



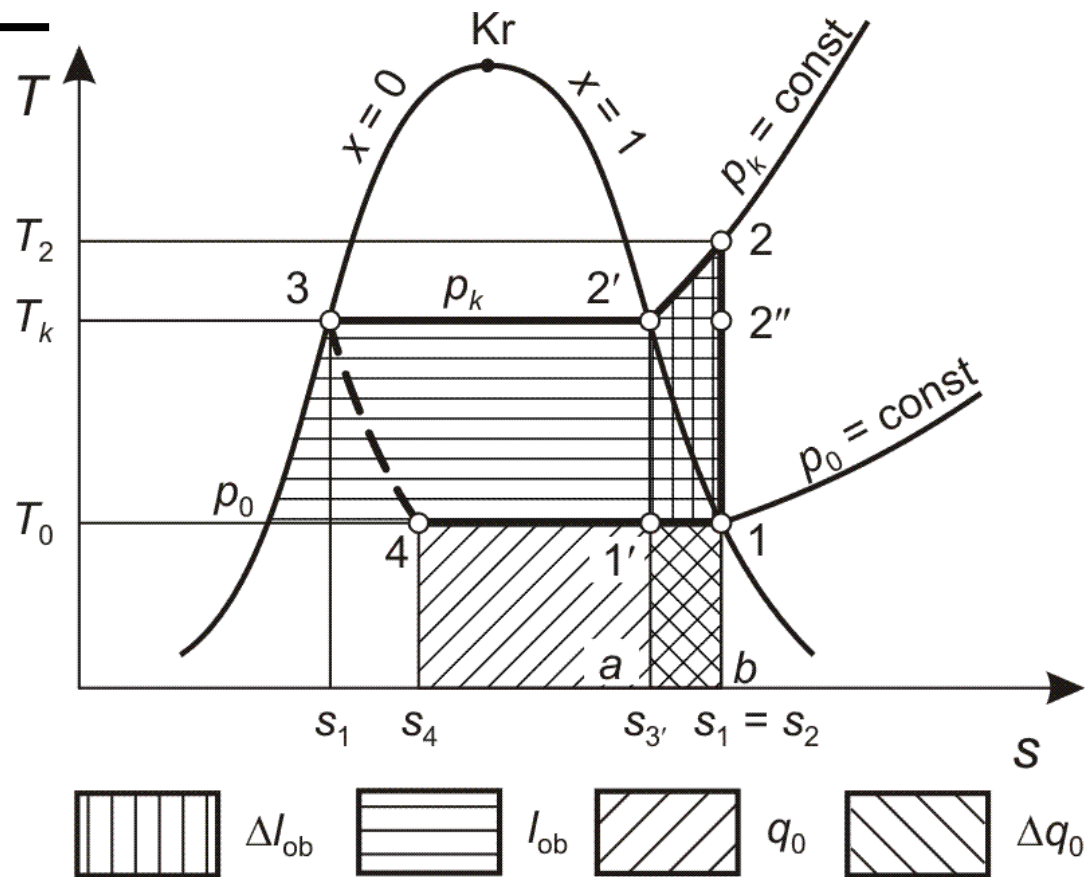
Podstawy Inżynierii Ciepłej

Obiegi ziębnicze

Obiegi parowe ziębiarek sprężarkowych
dochłodzenie, doziębienie.

Teoretyczny obieg suchy Lindego- czy obieg Carnot 'a ?

Przemiany porównawczego obiegu suchego Lindego, podobnie jak obiegu mokrego składają się z przemian odwracalnych, oprócz przemiany nieodwracalnej dławienia izentalpowego. Realizację umożliwia zastosowanie jednoskładnikowego, dwufazowego czynnika żiębniczego, którego rodzaj wpływa na wartości charakterystycznych parametrów obiegu. Urządzenie żiębnicze, pod względem układu aparatów nie musi różnić się od urządzenia do realizacji obiegu mokrego, co najwyżej powierzchnia parowacz powinien być tak dobrana, aby umożliwić doprowadzenie przemiany 4-1 do linii nasycenia.

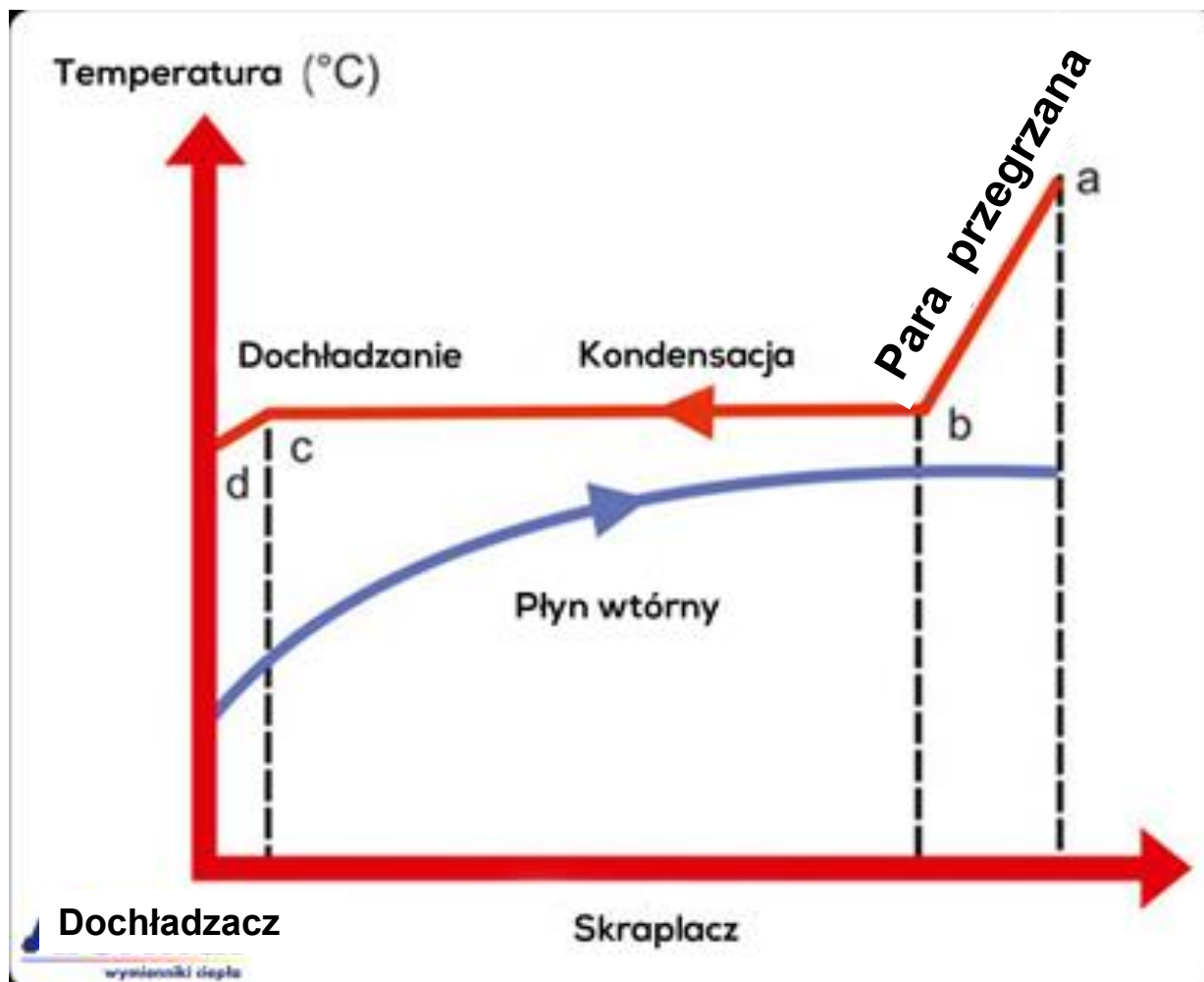


Rys. Obieg suchy żiębiarki parowej w układzie T - s : ΔI_{ob} – przyrost właściwej pracy obiegu, p_k – ciśnienie skraplania, p_o – ciśnienie parowania

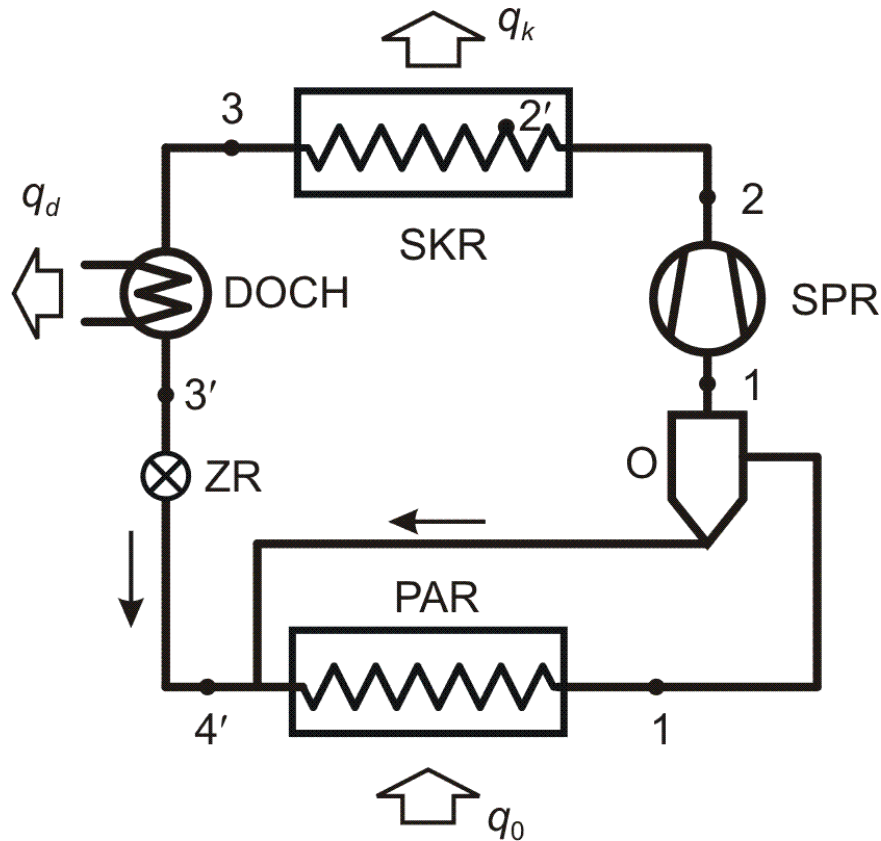
Pytania do wykładu 10

- 1. Dlaczego w obiegu lewobieżnym stosujemy dochłodzenie i doziębienie czynnika chłodniczego ?
- 2. Kiedy należy stosować dochłodzenie ?
- 3. Kiedy stosowanie doziębienia jest uzasadnione
- 4. Uzasadnij, że w doziębiaczu para przegrzewa się bardziej niż dochładza ciekły ziębnik.
- 5. Co jest charakterystyczną cechą obiegu transkrytycznego
- Co to jest „poślizg temperaturowy” i jak możemy go wykorzystać ?

Dochłodzenie-zmniejszenie strat w obiegu.



Teoretyczny obieg suchy Lindego z dochłodzeniem ciekłego ziębnika



Rys. Obieg suchy ziębiarki parowej z dochłodzeniem ciekłego ziębnika w układzie T - s :
 T_d - temperatura niższa od temperatury skraplania

Modyfikacje obiegu podstawowego.

I. Obniżenie temperatury ciekłego ziębnika przed jego zdławieniem poniżej temperatury skraplania. Proces taki nosi nazwę **dochłodzenia**, a obieg porównawczy nazwano „**obiegem z dochłodzeniem**”.

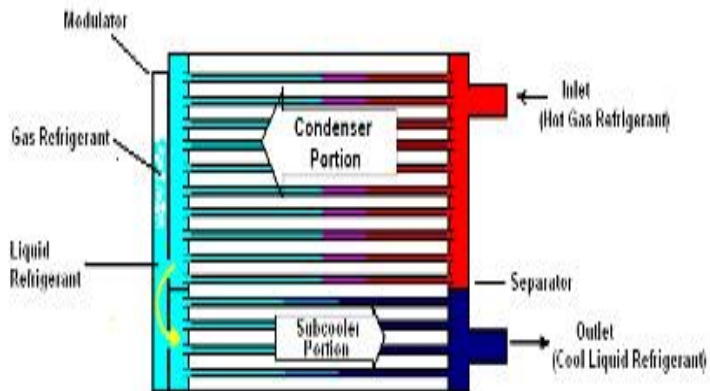
W obiegu zastosowano dodatkowy wymiennik ciepła - dochładzacz, umieszczony za skraplaczem. Skroplony ziębnik płynie ze skraplacza SKR do dochładzacza DOCH, w którym zostaje izobarycznie ochłodzony do temperatury $T_d < T_k$, oddając przy tym energię cieplną w ilości q_d .



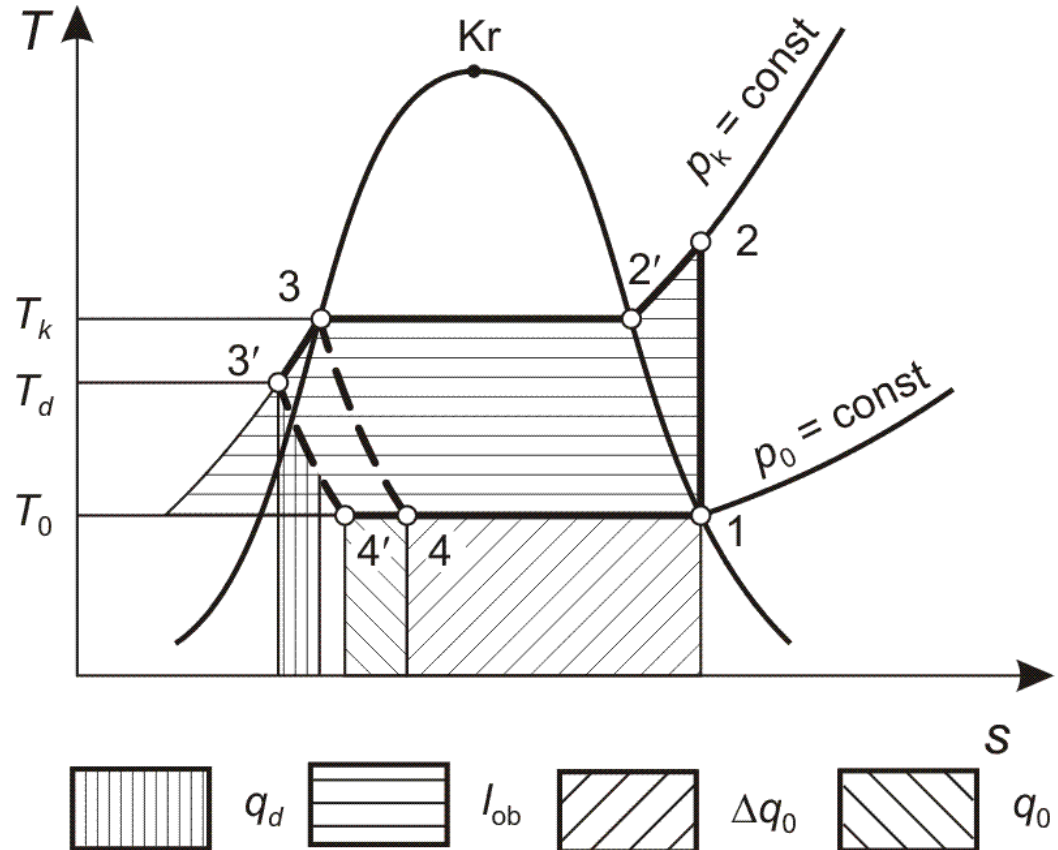
Teoretyczny obieg suchy Lindego z dochłodzeniem ciekłego ziębnika

W prezentowanym obiegu proces dławienia rozpoczyna się od stanu 3' przy temperaturze T_d niższej od temperatury T_k .

Dzięki temu jednostkowa wydajność ziębnicza wzrasta o wielkość przy nie zmienionej jednostkowej pracy obiegu l_{ob} .



Subcooler



Rys. Schemat ziębiarki parowej z dochładzaniem ciekłego ziębnika: D – dochładzacz, q_d – ciepło odprowadzone z dochładzacza

Teoretyczny obieg suchy Lindego z dochłodzeniem ciekłego ziębnika

Współczynnik efektywności ziębniczej ε_{td} obiegu z dochłodzeniem 1-2-3-3'-4' jest zatem większy od współczynnika ε_t określonego dla obiegu bez dochłodzenia 1-2-3-4:

$$\varepsilon_{td} > \varepsilon_t$$

ponieważ:

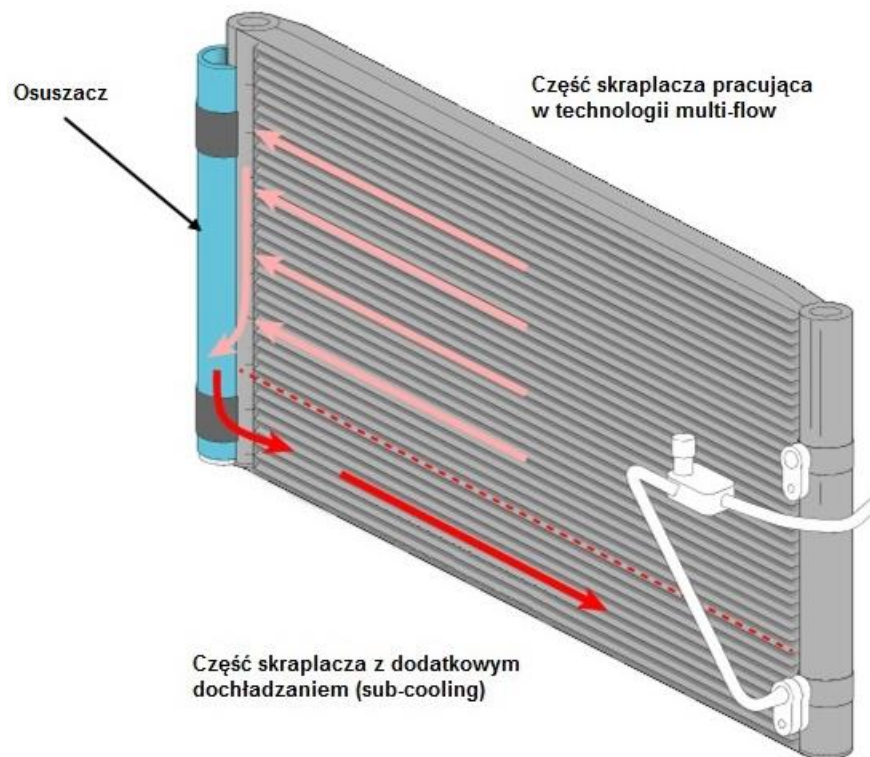
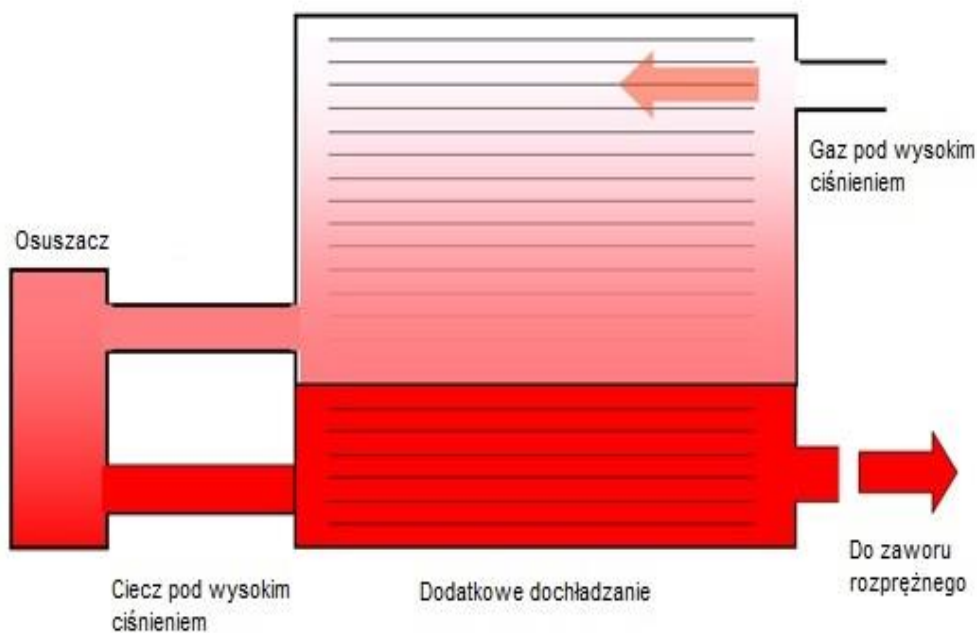
$$\varepsilon_{td} = \frac{q_o + \Delta q_o}{l_{ob}} > \varepsilon_t = \frac{q_o}{l_{ob}}$$

Zależność ta jest słuszna dla wszystkich ziębników stosowanych w technice chłodniczej. Jednak aby dochłodzenie było możliwe, musi istnieć chłodziwo, którego temperatura byłaby niższa od temperatury otoczenia i co najmniej równa T_d (np. woda z rzeki, woda głębinowa, której temperatura dla obszaru Polski środkowej wynosi 10-11°C).

- Warto też pamiętać, że dochłodzenie pomimo ewidentnych efektów poprawy parametrów termodynamicznych obiegu ziębnienia związane jest ze wzrostem kosztów inwestycyjnych – dodatkowy wymiennik, pompa,
- i eksploatacyjnych – szeroko rozumiane, koszty chłodziwa

Dochładzenie.

- Można zrealizować w samym skraplaczu i wpływać na parametry procesu skraplania i obieg ziębienia.



DOZIĘBIENIE- rekuperacja.

- W wielu przypadkach nie ma możliwości dochłodzenia ciekłego ziębnika za pomocą chłodziwa. Wtedy istnieje możliwość zastosowania rekuperacji ciepła w obiegu, czyli tzw. wewnętrznej wymiany ciepła.

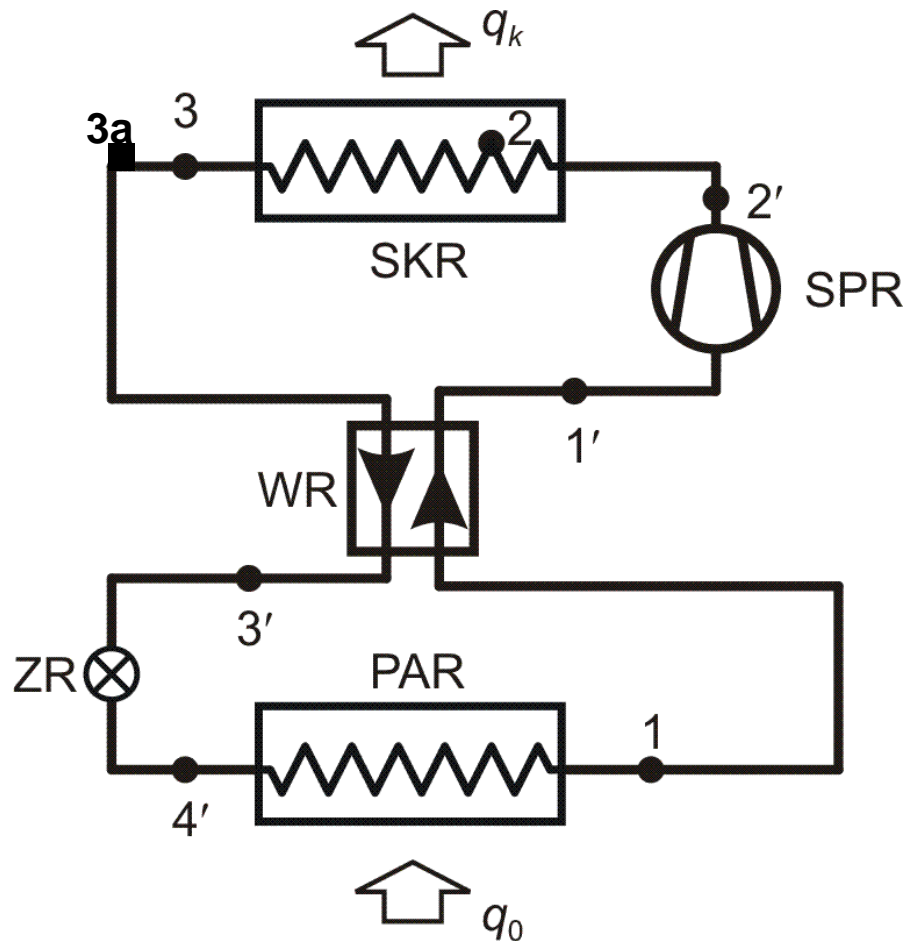


Teoretyczny obieg Lindego z rekuperacją ciepła. Obieg z doziębianiem

W tym układzie ciekły ziębnik odpływający ze skraplacza SKR „dochłodzony” jest zimną parą ziębnika odpływającą z parowacza PAR w rekuperacyjnym wymienniku ciepła WR.

Ponieważ ciepło od skroplonego ziębnika odbiera para ziębnika a nie chłodziwo, to proces nie jest nazywany dochładzaniem ale „doziębianiem”.

W teoretycznym obiegu porównawczym przyjmuje się, że wymiana ciepła zachodzi izobarycznie, tj. bez strat ciśnienia przy przepływie czynnika.



Rys. Schemat ziębiarki parowej z rekuperacją ciepła:
WR – wymiennik rekuperacyjny

Teoretyczny obieg Lindego z rekuperacją ciepła. Obieg z doziębianiem

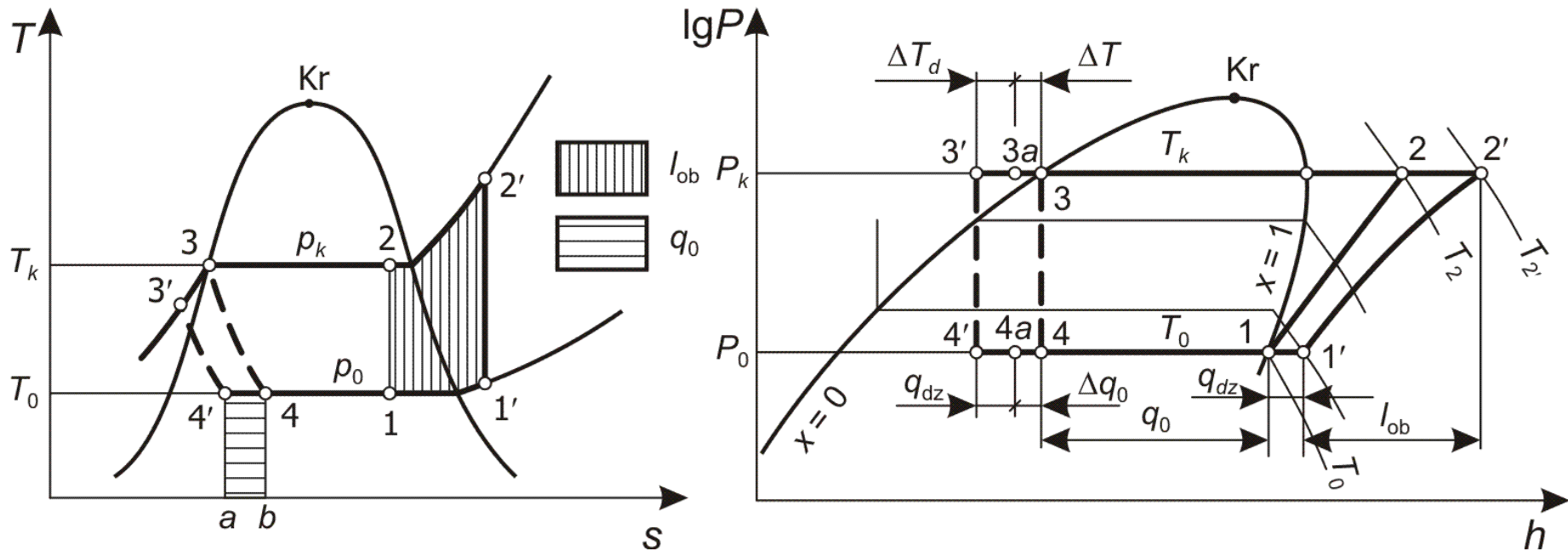
Doziębieniu ciekłego ziębnika towarzyszy intensywne przegrzanie pary zasysanej przez sprężarkę i często obieg taki nazywany jest obiegiem przegrzonym.

Wykres teoretycznego obiegu z rekuperacją ciepła (obiegu przegrzanego 1'-2'-3-3'-4) przedstawiono na rysunku.

W obiegu można wyróżnić następujące przemiany:

- | | | |
|-------------|--|-----------------------------|
| ■ 1'-2' | sprężanie adiabatyczne | w sprężarce |
| ■ 2'-2 | schładzanie izobaryczne pary przegrzanej | w skraplaczu |
| ■ 2-3 | skraplanie izobaryczno – izotermiczne | w skraplaczu |
| ■ 3-3'/1-1' | ochłodzenie ziębnika w fazie ciekłej kosztem częściowego odparowania i przegrzania pary ziębnika | w wymienniku rekuperacyjnym |
| ■ 3'-4' | rozprężenie izentalpowe (rzeczywiste) | w zaworze rozprężnym |
| ■ 4'-1 | odparowanie ziębnika | w parowaczu |

Teoretyczny obieg Lindego z rekuperacją ciepła. Obieg z doziębianiem



Rys. Obiegi teoretyczny Lindego, a) mokry i przegrzany w układzie $T-s$,
 b) suchy i przegrzany w układzie $\lg p-h$; Δq_0 - wzrost właściwej wydajności ziębniczej

Teoretyczny obieg Lindego z rekuperacją ciepła. Obieg z doziębianiem

Z analizy porównawczej obiegów z rekuperacją i bez rekuperacji ciepła wynika, że dzięki stosowaniu rekuperacji ciepła uzyskuje się zwiększenie właściwej wydajności ziębniczej o wielkość Δq_o (pole a-b-4-4') w porównaniu z obiegiem bez rekuperacji ciepła 1-2-3-4. Jest to jednak związane ze wzrostem jednostkowej pracy obiegu o wielkość Δl_{ob} , który jest proporcjonalny do pola 1'-2'-2-1.

Po uwzględnieniu tych zmian teoretyczny współczynnik efektywności ziębniczej obiegu z rekuperacją ciepła ε_t^r może zostać określony wzorem

$$\varepsilon_t^r = \frac{q_o + \Delta q_o}{l_{ob} + \Delta l_{ob}} = \frac{q_o}{l_{ob}} \cdot \frac{1 + \frac{\Delta q_o}{q_o}}{1 + \frac{\Delta l_{ob}}{l_{ob}}} = \varepsilon_t \frac{1 + \frac{\Delta q_o}{q_o}}{1 + \frac{\Delta l_{ob}}{l_{ob}}}$$

gdzie

- ε_t - teoretyczny współczynnik efektywności ziębniczej obiegu bez rekuperacji ciepła (może to być obieg mokry lub suchy)

Teoretyczny obieg Lindego z rekuperacją ciepła. Obieg z doziębianiem

Uwzględniając zależności na ε_t^r i ε_{td} można stwierdzić, że doziębienie wpłynie korzystnie na współczynnik efektywności ziębniczej, tzn.

$$\frac{\varepsilon_t^r}{\varepsilon_t} > 1$$

tylko wtedy gdy:

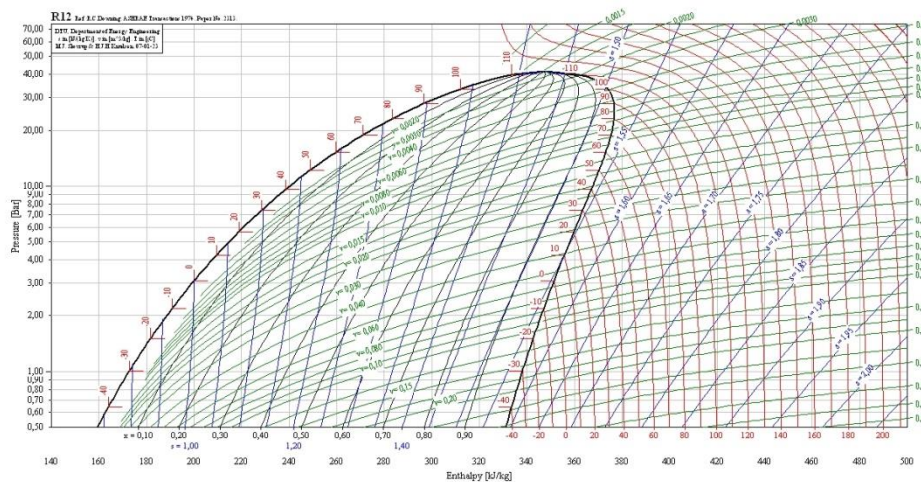
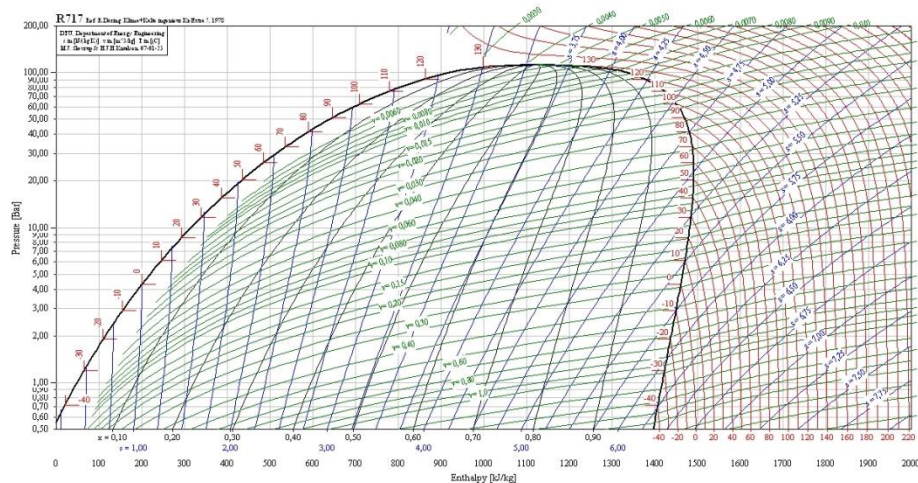
$$\frac{\Delta q_o}{q_o} > \frac{\Delta I_{ob}}{I_{ob}}$$

a nie jest to wcale takie oczywiste.

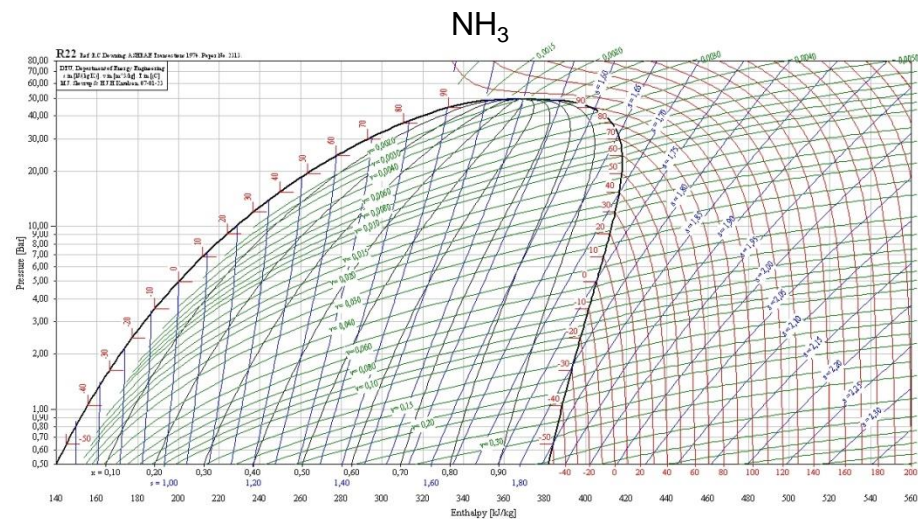
Szczegółowa analiza porównawcza wykazała, że kierunek znaku nierówności powyższej zależy od parametrów obiegu, tj. od temperatury skraplania i parowania, oraz stopnia przegrzania pary, a także od rodzaju czynnika ziębniczego.

Teoretyczny obieg Lindego z rekuperacją ciepła. Obieg z doziębianiem

Rys. Wykresy czynników chłodniczych w układzie lg P - h

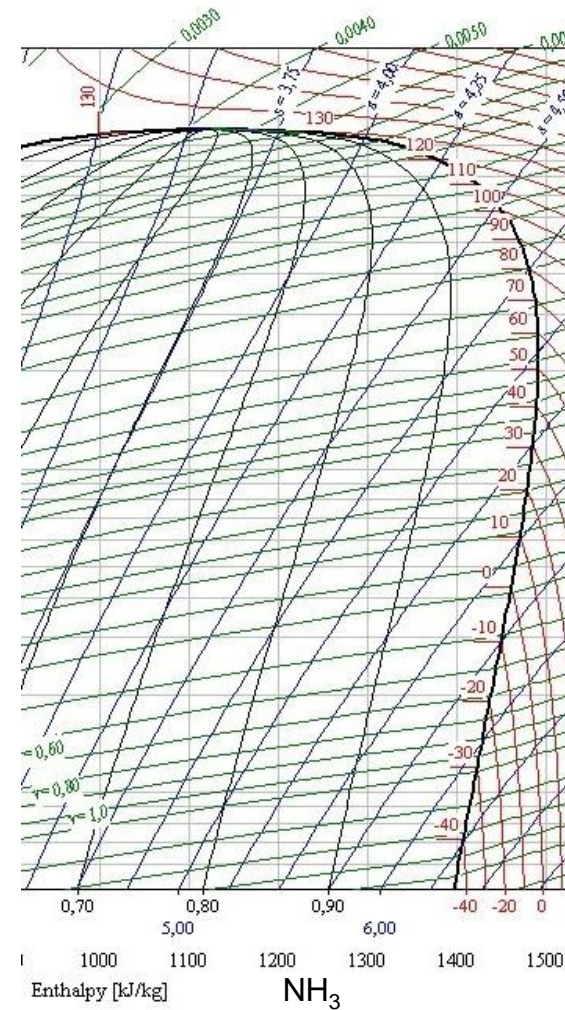
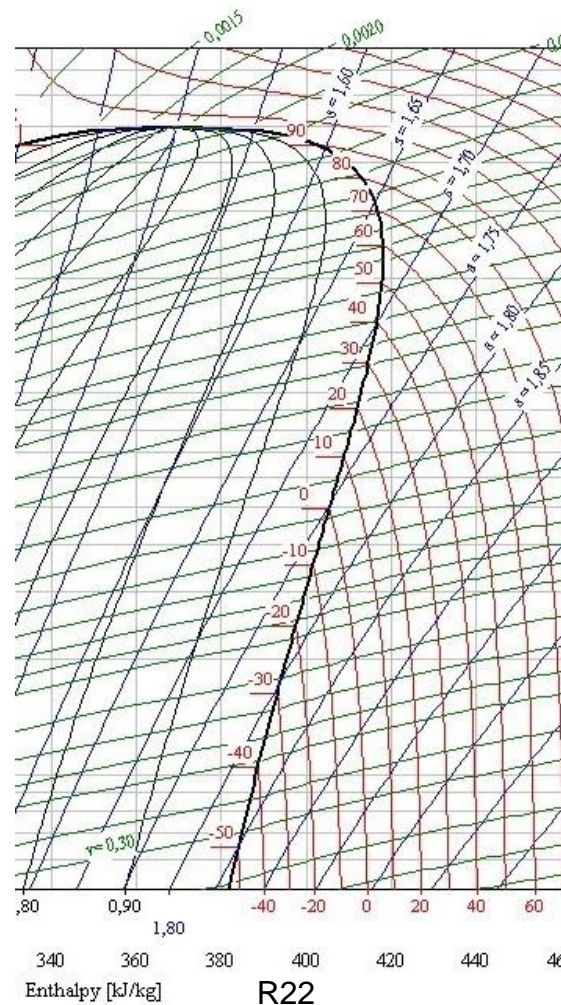
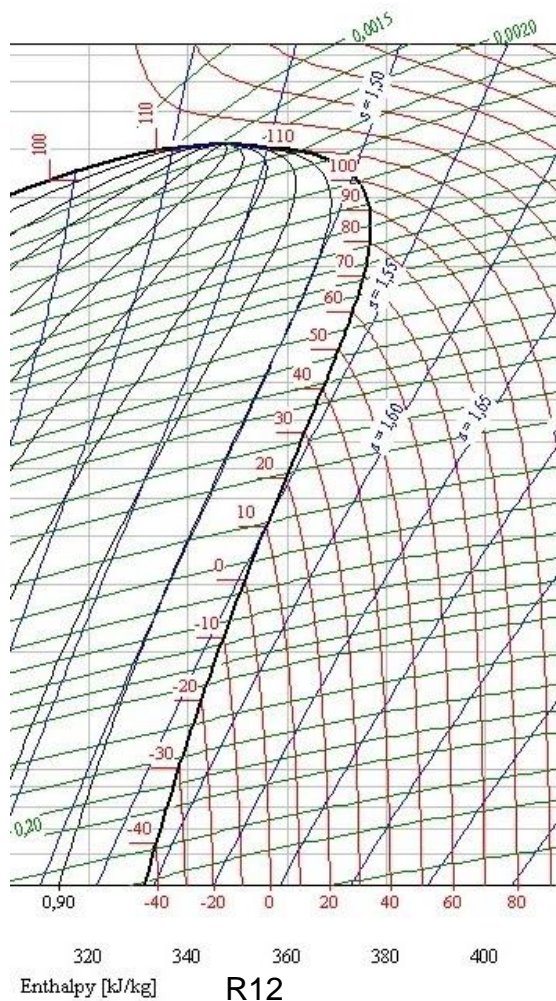


R12

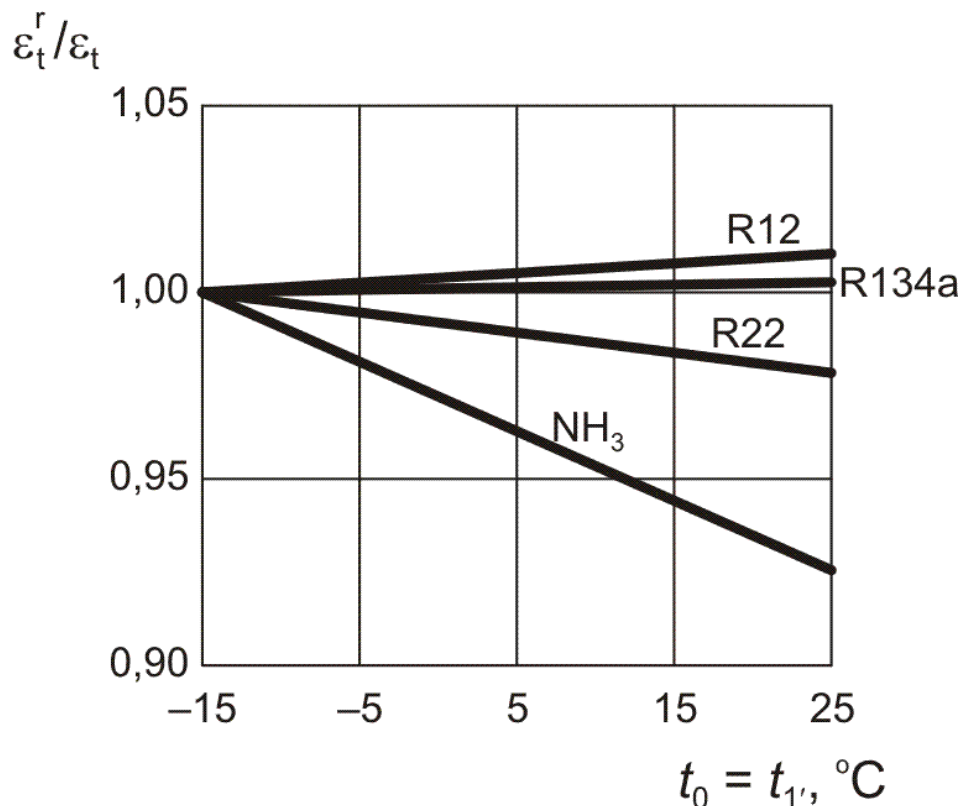


R22

Teoretyczny obieg Lindego z rekuperacją ciepła. Obieg z doziębianiem



Teoretyczny obieg Lindego z rekuperacją ciepła. Obieg z doziębianiem



Rys. Wpływ przegrzania pary ziębnika na współczynnik efektywności ziębniczej przy $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$ i przy temperaturze dochłodzenia ciekłego ziębnika $t_d = 25^\circ\text{C}$

Z analizy wykresu wynika, że są czynniki ziębnicze dla których zastosowanie rekuperacji ciepła, z termodynamicznego punktu widzenia, jest niecelowe, gdyż powoduje zmniejszenie wartości współczynnika efektywności ziębniczej. Takim ziębnikiem jest np. amoniak.

Ponadto przegrzanie pary amoniaku przed sprężarką może być przyczyną zbyt wysokich temperatur sprężonego ziębnika (temperatura T_2 na poprzednim rysunku), co grozi zapiekaniem oleju w sprężarce oraz chemicznym rozkładem ziębnika.

Teoretyczny obieg Lindego z rekuperacją ciepła. Obieg z doziębianiem

Z bilansu doziębniacza wynika, że wzrost temperatury pary w doziębniaczu jest większy od obniżenia się temperatury cieczy

$$h_4 - h_{4'} = h_{1'} - h_1$$

Z pewnym uproszczeniem można założyć, że:

$$c_c (T_4 - T_{4'}) = c_p (T_{1'} - T_1)$$

gdzie:

- c_c, c_p - odpowiednio średnia właściwa pojemność cieplna cieczy i pary w doziębniaczu.

Ponieważ $c_c > c_p$, wobec tego $T_{1'} - T_1 > T_4 - T_{4'}$. W wyniku tego temperatura pary ziębnika po izentropowym sprężaniu jest również wyższa od obiegu bez doziębienia i może przekroczyć wartość dopuszczalną dla oleju w sprężarce i ziębnika.

Podobne uwagi i zastrzeżenia można mieć również dla ziębnika R22. Natomiast dla stosowanego do niedawna ziębnika R12 czy jego zamiennika R134a, stosowanie rekuperacji jest celowe, gdyż uzyskuje się wtedy wzrost wielkości ε_t . Ponadto przy przegrzewaniu pary w wymienniku rekuperacyjnym dodatkowe korzyści eksploatacyjne polegają na zmniejszeniu stężenia oleju smarnego w roztworze olej – ziębnik, co ułatwia powrót oleju z parowacza do sprężarki.

Teoretyczny obieg Lindego z rekuperacją ciepła. Obieg z doziębianiem

Rekuperacja ciepła i przegrzew pary ma szczególne znaczenie w małych ziębiarkach sprężarkowych wyposażonych w tłokowe sprężarki hermetyczne i rurki kapilarne spełniające rolę zaworu regulacyjnego.

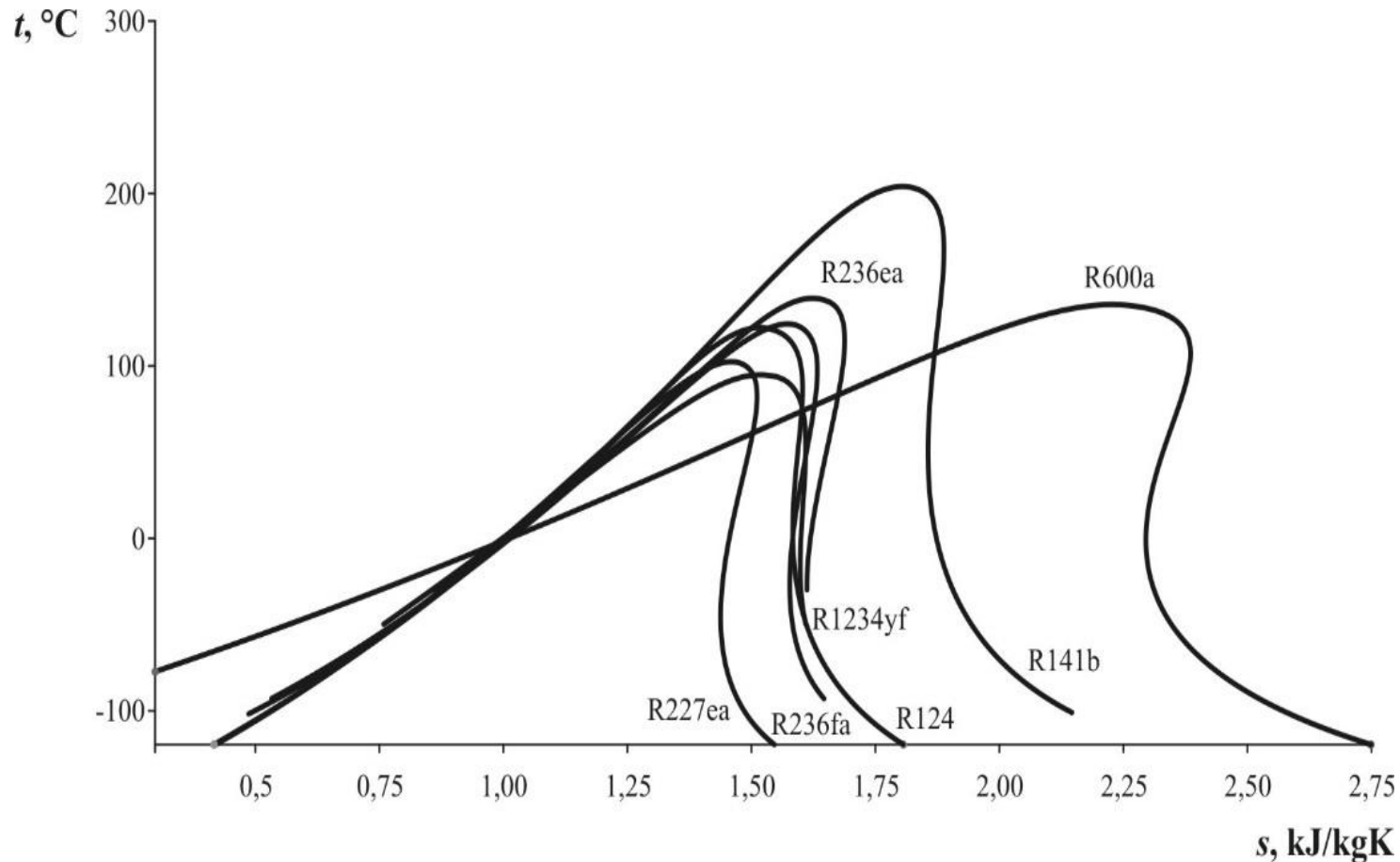
Tego typu hermetyczne agregaty ziębnicze stanowią z reguły wyposażenie chłodziarek i zamrażarek domowych, lad chłodniczych, klimatyzatorów indywidualnych.

Czynnikami obiegowymi w takich układach są, przede wszystkim ziębniki chlorowcopochodne dla których warunki eksploatacyjne wymagają zagwarantowania „suchych” warunków pracy sprężarki.

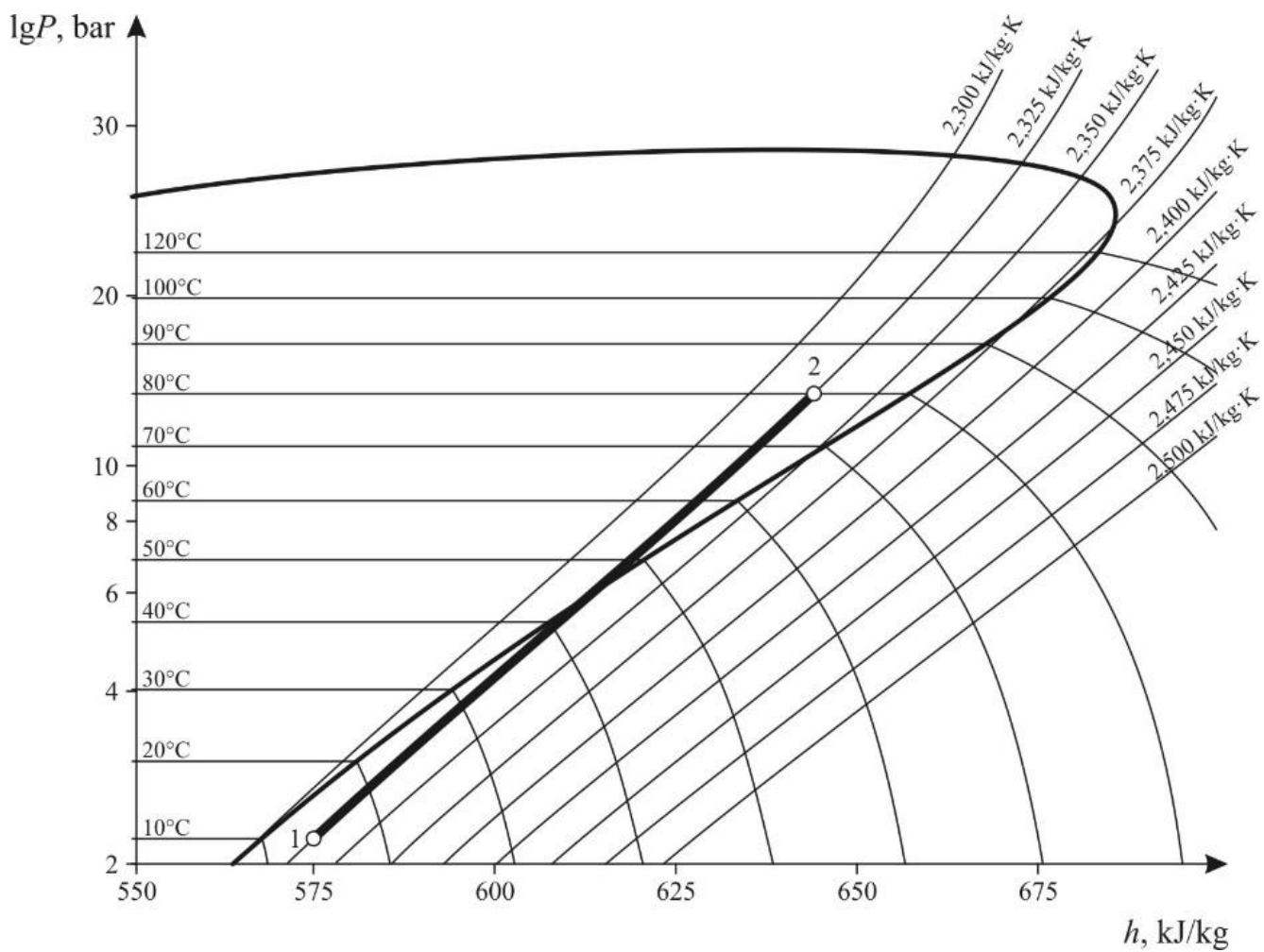
Stosowanie w takich układach ziębniczych wymiennika rekuperacyjnego zabezpiecza sprężarkę przed dopływem ciekłego ziębnika, co mogłoby wystąpić przy zmiennych obciążeniach cieplnych parowacza.

Należy zauważyć, że innym sposobem uzyskania warunków pracy obiegu przegrzanego jest zastosowanie zaworu termoregulacyjnego umożliwiającego sterowanie przegrzaniem pary opuszczającej parowacz.

Szczególne przypadki wykresów fazowych- efekt doziębienia



R 600a





Podstawy Inżynierii Ciepłej

Obiegi ziębnicze

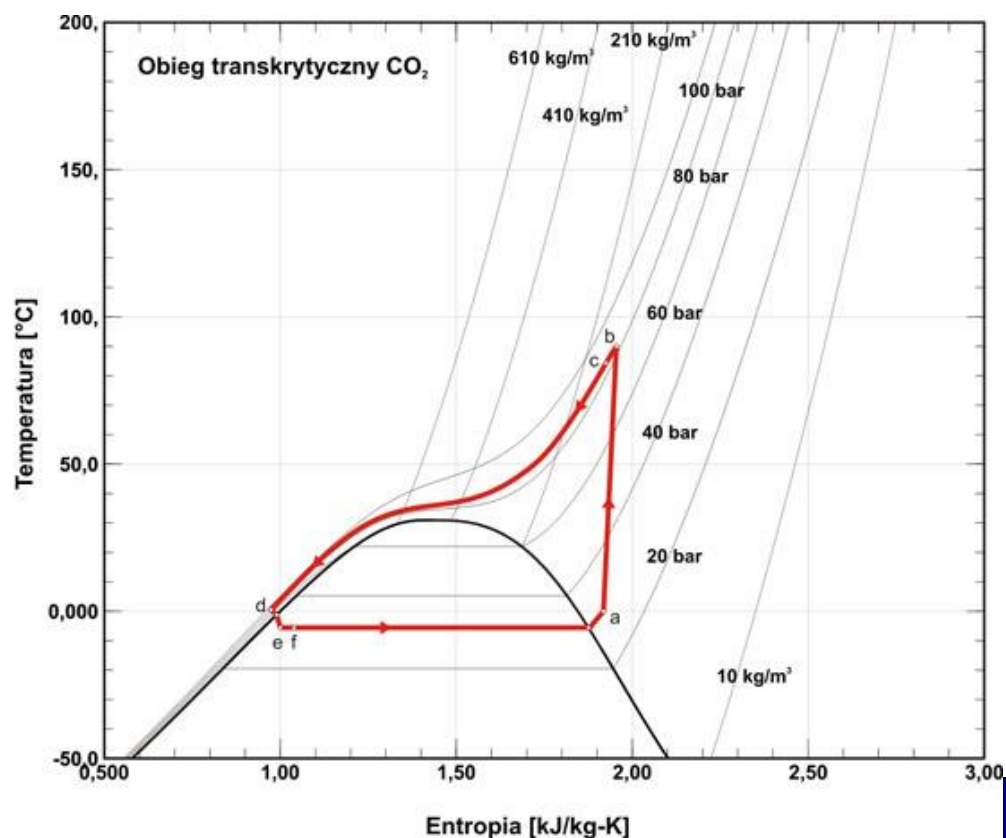
Obiegi transkrytyczne.

Obieg transkrytyczny

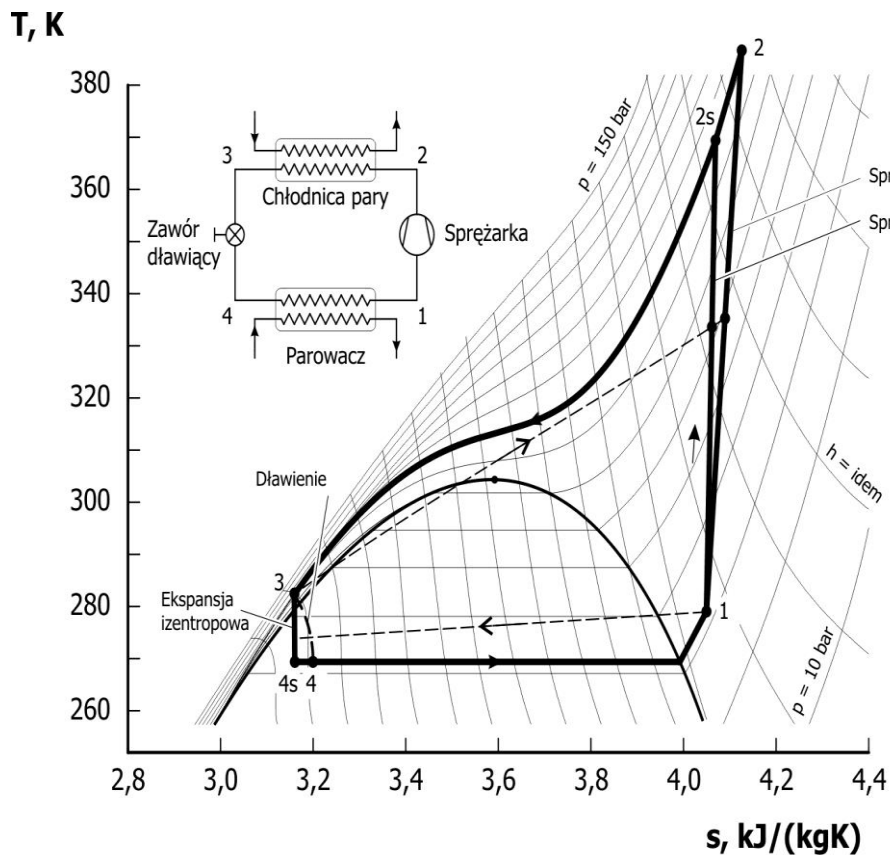
Niektóre ziębniki, nie dają możliwości uzyskania obiegu mokrego : CO_2 , N_2O^{**}

Temperatura krytyczna jest tak niska, że temperatura źródła górnego (zazwyczaj otoczenia) jest znacznie od niej wyższa.

Proces sprężania w całości lub w znacznym zakresie, musi przebiegać w obszarze pary przegrzanej.



Obieg transkrytyczny



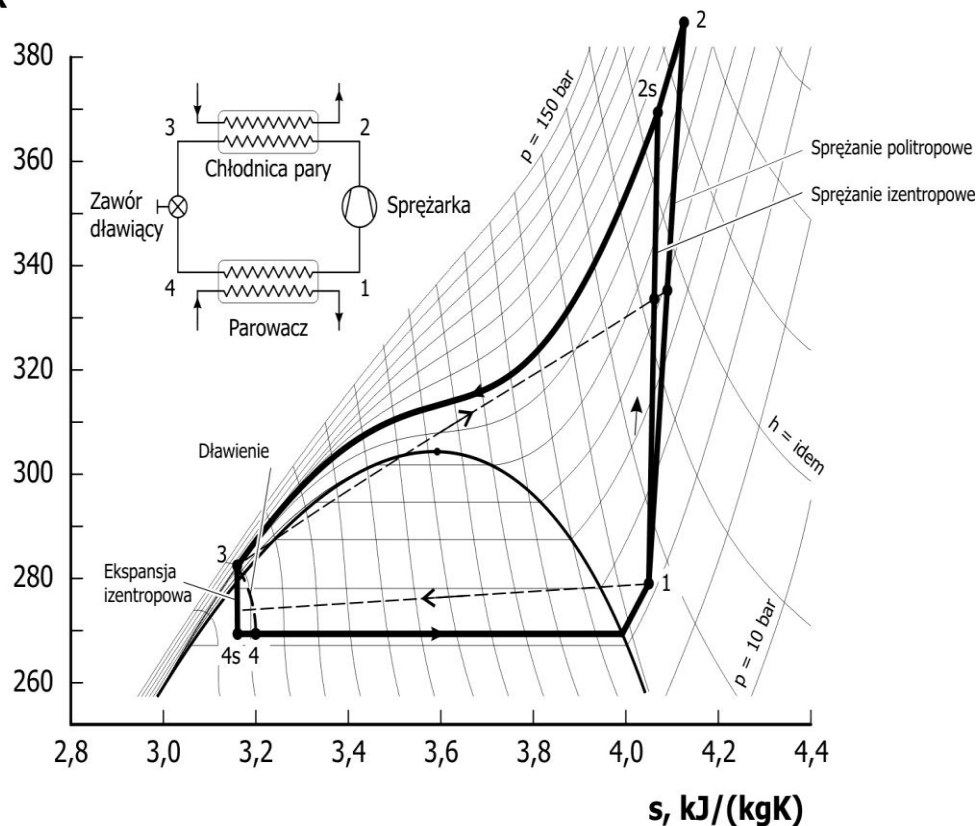
Izobaryczne i izotermiczne parowanie cieczy w parowniku, z minimalnym przegrzaniem pary, odbywa się w strefie nasycenia 4" – 1, zaś sprężanie do ciśnienia nadkrytycznego 80 – 110 barów i temperatury ok. 80 – 100°C zachodzi wzdłuż linii 1 – 2. Izobaryczne ochładzanie sprężonego gazu wodą 2 – 3 w chłodnicy przeciwprądowej, związane jest z poślizgiem temperaturowym (od 100° do 60° C).

Krzywa poślizgu temperatury jest w swym kształcie identyczna z izobarą. Dławienie izentalpowe ochłodzonego gazu od ciśnienia sprężania p_t do ciśnienia parowania p_0 , zachodzi w zaworze dławiącym wzdłuż linii 3 – 4. Powyżej punktu krytycznego czynnik znajduje się w postaci gazu, który – przy dławieniu – przechodzi dopiero w ciecz.

Rys. Transkrytyczny obieg CO₂ na wykresie T-s wraz z ideowym schematem instalacji realizującej ten obieg

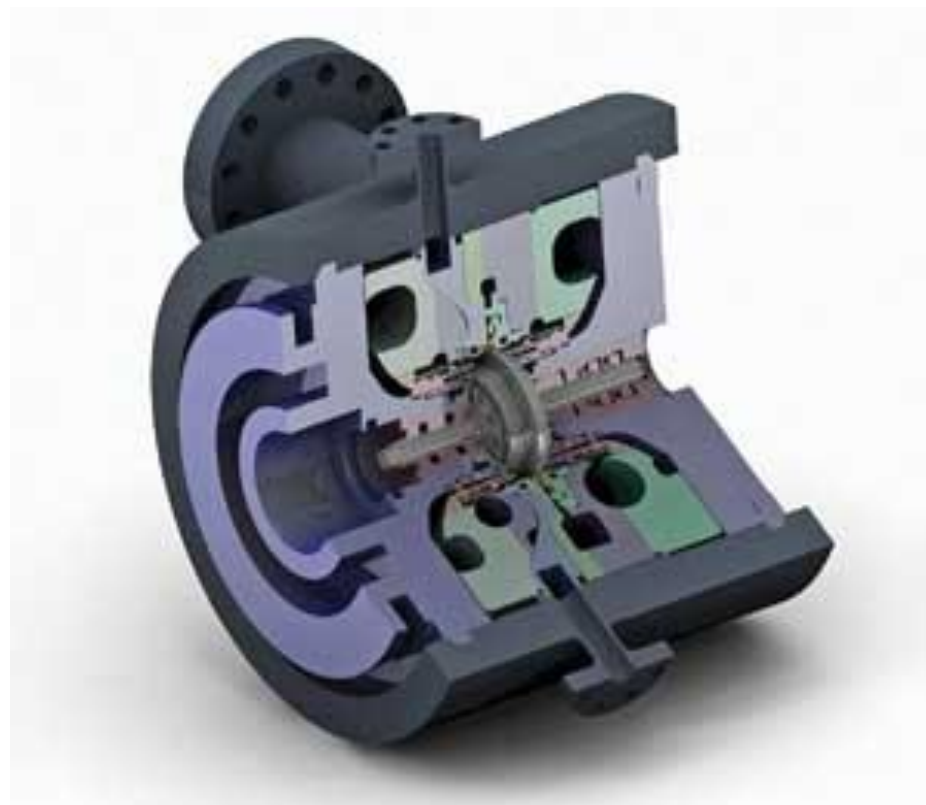
Obieg transkrytyczny

T, K



Na rysunku liniami przerywanymi zaznaczono możliwe, hipotetyczny przebieg zmian temperatury wody w parowaczu i chłodnicy gazu. Dolna linia – rozkład temperatury ochładzanej w przeciwnym kierunku cieczy w parowaczu oraz górna linia rozkład temperatury wody chłodzącej gaz i podgrzewającej się w wymienniku do poziomo założonej temperatury ciepłej wody użytkowej.

Sprężanie 90-120 bar



Obieg transkrytyczny



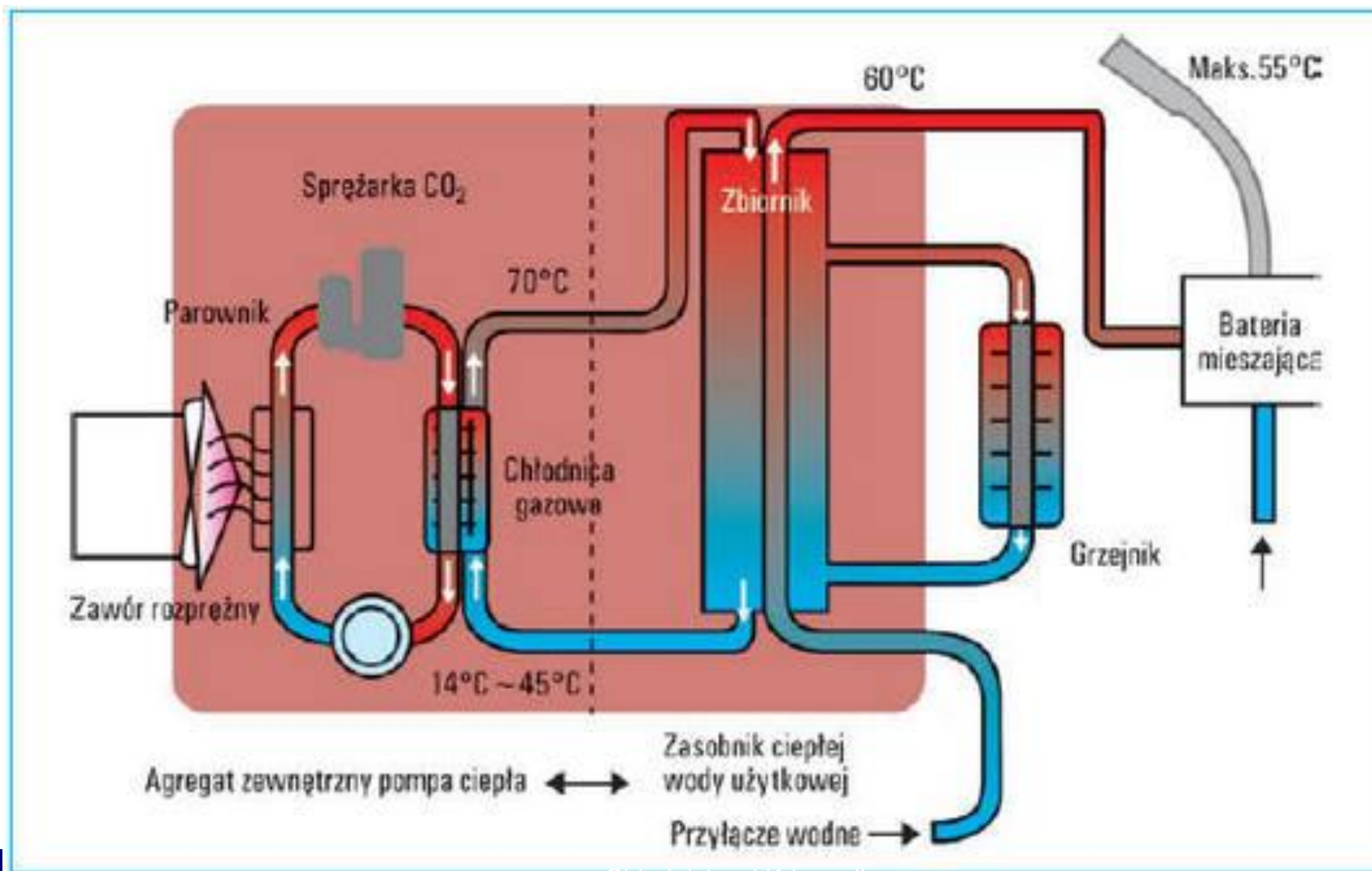
Fundamentalną i unikalną cechą obiegu transkrytycznego jest poślizg temperaturowy. Właściwość ta ogranicza jego przydatność tylko do tych zastosowań, w których poślizg temperaturowy może być w pełni użytecznie wykorzystany.

Do zastosowań takich należą:

- ogrzewanie wody użytkowej za pomocą systemów ziębno – grzewczych lub
- pomp ciepła
- małe układy chłodnicze i klimatyzacyjne,
- Klimatyzatory samochodowe, w których chłodzenie gazu w strefie nadkrytycznej związane jest z układem chłodzenia silnika pojazdu.



Pompa ciepła na CO₂



Obieg transkrytyczny

Zależnie od temperatury dolnego źródła ciepła, układ jednostopniowy jest najbardziej przydatny, gdy wymagany jest poślizg temperaturowy wyższy od 40 do 50 K.

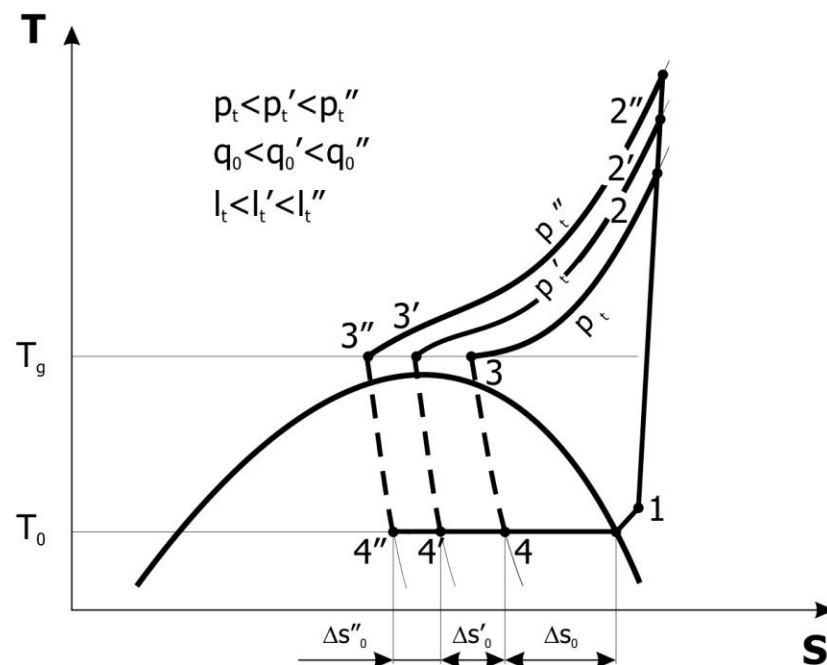
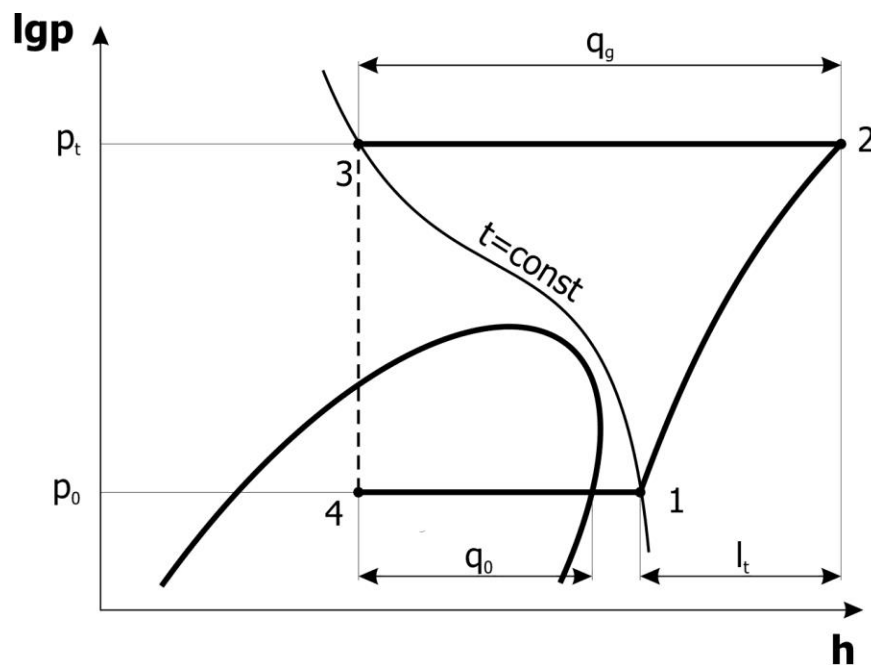
W takim przypadku możliwe jest zredukowanie mocy napędowej sprężarki nawet o 40% – w porównaniu z układami tradycyjnymi pomp ciepła. Odpowiednio wzrasta także współczynnik efektywności chłodniczej (COP). Dla większości zastosowań pomp ciepła z CO₂ wymagany jest jednak niższy poślizg temperaturowy.

Problem ten daje się łatwo rozwiązać na drodze modyfikacji obiegu np. wielostopniowego sprężania gazu – prowadzącego do żądanego poziomu jego temperatury przegrzania.

Konieczność właściwego zaprojektowania obiegu : **ciśnienie końca sprężania p_t**
Od tej wartości zależy bowiem większość parametrów PC a także wartość współczynnika efektywności energetycznej.

Obieg transkrytyczny

Oceny i porównań obiegu ziębienia realizowanego w urządzeniu chłodniczym lub PC, można dokonać przy pomocy współczynnika efektywności ziębienia ε_t lub współczynnika efektywności grzewczej η_t .



Rys. a) obieg transkrytyczny , b) wpływ końcowego ciśnienia sprężania na ε_t i η_t

Obieg transkrytyczny- wpływ ciśnienia p_t

Współczynniki efektywności:

$$\varepsilon_t = \frac{q_0}{l_t} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\eta_t = \frac{q_g}{l_t} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = 1 + \varepsilon_t$$

Parametrem silnie wpływającym na wartość ε_t i η_t jest końcowe ciśnienie sprężania.

Zmiany q_0 i l_t są jednokierunkowe, a zatem zmiana ε_t i η_t nie jest oczywista.

W celu przeanalizowania wpływu ciśnienia p_t na współczynniki efektywności energetycznej można założyć, że położenie punktów 2, 2' i 2'' jest tylko funkcją ciśnienia a zatem $h_2 = h_2(p_t)$; $h_{2'} = h_{2'}(p_t)$; $h_{2''} = h_{2''}(p_t)$. Przy założeniu wymaganej stałej końcowej temperatury na wylocie z ochładzacza gazu T_3 można zauważyć, że $h_3 = h_3(p_t)$; $h_{3'} = h_{3'}(p_t)$; $h_{3''} = h_{3''}(p_t)$.

Obieg transkrytyczny

A zatem w ujęciu ogólnym $h_3 = h_3(p_t)$ i $h_2 = h_2(p_t)$.

Zależność ε_t przyjmie postać:

$$\varepsilon_t(p_t) = \frac{h_1 - h_3(p_t)}{h_2(p_t) - h_1}$$

Określając pochodną względem ciśnienia i przyrównując ją do zera można znaleźć warunek, przy którym ε_t przybiera wartość maksymalną:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial p} = \frac{-\frac{\partial h_3}{\partial p}(h_2 - h_1) - \frac{\partial h_2}{\partial p}(h_1 - h_3)}{(h_2 - h_1)^2} = 0$$

stąd

$$-\frac{\partial h_3}{\partial p}(h_2 - h_1) = \frac{\partial h_2}{\partial p}(h_1 - h_3)$$

lub

$$-\frac{h_2 - h_1}{\frac{\partial h_2}{\partial p}} = \frac{h_1 - h_3}{\frac{\partial h_3}{\partial p}}$$

Rzeczywisty obieg transkrytyczny

W powyższej zależności, wyrażenie $-\left(\frac{\partial h_2}{\partial p}\right)^{-1}$ jest tangensem kąta utworzonego przez styczną poprowadzoną przez punkt 2 do izentropy a osią odciętych natomiast $\left(\frac{\partial h_3}{\partial p}\right)^{-1}$ jest tangensem kąta β utworzonego przez styczną do izotermy poprowadzonej w punkcie 3 a osią odciętych.

$$(h_2 - h_1) \operatorname{tg} \alpha = (h_1 - h_3) \operatorname{tg} \beta$$

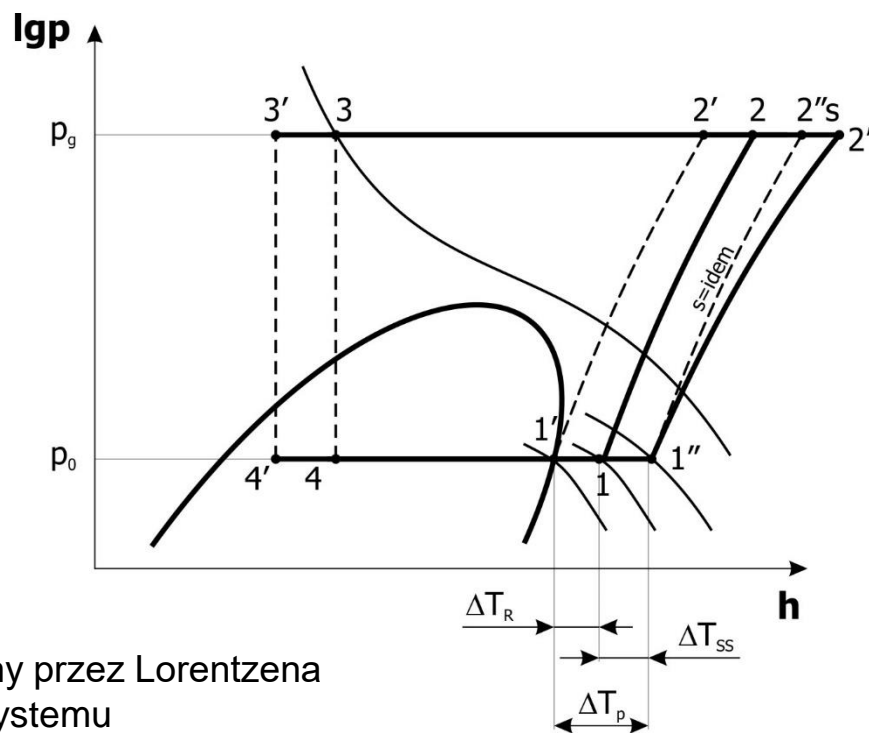
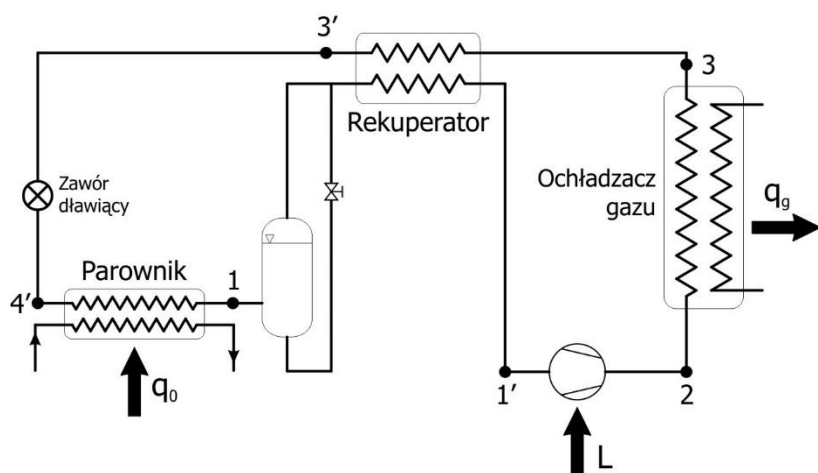
Z tego warunku wynika, że ε_t osiągnie wartość maksymalną przy takim ciśnieniu, dla którego styczne poprowadzone w punkcie 3 do izotermy i w punkcie 2 do izotermy przetną się na linii $h_1 = \text{idem}$.

Rzeczywisty obieg transkrytyczny

Na rysunku przedstawiono system pompy ciepła opatentowany i zrealizowany przez Lorentzena i Petersena oraz obieg termodynamiczny dla takiego systemu.

W stosunku do układu przedstawionego na rysunku 1 w systemie zastosowano dodatkowo wewnętrzny wymiennik ciepła – rekuperator, oraz oddzielną ciecisz.

Te dodatkowe elementy mają zapewnić efektywniejszą i przede wszystkim stabilniejszą pracę.



Rys. System pompy ciepła opatentowany i zrealizowany przez Lorentzena i Petersena oraz obieg termodynamiczny dla takiego systemu

Rzeczywisty obieg transkrytyczny

Obieg rzeczywisty realizowany w modelowanym systemie pompy ciepła przebiega pomiędzy punktami 1''–2''–3'–4' a odstępstwa od obiegu teoretycznego 1–2–3–4 wynikają z uwzględnienia:

- wymiennika rekuperacyjnego i dodatkowego schładzania gazu ($h_3 = h_{3''}$), przegrzewu pary ($h_1 = h_{1'}$);
- podgrzewu pary w sprężarce ($h_{1''} = h_1$);
- politropowego sprężania ($h_{2''} = h_{1''}$).

Dla obiegu rzeczywistego z rekuperacją ciepła:

$$\varepsilon'_t = \frac{h_{1'} - h_{4'}}{h_2 - h_1}$$

Jeżeli założymy idealny wymiennik ciepła – rekuperator, to $h_1 - h_{1'} = h_4 - h_{4'}$ i dalej

$$h_{1'} - h_{4'} = h_1 - h_4 .$$

Z pewnym przybliżeniem można założyć, że wewnętrzna rekuperacja nie ma wpływu na wartość $\varepsilon'_t = \varepsilon_t$.

Rzeczywisty obieg transkrytyczny

Parametry punktu 1'' można obliczyć uwzględniając dodatkowy przegrzew pary.

Podgrzew pary w sprężarce przed wlotem do jej cylindra zależy od pracy sprężania i końcowej wartości $T_{2''}$. Można go określić z zależności jak dla sprężarek freonowych

$$\Delta T_S = T_{1''} - T_1 = \frac{1}{c_p} \frac{h_{2''} - h_1}{\eta_{is}} \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right)$$

i odpowiednio

$$h_{1''} - h_1 = c_p (T_{1''} - T_1) = \frac{h_{2''} - h_1}{\eta_{is}} \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right)$$

i dalej

$$h_{1''} = h_1 + \frac{h_{2''} - h_1}{\eta_{is}} \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right)$$

Rzeczywisty obieg transkrytyczny

Sprawność $\eta_{is} = \frac{l_r}{l_s}$ zależy przede wszystkim od stopnia sprężania $\frac{p_t}{p_0}$ i może być opisana zależnością:

$$\eta_{is} = C_1 - C_2 \left(\frac{p_t}{p_0} \right)$$

gdzie C_1 i C_2 – stałe empiryczne.

Dla sprężarek tłokowych na CO₂, gdy spręż $\frac{p_t}{p_0} > 2$ $C_1 = 93,43$, $C_2 = 0,04478$

Rzeczywista wartość współczynnika efektywności ε_R określa zależność:

$$\varepsilon_R = \varepsilon_t \cdot \eta_{is}$$

Biorąc pod uwagę powyższą zależność i wstawiając odpowiednio zależności na ε_t i η_{is} można napisać, że:

$$\varepsilon_R = \frac{\left[C_1 - C_2 \left(\frac{p_t}{p_0} \right) \right] \left[h_1(p_0, \Delta T_R) - h_3(p_t, t_g) \right]}{h_2''(p_t, \Delta T_p) - h_1''(p_0, \Delta T_p)}$$

gdzie $\Delta T_p = T_1'' - T_1'$, jest przegrzewem pary

Rzeczywisty obieg transkrytyczny

Można zauważyć, że:

$$\varepsilon_R = \varepsilon_R(p_t, T_g, p_0, \Delta T_p, C_1, C_2)$$

a biorąc pod uwagę przeprowadzoną analizę i wzór
wartość maksymalną ε_R przyjmie dla warunku:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial p} = \frac{-\frac{\partial h_3}{\partial p}(h_2 - h_1) - \frac{\partial h_2}{\partial p}(h_1 - h_3)}{(h_2 - h_1)^2} = 0$$

$$\left(\frac{\partial \varepsilon_R}{\partial p_t} \right)_{p_t = p_{opt}} = 0$$

i odpowiednio:

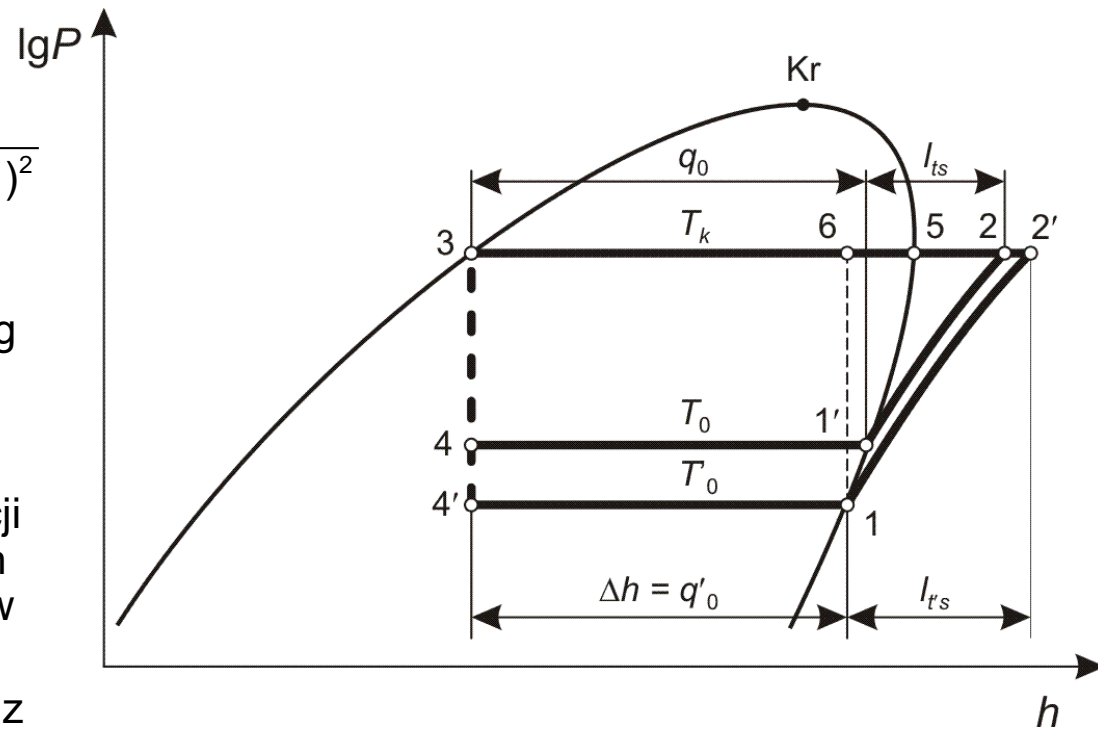
$$\left(\frac{\partial \eta_R}{\partial p_t} \right)_{p_t = p_{opt}} = 0$$

Wpływ temperatury parowania na współczynnik efektywności ziębniczej

Jak wynika z zależności $\left. \frac{\partial \varepsilon_c}{\partial T} \right|_{T_o} = \frac{T_o}{(T - T_o)^2}$
 i $\left. \frac{\partial \varepsilon_c}{\partial T_o} \right|_T = \frac{T}{(T - T_o)^2}$ temperatury źródeł

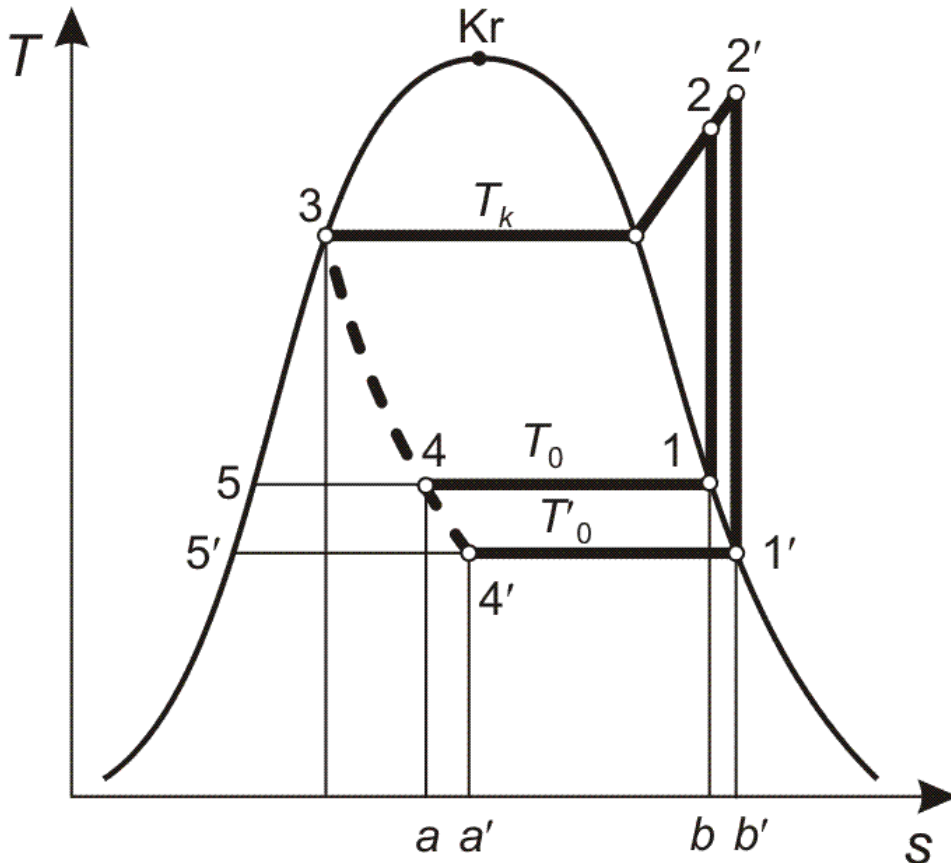
między którymi realizowany jest obieg Carnota mają wpływ na wartość współczynnika efektywności ziębniczej. Podobny wpływ temperatur parowania i skraplania istnieje w przypadku realizacji obiegu Lindego, a odpowiedni dobór ich wartości może być jednym ze sposobów poprawy współczynnika efektywności.

Jeśli temperatura parowania obniży się z wartości T_o na T_o' , to jak wynika z przedstawionych obiegów suchych $T-s$ i $\lg P-h$ nastąpi zmniejszenie jednostkowej wydajności ziębniczej q_o na q_o' , i równocześnie wzrost jednostkowej pracy l_{ts} na l'_{ts} .



Rys. Wpływ temperatury parowania na zmiany jednostkowej wydajności ziębniczej i na jednostkową pracę sprężania (wykres $\lg P-h$)

Wpływ temperatury parowania na współczynnik efektywności ziębniczej



Rys. Wpływ temperatury parowania na zmiany jednostkowej wydajności ziębniczej i na jednostkową pracę sprężania (wykres T-s)

Na wykresie $T-s$ $q_o = h_1 - h_4 =$ pole $a-4-1-b$, natomiast $q'_o = h_{1'} - h_{4'} =$ pole $a'-4'-1'-b'$.

Ponieważ $h_4 = h_{4'}$, natomiast $h_1 < h_{1'}$, wobec tego $q'_o < q_o$.

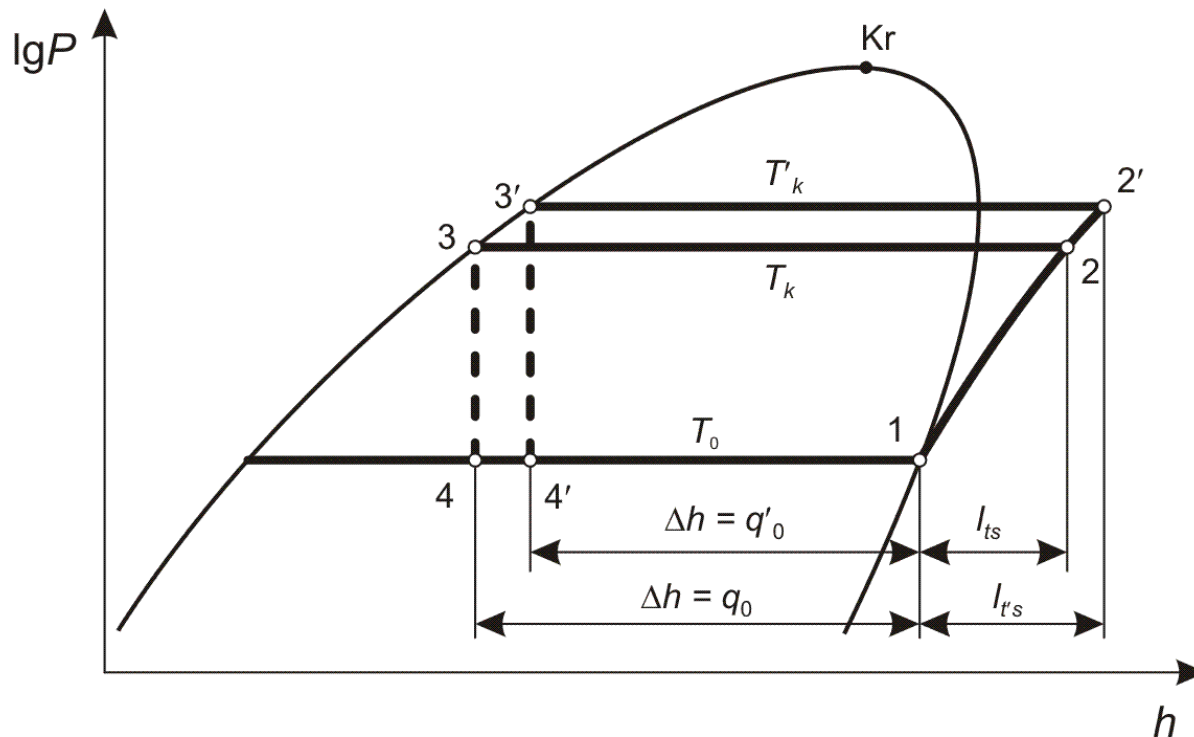
Z drugiej strony $l_{ts} = h_2 - h_1 =$ pole $1-2-3-4$, natomiast $l'_{ts} = h_{2'} - h_{1'} =$ pole $1'-2'-3'-4'$.

Ponieważ $h_1 > h_{1'}$ oraz $h_{2'} > h_2$, wynika stąd, że $q'_o < q_o$, natomiast $l_{ts} < l'_{ts}$ oraz, że

$$\varepsilon_L = \frac{q_o}{l_t} > \frac{q'_o}{l'_t} = \varepsilon'_L$$

Współczynnik efektywność obiegu ziębienia zmniejsza się w przypadku obniżenia temperatury odparowania ziębnika w obiegu.

Wpływ temperatury skraplania na współczynnik efektywność ziębniczej

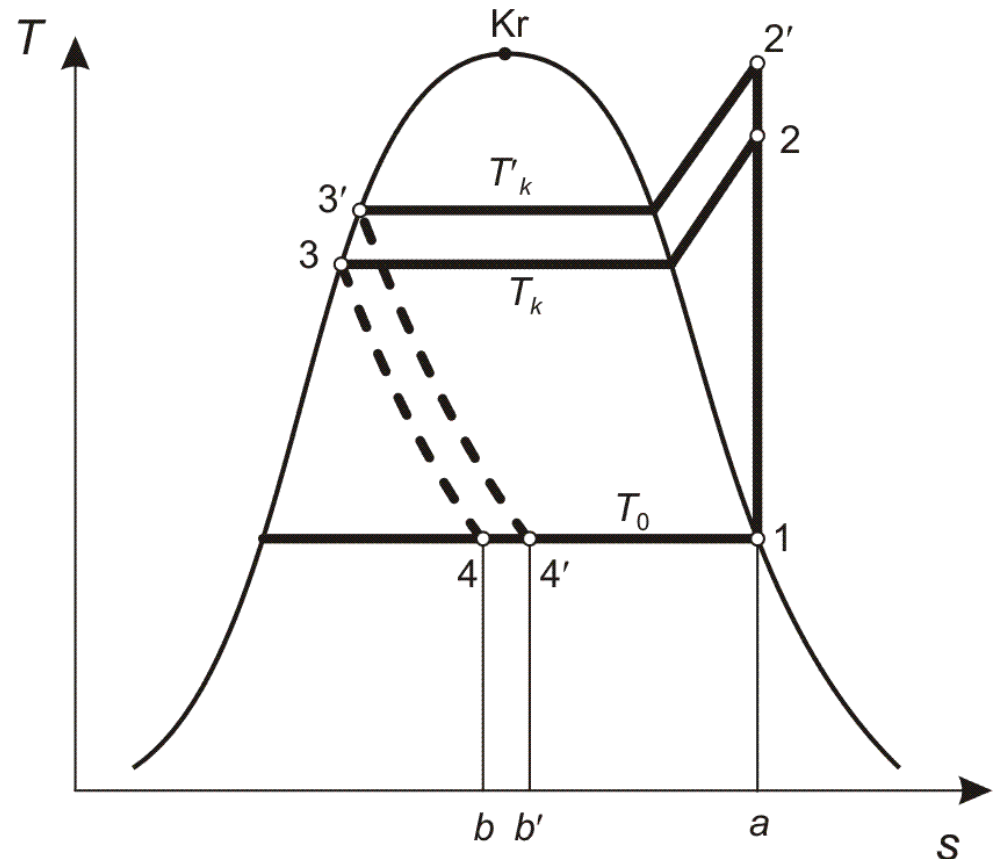


Jeżeli temperatura skraplania zostanie podwyższona z wartości T_k do wartości T'_k , wystąpią podobne objawy, jak w przypadku obniżenia temperatury parowania.

Rys. Wpływ temperatury skraplania na zmiany jednostkowej wydajności ziębniczej i na jednostkową pracę sprężania (wykres lg P-h)

Wpływ temperatury skraplania na współczynnik efektywność ziębniczej

Na podstawie analizy wpływu temperatur parowania i skraplania można stwierdzić, że korzystniejsze pod względem energetycznym są obiegi realizowane w możliwie wysokiej temperaturze parowania i niskiej temperaturze skraplania.



Rys. Wpływ temperatury skraplania na zmiany jednostkowej wydajności ziębniczej i na jednostkową pracę sprężania (wykres T-s)

Obliczenia termodynamicznych obiegów ziębniczych jednostopniowych

Podstawą projektowania wszelkich urządzeń i systemów ziębniczych jest wybór czynnika ziębniczego do realizacji obiegu i projekt obiegu na wykresie fazowym. Projektowanie i obliczanie obiegu sprowadza się do określenia wartości parametrów termodynamicznych intensywnych i ekstensywnych.

Podstawowymi wielkościami wyjściowymi do obliczeń cieplnych obiegu ziębniczego są

- moc całkowita urządzenia ziębniczego \dot{Q}_0 , kW, zwana też całkowitą wydajnością ziębienia
- temperatura skraplania t_k , °C,
- temperatura parowania t_0 , °C,
- temperatura przed zaworem regulacyjnym (temperatura dochłodzonego ziębnika) t_d , °C.

Niezbędną moc całkowitą urządzenia ziębniczego, dla której ma zostać zaprojektowany obieg ziębienia określa się na podstawie bilansu cieplnego oziębianego środowiska lub bilansu cieplnego obiektu oziębianego. Sposób obliczenia wielkości jest uwarunkowany rodzajem tego obiektu.

Obliczenia termodynamicznych obiegów ziębniczych jednostopniowych-dane.

Temperatura skraplania czynnika ziębniczego zależy od temperatury chłodziwa, a więc od temperatury wody lub powietrza chłodzącego (np. atmosferycznego).

Wybór temperatury parowania ziębnika wynika z przesłanek technologicznych, tzn. zależy od wymaganej temperatury oziębianego środowiska.

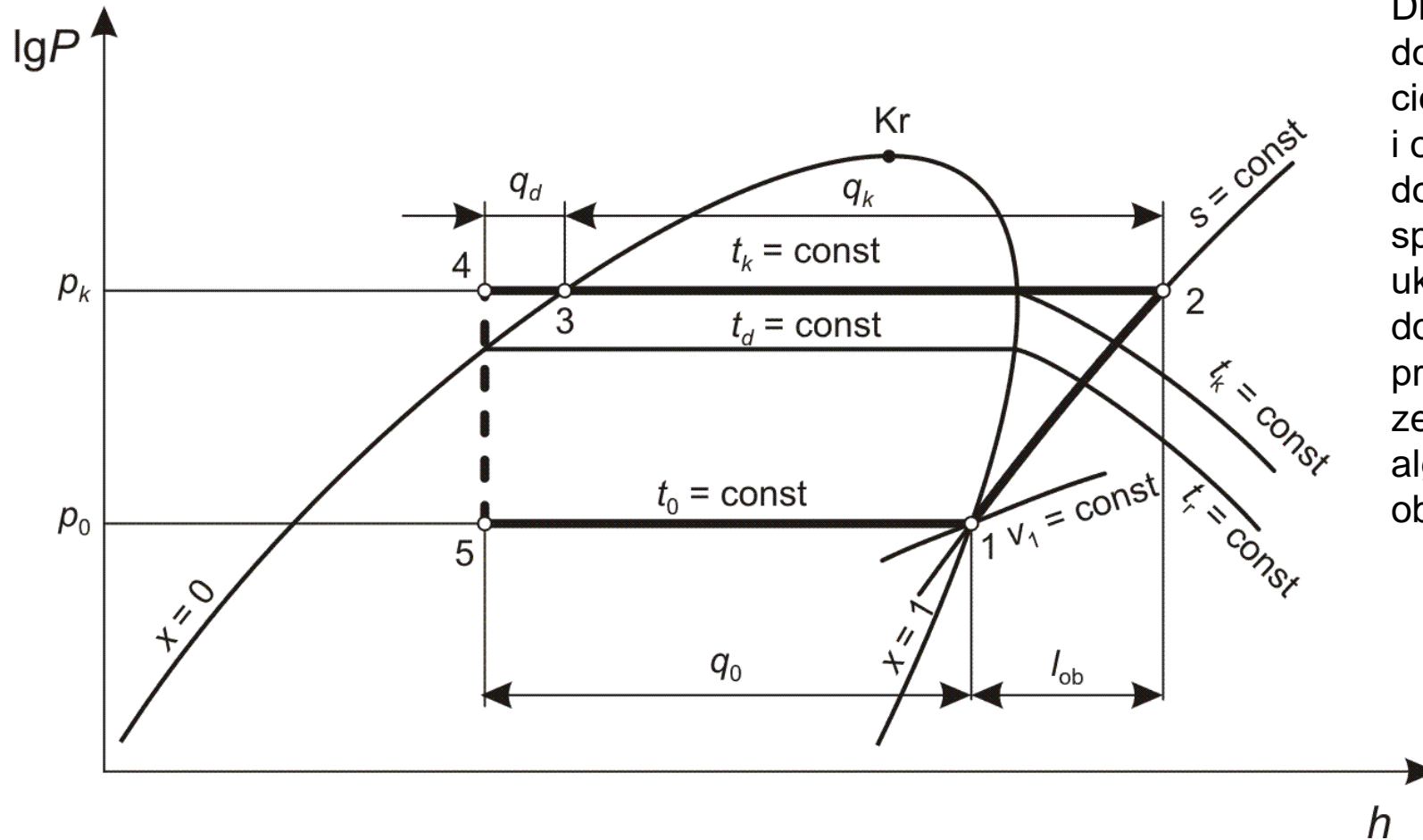
Siłą napędową procesów wymiany ciepła zachodzącej w skraplaczu i w parowaczu jest różnica temperatur, a zatem temperatura skraplania jest zawsze wyższa od temperatury chłodziwa, a temperatura parowania jest zawsze niższa od temperatury oziębianego środowiska.

Wartości tych różnic temperatur zależą od rodzaju i konstrukcji skraplacza i parowacza (wymienników ciepła). Od typu i rodzaju konstrukcji zależy też sposób ich obliczania.

Uwagi powyższe odnoszą się także do określania temperatury dochłodzenia ciekłego czynnika ziębniczego, jeżeli projektujemy obieg z dochłodzeniem.

Po określeniu danych wyjściowych można przystąpić do obliczania obiegu. W praktyce do obliczeń termodynamicznych obiegu korzysta się z wykresu w układzie współrzędnych ciśnienie-entalpia właściwa ($P-h$). Wartości q i l , tj. podstawowych wielkości charakteryzujących obieg, odczytuje się na osi odciętych jako różnice entalpii właściwej.

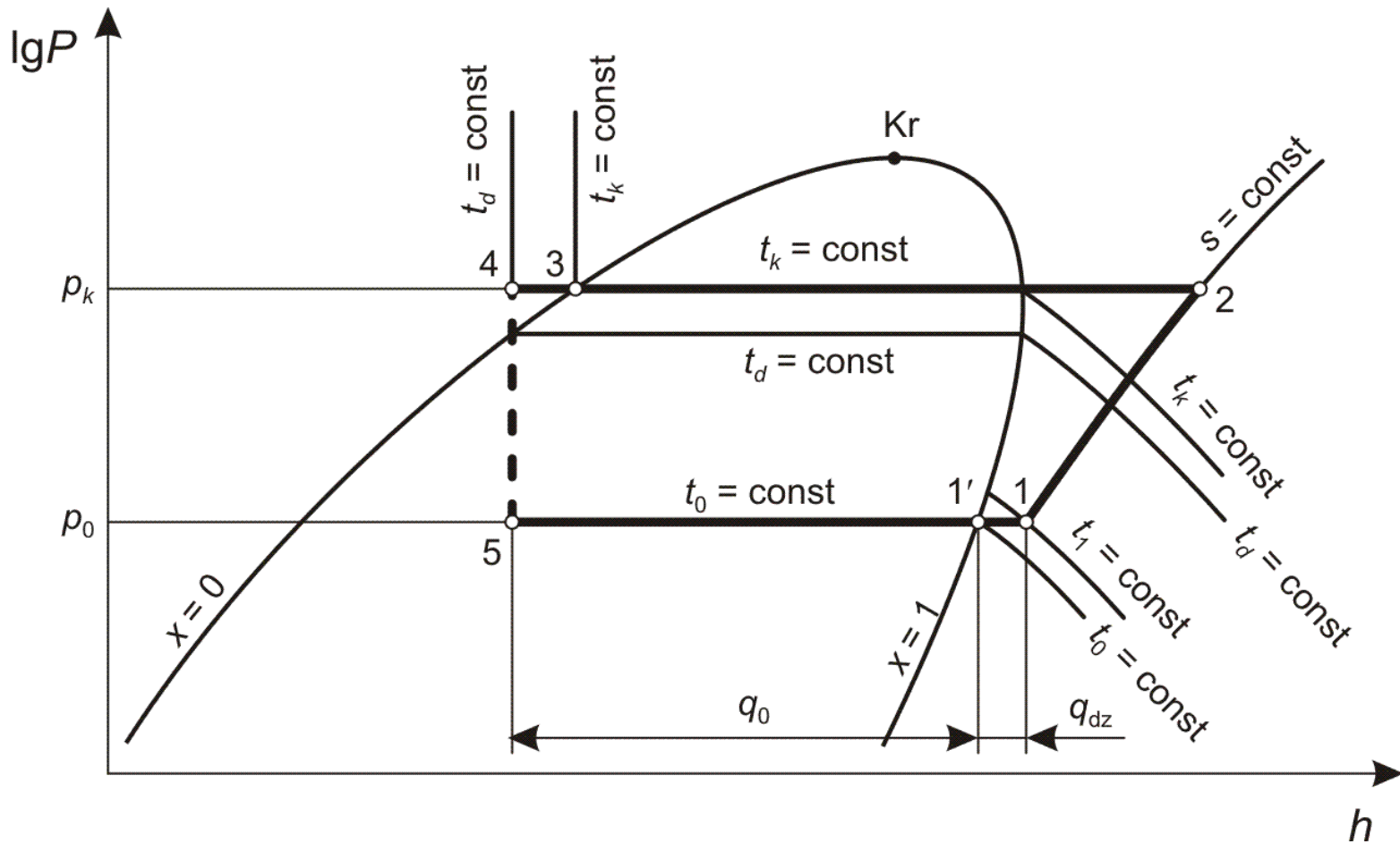
Obliczenia termodynamicznych obiegów ziębniczych jednostopniowych



Dla obiegu z dochłodzeniem ciekłego ziębownika i obiegu z doziębieniem, sporządzonych w układzie $\lg P$ - h , dokonano przykładowego zestawienia algorytmu obliczeniowego.

Rys. Teoretyczny obieg ziębienia z dochłodzeniem w układzie $\lg P$ - h

Obliczenia termodynamicznych obiegów ziębniczych jednostopniowych



Rys. Teoretyczny obieg ziębniczy z rekuperacją ciepła w układzie $\lg P$ - h

Obliczenia termodynamicznych obiegów ziębnych jednostopniowych

Określono:

- jednostkową wydajność ziębienia

$$q_o = h_1 - h_3 \quad \text{kJ/kg}$$

- jednostkową pracę sprężania (pracę obiegu)

$$l_t = l_{ob} = h_2 - h_1 \quad \text{kJ/kg}$$

- jednostkowe obciążenie cieplne skraplacza

$$q_k = h_2 - h_3 \quad \text{kJ/kg}$$

- jednostkowe obciążenie cieplne dochładzacza

$$q_d = h_3 - h_4 \quad \text{kJ/kg}$$

- teoretyczny współczynnik efektywności ziębniczej

$$\varepsilon_t = \frac{q_o}{l_{ob}} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}$$

Obliczenia termodynamicznych obiegów ziębniczych jednostopniowych

- stopień odwracalności obiegu

$$\eta = \frac{\varepsilon_t}{\varepsilon_C}$$

- względną stratę dławienia

$$\psi = 1 - \frac{\varepsilon_t}{\varepsilon_C}$$

- strumień masy czynnika ziębniczego

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_o}{q_o} \quad \text{kg/s}$$

- objętość strumienia masy czynnika ziębniczego w obiegu

$$\dot{V} = \dot{m}v_1 \quad \text{m}^3/\text{s}$$

- teoretyczne zapotrzebowanie mocy napędowej

$$P_t = \dot{m}l_t = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

Obliczenia termodynamicznych obiegów ziębniczych jednostopniowych

Podstawiając do wzoru $P_t = \dot{m}l_t = \dot{m}(h_2 - h_1)$ zależność $\dot{m} = \frac{\dot{Q}_o}{q_o}$ otrzymuje się:

$$P_t = \frac{\dot{Q}_o}{q_o} l_{ob} = \frac{\dot{Q}_o}{\varepsilon_t}$$

W praktyce korzysta się często z pojęcia objętościowej wydajności ziębniczej zdefiniowanej następującym wzorem

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} \text{ kJ/m}^3$$

gdzie v_1 – objętość właściwa pary ziębnika w punkcie 1 tzn. na ssaniu sprężarki, m^3/kg .

Po podstawieniu zależności $\dot{m} = \frac{\dot{Q}_o}{q_o}$ do powyższego wzoru otrzymano następujące

wyrażenie określające objętość strumienia masy czynnika ziębniczego

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_o}{q_o} v_1 = \frac{\dot{Q}_o}{q_v} \text{ m}^3/\text{s}$$

Obliczenia termodynamicznych obiegów ziębniczych jednostopniowych

Całkowite ciepło odprowadzone w skraplaczu (moc cieplną skraplacza) oblicza się wg wzoru:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}q_k = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad \text{kW}$$

a całkowite ciepło dochłodzenia (moc cieplną dochładzacza)

$$\dot{Q}_d = \dot{m}q_d = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad \text{kW}$$

W obiegu z rekuperacją ciepła wartość entalpii pary przegrzanej (za wymiennikiem rekuperacyjnym) oblicza się z bilansu cieplnego wymiennika rekuperacyjnego

$$\dot{Q}_{WR} = \dot{m}(h_1 - h_{1'}) = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad \text{kW}$$

Obliczenia termodynamicznych obiegów ziębniczych jednostopniowych

Dzieląc to wyrażenie przez \dot{m} otrzymuje się

$$q_{WR} = h_1 - h_{1'} = h_3 - h_4 \text{ kJ/kg}$$

a stąd

$$h_1 = h_{1'} + h_3 - h_4 \text{ kJ/kg}$$

gdzie:

- q_{WR} - jednostkowe ciepło doziębienia czyli obciążenie wymiennika rekuperacyjnego, kJ/kg.

Konieczne jest też sprawdzenie temperatury końca sprężania t_2 , $t_2 \leq 120^\circ\text{C}$.

Pytania do wykładu 10

- 1. Dlaczego w obiegu lewobieżnym stosujemy dochłodzenie i doziębienie czynnika chłodniczego ?
- 2. Kiedy należy stosować dochłodzenie ?
- 3. Kiedy stosowanie doziębienia jest uzasadnione
- 4. Uzasadnij, że w doziębiciu para przegrzewa się bardziej niż dochładza ciekły ziębnik.
- 5. Co jest charakterystyczną cechą obiegu transkrytycznego
- Co to jest „poślizg temperaturowy” i jak możemy go wykorzystać ?