

Rozdział 15

1. II zasada termodynamiki w ujęciu objętości kontrolnej

1.1. Zasada wzrostu entropii dla układów otwartych z uwzględnieniem otoczenia

1.2. II zasada termodynamiki dla układów otwartych stacjonarnych o ustalonym przepływie (USUP)

2. Podejście masy kontrolnej w układach otwartych stacjonarnych o ustalonym przepływie (USUP)

2.1. Praca techniczna w układach SUP w ujęciu masy kontrolnej

3. Przykłady procesów izentropowych w układach SUP

3.1. Turbina parowa

3.2. Dysza

3.3. Sprężarka w urządzeniu chłodniczym

3.4. Sprężarka powietrza

3.5. Pompa wody

4. Wydajność rzeczywistych urządzeń przepływowych typu SUP

4.1. Przykłady

4.1.1. Turbina parowa

4.1.2. Turbina gazowa

4.1.3. Sprężarka powietrza

1. II zasada termodynamiki w ujęciu objętości kontrolnej

Ujęcie masy kontrolnej stosuje się najczęściej do układów zamkniętych. Oślonę kontrolną przenikać mogą strumienie energii w postaci ciepła i pracy:

$$\dot{Q} = \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\delta Q}{\delta t} \quad \text{ i } \quad \dot{W} = \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\delta W}{\delta t}.$$

Razem z ciepłem do układu wpływa (lub z niego wypływa) entropia. Stąd, w ujęciu masy kontrolnej mamy:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad \text{ I zasada termodynamiki, ujęcie masy kontrolnej}$$

$$\frac{dS}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{\text{gen}} \quad \text{ II zasada termodynamiki, ujęcie masy kontrolnej}$$

Ujęcie objętości kontrolnej stosuje się do układów otwartych. Oprócz ciepła i pracy oślonę kontrolną w układzie otwartym przenikać mogą także strumienie masy:

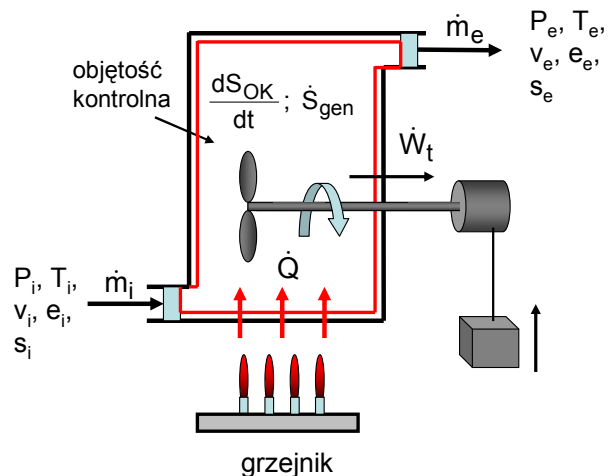
$$\dot{m}_{i(e)} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta m_{i(e)}}{\Delta t} \quad \text{ na wlocie (inlet) i wylocie (exit) z układu}$$

które wnoszą do objętości kontrolnej oprócz masy także energię, pracę objętościową (przetłaczania czyli napelniania i/lub opróżniania) i entropię.

Jeśli uwzględnimy tylko jeden wlot i wylot, tak jak na Rys. 15.1, otrzymamy prawo zachowania masy dla układu otwartego:

$$\frac{dm_{\text{ok}}}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_e.$$

Rys. 15.1. Układ otwarty przepływowy o jednym wlocie i jednym wylocie.



Bilans energii będzie miał postać:

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

i stanowi on prawo zachowania energii czyli I zasadę termodynamiki dla układu otwartego.

Doliczając pracę przetłaczania do energii wewnętrznej otrzymamy entalpię; przy okazji dostajemy inną formę I zasady termodynamiki dla układu otwartego:

$$\frac{dE_{ok}}{dt} = \dot{Q}_{ok} - \dot{W}_t + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{1}{2} c_i^2 + gZ_i \right) - \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} c_e^2 + gZ_e \right). \quad (1)$$

Równanie dla entropii (II zasada) w ujęciu objętości kontrolnej trzeba poprawić tak, by uwzględnić entropię wpływającą do i wypływającą z układu razem z odpowiednim strumieniem masy:

$$\frac{dS_{ok}}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}_{ok}}{T} + \dot{m}_i s_i - \dot{m}_e s_e + \dot{S}_{gen}. \quad (2)$$

Zauważmy, że entropię do układu wnosi strumień ciepła i masy. Praca nie wnosi entropii do układu. Sumowanie pozwala uwzględnić lokalną temperaturę T dla różnych strumieni ciepła wpływających do objętości kontrolnej OK.

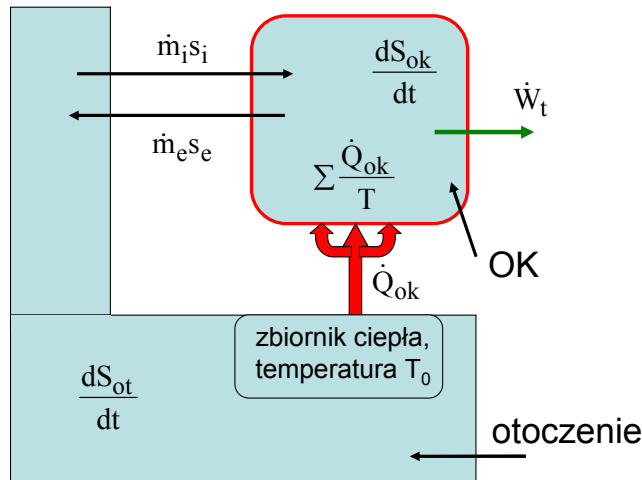
1.1. Zasada wzrostu entropii dla układów otwartych z uwzględnieniem otoczenia

Rozważmy układ otwarty oddziałujący z otoczeniem, tak jak pokazano to na Rys. 15.2.

Ze wzoru (2) na zmianę entropii w objętości kontrolnej możemy ustalić zmianę entropii otoczenia:

$$\frac{dS_{ot}}{dt} = \dot{m}_e s_e - \dot{m}_i s_i - \frac{\dot{Q}_{ok}}{T_0} \quad (3)$$

gdzie uwzględniliśmy, że całe ciepło $\dot{Q}_{ok}$ wypływa z otoczenia o stałej temperaturze T_0 (przez umieszczenie w otoczeniu zbiornika ciepła o temperaturze T_0)



Rys. 15.2. Układ otwarty i otoczenie. Układ ma jeden wlot i jeden wylot. Oprócz strumieni masy układ wymienia z otoczeniem ciepło (zbiornik ciepła o temperaturze T_0).

Dla układu otwartego i otoczenia razem, potraktowanych jako układ izolowany, mamy, po dodaniu (2) i (3):

$$\frac{dS_{calk}}{dt} = \frac{dS_{ok}}{dt} + \frac{dS_{ot}}{dt} = \sum_{ok} \frac{\dot{Q}_{ok}}{T} - \frac{\dot{Q}_{ok}}{T_0} + \dot{S}_{gen} = \sum \dot{S}_{gen} \geq 0. \quad (4)$$

A zatem procesy przebiegające w układzie otwartym albo nie zmieniają entropii całkowitej układu i otoczenia, albo powodują jej wzrost (zasada wzrostu entropii).

Używając równania (4) można ocenić, czy rozpatrywane procesy są zgodne z II zasadą termodynamiki. Dla przykładu, rozpatrując proces SUP, musimy uwzględnić, że pierwszy wyraz, dS_{ok}/dt jest równy zeru. Cała zmiana entropii dla procesów tego typu jest związana z nieodwracalnością w otoczeniu. Z kolei dla procesów układzie czeSUP (układ częściowo stacjonarny, np. napełniany lub opróżniany zbiornik) scałkowanie równania (4) da:

$$\Delta S_{\text{calk}} = \Delta S_{\text{ok}} + \Delta S_{\text{ot}}$$

gdzie wyraz dla objętości kontrolnej, ΔS_{ok} , będzie równy:

$$\Delta S_{\text{ok}} = (m_2 s_2 - m_1 s_1)$$

a dla otoczenia, ΔS_{ot} , będzie równy:

$$\Delta S_{\text{ot}} = \frac{-\dot{Q}_{\text{ok}}}{T_0} + m_e s_e - m_i s_i$$

i wkład do generacji entropii wskutek nieodwracalności wnoszą i układ (czeSUP) i otoczenie.

1.2. II zasada termodynamiki dla układów otwartych stacjonarnych o ustalonym przepływie (USUP)

Dla układów stacjonarnych o ustalonym przepływie (USUPy) mamy:

$$\begin{aligned} \frac{dm_{\text{ok}}}{dt} = 0 &\Rightarrow \dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m} \\ \frac{dE_{\text{ok}}}{dt} = 0 &\Rightarrow h_i + \frac{c_i^2}{2} + gZ_i + q = h_e + \frac{c_e^2}{2} + gZ_e + w_t. \end{aligned} \quad (5a)$$

Równanie dla entropii (II zasada) w ujęciu objętości kontrolnej dla układów stacjonarnych o ustalonym przepływie po uwzględnieniu warunku:

$$\frac{dS_{\text{ok}}}{dt} = 0$$

przyjmie postać:

$$\dot{m}(s_e - s_i) = \sum \frac{\dot{Q}_{\text{ok}}}{T} + \dot{S}_{\text{gen}}. \quad (5b)$$

Równania (5a) i (5b) formalnie przypominają sytuację, gdy „śledzimy” drogę pewnej porcji masy wchodzącej do układu, przechodzącej określone przemiany (pobieranie i oddawanie ciepła itd.) i w końcu opuszczającej układ. Stan masy na wejściu to stan początkowy (i), stan na wyjściu to stan końcowy (e). Stanowi to podstawę do użycia podejścia masy kontrolnej.

2. Podejście masy kontrolnej w układach otwartych stacjonarnych o ustalonym przepływie (USUP)

Przypomnijmy dwa możliwe podejścia do układów otwartych SUP:

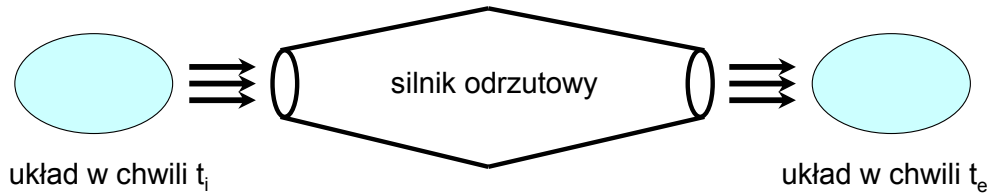


Rys. 15.3. Układ otwarty w ujęciu objętości kontrolnej.

Na Rys. 15.3 pokazujemy układ otwarty w ujęciu objętości kontrolnej. Układ jest tutaj tożsamy z urządzeniem. Do objętości kontrolnej (czyli do urządzenia), w tym samym czasie Δt

wpływa wlotem masa Δm_i i jednocześnie wylotem wypływa masa Δm_e . Wraz z masami tymi do objętości kontrolnej wpływa energia E , składająca się z energii wewnętrznej U , energii kinetycznej i potencjalnej, praca przetłaczania (napełniania i opróżniania) wpływa ciepło i wypływa praca, zgodnie ze wzorem (1).

Drugi bilans to bilans entropii, zgodnie ze wzorem (2).



Rys. 15.4. Układ otwarty w ujęciu masy kontrolnej.

W drugim ujęciu, masy kontrolnej, układ stanowi pewna masa czynnika, która w chwili czasu t_i znajduje się tuż przed wlotem, a po pewnym czasie, po przejściu przez urządzenie (w tym wypadku silnik odrzutowy), w chwili czasu t_e , opuszcza urządzenie wylotem.

Układ (czynnik) podlega przemianom od wejścia (stan i) do wyjścia (stan e). Taką wiedzę często można wykorzystać do dokładniejszego opisu działania układu otwartego. W szczególności równania bilansowe, odpowiadające I i II zasadzie termodynamiki, będą miały postać równań dla masy kontrolnej:

2.1. Praca techniczna w układach SUP w ujęciu masy kontrolnej

Dla układów SUP o jednym wlocie i wylocie I i II zasada termodynamiki przyjmują postać:

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

$$\dot{m}(s_e - s_i) = \sum \frac{\dot{Q}_{ok}}{T} + \dot{S}_{gen}.$$

Rozważymy dwa rodzaje przepływu; odwracalny adiabatyczny i odwracalny izotermiczny. Chemy otrzymać wzory na pracę techniczną w , w układzie otwartym przepływowym. Dla procesu odwracalnego adiabatycznego (izentropowego)

$$s_e = s_i.$$

Z równania Gibbsa, po przyrównaniu do zera (nie ma wymiany ciepła):

$$Tds = dh - v dP = 0$$

mamy:

$$dh = v dP \quad \text{ i } \quad h_e - h_i = \int_i^e v dP.$$

Po podstawieniu do I zasady:

$$w = h_i - h_e + \frac{c_i^2 - c_e^2}{2} + g(Z_i - Z_e) = - \int_i^e v dP + \frac{c_i^2 - c_e^2}{2} + g(Z_i - Z_e). \quad (6)$$

Jeśli przepływ jest odwracalny izotermiczny, II zasada przyjmuje postać:

$$\dot{m}(s_e - s_i) = \frac{1}{T} \sum_{ok} \dot{Q}_{ok} = \frac{\dot{Q}_{ok}}{T}$$

lub:

$$T(s_e - s_i) = \frac{\dot{Q}_{ok}}{\dot{m}} = \frac{\delta Q}{\delta t} \frac{\delta t}{\delta m} = \frac{\delta Q}{\delta m} = q.$$

Z równania Gibbsa, $TdS = dh - vdP$, po scałkowaniu otrzymujemy:

$$T(s_e - s_i) = h_e - h_i - \int_i^e vdP = q.$$

Wyrażone w ten sposób ciepło q (dodane do objętości kontrolnej na 1 kg wpływającego czynnika), podstawiamy do wyrażenia na pracę w wyliczoną z I zasady:

$$w = h_i - h_e + \frac{c_i^2 - c_e^2}{2} + g(Z_i - Z_e) + q = -\int_i^e vdP + \frac{c_i^2 - c_e^2}{2} + g(Z_i - Z_e)$$

otrzymując ten sam wynik jak dla przemiany izentropowej (4):

$$w = -\int_i^e vdP + \frac{c_i^2 - c_e^2}{2} + g(Z_i - Z_e). \quad (7)$$

Warto zwrócić uwagę, że dla odwracalnego stacjonarnego ustalonego przepływu nieściśliwego płynu, dla którego praca w jest zero (dysza, dyfuzor) i:

$$\int_i^e vdP = v(P_e - P_i)$$

równanie (5) ma postać:

$$v(P_e - P_i) + \frac{c_e^2 - c_i^2}{2} + g(Z_e - Z_i) = 0,$$

znaną jako równanie Bernoulliego.

Równanie (7):

$$w = -\int_i^e vdP + \frac{c_i^2 - c_e^2}{2} + g(Z_i - Z_e)$$

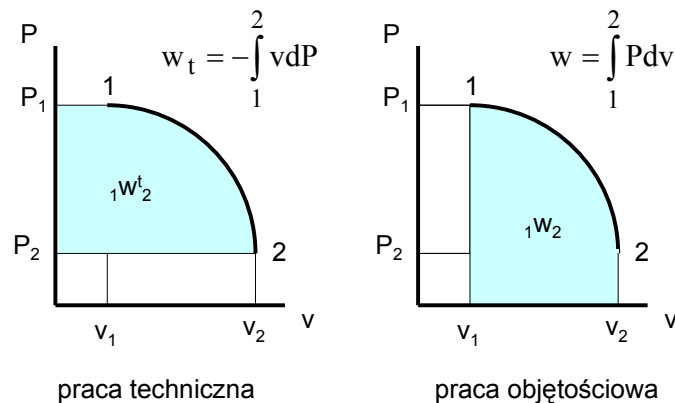
często stosuje się do urządzeń przepływowych, dla których zmiany energii kinetycznej i potencjalnej są małe. Mamy wówczas, dla pracy technicznej:

$$w_t = -\int_i^e vdP \quad (8)$$

w przeciwieństwie do pracy objętościowej:

$$w = \int_i^e Pdv. \quad (9)$$

Porównanie obu całek wskazuje na ich interpretację, pokazaną na rysunku 15.5.

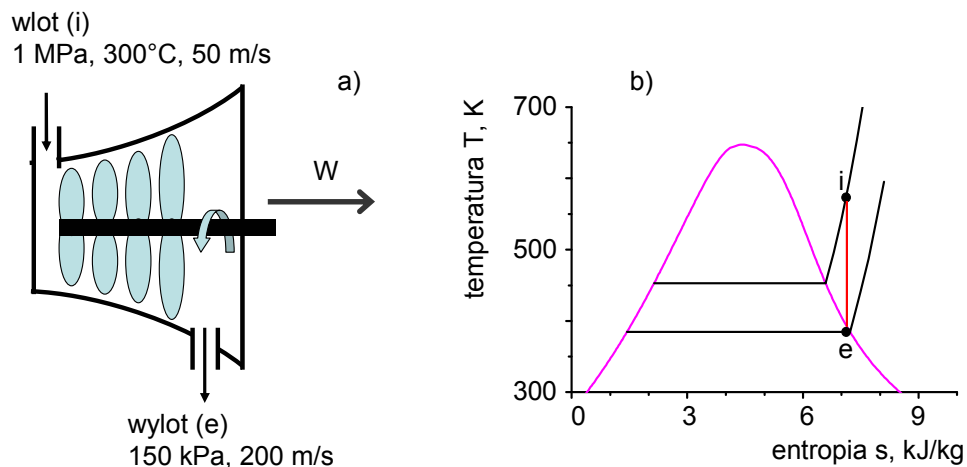


Rys. 15.5. Praca objętościowa i praca techniczna wyrażone są przez odpowiednie całki, równe zaznaczonym kolorem polom pod krzywymi przemiany prowadzącej ze stanu 1 do stanu 2.

3. Przykłady procesów izentropowych w układach SUP

3.1. Turbina parowa

Na Rys. 15.6 pokazano turbinę parową (15.6.a) i przemianę, jakiej podlega porcja pary od wlotu i do wylotu e.



Rys. 15.6. Turbina parowa (a) i przemiana pary (b) w trakcie przejścia od wlotu do wylotu na diagramie T,s. Zakładamy, że proces jest adiabatyczny i odwracalny (pionowa czerwona kreska łącząca stany i i e)

Zadanie 1.

Para techniczna o temperaturze 300°C wpływa do turbiny pokazanej na Rys. 15.6 pod ciśnieniem 1 MPa, z prędkością 50 m/s.

Para opuszcza turbinę pod ciśnieniem 150 kPa z prędkością 200 m/s.

Oblicz pracę wykonywaną przez turbinę na 1 kg pary, zakładając, że proces jest adiabatyczny i odwracalny (izentropowy).

Analiza:

Korzystamy z następujących równań:

1. Ciągłość masy: $\dot{m}_e = \dot{m}_i = \dot{m}$

2. I zasada:

$$h_i + \frac{c_i^2}{2} = h_e + \frac{c_e^2}{2} + w$$

$$j_1 = j_2 + w$$

3. II zasada: $s_e = s_i$.

Objętość kontrolna: turbina; proces: SUP (stacjonarny, ustalony przepływ); stany: wejściowy (i) ustalony (1MPa, 300°C, 50m/s); wyjściowy (e) $P_e = 150 \text{ kPa}$, $c_e = 200 \text{ m/s}$.

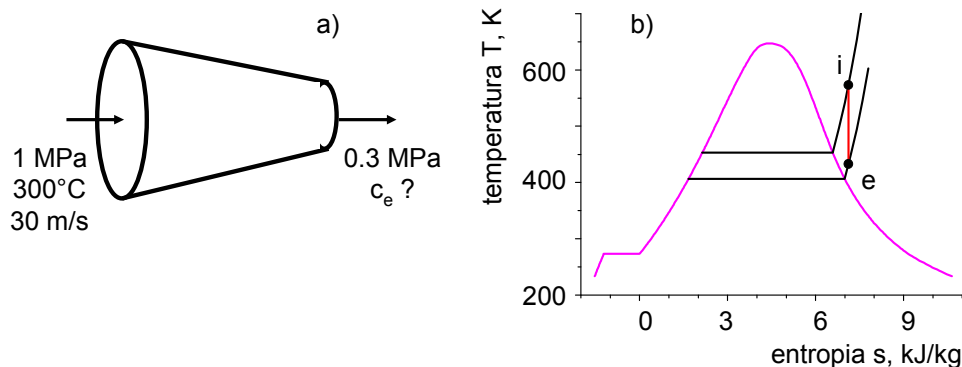
Rozwiązanie:

Wprowadzamy dane do programu TEST, model PC: stan i, 1 MPa, 300°C, $vel1=50\text{m/s}$. Wyliczamy. Wprowadzamy stan e: 150kPa, $s2=s1$, $vel2=200\text{m/s}$. Wyliczamy. Wychodzi para wilgotna, $x=0.983$. W panelu I/O wyliczamy $w=h1+vel1^2/2000-h2-vel2^2/2=377.7\text{kJ/kg}$. Można też skorzystać z entalpii spiętrzenia i wyliczyć bezpośrednio: $w=j2-j1=377.7\text{kJ/kg}$

3.2. Dysza

Dysza jest układem typu SUP, który pozwala z silnie sprężonego czynnika o niewielkiej prędkości uzyskać czynnik o niższym ciśnieniu ale o wyższej prędkości. Działanie dyfuzora jest odwrotne. Rozpatrujemy dyszę działającą izentropowo (adiabatycznie i odwracalnie).

Przykład dyszy pokazano na Rys. 15.7.



Rys. 15.7. Dysza (a) i przemiana czynnika w dyszy na diagramie T,s (b). Zakładamy, że proces jest adiabatyczny i odwracalny (pionowa czerwona kreska łącząca stany i i e)

Zadanie 2.

Wiedząc, że ciśnienie pary na wejściu dyszy wynosi 1 MPa, temperatura 300°C, prędkość 30 m/s należy obliczyć prędkość pary na wyjściu wiedząc, że ciśnienie pary na wylocie wynosi 0,3 MPa i przyjmując, że proces rozprężania pary w dyszy jest procesem izentropowym.

Analiza:

Objętość kontrolna: dysza; proces: SUP (stacjonarny, ustalony przepływ); stany: wejściowy (i) ustalony (1MPa, 300°C, 30m/s), wyjściowy (e) $P_e = 0.3 \text{ MPa}$, $c_e = ? \text{ m/s}$

Korzystamy z równania ciągłości masy: $\dot{m}_e = \dot{m}_i = \dot{m}$ oraz z:

$$h_i + \frac{c_i^2}{2} = h_e + \frac{c_e^2}{2} \quad \text{I zasada z entalpiami lub entalpiami spiętrzenia (właściwymi),}$$

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e$$

$$s_e = s_i \quad \text{II zasada termodynamiki.}$$

Rozwiązanie:

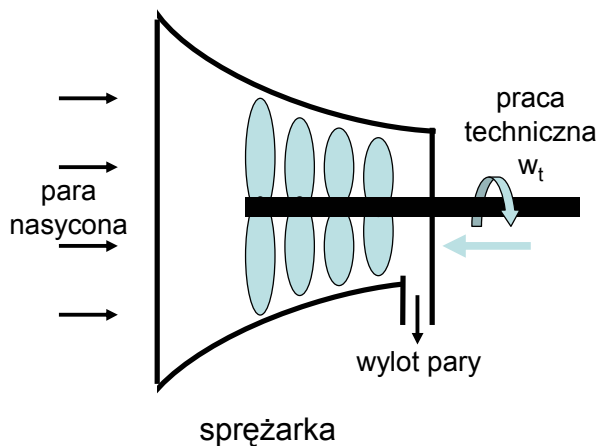
Wprowadzamy dane do programu TEST, model PC: stan i, 1 MPa, 300°C, $vel_1=30\text{m/s}$. Wyliczamy. Wprowadzamy stan e: 0.3MPa, $s_2=s_1$, $j_1=j_2$. Wyliczamy. Wychodzi para przegrzana. W okienku vel_2 szczytujemy prędkość $vel_2=ce=735.5\text{m/s}$. Można też wyliczyć w panelu I/O; $vel_2=\sqrt{2000(j_1-h_2)}=735.5\text{ m/s}$.

3.3. Sprężarka w urządzeniu chłodniczym

Celem sprężarki może być osiągnięcie wyższego ciśnienia czynnika termodynamicznego lub/i wyższej temperatury, w zależności od układu, w którym dana sprężarka pracuje. Celem sprężarki współpracującej z turbiną chcemy osiągnąć jak najwyższą entalpię gazu (wysokie ciśnienie i wysoka temperatura) a celem sprężarki wchodzącej w skład chłodziarki sprężarkowej, wysoka temperatura gazu umożliwiającą przekazanie ciepła do źródła ciepła o względnie wysokiej temperaturze.

Zadanie 3.

W specyfikacji sprężarki działającej w urządzeniu chłodniczym pokazanej na Rys. 15.8 podano, że spręża ona parę nasyconą czynnika R-134a o temperaturze -20°C do ciśnienia 1 MPa, 40°C . Proces przebiega adiabatycznie.



Rys. 15.8. Sprężarka w urządzeniu chłodniczym.

Czy proces sprężania R-134a w tej chłodziarce jest zgodny z II zasadą termodynamiki?

Analiza:

Biorąc pod uwagę możliwość generacji entropii wewnątrz objętości kontrolnej (nieunikniona nieodwracalność realnych procesów) mamy:

$$\dot{m}(s_e - s_i) = \dot{S}_{\text{gen}} \Rightarrow s_e \geq s_i.$$

Rozwiązanie:

Wprowadzamy dane do programu TEST, model PC: stan i, $x = 1$, -20°C . Wyliczamy. $s_1=s_i=0.9404\text{kJ/kg}$. Wprowadzamy stan e: 1MPa, 40°C . Wyliczamy. Entropia czynnika w tym stanie $s_2=s_e$ ma wartość 0.91562. Otrzymujemy $s_e < s_i$. Proces nie przebiega zgodnie z II zasadą termodynamiki.

3.4. Sprężarka powietrza

Zadanie 4.

Sprężarka powietrza spręża powietrze z otoczenia, 100 kPa, 300 K do ciśnienia 450 kPa. Zakładamy, że proces jest a) odwracalny i adiabatyczny (izentropowy); b) odwracalny i izotermiczny.

Oblicz pracę wykonaną przez sprężarkę na kg powietrza.

Analiza:

Korzystamy z równania ciągłości masy: $\dot{m}_e = \dot{m}_i = \dot{m}$, które pozwala skorzystać z równań wynikających z I i II zasady w następującej formie:

$$h_i + q = h_e + w \quad \text{I zasada}$$

i dla a):

$$s_e = s_i \quad \text{II zasada, } q = 0 \text{ (proces adiabatyczny)}$$

dla b):

$$T_e = T_i \quad \text{i} \quad q = u_e - u_i$$

Zauważmy, że konieczne wyprowadzenie ciepła z układu obniży entropię stanu końcowego – nawet dla procesu odwracalnego wewnętrznie.

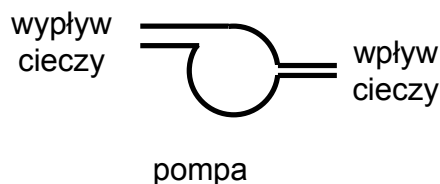
Rozwiązanie:

Wprowadzamy dane do programu TEST, model IG: stan i, 100kPa, 300K. Wyliczamy. Wprowadzamy stan e dla przypadku a): 450kPa, $s_2=s_1$. Wyliczamy. W panelu I/O wyliczamy $w=h_1-h_2=-161.5\text{kJ}$. Wprowadzamy stan e dla przypadku b), oznaczając go jako stan 3: $P_3=450\text{kPa}$, $T_3=300\text{K}$. W panelu I/O wyliczamy $w = h_1-h_3+u_2-u_1=-115.9\text{kJ}$. Sprawdzamy entropię; $s_3-s_1=-0.43\text{kJ/kg}$.

Warto zauważyć, że w przypadku b) praca wykonana przez sprężarkę jest mniejsza niż w przypadku a). Maleje także entropia pomimo odwracalności wewnętrznej procesu sprężania; jest to skutek odprowadzania z układu ciepła.

3.5. Pompa wody

Celem pompy jest podniesienie ciśnienia przepompowywanej cieczy przy użyciu zewnętrznej pracy technicznej.



Rys. 15.9. Pompa wody.

Zadanie 5.

Oblicz pracę wykonaną przez pompę wodną na izentropowe przepompowanie 1 kg wody. Ciśnienie i temperatura wody na wejściu pompy wynoszą 100 kPa, 30°C, na wyjściu 5 MPa.

Rozwiązanie:

Korzystamy z tych samych równań jak w przypadku sprężarek.

Wprowadzamy dane do programu TEST, model PC (chłodna ciecz): stan i, 100kPa, 30°C. Wyliczamy. Wprowadzamy stan e: 5MPa, s₂=s₁. Wyliczamy. W panelu I/O wyliczamy $w = h_1 - h_2 = -4.92 \text{ kJ/kg}$

Minusa należało się spodziewać; pompa podobnie jak sprężarka nie wytwarza pracy lecz ją zużywa.

Otrzymamy ten sam wynik z wyrażenia na pracę techniczną:

$$w_t = - \int_i^e v dP.$$

Ze względu na nieściśliwość wody, v można wynieść przed całkę. Mamy wówczas:

$$w_t = -v(P_e - P_i) = -0.001004 \text{ m}^3/\text{kg} (5000 - 100) \text{ kPa} = -4.92 \text{ kJ/kg}.$$

Dokładniejsza wartość v , potrzebna do uzyskania zgodności z poprzednimi obliczeniami, została wzięta z tablic termodynamicznych.

4. Wydajność rzeczywistych urządzeń przepływowych typu SUP

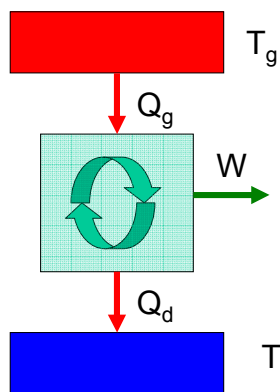
Wydajność odwracalnego silnika cieplnego pracującego w obiegu zamkniętym:

$$\eta = \frac{W}{Q_g} = \frac{Q_g - Q_d}{Q_g} = 1 - \frac{Q_d}{Q_g} = 1 - \frac{T_d}{T_g}$$

z I zasady z II zasady

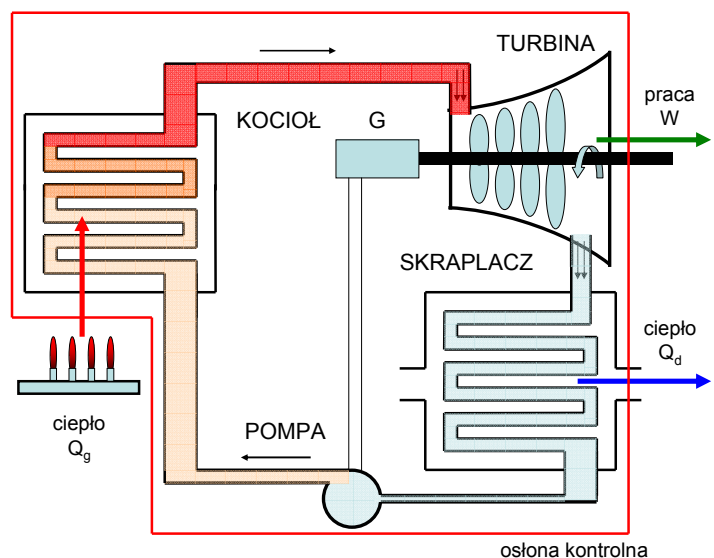
gdzie $Q_d = S_d \cdot T_d$ i $Q_g = S_g \cdot T_g$, przy czym $S_g = S_d$ (II zasada termodynamiki).

Realizacją silnika cieplnego pracującego w obiegu zamkniętym jest np. siłownia parowa. Pomimo, że składa się ona z urządzeń przepływowych, pracuje ona, efektywnie, w obiegu zamkniętym, wymieniając z otoczeniem ciepło i pracę.



Rys. 15.10. a) Odwracalny silnik cieplny pracujący w obiegu zamkniętym.

b) siłownia parowa jako silnik cieplny



Jak wiadomo, nieodwracalność obniża wydajność silnika cieplnego. W przypadku układu złożonego, jak siłownia parowa, można zadać pytanie, który element siłowni i w jakim stopniu odpowiada za obniżenie wydajności całego układu?

By odpowiedzieć na to pytanie, należy rozszerzyć pojęcie wydajności silnika cieplnego pracującego w obiegu zamkniętym, na urządzenie otwarte, przepływowe, w którym realizowany jest proces (przemiana) a nie zamknięty obieg.

W tym celu porównujemy pracę w rzeczywistym procesie w_{rzecz} , z pracą w procesie idealnym, np. w_s (gdy proces rzeczywisty jest adiabatyczny, bez wymiany ciepła z otoczeniem) lub w_t , gdy proces rzeczywisty jest izotermiczny.

$$\eta = \frac{w_{rzecz}}{w_s(w_t)} \quad (10a)$$

Wydajność rzeczywistego urządzenia definiujemy poprzez stosunek pracy wytwarzanej przez to urządzenie do pracy, którą wytwarzałoby to urządzenie, gdyby proces termodynamiczny zachodzący w urządzeniu był idealny.

Proces idealny to proces przebiegający:

- 1) odwracalnie (bez generacji entropii przez nieodwracalność w układzie) i
- 2) realizujący wszystkie założenia wyjściowe (adiabatyczny, izotermiczny, osiągający założone wartości wybranych parametrów, jak np. ciśnienie końcowe itd.).

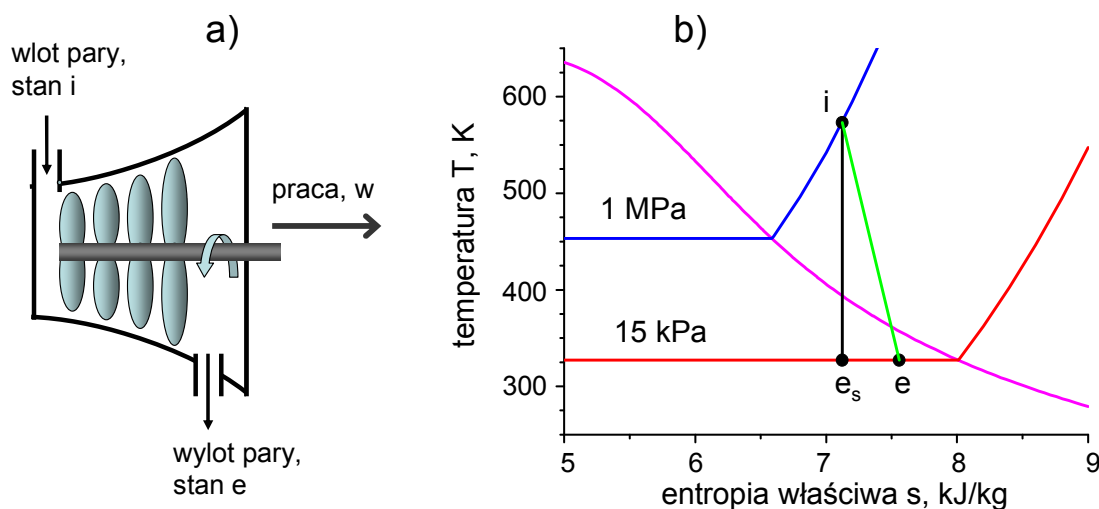
Stan początkowy dla procesu rzeczywistego i idealnego będzie taki sam, stany końcowe mogą się różnić entropią.

Warto zwrócić uwagę, że dla urządzenia, które nie wytwarza pracę lecz ją zużywa (jak np. sprężarka) definicję wydajności urządzenia trzeba zmienić:

$$\eta = \frac{w_s(w_t)}{w_{rzecz}}. \quad (10b)$$

4.1. Przykłady

4.1.1. Turbina parowa



Rys. 15.11. Turbina parowa (a) i diagram T,s (b) z pokazaną przemianą rzeczywistą $i \rightarrow e$ oraz przemianą idealną (izentropową) $i \rightarrow e_s$.

Zadanie 6.

Rozpatrywana turbina parowa jest zasilana parą techniczną o ciśnieniu 1 MPa i temperaturze 300°C. Na wyjściu ciśnienie pary wynosi 15 kPa. Praca wykonywana przez turbinę wynosi 600 kJ na kg pary zasilającej turbinę.

Oblicz wydajność turbiny. Jaka będzie temperatura i stan pary opuszczającej turbinę (porównaj z procesem idealnym, czyli izentropowym).

Analiza:

Wydajność turbiny będzie:

$$\eta = \frac{w}{w_s}$$

gdzie w_s jest pracą (na 1 kg pary przepływającej przez turbinę), którą wykonałaby ta turbina, gdyby proces był izentropowy (odwracalny i adiabatyczny) a w jest pracą w rzeczywistym procesie.

Dla procesu izentropowego stan i jest taki sam, jak dla rzeczywistego.

Stan i : początkowy

Stan e_s : hipotetyczny stan końcowy dla procesu idealnego izentropowego

Stan e : rzeczywisty stan końcowy

Równanie turbiny z I zasady, proces rzeczywisty:

$$h_i = h_e + w$$

Równanie turbiny z I zasady, proces izentropowy:

$$h_i = h_{e_s} + w_s$$

Rozwiązanie:

Korzystamy z programu TEST, kalkulator PC

Wprowadzamy stan i : $P_1 = 1$ MPa, $T_1 = 300^\circ\text{C}$, wyliczamy, program podaje s_1 , h_1 itd.

Wprowadzamy stan e_s : $P_2 = 15$ kPa, $s_2 = s_1$, wyliczamy. Stan pary mieszanina cieczo-para, $x = 0,88$, temperatura wychodzi $53,9^\circ\text{C}$.

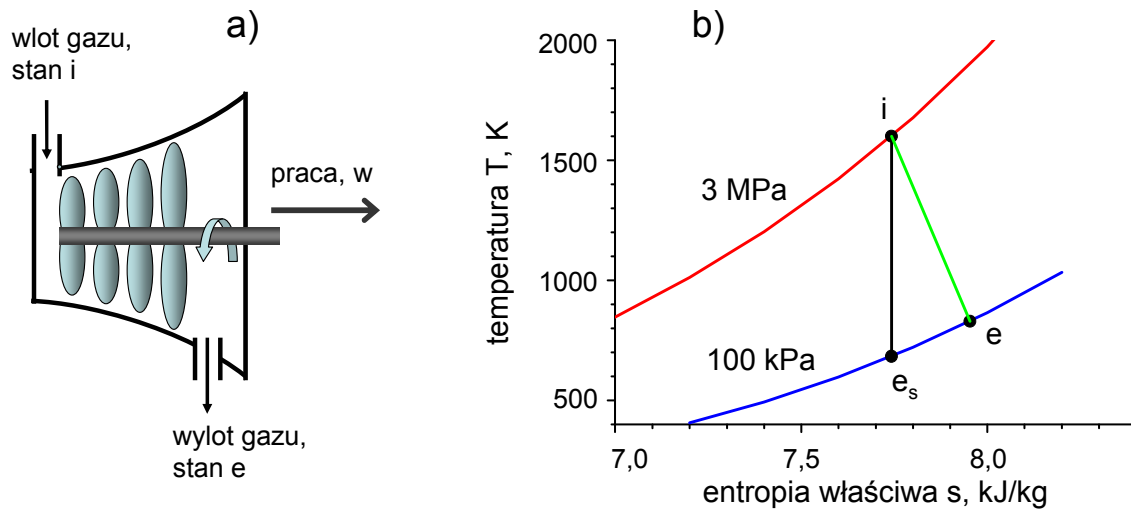
W panelu I/O wyliczamy $w = h_2 - h_1$, otrzymujemy 742,1 kJ/kg, dzielimy 600 przez 742,1 i otrzymujemy 81%.

Wydajność turbiny wynosi 81%

Aby ustalić stan i temperaturę pary opuszczającej turbinę w procesie rzeczywistym wprowadzamy dane stanu końcowego rzeczywistego.

Stan e : $P_3 = 15$ kPa, $h_3 = h_1 - 600$. Wprowadzamy dane, wyliczamy. Stan: mieszanina cieczo-para, $x = 0,94$. Temperatura $53,9^\circ\text{C}$ (taka sama, bo oba stany leżą w obszarze cieczo-para na tej samej izotermie, Rys. 15.11 b)).

4.1.2. Turbina gazowa



Rys. 15.12. Turbina gazowa (a) i diagram T,s (b) z pokazaną przemianą rzeczywistą $i \rightarrow e$ oraz przemianą idealną (izentropową) $i \rightarrow e_s$.

Zadanie 7.

Do turbiny gazowej wchodzi powietrze o temperaturze 1600 K. Na wylocie turbiny ciśnienie powietrza wynosi 100 kPa a temperatura 830 K. Wydajność turbiny wynosi 85%.

Jakie jest ciśnienie powietrza na wejściu turbiny?

Analiza:

Wydajność turbiny:

$$\eta = \frac{w}{w_s}$$

gdzie w_s jest pracą, którą wykonałaby ta turbina, gdyby proces był izentropowy (odwracalny i adiabatyczny).

Dla procesu izentropowego stan i jest taki sam, jak dla rzeczywistego.

Stan i : początkowy

Stan e_s : hipotetyczny stan końcowy dla procesu idealnego izentropowego

Stan e : rzeczywisty stan końcowy

Równanie turbiny z I zasady, proces rzeczywisty:

$$h_i = h_e + w$$

Równanie turbiny z I zasady, proces izentropowy:

$$h_i = h_{e_s} + w_s$$

Rozwiązanie:

Rozwiązujemy zadanie korzystając z wyżej wymienionych równań i z programu TEST; model gazu półdoskonałego (Ideal Gas, IG).

Wprowadzamy stan i: $T_1 = 1600 \text{ K}$, wyliczamy. Program wylicza u_1 i h_1 . Na razie nic więcej nie możemy zdziałać.

Wprowadzamy stan e: $P_2 = 100 \text{ kPa}$, $T_2 = 830 \text{ K}$, wyliczamy. Ten stan jest całkowicie określony, wiemy o nim wszystko.

Ponieważ znamy h_1 (h_i) i h_2 (h_e), możemy wyliczyć pracę w procesie rzeczywistym w,

$$w = h_i - h_e.$$

Wiemy także, że wydajność turbiny wynosi 0,85, a więc praca w procesie izentropowym wyniesie:

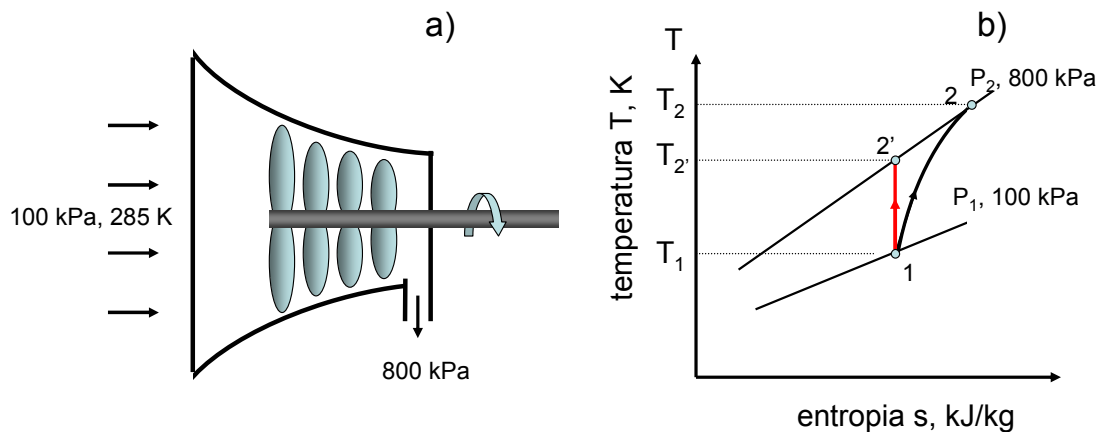
$$w_s = \frac{h_1 - h_2}{0,85}$$

To nam pomoże ustalić parametry stanu es (hipotetycznego stanu dla procesu idealnego):

$$h_{es}(h_3) = h_i(h_1) - \frac{h_i(h_1) - h_e(h_2)}{0,85}$$

A więc wpisujemy dla stanu 3 (es) w okienku h3 powyższą formułę. Wiemy także (Rys. 15.12 b)), że ciśnienie w obu stanach e i es jest 100 kPa, więc wpisujemy $P_3 = P_2$. Wyliczamy. Pojawia się entropia, która jest nam potrzebna dla pełnego określenia stanu 1 (i). Wracamy do stanu 1 i wpisujemy $s_1 = s_3$. Wyliczamy. W okienku P1 widzimy teraz 2,993 MPa i to jest szukana przez nas wartość ciśnienia na wejściu turbiny.

4.1.3. Sprężarka powietrza



Rys. 15.13. Sprężarka powietrza (a) i diagram T,s (b) z pokazaną przemianą rzeczywistą $1 \rightarrow 2$ oraz przemianą idealną (izentropową) $1 \rightarrow 2'$. Ciśnienie sprężanego powietrza dla obu stanów końcowych jest takie samo, ale temperatura końcowa dla przemiany rzeczywistej jest wyższa. Wyższa będzie także praca zużywana przez sprężarkę i niższa sprawność w porównaniu do procesu idealnego.

Zbadamy wpływ sprawności inzentropowej sprężarki powietrza na pracę zużywaną przez tę sprężarkę.

Zadanie 8.

Rozpatrywana sprężarka spręża powietrze o temperaturze 25°C i ciśnieniu 100 kPa do ciśnienia 800 kPa przy strumieniu masy 0,2 kg/s. Jeśli sprawność izentropowa tej sprężarki wynosi

80% jaka będzie temperatura powietrza na wyjściu ze sprężarki i jaka będzie moc potrzebna do jej działania? Rozwiąż zadanie używając tablic termodynamicznych.

Analiza: Przyjmujemy, że sprężarka działa w stanie ustalonym, że powietrze jest gazem pół-doskonałym, że energie kinetyczne i potencjalne strumienia powietrza na wejściu i wyjściu sprężarki można zaniedbać oraz że sprężarka nie wymienia ciepła z otoczeniem (działa adiabaticznie, choć nieizentropowo; mamy nieodwracalność wewnętrzną, która obniża sprawność sprężarki).

Rozwiązanie.

Stan początkowy powietrza (na wejściu do sprężarki) jest określony:

$T_1 = 298,15 \text{ K}$ i $P_1 = 100 \text{ kPa}$. Z tabeli A7 (SBvW) znajdujemy entalpię ($h_1 = 298,615 \text{ kJ/kg}$) i ciśnienie względne ($P_{r1} = 1,09071$). Możemy obliczyć ciśnienie końcowe względne dla przemiany izentropowej (stan 2'), korzystając ze wzoru:

$$P_{r2'} = P_{r1} \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = 1,09071 \cdot 8 = 8,7257.$$

Mając $P_{r2'}$ z tabeli określamy parametry izentropowego stanu końcowego (stanu 2') korzystając z interpolacji:

$$P_{r2'} = 8,7257 \rightarrow h_{2'} = 541,04 \text{ kJ/kg} \text{ i } T_{2'} = 536,48 \text{ K}$$

Mając $h_{2'}$ i h_1 możemy obliczyć h_2 ze wzoru:

$$\eta = 0,80 = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{541,04 - 298,62}{h_2 - 298,62}$$

$$h_2 = 601,65 \text{ kJ/kg}$$

Mając entalpię końcowego stanu rzeczywistego możemy znaleźć rzeczywistą moc:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 0,2 \text{ kg/s} \cdot 284,66 \text{ kJ/kg} = 60,61 \text{ kW}$$

i rzeczywistą temperaturę powietrza na wyjściu sprężarki: 594,6 K (korzystając z tabeli A7 i wykonując interpolację).

Obliczenia te można wykonać szybko i łatwo posługując się programem TEST.

Otrzymujemy: moc rzeczywista 60,55 kW, temp. końcowa powietrza w procesie izentropowym 534,94 K i temperatura końcowa rzeczywista 592,7 K.

Rozbieżności są niewielkie i wynikają, najprawdopodobniej, z niedokładności procedury interpolacji.

Koniec.