

Wykład 15

II zasada termodynamiki w ujęciu objętości kontrolnej

**Zasada wzrostu entropii dla układów otwartych z
uwzględnieniem otoczenia**

**II zasada termodynamiki dla układów otwartych
stacjonarnych o ustalonym przepływie (USUPy)**

**Podejście masy kontrolnej w układach otwartych
stacjonarnych o ustalonym przepływie (USUPy)**

Praca techniczna w układach SUP w ujęciu masy kontrolnej

**Przykłady procesów izentropowych w układach SUP;
turbina, dysza, sprężarka w urządzeniu chłodniczym,
sprężarka powietrza, pompa wody**

**Wydajność rzeczywistych urządzeń przepływowych typu SUP;
turbina parowa, turbina gazowa, sprężarka powietrza**

II zasada termodynamiki w ujęciu objętości kontrolnej

Ujęcie masy kontrolnej; stosuje się 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:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad \text{I zasada}$$

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

Ujęcie objętości kontrolnej stosuje się do układów otwartych. Oprócz ciepła i pracy osłonę 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 napełniania i/lub opróżniania) i entropię.

Jeśli uwzględnimy tylko jeden wlot i wylot otrzymamy
prawo zachowania masy dla układu
otwartego:

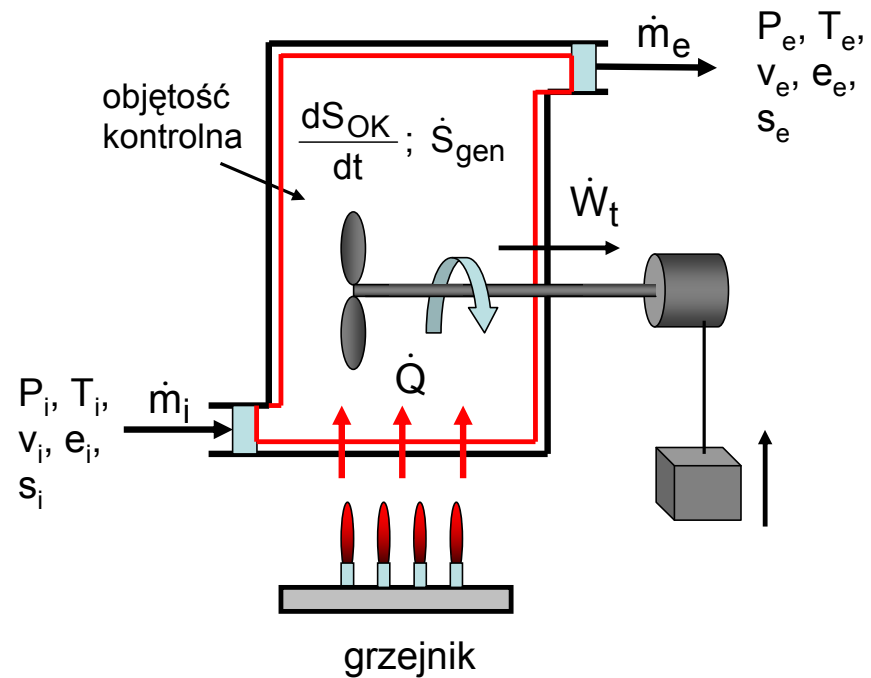
$$\frac{dm_{ok}}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_e$$

Bilans energii będzie miał postać:

$$\frac{dE_{ok}}{dt} = \dot{Q}_{ok} - \dot{W}_t +$$

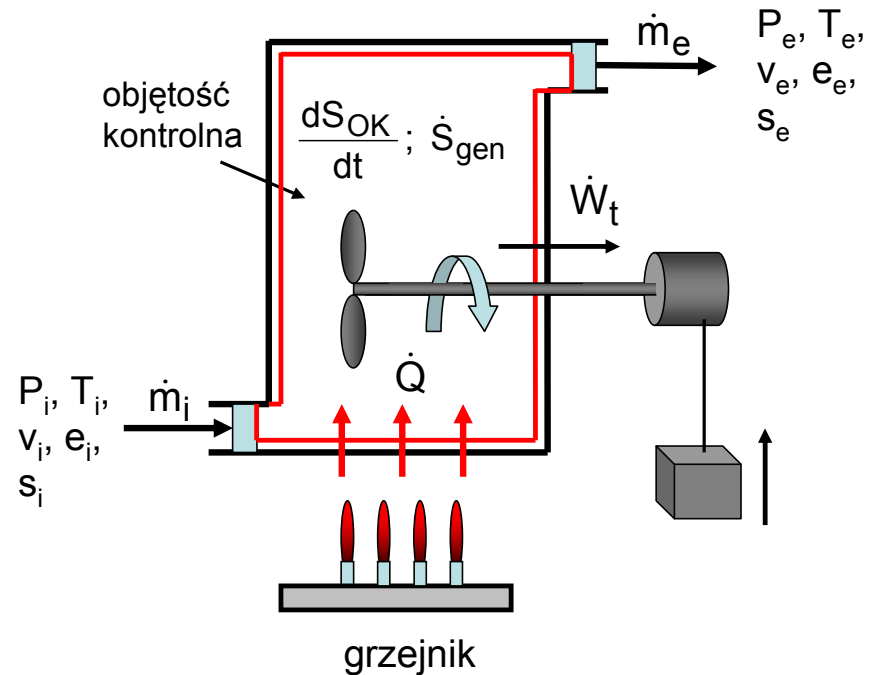
$$\dot{m}_i \left(u_i + P_i v_i + \frac{1}{2} c_i^2 + gZ_i \right) - \dot{m}_e \left(u_e + P_e v_e + \frac{1}{2} c_e^2 + gZ_e \right)$$

prawo zachowania energii (I zasadę termodynamiki) dla układu otwartego.



Doliczając pracę przetwarzania do energii wewnętrznej (entalpia) dostajemy inną formę I zasady termodynamiki dla układu otwartego:

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

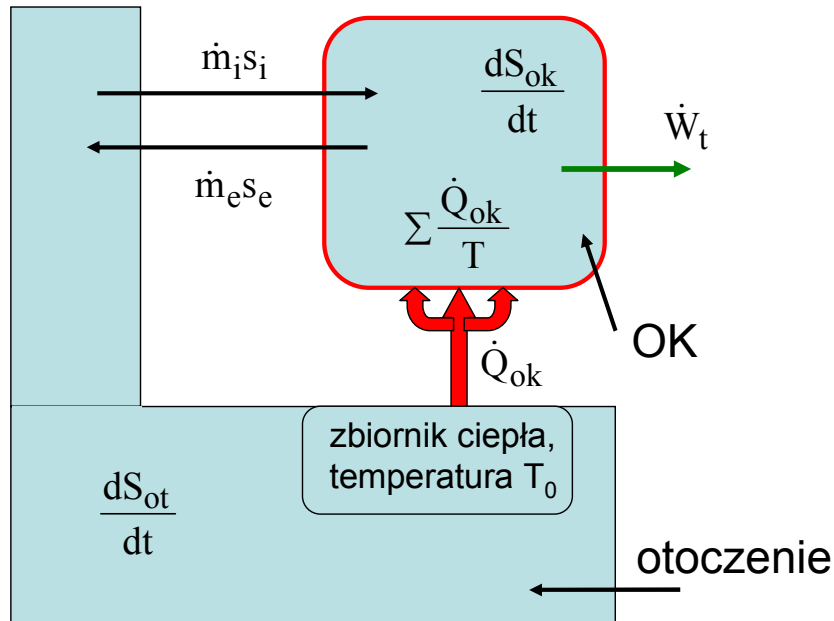


Równanie dla entropii (II zasada) dla układu otwartego trzeba poprawić tak, by uwzględnić entropię wpływającą do i wypływającą z układu razem z odpowiednim strumieniem masy:

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

Entropię do układu wnosi wpływające ciepło i masa. Praca nie wnosi entropii do układu.

Zasada wzrostu entropii dla układów otwartych z uwzględnieniem otoczenia



Dla objętości kontrolnej, II zasada:

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

a więc dla otoczenia:

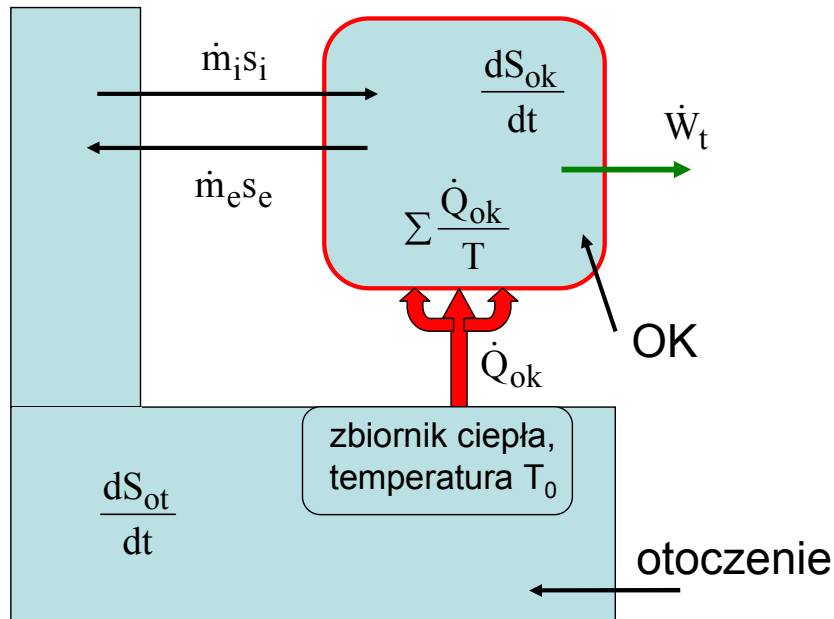
$$\frac{dS_{ot}}{dt} = \dot{m}_e s_e - \dot{m}_i s_i - \frac{\dot{Q}_{ok}}{T_0}$$

Dla układu otwartego i otoczenia:

$$\frac{dS_{calk}}{dt} = \frac{dS_{ok}}{dt} + \frac{dS_{ot}}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}_{ok}}{T} - \frac{\dot{Q}_{ok}}{T_0} + \dot{S}_{gen} = \sum \dot{S}_{gen} \geq 0$$

Procesy przebiegające w układzie otwartym nie zmieniają lub powodują wzrost entropii układu otwartego i otoczenia.

$$\frac{dS_{\text{calk}}}{dt} = \frac{dS_{\text{ok}}}{dt} + \frac{dS_{\text{ot}}}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}_{\text{ok}}}{T} - \frac{\dot{Q}_{\text{ok}}}{T_0} + \dot{S}_{\text{gen}} = \sum \dot{S}_{\text{gen}} \geq 0$$



Dla układu stacjonarnego:

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

a więc cała zmiana entropii zachodzi w otoczeniu.

Dla układu częściowo stacjonarnego, po scałkowaniu:

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

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

a dla otoczenia:

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

Wkład do generacji entropii wnosi i układ (czeSUP, częściowo stacjonarny) i otoczenie

II zasada termodynamiki dla układów otwartych stacjonarnych o ustalonym przepływie (USUPy)

Dla układów stacjonarnych o ustalonym przepływie (USUPy):

$$\frac{dm_{ok}}{dt} = 0 \Rightarrow \dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$$

$$\frac{dE_{ok}}{dt} = 0 \Rightarrow h_i + \frac{c_i^2}{2} + gZ_i + q =$$

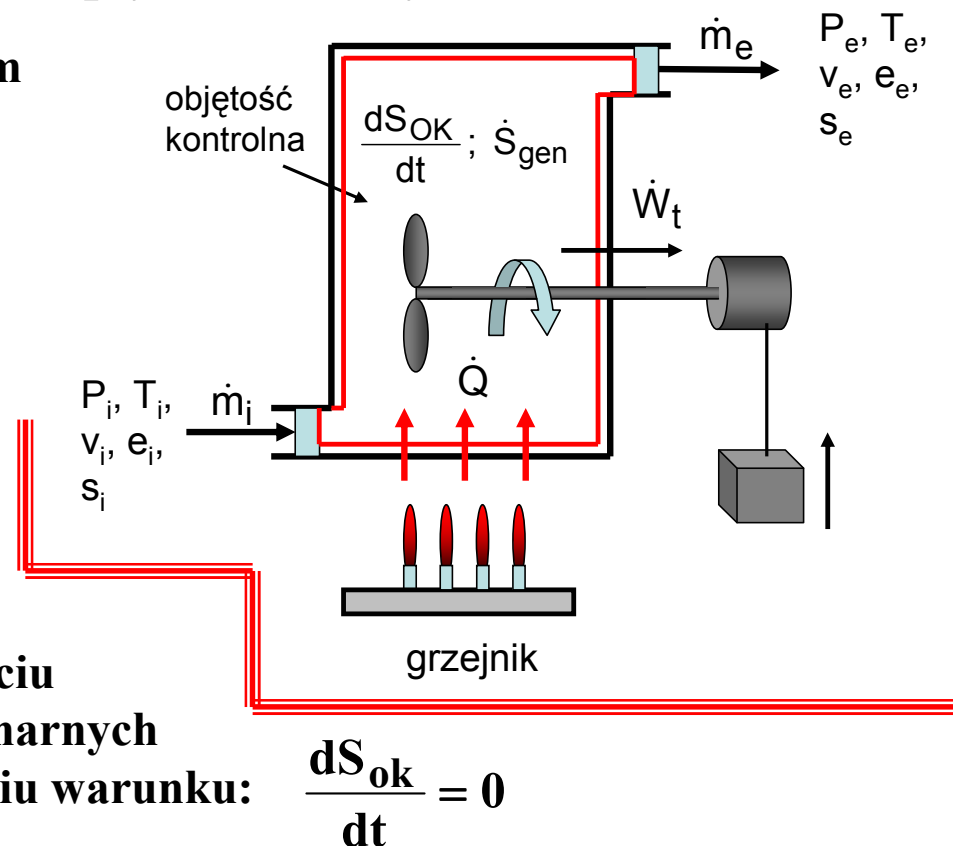
$$= h_e + \frac{c_e^2}{2} + gZ_e + w_t$$

Równanie dla entropii (II zasada) w ujęciu objętości kontrolnej dla układów stacjonarnych o ustalonym przepływie po uwzględnieniu warunku: $\frac{dS_{ok}}{dt} = 0$

przyjmie postać:

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

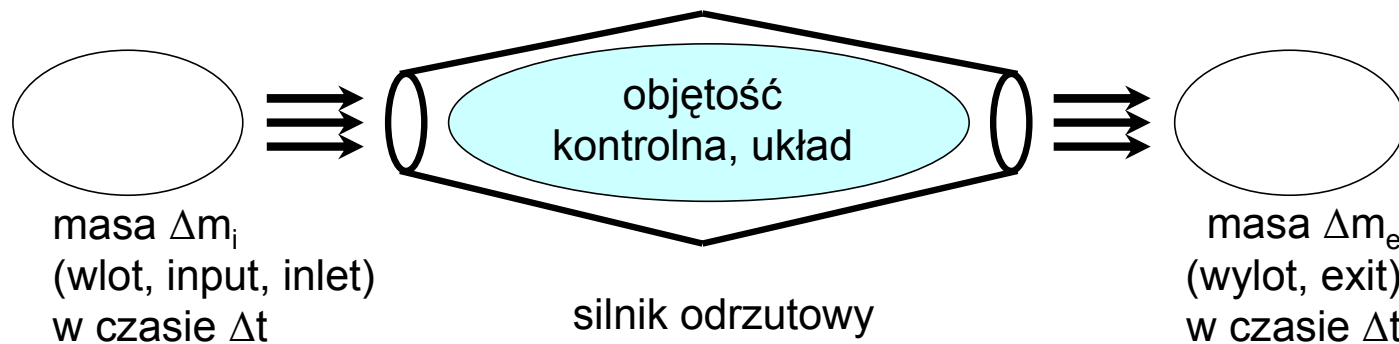
odpowiadającą sytuacji, w której „śledzimy” losy pewnej porcji masy wchodzącej do układu, przechodzącej określone przemiany (pobieranie i oddawanie ciepła) i w końcu opuszczającej układ. Stan masy na wejściu to stan początkowy (i), stan na wyjściu to stan końcowy (e).



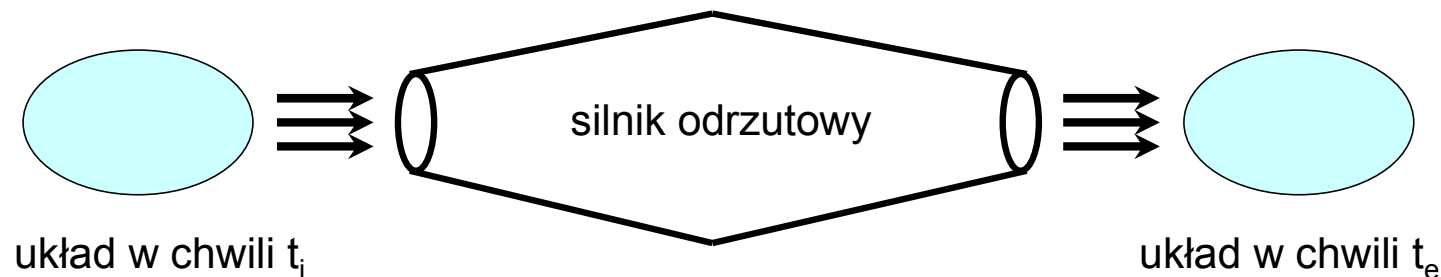
Podejście masy kontrolnej w układach otwartych przepływowych i stacjonarnych (USUP)

Przypomnijmy dwa możliwe podejścia do układów otwartych SUP:

Układ otwarty w ujęciu objętości kontrolnej



Układ otwarty w ujęciu masy kontrolnej



**Układ (czynniki) podlega przemianom od wejścia (stan i) do wyjścia (stan e).
Taką wiedzę często można wykorzystać do dokładniejszego opisu działania
układu otwartego**

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. Dla procesu odwracalnego adiabatycznego (izentropowego) $s_e = s_i$ i z równania Gibbsa:

$$Tds = dh - vdP = 0$$

mamy: $dh = vdP$ i $h_e - h_i = \int_i^e vdP$

Po podstawieniu do I zasady:

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

Jeśli przepływ jest odwracalny izotermiczny, II zasada przyjmuje postać:

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

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

Podstawiamy do I zasady: $q = h_e - h_i - \int_i^e vdP$

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

i otrzymujemy:

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

ten sam wynik jak dla przemiany izentropowej:

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

Dla odwracalnego stacjonarnego ustalonego przepływu nieściśliwego płynu, dla którego praca w jest zero (dysza, dyfuzor) i:

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

mamy:

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

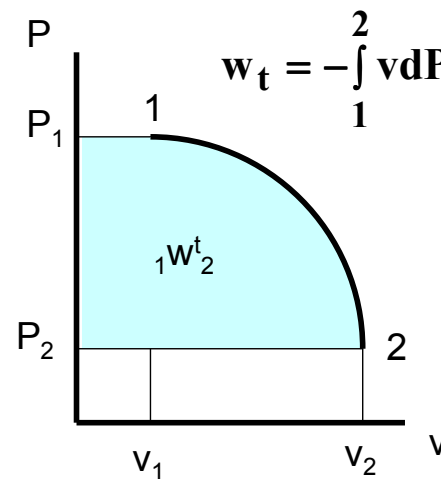
Równanie: $w = -\int_i^e v dP + \frac{c_i^2 - c_e^2}{2} + g(Z_i - Z_e)$

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

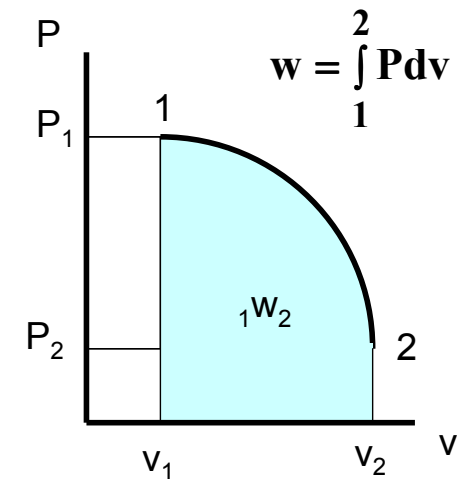
$$w_t = -\int_i^e v dP$$

w przeciwieństwie do
pracy objętościowej:

$$w = \int_i^e P dv$$



praca techniczna

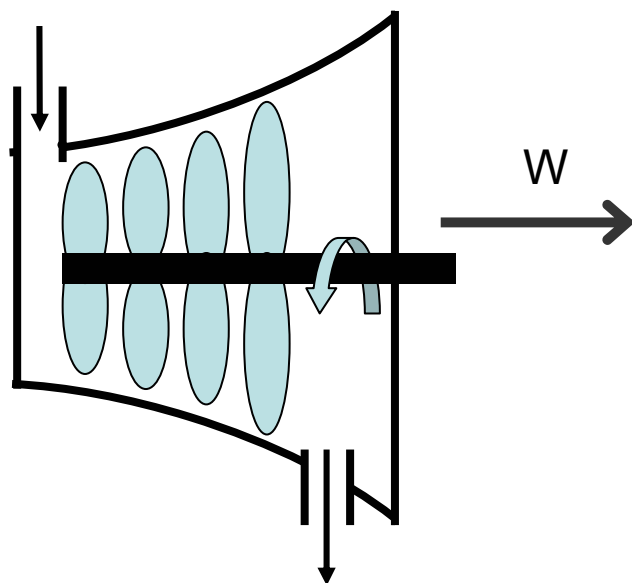


praca objętościowa¹¹

Przykłady procesów izentropowych w urządzeniach SUP; turbina

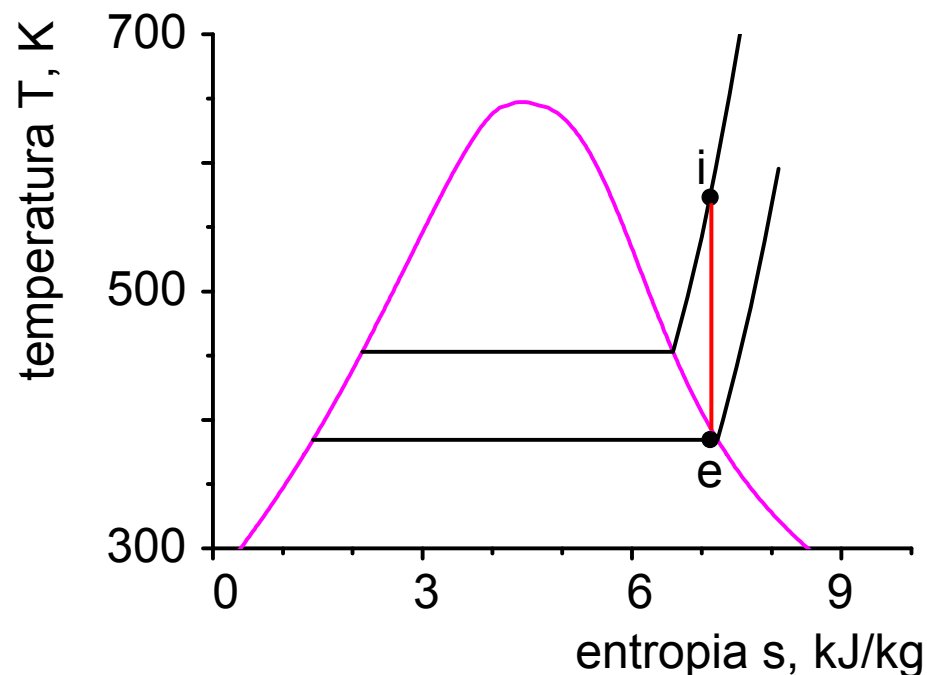
wlot (i)

1 MPa, 300°C, 50 m/s



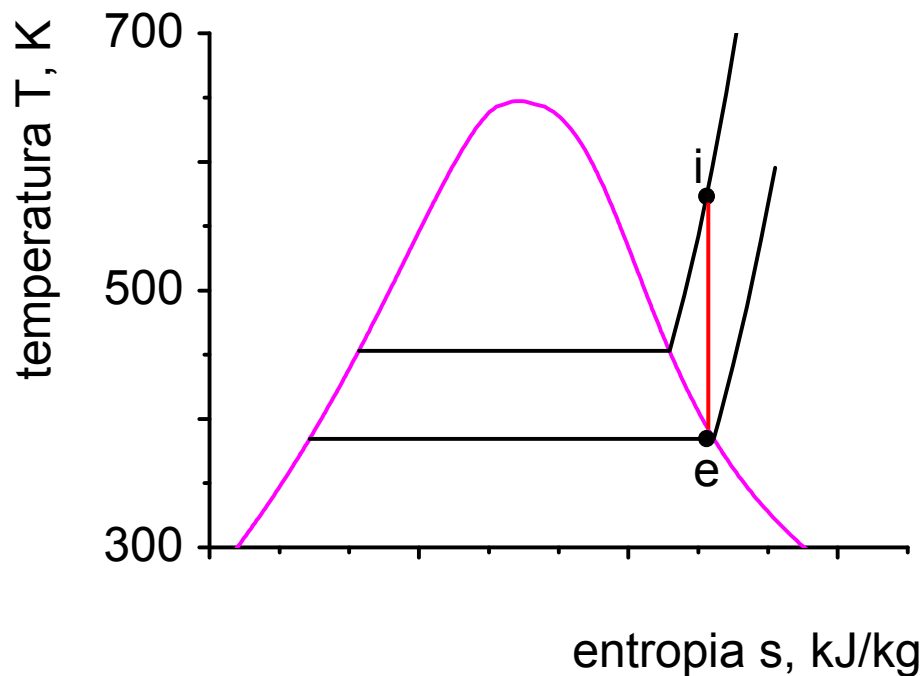
wylot (e)

150 kPa, 200 m/s



Para techniczna o temperaturze 300°C wpływa do turbiny 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).



Równania:

ciągłość masy: $\dot{m}_e = \dot{m}_i = \dot{m}$

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

$j_1 = j_2 + w$

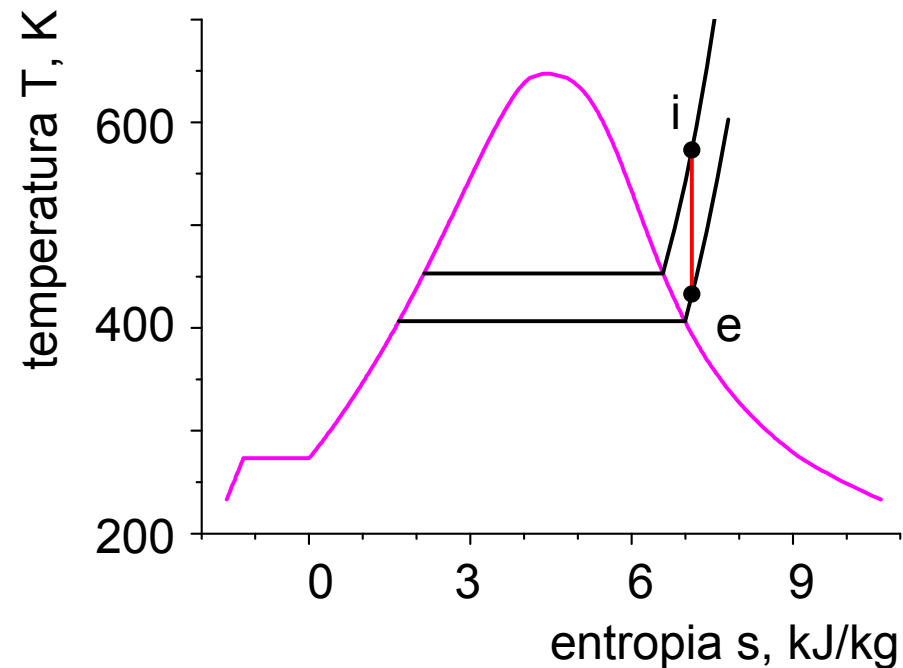
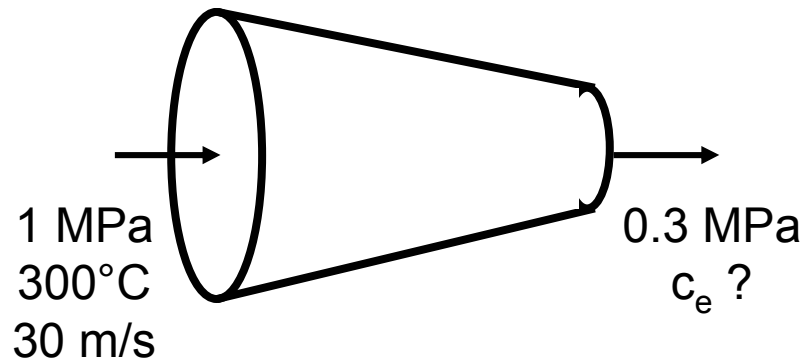
II zasada: $s_e = s_i$

Program TEST

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

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: $w=j2-j1=377.7\text{kJ/kg}$

Przykłady procesów izentropowych w urządzeniach SUP; 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). Czynnikiem jest para wodna o parametrach jak na rys.

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

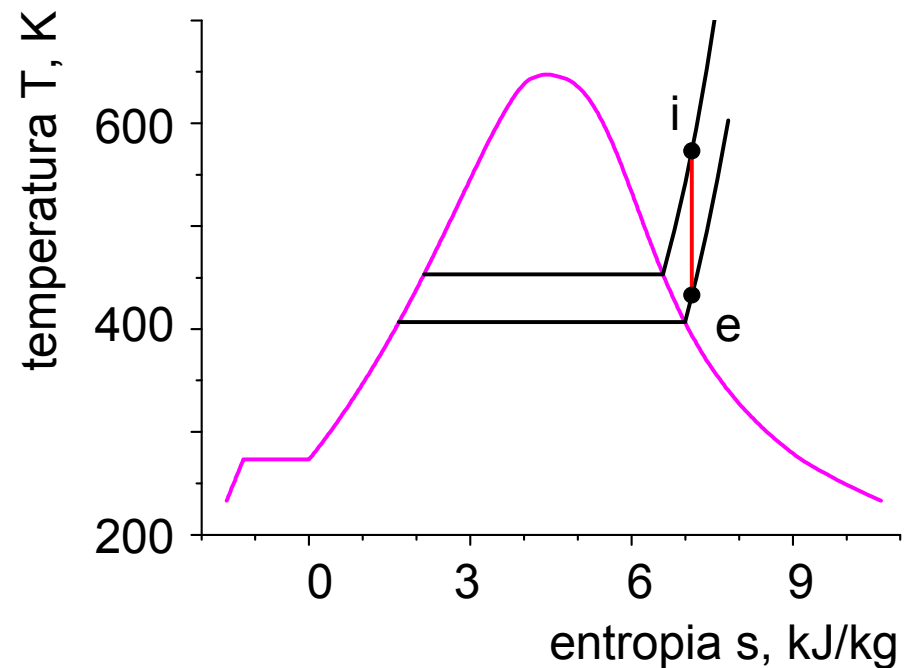
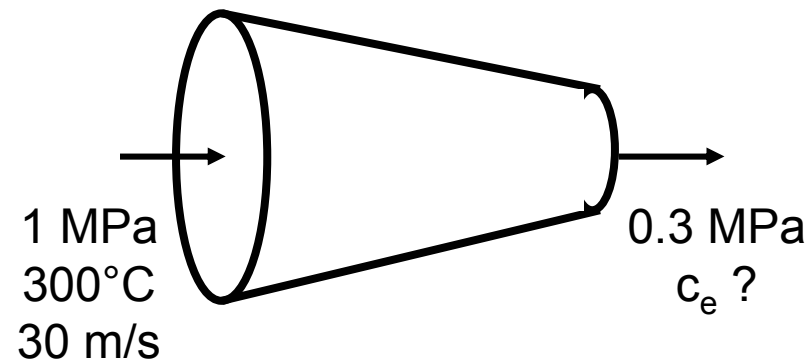
Równania:

ciągłość masy: $\dot{m}_e = \dot{m}_i = \dot{m}$

I zasada: $h_i + \frac{c_i^2}{2} = h_e + \frac{c_e^2}{2}$
 $j_i = j_e$

II zasada: $s_e = s_i$

Wprowadzamy dane do programu TEST, model PC: stan i, 1 MPa, 300°C, vel1=30m/s. Wyliczamy. Wprowadzamy stan e: 0.3MPa, s2=s1, j1=j2. Wyliczamy. Wychodzi para przegrzana. W okienku vel2 wczytujemy prędkość vel2=ce=735.5m/s. Można też wyliczyć w panelu I/O; vel2=sqrt(2000(j1-h2))=735.5 m/s.



Przykłady procesów izentropowych w układach SUP; sprężarka w urządzeniu chłodniczym

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

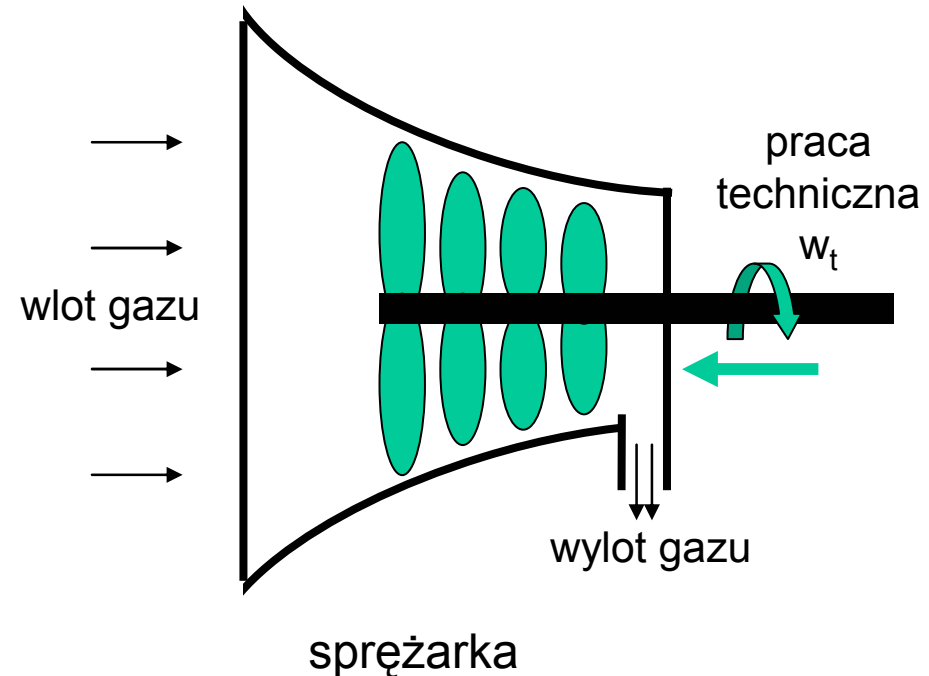
Czy proces sprężania R-134a w tej chłodziarce jest zgodny z II zasadą termodynamiki?

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

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

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: 1 MPa, 40°C . Wyliczamy. $s_2 = s_e$ wychodzi 0.91562.

Otrzymujemy $s_e < s_i$. Proces nie przebiega zgodnie z II zasadą.



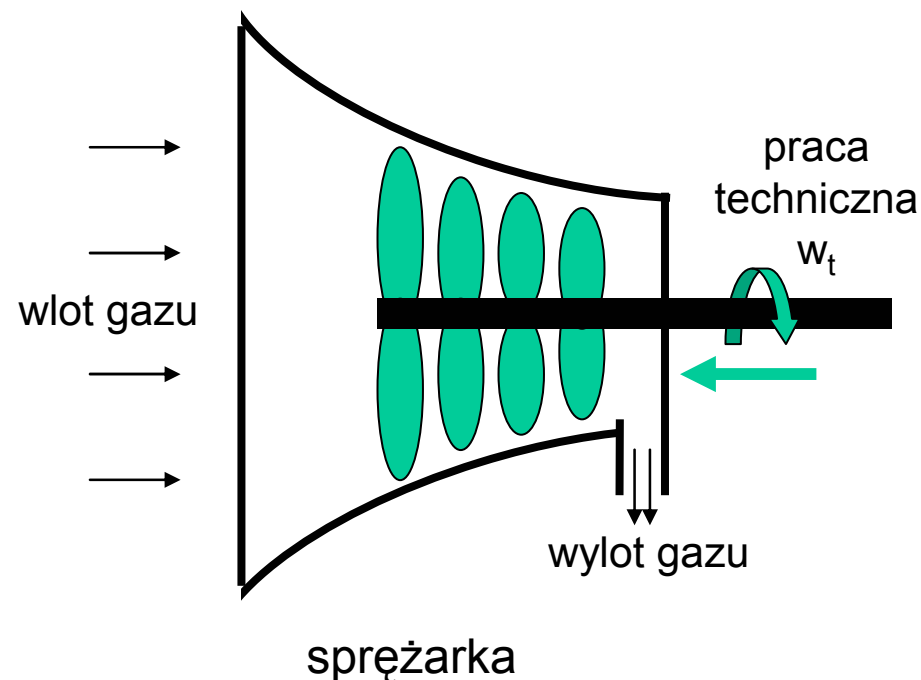
Przykłady procesów izentropowych w urządzeniach SUP; sprężarka powietrza

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

Oblicz pracę wykonaną przez sprężarkę na kg powietrza.

Wprowadzamy dane do programu TEST, model IG: stan i, 100kPa, 300K. Wyliczamy. Wprowadzamy stan e: 450kPa, $s_2=s_1$. Wyliczamy. W panelu I/O wyliczamy $w=h_1-h_2=-161.5\text{kJ}$

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



Równania:

ciągłość masy: $\dot{m}_e = \dot{m}_i = \dot{m}$

I zasada: $h_i = h_e + w$

II zasada: $s_e = s_i$

Przykład procesu izotermicznego w urządzeniach SUP; sprężarka powietrza

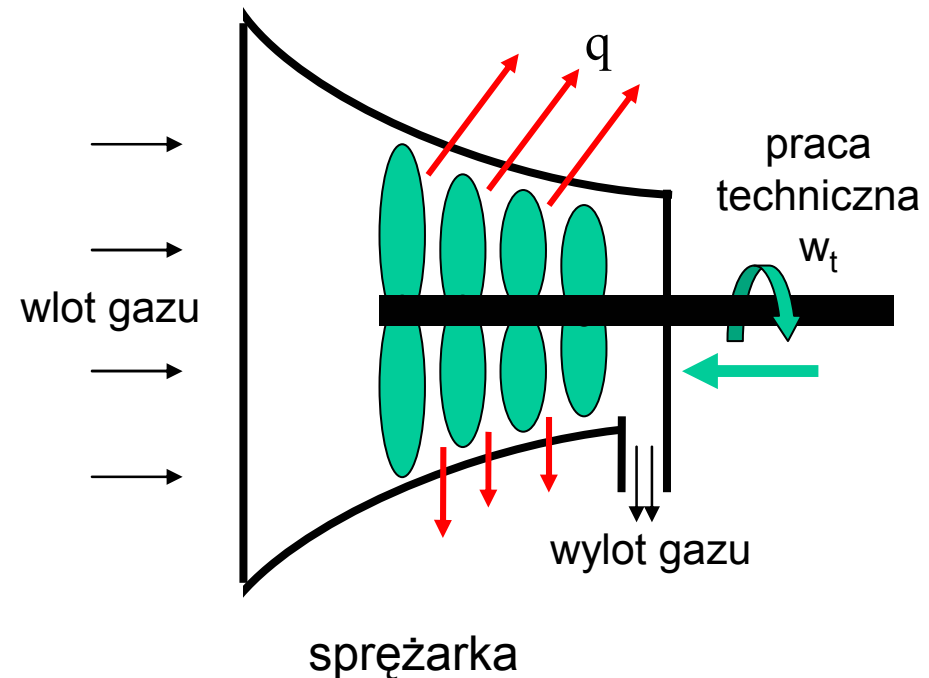
Sprężarka powietrza spręża powietrze z otoczenia, 100 kPa, 300 K do ciśnienia 450 kPa. Zakładamy, że proces jest odwracalny i izotermiczny.

Oblicz pracę wykonaną przez sprężarkę na kg powietrza.

Wprowadzamy dane do programu TEST, model IG: stan i, 100kPa, 300K. Wyliczamy. Wprowadzamy stan e: 450kPa, $T_2=T_1$. Wyliczamy. W panelu I/O wyliczamy

$$w = h_1 - h_2 + u_2 - u_1 = -115.9 \text{ kJ}$$

Warto zauważyć, że odprowadzanie ciepła w trakcie sprężania obniża pracę potrzebną do sprężenia powietrza (pomimo, że ciśnienie końcowe jest takie samo).



Równania:

ciągłość masy: $\dot{m}_e = \dot{m}_i = \dot{m}$

I zasada: $q + h_i = h_e + w$

Proces izotermiczny: $T_e = T_i$

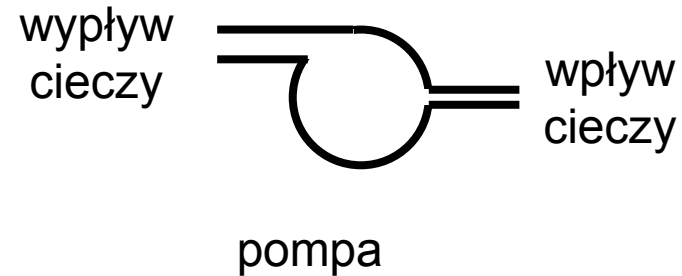
Przykłady procesów izentropowych w urządzeniach SUP; pompa wody

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

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.

Wprowadzamy dane do programu TEST, model PC (chłodna ciecz): stan i, 100kPa, 30°C. Wyliczamy. Wprowadzamy stan e: 5MPa, $s_2=s_1$. 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.



Równania:

ciągłość masy: $\dot{m}_e = \dot{m}_i = \dot{m}$

I zasada: $h_i = h_e + w$

II zasada: $s_e = s_i$

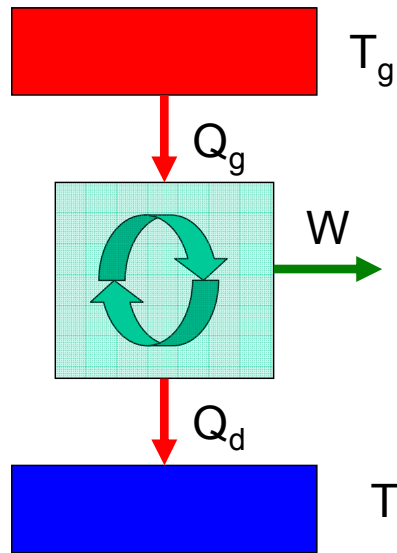
Z równania: $w_t = - \int_i^e v dP$

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

dokładniejsza wartość v dla wody z tablic 19

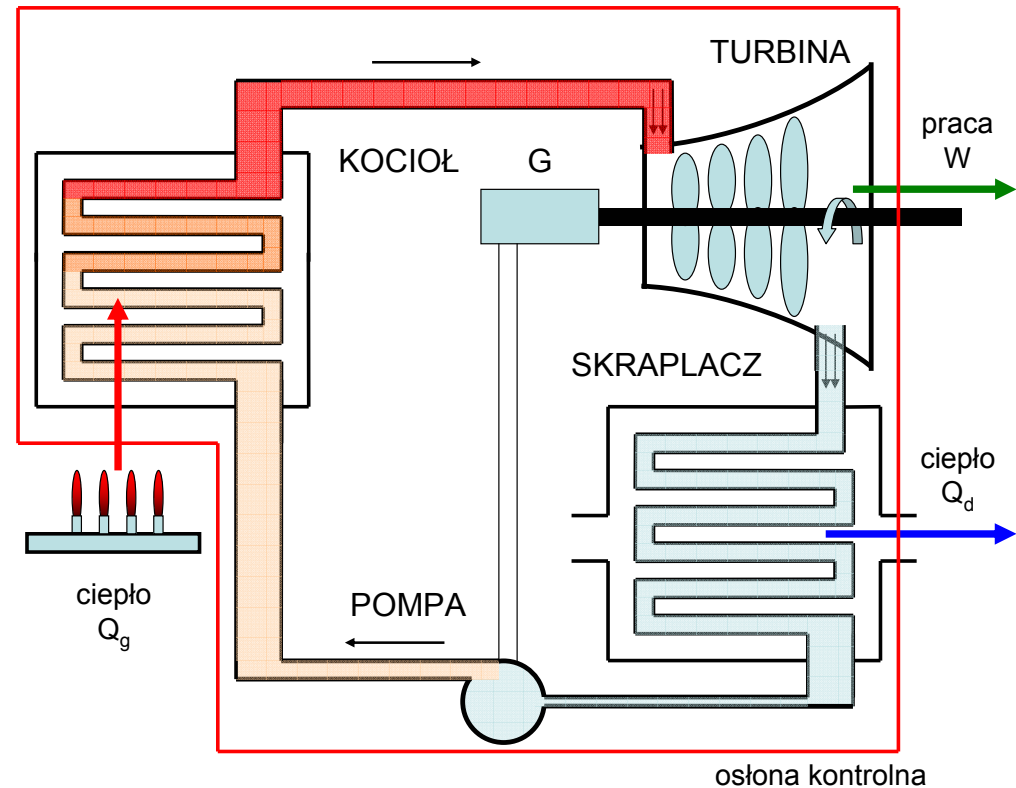
Wydajność rzeczywistych urządzeń przepływowych typu SUP

Wydajność silnika cieplnego:



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

z I zasady z II zasady



Siłownia parowa jako silnik cieplny

Nieodwracalność obniża wydajność silnika cieplnego. Pytanie: który element siłowni i w jakim stopniu odpowiada za obniżenie wydajności całego układu?

PROBLEM:

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

ROZWIĄZANIE:

Porównujemy pracę w realnym procesie w , z pracą w procesie idealnym, np. w_s (gdy proces rzeczywisty jest adiabatyczny, bez wymiany ciepła z otoczeniem) lub w_p , gdy proces rzeczywisty jest izotermiczny.

Dla urządzenia wytwarzającego pracę: $\eta = \frac{w_{rzecz}}{w_s(w_t)}$ (turbina)

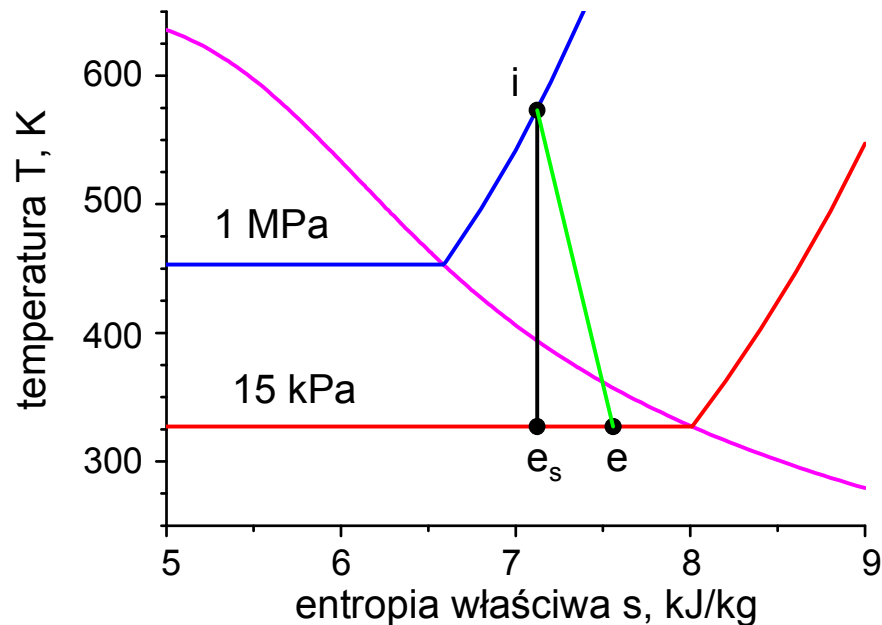
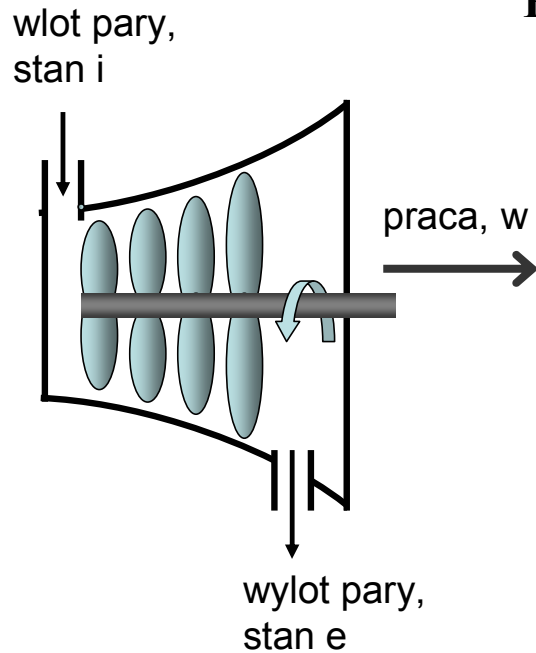
dla urządzenia pobierającego pracę: $\eta = \frac{w_s(w_t)}{w_{rzecz}}$ (sprężarka)

Proces idealny to proces przebiegający

- 1) odwracalnie (bez generacji entropii przez nieodwracalność w układzie) i**
- 2) realizujący wszystkie założenia wyjściowe (adiabatyczny, izotermiczny itd.).**

Stan początkowy dla procesu rzeczywistego i idealnego będzie taki sam; końcowy może różnić się entropią.

Przykład: turbina parowa



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: $\eta = w/w_s$, 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

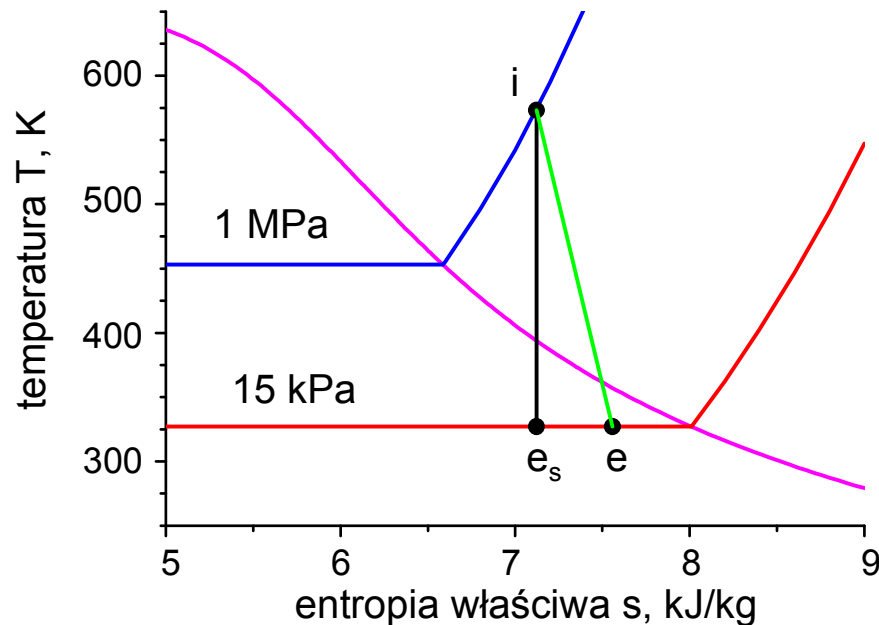
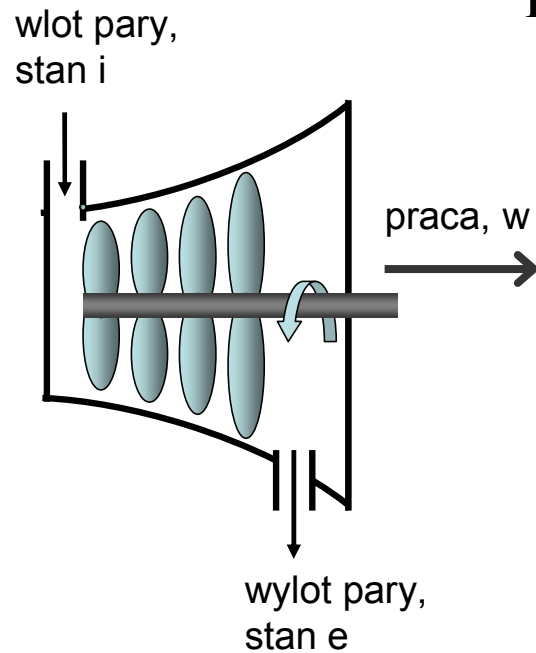
Równanie turbiny z I zasady, proces rzeczywisty:

$$h_i = h_e + w$$

Równanie turbiny z I zasady, proces izentropowy:

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

Przykład: turbina parowa



ROZWIĄZANIE

Korzystamy z programu TEST, kalkulator PC

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

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

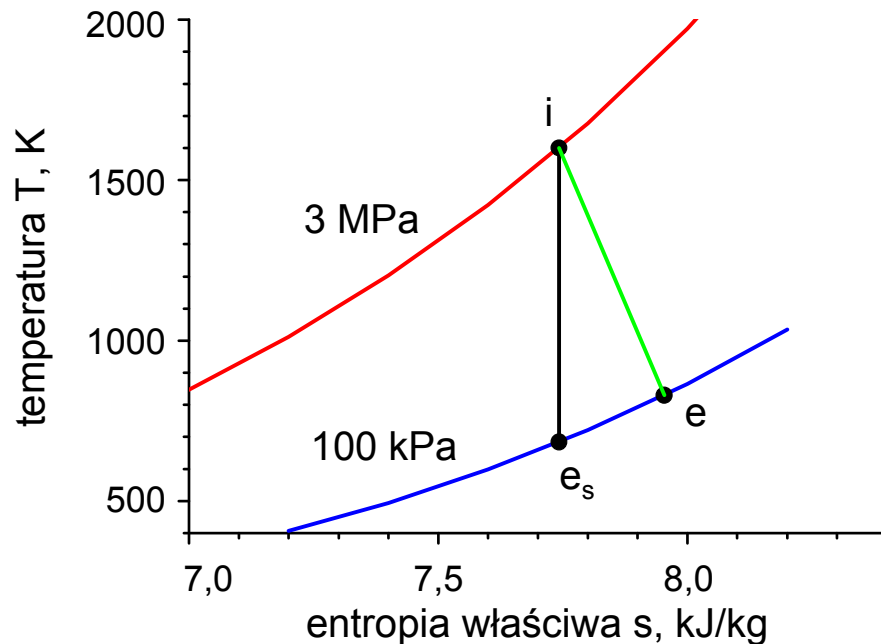
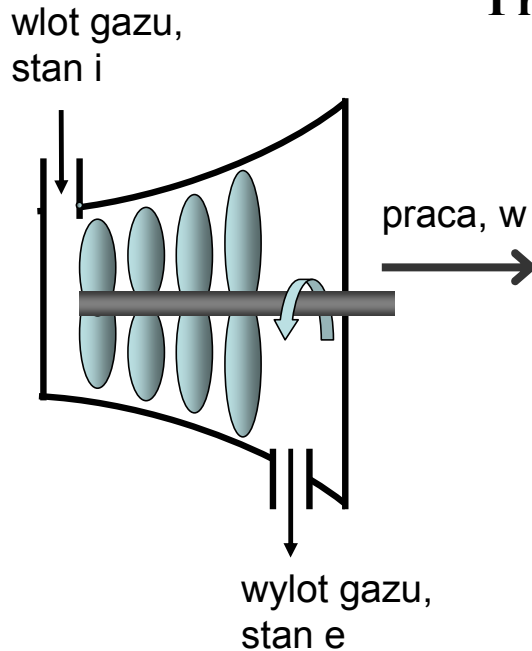
W panelu I/O wyliczamy $w = h_2 - h_1$, otrzymujemy
742,1 kJ/kg, dzielimy 600 przez 742,1 i
otrzymujemy 81%.

Wydajność turbiny wynosi 81%

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

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

Przykład: turbina gazowa



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: $\eta = w/w_s$, 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:

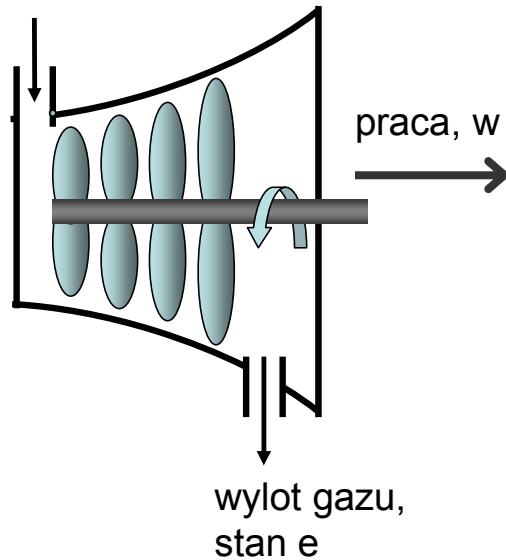
$$h_i = h_e + w$$

Równanie turbiny z I zasady, proces izentropowy:

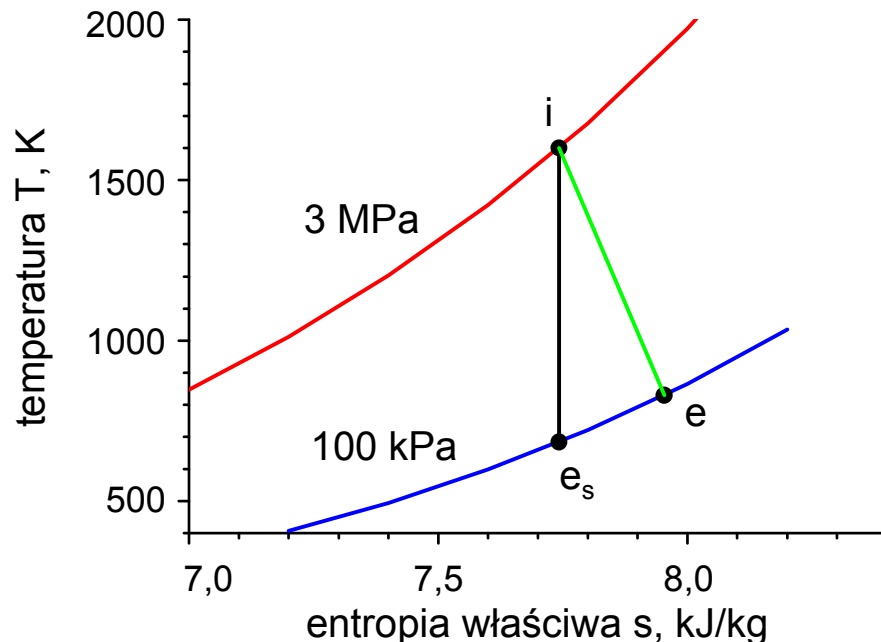
$$h_i = h_{e_s} + w_s$$

Przykład: turbina gazowa

wlot gazu,
stan i



wylot gazu,
stan e



ROZWIĄZANIE

Korzystamy z programu TEST, model gaz półdoskonały (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:

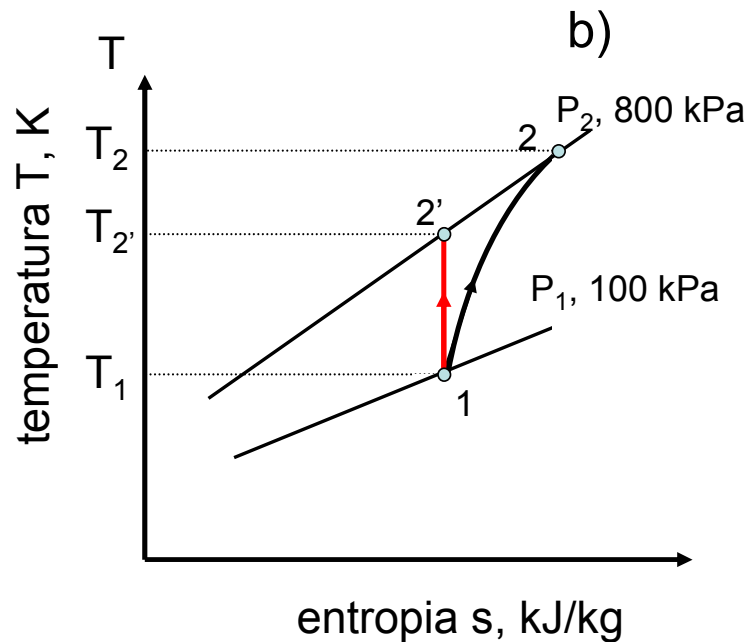
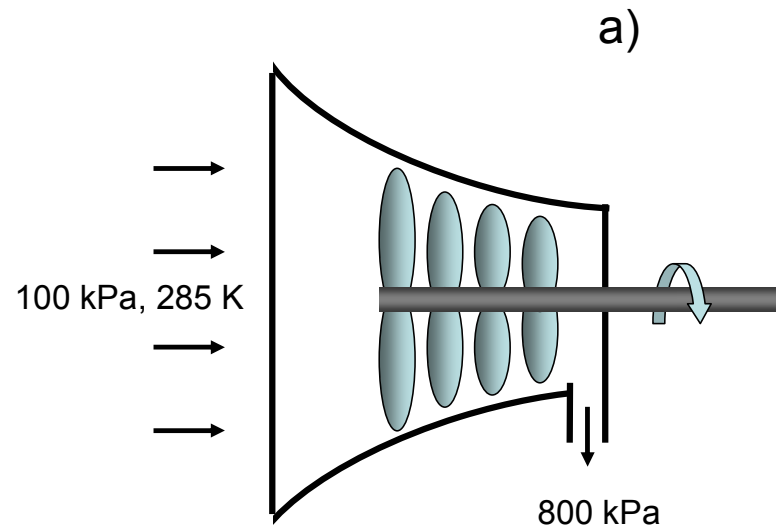
$$w_s = (h_1 - h_2)/0,85.$$

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

$$h_{e_s} = h_i - (h_1 - h_2)/0,85$$

A więc wpisujemy dla stanu 3 (h_{e_s}) w okienku h_3 powyższą formułę. Wiemy także, że ciśnienie w obu stanach e i e_s 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 P_1 widzimy 2,993 MPa. Koniec.

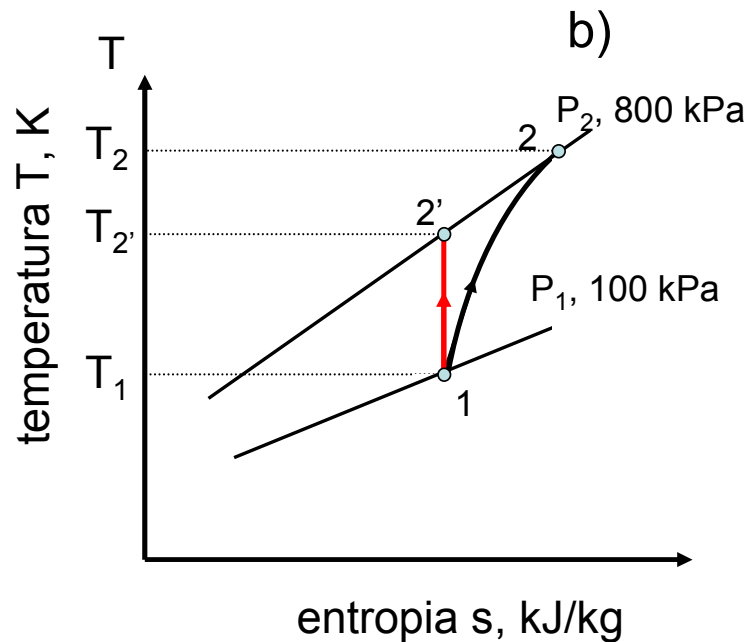
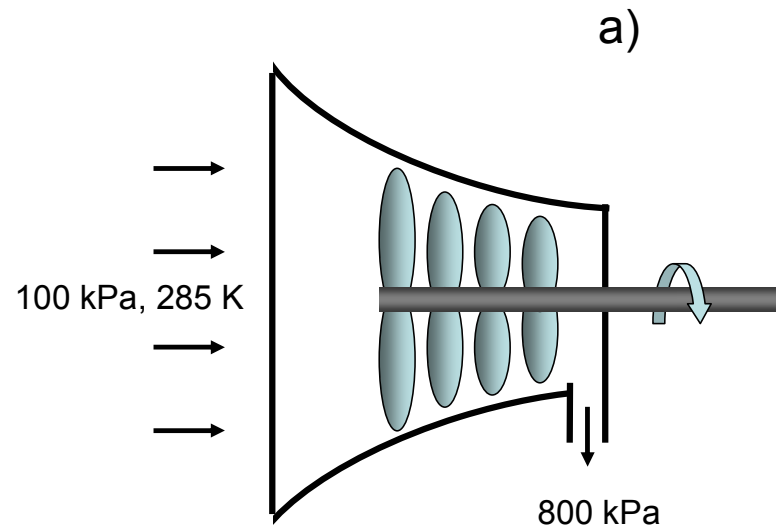
Przykład: sprężarka powietrza



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 i programu TEST.

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

Przykład: sprężarka powietrza



ROZWIĄZANIE

Dla stanu początkowego: $T_1 = 298.15 \text{ K}$ i $P_1 = 100 \text{ kPa}$. Z tabeli A7 (SBvW) znajdujemy entalpię ($h_1 = 298.615 \text{ kJ/kg}$) i ciśnienie względne ($Pr_1 = 1.09071$). Możemy obliczyć ciśnienie końcowe względne dla przemiany izentropowej (stan 2'), korzystając ze wzoru:

$$Pr_{2'} = Pr_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = 1.09071 \cdot 8 = 8.7257$$

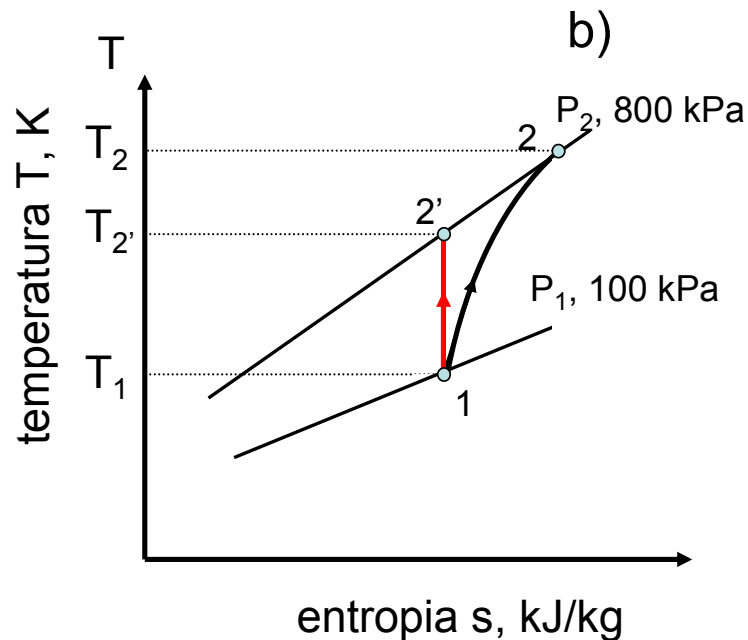
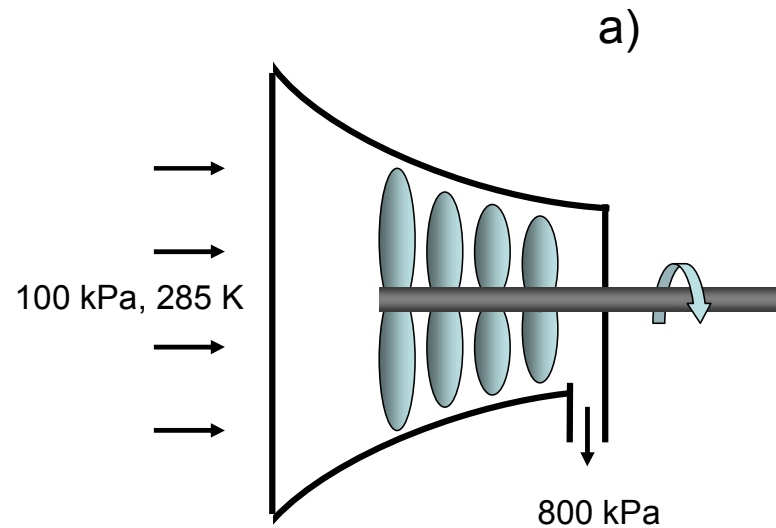
Mając $Pr_{2'}$, z tabeli określamy parametry izentropowego stanu końcowego (stanu 2') korzystając z interpolacji:

$$Pr_{2'} = 8.7257 \rightarrow h_{2'} = 541.04 \text{ kJ/kg}$$

i

$$T_{2'} = 536.48 \text{ K}.$$

Przykład: sprężarka powietrza



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

$$\eta = 0,80 = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{541,04 - 298,62}{h_2 - 298,62}$$
$$h_2 = 601,65 \text{ kJ/kg}$$

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.