściwa		Entalpia właściwa		Ciepło parowania	Entropia właściwa	
		cieczy	pary	cieczy	pary			
T	p	v'	v''	i'	i''	r	s'	s''
K	MPa	m^3/kg		kJ/kg			kJ/(kg K)	
490	2,1835	0,0011843	0,09131	929,1	2799,0	1869,9	2,4886	6,3047
495	2,4033	0,0011933	0,08307	952,3	2800,4	1848,1	2,5350	6,2686
500	2,6399	0,0012026	0,07569	975,5	2801,3	1825,8	2,5812	6,2328
505	2,8940	0,0012124	0,06906	999,0	2801,8	1802,8	2,6272	6,1973
510	3,1665	0,0012225	0,06310	1022,7	2108,9	1779,2	2,6732	6,1619
515	3,4583	0,0012331	0,05771	1046,5	2801,4	1754,9	2,7190	6,1267
520	3,7703	0,0012441	0,05285	1070,6	2800,4	1729,8	2,7648	6,0914
525	4,103	0,0012556	0,04845	1094,9	2798,9	1704,0	2,8105	6,0563
530	4,458	0,0012677	0,04445	1119,5	2796,9	1677,4	2,8562	6,0212
535	4,837	0,0012804	0,04081	1144,3	2794,1	1649,8	2,9019	5,9858
540	5,239	0,0012938	0,03750	1169,4	2790,8	1621,4	2,9477	5,9503
545	5,666	0,0013078	0,03449	1194,8	2786,7	1591,9	2,9936	5,9146
550	6,120	0,0013226	0,03172	1220,6	2782,0	1561,4	3,0396	5,8784
555	6,600	0,0013383	0,02919	1246,8	2776,4	1529,6	3,0858	5,8419
560	7,109	0,0013549	0,02688	1273,3	2770,0	1496,7	3,1322	5,8047
565	7,648	0,0013726	0,02473	1300,4	2762,5	1462,1	3,1789	5,7670
570	8,217	0,0013915	0,02278	1327,9	2754,3	1426,4	3,2260	5,7285
575	8,818	0,0014117	0,02096	1355,9	2744,8	1388,9	3,2736	5,6891
580	9,452	0,0014334	0,01929	1384,5	2734,1	1349,6	3,3216	5,6485
585	10,121	0,0014569	0,01773	1413,9	2722,2	1308,3	3,3702	5,6068
590	10,826	0,0014823	0,01629	1444,0	2708,8	1264,8	3,4197	5,5636
595	11,569	0,0015100	0,01496	1475,0	2693,0	1218,9	3,4701	5,5188
600	12,351	0,0015405	0,01371	1506,9	2677,1	1170,2	3,5215	5,4720
605	13,174	0,0015743	0,01254	1539,9	2658,4	1118,5	3,5743	5,4230
610	14,039	0,0016122	0,01144	1574,4	2637,3	1062,9	3,6287	5,3713
615	14,950	0,0016556	0,01041	1610,2	2613,0	1002,8	3,6847	5,3153
620	15,908	0,0017051	0,00942	1647,8	2585,5	937,7	3,7430	5,2555
625	16,916	0,0017637	0,00848	1688,2	2553,7	865,5	3,8051	5,1898
630	17,976	0,0018363	0,00755	1732,4	2515,4	783,0	3,8723	5,1152
635	19,094	0,0019323	0,00662	1782,7	2465,3	682,6	3,9484	5,0235
640	20,275	0,0020782	0,00564	1844,4	2395,9	551,5	4,0416	4,9034
645	21,523	0,0023757	0,00448	1937,8	2285,3	347,5	4,1827	4,7213
647	22,045	0,0025578	0,00379	1989,3	2201,5	212,2	4,2289	4,5882
647,27	22,115	0,003147		2095,2		0	4,4237	

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [16].

Tabl. 10. **Własności cieplne freonu (solkane) 134a**

Nazwa chemiczna	1,1,1,2 - tetrafluoroetan	
Wzór chemiczny	CF_3 - CH_2F	
Masa cząsteczkowa		102,0
Temperatura wrzenia przy ciśnieniu 1,013 bar	°C	- 26,3
Temperatura krzepnięcia przy ciśnieniu 1,013 bar	°C	- 101
Temperatura krytyczna	°C	101,1
Ciśnienie krytyczne	bar	40,6
Gęstość cieczy w – 15°C	g/cm^3	1,343
Gęstość cieczy w 30°C	g/cm^3	1,188
Ciepło parowania w – 15°C	kJ/kg	206,8
Ciepło właściwe cieczy nasyconej w 30°C	kJ/(kg K)	1,440
Ciepło właściwe pary nasyconej w 30°C	kJ/(kg K)	1,104
Stosunek ciepła właściwego przy 1,013 bar i 30°C, c_p/c_v		1,115
Palność	niepalny	

Tablicę opracowano na podstawie danych Solvay Fluor Und Derivate GMBH.

Tabl. 11. **Ciśnienia nasycenia freonu (solkane) 134a**

Temperatura	Ciśnienie nasycenia	Temperatura	Ciśnienie nasycenia
t	*p*	*t*	*p*
°C	bar	°C	bar
- 50	0,30	30	7,71
- 45	0,40	35	8,87
- 40	0,52	40	10,17
- 35	0,67	45	11,60
- 30	0,85	50	13,18
- 25	1,07	55	14,91
- 20	1,34	60	16,81
- 15	1,65	65	18,89
- 10	2,01	70	21,16
-5	2,44	75	23,62
0	2,93	80	26,31
5	3,50	85	29,24
10	4,15	90	32,42
15	4,89	95	35,89
20	5,72	100	39,70
25	6,66	101,05	40,56

Tablicę opracowano według Solvay Fluor Und Derivate GMBH.

Tabl. 12. **Własności cieplne metali**

Metal	Temperatura	Gęstość	Ciepło właściwe	Przewodność cieplna
	t	ρ	c	λ
	°C	kg/m^3	kJ/(kg K)	W/(m K)
Brąz (75% Cu, 25% Sn)	20	8660	0,343	25,94
Cyna	20	7310	0,23	59,9
Cynk	20	7140	0,385	112,1
Duraluminium (94 ÷ 96% Al, 3 ÷ 5% Cu, 0,5% Mg)	20	2800	0,883	164,5
Glin (aluminium)	20	2696	0,879	206
Miedź (czysta 99,999%)	20	8930	0,381	395,5
Miedź (czysta 99,999%)	600	8700	0,456	344,2
Miedź (99,8%)	0	8950	0,385	386
Mosiądz (70% Cu, 30% Zn)	20	8520	0,385	110,6
Nikiel	20	8900	0,457	92,4
Ołów	20	11340	0,125	34,9
Rtęć	20	13546	0,139	7,92
Srebro	20	10520	0,251	419
Stal (0,35% C, hart.)	0	7803	0,444	40,0
Stal (0,35% C, hart.)	900	7549	0,573	28,0
Stal chromowa (10% Cr)	20	7780	0,461	31,2
Stal chromoniklowa (15% Cr, 10% Ni)	20	7860	0,461	19,08
Stop Wooda	20	9700	0,146	12,8
Złoto	20	19290	0,129	310,7
Żelazo	20	7870	0,452	78,6
Żeliwo (~ 4% C)	20	7270	0,419	51,9

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [15]

Tabl. 13. **Współczynnik przewodności cieplnej wybranych materiałów niemetalicznych**

Materiał	Temperatura t	Gęstość ρ	Współczynnik przewodności cieplnej λ
	°C	kg/m^3	W/(m K)
Asfalt	0	2120	0,605
	20	2120	0,698
	30	2120	0,744
Azbest	0	383	0,112
	50	383	0,115
	100	383	0,119
Bakelit	20	1273	0,232
Bawełna	-100	81	0,044
	0	81	0,056
	20	81	0,058
	100	81	0,067
Beton			
-zupełnie suchy	20	500	0,128
	20	1000	0,233
	20	1500	0,407
	20	2000	0,663
	20	2250	0,837
-ze żwirem kamiennym	20	2000	1,279
- żużlowy	0	1200	0,524
Cegła	20	1000	0,326
	20	1200	0,384
	20	1400	0,442
	20	1600	0,523
	20	1800	0,733
	20	2000	1,233
Celuloid	30	1400	0,303
Cement związany	20	-	0,147
Drewno			
-dąb ($\perp$ do włókien)	0 ÷ 15	825	0,198 ÷ 0,209
-dąb ($\parallel$ do włókien)	12 ÷ 50	819	0,349 ÷ 0,431
-sosna ($\perp$ do włókien	0 ÷ 50	546	0,139 ÷ 0,163
-sosna ($\parallel$ do włókien)	20 ÷ 25	-	0,349 ÷ 0,722
Ebonit	20	1200	0,163
Filc	20	330	0,052
Gips	20	800	0,395
	20	1000	0,512
	20	1200	0,663
Glina (kaolin 5% wilgotności)	45	1790	0,733
Guma	0	1200	0,163
Guma porowata	20	160	0,050
Igelit	20	1390	0,151
Jedwab	20	57,6	0,036
Kauczuk	20	920 ÷ 960	0,128 ÷ 0,163
Korek, bloki	20	150	0,042
	20	200	0,048
	20	300	0,059
Korek, płyty	80	147 ÷ 198	0,042 ÷ 0,054
Linoleum	220	1180	0,186

cd. tabl. 13

Lód	0	917	2,210
	-20	920	2,442
	-50	924	2,780
Marmur	0 ÷ 90	2700 ÷ 2800	1,3 ÷ 3,49
Mur ceglany	0	1700	0,814
Mur z kamienia	-	2680	3,2
Papier twardy	20	700	0,140
	20	790	0,151
	20	1000	0,151
	20	1300	0,208
Piasek, przeciętnie	20	1500÷1800	0,930
Pierze	20	109	0,076
Płytki i kafelki okładzinowe	20	-	1,047
Płyta pilśniowa	20	400	0,055
	20	600	0,074
Polichlorek winylu	20	1200 ÷ 1500	0,163 ÷ 0,175
Polistyren	20	1050 ÷ 1200	0,128 ÷ 0,163
Porcelana	95	2400	1,035
Sklejka	0	588	0,109
	20	588	0,114
Skóra sucha	20	900 ÷ 1000	0,139 ÷ 0,163
Słoma	0	140	0,045
	20	140	0,050
Styropian	20	~18	0,042
Szkło kwarcowe	20	2200	1,338
Szkło zwykłe	20	2500	0,744
Śnieg świeży	-	200	0,105
Śnieg ubity	-	350	0,349
Śnieg topniejący	-	500	0,640
Tekstolit	20	1300 ÷ 1400	0,233 ÷ 0,337
Tkanina wełniana	20	240	0,0524
Trociny	-	250	0,093
Tynk (zaprawa wapienna)	-	1600	0,698 ÷ 0,872
Wata bawełniana	20	50	0,0431
Wata szklana	25	100	0,0326
Wełna	20	50	0,038
	20	100	0,036
	20	150	0,036
	20	200	0,038
	20	250	0,041
	20	300	0,043
	20	350	0,047
	20	400	0,050
Wełna szklana	20	50	0,037
	20	100	0,036
	20	200	0,040
	100	200	0,052
	300	200	0,105
Ziemia gliniasta (42% wilg.)	20	1960	1,49
Ziemia sucha (grunt nieurodzaj.)	25	1310	0,279
Żelazobeton	60	2200	1,548

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [3] i [12].

Tabl. 14. **Orientacyjne wartości współczynnika przenikania ciepła *k* W/(m^2 K) dla różnych przypadków przenikania ciepła**

Rodzaj wymiany ciepła	Główny opór cieplny		Typowy czynnik	Typowy aparat
	konwekcja naturalna	konwekcja wymuszona		
Ciecz - ciecz	140 ÷ 340	850 ÷ 1700	woda	wymienniki ciepła ciecz - ciecz
Ciecz - ciecz	30 ÷ 60	110 ÷ 280	olej	
Ciecz - gaz (ciśnienie atm.)	6 ÷ 17	12 ÷ 60		radiatory grzane ciepłą wodą
Ciecz wrząca - ciecz	110 ÷ 340	80 ÷ 850	woda	chłodnice solanki
Ciecz wrząca - ciecz	28 ÷ 110	140 ÷ 340	olej	
Gaz (ciśn. atm.) - ciecz	6 ÷ 17	12 ÷ 57		chłodnice powietrza, ekonomizery
Gaz (ciśn. atm.) - gaz	3 ÷ 12	12 ÷ 34		przegrzewacze pary
Gaz (ciśn. atm.) - wrząca ciecz	6 ÷ 17	12 ÷ 57		kotły parowe
Kondensująca para - ciecz	280 ÷ 1100	850 ÷ 4500	para wodna	podgrzewacze cieczy i kondensatory
Kondensująca para - ciecz	57 ÷ 170	110 ÷ 340	para organiczna	
Kondensująca para - ciecz	230 ÷ 450	340 ÷ 1700	olej para - woda	
Kondensująca para - ciecz		85 ÷ 1700	mieszanina parowo - gazowa	
Kondensująca para - gaz	6 ÷ 17	33 ÷ 90		rury parowe na powietrzu, podgrzewacze powietrza
Kondensująca para - wrząca ciecz	220 ÷ 570			wyparki dające osad
Kondensująca para - wrząca ciecz	1700 ÷ 4500		para - woda	
Kondensująca para - wrząca ciecz	280 ÷ 850		para - olej	
Kondensująca para - wrząca ciecz		280 ÷ 2200	para organiczna - woda	rury parowe z koszulką

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [5].

Tabl. 15. **Własności fizyczne niektórych ciekłych produktów spożywczych**

Nazwa produktu	Tem-peratu-ra	Gęstość	Ciepło właściwe	Współczynnik przewodzenia ciepła	Współczynnik wyrównywania temperatury	Lepkość kinema-tyczna	Liczba Prandtla
	t	ρ	c	λ	$a \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^6$	Pr
	°C	kg/m^3	kJ/(kg K)	W/(m K)	m^2/s	m^2/s	
Miód	20	1354	2,428	0,344	0,1056	-	-
Mleko	15	1031	3,936	0,495	0,1222	1,754	14,4
Mleko odtłuszczone	15	1036	3,957	0,547	0,1139	1,680	14,75
Syrop skrobiowy	20	1430	2,700	0,394	0,1019	-	-
Masło śmietankowe	15	930	2,21	0,201	0,098	-	-
Maślanka	15	1032	3,936	0,454	0,1139	1,615	14,2
Mleko skonden-sowane z cukrem	-	1280	2,261	0,267	0,0925	973	10500
Mleko skondenso-wane odtłuszczone	-	1100	2,889	0,316	0,0972	446	4590
Śmietanka (słodka) 25% tłuszczu	15	1010	4,639	0,361	0,0772	8,01	103
Śmietanka (słodka) 35% tłuszczu	15	997	3,726	0,349	0,0939	-	-
Śmietana kwaśna	20	1070	3,182	0,349	0,1022	-	-
Serwatka	15	1027	4,082	0,541	0,1278	1,611	12,6

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [1]

Tabl. 16. **Własności fizyczne produktów cukierniczych i piekarniczych**

Nazwa produktu	Temperatura	Gęstość	Ciepło właściwe	Współczynnik przewodzenia ciepła	Współczynnik wyrównywania temperatury
	t	ρ	c	λ	$a \cdot 10^6$
	°C	kg/m^3	kJ/(kg K)	W/(m K)	m^2/s
Mąka	- 5 ÷ 40	762	0,408 ÷ 0,469	0,444 ÷ 0,535	8,833 ÷ 0,0956
Ciasto pszenne wilgotność = 41%	65	629	1,181	0,779	0,1917
Ciasto żytnie wilgotność = 55%	55	718	1,465	0,840	0,1875
Ciasto na herbatniki	15 ÷ 40	1280	1,227	0,701	0,1050
Ciasto na andruty	15 ÷ 60	1100	1,717	0,989	0,1228
Sucharki	15 ÷ 35	553	0,444	0,665 – 0,0008 t	0,0931 + 0,0001 t
Herbatniki	25 ÷ 85	705	0,461	0,698 – 0,0034 t	0,0625 + 0,0007 t
Andrut	15 ÷ 35	164	0,193 + 0,0063 t	0,407 + 0,0004 t	0,2139 – 0,0008 t
Cukier	5 ÷ 35	1590	0,553 – 0,0013 t	0,372 + 0,0035 t	0,1375 – 0,0003 t
Miód	5 ÷ 35	1442 – 0,4 t	1,214 + 0,0031 t	0,628 + 0,0041 t	0,1194 – 0,0009 t
Masło kakaowe	10	927	1,047	0,698	0,1944
Kakao w proszku	-	857	0,649	0,526	0,1115
Czekolada	10	1270	0,879	0,465	0,1139
Czekolada	70	1240	0,963	0,442	0,1361

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [1]

Tabl. 17. **Własności fizyczne niektórych produktów spożywczych**

Nazwa produktu	Temperatura	Gęstość	Ciepło właściwe	Współczynnik przewodzenia ciepła	Współczynnik wyrównywania temperatury
	t	ρ	c	λ	$a \cdot 10^6$
	°C	kg/m^3	kJ/(kg K)	W/(m K)	m^2/s
Masło śmietankowe	15	930	2,206	0,278	0,0981
Tłuszcz z mleka	15	920	1,968	0,233	0,0933
Mąka	15	762	1,708	0,169	0,0939
Cukier	15	878	1,407	0,218	0,1281
Mleko w proszku odtłuszczone	-	570	1,717	0,169	0,1253
Serwatka w proszku	-	500	1,800	0,180	0,1444
Ser tłusty	-	1080	2,428	0,481	0,1331
Twaróg tłusty	-	1060	3,266	0,594	0,1242

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [1]

Tabl. 18. **Ciepło właściwe surowców spożywczych, półproduktów i chleba**

Nazwy produktów i półproduktów	Wilgoć	Ciepło właściwe suchej substancji	Ciepło właściwe substancji w stanie nie zamrożonym	Ciepło właściwe substancji w stanie zamrożonym
	w	c	c	c
	%	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)
Drożdże prasowane	75	1,549	3,517	1,968
Margaryna	15 ÷ 16,5	1,717	2,093 ÷ 2,135	1,758 ÷ 1,800
Łój topiony	14 ÷ 14,5	1,884	2,219 ÷ 2,261	1,633 ÷ 1,675
Olej roślinny	0	1,968	1,968	1,968
Mąka żytnia	14,5	1,424	1,842	1,507
Mąka pszenna	14,5	1,507	1,884	1,591
Słód	8 ÷ 10	1,214	1,465 ÷ 1,507	1,298
Sól kamienna	0 ÷ 0,15	0,879	0,879	0,879
Cukier krystaliczny	0,15	1,172	1,172	1,172
Syrop skrobiowy	22,1	2,010	2,470	2,052
Mleko pełne (4,3% tłuszczu)	86	2,093	3,396	2,093
Jajka	1,5	3,098	3,140	3,098
Suchary żytnie	8 ÷ 12	1,507	1,717 ÷1,842	1,507 ÷ 1,591
Suchary pszenne	5 ÷ 8	1,549	1,675 ÷1,758	1,591 ÷ 1,633
Ciasto z mąki żytniej	51	1,424	2,847	1,800
Ciasto z mąki pszennej	45	1,507	2,721	1,758
Chleb żytni	49 ÷ 51	1,424	2,763 ÷ 2,847	4,187
Chleb pszenny	40 ÷ 43	1,507	1,090 ÷ 2,680	1,717 ÷ 1,758

Tablicę opracowano na podstawie danych zaczerpniętych z [1]

Wartości wybranych stałych

Przyspieszenie ziemskie - wartość standardowa

g_u = 9,80665 m/s^2

Molowa objętość właściwa gazów doskonałych i półdoskonałych

(Mv_u) = 22,71 um^3/kmol

Parametry warunków umownych SI

p_u = 0,1 MPa, T_u = 273,15 K

Uniwersalna stała gazowa

(MR) = 8314,29 J/(kmol K)

Przeliczanie jednostek miar różnych wielkości

Temperatura

T [K] = t [°C] + 273,15

Siła

1 kG = 9,807 N

Ciśnienie

1 at = 98070 N/m^2

1 atm = 101300 N/m^2

1 bar = 10^5 N/m^2

1 Tr = 133,3 N/m^2

Energia

1 kcal$_{IT}$ = 4186,8 J

1 kWh = 3,6 · 10^6 J

Gęstość strumienia energii

1 kcal/(m^2 h) = 1,163 W/m^2

Współczynnik przewodzenia ciepła

1 kcal/(m h °C) = 1,163 W/(m K)

Współczynnik wnikania ciepła, współczynnik przenikania ciepła

1 kcal/(m^2 h °C) = 1,163 W/(m^2 K)

SKŁAD I ŁAMANIE
Leszek Malinowski

KOREKTOR
Małgorzata Augustynowicz

WYDAWNICTWO AKADEMII ROLNICZEJ W SZCZECINIE

Wydanie I. Nakład 300egz. Ark. wyd. 6,5. Papier drukowy kl. III, format B5.
Oddano do druku w czerwcu 1997 r. Druk ukończono w lipcu 1997 r.
Zamówienie AR-4249/62/97

Wykonano w Dziale Poligrafii Akademii Rolniczej w Szczecinie