

Henryk Charun
Marian Czapp

PAROWE JEDNOSTOPNIOWE
URZĄDZENIA CHŁODNICZE
SPRĘŻARKOWE



POLITECHNIKA KOSZALIŃSKA

Henryk CHARUN, Marian CZAPP

**JEDNOSTOPNIOWE PAROWE URZĄDZENIA
CHŁODNICZE SPRĘŻARKOWE**

**Podstawy teoretyczne i zasady obliczania
obiegów termodynamicznych**

KOSZALIN 1999

Skrypt: WYDZIAŁU MECHANICZNEGO
do przedmiotu: Urządzenia chłodnicze

ISBN 83-88283-11-1

Przewodniczący Uczelnianej Rady Wydawniczej

Szymon Pałkowski

Opiniodawcy:

Prof. zw. dr hab. inż. Jarosław Mikieliewicz

Prof. nzw. dr hab. inż. Stanisław Witczak

Redaktor wydziałowy

Jerzy Ignaciuk

Projekt okładki:

Tadeusz Walczak

Wydano za zgodą Rektora Politechniki Koszalińskiej

Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej

75- 620 Koszalin, ul. Raławicka 15-17

Koszalin 1999, wydanie 1, format B-5, ark.wyd. 13,02 nakład 150 egz.

Druk: Pracownia Poligraficzna Politechniki Koszalińskiej, zam. O/8/99

SPIS TREŚCI

PRZEDMOWA	7
WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ	
WYKAZ STOSOWANYCH SYMBOLI	
1. WPROWADZENIE	15
2. CZYNNIKI CHŁODNICZE UŻYWANE W PAROWYCH URZĄDZENIACH SPRĘŻARKOWYCH	
2.1. Pojęcie czynnika chłodniczego i jego właściwości	21
2.2. Czynniki chłodnicze dotychczas stosowane w parowych urządzeniach sprężarkowych	22
2.2.1. Naturalne czynniki chłodnicze	22
2.2.2. Syntetyczne czynniki chłodnicze	26
2.3. Destrukcyjny wpływ czynników chłodniczych na atmosferę ziemską i wskaźniki jego oceny	32
2.4. Proekologiczne czynniki chłodnicze	37
2.4.1. Ogólna charakterystyka zamienników freonów	38
2.4.2. Niektóre problemy eksploatacyjne związane z proekologicznymi zamiennikami freonów	42
3. ZASADY I SPOSOBY OKREŚLANIA STANU TERMODYNAMICZNEGO CZYNNIKA CHŁODNICZEGO	
3.1. Sposoby interpretacji parametrów stanu jednoskładnikowego jednorodnego czynnika podczas przemian fazowych	49
3.1.1. Tabelaryczne zestawienia parametrów termodynamicznych czynników chłodniczych	55
3.1.2. Wykresy termodynamiczne czynników chłodniczych	59
3.1.3. Wpływ niektórych właściwości jednoskładnikowych czynników na realizację obiegu chłodniczego	73
3.2. Sposoby interpretacji stanu czynnika chłodniczego wieloskładnikowego podczas przemian fazowych	77
3.2.1. Opis składu roztworu	77
3.2.2. Pojęcie roztworu idealnego	78

3.2.3. Odchylenia właściwości roztworów rzeczywistych od prawa Raoult'a	79
3.2.4. Procesy przemian fazowych roztworów dwuskładnikowych	81
3.2.5. Stan termodynamiczny roztworu z uwzględnieniem poślizgu temperaturowego	85
4. PODSTAWY TERMODYNAMICZNE OBIEGÓW LEWOBIEŻNYCH CHŁODZIAREK SPRĘŻARKOWYCH	
4.1. Uwagi ogólne	93
4.2. Lewobieźne obiegi odwracalne	98
4.2.1. Odwracalne obiegi porównawcze dla niezmiennych temperatur źródeł ciepła	99
4.2.1.1. Lewobieźny obieg Carnota	99
4.2.1.2. Lewobieźny obieg regeneracyjny	102
4.2.2. Odwracalny obieg porównawczy przy zmiennych temperaturach źródeł ciepła	103
5. TEORETYCZNE JEDNOSTOPNIOWE PAROWE OBIEGI SPRĘŻARKOWE	
5.1. Teoretyczny obieg mokry z rozprężarką	108
5.2. Obieg mokry (Lindego)	110
5.2.1. Wpływ niektórych parametrów na wielkość nieodwracalnych strat w przemianie dławienia w zaworze regulacyjnym	113
5.2.2. Obieg Lindego mokry z dochłodzeniem	117
5.3. Obieg suchy Lindego	118
5.3.1. Obieg suchy bez dochłodzenia	119
5.3.2. Obieg suchy z dochłodzeniem	120
5.4. Teoretyczny obieg suchy przegrzany	121
5.4.1. Teoretyczny obieg przegrzany z regeneracyjnym wymiennikiem ciepła	122
5.4.2. Teoretyczny obieg przegrzany realizowany przy użyciu termoregulacyjnych zaworów rozprężnych	125

5.5. Zestawienie porównawcze jednostopniowych parowych obiegu teoretycznych	127
5.6. Zasady obliczeń jednostopniowych obiegu termodynamicznych teoretycznych	129
5.6.1. Obliczenia obiegu teoretycznego z czystym czynnikiem jednoskładnikowym	130
5.6.2. Obliczenia obiegu teoretycznego z mieszaniną czynnika chłodniczego i oleju	133
6. WYBRANE ZAGADNIENIA RZECZYWISTYCH OBIEGÓW JEDNOSTOPNIOWYCH	
6.1. Ocena strat w sprężarce tłokowej	140
6.1.1. Straty objętościowe w sprężarce tłokowej	140
6.1.2. Wyznaczanie współczynnika dostarczania	144
6.1.3. Straty energetyczne w sprężarce tłokowej	164
6.1.4. Wyznaczanie charakterystyk chłodniczej sprężarki tłokowej i jej dobór	175
6.1.4.1. Metoda obliczeniowa	176
6.1.4.2. Metoda charakterystyk energetycznych sprężarki tłokowej	187
7. PRZEGLĄD NOWOCZESNYCH ROZWIĄZAŃ TECHNICZNYCH W JEDNOSTOPNIOWYCH SPRĘŻARKOWYCH URZĄDZENIACH CHŁODNICZYCH	
7.1. Nowoczesne rozwiązania konstrukcyjne chłodniczych sprężarek waporowych	193
7.2. Sposoby zmniejszania strat dławienia w zaworze regulacyjnym	195
7.3. Zastosowanie zaworów regulacyjnych nowej generacji oraz nowoczesnych systemów monitoringu instalacji	197
8. PRZYKŁADY OBLICZEŃ	203
9. MATERIAŁY UZUPEŁNIAJĄCE	267

10. BIBLIOGRAFIA	297
Streszczenie w jęz. polskim	305
Streszczenie w jęz. angielskim	306

PRZEDMOWA

Według aktualnych prognoz demograficznych liczba ludności świata przekroczy w pierwszej połowie XXI wieku 7 miliardów. Wzrośnie również ilość wyprodukowanej żywności dla zaspokojenia ich bytu. Wobec braku wystarczającej ilości urządzeń do przechowywania żywności połowa obecnie produkowanej ulega zniszczeniu. Naturalną koniecznością stanie się wzrost liczby urządzeń chłodniczych. Można więc oczekiwać zwiększonego popytu na najbardziej rozpowszechnione urządzenia parowe sprężarkowe (liczba obecnie eksploatowanych sięga kilkuset milionów). Obejmują one szeroki zakres wydajności chłodniczej od bardzo małej w chłodziarkach domowych i handlowych do olbrzymich wydajności lądowych chłodni składowych, statków chłodniowców, czy też zcentralizowanych układów klimatyzacyjnych w gospodarce skomlejzonej ciepłno-energetycznej.

Projektowane obecnie i w najbliższej przyszłości konstrukcje sprężarkowych parowych urządzeń chłodniczych powinny spełniać kryteria współczesnych urządzeń energetycznych. Należy tu wymienić: niską energochłonność i materiałochłonność, wysoką sprawność energetyczną i egzenergetyczną, pełną automatyzację i sterowanie z wykorzystaniem monitoringu komputerowego, bezpieczeństwo ludzi i środowiska.

Spełnienie tych kryteriów wymaga gruntownej znajomości podstawowych zjawisk zachodzących w urządzeniach chłodniczych, właściwej ich interpretacji i zastosowania odpowiednich metod obliczeniowych. Taki cel postawili autorzy tej części opracowania dotyczącej urządzeń jednostopniowych. Drugim celem autorów było przedstawienie ważniejszych klasycznych już problemów chłodnictwa sprężarkowego w sposób zrozumiały dla czytelników różnych specjalności, nie ograniczając problemów merytorycznych. Przygotowując niniejsze wydanie wykorzystano skrypt autorów pt. *„Materiały do projektowania urządzeń chłodniczych. Część II. Wybrane problemy obliczeniowe obiegów termodynamicznych parowych jednostopniowych urządzeń chłodniczych sprężarkowych”* wydanym w latach 1982 i 1989 przez Wydawnictwo Uczelniane Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Koszalinie. Postęp techniczny, jaki dokonał się w ostatnich latach w chłodnictwie, a zwłaszcza wprowadzenie nowych ekologicznych zamienników wycofywanych z eksploatacji freonów, spowodował konieczność przewartościowania dotychczasowej interpretacji wielu zagadnień w tej dziedzinie. Dokonano całkowitej weryfikacji treści poprzednich wydań skryptu. Pozostawiając w niektórych zagadnieniach powołanie na freony

R12, R22 lub R502, uczyniono to z pełną premedytacją, bowiem stanowić one będą przez długi jeszcze okres poziom odniesienia dla ich zamienników.

Opracowanie zawiera wprowadzenie do zagadnień chłodnictwa sprężarkowego, przegląd ważniejszych czynników chłodniczych dotychczas stosowanych i perspektywicznych, zasady i metody określania stanu termodynamicznego czynników jednoskładnikowych i mieszanin wieloskładnikowych już stosowanych i proponowanych, teoretyczne podstawy budowy obiegów lewobieżnych chłodziarek i pomp ciepła oraz przegląd klasycznych i nowoczesnych obiegów teoretycznych porównawczych. Rozdział 7 zawiera zarys najnowszych trendów i osiągnięć postępu technicznego w dziedzinie chłodnictwa sprężarkowego. W załączeniu podano także zarys najnowszych trendów i osiągnięć postępu technicznego w dziedzinie chłodnictwa sprężarkowego jednostopniowego. Zamieszczono również przykłady obliczeniowe, w większości o charakterze problemowym.

Skrypt kierowany jest przede wszystkim do studentów specjalności Maszyny Przemysłu Spożywczego i Chemicznego, kierunku dyplomowania Urządzenia chłodnicze. Może być naszym zdaniem wykorzystany przez studentów innych kierunków studiów i specjalności, a w tym kierunku Technika Rolnicza i Leśna - specjalność Inżynieria Żywności, kierunku Inżynieria Środowiska - specjalność Sieci i Systemy Ciepłne a także na pozostałych kierunkach uczelni technicznych. Będzie nam niezwykle miło, jeżeli znajdzie on uznanie u inżynierów zatrudnionych w biurach projektowych a także w eksploatacji maszyn i urządzeń chłodniczych.

Autorzy wyrażają podziękowania Opiniodawcom skryptu Panom Prof. zw. dr hab. inż. Jarosławowi Mikielewiczowi i Prof. nzw. dr hab. inż. Stanisławowi Witczakowi za cenne uwagi, które przyczyniły się w znacznym stopniu do podniesienia poziomu merytorycznego tego opracowania. Wyrażamy podziękowanie Redaktorowi wydziałowemu Panu dr Jerzemu Ignaciukowi za włożony trud w usunięciu wielu usterek oraz Pani Redaktor mgr Alinie Leszczyńskiej za to, że praca ta mogła się ukazać w maksymalnie krótkim terminie.

Autorzy

Koszalin, wrzesień 1999 rok

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

A	- pole przekroju, pole powierzchni wymiany ciepła
c	- ciepło właściwe, prędkość
c_p, c_v	- ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu i przy stałej objętości
D	- średnica
H	- wysokość, entalpia
h	- entalpia właściwa
k	- wykładnik izentropy
Kr	- punkt krytyczny
L	- długość
M	- względna masa cząsteczkowa
m	- masa
$\dot{m}$	- masowe natężenie przepływu, strumień masy
$\dot{m}_t$	- strumień masy teoretyczny
$\dot{m}_z$	- strumień masy rzeczywisty, strumień masy czynnika zasysanego
n	- wykładnik politropy, prędkość obrotowa, liczba kilomoli
n_r	- wykładnik politropy rozprężania
n_s	- wykładnik politropy sprężania
p	- ciśnienie
p_f	- ciśnienie tarcia
p_i	- średnie ciśnienie indykowane
p_{it}	- średnie teoretyczne ciśnienie indykowane
p_k	- ciśnienie skraplania
p_0	- ciśnienie parowania
p_s, p_n	- ciśnienie ssania, ciśnienie nasycenia
p_b, b	- ciśnienie atmosferyczne
P	- moc
P_e	- moc efektywna
P_f	- moc tarcia

P_i	- moc wewnętrzna, moc indykowana
P_t	- moc teoretyczna
Q	- ilość ciepła
$\dot{Q}$	- strumień ciepła, wydajność cieplna
$\dot{Q}_0$	- wydajność chłodnicza
$\dot{Q}_{0u}$	- wydajność chłodnicza użyteczna
$\dot{Q}_{0netto}$	- wydajność chłodnicza netto sprężarki
$\dot{Q}_{0brutto}$	- wydajność chłodnicza brutto (całkowita) sprężarki
$\dot{Q}_k$	- wydajność cieplna skraplacza
$\dot{Q}_D$	- wydajność cieplna dochładzacza
$\dot{Q}_{RWC}$	- wydajność cieplna regeneracyjnego wymiennika ciepła
q	- jednostkowa (właściwa) ilość ciepła
q_d	- jednostkowa wydajność cieplna dochładzacza
q_K	- jednostkowa wydajność cieplna skraplacza
q_o	- jednostkowa masowa wydajność chłodnicza
q_v	- jednostkowa objętościowa wydajność chłodnicza
r	- ciepło parowania
R	- indywidualna stała gazowa
S	- entropia
s	- entropia właściwa, skok tłoka
T	- temperatura bezwzględna (w Kelwinach)
t	- temperatura (w stopniach Celsjusza)
t_k	- temperatura skraplania
t_o	- temperatura parowania
t_p	- temperatura pary przegrzanej
Δt_p	- stopień przegrzania pary
Tr	- punkt potrójny
t_r	- temperatura dochłodzenia
t_m, t_s	- temperatura nasycenia
t_{ss}	- temperatura pary mierzona w króćcu ssawnym sprężarki

t_w	- średnia temperatura powietrza wewnątrz pomieszczenia
t_1, t_2	- temperatura początkowa i końcowa przemiany sprężania
U	- energia wewnętrzna
u	- energia wewnętrzna właściwa
V	- objętość
$\dot{V}_{sk}$	- objętość skokowa prężarki
$\dot{V}_s$	- wydajność skokowa sprężarki
$\dot{V}_t$	- wydajność objętościowa teoretyczna
$\dot{V}_z$	- wydajność objętościowa rzeczywista
v	- objętość właściwa
v'	- objętość właściwa cieczy nasyconej
v''	- objętość właściwa pary nasyconej suchej
v_l	- objętość właściwa czynnika zasysanego
W	- praca
W_t	- praca techniczna
w	- praca właściwa
w_i	- jednostkowa praca wewnętrzna (indykowana)
w_t	- jednostkowa praca techniczna (sprężania izentropowego)
w_{ob}	- praca właściwa obiegu
X	- ułamek molowy składnika w roztworze
x	- stopień suchości pary
z	- liczba cylindrów
Δ	- przyrost wielkości fizycznej
ε	- współczynnik wydajności chłodniczej obiegu
ε_C	- współczynnik wydajności chłodniczej obiegu Carnota
ε_e	- efektywny współczynnik wydajności chłodniczej obiegu
ε_0	- względna przestrzeń szkodliwa
ε_t	- współczynnik wydajności chłodniczej obiegu teoretycznego
η	- sprawność
η_s, η_{ad}	- sprawność izentropowa

η_b	- sprawność egzergetyczna
η_{ch}	- sprawność obiegu chłodniczego
η_e	- sprawność efektywna
η_m	- sprawność mechaniczna
η_v	- sprawność objętościowa (wolumetryczna)
η_i	- sprawność wewnętrzna (indykowana)
λ	- współczynnik dostarczania sprężarki (stopień dostarczania, współczynnik wydajności zasysania)
λ_d	- wskaźnik dławienia
λ_n	- wskaźnik nieuszczelności
λ_s	- wskaźnik przestrzeni szkodliwej
λ_T	- wskaźnik podgrzania
π	- stosunek ciśnień, suma przyrostów entropii
ρ	- gęstość
τ	- czas
φ	- wilgotność względna
ψ	- współczynnik strat obiegu

Indeksy górne

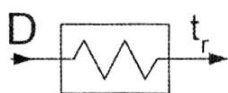
'	- ciecz nasycona ($x=0$)
"	- para nasycona sucha ($x=1$)
o	- odwracalny
n	- nieodwracalny
i	- uśredniony

Indeksy dolne dotyczą wielkości

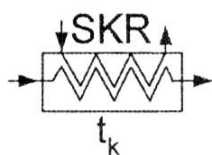
b	- sprawności egzergetycznej
brutto	- wydajności chłodniczej brutto sprężarki
l(c)	- fazy ciekłej składnika l w roztworze
c	- całkowitego
C	- obiegu Carnota

d	- dolnego źródła ciepła, dochłodzenia
e	- mocy efektywnej
f	- tarcia
g	- górnego źródła ciepła
l(g)	- fazy gazowej składnika l w roztworze
i	- wewnętrznej, indykowanej, i-tego składnika
k	- skraplania
Kr	- punktu krytycznego
L	- obiegu Lorenza, obiegu Lindego
m	- mechanicznej, obiegu mokrego, mieszaniny
n	- nieodwracalnego, nasycenia
netto	- wydajności chłodniczej netto
o	- parowania, otoczenia
ob	- obiegu
p	- przegrzania, obiegu przegrzanego
R	- rozprężarki
r	- dochłodzenia, rozprężania
s	- izentropowej, sprężania, obiegu suchego
sn	- normalnej temperatury wrzenia
śr	- średniej
t	- teoretycznej, technicznej
u	- użytecznej
z	- rzeczywistej

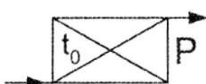
WYKAZ STOSOWANYCH SYMBOLI



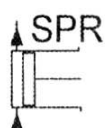
Dochładzacz



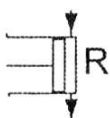
Skrapłacz



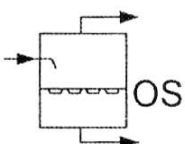
Parownik



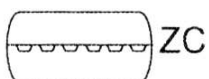
Sprężarka tłokowa



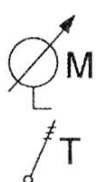
Rozprężarka



Osuszacz



Zbiornik cieczy czynnika chłodniczego



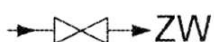
Manometr



Termometr



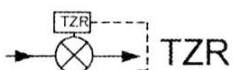
Zawór odcinający



Zawór zwrotny jednokierunkowy



Zawór regulacyjny (rozprężny)



Termostatyczny zawór rozprężny

1. WPROWADZENIE

Od stuleci znane są i wykorzystywane w praktyce różne zjawiska, podczas których uzyskuje się efekt obniżenia temperatury ciała. Najniższym poziomem temperatury ciała jest temperatura zero w skali termodynamicznej, której odpowiada temperatura $-273,15^{\circ}\text{C}$. W świetle drugiej zasady termodynamiki jest ona niemożliwa do osiągnięcia, bowiem niemożliwe jest zbudowanie perpetuum mobile II rodzaju. Temperatura otoczenia posiadającego teoretycznie nieskończenie dużą pojemność cieplną stanowić może górny poziom odniesienia. Użykuje się zatem zakres od temperatury otoczenia t_{ot} do $-273,15^{\circ}\text{C}$ do jakiego może być schłodzone dane ciało. Zakres ten jest umownie podzielony na dwa podzakresy: umiarkowany i niskich temperatur. W obszarze chłodzenia umiarkowanego osiąga się końcową temperaturę ciała na poziomie $-120 \div -160^{\circ}\text{C}$ a metodami i sposobami jej uzyskania zajmuje się dziedzina nauki, zwana *chłodnictwem*. Obszar poniżej tego poziomu analizowany jest w ramach fizyki niskich temperatur – *kriogeniki*. Wykorzystaniem zjawisk w obszarze umiarkowanym dla celów użytecznych zajmuje się *technika chłodnicza*, a poniżej tego zakresu – *technika niskich temperatur* czyli *kriotechnika*.

Opracowanie niniejsze poświęcone jest problemom chłodzenia umiarkowanego (w ograniczonym zakresie możliwości jednostopniowych urządzeń sprężarkowych). W tym miejscu należy przedstawić istotne wyjaśnienie dotyczące nazewnictwa stosowanego w technice chłodniczej. Pewne zakłócenia w polskim nazewnictwie z dziedziny chłodnictwa pojawiły się po opublikowaniu fundamentalnej pracy prof. S. Ochęduszki pod tytułem „*Teoria maszyn cieplnych*” (PWT, Warszawa 1955 r.) a następnie podręcznika akademickiego „*Termodynamika stosowana*” (WNT, Warszawa 1964 r.). Obok pojęcia „*chłodzenie*” pojawiło się bowiem równolegle pojęcie „*ziębienie*” oraz nazwy pochodne: urządzenie chłodnicze (ziębnicze), chłodziarka (ziębiarka), czynnik chłodniczy (ziębniczy) i inne. Skąd wzięły się funkcjonujące do dnia dzisiejszego dwie formy nazewnictwa? Ich rodowodu należy poszukiwać w rozróżnianiu sposobów realizacji procesu obniżania temperatury, bowiem może być ono dokonane w sposób naturalny lub sztuczny.

Jeśli postawionym celem jest obniżenie temperatury ciała do poziomu temperatury otoczenia, wówczas niekonieczne staje się zastosowanie specjalnego urządzenia chłodniczego. Można to uzyskać przez bezpośrednie chłodzenie naturalne dużą ilością powietrza atmosferycznego lub wodą (w tym na przykład

wodą studzienną o temperaturze około $+8^{\circ}\text{C}$, naturalnym lodem wodnym, wodnymi roztworami soli itp.). Tak realizowany proces obniżania temperatury – do poziomu otoczenia – nazwano *chłodzeniem*.

Uzyskanie takiego samego efektu (a więc w sposób naturalny) dla temperatury niższej od otoczenia stanowi sprzeczność z drugą zasadą termodynamiki. Zachodzi tu konieczność wprowadzenia specjalnych urządzeń, w których występuje pewna ilość czynnika pośredniczącego (nośnika ciepła) w wymianie ciepła pomiędzy środowiskiem chłodzonym a otoczeniem, a więc doprowadzania energii z zewnątrz. *Ziębieniem* nazwano proces obniżania temperatury ciała poniżej temperatury otoczenia w sposób sztuczny za pomocą określonych urządzeń realizujących procesy termodynamiczne.

Jednoznaczność stosowanych pojęć była także barierą w pierwszym etapie wprowadzania przez Polski Komitet Normalizacyjny krajowej wersji normy międzynarodowej ISO 5149 ustanowionej 18.09.1997 roku (oznaczonej symbolem PN-ISO 5149:1997). W oryginalnej angielskiej wersji językowej występowały bowiem dwa pojęcia: „*refrigerante*” i „*cool*”. W tłumaczeniu na język polski wprowadzono [126]:

- *chłodzenie* (ang. *cooling*): proces odbierania ciepła od substancji w sposób samoczynny, skutek naturalnego przepływu ciepła do środowiska o temperaturze niższej, zgodnie z pierwszą zasadą termodynamiki;
- *ziębienie* (ang. *refrigerating*): proces odbierania ciepła od substancji w sposób wymuszony (brew przepływowi naturalnemu) połączony z dostarczaniem energii z zewnątrz, urzeczywistniany za pomocą lewobieżnego obiegu termodynamicznego, dzięki czemu ciepło pobrane przy temperaturze niższej jest oddawane do otoczenia o temperaturze wyższej, zgodnie z drugą zasadą termodynamiki.

W dalszych rozdziałach autorzy zastosowali ujednolicone nazewnictwo oparte na terminie „*chłodzenie*”, bez rozróżniania powyższych subtelności nazewnictwa. Nie wypacza to naszym zdaniem merytorycznej strony zagadnienia, która jest w tym przypadku najważniejsza.

Proces chłodzenia w sposób sztuczny (ziębienia) należy stwierdzić, że efekt taki można uzyskać w urządzeniu przy wykorzystaniu różnych zjawisk fizycznych. W technice chłodniczej wykorzystuje się następujące zjawiska fizyczne: efekt *Joule’a - Thomsona* związany z dławieniem gazu rzeczywistego, rozprężanie gazu z wykonaniem pracy, zjawiska absorpcji i desorpcji pary przez ciecze, zjawiska termoelektryczne (*Peltiera*) w obwodzie złożonym z dwóch różnych metali, zjawiska magnetokaloryczne, efekt wirowy *Ranque’a*, zjawiska

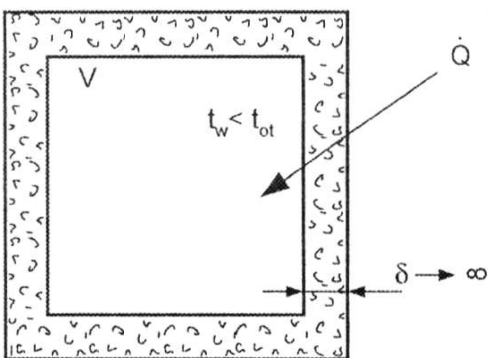
związane ze zmianą stanu skupienia odpowiednio dobranych substancji (czynników termodynamicznych) itp.

Urządzenia chłodnicze (ziębnicze) można także sklasyfikować biorąc pod uwagę sposób i rodzaj doprowadzonej z zewnątrz energii: urządzenia wykorzystujące energię doprowadzaną za pomocą ciepła (*absorpcyjne*), w postaci energii kinetycznej strumienia (*strumieniowe*), za pomocą pracy (*sprężarkowe*) i w postaci energii elektrycznej (*termoelektryczne*).

Wśród urządzeń chłodniczych sprężarkowych wyróżnić można gazowe i parowe. Jeżeli w obiegu termodynamicznym czynnik (na przykład powietrze) nie podlega przemianom fazowym, wówczas takie urządzenia nazywa się *gazowymi*, a w drugim przypadku, gdy występują przemiany fazowe, mówimy że są to *parowe sprężarkowe urządzenia chłodnicze*. Takim właśnie urządzeniom poświęcono zagadnienia następnych rozdziałów.

Do najważniejszych zagadnień techniki chłodniczej zalicza się nie tylko realizację procesu obniżania temperatury ciała poniżej temperatury otoczenia, ale również utrzymywanie tej temperatury na stałym poziomie. Rozpatrzone zostaną podstawy rozwiązania takiego problemu.

Zaizolowana komora o objętości V i średniej temperaturze t_w umieszczona jest w otoczeniu o niezmienniej temperaturze t_{ot} . ($t_w < t_{ot}$), – rysunek 1.1. Zadaniem procesu chłodzenia jest utrzymanie temperatury w komorze na stałym poziomie $t_w = const$. Różnica temperatur $\Delta t = t_{ot} - t_w$ jest potencjałem (siłą napędową) procesu przenikania ciepła przez prze-

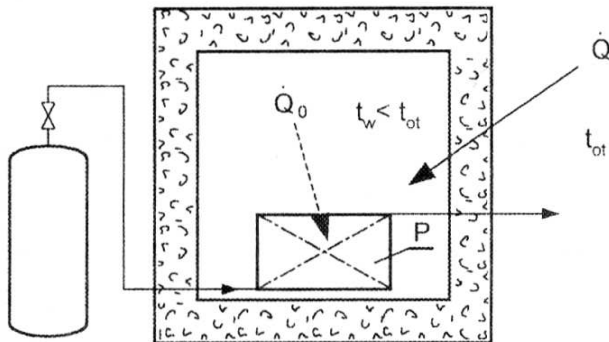


Rys. 1.1. Schemat obiektu chłodzonego

grody i związanego z nim strumienia ciepła $\dot{Q}$ skierowanego z otoczenia do komory. Dopływ ciepła do wnętrza komory może powodować wzrost temperatury w jej wnętrzu. Ograniczenie tego strumienia możliwe jest na przykład poprzez zwiększenie grubości izolacji komory, to znaczy $\delta \rightarrow \infty$. Jest to oczywiście nieracjonalny sposób postępowania. Możliwe jest w praktyce rozwiązanie pokazane na rysunku 1.2. Strumień ciepła $\dot{Q}$ przenikający do komory, skierowany

zostaje do wymiennika ciepła (parownika) P, w którym przepływa substancja (czynnik pośredniczący) o temperaturze niższej od temperatury powietrza w komorze ($t_0 < t_w$) i znacznie niższej od otoczenia ($t_0 \ll t_{ot}$). W przypadku, gdy wielkość strumienia ciepła $\dot{Q}_0$ (zwanego dalej wydajnością chłodniczą) będzie równa strumieniowi ciepła przenikania ($\dot{Q}_0 = \dot{Q}$), wówczas istnieje

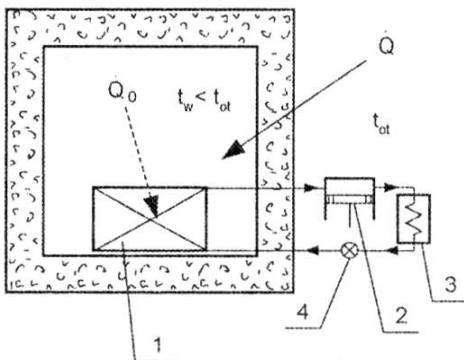
możliwość utrzymania temperatury na stałym niezmiennym poziomie $t_w = \text{const.}$ Doprowadzany do parownika, np. z butli czynnika chłodniczego posiada



Rys. 1.2. Urządzenie chłodnicze pracujące w systemie otwartym

charakterystyczne właściwości termofizyczne. Wskutek dopływu do czynnika strumienia ciepła $\dot{Q}_0 = \dot{Q}$ powstaje w procesie izobaryczno-izotermicznego procesu wrzenia, przy temperaturze niższej od temperatury wewnątrz komory para, która odprowadzana jest na zewnątrz, np. do otoczenia. Urządzenie będzie pracować okresowo, do chwili opróżnienia butli z czynnikiem. Poza

tym usuwanie pary czynnika do otoczenia jest ze względów ekologicznych, ekonomicznych i bezpieczeństwa rozwiązaniem nie do przyjęcia. Z tych względów wszystkie stosowane obecnie urządzenia chłodnicze pracują w układach zamkniętych (rysunek 1.3).

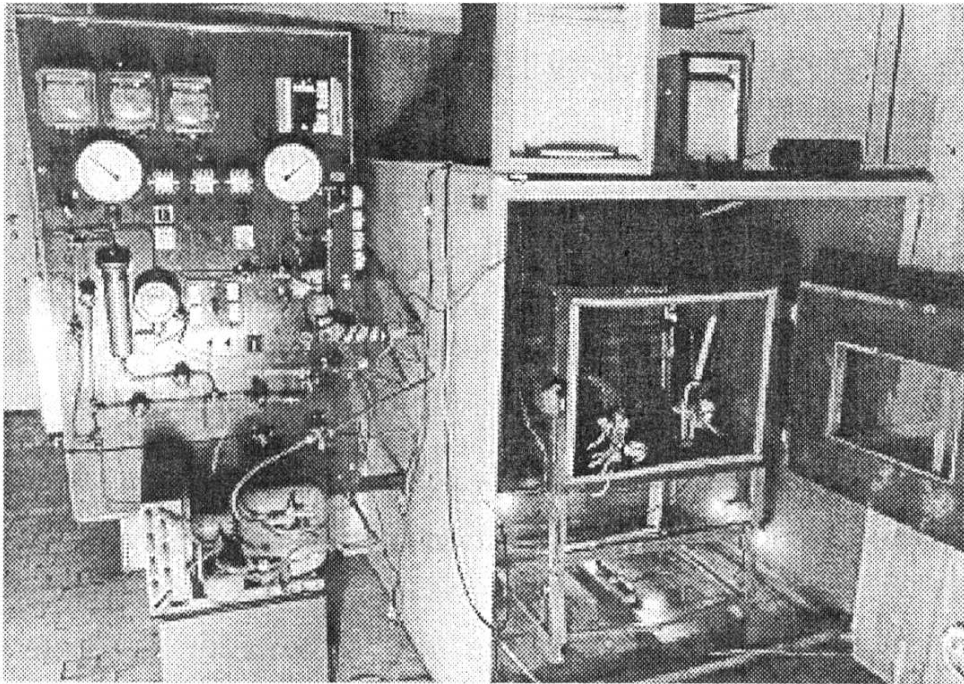


Rys. 1.3. Schemat parowego urządzenia chłodniczego w układzie zamkniętym
1 – parownik, 2 – sprężarka,
3 – skraplacz, 4 – zawór rozprężny

Dopływający do parownika 1 strumień ciepła $\dot{Q}_0$ powoduje proces wrzenia czynnika pośredniczącego, którego para zasysana jest przez sprężarkę 2. Po sprężeniu czynnik nie jest kierowany do otoczenia, ale do specjalnego wymiennika ciepła 3 zwanego skraplaczem. Po opuszczeniu skraplacza uzyskuje się ciecz czynnika pośredniczącego, która rozpręża się w zaworze 4 do ciśnienia panującego w parowniku 1 i proces powtarza się. Taki zamknięty system pozwala na wykorzystanie małej ilości czynnika i realizację lewobieżnego obiegu chłodniczego, a więc uzyskiwanie efektu chłodzenia ($\dot{Q}_0$) w sposób ciągły. Obieg chłodniczy czynnika realizowany jest tylko wówczas, gdy doprowadzana jest z zewnątrz energia do napędu sprężarki (za pomocą pracy). Przedstawiony na rysunku 1.3 układ chłodniczy parowy sprężarkowy powinien spełniać wszystkie kryteria techniczno-ekonomiczne i ekologiczne współczesnych maszyn i urządzeń energetycznych. Tym zagadnieniom poświęcono dalsze roz-

działy. Rozważaniami objęto przede wszystkim urządzenia parowe jednostopniowe, zwracając szczególną uwagę na zastosowanie sprężarek waporowych tłokowych. Taki typ sprężarek waporowych stosuje się najczęściej.

Na rysunku 1.4. przedstawiono w widoku parowe jednostopniowe urządzenie chłodnicze współpracujące z laboratoryjną komorą badawczą.



Rys. 1.4. Widok laboratoryjnego parowego urządzenia chłodniczego sprężarkowego

Z uwagi na prostą zasadę działania i budowę chłodziarki parowe sprężarkowe znalazły bardzo szerokie zastosowanie w różnych dziedzinach, między innymi: w przemyśle rolno-spożywczym, farmaceutycznym, metalurgicznym, chemicznym oraz w układach klimatyzacyjnych, zapewniających warunki komfortu cieplnego nie tylko dla ludzi, ale także w procesach technologicznych. Urządzenia chłodnicze sprężarkowe instalowane są zarówno w obiektach stacjonarnych jak i na środkach transportowych. Skuteczna praca tych urządzeń oraz bezpieczna eksploatacja znalazły potwierdzenie w tym, że zainstalowano w skali światowej wiele milionów takich urządzeń od bardzo małych wydajności w chłodziarkach domowych do wydajności chłodniczej kilkunastu megawatów w dużych obiektach lądowych i morskich. Zwiększa się corocznie zasięg zastosowań chłodziarek sprężarkowych w klimatyzatorach bytowych i w scentralizowanych układach skojarzonej gospodarki ciepło-chłodniczo-energetycznej.

W ostatnich latach nastąpił bardzo znaczący postęp techniczny w konstrukcji parowych urządzeń sprężarkowych. Dotyczy on nie tylko zastosowania

nowych proekologicznych czynników chłodniczych (w miejsce powszechnie dotychczas stosowanych freonów), ale także nowoczesnych rozwiązań sprężarek wyporowych, automatyki chłodniczej oraz wprowadzenia nowych systemów sterowania i monitoringu za pomocą pełnej komputeryzacji instalacji chłodniczej.

2. CZYNNIKI CHŁODNICZE UŻYWANE W PAROWYCH URZĄDZENIACH SPRĘŻARKOWYCH

2.1. Pojęcie czynnika chłodniczego i jego właściwości

Ogólnie, czynnik chłodniczy jest czynnikiem termodynamicznym, który pośredniczy w wymianie ciepła pomiędzy dolnym i górnym źródłem ciepła w obiegu lewobieżnym. Parowe sprężarkowe urządzenia chłodnicze (włączając urządzenia typu kaskadowego) pracują w bardzo szerokim zakresie temperatur parowania t_0 i skraplania t_k . Temperatura parowania t_0 osiąga wartości do około -120 (-160°C), zaś maksymalna temperatura skraplania wynosi niekiedy $+60^{\circ}\text{C}$ (w pompach ciepła). Czynnik w obiegu sprężarkowym podlega przemianom fazowym, a sprężarka zasysa i przetłacza parę tego czynnika. Ogromna obecnie różnorodność rozwiązań konstrukcyjnych sprężarek, metod i sposobów zasilania parowników i skraplaczy powodują, że istnieje możliwość wykorzystania różnych substancji jako czynników chłodniczych. Ważne jest, aby temperatura wrzenia czynnika przy ciśnieniu normalnym była niższa od temperatury otoczenia. W każdym konkretnym przypadku mogą odgrywać istotną rolę także inne właściwości czynnika. Dlatego wprowadzono pojęcie „idealnego czynnika chłodniczego”, hipotetycznego jako porównawczego dla tych substancji, które stosuje się w praktyce.

„Idealny czynnik chłodniczy” powinien charakteryzować się następującymi właściwościami [7, 56]:

- temperatura wrzenia przy ciśnieniu otoczenia powinna mieć wartość ujemną w skali Celsjusza,
- stabilność właściwości w całym zakresie pracy urządzenia,
- obojętność chemiczna wobec materiałów konstrukcyjnych,
- z powietrzem nie powinien tworzyć mieszaniny wybuchowej,
- mała wartość lepkości (niskie opory przepływu),
- w granicznie najniższych temperaturach parowania powinno występować nadciśnienie w parowniku,
- mała objętość właściwa w niskich temperaturach,
- mała rozpuszczalność wody w czynniku,
- nie powinien wykazywać własności toksycznych wobec ludzi i produktów,
- powinien spełniać kryteria czynnika ekologicznego,

- powinien zapewnić ekonomiczną eksploatację urządzenia itp.

W 160-letniej historii chłodnictwa przetestowano około 50÷100 substancji, które mogłyby być potencjalnymi czynnikami chłodniczymi i pomimo wysiłków nie znaleziono czynnika idealnego. Zatem dobór czynnika chłodniczego jest wynikiem kompromisu i dokonywany jest w oparciu o różnorodne kryteria. Problemy odpowiedniego wyboru kryteriów dla czynnika chłodniczego zostały w ostatnich latach poddane znaczącemu przewartościowaniu (w skali światowej), w związku z negatywnym oddziaływaniem na atmosferę ziemską niektórych, stosowanych dotychczas masowo czynników chłodniczych.

2.2. Czynniki chłodnicze dotychczas stosowane w parowych urządzeniach sprężarkowych

Podstawowym zjawiskiem wykorzystywanym w sprężarkowym urządzeniu chłodniczym do obniżenia temperatury jest endotermiczność czynnika w procesie jego odparowania odkryta w 1781 roku przez *Tiberiusa Cavallo*. Pierwsze sprężarkowe urządzenie chłodnicze skonstruował *Olivier Evans* (czynnikiem chłodniczym był w nim eter etylowy). Wykorzystywano zarówno czynniki naturalne jak i syntetyczne z tym, że w pierwszych latach były to zdecydowanie czynniki naturalne. Obecnie odnotować należy powrót do tej koncepcji.

2.2.1. Naturalne czynniki chłodnicze

Wśród wielu czynników naturalnych należy wyróżnić następujące: powietrze, woda, etery, alkohole, amoniak, dwutlenek węgla, chlorek metylu oraz etylen, etan, propan, butan, izobutan itd. Stopień ich praktycznego wykorzystania w chłodnictwie sprężarkowym był zróżnicowany, natomiast niektóre z nich pozostaną zapewne czynnikami podstawowymi w XXI wieku.

Pierwsze próby użycia czynników naturalnych dotyczyły takich substancji jak na przykład woda i eter, które przy normalnych parametrach termicznych (temperatura i ciśnienie) są cieczami.

Woda (R718) jest doskonałym czynnikiem chłodniczym, o dużej wartości ciepła parowania, a poza tym ogólnie dostępnym, nietoksycznym i nie agresywnym chemicznie. Temperatura zamarzania wody (0°C) oraz duża objętość właściwa pary wodnej w niskich temperaturach skutecznie ograniczają jednak jej zastosowanie w chłodnictwie sprężarkowym, zwłaszcza w układach ze

sprężarkami tłokowymi. Dla zakresu temperatur powyżej 0°C , istotnego w klimatyzacji oraz w układach ze sprężarkami odśrodkowymi i strumienicowymi woda może być stosowana jako czynnik chłodniczy. Dotyczy to również chłodziarek sorpcyjnych.

Alkohole i etery odegrały znaczącą rolę w pionierskich konstrukcjach chłodziarek sprężarkowych. Zwłaszcza eter etylowy i eter metylowy stanowiły czynniki chłodnicze w rozwiązaniach *Charlesa Telliera* i *Carla von Lindego*. Ich niektóre niekorzystne właściwości, między innymi tworzenie mieszaniny wybuchowej z powietrzem, trujące i duszące działanie na organizm ludzki spowodowały, że zostały one szybko wyeliminowane. Alkohole spełniają niekiedy rolę pomocniczych nośników ciepła w specjalnych zastosowaniach, zwłaszcza laboratoryjnych.

Dwutlenek węgla CO_2 (R744) został wprowadzony w 1866 roku przez *Thaddeusa S.C. Lowe* znajdując po 1890 roku stosunkowo duże zastosowanie w chłodnictwie okrętowym. Czynnik ten odznacza się dużą wartością ciepła parowania (w temperaturze 0°C , ciepło parowania $r = 229,48 \text{ kJ/kg}$) i jest obojętny w stosunku do prawie wszystkich metali. Jest to substancja niepalna, niewybuchowa i najmniej trująca ze znanych czynników. Wadami tego czynnika są: niska wartość temperatury krytycznej $t_{Kr} = +31,05^{\circ}\text{C}$ (przy $p_{Kr} = 7,377 \text{ MPa}$) oraz wysokie wartości ciśnienia. Według [60], przy dostatecznie wysokiej temperaturze wody chłodzącej skraplacz, ciśnienie pary wynosi około 10 MPa a w normalnych warunkach chłodzenia skraplacza, ciśnienie wynosi $6\div 8 \text{ MPa}$, natomiast ciśnienie w parowniku nie może być niższe od $0,6 \text{ MPa}$ (przy $p = 0,518 \text{ MPa}$ i temperaturze $t = -56,6^{\circ}\text{C}$ dwutlenek węgla zamarza). Wobec niskiej temperatury krytycznej, zastosowanie jako czynnika dwutlenku węgla, wymaga realizacji obiegu w obszarze nadkrytycznym. Znane jest szerokie zastosowanie CO_2 w postaci tzw. „suchego lodu”, w procesach imersyjnego zamrażania. Pomimo tego, że czynnik ten został wyeliminowany z chłodnictwa sprężarkowego już przed pierwszą wojną światową, wiele jest obecnie głosów, by traktować go jako czynnik proekologiczny i przyszłościowy [94].

Amoniak NH_3 (R717) stosowany jest obecnie jako czynnik chłodniczy w sprężarkowych urządzeniach chłodniczych o średniej i dużej wydajności oraz w urządzeniach absorpcyjnych. Wyróżnia się bardzo wysokimi wartościami ciepła parowania (dla $t = 0^{\circ}\text{C}$, $r = 1257,6 \text{ kJ/kg}$) i właściwej wydajności chłodniczej, przy zachowaniu niskiej ceny i łatwej dostępności. Stosowany jest w układach jedno- i dwustopniowych do temperatury parowania około -70°C i skraplania $+45^{\circ}\text{C}$. W odniesieniu do urządzeń o małej wydajności chłodniczej (rzędu do 30 kW) jest mało przydatny, z uwagi na konieczność wykonania ele-

mentów o małych wymiarach (zwłaszcza gdy występują sprężarki tłokowe). Niektóre firmy japońskie pokonały w ostatnich latach tą barierę proponując zastosowanie amoniaku w chłodziarkach domowych. Dla jednakowej wydajności chłodniczej, wydajność skokowa sprężarki amoniakalnej jest około 1,3 razy mniejsza niż dla freonu 12 lub R134a. Podczas sprężania par amoniaku uzyskuje się stosunkowo wysoką temperaturę końca procesu sprężania i dlatego wymagane jest chłodzenie cylindrów i głowicy sprężarki. Normalna temperatura wrzenia amoniaku wynosi $-33,35^{\circ}\text{C}$, a zamarzania $-77,9^{\circ}\text{C}$. Amoniak nie tworzy roztworów z olejami, a gęstość cieczy NH_3 jest mniejsza od gęstości oleju mineralnego (rozpuszcza się w oleju w granicy do 1% mas.). Bezwodny amoniak powoduje korozję metali, a wilgotny gwałtownie atakuje cynk oraz miedź i ich stopy (wyjątek stanowi brąz fosforowy). W połączeniu z rtęcią tworzy mieszaninę wybuchową (nie zaleca się stosować manometrów rtęciowych w układach amoniakalnych). Temperatura zapłonu amoniaku wynosi 630°C a nagrany do 260°C rozkłada się na wodór i azot. Jednocześnie odznacza się dużą możliwością pochłaniania wody (szczególna właściwość wykorzystywana w absorpcyjnych urządzeniach chłodniczych).

W ostatnich latach amoniak przechodzi wyjątkowy renesans i przez wielu traktowany jest jako ekologiczny substytut freonu R22, który był niegdyś zamiennikiem właśnie amoniaku. Można to, w pewnym uproszczeniu, nazwać „ironią” historii chłodnictwa. Mówiąc o amoniaku jako bezpiecznym czynniku chłodniczym, należy bezwzględnie założyć, że instalacje będą wyjątkowo szczelne. Dotychczasowa praktyka nie potwierdza tych założeń w dostatecznym stopniu, a liczba groźnych wypadków jest tego dowodem. Wadą amoniaku jest bowiem jego toksyczność i palność. Jest to czynnik trujący o ostrym gryzącym zapachu. Można mieć nadzieję, że wdrażane wyniki ogromnego postępu technicznego zapewnią skuteczne bezpieczeństwo instalacji amoniakalnych stosowanych na szeroką skalę. Bez szkody dla zdrowia mogą być stężenia do 0,005% obj. NH_3 w powietrzu; przy zawartości $0,07 \div 0,1\%$ mogą wystąpić uszkodzenia dróg oddechowych, a przy zawartości $0,2 \div 0,3\%$ obj. i przebywaniu w pomieszczeniu przez około pół godziny może nastąpić śmierć.

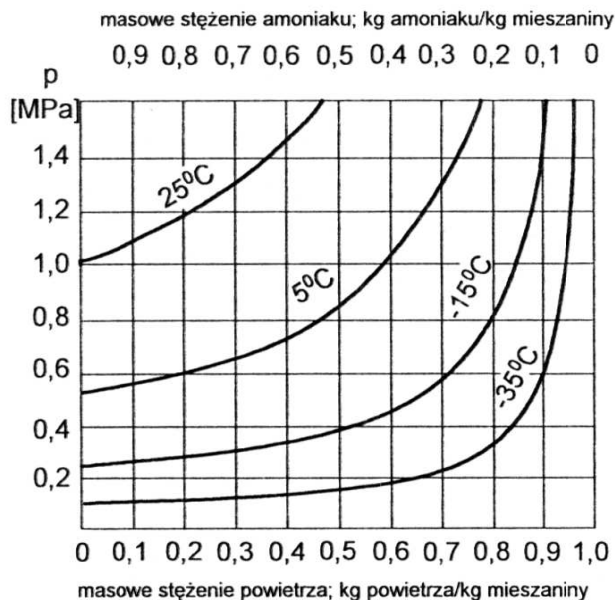
Na rysunku 2.1 przedstawiono zależność masowego stężenia amoniaku w mieszaninie z powietrzem, od temperatury i ciśnienia [9].

Wypuszczanie amoniaku bezpośrednio do atmosfery jest niebezpieczne dla ludzi, zwierząt i roślin (objęto te przypadki szczegółowymi regulacjami w normach).

Właściwościom amoniaku poświęcono tutaj tak dużo miejsca, aby czytelnik mógł samodzielnie rozważyć wszystkie aspekty amoniaku, także ekologicz-

ne jako zamiennika wycofywanych z chłodnictwa freonów. Podobne problemy należy postawić również w przypadkach szerokiego zastosowania węglowodorów, w tym propanu i izobutanu. Można mieć nadzieję, że na początku XXI

wieku problemy te zostaną właściwie rozstrzygnięte.



Rys. 2.1. Zależność masowego stężenia amoniaku w mieszaninie z powietrzem od temperatury i ciśnienia

dwutlenku węgla i dwutlenku siarki, lecz bez większego sukcesu.

Chlorek etylu CH_3Cl (R40) został wprowadzony do chłodnictwa sprężarkowego w 1878 roku (Francuz *Vincent*). Pod względem właściwości termodynamicznych chlorek metylu zajmuje miejsce pomiędzy amoniakiem a freonami. Urządzenia chłodnicze pracujące na tym czynniku miały małą lub średnią wydajność chłodniczą i były stosowane na szerszą skalę w okresie międzywojennym oraz częściowo spotykane po II wojnie światowej, nawet do 50÷60 lat XX wieku. Ze względu na szkodliwe właściwości toksyczne i niekorzystne oddziaływania fizjologiczne, chlorek metylu został wyeliminowany i wyparty przez freony.

Do grupy czynników chłodniczych naturalnych wykorzystywanych dotychczas w technice chłodniczej należy zaliczyć węglowodory: **izobutan (R600a)**- izomer butanu, o wzorze chemicznym $(CH_3)_3-CH$ oraz **propan (C_3H_8)** oznaczony symbolem **R290**. Oba te czynniki naturalne były testowane w okresie międzywojennym i z uwagi na ich palność sporadycznie, jednak ostrożnie stosowane w praktyce, w połowie XX wieku. Obecnie są rozważane jako atrakcyjne substytuty freonów. Brak jest dotychczas jednoznacznych i wiążących

Dwutlenek siarki SO_2 wprowadzono do zastosowań przemysłowych w 1876 roku (szwajcarska firma „*Societe Genevoise*”), zaś pierwszą sprężarkę do czynnika SO_2 skonstruował Szwajcar *Raoul Pictet* [60]. Dwutlenek siarki jest czynnikiem niepalnym (gasi „otwarty płomień”) oraz „samosmarownym”. Wśród wad należy podać możliwość tworzenia w obecności wilgoci kwasu siarkowego.

To w poważnym stopniu ograniczyło zastosowanie SO_2 . Prowadzono jeszcze próby z mieszaninami

decyzji o ich powszechnym zastosowaniu, chociaż zyskują coraz więcej zwolenników.

2.2.2. Syntetyczne czynniki chłodnicze

Naturalne czynniki chłodnicze, pomimo wielu zalet, nie spełniały w historii chłodnictwa sprężarkowego wszystkich kryteriów doskonałości podanych w rozdziale 2.1. Ich wady zaczęto eksponować jako pretekst do poszukiwania czynników lepszych pod względem właściwości a jednocześnie bezpiecznych dla ludzi i środowiska. Zwrócono uwagę na czynniki chlorowcopochodne, czyli takie, które zawierają w swoim składzie chlorowce (lub halogeny), a więc grupę pierwiastków obejmujących chlor, fluor i inne. Pierwsze wyniki badań nad nowymi czynnikami opublikowano w latach 1893 i 1907 w Belgii (*Swarts*). Decydujący przełom w badaniach nastąpił w 1930 roku w USA (*T. Midgley, A. L. Henne i McNary*), w którym podjęto ich produkcję w firmie *Kinetic Chemicals Inc.* w Wilmington pod nazwą „**freony**” (niektóre źródła podają, że prekursorem była amerykańska firma Du Point, która od 1931 roku rozpoczęła masową produkcję freonów). W 1933 roku *R. Plank* przedstawił jednak pierwsze tablice właściwości termodynamicznych nowych czynników w układzie metrycznym. Wypieranie naturalnych, dotychczas stosowanych czynników następowało z oporami. Dopiero po 1958 roku znalazły one szersze światowe uznanie. Jednak wśród około 1400 znanych czynników chlorowcopochodnych tylko kilkanaście nadawało się do zastosowania w chłodnictwie. Poszczególne firmy nadawały im własne nazwy i oznaczenia. Na przykład: we Francji – *Fluogene*, w Japonii – *Daiflon*, w Niemczech – *Kaltron, Frigen*, w Wielkiej Brytanii – *Arcton*, we Włoszech – *Algofrene* itd. Nie było to ułatwieniem w doborze nowych czynników. Pierwszą próbę klasyfikacji czynników chłodniczych, zwłaszcza chlorowcopochodnych, zaproponowała firma *Kinetic Chemicals Inc.* Międzynarodowa Organizacja Normalizacyjna ISO wprowadziła zalecenie, aby stosować oznaczenie czynników chłodniczych niezależne od nazw firmowych (pismo ISO/TK-8 w podkomisji PK-8).

Przed liczbowym oznaczeniem czynnika należało pisać literę „**R**” lub słowo „**Refrigerant**” (czynnik chłodniczy) oraz odpowiedni kod liczbowy. W ten sposób można było oznaczyć wszystkie ważniejsze czynniki chłodnicze, w tym naturalne.

1. Dla naturalnych, nieorganicznych czynników chłodniczych podaje się symbol R oraz oznaczenie liczbowe zawierające:

700 + liczbę określającą względną masę cząsteczkową czynnika.

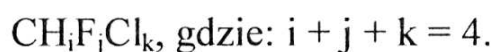
Na przykład:

dla NH_3 , $M_{\text{NH}_3} = 17 \text{ kg/kmol}$ oraz: $R(700 + 17) = R717$,

dla CO_2 , $M_{\text{CO}_2} = 44 \text{ kg/kmol}$ oraz: $R(700 + 44) = R744$.

2. Czynniki chłodnicze syntetyczne podzielono na kilka grup, w każdej stosując inny kod liczbowy po symbolu R, i tak:

– *chlorowce pochodne metanu CH_i* , – kod dwucyfrowy skonstruowany jest następująco: ogólny wzór chemiczny czynnika tej grupy ma postać:



Kod liczbowy czynnika oblicza się z zależności:

$$10((i + 1) + j).$$

Przykładowo, dla czynnika chłodniczego o wzorze chemicznym CF_2Cl_2 (dwufluorodwuchlorometan) otrzymuje się:

$$i = 0, j = 2, k = 2,$$

a stąd:

$$10((i + 1) + j) = 10((0 + 1) + 2) = 12, \text{ czyli } \text{CF}_2\text{Cl}_2 \text{ (R12).}$$

a dla czynnika CHF_2Cl (dwufluorochlorometan): $i = 1, j = 2, k = 1$,
czyli CHF_2Cl (R22).

– *chlorowce pochodne etanu C_2H_i* , – kod trzycyfrowy skonstruowany następująco:

ogólny wzór chemiczny czynników tej grupy (zwanej grupą „100”) ma postać:



a numer czynnika oblicza się z zależności:

$$100 + 10((i + 1) + j).$$

Przykładowo, dla czynnika o wzorze chemicznym $\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_3$ otrzymuje się: $i = 3, j = 3, k = 0$, a więc $100 + 10 \cdot (3 + 1) + 3 = 143$, a stąd: $\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_3$ (R143).

– *mieszaniny zeotropowe (grupa 400);*

– *mieszaniny azeotropowe (grupa 500)* – do liczby 500 dodaje się liczbę określającą miejsce czynnika z tej grupy pod względem wartości normalnej temperatury wrzenia (na przykład R502);

– inne czynniki sklasyfikowano w grupach **600** (związki organiczne), **700** (substancje nieorganiczne) i **1000** (węglowodory nienasycone); numeracja czynnika w grupie podana została w stosownych przepisach ISO.

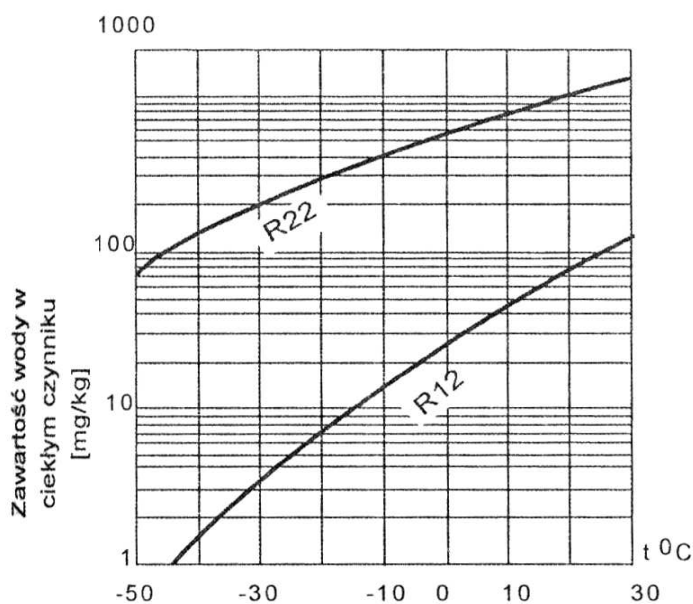
Przedstawiona powyżej klasyfikacja i oznaczanie czynników chłodniczych są obecnie dopuszczalne (w tym przepisami polskiej normy PN/M-04611) [134], chociaż od kilku lat stosuje się w praktyce oznaczanie, które znacznie lepiej odzwierciedla budowę chemiczną danego czynnika chłodniczego.

W odniesieniu do czynników chłodniczych wprowadzono podział na kilka grup, z których dwie pierwsze są ważne z uwagi na czynniki chlorowcopochodne:

1. *chlorofluorowęglowodory (CFC)* – (ang.: *ChloroFluoroCarbon*), do tej grupy zaliczono: R11, R12, R13, R 114, R 115, oznaczając je symbolami CFC 11 (R11), CFC12 (R 12) itd.;
2. *wodorochlorofluorowęglowodory (HCFC)* – (ang.: *HydroChloroFluoroCarbon*); do tej grupy zaliczono: R22 (HCFC22), R 123 (HCFC123), R142b (HCFC142b) itd.
3. *wodorobromofluorowęglowodory (HBFC)* – (ang.: *HydroBromoFluoroCarbon*); w cząsteczkach tych związków występują atomy bromu;
4. *hydrofluorowęglowodory (HFC)* – (ang.: *HydroFluoroCarbon*); w cząsteczkach tych związków część atomów wodoru zastąpiono atomami fluoru (na przykład: R23, R32, R134a itp.);
5. *fluorowęglowodory (FC)* – (ang.: *FluoroCarbon*); wszystkie atomy wodoru zastąpiono atomami fluoru;
6. *węglowodory nasycone (HC)* - (ang.: *HydroCarbon*).

Z uwagi na to, że freony: R12, R22, R502 i R 13B1 stosowane były (i są obecnie, niezależnie od wprowadzonych ograniczeń) na szeroką skalę w chłodnictwie sprężarkowym, przedstawiono poniżej ich krótką charakterystykę. Ułatwi ona porównanie właściwości dotychczasowych i nowych czynników chłodniczych.

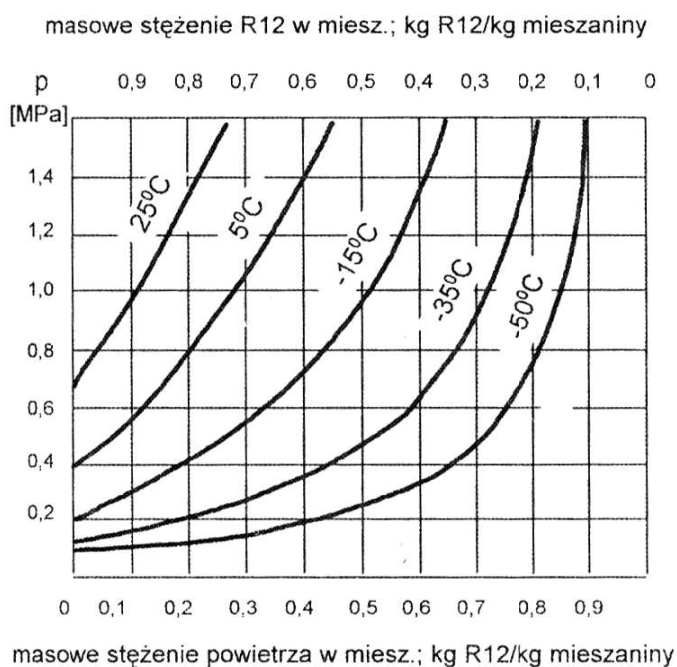
Freon R12 (dwufluorodwuchlorometan) stosowany był w urządzeniach chłodniczych o małej i średniej wydajności chłodniczej w zakresie temperatur parowania do -30°C i skraplania do $+60 \div +70^{\circ}\text{C}$ (do dnia dzisiejszego występuje jako czynnik chłodniczy w bardzo wielu szafach chłodniczych domowych i gastronomicznych starszej generacji). Ciecz i para freonu R12 są bezbarwne. Normalna temperatura wrzenia czynnika R12 wynosi $-29,8^{\circ}\text{C}$. Jednostkowa objętościowa wydajność chłodnicza R12 jest mniejsza niż amoniaku i dlatego przy tej samej wydajności chłodniczej wymiary cylindrów sprężarki tłokowej



Rys. 2.2. Rozpuszczalność wody w cieczy R12 i R22 w zależności od temperatury [9]

z freonem R12 są o około 1,3 razy większe od wymiarów sprężarki amoniakalnej. Freon R12 posiada znaczną gęstość pary nasyconej suchej ($5 \div 6$ razy większą niż NH_3 , w tej samej temperaturze), co wpływa na straty hydrauliczne, a przekroje przepływowe rur muszą być znacznie większe niż dla amoniaku, przy tym samym natężeniu przepływu. Przy braku wilgoci freon R12 jest neutralny w stosunku do metali stosowanych powszechnie w budowie maszyn, za wyjątkiem czystego ołowiu i magnezu (nie wolno stosować uszczelek zawierających ołów).

Freon R12 jest praktycznie mało rozpuszczalny w wodzie (rysunek 2.2). Konieczne jest zatem stosowanie odwadniaczy w instalacji chłodniczej z R12.

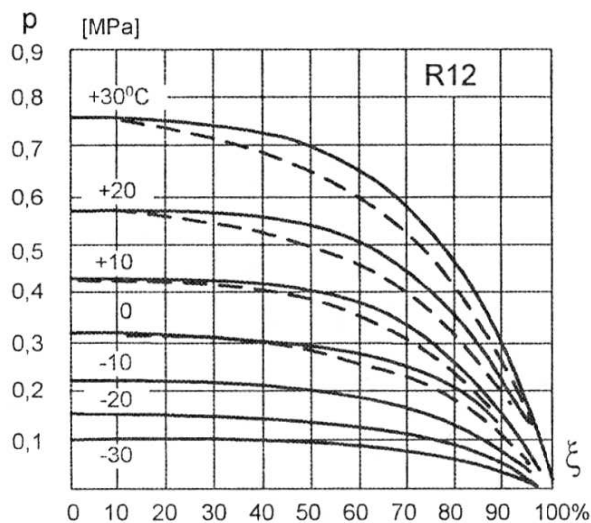


Rys. 2.3. Zależność masowego stężenia R12 w mieszaninie z powietrzem od ciśnienia i temperatury [9]

Freon 12 charakteryzuje się bardzo dużą przenikliwością przez bardzo drobne nieszczelności w układzie, co powoduje znaczne trudności w określeniu miejsca przecieku (stosuje się specjalne wykrywacze nieszczelności). Czynnik jest mało agresywny i nietrujący, jednak stężenie $20 \div 30\%$ objętościowo w powietrzu może spowodować w ciągu $30 \div 60$ minut uduszenie na skutek niedostatecznej ilości tlenu do oddychania. Rozkład freonu R12 ma miejsce w temperaturze powyżej

500°C, a w obecności wilgoci powstaje trujący gaz – fosgen.

Zależność masowego stężenia R12 w mieszaninie z powietrzem, od ciśnienia i temperatury podaje rysunek 2.3.



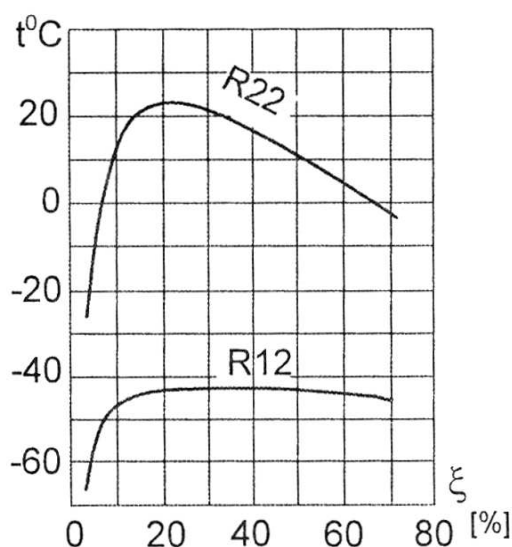
Rys. 2.4. Prężność pary nad powierzchnią roztworu R12-olej [9]

———— olej o małej rozpuszczalności
 ----- olej o dużej rozpuszczalności

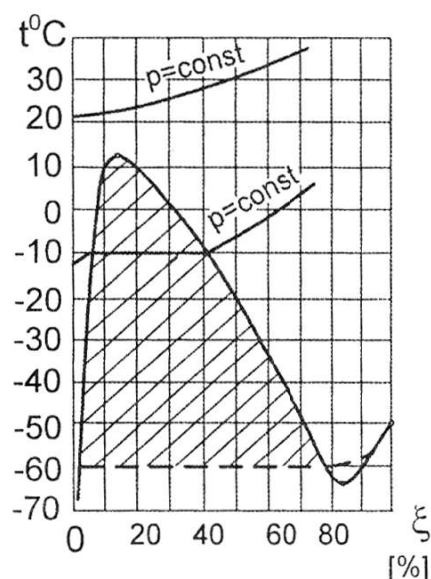
Freon R12 należy do grupy mieszanin freonowo-olejowych, które tworzą roztwory w całym zakresie temperatury i ciśnienia. Stan równowagi termodynamicznej roztworu R12-olej określa się na przykład za pomocą wykresu Bambacha $h - \xi$ (gdzie ξ jest masowym stężeniem oleju). Na rysunku 2.4 podano wykres prężności pary czynnika R12 nad powierzchnią mieszaniny R12-olej.

Freon R12 jest obecnie całkowicie wyeliminowany z zastosowania w nowych konstrukcjach urządzeń chłodniczych.

Freon R22 (dwufluorochlorometan) jest czynnikiem chłodniczym o właściwościach termodynamicznych zbliżonych do amoniaku. Był zalecany (obecnie jego znaczenie jest ograniczane, do wyeliminowania włącznie), jako czynnik w urządzeniach o średniej i dużej wydajności chłodniczej, w zakresie temperatur parowania do -70°C i skraplania do +50°C. Właściwości fizjologiczne freonu R22 są zbliżone do R12. Normalna temperatura wrzenia R22 wynosi -40,8°C. Jest czynnikiem niepalnym i nie wybuchowym w połączeniu z powietrzem, a w temperaturze około 550°C ulega rozkładowi (produkty rozkładu są toksyczne). Rozpuszczalność wody w R22 jest większa niż dla R12 (rysunek 2.2). Współczynniki wymiany ciepła dla R22 mają wyższe wartości od R12 dlatego też przy tej samej wydajności wymiary wymienników ciepła dla R22 są mniejsze. W roztworach R22-olej występują znaczne rozbieżności w porównaniu z układami R12-olej. Przykładowe porównanie przedstawiono na rysunkach 2.5. i 2.6.



Rys. 2.5. Porównanie rozpuszczalności R12 i R22 w oleju [9]



Rys. 2.6. Rozpuszczalność R22 w oleju [9]

Roztwory R22-olej mineralny mogą występować w ograniczonym zakresie; powstają tak zwane „*luki rozpuszczalności*”, w których składniki nie rozpuszczają się wzajemnie lub rozpuszczalność jest utrudniona (podobnie jest dla roztworów czynników R502 i R13 z olejami mineralnymi). Mieszanina R22 i oleju tworzy roztwór tylko w zakresie wyższych temperatur (lub w niższych i stosunkowo wysokich zawartościach oleju). Luka rozpuszczalności ograniczona jest krzywą rozpuszczalności wykazującą maksimum, dla określonego stężenia oleju (rysunek 2.6). Strefę niemieszalności zakreskowano. Problemy związane z roztworami R22-olej mają szczególne znaczenie w procesach wymiany ciepła. Na przykład w skraplaczach olej nie wydziela się, dopóki temperatura skraplania jest wyższa od temperatury ograniczonej rozpuszczalności. W parownikach, mieszanina R22-olej rozdziela się na dwie warstwy (tworzy się, między innymi, lepka warstwa oleju pokrywająca wewnętrzną powierzchnię rury parownika).

Freon R22, który niegdyś był skutecznym substytutem amoniaku, jest obecnie wypierany przez ten czynnik, a znalezienie równoważnego właściwościom R22 zamiennika jest bardzo trudne.

Freon R502 (mieszanina azeotropowa) składająca się z 48,8% masowo freonu R22 i 51,2% masowo R115. Normalna temperatura wrzenia wynosi $-45,6^{\circ}\text{C}$. Jednostkowa, objętościowa wydajność chłodnicza freonu R502 jest nieco wyższa od R22, zaś końcowa temperatura sprężania jest niższa o około 30%. Ciepło parowania, w porównywalnych temperaturach jest 1,5 raza mniejsze od R22. Freon R502 znalazł zastosowanie w niskotemperaturowych urządzeniach chłodniczych. Jest to czynnik neutralny chemicznie, niepalny i nie

wybuchowy. Rozpuszczalność wody jest dla R502 mniejsza w porównaniu z R22. Podobnie jak R22, freon R502 zaliczany jest do tej samej grupy rozpuszczalności w mieszaninach freonowo-olejowych. Instalacja chłodnicza może pracować zamiennie na R22 i R502. Czynnik ten jest obecnie wycofany z zastosowań w chłodnictwie.

Freon R13B1 (trójfluorobromometan) należy do grupy czynników chłodniczych wysokociśnieniowych. W budowie chemicznej cząsteczki freonu R13B1(CF_3Br), atom chloru zastąpiono w porównaniu z czynnikiem R13 (CF_3Cl) atomem bromu. Czynnik R13B1 posiada większą niż R22 względną masę cząsteczkową i gęstość. Normalna temperatura wrzenia wynosi $-57,8^\circ\text{C}$. Jest mało toksyczny i obojętny chemicznie w stosunku do metali. Był wykorzystywany, podobnie jak freon R13, w niskotemperaturowych, kaskadowych urządzeniach sprężarkowych. Czynnik R13B1 jest obecnie wycofywany z chłodnictwa.

Freon R11 należy do grupy czynników chlorowcopochodnych z grupy CFC; normalna temperatura wrzenia wynosi $+23,7^\circ\text{C}$ (można go przechowywać w normalnych warunkach w otwartych zbiornikach w postaci cieczy); R11 charakteryzuje się stosunkowo dużą objętością właściwą pary i małym ciepłem parowania – stąd jednostkowa wydajność chłodnicza jest niewielka. Freon R11 stosowany był w układach klimatyzacyjnych z turbosprężarkami.

2.3. Destrukcyjny wpływ czynników chłodniczych na atmosferę ziemską i wskaźniki jego oceny

Dynamiczny rozwój cywilizacji społeczeństw, zwłaszcza w XX wieku wpłynął na wzrost zanieczyszczeń atmosfery Ziemi i zachwianie równowagi ekosystemu. Globalny zasięg zakłóceń w atmosferze oraz bezpośrednio oddziaływanie na system immunologiczny istot żywych stały się przyczyną poszukiwania mechanizmów obronnych w tym zakresie. Skierowano je przede wszystkim w kierunku ograniczenia oddziaływania dwóch odkrytych i udowodnionych zjawisk, a mianowicie:

- degradacji naturalnej warstwy ozonowej,
- tworzenia efektu cieplarnianego.

Oba te destrukcyjne zjawiska opisano już w bardzo wielu publikacjach i są one nadal przedmiotem zainteresowania międzynarodowych instytucji. Poniżej podano krótki zarys wymienionych problemów uwzględniających udział czynników chłodniczych, zwłaszcza syntetycznych.

Ozon (O_3) jest odmianą alotropową tlenu (O_2) o względnie trwałych, lecz odmiennych od tlenu właściwościach. Warstwa ozonu (o niezbyt dużej grubości) tworzy się w sposób naturalny w strefie stratosfery (12 ÷ 30 km od powierzchni Ziemi). W niewielkich ilościach, ozon występuje także w niższych, pośrednich warstwach atmosfery. Naturalna warstwa ozonowa stanowi ochronę Ziemi przed bezpośrednim wpływem wysokoenergetycznego i destrukcyjnego oddziaływania promieniowania ultrafioletowego. Pod jego wpływem następuje częściowo powstawanie i naturalny rozpad ozonu połączony z pochłanianiem energii. Mechanizm ten został już względnie dobrze poznany. Pierwsze doniesienia o kurczeniu się stratosferycznej warstwy ozonowej pochodzą z 1974 roku i zostały podane przez amerykańskich uczonych *S. Rowlanda* i *M. Molinę*. Dalsze obserwacje i badania pozwoliły na sformułowanie hipotezy o negatywnym wpływie cząstek freonu na ten proces. Uwolnione cząstki freonów (w tym z urządzeń chłodniczych) wędrują do górnych warstw atmosfery i ulegają rozpadowi wskutek działania promieniowania ultrafioletowego. Atomy chloru (wchodzące w skład freonów) zaczynają spełniać funkcję katalizatorów w niszczeniu ozonu. Jeden atom chloru przyczynia się do zniszczenia nawet 100000 cząstek ozonu. W ten sposób następuje przerywanie naturalnej warstwy ozonowej i powstawanie tak zwanych *dziur ozonowych*. Szczególnie destrukcyjnym oddziaływaniem na warstwę ozonową charakteryzują się czynniki chłodnicze z grupy *chlorofluorokarbonów* CFC, jak również częściowo *wodorochlorofluorowęglowodory* HCFC i inne czynniki syntetyczne. Za szczególnie groźne, w tym zakresie, uznano syntetyczne czynniki chłodnicze R11, R12, R113, R114, R502 a także w dłuższej perspektywie czasowej freon R22. Bardzo istotnym problemem jest fakt, że żywotność czynników chlorowcopochodnych w atmosferze określa się na kilkadziesiąt, a niektórych z nich nawet kilkuset lat.

Czynniki chłodnicze syntetyczne mają także negatywny wpływ na drugie destrukcyjne zjawisko jakim jest *efekt cieplarniany* (zwany niekiedy efektem szklarniowym). Do powierzchni Ziemi dociera pewna ilość energii promieniowania słonecznego. Część energii tego promieniowania ulega odbiciu i absorpcji w warstwach atmosfery. Z powierzchni Ziemi emitowana jest także energia za pośrednictwem promieniowania podczerwonego (ciepłego), o większych długościach fali. Jeżeli ilość energii wyemitowanej z powierzchni Ziemi byłaby duża, wówczas nastąpiłoby zjawisko wychładzania naszej planety, natomiast utrudnienia w jej odpływie prowadzą do wzrostu średniej temperatury (obecnie wynosi ona około $15^{\circ}C$, z tendencją do wzrostu), czyli *efektu cieplarnianego*. Okazało się, że duży wpływ na ograniczenie ilości energii odprowadzanej z powierzchni Ziemi mają zanieczyszczenia atmosferyczne, w tym tak zwane gazy „szklarniowe”. Wśród gazów szklarniowych wymienia się dwutlenek

węgla, parę wodną, tlenki azotu, metan i niektóre freony. Szacunkowy udział gazów szklarniowych, w globalnym efekcie cieplarnianym wynosi w przybliżeniu: CO₂ – ok. 50%, CH₄ – 19%, freony – 17% itd. W pracy [7] podano bardzo spektakularny przykład świadczący o wpływie freonów na tworzenie efektu cieplarnianego. Obliczono, że jedna tona freonu 22 zatrzymuje tyle promieniowania podczerwonego, co 1500 ton czystego węgla zawartego w dwutlenku węgla. Podobnie jest dla niektórych innych rodzajów freonów.

Przedstawiony w zarysie udział niektórych freonów w destrukcyjnym ich działaniu na ekosystem stał się bezpośrednim powodem podjęcia decyzji o zasięgu światowym w sprawie wyeliminowania tych czynników z wszelkich zastosowań, w tym także z chłodnictwa.

Udokumentowane, negatywne oddziaływanie stosowanych powszechnie czynników chlorowcopochodnych na degradację ekosystemu spowodowało konieczność wprowadzenia wskaźników porównawczych ich szkodliwości. Za pomocą tych wskaźników określa się wpływ danego związku na degradację środowiska w sposób nie tylko jakościowy, ale także ilościowy. Na obecnym etapie stanu wiedzy proces poszukiwania, zwłaszcza kompleksowych wskaźników porównawczych nie został jeszcze zakończony. Przedstawiono poniżej te wskaźniki, które są najczęściej stosowane w analizach porównawczych.

Wskaźniki ekologiczne do oceny czynników chłodniczych powinny uwzględniać niszczący wpływ czynnika na warstwę ozonową oraz zdolność do tworzenia efektu cieplarnianego. W pierwszych latach po wprowadzeniu metody wskaźnikowej wystarczały tylko dwa wskaźniki *ODP* i *HGWP*. Obecnie operuje się już ilością 3 ÷ 4 i więcej wskaźników.

Do podstawowych wskaźników ekologicznych zalicza się:

- **ODP** (*Ozone Depletion Potential*) – potencjał niszczenia ozonu odniesiony do freonu 11, dla którego przyjęto ODP = 1;
- **HGWP** (*Halocarbon Global Warming*) – potencjał zdolności do tworzenia efektu cieplarnianego odniesiony do freonu 11, dla którego HGWP = 1;
- **GWP** (*Global Warming Potential*) – globalny potencjał efektu cieplarnianego, odniesiony do dwutlenku węgla CO₂, dla którego GWP=1;
- **TEWI** (*Total Equivalent Warming Impact*) – całkowity równoważnik efektu cieplarnianego.

Do określenia wskaźnika GWP wzięto pod uwagę ITH = 100 lat (ITH – *Integral Time Horizont* – horyzont czasowy oddziaływania danej substancji; najczęściej bierze się pod uwagę horyzont czasowy 100 lub 500 lat).

W Tabelicy 2.1 podano wartości wskaźników ekologicznych ODP, HGWP i GWP stosowanych dotychczas czynników.

Tabelica 2.1

Wskaźniki ekologiczne dotychczas stosowanych czynników

Czynnik chłodniczy	ODP	HGWP	GWP	Żywotność w atmosferze [lata]
R744 (CO ₂)	0,0	0,0	1	-
R12 (CFC12)	1,0	3,0	7300	120
R22 (HCFC22)	0,05	0,37	1500	15,3
R502 (CFC502)	0,33	3,75	4300	400

Pomimo tego, że $GWP_{CO_2} = 1$, to jednak duże jego ilości w atmosferze ziemskiej przyczyniają się w około 50% do tworzenia efektu cieplarnianego. Wskaźnik ten nie uwzględnia możliwości tworzenia się dwutlenku węgla w procesie produkcji danego czynnika oraz emisji CO₂ związanej z poborem energii zasilającej urządzenie chłodnicze (emisja CO₂ ma miejsce w elektrowniach konwencjonalnych opalanych paliwami tradycyjnymi).

Wskaźnik TEWI ujmuje powyższe problemy i traktowany jest jako suma bezpośredniego wpływu danej substancji na tworzenie efektu cieplarnianego (składnik pierwszy - czynnikowy) oraz wpływu pośredniego (składnik drugi – energetyczny) uwzględniającego zużycie energii niezbędnej do napędu urządzenia chłodniczego w okresie jego eksploatacji. Wskaźnik *TEWI* można zapisać zależnością:

$$TEWI = m \cdot GWP + \beta \cdot E, \text{ [kg CO}_2\text{]}, \quad (2.1)$$

gdzie: m – całkowita masa czynnika wyemitowanego do atmosfery [kg],

β – masa CO₂ powstającego podczas spalania, odniesiona do jednostki wytworzonej energii elektrycznej w kg CO₂/kWh

(przykładowo: dla węgla $\beta = 1,12$, dla mazutu $\beta = 0,94$, dla gazu ziemnego $\beta = 0,57$, dla elektrowni wodnych lub jądrowych $\beta = 0$);

E – energia elektryczna zużyta na wszystkie cele w okresie eksploatacji urządzenia chłodniczego [kWh].

W niektórych publikacjach podano próby bardziej precyzyjnego zdefiniowania wskaźnika TEWI, stanowiące rozwinięcie wzoru (2.1) [87].

W poniższej propozycji uwzględniono, między innymi wpływ sposobu pozyskiwania energii elektrycznej na wartość TEWI [7, 87]:

$$TEWI^* = (GWP \cdot L \cdot n) + [GWP \cdot m_1 \cdot (1 - A)] + (n \cdot E \cdot \beta), [\text{kg CO}_2], \quad (2.2)$$

gdzie:

L – stopień wycieku czynnika podczas eksploatacji, [kg],

n – okres eksploatacji urządzenia, [lata],

m_1 – masa czynnika w urządzeniu, [kg],

A – poziom odzysku czynnika,

E – energia elektryczna zużyta w okresie eksploatacji, [kWh],

β – masa CO₂ powstającego przy spalaniu paliwa, odniesiona do jednostki wytworzonej energii elektrycznej, [kg CO₂/kWh].

Dla małych urządzeń chłodniczych i pomp ciepła wskaźnik ten można obliczyć z zależności [56, 87]:

$$TEWI^* = GWP \cdot L \cdot n + GWP \cdot m + n \cdot \dot{Q} \cdot \tau \cdot \beta / COP, [\text{kg CO}_2], \quad (2.3)$$

gdzie:

L – stopień wycieku czynnika z układu, [kg /rok],

n – żywotność urządzenia, [lata],

m – masa czynnika w układzie, [kg],

$\dot{Q}$ – wydajność chłodnicza urządzenia, [kW],

β – czas pracy urządzenia w ciągu roku, [godziny /rok],

COP – współczynnik wydajności chłodniczej.

Rozwijając postać wzoru (2.2) w pracy [87] podano zależność do obliczenia wskaźnika TEWI*, w skład której wchodzi trzy człony: czynnikowy (dwa pierwsze składniki), energetyczny (składnik trzeci) i czynnikowo-energetyczny (składniki czwarty i piąty):

$$TEWI^* = (GWP \cdot L \cdot n) + [GWP \cdot m_1 \cdot (1 - A)] + 1 / \eta \cdot (n \cdot E \cdot \beta) + \\ + F \cdot GWP + 1 / \eta \cdot (n_p \cdot E_p \cdot \beta_p), [\text{kg CO}_2], \quad (2.4)$$

gdzie:

n_p – okres eksploatacji urządzeń służących do produkcji czynnika chłodniczego, [lata],

E_p – energia elektryczna zużyta przez urządzenia do produkcji czynnika chłodniczego, [kWh],

β_p – masa powstającego CO_2 , przy spalaniu paliwa, odniesiona do jednostki wytworzonej energii elektrycznej do napędu urządzeń służących do produkcji czynnika chłodniczego, [kg CO_2 /kWh],

η – sprawność przesyłania energii elektrycznej,

F – ilość czynnika przedostającego się do atmosfery podczas jego produkcji, [kg],

pozostałe oznaczenia, jak we wzorach (2.2) i (2.3).

Należy oczekiwać, że w najbliższym czasie opracowane zostaną nowe i zmodyfikowane wersje wzorów do obliczania wskaźników ujmujących, w sposób kompleksowy, wpływ czynników chłodniczych na tworzenie efektu cieplarnianego i degradację warstwy ozonowej.

2.4. Proekologiczne czynniki chłodnicze

Odkrycie wpływu freonów na zjawisko „dziury ozonowej” a przede wszystkim na tworzenie *efektu cieplarnianego*, spowodowało podjęcie gwałtownych działań o charakterze międzynarodowym. Zmierzały one do ograniczenia produkcji i zastosowań a docelowo wyeliminowania czynników chlorowcopochodnych. Konwencja Wiedeńska z 1985 roku (o ochronie warstwy ozonowej) i **Protokół Montrealski** z 1987 roku (o redukcji produkcji i zużycia freonów) były pierwszymi uzgodnieniami w skali światowej. Dalsze międzynarodowe spotkania państw- sygnatariuszy Protokołu Montrealskiego, w tym: Helsinki (1989), Londyn (1990), Nairobi (1991), Kopenhaga (1992), Wiedeń (1995) i inne, zmierzały do uzgodnienia rozmiarów ograniczeń i terminów częściowej i całkowitej redukcji. Można obecnie stwierdzić, że trwająca 50 ÷ 60 lat epoka dominacji freonów przechodzi do historii techniki chłodniczej. Pozostaje jednak udzielenie odpowiedzi na pytanie, jakie czynniki chłodnicze mogą i powinny być stosowane w długiej perspektywie czasowej. Jednoznacznej odpowiedzi jak dotychczas nie udzielono, pomimo wciąż trwającej ogólnoświatowej dyskusji.

Jak już wskazano, brak jest idealnego, rzeczywistego czynnika chłodniczego, który spełniałby wszystkie kryteria podane w rozdziale 2.1. Poszukując

substytutów freonów, należy precyzyjnie zdefiniować ponownie kryteria wyboru czynnika. W Europie Zachodniej stosowane są kryteria wyboru czynnika chłodniczego w następującej kolejności [56]:

- kryterium termodynamiczne,
- kryterium bezpieczeństwa (w wypadku wycieku),
- kryterium oddziaływania na środowisko naturalne,
- kryterium techniczne (w tym niezawodność urządzenia i brak niszczącego oddziaływania na jego elementy),
- kryterium ekonomiczne (szczególnie istotne w państwach rozwijających się).

Po wejściu Polski do Wspólnoty Europejskiej będą one obowiązujące w krajowym przemyśle chłodniczym.

Przy doborze czynnika chłodniczego należy zwrócić uwagę na warunki jego zastosowania. Dotychczas, w urządzeniach o małej i średniej wydajności chłodniczej stosowano zazwyczaj freon R12, w urządzeniach o dużej wydajności – freon R22, a w układach niskotemperaturowych – freon R502, R13B1 itd. Dlatego w różnych analizach prezentowanych w publikacjach podaje się propozycje czynników chłodniczych, jako zamienniki, odpowiednio freonów 12, 22 i 502.

Rozważając proekologiczne czynniki chłodnicze jako substytuty freonów i możliwe do przyjęcia w określonej perspektywie czasowej, trzeba uwzględnić następujące możliwości:

1. zamiana czynników wycofywanych natychmiast, czynnikami przewidzianymi do wycofania w dłuższym terminie;
2. zastosowanie mieszanin freonów grup *CFC* i *HCFC* wykazujących korzystne wskaźniki ekologiczne;
3. wykorzystanie naturalnych czynników chłodniczych w znacznie szerszym zakresie niż dotychczas;
4. zastosowanie zupełnie nowych czynników chłodniczych.

2.4.1. Ogólna charakterystyka zamienników freonów

Wśród proponowanych zamienników stosowanych dotychczas freonów bierze się pod uwagę zarówno czynniki jednoskładnikowe naturalne i syntetyczne jak również mieszaniny zeo- i azeotropowe oraz czynniki naturalne – amoniak, dwutlenek węgla, węglowodory i ich mieszaniny. Poniżej podano

krótką, ogólną charakterystykę substytutów freonów, które są już stosowane w praktyce i być może znajdą trwałe miejsce w przyszłości.

Alternatywnymi czynnikami wobec freonu R12 mogą być czynniki jednoskładnikowe, jak na przykład R134a (wodorofluorokarbon HFC, niesłusznie nazywany niekiedy freonem R134a), R124, R142b i R125a, mieszaniny trójskładnikowe: R401A, R401B, R401C, R406A oraz R409A a także węglowodory: R290 (propan) i R600a (izobutan).

W tabelicy 2.2 podano składy mieszanin alternatywnych i ich normalną temperaturę wrzenia, natomiast w tabelicy 2.3 zestawiono wskaźniki ekologiczne proponowanych substytutów.

Tabelica 2.2

Czynniki naturalne i skład mieszanin alternatywnych wobec freonu R12

Mieszana- nina	Ozna- czenia	% mas.	% mas.	% mas.	% mas.	% mas.	Normalna tempe- ratura wrzenia, °C
		R22	R124	R142a	R152a	R600a	
R401A	Suva MP39	53	34		13		-33,1
R401B	Suva MP66	61	28		11		-34,7
R401C	Suva MP52	33	52		15		-28,4
R406A		55		41		4	-32,3
R409A	FX56	60	25	15			-34,2
R290	propan C_3H_8	-	-	-	-	-	-42,9
R600a	izobu- tan C_4H_{10}	-	-	-	-	100	-11,6

W tabelicy 2.3 podano wskaźniki ekologiczne: ODP (potencjał niszczenia stratosferycznej warstwy ozonowej) i GWP (potencjał tworzenia efektu cieplarnianego).

Dla freonu R22 zamiennikami mogą być czynniki jednoskładnikowe: R717 (amoniak) i R152a, czynnik naturalny R290 (propan) oraz mieszaniny zeotropowe: R402A, R402B, R407C i R410A, mieszanina azeotropowa R507 i blisko azeotropowa R404A. Tabela 2.4 przedstawia składy alternatywnych mieszanin.

Tablica 2.3

Charakterystyczne wskaźniki ekologiczne substytutów freonu R12

Czynnik chłodniczy	Potencjał ODP	Potencjał GWP
R12	1,00	8500
R124	0,022	480
R134a	0,00	1300
R142b	0,065	2000
R152a	0,00	140
R290	0,00	0,0
R401A	0,03	1100
R401B	0,035	1200
R401C	0,030	850
R406A	0,060	HGWP = 0,36
R409A	0,048	1440
R600a	0,00	3,0

Tablica 2.4

Skład mieszanin alternatywnych wobec R22

Mieszana- nina	Ozna- czenia	% mas.	% mas.	% mas.	% mas.	% mas.	% mas.	Normalna tem- peratura wrzenia °C
		R22	R32	R125	R290	R143a	R134a	
R402A	HP80	38		60	2			-49,2
R402B	HP81	60		38	2			-46,4
R404A				44		52	4	-46,4
R507				50		50		-46,5
R407C			23	25			52	-43,4
R410A			50	50				-51,0

Czynnikami alternatywnymi wobec freonu R502 mogą być: R22 (czasowo), R717 (amoniak) oraz mieszaniny trójskładnikowe R402A, R402B i R507, ewentualnie R408A. Pod względem termodynamicznym mieszaniny R407A i R407C oraz R404A i R507 są podobne. Mieszaniny R404A i R507 składają się z czynników R125 i R143a o stosunku udziałów masowych 50:50%, a dla R404A, odpowiednio 44:52% (4% stanowi R134a). Uzupełniające informacje o alternatywnych mieszaninach chłodniczych podano w rozdziale 3.2. Wskaźniki ekologiczne czynników alternatywnych wobec R22 zawiera tablica 2.5.

Tablica 2.5

Wskaźniki ekologiczne czynników alternatywnych wobec freonu R22

Czynnik chłodniczy	Potencjał ODP	Potencjał GWP
R22	0,055	1700
NH ₃	0,00	0,00
R32	0,00	650
R125	0,00	2800
R143a	0,00	3800
R402A	0,021	2600
R402B	0,033	2200
R404A	0,00	3700
R407C	0,00	1600
R410A	0,00	1819

W układach niskotemperaturowych, w tym kaskadowych stosowany dotychczas freon 13 może być zastąpiony czynnikiem proekologicznym R23 (CHF₃), dla którego: normalna temperatura wrzenia wynosi -82,1⁰C, ODP = 0, GWP = 12100; czynnik R23 można wykorzystać w zakresie temperatury parowania -100 ÷ -60⁰C i skraplania -10 ÷ -40⁰C

Substytutem freonu R11, który jako pierwszy został wyeliminowany z zastosowania, może być czynnik alternatywny R123 (normalna temperatura wrzenia -107⁰C, ODP = 0,02, GWP = 93); czynnik nadaje się do zastosowań w układach niskotemperaturowych, w zakresie do -100⁰C.

Na obecnym etapie stanu wiedzy o czynnikach alternatywnych można przewidywać, że:

- substytuty freonu R12 ; na pewno wykorzystywany będzie w dłuższej perspektywie czasowej czynnik R134a oraz czynniki naturalne propan i izobutan,
- substytuty freonów R22 i R502; niewątpliwy renesans amoniaku oraz w krótszej perspektywie czynniki R407C i R507, a w dłuższej R404A.

Wybór czynnika chłodniczego będzie długo jeszcze oparty na kompromisie między zaletami i wadami danego czynnika proekologicznego. Te czynniki alternatywne, które obecnie traktuje się jako przyjazne dla otoczenia, mogą się okazać destrukcyjnymi w dłuższym czasie (takie są, na przykład, opinie o negatywnym oddziaływaniu czynnika R134a w górnych warstwach atmosfery, chociaż traktowany jest jeszcze jako proekologiczny).

2.4.2. Niektóre problemy eksploatacyjne związane z proekologicznymi zamiennikami freonów

Problem substytucji dotychczas stosowanych freonów czynnikami zastępczymi pojawił się głównie z przyczyn ekologicznych. Następstwem tego było poszukiwanie takich zamienników freonów, które można stosować w istniejących i nowo projektowanych instalacjach. Producenci czynników chłodniczych widząc aspekty ekonomiczne zaproponowali w pierwszym okresie bardzo dużą liczbę substancji proekologicznych. Niestety niektóre z nich, posiadając właściwości ekologiczne, nie odpowiadały kryteriom termodynamicznym i eksploatacyjnym i nie są obecnie brane pod uwagę. Nie znaleziono dotychczas „idealnych” zamienników freonów R12, R22 i R502 przy czym właściwości termofizyczne niektórych są bardzo zbliżone do tych freonów, ale ich właściwości eksploatacyjne nie zostały jednoznacznie potwierdzone. Najkorzystniejszy efekt eksploatacyjny uzyskałoby się stosując metodę „*drop in*” czyli wymiany czynnika (zastąpienia go nowym) w instalacji bez konieczności dokonywania innych zmian (w tym bez wymiany oleju smarowego). Mniej korzystne rozwiązanie polega na konieczności przebrojenia instalacji (ang. „*retrofit*”) z wymianą oleju i innych elementów urządzenia chłodniczego. Im więcej czasu upływa od pierwszych zastosowań zamienników freonów, tym więcej publikacji traktuje o ich właściwościach eksploatacyjnych (niekiedy sprzecznych). Należy więc zwrócić uwagę na następujące zagadnienia eksploatacyjne:

- wzajemną rozpuszczalność oleju i nowego czynnika chłodniczego,
- higroskopijność czynnika,
- oddziaływanie na materiały konstrukcyjne instalacji.

Zastosowanie sprężarki w instalacji chłodniczej wiąże się z koniecznością smarowania jej elementów ruchomych. Poza tym olej spełnia funkcję uszczelniania luzów w tych elementach, a także pośredniczy w wymianie ciepła zwłaszcza w procesie sprężania czynnika. Idealnym rozwiązaniem byłoby, gdyby olej mógł pozostać w obrębie sprężarki, nie przedostając się do instalacji. W rzeczywistych układach chłodniczych zawsze pewna ilość oleju opuszcza przestrzeń wewnętrzną sprężarki, miesza się z czynnikiem chłodniczym i krąży w obiegu. W prawidłowo zaprojektowanej instalacji zachowana jest zasada bilansu olejowego. Oznacza to, że ilość oleju opuszczającego sprężarkę powraca do niej. Taka „równowaga olejowa” możliwa jest tylko teoretycznie, bowiem w praktyce występuje zaolejenie instalacji, które wpływa negatywnie na warunki jej pracy, zmniejszenie intensywności wymiany ciepła, spadek wydajności chłodniczej i wzrost nakładów energetycznych. Negatywne oddziaływanie

tworzącej się w instalacji mieszaniny czynnik chłodniczy-olej zależy w dużym stopniu od doboru zarówno czynnika jak i rodzaju oleju. Pod względem możliwości tworzenia roztworu czynnika chłodniczego z olejem wyróżnia się następujące grupy czynników [75]:

1. czynniki chłodnicze nie tworzące z olejami roztworów (amoniak);
2. czynniki, które rozpuszczają się z olejami bez ograniczeń (R12);
3. czynniki, które w ograniczonych zakresach tworzą z olejami roztwory (R22, R134a, R404A).

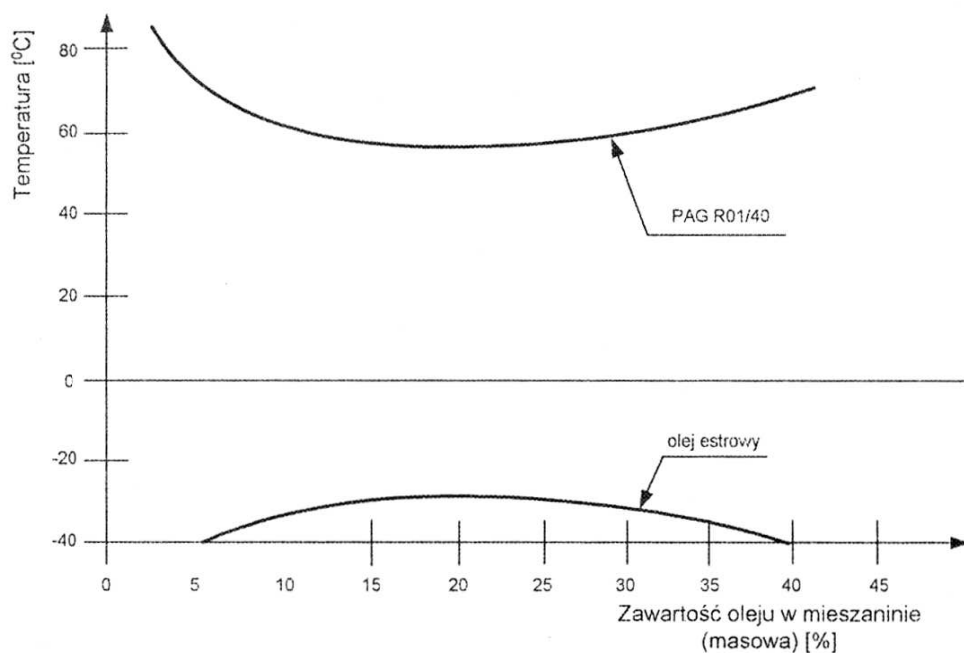
Amoniak należy do czynników chłodniczych, które praktycznie nie tworzą z olejami roztworów (śladowe procentowe zawartości oleju w amoniaku są pomijalnie małe). Istnieje zatem konieczność stosowania odolejaczy umieszczonych na stronie tłocznej sprężarki amoniakalnej i okresowa kontrola powrotu oleju do sprężarki. Część oleju przedostając się do skraplacza a następnie do parownika może tworzyć film olejowy, wpływając negatywnie na wymianę ciepła. W parownikach typu zalanego oraz w instalacjach pompowych należy przewidzieć specjalne odstożniki oleju w dolnej części zbiorników drenażowych przeznaczone do okresowego spustu zgromadzonego oleju. Dotychczas do współpracy z amoniakiem stosowano oleje mineralne typu parafinowego. W związku z wytypowaniem amoniaku jako proekologicznego zamiennika freonu R22 wprowadza się na coraz szerszą skalę oleje syntetyczne nowej generacji tworzące z amoniakiem roztwory (podobnie jak czynniki chlorowcopochodne z grupy CFC) [93]. Są to oleje syntetyczne na bazie alkilobenzenów, polialfaolein i polialkiloglikoli (stosuje się oznaczenia: A – polialfaoleiny, GL – polialfaglikole, PG – polialkiloglikole, SP – alkilobenzeny).

Czynniki grupy drugiej, do których należy freon R12, mają właściwości tworzenia roztworów w zakresie praktycznie nieograniczonym. Istnieje jednak ścisła zależność między temperaturą, ciśnieniem i składem roztworu (rozdział 2.2.2). W każdej części instalacji wypełnionej tego typu czynnikiem występuje roztwór o innym składzie, czyli o innych właściwościach termodynamicznych i termofizycznych. (w rozdziale 6 podjęto próbę uwzględnienia tych problemów w obliczeniach obiegu). Do współpracy z freonem R12 stosowano oleje mineralne (proponowany jego zamiennik R134a nie może być stosowany wspólnie z tymi olejami).

Czynniki grupy trzeciej (do których należy freon R22 oraz R134a) tworzą roztwory z olejami w ograniczonym zakresie. Dla danej mieszaniny czynnika i oleju określona jest tak zwana krytyczna temperatura mieszaniny, poniżej której występuje luka we wzajemnej rozpuszczalności (rozpuszczalność nie jest możliwa). Powyżej tej temperatury tworzy się roztwór zachowujący się tak,

jakby powstał przy nieograniczonej rozpuszczalności (dla czynników grupy drugiej). W temperaturach niższych zachowanie czynników jest podobne do czynników grupy pierwszej. W rozdziale 2.2.2. przedstawiono to zagadnienie dla mieszaniny R22-olej mineralny. W zakresie luki rozpuszczalności istnieją zawsze dwie frakcje ciekłe (jedna „bogata” w olej i druga „uboga” w olej). W parownikach węzownicowych obie frakcje ulegają mechanicznemu zmieszaniu i można je transportować (przy nieco wyższych oporach) wraz z parami czynnika. Inne dodatkowe rozwiązania muszą być stosowane w parownikach typu zalanego.

Oleje mineralne uzyskiwane podczas przerobu ropy naftowej nie mogą być wykorzystane do współpracy z nowymi proekologicznymi zamiennikami freonów (w tym z R134a). W pierwszym etapie proponowano do sprężarek pracujących na czynniku R134a oleje syntetyczne na bazie polialkiloglikoli (PAG).

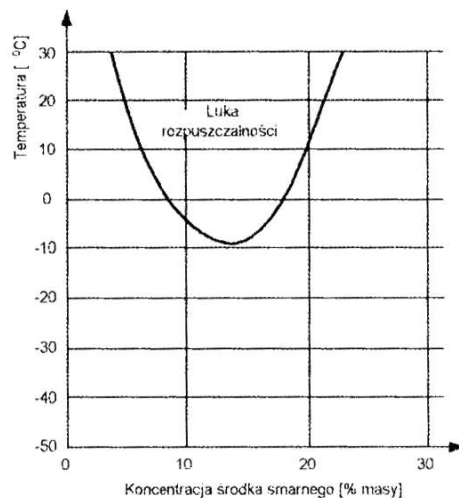


Rys. 2.7. Wzajemna rozpuszczalność czynnika R134a oraz oleju poliestrowego i polialkiloglikolowego (PAG) [105]

Po pewnym dłuższym okresie ich używania wystąpiły niekorzystne zjawiska (duża higroskopijność PAG-ów, platerowanie miedzią elementów instalacji itp.) co spowodowało zmiany koncepcji eksploatacyjnej [105]. Proponuje się obecnie do współpracy z czynnikiem R134a stosowanie olejów poliestrowych (o nieco gorszej jednak rozpuszczalności). Na rysunku 2.7 przedstawiono granice rozpuszczalności czynnika R134a z olejem estrowym i polialkiloglikolowym (PAG). Według informacji podanych w pracy [55] układ R134a-PAG posiada lukę rozpuszczalności poniżej -40°C i powyżej $+50^{\circ}\text{C}$ a pełna rozpusz-

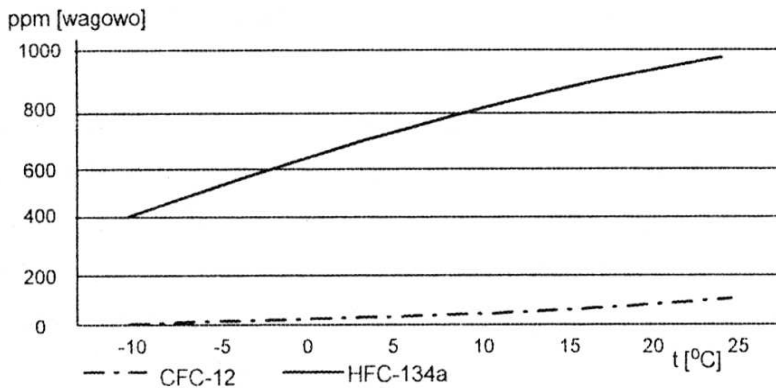
czalność olejów estrowych w R134a występuje w zakresie temperatur $-30 \div +90^{\circ}\text{C}$.

Proponowanym zamiennikiem freonów w urządzeniach nisko- i średnio-temperaturowych (zamiennik R22 i R502) wydaje się być mieszanina R404A (o nazwach handlowych: *SUVA HP62*, *Forane FX70*, *Reclin 404A*). Jako olej smarny w sprężarkach pracujących z tym czynnikiem proponuje się obecnie oleje syntetyczne na bazie estrów poliowych (POE) [113]. Według informacji zawartych w materiałach firmy *Hoechst Chemicals* [139] czynnik R404A nie miesza się praktycznie z olejami mineralnymi a także z niektórymi syntetycznymi jak na przykład alkilobenzenami. Możliwie dobrze miesza się z olejami syntetycznymi na bazie estrów. Zawartość wilgoci w tych olejach musi być ograniczona do około 100mg/kg, ponieważ przy wyższej następuje rozpad estru na alkohol i kwas karboksylowy. W zakresie niższych temperatur jakie występują w parowniku zachodzi całkowita rozpuszczalność, a w zakresie wyższych temperatur zaobserwowano lukę rozpuszczalności i rozdzielenie faz. Na rysunku 2.8 pokazano granice rozpuszczalności czynnika R404A i oleju estrowego typu E32 produkcji firmy *FUCHS*.



Rys. 2.8. Granice rozpuszczalności czynnika R404A i oleju estrowego E32 [113, 139]

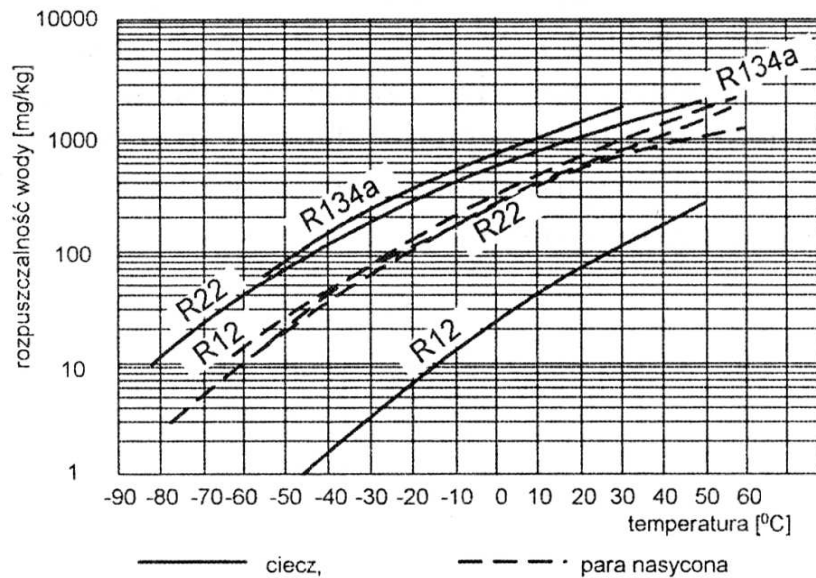
Istotną właściwością eksploatacyjną nowych czynników chłodniczych – zamienników freonów jest ich stopień rozpuszczalności wody. Wpływa ona zarówno na warunki przechowywania danej substancji, jak również określa możliwości jej zamarzania (na przykład w rurce kapilarnej lub w przepływie przez termostatyczny zawór rozprężny), co z kolei przyczynia się do powstawania awarii z tym związanych. Rysunek 2.9 przedstawia porównanie rozpuszczalności wody w czynnikach R12 i R134a, natomiast rysunek 2.10 podaje tę zależność dla R12, R22 i R134a w fazie parowej i ciekowej.



Rys. 2.9. Zależność rozpuszczalności wody od temperatury dla R12 i R134a [54]

Zawartość wody (wilgoci) w danej substancji podaje się w jednostkach oznaczonych symbolem ppm (ang. *parts per milion*) zdefiniowanej zależnością:

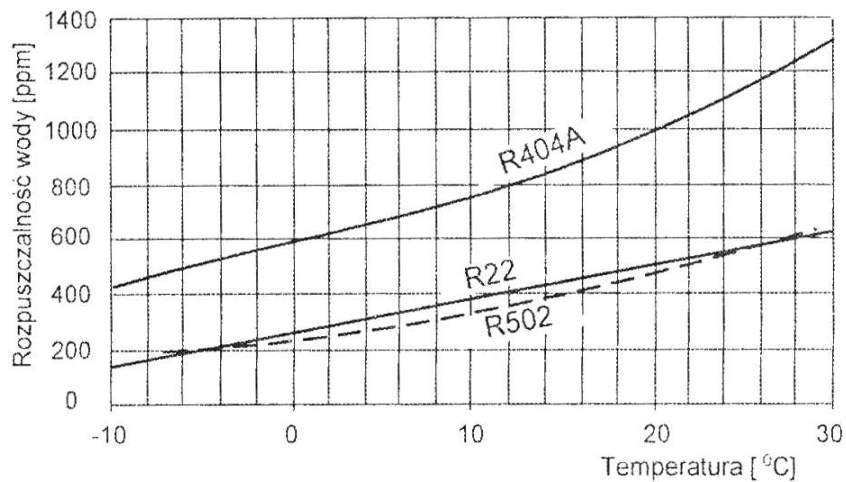
$1 \text{ ppm}_{\text{mas.}} = 1 \text{ g wody} / 10^6 \text{ g suchej substancji}$. Stąd zawartość wody w czynniku równa 1 ppm oznacza zawartość 1 mg H_2O w 1 kg danego czynnika chłodniczego.



Rys. 2.10. Porównanie rozpuszczalności wody w czynnikach R12, R22 i R134a w fazie parowej i ciekowej [6, 55]

Zwraca uwagę fakt, że czynnik R134a absorbuje znacznie więcej wody w stanie ciekłym niż w stanie pary nasyconej w odniesieniu do freonu R12. W temperaturze -40°C czynnik R134a może zawierać w fazie parowej maksymalnie 45 ppm wody a w fazie ciekłej 150 ppm [54, 55]. Pomimo tego nie ma obaw, że powstaną zablokowania lodowe w instalacji z tym czynnikiem. Należy natomiast uważać podczas napełniania instalacji R134a, aby nie nastąpiła zbyt duża intensywność absorpcji wody z powietrza.

Dla czynnika chłodniczego R404A rozpuszczalność wody jest porównywalna z freonem R502 i dwukrotnie wyższa niż dla freonu R22, co ilustruje rysunek 2.11 [7].



Rys. 2.11. Zależność rozpuszczalności wody od temperatury dla czynników chłodniczych R22, R404A i R502 [7]

Z punktu widzenia eksploatacyjnego ważne jest wzajemne oddziaływanie nowych czynników chłodniczych na materiały konstrukcyjne stosowane w budowie instalacji, a w tym metale i tworzywa sztuczne.

Czynnik chłodniczy R134a jako proponowany zamiennik freonu R12 nie powinien być stosowany do współpracy z elementami wykonanymi z magnezu, ołowiu, stopów aluminium oraz zawierającymi sód, potas i wapń. Nie stwierdzono negatywnych efektów oddziaływania czystego czynnika na miedź i jej stopy oraz na stal ferrytyczną. Można także wykorzystywać elementy wykonane z poliuretanu, poliamidu, teflonu oraz kauczuku izoprenowego [139].

Według informacji firmy *Hoechst Chemicals* [139] można stosować do współpracy z czynnikiem R404A wszystkie materiały wykorzystywane w budowie maszyn; nie stwierdzono korozyjnego oddziaływania na stal ferrytyczną, stal szlachetną, miedź, mosiądz i aluminium. Substancje uszczelniające w postaci elastomerów (kauczuk chlorobutadienowy, butadienowo-akrylonitrylowy) wykazują tylko niewielkie pęcznienie w środowisku czynnika R404A. Wśród tworzyw sztucznych można brać pod uwagę, podobnie jak dla R134a, takie tworzywa jak: teflon, poliacetal i inne. Ważne jest w tym przypadku, jaki olej wykorzystuje się w roztworze z R404A.

Przedstawione właściwości zamienników freonów ograniczono do czynników R134a i R404A, bowiem one mają największe szanse stać się w dłuższej perspektywie substytutami freonów odpowiednio R12 i R22. Testujące badania eksploatacyjne prowadzone są obecnie na szeroka skalę a wyniki badań publikowane. Przykładowo dla instalacji chłodniczych okrętowych autor pracy [125] wymienia czynniki R134a i R409A (dla R409A można stosować w pewnych zakresach substytucję typu „drop in”) jako substytuty w zakresie umiarkowa-

nych temperatur, natomiast w zakresie niskich temperatur zamiennikami freonów w tych instalacjach mogą być: R404A, R410A lub R410B.

W zakończeniu zarysu problemów eksploatacyjnych można zacytować wnioski uzyskane przez autorów pracy [79] wynikające z oceny techniczno-ekonomicznej stosowania alternatywnych czynników chłodniczych:

– najkorzystniejsze warunki ekonomiczne uzyskuje się przy stosowaniu amoniaku R717, a w porównaniu z freonem R12 korzystniejsze efekty otrzymuje się stosując R22 i R290. Dla czynnika R409A efekty są porównywalne z R12. Najmniej korzystne ekonomicznie jest stosowanie R134a;

Stosowanie R134a w porównaniu z R12 powoduje wyższe koszty eksploatacyjne o około $13 \div 23\%$, a im niższa jest temperatura parowania, tym koszty wzrastają. Użytkowanie R717 pozwala na oszczędności kosztów o $7,5 \div 12,7\%$.

Ograniczone ramy niniejszego opracowania nie pozwalają na szerszą panoramę porównawczą zamienników freonów. Uzupełniające informacje o substytucji freonów za pomocą mieszanin czynników podano także w rozdziale 3.

3. ZASADY I SPOSOBY OKREŚLANIA STANU TERMODYNAMICZNEGO CZYNNIKA CHŁOD- NICZEGO

Czynnik termodynamiczny podlega w parowym sprężarkowym urządzeniu chłodniczym przemianom fazowym. Pod pojęciem *faza* należy rozumieć (według *Gibbsa*), jednorodną część układu, która w warunkach równowagi posiada w całej objętości jednakowe wartości parametrów i funkcji termodynamicznych. Wynika stąd, że *przemiana fazowa* to przejście danego czynnika od jednej fazy do drugiej. Może jej towarzyszyć (ale nie musi) zmiana stanu skupienia materii: stały, ciekły lub gazowy. Przemiana fazowa czystej jednorodnej substancji jest niekiedy utożsamiana ze zmianą *stanu skupienia* czynnika, jednak pojęcie przemiany fazowej jest szersze. Jeżeli dany układ zawiera czynnik składający się z kilku różnych substancji, wówczas nazywany jest wieloskładnikowym, przy czym może być traktowany jako jednorodny (jednofazowy) lub niejednorodny (wielofazowy). *Roztwory* (lub mieszaniny; różnica wynika ze stopnia identyfikacji cząstek różnych substancji po ich zmieszaniu) są układami wieloskładnikowymi jednorodnymi. Mogą one podlegać przemianom fazowym, których przebieg różni się, niekiedy znacznie od czynników jednorodnych.

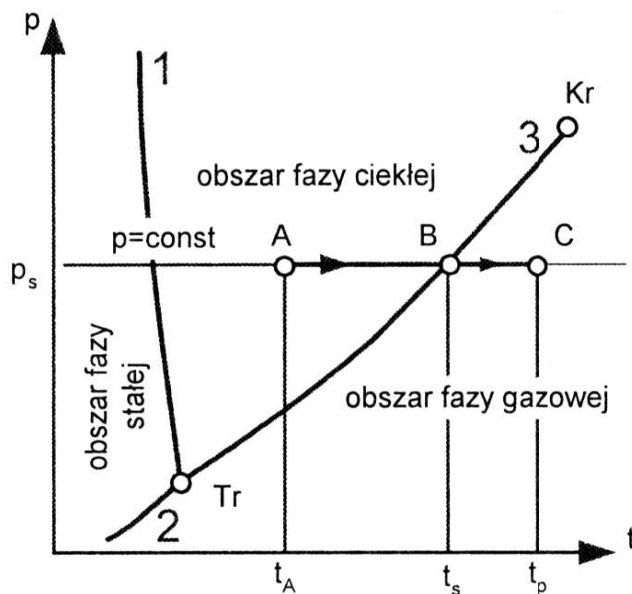
Jak wynika z informacji podanych w rozdziale 2, w urządzeniach sprężarkowych mogą być stosowane:

- czynniki jednoskładnikowe, jednorodne (R22, R134a, R717 itd.);
- mieszaniny *azeotropowe i blisko azeotropowe* oraz *zeotropowe*.

Poniżej przedstawiono sposoby określania parametrów podczas przemian fazowych czynników chłodniczych obu wymienionych grup.

3.1. Sposoby interpretacji parametrów stanu jednoskładnikowego, jednorodnego czynnika chłodniczego podczas przemian fazowych

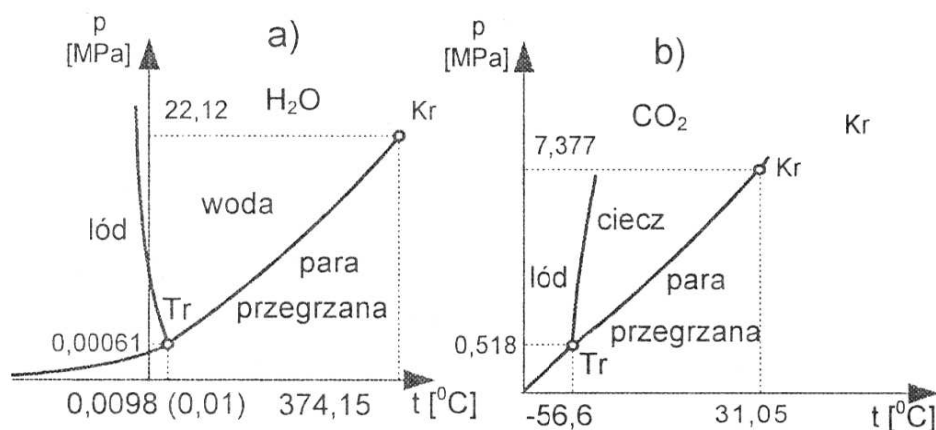
Popularnym sposobem przedstawiania przemian fazowych czynnika jest stosowanie wykresów fazowych, a zwłaszcza w układach współrzędnych p - t , p - v i T - s . Pozwalają one na dokonanie oceny jakościowej i ilościowej zmian charakterystycznych wielkości w przemianach.



Rys. 3.1 Wykres przemian fazowych czynnika w układzie p - t
 1 - krzywa topnienia (krzepnięcia),
 2 - krzywa sublimacji (resublimacji),
 3 - krzywa parowania (skraplania)

Na rysunku 3.1 przedstawiono przykładowo wykres przemian fazowych w układzie współrzędnych p - t (ciśnienie - temperatura). Pole powierzchni układu współrzędnych rozgraniczone jest krzywymi równowagi, które cha-

rakteryzują zależność między ciśnieniem (absolutnym), a temperaturą podczas przemian fazowych. Punkty leżące na krzywych równowagi określają warunki współistnienia w równowadze termodynamicznej dwóch sąsiednich faz. Wszystkie trzy krzywe łączą się w jednym punkcie, zwanym punktem potrójnym. Jest to charakterystyczny stan równowagi trzech faz czynnika. Punkt potrójny oznaczono symbolem Tr . Krzywa parowania 3 ma bardzo istotne znaczenie w chłodniczym obiegu sprężarkowym czynnika. Rozpoczyna się ona w punkcie potrójnym Tr a kończy się w punkcie krytycznym Kr , w którym fazy ciekła i gazowa mają taką samą gęstość. Zanika więc możliwość określenia w tym stanie położenia powierzchni rozdziału faz. Temperatura krytyczna t_{Kr} jest więc maksymalnie możliwą temperaturą cieczy i pary nasyconej. Powyżej punktu krytycznego istnieje tylko faza gazowa.



Rys. 3.2. Krzywe przemian fazowych w układzie współrzędnych p - t
 a) dla wody (H_2O), b) dla dwutlenku węgla (CO_2)

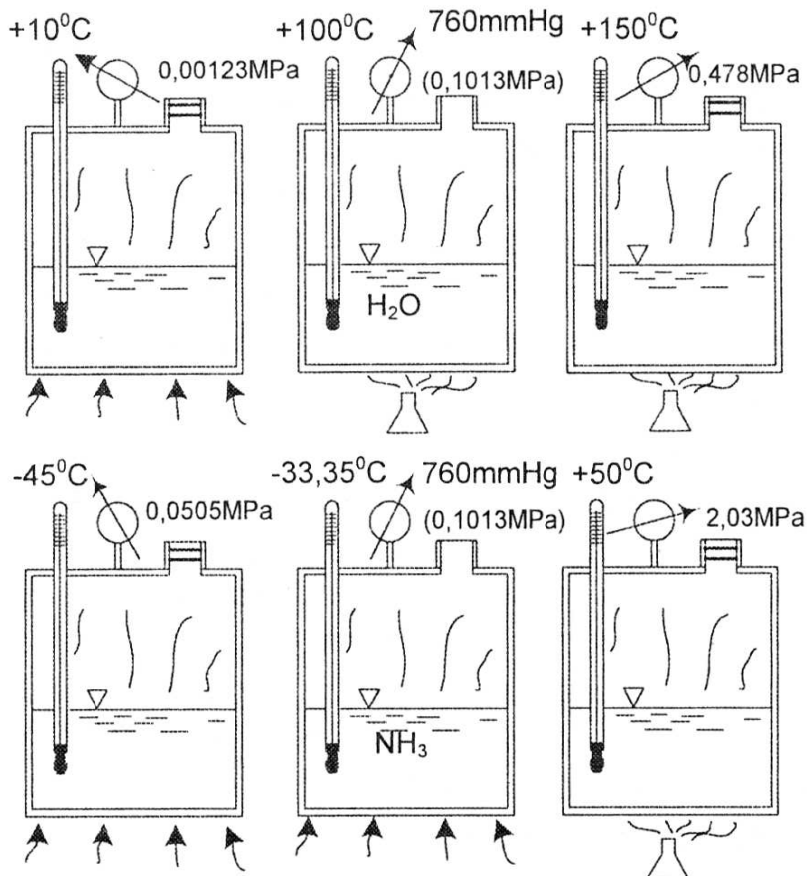
Na rysunku 3.2 pokazano przykładowo krzywe przemian fazowych dla wody i dwutlenku węgla, z podaniem wartości liczbowych parametrów w stanach punktu potrójnego i krytycznego.

Ogólnie, proces tworzenia pary to przejście fazy cieczy

w fazę parową. *Proces parowania* może zachodzić zarówno na powierzchni cieczy, jak i w jej objętości. W przypadku parowania w objętości proces ten zachodzi w ściśle określonej temperaturze, której wartość zależy od wielkości ciśnienia zewnętrznego. Taką przemianę fazową nazywamy *wrzeniem*. Warunkiem koniecznym jest, aby istniały w objętości cieczy „zarodki” tworzenia pęcherzyków parowych (takimi zarodkami są między innymi: chropowatość powierzchni grzejnej i cząstki ciał stałych). Stan, w którym pojawiają się pierwsze pęcherzyki pary, nosi nazwę *punktu pęcherzyków*.

Rozpatrzmy przemianę izobarycznego podgrzewania cieczy czynnika, o stanie początkowym A , pokazaną na rysunku 3.1 (przemiana $A - C$). Punkt B , przecięcia linii przemiany fazowej $A - C$ (na rysunku 3.1) z krzywą parowania jest *stanem nasycenia*. Istnieje w nim równowaga termodynamiczna pomiędzy cieczą a powstałą z niej parą (zwaną *parą nasyconą*). Dla czystego, jednoskładnikowego czynnika jednorodnego danej wartości ciśnienia p odpowiada ściśle określona wartość temperatury nasycenia (wrzenia) t_s . W punkcie pęcherzyków B występuje *ciecz nasycona* (wrząca). Dalsze izobaryczno - izotermiczne podgrzewanie cieczy nasyconej, począwszy od punktu pęcherzyków, prowadzi do powstania *pary nasyconej mokrej* i w końcowym stanie procesu uzyskuje się parę *nasyconą suchą*. Izobaryczny podgrzew pary nasyconej suchej od stanu B (w przemianie $B - C$) powoduje przegrzanie tej pary o wielkość $(t_p - t_s)$. Na drodze przemiany $B - C$ występuje więc *para przegrzana* czynnika o ciśnieniu p_s , której temperatura jest wyższa od temperatury nasycenia t_s . Jeżeli proces przemian fazowych będzie prowadzony dla czystego, jednorodnego czynnika, w kierunku odwrotnym (od stanu C do A), wówczas w stanie B wystąpi zjawisko *skraplania* (przy izotermiczno - izobarycznym chłodzeniu), w tej samej temperaturze nasycenia t_s . Przemiany fazowe wrzenia i skraplania czynnika chłodniczego odgrywają decydującą rolę w obiegu chłodziarki sprężarkowej. Problemy związane z opisem ilościowym stanów termodynamicznych A , B i C będą przedmiotem szczegółowych rozważań w dalszych rozdziałach.

Każdy czynnik chłodniczy charakteryzuje się inną zależnością temperatury nasycenia od ciśnienia $t_s(p)$. Istotne ich właściwości indywidualne pozwalają na możliwość zastosowania w rozmaitych funkcjonalnie parowych urządzeniach sprężarkowych.



Rys. 3.3. Interpretacja graficzna zależności temperatury nasycenia od ciśnienia dla wody (H_2O) i amoniaku (NH_3) [9]

-45°C wymaga ciśnienia rzędu $0,05\text{MPa}$. W przypadku wody, obniżenie ciśnienia do około $0,01\text{ bar}$ (zastosowanie pompy próżniowej) spowoduje uzyskanie temperatury nasycenia o wartości $+10^\circ\text{C}$. Uzyskanie dodatnich temperatur nasycenia amoniaku wymaga jednak znacznie wyższych ciśnień (w temperaturze $+50^\circ\text{C}$, ciśnienie nasycenia wynosi około $2,03\text{MPa}$).

W technice chłodniczej wprowadzono pojęcie normalnej temperatury wrzenia czynnika t_{sn} , czyli temperatury nasycenia odpowiadającej ciśnieniu normalnemu (atmosferycznemu) $p_{sn} = 0,1013\text{MPa}$. Wartości normalnej temperatury nasycenia t_{sn} odpowiadające ciśnieniu $p_{sn} = 0,1013\text{MPa}$ dla wybranych czynników jednoskładnikowych podano w tabelicy 3.1.

Wartość normalnej temperatury nasycenia t_{sn} może być także ważnym kryterium podziału czynników chłodniczych na:

- czynniki niskotemperaturowe $t_{sn} = -100 \div -80^\circ\text{C}$ (R23, R32),
- czynniki średniotemperaturowe $t_{sn} = \text{do około } -40^\circ\text{C}$ (R22, R134a, NH_3),
- czynniki wysokotemperaturowe $t_{sn} = -25 \div +25^\circ\text{C}$ (R600a, R227),
- czynniki, o b.wysokich temperaturach nasycenia $t_{sn} = +25 \div +100^\circ\text{C}$ (R123).

Na rysunku 3.3 przedstawiono przykładowo porównanie właściwości wody i amoniaku jako czynników chłodniczych. Osiągnięcie stanu nasycenia dla wody, przy ciśnieniu normalnym $0,1013\text{MPa}$ (760 mm Hg) wymaga jej podgrzania do temperatury nasycenia $t_s = +100^\circ\text{C}$, z wykorzystaniem źródła ciepła, o wysokiej temperaturze. Dla amoniaku, temperaturę nasycenia ($t_s = -33,35^\circ\text{C}$), przy tym samym ciśnieniu uzyskuje się przez doprowadzenie ciepła z otoczenia, przy czym jest ona o $133,35\text{ K}$ niższa. Uzyskanie w zbiorniku z amoniakiem temperatury nasycenia

Tablica 3.1

Normalna temperatura nasycenia t_{sn} dla niektórych czynników jednoskładnikowych

Czynnik chłodniczy	Normalna temperatura nasycenia t_{sn} [$^{\circ}\text{C}$]
R718 (woda- H_2O)	+100
R123	+27,6
R600a (izobutan)	-11,6
R134a	-26,4
R12	-29,8
R717 (amoniak - NH_3)	-33,35
R22	-41,08
R290 (propan)	-42,9
R23	-82,1

Zależność temperatury nasycenia t_s od ciśnienia można przedstawić analitycznie za pomocą wielomianów interpolacyjnych o postaci [7]:

$$t_s = \sum_{k=0}^5 \alpha_k \cdot p^k, \quad (3.1)$$

gdzie:

t_s – temperatura nasycenia, [$^{\circ}\text{C}$],

p – ciśnienie, [MPa],

α_k – współczynniki (zależne od rodzaju czynnika chłodniczego).

Przykładowo, dla R134a, współczynniki w równaniu (3.1) wynoszą :

$$\alpha_0 = -53,225099, \quad \alpha_1 = 316,851214, \quad \alpha_2 = -644,340692,$$

$$\alpha_3 = 775,422461, \quad \alpha_4 = -458,354534, \quad \alpha_5 = 103,605778.$$

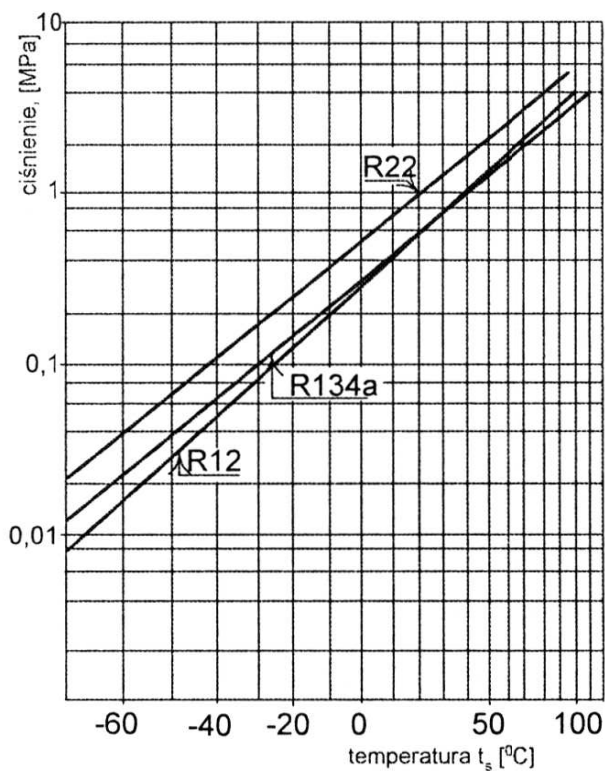
Niekiedy podaje się tabelaryczne zestawienia porównawcze. W tablicy 3.2 przedstawiono zależność ciśnienia od temperatury nasycenia t_s dla niektórych czynników jednoskładnikowych.

Dla porównania zależności ciśnienia od temperatury nasycenia różnych czynników chłodniczych wykorzystuje się interpretację graficzną za pomocą wykresów. Na rysunkach 3.4 ÷ 3.6 przedstawiono niektóre wykresy porównawcze. Rysunek 3.4 podaje zależność ciśnienia nasycenia od temperatury dla czynników R12, R22 i R134a, zaś rysunek 3.5 ilustruje tę zależność dla wybranych freonów i węglowodorów. Na rysunku 3.6 podano przebiegi krzywych nasycenia dla wody, amoniaku i dwutlenku węgla.

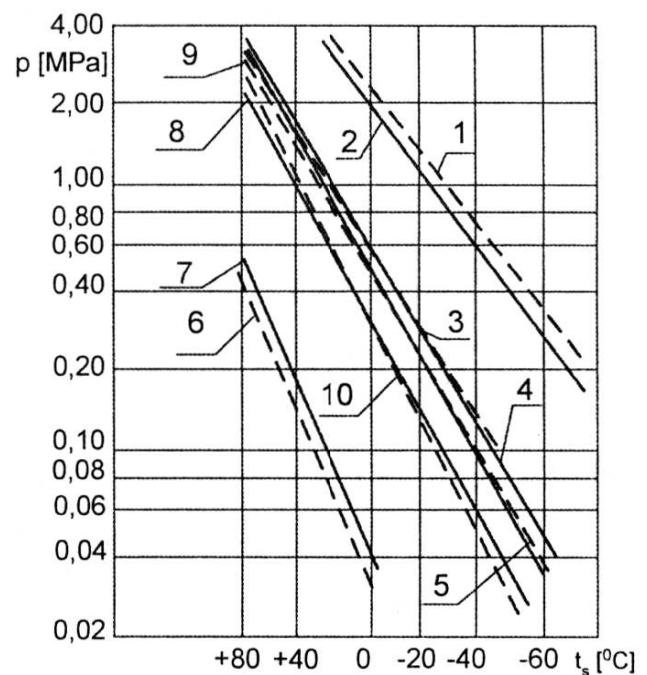
Tablica 3.2

Zależność ciśnienia od temperatury nasycenia dla niektórych czynników chłodniczych

Temperatura nasycenia t_s [$^{\circ}\text{C}$]	Ciśnienie [MPa]					
	R12	R22	R718	R134a	R290	R600a
-40	0,0642	0,004	0,0716	-0,049	0,008	-0,073
-30	0,1005	0,062	0,1193	-0,016	0,064	-0,055
-20	0,1510	0,144	0,1901	0,033	0,141	-0,029
-10	0,2191	0,253	0,2910	0,100	0,241	0,007
0	0,3086	0,397	0,4301	0,192	0,369	0,056
+10	0,4238	0,580	0,6163	0,314	0,531	0,120
+20	0,5682	0,809	0,8592	0,471	0,731	0,201
+30	0,7465	1,090	1,1690	0,670	0,973	0,304

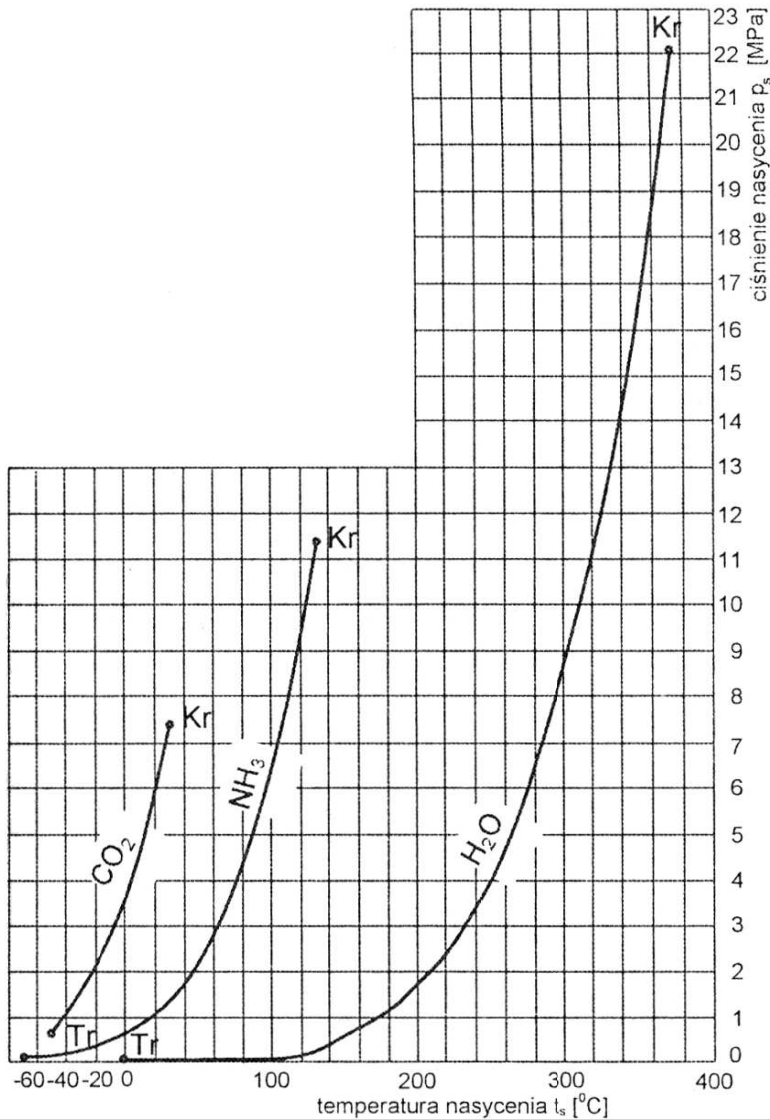


Rys. 3.4. Zależność ciśnienia nasycenia od temperatury dla czynników R12, R22 i R134a [57]



Rys. 3.5. Zależność ciśnienia nasycenia od temperatury [116]:

1 – etan, 2 – R13, 3 – propylen,
 4 – R502, 5 – R22, 6 – izopentan,
 7 – R11, 8 – R12, 9 – propan,
 10 – R134a



Rys. 3.6. Krzywe nasycenia dla wody (H₂O), amoniaku (NH₃) i dwutlenku węgla (CO₂) [9]

3.1.1. Tabelaryczne zestawienia parametrów termodynamicznych czynników chłodniczych

Rozpatrując izobaryczne podgrzewanie cieczy o stanie A (według przemiany $A-C$ na rysunku 3.1) do stanu końcowego C określono:

- stan cieczy nasyconej (lub wrzącej) w punkcie pęcherzyków B ,
- stan pary nasyconej o temperaturze t_s ,
- stan pary przegrzanej o temperaturze t_p .

Ilość ciepła dostarczonego do 1 kg cieczy o temperaturze $t_A = 0^\circ\text{C}$, w celu uzyskania cieczy nasyconej o temperaturze t_s nosi nazwę *ciepła płynności* i oznacza się zazwyczaj symbolem q' . Autor [17] nazywa tą ilość ciepła *ciepłem zawrzenia*, stosując nazwę ciepło płynności do sumy ciepła zawrzenia

i ciepła parowania. Parametry termodynamiczne termiczne i kaloryczne stanu cieczy nasyconej zapisuje się z jednym apostrofem : v' , h' , s' , u' .

Para nasycona o temperaturze t_s nie zawierająca cieczy w stanie pęcherzyków, jest *parą nasyconą suchą*, a jej parametry zapisuje się z dwoma apostrofami : v'' , h'' , s'' , u'' .

Ilość ciepła dostarczonego do 1 kg cieczy nasyconej w stanie pęcherzyków, w celu uzyskania pary nasyconej suchej nosi nazwę *ciepła parowania* i będzie oznaczane w tym opracowaniu symbolem r . W literaturze zachodnioeuropejskiej używane jest do oznaczania ciepła parowania symbol h_{fg} (mogą wynikać pomyłki, bowiem symbolem h oznacza się także entalpię właściwą czynnika).

Dla pary nasyconej mokrej będącej mieszaniną pary nasyconej suchej i cieczy w stanie pęcherzyków parametry opisywane są z indeksem dolnym "x" (v_x , h_x , s_x , u_x). Wielkość x oznacza *stopień suchości pary* i zdefiniowany jest wzorem :

$$x = \frac{m''}{m' + m''} , \quad (3.2)$$

gdzie:

m' – masa cieczy nasyconej, [kg],

m'' – masa pary nasyconej suchej, [kg].

Z równania (3.2) wynika, że dla $x = 0$ występuje stan cieczy nasyconej, zaś dla $x = 1$ stan pary nasyconej suchej, a więc:

$$0 \leq x \leq 1. \quad (3.3)$$

Parametry termodynamiczne pary przegrzanej opisywane będą z dolnym indeksem "p" (v_p , h_p , s_p , u_p).

Wartości liczbowe różnych parametrów termodynamicznych cieczy nasyconej, pary nasyconej suchej oraz pary przegrzanej podawane są za pomocą tablic lub wykresów. Dane te uzyskuje się na podstawie badań eksperymentalnych.

Wykorzystuje się różne postacie równania termicznego stanu czynników chłodniczych, na przykład równanie *Rombusha* o postaci:

$$p_r = 1 - (1 - \rho_r)^5 \cdot \left[1 + a_0 \rho_r + \frac{a_1(a_2 - \rho_r)\rho_r^2}{1 + 4(1 - \rho_r)^2} + (T_r - 1) \cdot \sum_{j=1}^6 b_j \rho_r^j + \frac{(T_r - 1)^2}{T_r} \sum_{j=2}^4 c_j \rho_r^j \right] \quad (3.4)$$

które można przekształcić do postaci:

$$-5 \cdot p_r + \sum_{j=1}^8 a_j \rho_r^j = 0. \quad (3.5)$$

gdzie:

$$a_j = b_{1j} + b_{2j}(T_r - 1) + b_{3j} \cdot \frac{(T_r - 1)^2}{T_r} + b_{4j} p_r, \quad (3.6)$$

zaś wartości liczbowe stałych w tych równaniach podano w pracach [14, 59].

Stany termodynamiczne cieczy nasyconej i pary nasyconej suchej są określone jednoznacznie przez podanie jednej zmiennej niezależnej, to znaczy temperatury nasycenia t_s lub ciśnienia nasycenia p_s . Podaje się więc w tablicach parametry termodynamiczne takie jak: objętość właściwą (v' i v''), entalpię właściwą (h' i h''), entropię właściwą (s' i s''), ciepło parowania r . W tablicy 3.3 podano przykładowo wybrane własności termodynamiczne czynnika chłodniczego R134a.

Tablica 3.3

Przykład tablicowego zestawienia parametrów termodynamicznych czynnika chłodniczego R134a

Temperatura	Ciśnienie	Objętość właściwa		Entalpia właściwa		Ciepło parowania	Entropia właściwa	
t	p	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''
$^{\circ}\text{C}$	MPa	dm^3/kg	dm^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
-30	0,08474	0,72046	225,058	161,58	379,79	218,21	0,869	1,741
.....								
-10	0,20077	0,75313	99,518	186,79	392,36	205,57	0,956	1,724
.....								
0	0,29288	0,77179	69,296	200,00	398,40	198,40	1,000	1,718
.....								
+30	0,76988	0,84149	26,690	241,72	414,98	173,26	1,136	1,706

Korzystając z tablic właściwości termodynamicznych lub wykresów czynników chłodniczych, należy zwrócić uwagę na przyjęty poziom odniesienia wartości liczbowych entalpii i entropii właściwej danego czynnika. Przyjmuje się za zwyczaj, że wartości liczbowe tych parametrów określone są od umownie przyjętego poziomu odniesienia odpowiadającego stanowi cieczy nasyconej w temperaturze nasycenia 0°C . W spotykanych jeszcze niekiedy tablicach sporządzonych w technicznym układzie jednostek miar przyjmowano dla cieczy nasyconej przy 0°C : $h' = 100 \text{ kcal/kg}$, $s' = 1 \text{ kcal/(kg}\cdot\text{K)}$. W tablicach zestawionych w układzie jednostek miar SI, dla cieczy nasyconej czynnika chłodniczego w temperaturze 0°C przyjmuje się: $s' = 1 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, $h' = 200 \text{ kJ/kg}$ (ewentualnie 400 lub 500 kJ/kg). Inną zasadę zastosowano w tablicach Z. Dvoraka i J. Petranka [14] przyjmując poziom odniesienia dla czynnika w punkcie krytycznym: entalpia właściwa jest równa 1000 kJ/kg, natomiast entropia właściwa 1,00 kJ/(kg·K).

Znajomość poziomu odniesienia w obliczeniach parametrów jest istotna wówczas, gdy dokonuje się porównania właściwości różnych czynników w tym samym układzie współrzędnych. Tablice termodynamiczne wody i pary wodnej zestawione są przy założeniu, że dla wody w temperaturze 0°C : $h' = 0 \text{ kJ/kg}$, $s' = 0 \text{ kJ/kg K}$.

Stan termodynamiczny pary przegrzanej czynnika chłodniczego charakteryzowany jest jednoznacznie dwoma parametrami stanu; najczęściej podaje się temperaturę t_p i ciśnienie p (pozostałe parametry można określić za pomocą tablic lub wykresów). W tablicy 3.4 podano przykładowe zestawienie własności termodynamicznych pary przegrzanej freonu R12.

Tablica 3.4

Przykład tabelarycznego zestawienia właściwości termodynamicznych pary przegrzanej freonu R12

t	$t_s = -40^{\circ}\text{C}, p = 0,0643 \text{ MPa}$			$t_s = 35^{\circ}\text{C}, p = 0,08066 \text{ Mpa}$		
	v_p	h_p	s_p	v_p	h_p	s_p
$^{\circ}\text{C}$	m^3/kg	kJ/kg	$\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$	m^3/kg	kJ/kg	$\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$
-40	0,2421	533,60	4,5859	-	-	-
-35	0,2478	536,39	4,5978	0,1956	535,95	4,5806
-30	0,2536	539,20	4,6094	0,2002	536,79	4,5924
.....						

Do określania parametrów termodynamicznych stanu pary nasyconej możej nie stosuje się w praktyce tablic własności czynników, lecz wykresy

proces wytwarzania pary czynnika chłodniczego dla różnych wartości ciśnienia otrzymuje się charakterystyczne stany cieczy nasyconej B_1' , B' , B_2' oraz stany pary nasyconej suchej B_1'' , B'' , B_2'' Łącząc na wykresie $p - v$ punkty przedstawiające stany cieczy nasyconej otrzymuje się linię MKr , zwaną *lewą lub dolną krzywą graniczną*. Dla wszystkich stanów czynnika leżących na tej krzywej stopień suchości pary $x = 0$. Wykonując identyczne połączenie punktów opisujących stany pary nasyconej suchej otrzymuje się linię KrN , zwaną *prawą lub górną krzywą graniczną* (stopień suchości pary $x = 1$). Obie krzywe graniczne łączą się w punkcie krytycznym Kr . Krzywa LM nosi nazwę *izotermy zerowej* i jest miejscem geometrycznym stanów cieczy o temperaturze 0°C . Punkt M , w którym izoterma zerowa LM łączy się z lewą krzywą graniczną charakteryzuje stan o ciśnieniu p_0 odpowiadającym temperaturze 0°C ($T = 273,15\text{K}$). Entalpia właściwa w stanie M jest niekiedy poziomem odniesienia do obliczania przyrostów entalpii w przemianach. Przykładowo dla wody o temperaturze 0°C ciśnienie nasycenia $p_0 = 0,00061\text{MPa}$. Dla innych czynników chłodniczych w temperaturze 0°C ciśnienie nasycenia wynosi: $0,4742\text{MPa}$ (R290), $0,4301\text{MPa}$ (NH_3), $0,2920\text{MPa}$ (R134a), $0,0744\text{MPa}$ (R22).

Stany czynnika chłodniczego leżące w obszarze na lewo od dolnej krzywej granicznej ($x = 0$) tworzą obszar cieczy przechłodzonej a na prawo od górnej krzywej granicznej ($x = 1$) obszar pary przegrzanej. Pomiedzy krzywymi granicznymi leży obszar pary nasyconej mokrej.

Objętość właściwą pary nasyconej mokrej w stanie B (rysunek 3.7) określa się z równania:

$$v_B = v_{B'} + x_B (v_{B''} - v_{B'}) . \quad (3.7)$$

Jeżeli z równania (3.7) wyznaczy się wielkość stopnia suchości x :

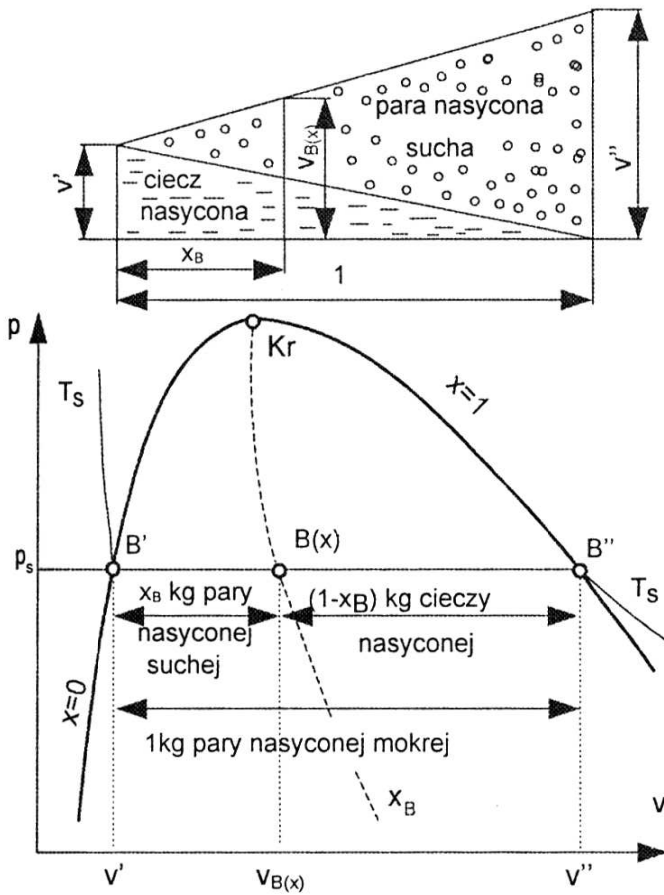
$$x = \frac{v - v'}{v'' - v'} , \quad (3.8)$$

wówczas uzyskuje się równanie pozwalające na wyznaczenie przebiegu linii $x = \text{const}$ na wykresie w układzie współrzędnych $p-v$ (rysunek 3.7).

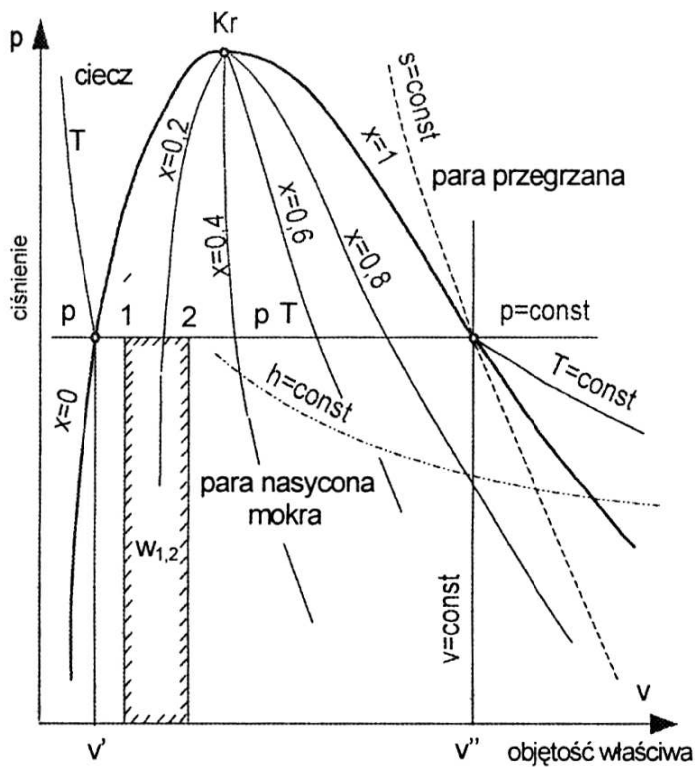
Interpretację graficzną zależności objętości właściwej pary nasyconej mokrej czynnika chłodniczego od stopnia suchości x pokazano na rysunku 3.8.

Przebiegi charakterystycznych linii przemianowych czynnika chłodniczego w układzie współrzędnych $p - v$ przedstawiono na rysunku 3.9.

Należy nadmienić, że na wykresie $p - v$ (zwanym „wykresem *Clapeyrona*”) pole powierzchni zawarte pomiędzy linią przemianową a osią odciętych



Rys. 3.8. Interpretacja graficzna zmian objętości właściwej pary nasyconej mokrej od stopnia suchości x w układzie współrzędnych $p-v$.



Rys. 3.9. Przebiegi charakterystycznych linii przemianowych czynnika w układzie współrzędnych $p-v$

s' – entropia właściwa cieczy nasyconej dla $T_s(p)$,

c_p' – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu.

Wielkość entropii właściwej cieczy nasyconej określa się zależnością :

$$s' = s'_{0,p_0} + \int_{T_0}^{T_s} c_p' dT / T, \quad (3.10)$$

s'_{0,p_0} – entropia cieczy nasyconej dla $t_0 = 0^\circ\text{C}$ i odpowiadająca ciśnieniu p_0 .

W tablicach właściwości termodynamicznych wody przyjmuje się zwykle $s'_{0,p_0} = 0$, zaś dla czynników chłodniczych według zasad podanych w rozdziale 3.1.1. Stąd punkt M dla wody leży na osi rzędnych T , natomiast dla czynników chłodniczych jest przesunięty w prawo.

Ciepło przemiany izobaryczno - izotermicznej $B' - B''$ określone jest zależnością:

$$r = h'' - h', \quad (3.11)$$

gdzie:

h'' , h' – entalpia właściwa, odpowiednio pary nasyconej suchej i cieczy nasyconej

a stąd:

$$h'' = r + h'. \quad (3.12)$$

Dla elementarnej wielkości przyrostu entropii w przemianie odwracalnej

$$ds = \frac{dq}{T}, \quad (3.13)$$

a w odniesieniu do przemiany $B' - B''$ można zapisać

$$r = T_s \cdot (s'' - s'), \quad (3.14)$$

stąd entropia właściwa pary suchej nasyconej wynosi :

$$s'' = s' + \frac{r}{T_s}. \quad (3.15)$$

dla różnych czynników chłodniczych w układzie współrzędnych $T - s$ (przy założeniu identycznego poziomu odniesienia entalpii właściwej). Problem ten dotyczy także przebiegu krzywych granicznych w innych układach współrzędnych na przykład w układzie $l_{gp} - h$. Charakter przebiegu linii granicznych ($x = 0$ i $x = 1$) zależy w dużym stopniu od wartości względnej masy cząsteczkowej M czynnika oraz od liczby atomów w cząsteczce a także parametrów punktu krytycznego Kr . W przypadku czynników chłodniczych o małej liczbie atomów w cząsteczce i małej masie cząsteczkowej, lewa i prawa krzywe graniczne przebiegają łagodnie i są rozstawione względnie szeroko od siebie, co jest spowodowane między innymi dużą wielkością ciepła parowania. Jeżeli względna masa cząsteczkowa jest duża, wówczas wielkość ciepła parowania jest względnie mała i dlatego krzywe graniczne zbliżają się do siebie, a więc wykres jest „wąski”. Dla czynników chłodniczych o wieloatomowej strukturze cząstki charakter przebiegu krzywych granicznych ulega radykalnej zmianie. Do prawej krzywej granicznej istnieje niekiedy możliwość poprowadzenia dwóch stycznych.

W tablicy 3.5 podano porównawcze zestawienie czynników chłodniczych jednorodnych i jednoskładnikowych uwzględniające wartości ich masy cząsteczkowej.

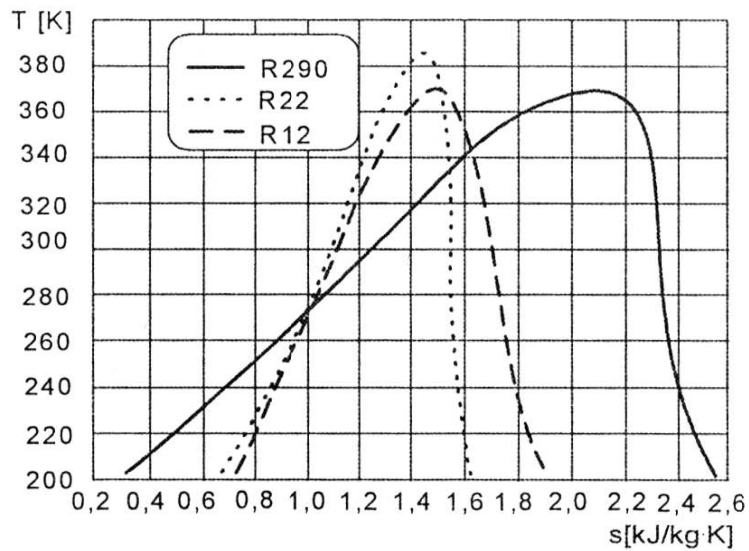
Tablica 3.5

Porównawcze zestawienie czynników chłodniczych pod względem masy cząsteczkowej

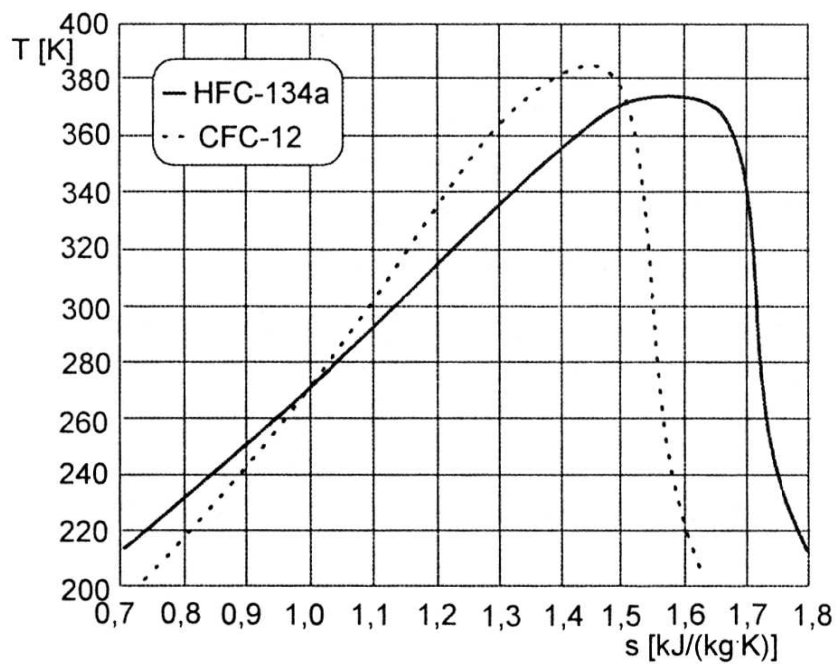
Czynnik chłodniczy	Wzór chemiczny	Względna masa cząsteczkowa M , [kg/kmol]
R13B1	CBrF_3	148,90
R12	CF_2Cl_2	120,92
R134a	$\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$	102,03
R22	CHF_2Cl	86,50
R600a	$(\text{CH}_3)_3\text{-CH}$	58,13
R290	C_3H_8	44,10
R744	CO_2	44,01
R718	H_2O	18,02
R717	NH_3	17,03

Na rysunku 3.13 przedstawiono porównanie przebiegu krzywych granicznych w układzie współrzędnych $T - s$ czynników chłodniczych R290 ($M=44,1$ kg/kmol), R22 ($M=86,5$ kg/kmol) i R12 ($M=120,92$ kg/kmol).

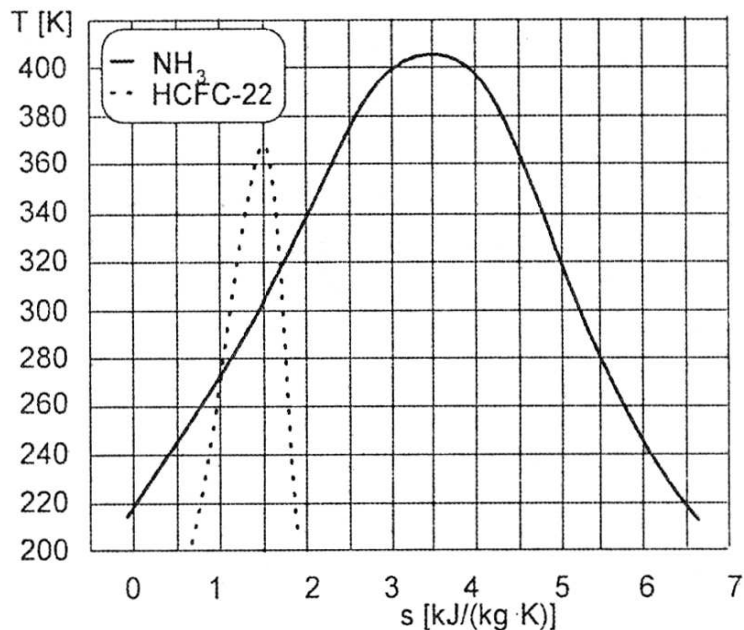
Rysunki 3.14 i 3.15 pokazują krzywe graniczne freonu R12 i jego zamiennika R134a oraz freonu R22 i amoniaku jako proekologicznych ich substytutów.



Rys. 3.13. Porównanie przebiegu krzywych granicznych w układzie współrzędnych $T - s$ dla czynników chłodniczych R290, R22 i R12 [59]



Rys. 3.14. Krzywe graniczne w układzie współrzędnych $T - s$ czynników chłodniczych R12 i R134a [59]



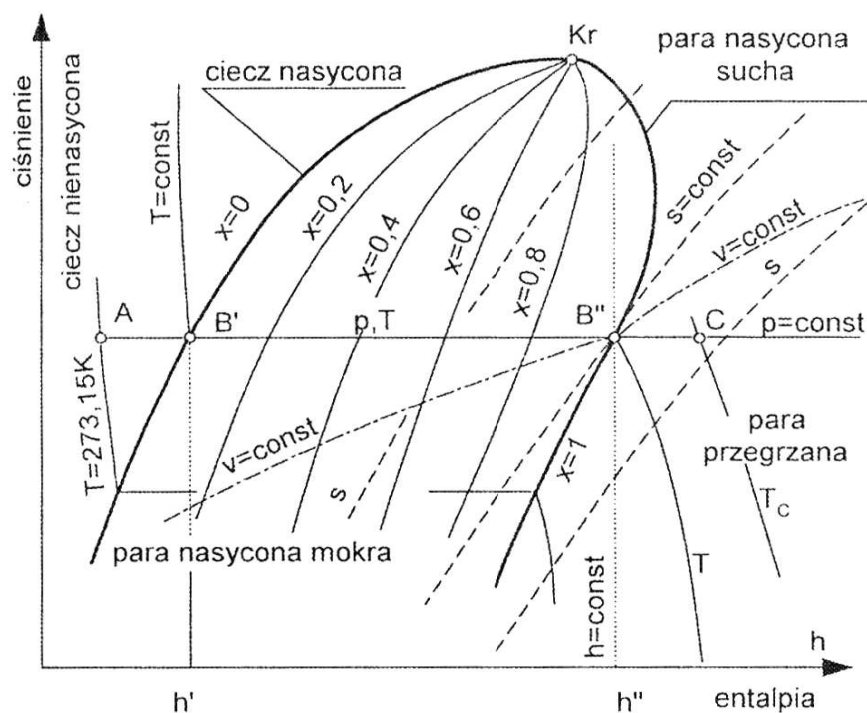
Rys. 3.15. Krzywe graniczne w układzie współrzędnych $T - s$ dla freonu R22 i amoniaku [59]

Wykres $\lg p - h$ (ciśnienie - entalpia właściwa)

Największe praktyczne uznanie w obliczeniach chłodniczych znalazł wykres termodynamiczny w układzie współrzędnych: ciśnienie absolutne - entalpia właściwa. Na osi ciśnień stosuje się zazwyczaj podziałkę logarytmiczną i stąd wykres ten podawany jest jako $\lg p - h$. Podstawową zaletą wykresu $\lg p - h$, w porównaniu z wykresami $p - v$ i $T - s$ jest możliwość interpretacji ciepła oraz pracy w postaci odcinków linii prostej.

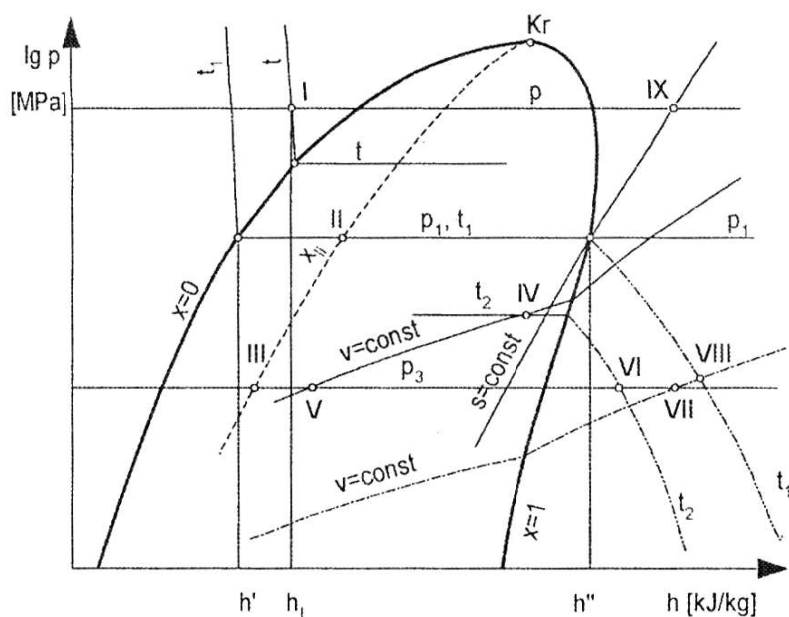
Na podstawie tabelarycznego zestawienia parametrów cieczy nasyconej i pary nasyconej suchej danego czynnika nanosi się w układzie współrzędnych $\lg p - h$ punkty opisujące lewą ($x=0$) i prawą ($x=1$) krzywą graniczną. Obie krzywe łączą się w punkcie krytycznym Kr . Na rysunku 3.16 przedstawiono przebiegi krzywych granicznych oraz izobaryczne podgrzewanie czynnika od stanu cieczy nienasyconej A (przykładowo dla $t=0^\circ\text{C}$) do stanu pary przegrzanej C . Podaje on także przebiegi charakterystycznych linii przemianowych czynnika w tym układzie współrzędnych.

W zakresie pary nasyconej mokrej, podobnie jak na wykresach $p - v$ i $T - s$ izotermy pokrywają się z przebiegiem izobar zaś w obszarze cieczy nienasyconej izotermy ($T=\text{const}$) przebiegają bardzo stromo. W praktyce obliczeniowej przyjmuje się w uproszczeniu, że przebieg izotermy jest taki sam jak izentalpy $h=\text{const.}$. W obszarze pary przegrzanej odchylają się one ku dołowi.



Rys. 3.16. Linie przemian termodynamicznych czynnika chłodniczego w układzie współrzędnych $lg p - h$

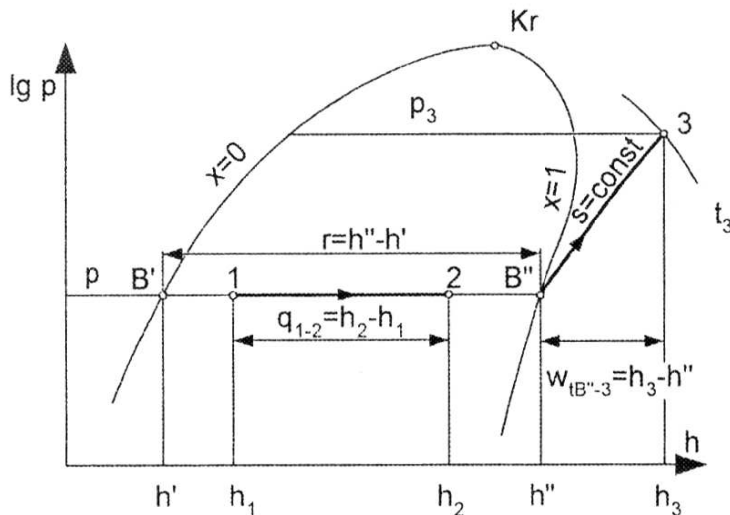
Nanosi się także linie stałego stopnia suchości $x=const$ dla stanów pary nasyconej mokrej. Izochory ($v=const$) zmieniają charakter swojego przebiegu po wejściu w obszar pary przegrzanej (na krzywej granicznej $x=1$ występuje punkt przegięcia dla izochory). Ważnymi liniami przemianowymi są izentropy ($s=const$).



Rys. 3.17. Interpretacja stanów termodynamicznych czynnika chłodniczego na wykresie w układzie współrzędnych $lg p - h$

Rysunek 3.17 podaje interpretację stanu termodynamicznego czynnika w obszarze cieczy nienasyconej I (dochłodzonej), pary nasyconej mokrej II, III, IV, V i pary przegrzanej VI, VII, VIII.

Na rysunku 3.18 przedstawiono interpretację ciepła w przemianie izotermiczno-izobarycznej 1 - 2 oraz pracy technicznej podczas izentropowego sprężania na drodze 3 - 4.

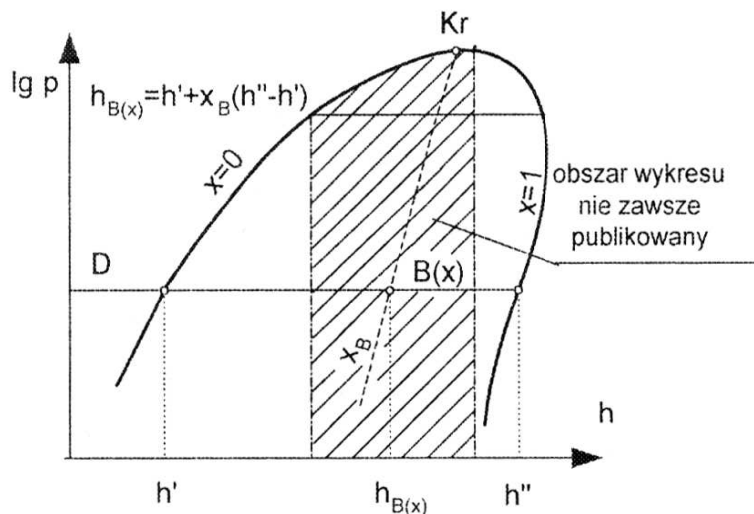


Rys. 3.18. Interpretacja ciepła q_{1-2} i pracy technicznej $w_{tB''-3}$ w układzie współrzędnych $lg p - h$

Publikowane wykresy we współrzędnych $lg p - h$ dla różnych czynników chłodniczych zawierają zazwyczaj jedynie fragmenty krzywych granicznych i części obszaru pary nasyconej mokrej oraz przegrzanej. Brak jest stosunkowo dużego obszaru pary nasyconej mokrej (rysunek 3.19).

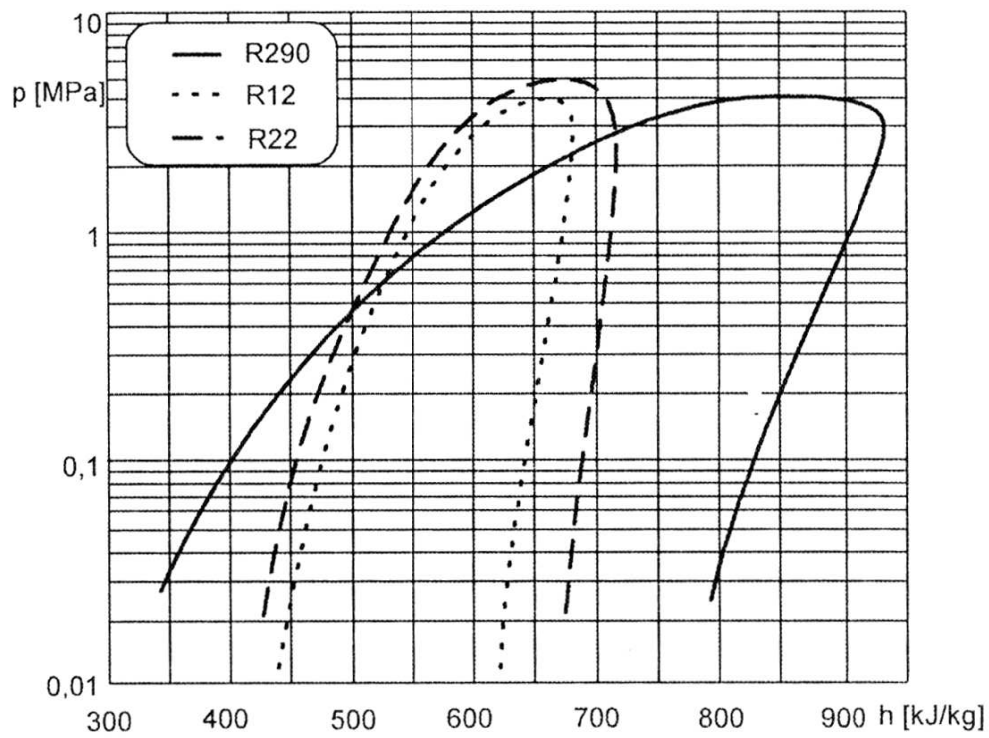
Jeżeli istnieje konieczność określenia parametrów czynnika w obszarze pary mokrej, który nie jest uwidoczniiony, wówczas odczytuje się parametry z linii granicznych i korzysta z uprzednio podanych zależności.

Przebiegi krzywych granicznych różnych czynników w układzie współrzędnych $lg p - h$ są zależne od wartości względnej masy cząsteczkowej i struktury cząsteczki czynnika (podobnie jak w układzie współ-

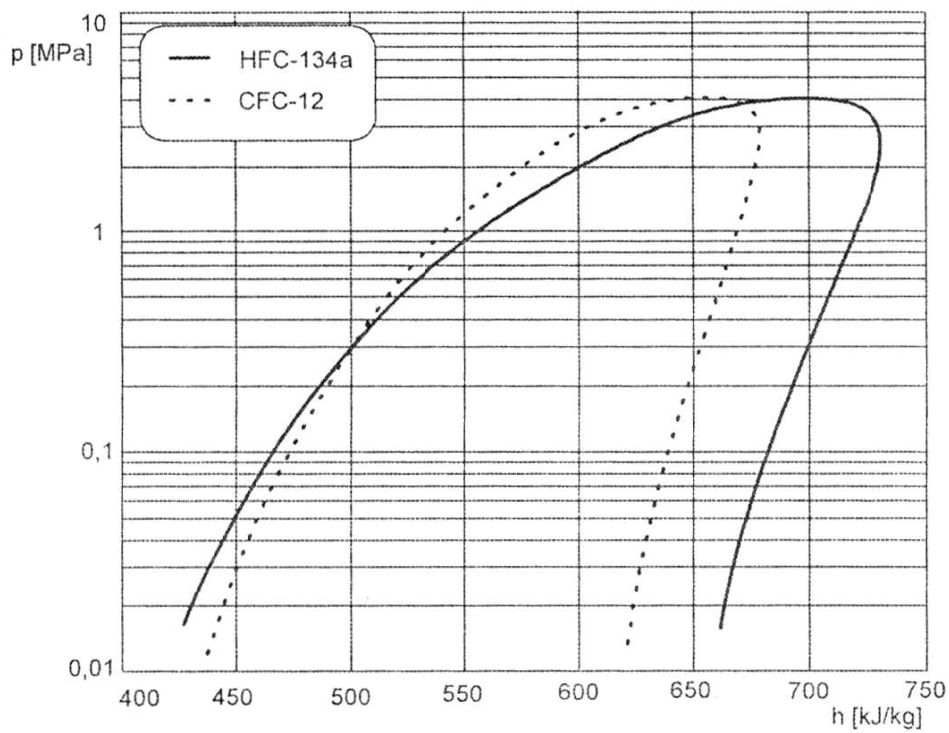


Rys. 3.19. Wykres w układzie współrzędnych $lg p - h$ z zakreskowanym obszarem, który nie jest zazwyczaj publikowany (w układzie współrzędnych $T - s$).

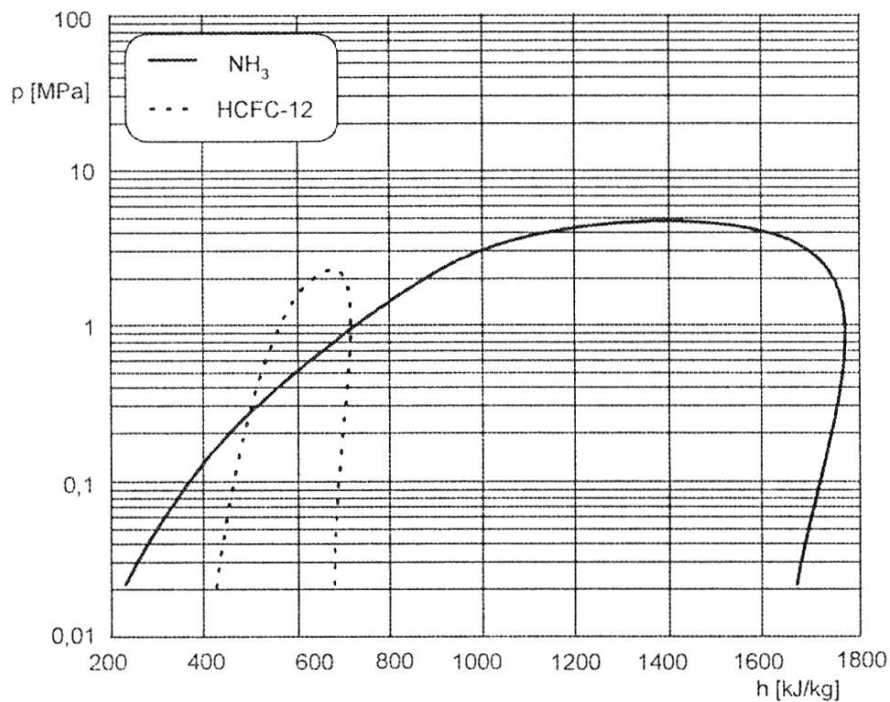
Na rysunkach 3.20 ÷ 3.22 przedstawiono porównanie przebiegu linii granicznych dla czynników R12, R22, NH_3 i R290.



Rys.3.20. Krzywe graniczne czynników R12, R22 i R290 w układzie współrzędnych $\lg p - h$ [96]



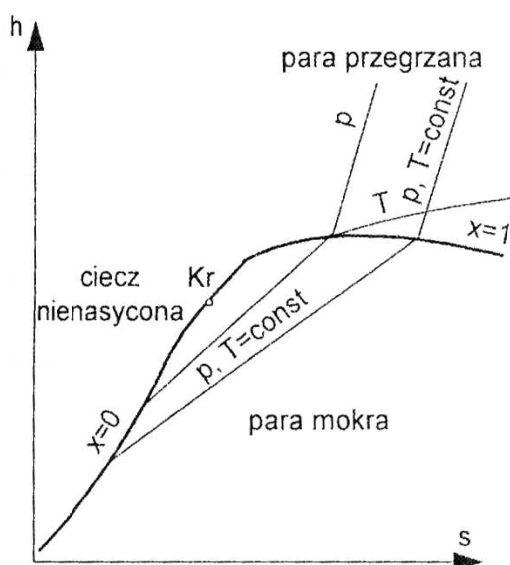
Rys. 3.21 Porównanie przebiegu krzywych granicznych czynników R12 i R134a w układzie współrzędnych $\lg p - h$ [59]



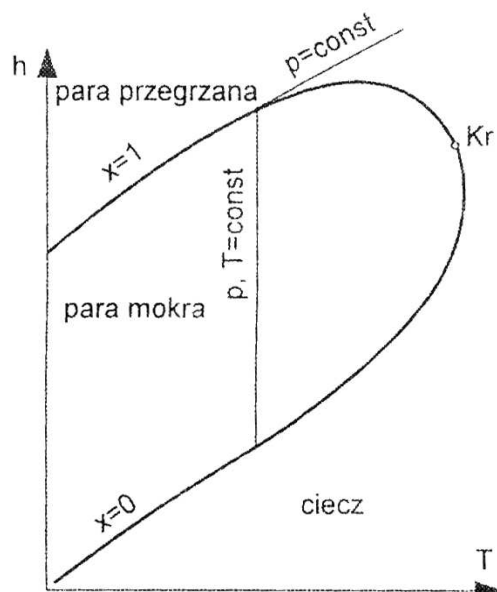
Rys. 3.22. Porównanie krzywych granicznych R22 i amoniaku w układzie współrzędnych $\lg p-h$ [59]

Inne wykresy termodynamiczne

W odniesieniu do czynników chłodniczych można stosować także inne rodzaje wykresów termodynamicznych. Nie znalazły one jednak większego praktycznego zastosowania w chłodnictwie. Wyróżnić tu można wykres w układzie współrzędnych $h - s$ (entalpia właściwa - entropia właściwa), który jest podstawowym wykresem w termodynamice pary wodnej (rysunek 3.23) oraz wykres $h - T$ (entalpia właściwa - temperatura bezwzględna) podany na rysunku 3.24.



Rys. 3.23. Wykres w układzie współrzędnych $h - s$

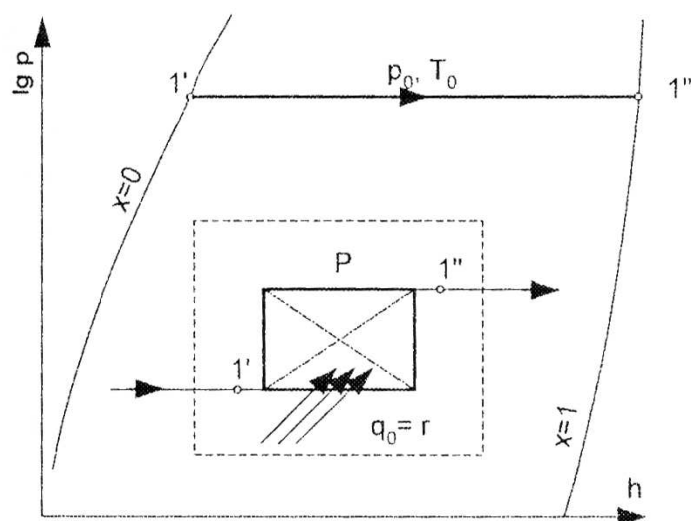


Rys. 3.24. Wykres w układzie współrzędnych $h - T$

3.1.3. Wpływ niektórych właściwości czynników jednoskładnikowych na realizację obiegu chłodniczego

W parowych urządzeniach sprężarkowych efekt chłodzenia uzyskuje się w procesie wrzenia czynnika w parowniku (zwanym także parowaczem lub oziębiaczem). Dla zakresu ciśnień występujących w urządzeniu sprężarkowym

możliwe jest uzyskanie w parowniku temperatury nasycenia niższej od temperatury otoczenia.



Rys. 3.25. Realizacja procesu odparowania czynnika w obszarze między krzywymi granicznymi

Na rysunku 3.25 pokazano w układzie $\lg p - h$ realizację procesu parowania w obszarze leżącym między krzywymi granicznymi. Do parownika dopływa 1 kg czynnika o stanie $1'$ (ciecz nasycona) zaś na wypływie z parownika uzyskuje się parę nasyconą suchą o stanie $1''$.

Podczas tej przemiany $I' - I''$ doprowadza się ciepło w ilości q_o równe ciepłu parowania r , to znaczy $q_o = r$. Wielkość ciepła parowania jest funkcją temperatury nasycenia t_s , czyli $r = f(t_s)$ a więc i ciśnienia nasycenia p_s (zależnego od t_s).

W chłodnictwie sprężarkowym terminy "wrzenie" i "parowanie" stosowane są zamiennie. Podobnie temperaturę nasycenia t_s i ciśnienie p_s określa się jako temperaturę parowania t_o i ciśnienie parowania p_o . Tego typu odchylenia terminologiczne są praktycznie akceptowane w publikacjach chłodniczych. Wielkość ciepła parowania r może być kryterium przydatności różnych czynników chłodniczych w parowych chłodziarkach sprężarkowych. Wpływa ona bowiem na intensywność odbioru ciepła w parowniku

Dla wybranych czynników chłodniczych wartość ciepła parowania w temperaturze $t_o = 0^\circ\text{C}$ wynosi :

$$r_{H_2O} = 2500,8 \text{ kJ/kg,}$$

$$r_{NH_3} = 1257,6 \text{ kJ/kg,}$$

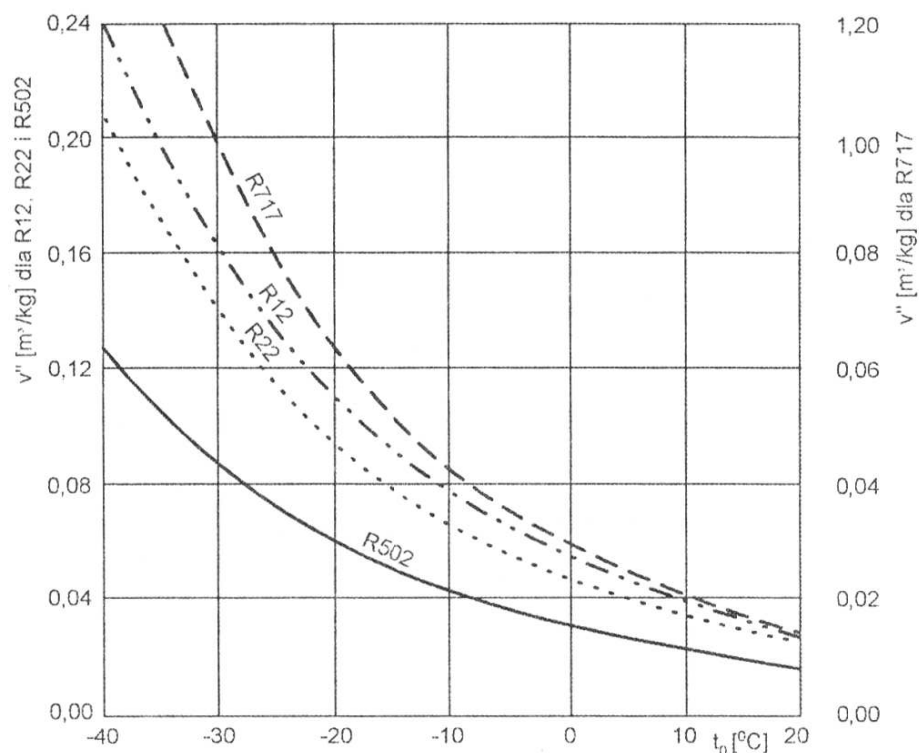
$$r_{R22} = 202,8 \text{ kJ/kg}$$

$$r_{R12} = 152,5 \text{ kJ/kg,}$$

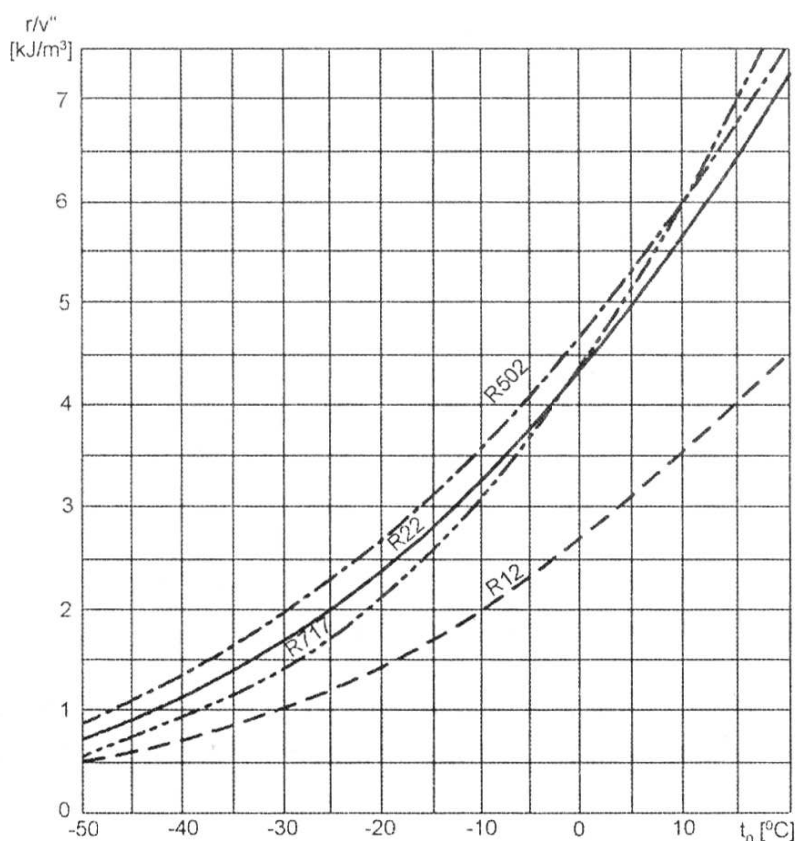
$$r_{R134a} = 196,1 \text{ kJ/kg.}$$

Praktyczna realizacja przemiany $I' - I''$ (rysunek 3.25) sprawia niestety wiele trudności w parowym urządzeniu chłodniczym sprężarkowym, które zostaną rozpatrzone w następnych rozdziałach.

Chłodnicza sprężarka tłokowa zasysa parę czynnika (o stanie $1''$) opuszczającego parownik i spręża ją do poziomu ciśnienia skraplania p_k . Objętość właściwa pary zasysanej (v'') ma szczególny wpływ na wymiary sprężarki. Na rysunku 3.26 przedstawiono zależność wielkości objętości właściwej pary nasyconej suchej od temperatury parowania t_o dla czynników chłodniczych NH_3 , $R22$ i $R12$. Zwraca uwagę większa niż dla freonów objętość właściwa pary nasyconej suchej amoniaku.



Rys. 3.26. Objętość właściwa pary nasyconej suchej w zależności od temperatury parowania t_0 dla czynników chłodniczych: R717, R22 i R12 [9]



ys. 3.27. Zależność wielkości $r/v'' = f(t_0)$ dla amoniaku oraz freonów R12 i R22 [9]

Jednocześnie wpływ ciepła parowania r i objętości właściwej pary v'' można określić w postaci zależności

$$\frac{r}{v''} = f(t_0)$$

pokazanej dla amoniaku oraz freonów R12 i R22 na rysunku 3.27.

Według analizy podanej w pracy [9] określono, że dla wszystkich czynników chłodniczych jednoskładnikowych zachodzi :

$$\frac{q_v}{p_K - p_o} = \text{const}, \quad (3.20)$$

gdzie:

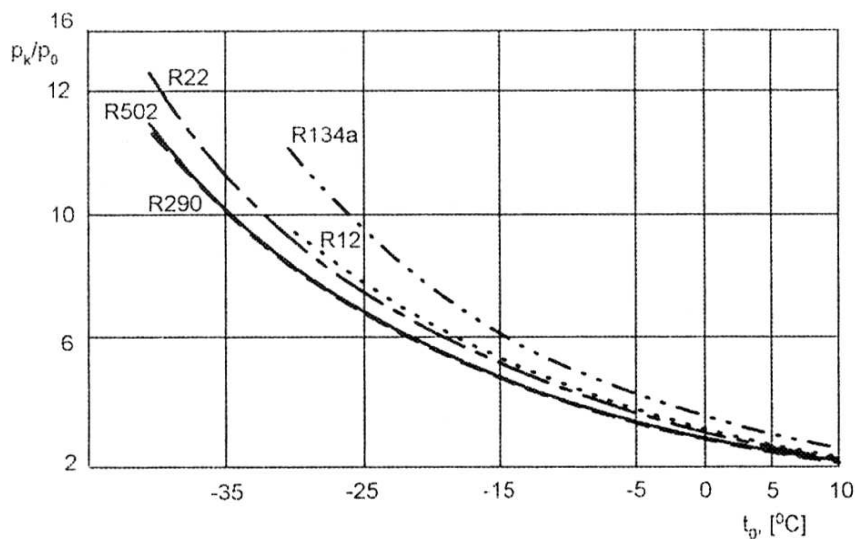
q_v – jednostkowa objętościowa wydajność chłodnicza,

p_k – ciśnienie skraplania,

p_o – ciśnienie parowania.

Różnica ciśnień ($p_k - p_o$) wpływa na obciążenie elementów układu korbowego sprężarki zaś stosunek ciśnień (p_k/p_o) na końcową temperaturę sprężania i współczynnik dostarczania λ sprężarki. Dla urządzeń chłodniczych jednostopniowych amoniakalnych i na R22 maksymalne wartości dopuszczalne w eksploatacji wynoszą $(p_k - p_o) < 12$ (dla R12 do 8) natomiast $p_k/p_o < 8 \div 10$.

Przykładowo na rysunku 3.28 przedstawiono zależność stosunku ciśnienia skraplania do ciśnienia parowania od temperatury parowania dla stałego poziomu temperatury skraplania $t_k = 40^\circ\text{C}$ dla wybranych czynników.



Rys. 3.28. Zależność stosunku p_k/p_o od temperatury parowania t_0 przy temperaturze skraplania $t_k = 40^\circ\text{C}$ dla wybranych czynników chłodniczych

W następnych rozdziałach omówiono szczegółowo wpływ wymienionych wielkości na realizację obiegu chłodniczego. Uzupełniające informacje można też znaleźć w literaturze.

3.2. Sposoby interpretacji stanu czynnika chłodniczego wieloskładnikowego podczas przemian fazowych

W rozdziale 2.4 stwierdzono, że wśród zamienników dotychczas stosowanych freonów znajdują się nie tylko czynniki naturalne oraz syntetyczne jedno- i wieloskładnikowe. Najczęściej są to czynniki dwu- lub trójskładnikowe. Znajomość przebiegu zjawisk towarzyszących przemianom fazowym tych czynników jest więc bardzo ważna. Tym bardziej, że teoria układów wieloskładnikowych jest znacznie bardziej złożona niż jednoskładnikowych wielofazowych.

3.2.1. Opis składu roztworu

Terminem *roztwór* (lub zamiennie *mieszanina*) określa się fazę wieloskładnikową w stanie równowagi. W porównaniu z czynnikami jednoskładnikowymi do opisu stanu roztworu potrzebne są dodatkowe informacje opisujące jego skład, zwane ogólnie *stężeniem*. Stężenie można określać kilkoma sposobami. Zawsze jest to jednak liczba podająca zawartość składnika odniesiona do ilości roztworu lub w niektórych przypadkach odniesiona do ilości drugiego składnika tworzącego z danym składnikiem roztwór. *Stężenie* można wyrazić w postaci udziałów masowych [kg/kg], molowych [kilomol/kilomol], ewentualnie w procentach objętościowych.

Przykładowo dla i -tego składnika w roztworze, ułamek molowy definiuje się stosunkiem n_i kilomoli i -tego składnika do sumy n kilomoli wszystkich k składników roztworu:

$$X_i = \frac{n_i}{\sum_{i=1}^k n_i} . \quad (3.21)$$

Dla roztworu dwuskładnikowego w fazie ciekłej można zapisać:

$$X_{1(c)} = \frac{n_1}{n} \text{ oraz } X_{2(c)} = \frac{n_2}{n}, \quad (3.22)$$

przy czym

$$X_{1(c)} + X_{2(c)} = 1, \quad (3.23)$$

gdzie:

$X_{1(c)}, X_{2(c)}$ – ułamki (udziały) molowe składników 1 i 2 w cieczy.

Dla czystego pierwszego składnika $X_{2(c)}=0$ zaś dla drugiego $X_{2(c)}=1$, a zatem:

$$0 < X_{2(c)} < 1.$$

3.2.2. Pojęcie roztworu idealnego

Z uwagi na właściwości termodynamiczne, roztwory można podzielić na: doskonałe (idealne) i niedoskonałe (rzeczywiste). Roztwór idealny powinien spełniać, między innymi, warunki określone prawem *Raoult'a*. Głosi ono, że: ciśnienie i - tego składnika pary nad roztworem w stanie równowagi jest proporcjonalne do udziału molowego tego składnika w fazie ciekłej i ciśnienia nasycenia składnika nad czystą substancją. Z powyższego wynikają następujące zależności:

$$X_{1(c)} = \frac{p_{02} - p_2}{p_{02}}, \quad (3.24)$$

$$X_{2(c)} = \frac{p_{01} - p_1}{p_{01}}, \quad (3.25)$$

gdzie:

p_1, p_2 – ciśnienia cząstkowe składników w fazie gazowej,

p_{01}, p_{02} – ciśnienia pary nasyconej nad powierzchnią czystego składnika 1 i 2.

Po przekształceniu zależności (3.24) i (3.25) otrzymuje się:

– dla składnika pierwszego:

$$p_1 = p_{01} \cdot (1 - X_{2(c)}), \quad (3.26)$$

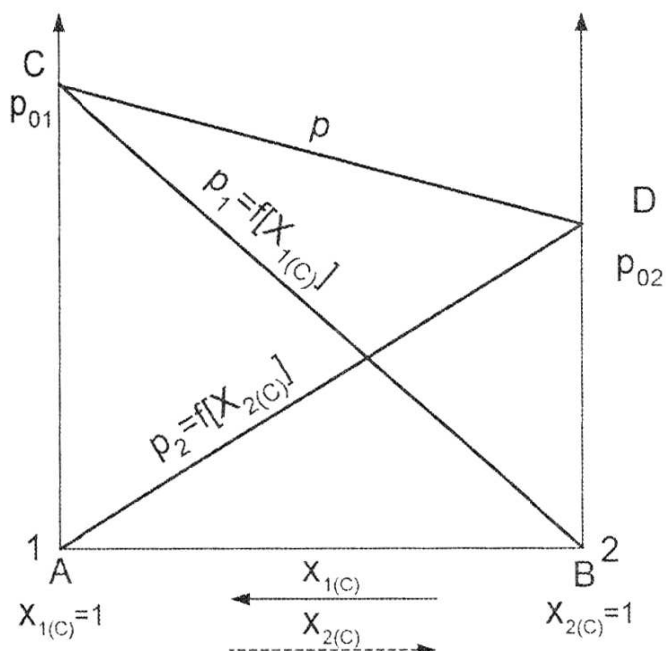
– dla składnika drugiego:

$$p_2 = p_{02} \cdot X_{2(c)}. \quad (3.27)$$

Ciśnienie całkowite roztworu wynosi:

$$p = p_1 + p_2 = p_{01} + X_{2(c)} \cdot (p_{02} - p_{01}). \quad (3.28)$$

Na rysunku 3.29 przedstawiono zależności ciśnienia całkowitego oraz ciśnień cząstkowych składników w roztworze idealnym spełniającym prawo *Raoult*.



Rys. 3.29. Wykres ciśnienia całkowitego i cząstkowych dla roztworu idealnego spełniającego prawo Raoult

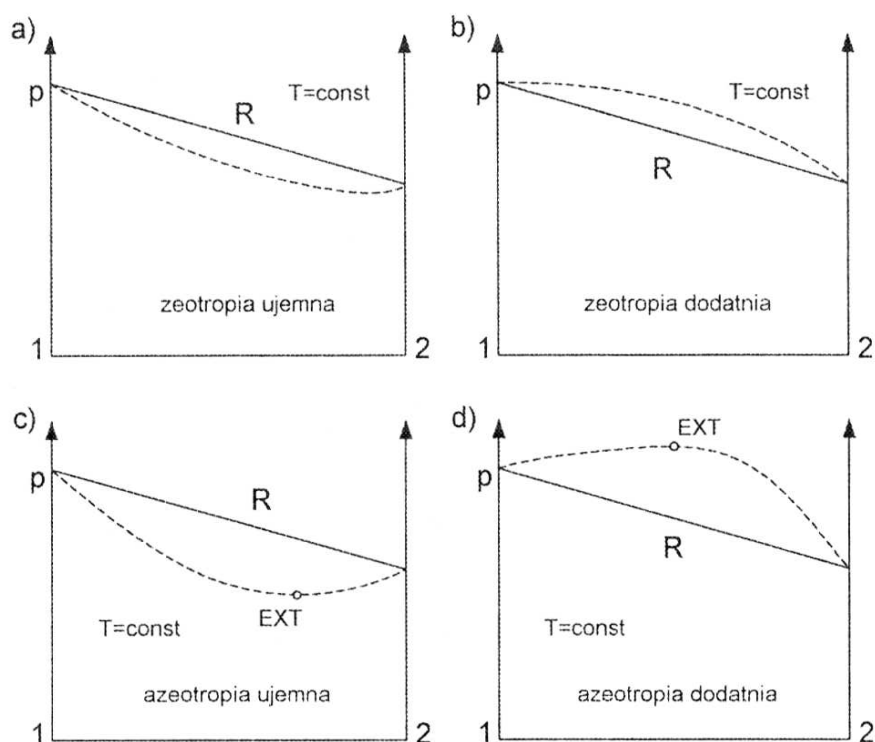
Symbolami A i B oznaczono na rysunku 3.29 czyste składniki: 1 ($X_{1(c)}=1$) oraz 2 ($X_{2(c)}=1$). Na osiach pionowych podano wielkości ciśnienia nasycenia pary nad czystymi składnikami ($AC=p_{01}$, $BD=p_{02}$). Odcinek CD przedstawia zależność całkowitego ciśnienia p pary nasyconej nad roztworem ciekłym od stężenia, natomiast odcinki AD i CB podają zależności ciśnienia cząstkowego od ułamków molowych dla składnika pierwszego i drugiego.

3.2.3. Odchylenia właściwości roztworów rzeczywistych od prawa Raoult

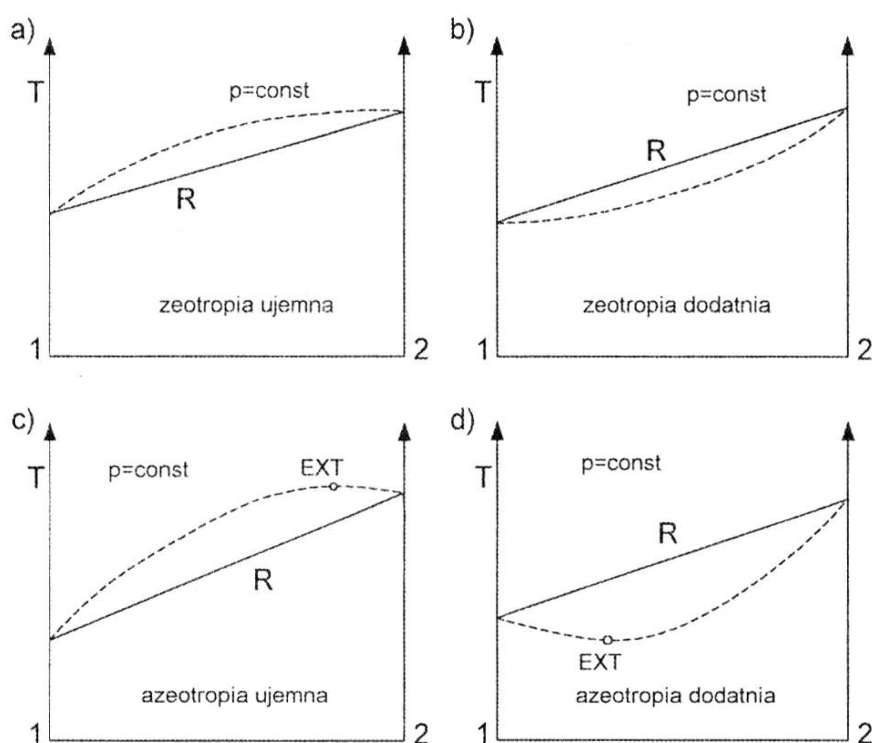
Roztwory rzeczywiste nie spełniają z zasady warunków wynikających z prawa Raoult. Ciśnienie pary nasyconej nad powierzchnią roztworu rzeczywistego może być wyższe (odchylenie dodatnie) lub niższe (odchylenie ujemne) od wielkości określonej prawem *Raoult*.

Na rysunku 3.30 przedstawiono zmiany ciśnienia nad powierzchnią roztworu rzeczywistego od stężenia przy stałej temperaturze $T=const$.

Symbol R oznacza przebieg zgodny z prawem Raoult dla roztworu idealnego. Rysunki a) i c) prezentują odchylenia ujemne (gdy ciśnienie pary nad roztworem jest niższe od wielkości opisanej prawem *Raoult*) a na rysunkach b) i d) pokazano odchylenia dodatnie. W przypadkach widocznych na rys. c) i d) występuje ekstremum (oznaczone symbolem EXT.)



Rys. 3.30. Interpretacja dodatnich i ujemnych odchylen właściwości roztworów rzeczywistych od prawa Raoult'a przy $T=\text{const}$



Rys. 3.31. Interpretacja dodatnich i ujemnych odchylen właściwości roztworów rzeczywistych od prawa Raoult'a przy $p=\text{const}$

Roztwory rzeczywiste można zatem podzielić na:

zeotropowe (o odchyleniu dodatnim lub ujemnym) – rysunek a) i b), azeotropowe (dodatnie lub ujemne) – rysunek c) i d).

Zależności ciśnienia od stężenia dla roztworów rzeczywistych podane na rysunku 3.30 można przedstawić w innym układzie współrzędnych, to znaczy w postaci zmian temperatury od stężenia w procesie izobarycznym $p=\text{const}$. (rysunek 3.31).

Proces dotyczy wrzenia izobarycznego roztworu dwuskładnikowego z odchyleniami od prawa Raoult'a. Ciśnienie nasycenia takiego roztworu jest funkcją temperatury. Z analizy wykresu przedstawionego na rysunku 3.30a) wynika, że składnik 1 ma wyższe ciśnienie nasycenia przy stałej tempe-

Temperatury odpowiadające punktom P i Q (rysunek 3.32) są temperaturami nasycenia czystych składników odpowiednio pierwszego (1) i drugiego (2) dla tego samego ciśnienia p . Krzywa PQ (dolna) jest izobarą z rysunku 3.31b) i nosi nazwę *krzywej wrzenia*, natomiast krzywa górna PQ jest nazywana *krzywą skraplania*. W stanie wyjściowym dany jest roztwór o temperaturze t_A i stężeniu molowym X_1 . Zawartość składnika 1 w cieczy reprezentowana jest odcinkiem X_12 a składnika 2 odcinkiem X_11 na rysunku 3.32. Roztwór o stanie A podgrzewany jest izobarycznie do stanu B o temperaturze t_B (punkt pęcherzyków). W tym stanie następuje generowanie pary składnika bardziej lotnego. Para nasyczona o stężeniu $X_{B''}$ jest w stanie równowagi z cieczą o stanie B . Począwszy od stanu B rozpoczyna się proces wrzenia roztworu przy zmiennej temperaturze (dla czystej substancji jednoskładnikowej proces wrzenia prowadzony jest w stałej temperaturze) i przy zmieniającym się składzie cieczy i pary. W fazie parowej będzie zawsze więcej składnika bardziej lotnego.

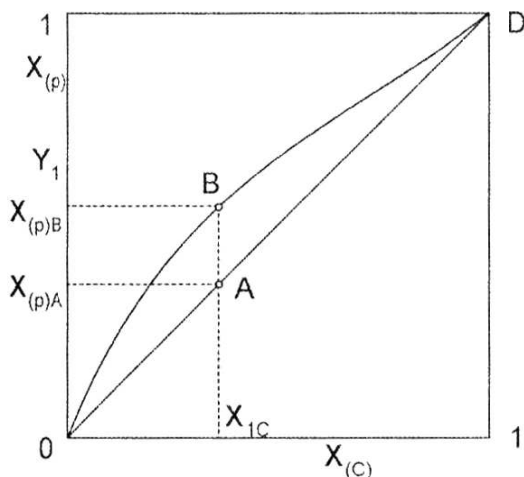
Wrzenie roztworu będzie więc przebiegać w zakresie od temperatury t_B do t_D . W stanie pośrednim C zawartość fazy ciekłej wynosi X_C' a fazy parowej X_C'' . Roztwór ciekły jest bogatszy w zawartość składnika 2. Po osiągnięciu stanu D (X_D'), zwanego *punktem rosy* otrzymuje się jednofazową mieszaninę gazową par składników 1 i 2 o takim samym stężeniu jak ciecz w stanie wyjściowym. Jeżeli roztwór będzie w dalszym ciągu podgrzewany izobarycznie, wówczas nastąpi wzrost jego temperatury do wartości końcowej t_k .

Charakterystycznymi cechami opisanego wyżej izobarycznego procesu odparowania roztworu dwuskładnikowego są:

- para będąca w równowadze z cieczą zawiera zawsze więcej składnika bardziej lotnego;
- wrzenie izobaryczne roztworu zeotropowego nie przebiega przy stałej temperaturze (temperatura procesu zmienia się, bowiem jego skład ulega zmianie); temperatura wrzenia jest nie tylko funkcją ciśnienia ale również składu roztworu;
- punkt pęcherzyków B i punkt rosy D nie pokrywają się i nie występują w tej samej temperaturze.
- dla roztworów zeotropowych występuje zjawisko "poślizgu temperaturowego", czyli różnicy temperatur oznaczonej na rys. 3.32 symbolem Δt_g (ang.: *temperature glide*). Poślizg temperaturowy występuje zarówno w procesie odparowania oraz w przemianie skraplania (jeżeli omówiony wyżej proces będzie prowadzony w kierunku odwrotnym, to znaczy od punktu rosy do punktu pęcherzyków). Wielkość poślizgu temperaturowego odgrywa istotną

rolę w doborze roztworu zeotropowego jako czynnika chłodniczego w urządzeniu sprężarkowym parowym.

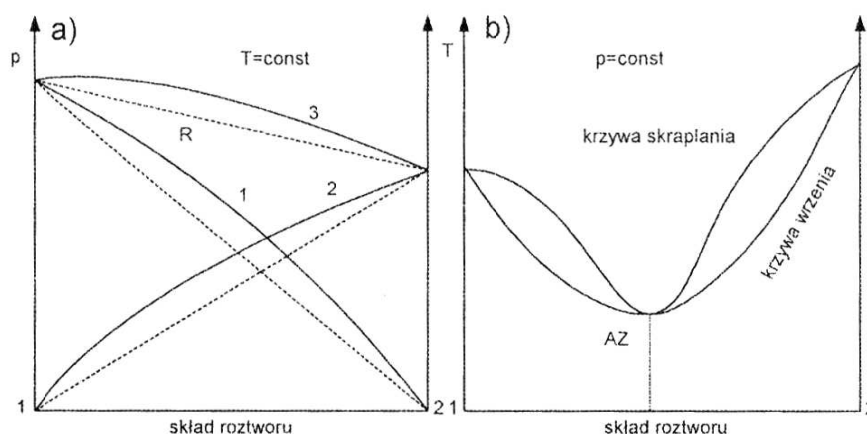
Z przedstawionych powyżej rozważań wynika, że skład fazy parowej zależy wprawdzie od składu fazy ciekłej roztworu (z którym jest w równowadze termodynamicznej) pozostaje jednak inny. Dla roztworów zeotropowych można to wyraźnie pokazać na wykresie zmian stężenia molowego fazy parowej od stężenia roztworu $X_{l(p)} = f(X_{l(c)})$ na rysunku 3.33.



Rys. 3.33. Wykres zależności stężenia molowego fazy parowej od składu roztworu zeotropowego w równowadze termodynamicznej [31]

Dla $t = \text{const}$ każdemu stężeniu molowemu roztworu $X_{l(c)}$ można przyporządkować stężenie molowe fazy parowej $X_{l(p)}$ pozostającej w równowadze termodynamicznej. Obrazuje to krzywa OBD na rysunku 3.33 zwana krzywą *Baly'ego*. Dla danego składu ciekłego roztworu $X_{l(c)}$ para posiada stężenie molowe $X_{B(p)}$ w punkcie B . Gdyby skład pary był równy składowi cieczy, wówczas dla punktu A leżącego na przekątnej OD można otrzymać $X_{(p)A} = X_{l(c)}$.

Inne zachowanie podczas przemian fazowych wrzenia i skraplania wykazują



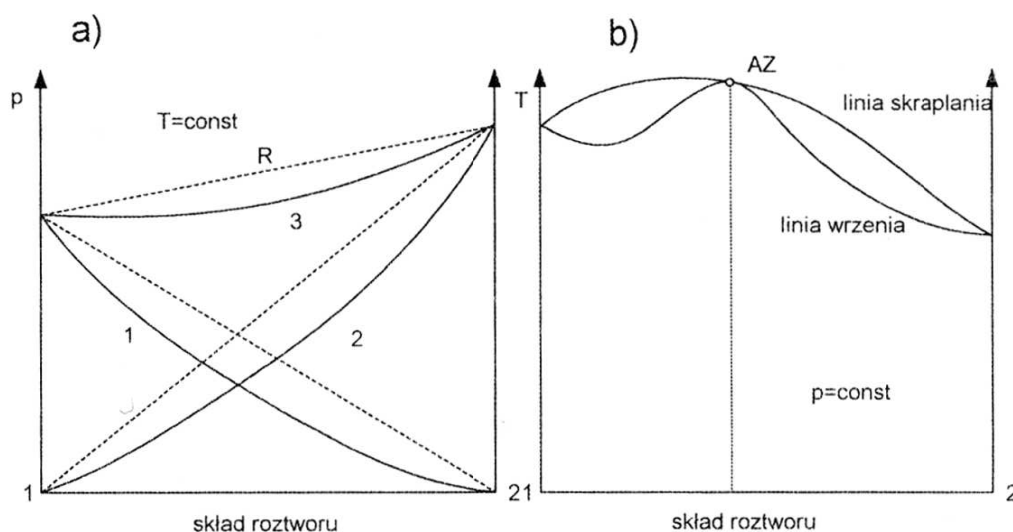
Rys. 3.34. Wykresy dla roztworu azeotropowego dodatniego [39] a) ciśnienie - skład roztworu przy $T = \text{const}$, b) temperatura - skład roztworu przy $p = \text{const}$

roztwory dla których na krzywych wrzenia (lub skraplania) może występować ekstremum. Na rysunkach 3.34 i 3.35 pokazano przypadki, gdy krzywe wrzenia i skraplania schodzą się w punkcie azeotropowym AZ .

1 - ciśnienie cząstkowe składnika 1

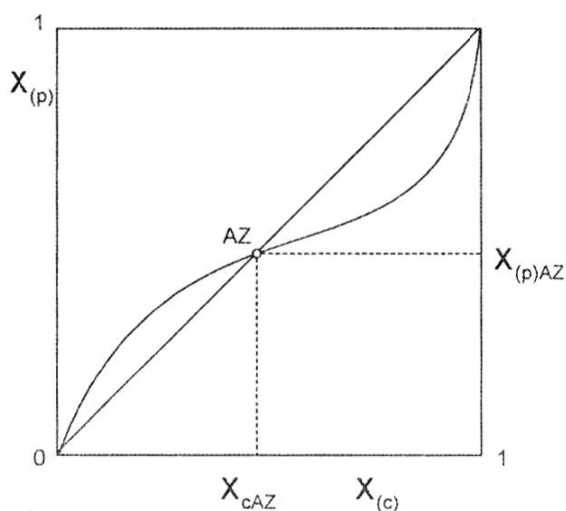
2 - ciśnienie cząstkowe składnika 2

3 - ciśnienie całkowite; linia przerywana – według prawa Raoult'a



Rys. 3.35. Wykresy dla roztworu azeotropowego ujemnego [39]
 (Oznaczenia jak na rysunku 3.34)

W punktach azeotropowych składy pary nasyconej i cieczy są takie same. Podczas wrzenia roztworu o składzie odpowiadającym punktowi azeotropowemu masa jednej fazy może ulegać zmianie na korzyść drugiej, bez zmiany składu, ciśnienia i temperatury. Potwierdza to rysunek 3.36 określający zmianę stężenia fazy parowej od składu roztworu azeotropowego (można go porównać z rysunkiem 3.33).



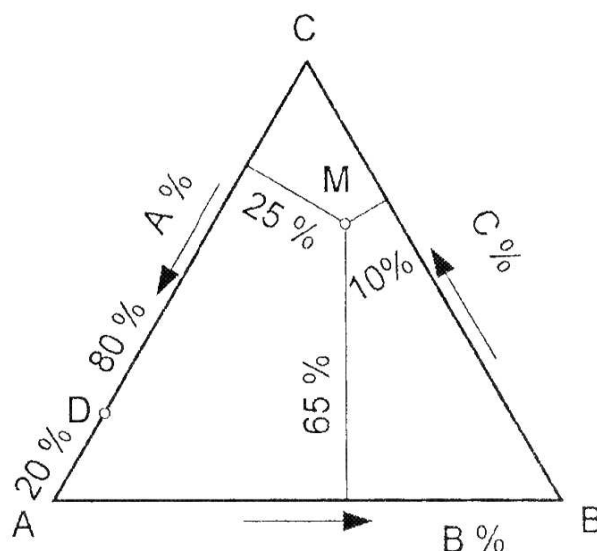
Dla roztworu azeotropowego linia wykresu stężenia molowego fazy parowej przecina przekątną w punkcie azeotropowym AZ, w którym $X_{(p)AZ} = X_{(c)AZ} < 1$, co powoduje, że azeotrop zachowuje się tak jak czysty czynnik jedno-składnikowy (na przykład freon R502).

Rys. 3.36. Wykres zmian stężenia fazy parowej
 od składu roztworu azeotropowego [28]

3.2.5. Stan termodynamiczny roztworu z uwzględnieniem poślizgu temperaturowego

W rozdziale 2 podano, iż czynnikami alternatywnymi dla dotychczas stosowanych freonów mogą być roztwory (częściej używa się w chłodnictwie sprężarkowym terminu mieszaniny) dwu- lub trójskładnikowe. Z opisu przemian fazowych roztworów dwuskładnikowych wynika istotna zależność ich parametrów termodynamicznych od składu. Jako substancje składowe proponowanych roztworów występują najczęściej jednorodne czynniki chłodnicze, takie jak: R22, R152a, R143a, R134a, R124, R32, R142b, o różnych udziałach masowych fazy ciekłej. Skład wyjściowy roztworu odgrywa bardzo ważną rolę w przypadkach, gdy istnieje konieczność uzupełnienia ubytków czynnika.

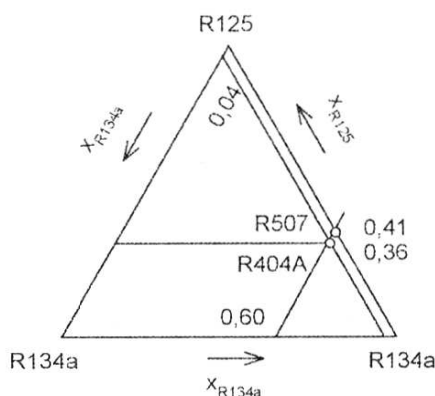
Istnieje możliwość graficznej interpretacji składu mieszaniny trójskładnikowej za pomocą tak zwanego *trójkąta Gibbsa* (rysunek 3.37).



Rys. 3.37. Sposób oznaczania składu mieszanin za pomocą trójkąta Gibbsa [39]

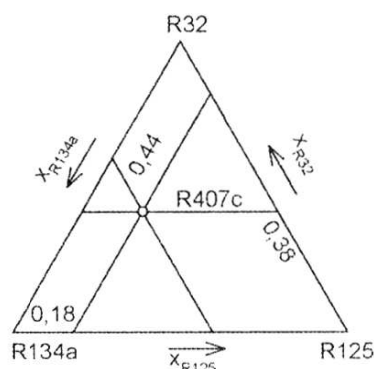
Wierzchołki trójkąta równobocznego A , B i C oznaczają czyste składniki mieszaniny. Punkt D leżący na boku AC trójkąta odpowiada mieszaninie dwuskładnikowej złożonej przykładowo w 80% z czynnika A i w 20% czynnika B . Skład mieszanin trójskładnikowych opisują punkty znajdujące się wewnątrz trójkąta. Przykładowo dla punktu M skład mieszaniny wynosi: 10% składnika A , 25% składnika B i 65% składnika C .

Według pracy [39] określanie składu takiej mieszaniny ustala się graficznie, korzystając z twierdzenia, że suma długości trzech odcinków prostopadłych poprowadzonych z dowolnego punktu w trójkącie równobocznym na jego boki jest wielkością stałą i równą wysokości tego trójkąta. Stosunek długości po-

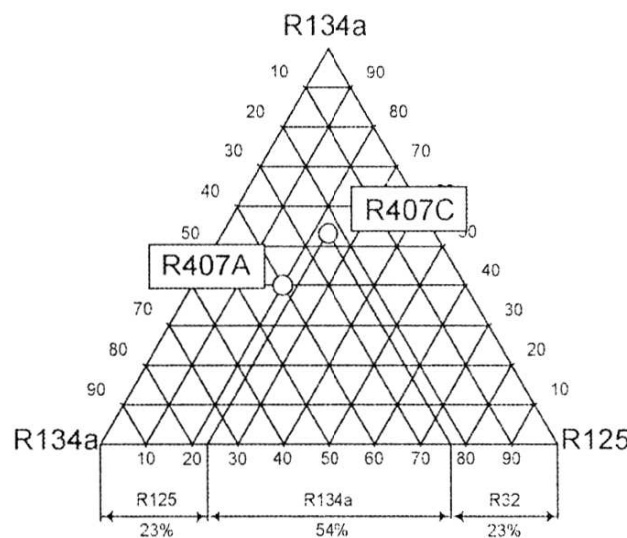
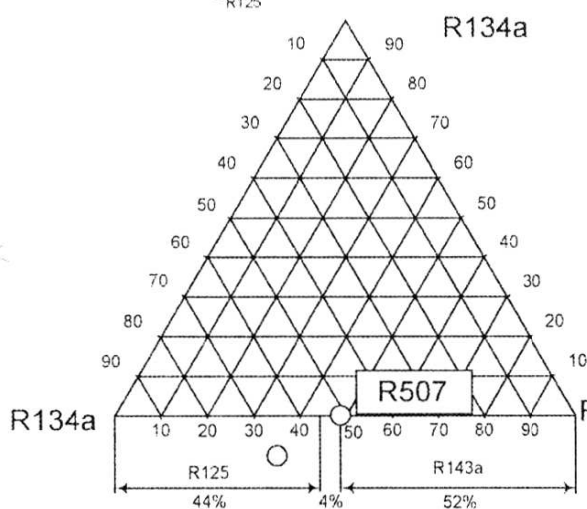


szczególnych odcinków prostych do wysokości w trójkącie równobocznym wyraża stężenie tego składnika, który leży na przeciw boku, na który ta prosta została opuszczona.

Na rysunkach 3.38 i 3.39 przedstawiono wykresy trójkątne składów mieszanin będących substytutami proekologicznymi freonów R22 i R502.



Rys. 3.38. Zasady budowy wykresów trójkątnych dla mieszanin R507, R404A i R407C [72]



Rys. 3.39. Wykresy trójkątne dla mieszanin alternatywnych dla freonów R22 i R502 [48, 72]

Dotychczas zwrócono uwagę na dwa typy roztworów, to znaczy roztwory zeotropowe i azeotropowe. Podczas przemian fazowych roztworów zeotropowych występuje, jak już wspomniano, *zjawisko poślizgu temperaturowego* o różnych wartościach liczbowych. Niektóre roztwory zeotropowe o małej wartości poślizgu Δt_g określa się terminem „roztwory bliskoazeotropowe” i oznacza w skrócie *MBA* (ang.: *Nearly Azeotropic Refrigerant Mixtures*) [7]. Właściwości tych roztworów zeotropowych są w mniejszym lub większym

stopniu zbliżone do azeotropowych. W tabelicy 3.6 podano roztwory kwalifikowane jako bliskoazeotropowe.

Tablica 3.6

Parametry roztworów bliskoazeotropowych [7]

Oznaczenie roztworu (mieszaniny) bliskoazeotropowego	Normalna temperatura wrzenia [°C]	Poślizg temperaturowy Δt_g [K]
R401A	-33,1	6,3 (4,9)
R401B	-34,7	5,9
R401C	-28,4	4,7
R404A	-46,4	0,5
R406A	-32,4	9,0
R407C	-43,4	7,2
R409A	-34,2	8,5

Zjawisko poślizgu temperaturowego odgrywa istotną rolę w procesie wrzenia i skraplania czynnika w przepływie. W procesach tych występują:

- zmiana temperatury wynikająca z poślizgu temperaturowego Δt_g ,
- zmiana temperatury wynikająca ze spadku ciśnienia w przepływie $\Delta t(\Delta p)$.

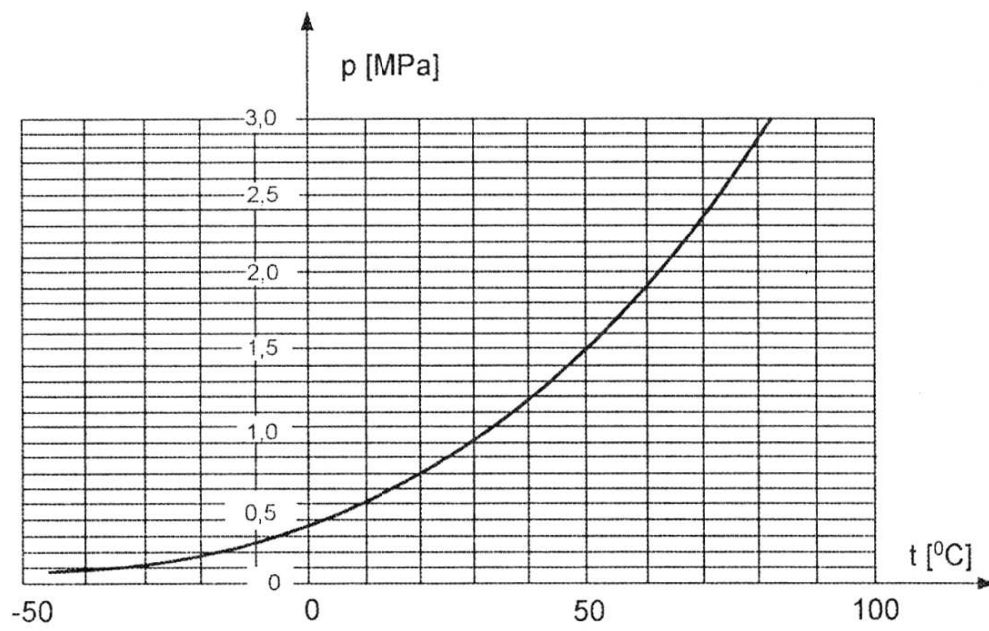
Wartość $\Delta t(\Delta p)$ może być większa, równa lub mniejsza od Δt_g . Poza tym inne wartości poślizgu temperaturowego mogą występować podczas skraplania w skraplaczu i wrzenia w parowniku. Przykładowo dla mieszaniny R401A wartości poślizgu wynoszą: w skraplaczu $\Delta t_g = 4,5\text{K}$ a w parowniku $\Delta t_g = 5,2\text{K}$.

Dla mieszanin wykazujących duże wartości poślizgu temperaturowego należy uwzględniać jego wpływ na właściwości termodynamiczne podawane w postaci tabelarycznej lub za pomocą wykresów. Dla mieszaniny R409A przedstawiono w tabelicy 3.7 zestawienie parametrów termodynamicznych, natomiast na rysunkach 3.40 i 3.41 zależność ciśnienia od temperatury.

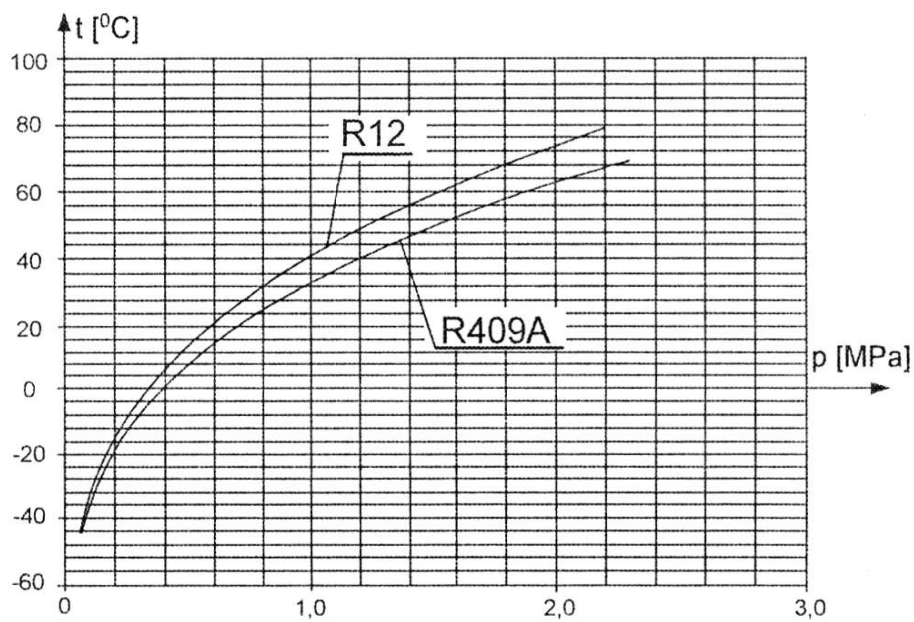
Tablica 3.7

Przykładowe zestawienie parametrów czynnika R409A [7]

p	Ciecz				Para			
	t'	ρ'	h'	s'	t''	ρ''	h''	s''
MPa	°C	kg/m ³	kJ/kg	kJ/(kg·K)	°C	kg/m ³	kJ/kg	kJ/(kg·K)
0,05	-49,1	1446	148,1	0,792	-40,6	2,560	375,6	1,795
0,10	-34,6	1407	162,7	0,855	-26,1	4,4878	383,7	1,771
0,15	-25,1	1380	172,6	0,896	-16,7	7,122	389,0	1,759
0,20	-17,8	1359	180,3	0,926	-9,5	9,326	392,9	1,750

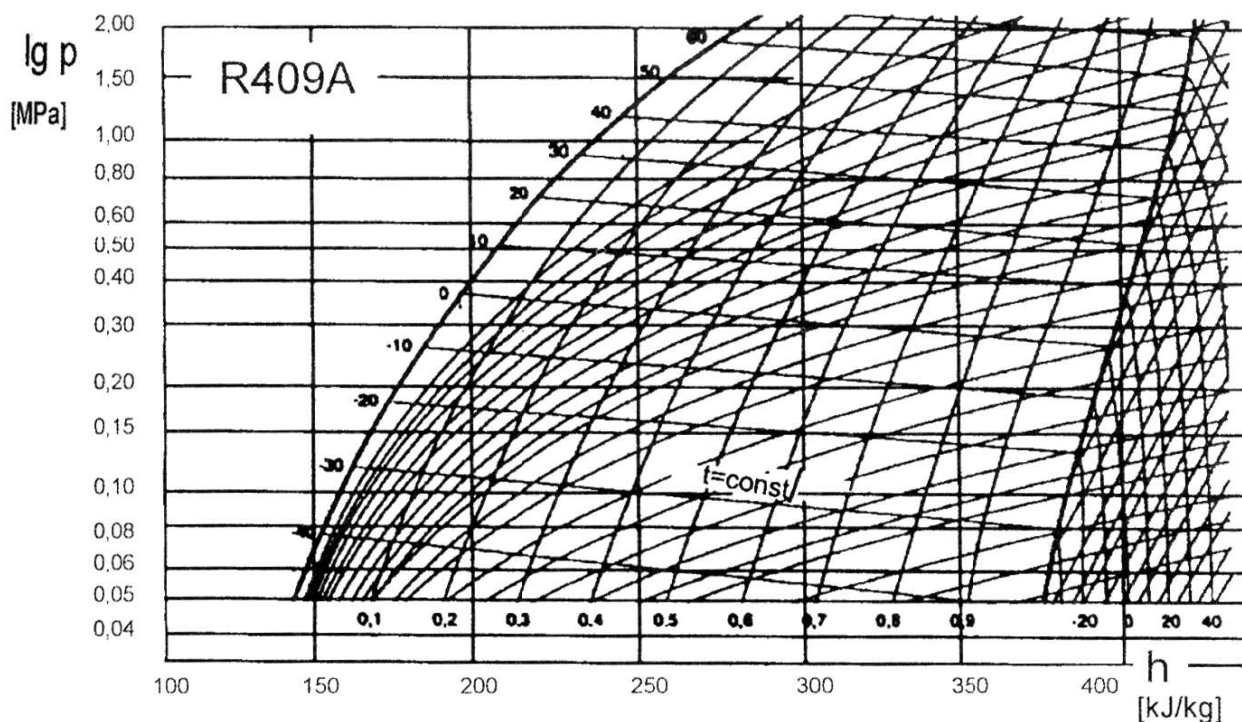


Rys. 3.40. Zależność ciśnienia od temperatury dla mieszaniny R409A (na prawej krzywej granicznej $x = 1$) [124]



Rys. 3.41. Porównanie zmian ciśnienia od temperatury dla R12 i R409A [124]

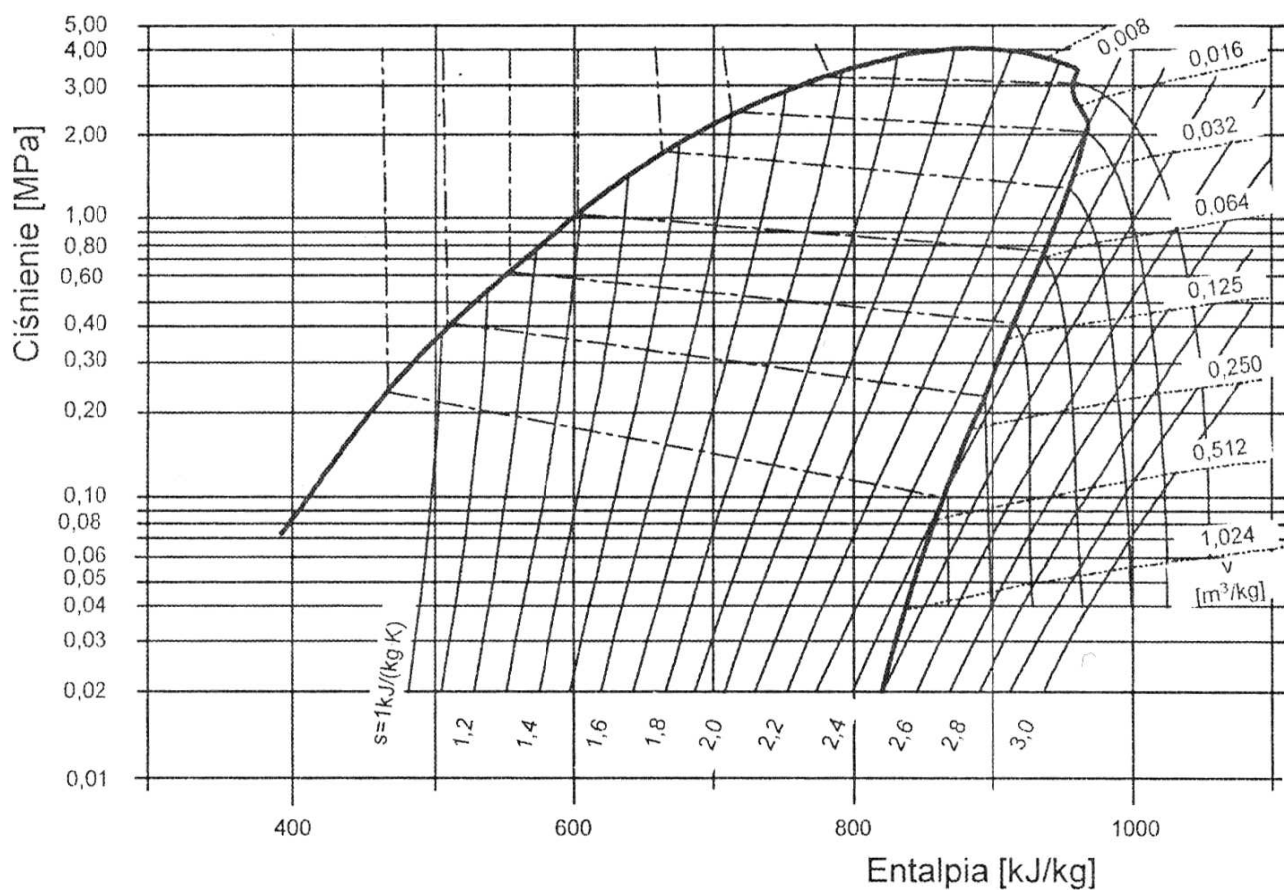
Na rysunku 3.42 przedstawiono przebieg izoterm na wykresie w układzie współrzędnych $lg p$ - h w obszarze pary nasyconej mokrej dla mieszaniny R409A wykazującej poślizgi temperaturowe.



Rys. 3.42. Przykładowy przebieg izoterm w obszarze między krzywymi granicznymi dla mieszaniny zeotropowej w układzie współrzędnych $lg p$ - h [7, 140]

Poszukiwania nowych mieszanin alternatywnych w stosunku do freonów wciąż trwają, czego dowodem jest wzrastająca liczba publikowanych prac [72, 125]. Interesujące wyniki modelowania wybranych właściwości termodynamicznych mieszanin węglowodorów nasyconych przedstawili w 1999 roku autorzy pracy [102]. Podano także konstrukcję wykresu w układzie współrzędnych $lg p$ - h dla tych mieszanin. Przykładowo na rysunku 3.43 pokazano wykres dla mieszaniny węglowodorów R290 - R600.

Aktualny stan wiedzy w zakresie substytucji freonów R12 i R22 w okrętowych urządzeniach chłodniczych, w tym z wykorzystaniem mieszanin podał autor pracy [125]. W tabelicy 3.8 przedstawiono porównanie właściwości R12, R22, R134a oraz mieszanin proponowanych do wprowadzenia w okrętowych urządzeniach chłodniczych. Autor tej pracy zwrócił szczególną uwagę na problemy eksploatacyjne związane z wykorzystaniem nowych czynników w instalacjach pracujących w stanach awaryjnych. Jest to bardzo ważne, gdy trzeba uzupełnić wyciek czynnika i oleju w takiej instalacji.



Rys. 3.43. Wykres $lgp-h$ dla mieszaniny węglowodorów nasyconych 70%R290-30%R600 [102]

Tablica 3.8

Porównanie właściwości czynników dotychczas stosowanych i ich zamienników w chłodniczych urządzeniach okrętowych [125]

Własności	Jednost- ka	R12	R22	R134a	R409A Forane FX56	R404A Forane FX70	R401A Suva MP39
Wzór chemiczny		CCl_2F_2	CHF_2Cl	$\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_2$	R22/R124/ R142b	R125/ R134a/ R143a	R22/R152a/ R124
Składniki	% mas.				60/25/15	44/4/52	53/13/34

Własności	Jednost- ka	R12	R22	R134a	R409A Forane FX56	R404A Forane FX70	R401A Suva MP39
Masa cząstecz- kowa	kg/kmol	120,9	86,5	102	97,4	97,6	94,4
Temperatura wrzenia przy 0,1013 MPa	$^{\circ}\text{C}$	-29,8	-40,7	-26,4	-34,2	-46,5	-33,1
Poślizg tempe- ratury wrzenia przy 0,1013 MPa	K	0	0	0	8,5	0,9	4,9
Ciśnienie pary w punkcie pęcherzyków przy 25°C	MPa	0,651	1,04	0,663	0,80	1,25	0,773
Temperatura krytyczna	$^{\circ}\text{C}$	112	96	101	107	72	108
Ciśnienie krytyczne	MPa	4,11	4,98	4,07	4,6	3,74	4 ,604
Ciepło parowa- nia przy 0,1013 MPa	kJ/kg	165,1	233,7	210,3	221,0	200,3	227,4
Rozpuszczal- ność wody przy $p=0,1013\text{ MPa}$ i $t=25^{\circ}\text{C}$	% mas.	0,009	0,13	0,097	0,11	0,055	0,10
Stosunek c_p/c_v przy 25°C i 0,1013 MPa	-	1,141	1,185	1,118	1,149	1,115	-
ODP	-	1	0,055	0	0,033	0,0	0,03
HGWP	-	3,1	0,37	0,3	0,31	-	0,22

4. PODSTAWY TERMODYNAMICZNE OBIEGÓW LEWOBIEŻNYCH CHŁODZIAREK SPRĘŻARKOWYCH

4.1. Uwagi ogólne

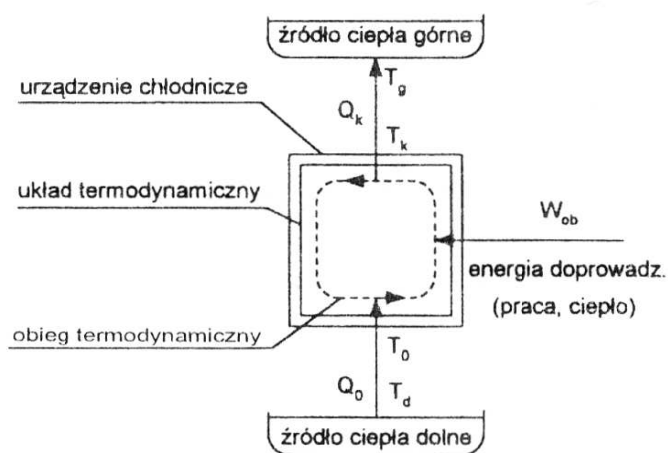
Terminem chłodzenie (ziębienie) określono uprzednio ogólnie proces odprowadzenia ciepła od danego ciała. Ciepło to przepływa do innego ciała, o temperaturze $T_{c.chłodz}$ zwanego ciałem chłodzącym. Wyróżnić można dwa przypadki odprowadzania ciepła:

1. gdy $T_{ciała} > T_{c.chłodz}$,
2. gdy $T_{ciała} < T_{c.chłodz}$.

W myśl II zasady termodynamiki ciepło może przepływać samorzutnie od ciała o temperaturze wyższej do ciała o temperaturze niższej (pamiętając przy tym, że ciepło jest jednym ze sposobów przekazywania energii a nie jej rodzajem). Przypadek pierwszy nie wymaga więc dodatkowych urządzeń i zabiegów w procesie chłodzenia ciała. Proces samorzutny to taki proces, który nie powoduje zmian w otoczeniu układu tych dwóch ciał. Inaczej wygląda problem w przypadku drugim, gdy temperatura ciała schładzanego jest niższa od ciała chłodzącego. Według sformułowania R. Clausiusa wynika: „Ciepło nie może samorzutnie przejść od ciała o temperaturze niższej do ciała o temperaturze wyższej” W przypadku drugim wymagana jest tak zwana „kompensacja”. Autor pracy [17] tłumaczy problem kompensacji następująco: „Przekazanie ciepła w przypadku drugim powoduje zmniejszenie sumarycznej entropii tych dwu ciał (nie może więc to zajść przez bezpośredni styk). Jeżeli zjawisko takie zachodzi, to musi istnieć ciało trzecie lub więcej ciał pośredniczących w tym zjawisku. Przyrost entropii ciał pośredniczących skompensuje z nadwyżką ubytek entropii omawianych dwu ciał. Na tym polega kompensacja”. Wyjaśnienie problemu "kompensacji" daje jednoznaczne podstawy realizacji drugiego przypadku chłodzenia (ziębienia), gdy $T_{ciała} < T_{c.chłodz}$.

Istnieje zatem konieczność zastosowania obiegu lewobieżnego (nazywanego też niekiedy obiegiem wstecz) z czynnikiem chłodniczym pośredniczącym, który ma kontakt termiczny z obu ciałami (będącymi źródłami ciepła) i do którego doprowadzana jest z otoczenia energia. Merytoryczna treść tego zdania będzie tematem dalszych szczegółowych rozważań.

Obieg termodynamiczny składa się z kolejno realizowanych po sobie przemian w ten sposób, że stan końcowy ostatniej przemiany pokrywa się ze stanem początkowym przemiany pierwszej. W urządzeniach energetycznych obieg stosowany jest wówczas, gdy efekt użyteczny ma być uzyskiwany w sposób ciągły. W obiegach *prawobieżnych* (silnikowych) efektem użytecznym jest praca obiegu, natomiast w cieplnych maszynach roboczych stosuje się obieg *lewobieżny*. Do tej grupy maszyn należą urządzenia chłodnicze, sprężarki, pompy itp. Zespół maszyn i urządzeń pomocniczych służących do zrealizowania obiegu lewobieżnego, którego efektem użytecznym jest chłodzenie (gdy $T_{ciała} < T_{c.chłodz.}$) nosi nazwę urządzeń chłodniczych. Na rysunku 4.1 przedstawiono schemat ideowy najprostszego urządzenia chłodniczego sprężarkowego.



Rys. 4.1. Schemat ideowy sprężarkowego urządzenia chłodniczego

Obieg lewobieżny realizowany jest pomiędzy dolnym źródłem ciepła o temperaturze T_d (odpowiadającej temperaturze $T_{ciała}$) i górnym T_g (odpowiadającej temperaturze $T_{c.chłodz.}$). Doprowadzenie energii z otoczenia odbywa się w urządzeniu sprężarkowym za pomocą pracy. W urządzeniu absorpcyjnym doprowadza się energię za pomocą ciepła. Jeżeli czynnikiem termodynamicznym jest gaz – urządzenie

chłodnicze nosi nazwę *gazowe* a w przypadku pary czynnika – urządzenie chłodnicze *parowe*.

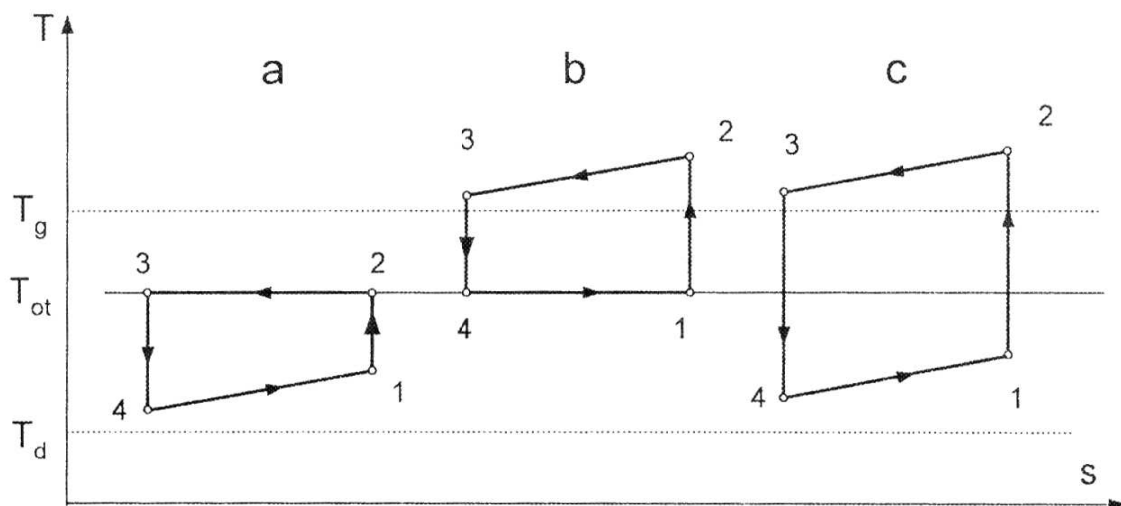
W urządzeniu pokazanym na rysunku 4.1 można zrealizować trzy rodzaje obiegów lewobieżnych:

1. *chłodniczy*,
2. *grzejny (obieg pompy ciepła)*,
3. *kombinowany (chłodniczo-grzejny)*.

Rodzaje tych obiegów lewobieżnych dla 1kg czynnika termodynamicznego pokazano w układzie współrzędnych $T - s$ na rysunku 4.2.

Jeżeli temperatura górnego źródła ciepła wynosi T_g (temperatura otoczenia), natomiast źródła dolnego $T_d < T_g$, wówczas obieg pokazany na rysunku 4.2a jest typowym obiegiem chłodniczym. Jego efektem użytecznym jest ilość ciepła q_o odprowadzonego ze źródła o temperaturze T_d .

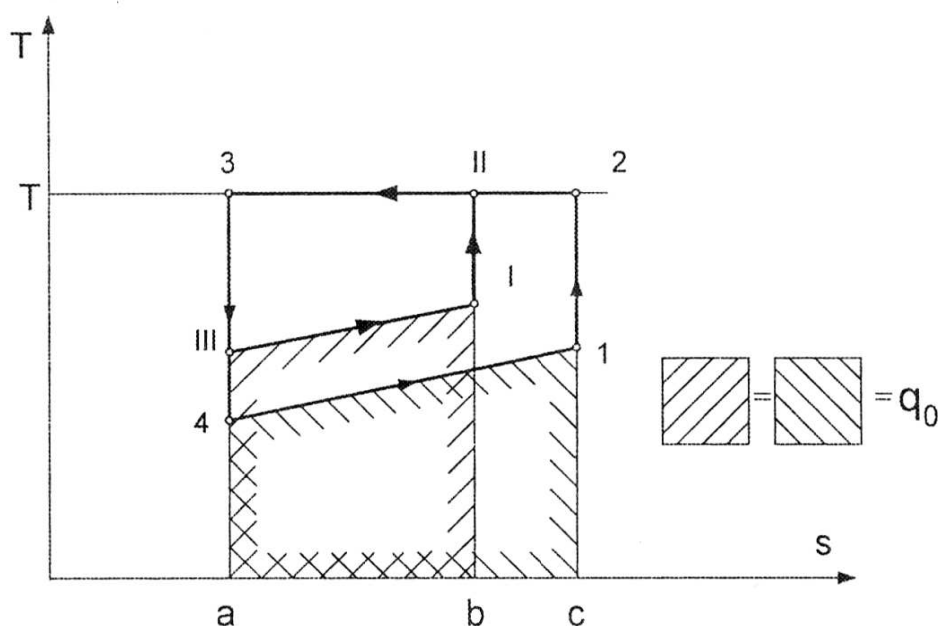
W przypadku obiegu pokazanego na rysunku 4.2b temperatura górnego źródła $T_g > T_{ot}$ a efektem jest ilość ciepła q doprowadzonego do źródła górnego. Jest to obieg *pompy ciepła*. Dla obiegu kombinowanego (rys. 4.2c) będącego superpozycją obiegów w wariantach a) i b) uzyskuje się zarówno efekt chłodniczy q_0 jak i efekt grzewczy q .



Rys. 4.2. Rodzaje obiegów lewobieżnych w układzie współrzędnych $T - s$
a) chłodniczy, b) grzewczy (pompa ciepła), c) chłodniczo-grzewczy

W termodynamice wprowadza się pojęcia *obiegu odwracalnego* i *nieodwracalnego*. Dotyczą one zarówno obiegów prawobieżnych i lewobieżnych. Obieg nazywamy *odwracalnym* wówczas, gdy wszystkie przemiany składowe są odwracalne, a wymiana ciepła między źródłami i czynnikiem dokonuje się przy nieskończenie małej różnicy temperatur ($\Delta T = 0$). W innych przypadkach obieg jest *nieodwracalny*. Źródła nieodwracalności mogą tkwić wewnątrz obiegu (nieodwracalność wewnętrzna) lub poza obiegiem (nieodwracalność zewnętrzna) [34]. Przykładami *wewnętrznych źródeł nieodwracalności* mogą być: nie spełnienie warunków równowagi termodynamicznej, tarcie wewnętrzne cząstek czynnika, reakcje chemiczne, mieszanie itp.). Do *nieodwracalności zewnętrznej* zalicza się przede wszystkim wymianę ciepła przy skończonej różnicy temperatur oraz dławienie.

Wszystkie rzeczywiste obiegi lewobieżne, które zachodzą w urządzeniach chłodniczych są obiegami nieodwracalnymi. Powstaje zatem problem określenia stopnia nieodwracalności danego obiegu rzeczywistego. Z punktu widzenia termodynamiki jest on rozwiązywany metodą porównania obiegu nieodwracalnego z wybranym obiegiem odwracalnym o równoważnym skutku użytecznym, czyli o tej samej wydajności chłodniczej q_0 (w odniesieniu do 1 kg czynnika). Sposób takiego porównania pokazano przykładowo na rysunku 4.3.



Rys. 4.3. Przykład analizy strat w obiegu nieodwracalnym wskutek wymiany ciepła przy skończonej różnicy temperatur

Założono, że zadaniem obiegu jest odprowadzenie ciepła ze źródła dolnego od temperatury T_I do T_{III} (przemianę chłodzenia $I-III$ pokazano w sposób umowny). W tym celu realizowano umowny nieodwracalny obieg lewobieżny $1-2-3-4-1$, w którym występują następujące przemiany:

- 1-2 sprężanie izentropowe czynnika ($s=\text{const}$),
- 2-3 wyprowadzenie ciepła q do górnego źródła o temperaturze T (wymiana ciepła przy nieskończonej małej różnicy temperatur),
- 3-4 rozprężanie izentropowe ($s=\text{const}$),
- 4-1 odprowadzenie ciepła q_0 ze źródła dolnego przy skończonej różnicy temperatur.

Z założeń wynika, że wszystkie przemiany w obiegu $1-2-3-4-1$, oprócz przemiany $4-1$ są odwracalne. Nieodwracalność zewnętrzna wywołana jest procesem wymiany ciepła przy skończonej różnicy temperatur (powoduje to, że obieg kwalifikowany jest jako nieodwracalny). Do dalszych rozważań zakłada się, że ilość ciepła q_0 odprowadzonego ze źródła niskotemperaturowego w przemianie $I-III$ jest równa wydajności chłodniczej q_0 (w przemianie $4-1$) dla obiegu $1-2-3-4-1$. Oznacza to, że na rysunku 4.3 pole powierzchni między odcinkiem $I-III$ a osią s jest równe polu między linią $4-1$ i osią odciętych. Należy więc porównać obieg nieodwracalny $1-2-3-4-1$ z równoważnym pod względem wydajności chłodniczej obiegiem odwracalnym $I-II-3-III-I$, w którym przemiany są odwracalne, a wymiana ciepła dokonuje się przy $\Delta T=0$. W obiegu odwra-

całnym $I-II-3-III-I$ praca obiegu w_{ob}^o jest równa liczbowo wartości ciepła obiegu q_{ob}^o . Na rys. 4.3 odpowiada to w interpretacji graficznej polu powierzchni zamkniętemu liniami obiegowymi $I-II-3-III-I$. Wzrost pracy w obiegu nieodwracalnym w porównaniu z obiegiem odwracalnym wynosi:

$$\Delta w_{ob} = w_{ob}^n - w_{ob}^o, \quad (4.1)$$

gdzie:

w_{ob}^n – praca obiegu nieodwracalnego.

Wielkość ta jest graficznie interpretowana na rysunku 4.3 jako różnica pól powierzchni zamkniętych liniami obiegowymi, to znaczy:

$$\text{pole}(I-2-3-4-I) - \text{pole}(I-II-3-III-I) = \text{pole}(I-2-II-I-III-4-I). \quad (4.2)$$

Po uwzględnieniu równości pól powierzchni interpretujących ciepło q_o w obu obiegach otrzymuje się zależność:

$$\Delta w_{ob} \equiv \text{pole}(b-II-2-c) = \Delta s \cdot T. \quad (4.3)$$

Wzrost pracy obiegu lewobieźnego nieodwracalnego określony zależnością (4.3) jest zgodny z *prawem Gouya* a - *Stodoli* [17, 41]. Wartość tego wzrostu równa jest iloczynowi przyrostu entropii Δs (w układzie źródło dolne-czynnik chłodniczy) i temperatury otoczenia T . Podobnie można przeprowadzić analizę dla przypadku, gdy wymiana ciepła zachodzi przy skończonej różnicy temperatur przy źródle górnym oraz jeżeli procesy sprężania i rozprężania będą nieodwracalne. Każdy z tych nieodwracalnych procesów połączony z dodatkowym przyrostem entropii prowadzi do dalszego wzrostu pracy obiegu nieodwracalnego.

Do oceny efektywności termodynamicznej obiegu lewobieźnego wprowadza się pojęcie współczynnika wydajności chłodniczej ε , który definiowany jest stosunkiem wydajności chłodniczej q_0 do pracy obiegu w_{ob} . Zależności do obliczenia wielkości ε_0 i ε_n dla obiegów odwracalnego i nieodwracalnego można zapisać w postaci:

$$\varepsilon_n = \frac{q_0}{w_{ob}^n}, \quad (4.4)$$

$$\varepsilon_0 = \frac{q_0}{w_{ob}^o}, \quad (4.5)$$

a więc:

$$\varepsilon_n < \varepsilon_0 . \quad (4.6)$$

Istotnym elementem oceny rzeczywistych obiegów lewobieżnych (nieodwracalnych) jest analiza egzergetyczna. Na jej podstawie określa się tak zwany stopień doskonałości lub dobroci będący sprawnością egzergetyczną zdefiniowaną zależnością:

$$\eta_b = \frac{\varepsilon_n}{\varepsilon_0} , \quad (4.7)$$

gdzie:

ε_0 –współczynnik wydajności chłodniczej odwracalnego obiegu porównawczego w takim samym przedziale temperatur (na przykład obiegu *Car-nota*).

4.2. Lewobieżne obiegi odwracalne

Właściwa ocena stopnia nieodwracalności obiegu rzeczywistego jest możliwa wówczas, gdy prawidłowo dobrano równoważny mu odwracalny obieg porównawczy (wzorcowy). Jednym z kryteriów może być zmienność temperatur źródeł ciepła (dolnego i górnego). Rozważyć należy dwa warianty obiegów porównawczych:

1. temperatury źródeł ciepła nie zmieniają się w procesie wymiany ciepła z obiegiem,
2. w procesie wymiany ciepła temperatury źródeł są zmienne.

Analiza tych dwóch alternatywnych możliwości jest szczególnie istotna w parowych obiegach sprężarkowych. W rozdziałach 2 i 3 podano, że w takich obiegach stosuje się czynniki chłodnicze jednoskładnikowe oraz roztwory (mieszaniny). Podczas przemian fazowych porównywalne parametry czynników jedno- i wieloskładnikowych zmieniają się odmiennie. W przemianach fazowych wrzenia i skraplania czynnika jednoskładnikowego temperatura nie ulega zmianie (pomijając zmiany wywołane spadkiem ciśnienia w przepływie). W przypadku roztworów, zwłaszcza zeotropowych przemiany fazowe mogą być realizowane z tak zwanym *poślizgiem temperaturowym*.

4.2.1. Odwracalne obiegi porównawcze dla niezmiennych temperatur źródeł ciepła

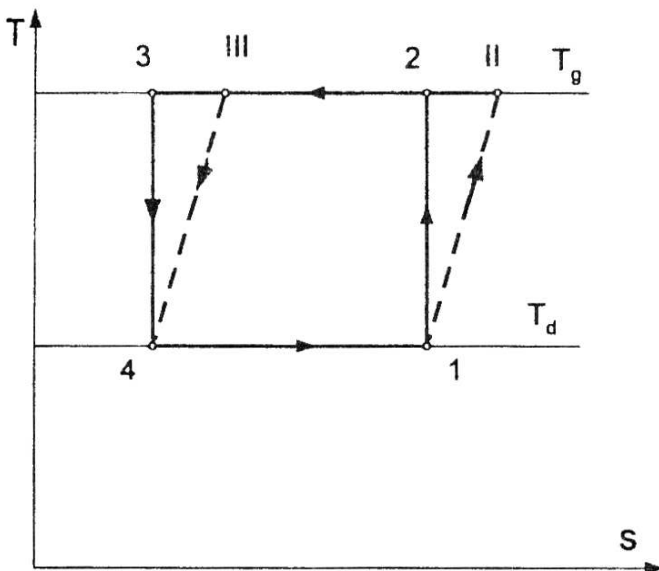
Założmy, że w obiegu termodynamicznym temperatury źródeł i czynnika wymieniającego z nimi ciepło są niezmiennie, czyli:

$$T_d = T_0 = \text{const} \quad (4.8)$$

oraz

$$T_g = T = \text{const.} \quad (4.8a)$$

Warunki te są spełnione dla dwóch typów obiegów odwracalnych pokazanych na rysunku 4.4.



Rys. 4.4. Obiegi lewobieżne odwracalne przy stałych temperaturach źródeł ciepła

Obieg 1-2-3-4-1 znany jest jako obieg *Carnota*, a obieg I-II-III-4-I nosi nazwę obiegu regeneracyjnego (lub obiegu z regeneracją ciepła). Przedstawione na rysunku 4.4 obiegi są porównawczymi nie tylko dla chłodziarek parowych, ale i dla innych (np. gazowych).

4.2.1.1. Lewobieżny obieg Carnota

Lewobieżny odwracalny obieg *Carnota* realizowany przy stałej temperaturze źródła dolnego $T_0 = \text{const}$ i górnego $T = \text{const}$ jest podstawowym obiegiem porównawczym dla chłodziarek sprężarkowych parowych z czynnikami jednoskładnikowymi. Schemat ideowy oraz odwzorowanie linii przemianowych obiegu (dla 1 kg czynnika) w układach współrzędnych $T-s$ i $p-v$ pokazano na rysunku 4.5. W analizie charakterystycznych wielkości obiegu *Carnota* oraz innych obiegów przedstawionych w opracowaniu przyjęto tą samą umowę o znakach algebraicznych ciepła i pracy. Ciepło doprowadzane do obiegu ma znak algebraiczny plus („+”) a ciepło odprowadzane – znak minus („-”); w odniesieniu do pracy odwrotnie: praca doprowadzana – znak („-”), praca

odprowadzana z obiegu - znak ("+"). W równaniach bilansowych zastosowano zapis uproszczony traktując, że: $|q| \equiv q$ oraz $|w_{ob}| \equiv w_{ob}$.

Z I zasady termodynamiki dla obiegu (rysunek 4.5a) wynika równanie:

$$\Delta u_{ob} = q_{ob} - w_{ob}, \quad (4.9)$$

gdzie:

Δu_{ob} – przyrost energii wewnętrznej;
Dla każdego cyklu stan początkowy pokrywa się ze stanem końcowym, więc:

$$\Delta u_{ob} = 0, \quad (4.10)$$

q_{ob} – ciepło obiegu,

w_{ob} – praca obiegu.

Równanie (4.9) uzyskuje postać:

$$q_{ob} = w_{ob}. \quad (4.11)$$

Z II zasady termodynamiki wynika:

$$w_{ob} = q - q_0, \quad (4.12)$$

gdzie:

q – ciepło wyprowadzone do górnego źródła,

q_0 – ciepło doprowadzone do obiegu ze źródła dolnego.

Z interpretacji graficznej ciepła i pracy w układzie współrzędnych $T - s$ (rysunek 4.5b) wynikają następujące

Rys. 4.5. Lewobieżny obieg Carnota

a) schemat,

b) w układzie współrzędnych $T-s$,

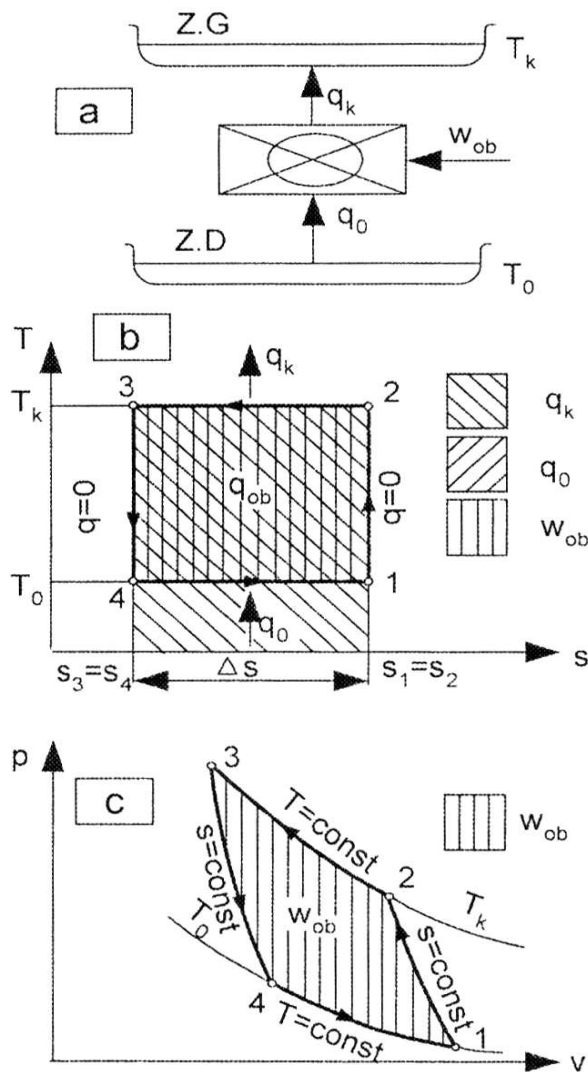
c) w układzie współrzędnych $p-v$

zależności:

$$q = T \cdot (s_3 - s_2) = T \cdot \Delta s, \quad (4.13)$$

$$q_0 = T_0 \cdot (s_1 - s_4) = T_0 \cdot \Delta s, \quad (4.14)$$

$$w_{ob} = (T - T_0) \cdot \Delta s. \quad (4.15)$$



Współczynnik wydajności chłodniczej obiegu *Carnota*:

$$\varepsilon_C = \frac{q_0}{w_{ob}} = \frac{q_0}{q - q_0} = \frac{T_0}{T - T_0}. \quad (4.16)$$

Równanie (4.16) określa jednoznacznie zależność współczynnika ε_C tylko od wielkości temperatur źródła dolnego T_0 i górnego T , nie zależy od rodzaju i właściwości czynnika chłodniczego. Sprawność egzergetyczna lewobieźnego obiegu *Carnota* określona zależnością (4.7) wynosi $\eta_b = 1$. Wpływ zmiany temperatury źródła ciepła dolnego i górnego na wielkość współczynnika ε_C można określić analizując pochodne cząstkowe [34]:

$$\frac{\partial \varepsilon_C}{\partial T_0} = \frac{T}{(T - T_0)^2} \quad \text{oraz} \quad \frac{\partial \varepsilon_C}{\partial T} = -\frac{T_0}{(T - T_0)^2} \quad (4.17)$$

a stąd:

$$\left| \frac{\partial \varepsilon_C}{\partial T} \right| < \left| \frac{\partial \varepsilon_C}{\partial T_0} \right|. \quad (4.18)$$

Wpływ temperatury źródła niskotemperaturowego na wielkość współczynnika wydajności chłodniczej obiegu *Carnota* jest większy niż źródła o temperaturze T – otoczenia (źródła górnego).

Na rysunku 4.6 przedstawiono przykładowo wpływ temperatury t_0 źródła dolnego (przy stałych poziomach temperatury źródła górnego) na wielkość współczynnika ε_C obiegu *Carnota*.

Z równania (4.12), po uwzględnieniu zależności (4.13), (4.14) i (4.16) wynika:

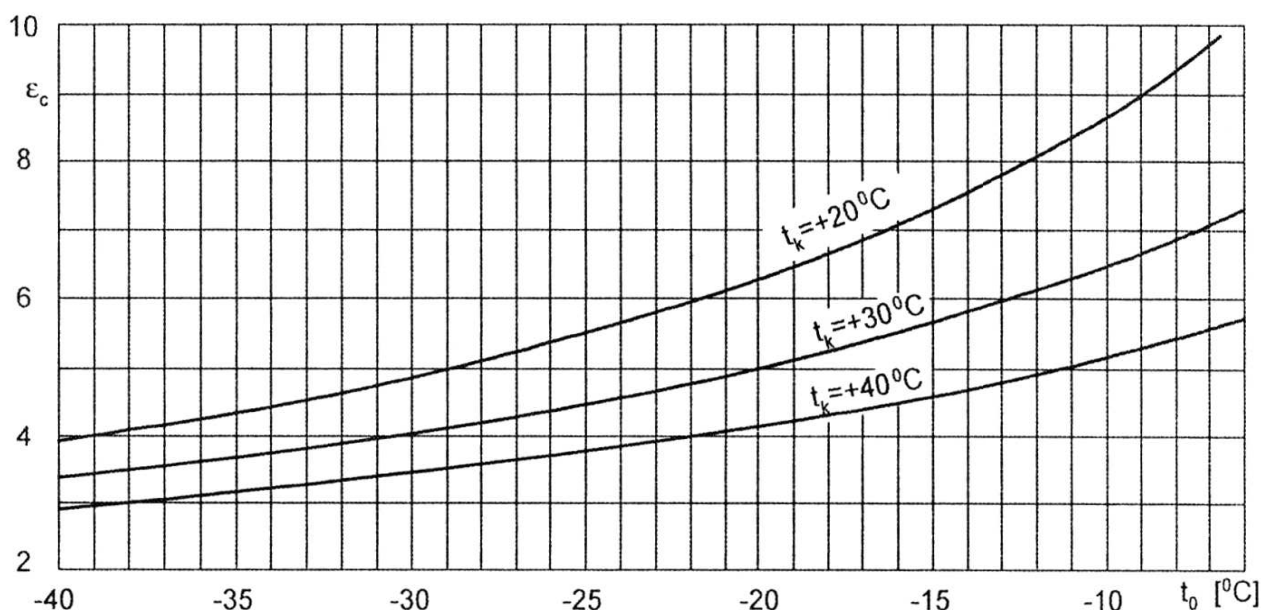
$$w_{ob} = q - q_0 = q_0 \cdot \left(\frac{q}{q_0} - 1 \right) = q_0 \cdot \left(\frac{T - T_0}{T_0} \right) = q_0 \cdot \frac{1}{\varepsilon_C}, \quad (4.19)$$

a więc minimalna praca w obiegu *Carnota* wynosi:

$$w_{ob.min.} = q_0 \cdot \frac{1}{\varepsilon_C}. \quad (4.20)$$

Przyjęty wzorcowy obieg *Carnota* o stałych temperaturach źródeł ciepła charakteryzuje się minimalną wielkością pracy obiegu $w_{ob.min.}$.

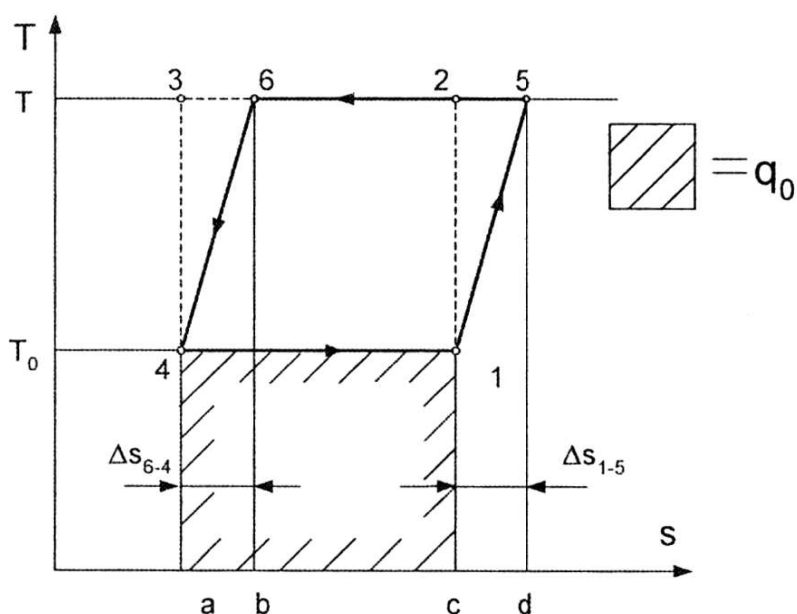
Możliwości realizacji obiegu *Carnota* w rzeczywistych układach chłodniczych zostaną rozpatrzone w następnych rozdziałach.



Rys. 4.6. Wpływ temperatury t_0 dolnego źródła ciepła na wielkość współczynnika wydajności chłodniczej ϵ_c obiegu *Carnota*

4.2.1.2. Lewobieżny obieg regeneracyjny

Ogólne pojęcie regeneracji ciepła w obiegu lewobieżnym może być określone zgodnie z opisem z pracy [27]. „Ciało pobierające elementarne ilości ciepła przy określonym poziomie temperatury i przekazujące je przy tej temperaturze w odpowied-



Rys. 4.7. Odwracalny obieg lewobieżny z regeneracją ciepła

nym momencie czynnikowi nazywa się regeneratorem a obieg, w którym stosuje się ten rodzaj wewnętrznej wymiany ciepła nosi nazwę obiegu regeneracyjnego”. Do analizy wzięto lewobieżny obieg regeneracyjny (lub z regeneracją ciepła) jako obieg odwracalny realizo-

wany przy niezmiennych temperaturach źródeł ciepła. Na rysunku 4.7 pokazano w układzie współrzędnych $T-s$ obieg *Carnota* 1-2-3-4-1 oraz regeneracyjny 1-5-6-4-1. Ilość ciepła q_0 doprowadzonego z dolnego źródła (pole 4-1-c-a-4) jest dla tych obiegów jednakowa. Przejście z poziomu temperatury T_0 dolnego źródła do wielkości T źródła górnego odbywa się w obiegu *Carnota* za pośrednictwem przemian izentropowych 1-2 i 3-4, natomiast w obiegu regeneracyjnym wykorzystuje się przemiany politropowe 1-5 i 6-4.

Przyjęcie w obiegu regeneracyjnym, że przyrost entropii Δs_{1-5} w przemianie sprężania 1-5 jest równy wielkości przyrostu entropii Δs_{6-4} w przemianie rozprężania 6-4 prowadzi do wniosku, że suma przyrostów entropii w obiegu z regeneracją jest równa zero – obieg jest odwracalny. Ciepło wyprowadzone z obiegu regeneracyjnego (przy $T=\text{const}$) w przemianie 5-6 jest równe wielkości ciepła obiegu *Carnota* w przemianie 2-3, a więc:

$$\text{pole } (b-d-5-6-b) = \text{polu } (2-3-a-c-2).$$

Uzyskuje się także zależności:

$$W_{ob_C} = W_{ob_R} \text{ oraz } \varepsilon_C = \varepsilon_R. \quad (4.21)$$

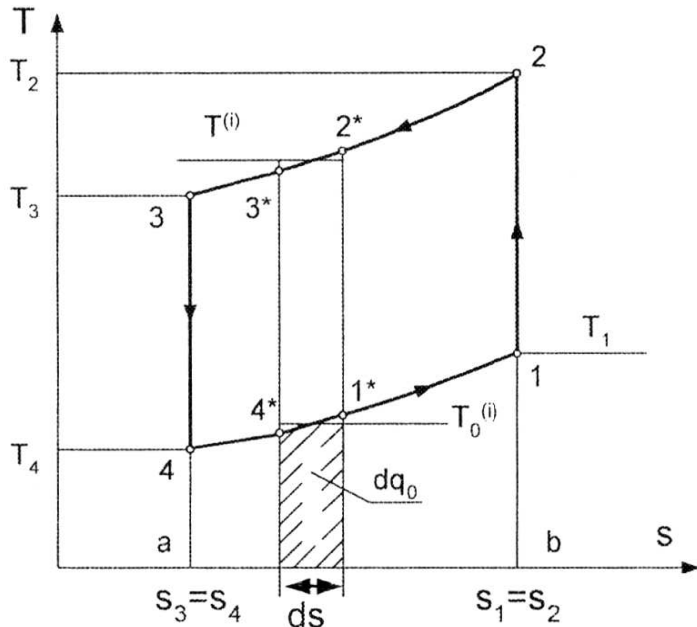
Oznacza to, że obieg z idealną regeneracją ciepła jest równoważny obiegowi *Carnota*, czyli współczynniki wydajności chłodniczej są równe. W niektórych przypadkach sprężarkowych obiegów parowych wprowadza się możliwość zastosowania regeneracji ciepła i wówczas obieg pokazany na rysunku 4.7 jest obiegiem porównawczym.

4.2.2. Odwracalny obieg porównawczy przy zmiennych temperaturach źródeł ciepła

W wielu przypadkach zewnętrzne źródła ciepła współpracujące z obiegiem lewobieżnym zmieniają swoją temperaturę w procesie wymiany ciepła. Wobec tego temperatura czynnika powinna również ulegać zmianie tak jak temperatura źródła, aby zapewniona była równowaga termiczna w każdym stanie procesu. Przypadki tego typu dotyczą nie tylko czynników w postaci roztworów zeotropowych, ale także występują wtedy, gdy ma miejsce ograniczona pojemność cieplna jednego lub obu źródeł (na przykład ograniczona ilość czynnika lub wody chłodzącej). Obiegiem porównawczym nie może być typowy obieg *Carnota* o stałych, niezmiennych temperaturach źródeł ciepła. W obiegach porównawczych uwzględniających zmiany temperatury źródeł zakłada się, że proces

sprężania i rozprężania czynnika odbywa się izentropowo, natomiast wymiana ciepła ma miejsce w przemianach politropowych. Znamiona tych założeń nosi obieg odwracalny *Lorenza* 1-2-3-4-1 pokazany na rysunku 4.8.

Obieg ten składa się w ogólnym przypadku z dwóch izentrop 1-2 i 3-4 oraz



Rys. 4.8. Odwracalny obieg Lorenza

z dwóch politrop 4-1 i 2-3. Ciepło q_0 doprowadzane jest z dolnego źródła w przemianie 4-1, a wyprowadzane q do źródła górnego w przemianie 2-3. Zmiany temperatury źródeł i czynnika podczas wymiany ciepła są takie same, co zabezpiecza odwracalność procesu. Dlatego obieg *Lorenza* można na wykresach traktować jako superpozycję elementarnych obiegów *Carnota* (na rysunku pokazano obieg elementarny 1*-2*-3*-4*-1*) [28].

W interpretacji graficznej (ry-

sunek 4.8):

- ciepło doprowadzane ze źródła dolnego $q_0 \equiv \text{pole } (a-4-1-b-a)$,
- ciepło wyprowadzane do źródła górnego $q \equiv \text{pole } (b-2-3-a-b)$.

Biorąc pod uwagę pokazany na rysunku 4.8 elementarny obieg *Carnota* z uśrednionymi temperaturami: $T_0^{(i)}$ dolnego i $T^{(i)}$ górnego źródła można zapisać:

$$q_0 = \int_4^1 T_0^{(i)} ds \quad \text{oraz} \quad q = \int_3^2 T^{(i)} ds \quad (4.22)$$

a współczynnik wydajności chłodniczej ε_L obiegu *Lorenza*:

$$\varepsilon_L = \frac{\int_4^1 T_0^{(i)} ds}{\int_2^3 T^{(i)} ds - \int_4^1 T_0^{(i)} ds} \quad (4.23)$$

Pełną analizę obiegu *Lorenza* przedstawił autor pracy [26].

W obliczeniach inżynierskich stosowane są niektóre uproszczenia zakładające na przykład możliwość określenia uśrednionych temperatur: T_{0m} - dolnego źródła oraz T_m - górnego źródła ciepła.

Wielkość współczynnika wydajności chłodniczej ε_L obiegu *Lorenza* można wówczas opisać zależnością:

$$\varepsilon_L = \frac{T_{0m}}{T_m - T_{0m}}, \quad (4.24)$$

która określa współczynnik wydajności chłodniczej równoważnego obiegu *Carnota* o stałych temperaturach źródeł $T = T_m$ oraz $T_0 = T_{0m}$.

Analizując przykładowo obieg *Lorenza* w urządzeniu do schładzania solanki (dolne źródło), zastosowano skraplacz chłodzony wodą (górne źródło). Można przyjąć w przybliżeniu, że uśrednione temperatury T_{0m} i T_m są średnimi arytmetycznymi [34]:

$$T_{0m} = 0,5(T_1 + T_4) \text{ oraz } T_m = 0,5(T_2 + T_3).$$

W przypadku zastosowania w parowym obiegu sprężarkowym roztworu zeotropowego temperatury T_{0m} i T_m oznaczają uśrednione temperatury poślizgowe odpowiednio w procesie parowania i skraplania (zwane też średnimi całkowitymi temperaturami parowania i skraplania). Średnie całkowite temperatury T_{0m} i T_m wyznacza się (stosując oznaczenia temperatur z rys. 4.8) z zależności [123, 124]:

$$T_{0m} = \frac{T_1 - T_4}{\ln \frac{T_1}{T_4}} \quad (4.25)$$

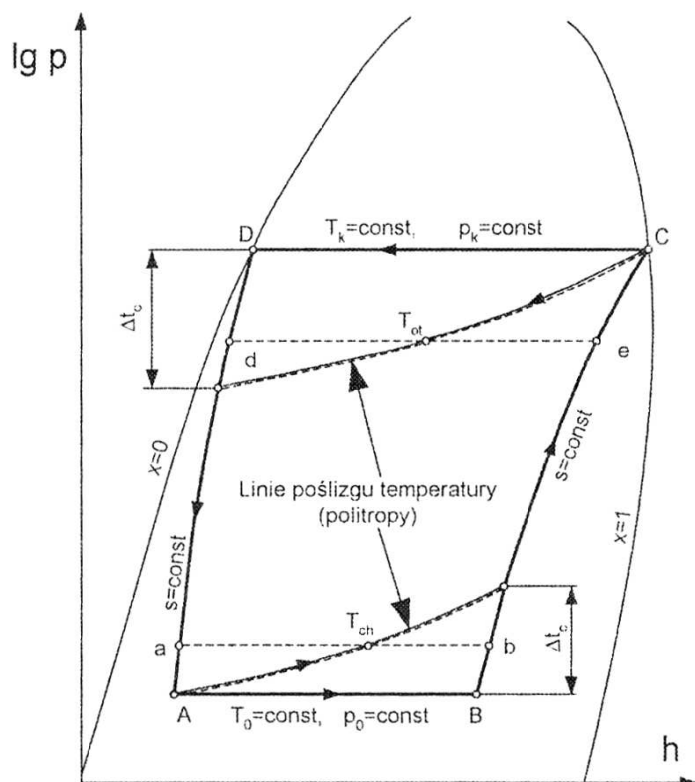
$$T_m = \frac{T_3 - T_2}{\ln \frac{T_3}{T_2}} \quad (4.26)$$

przy czym:

$$\varepsilon_L \cong \frac{1}{\frac{T_m}{T_{0m}}} \quad (4.27)$$

Teoretycznie współczynnik ε_L może mieć wyższą wartość niż dla obiegu Carnota ε_C . Praktyczna realizacja stwarza problemy w przypadku małych powierzchni wymienników ciepła.

Na rysunku 4.9 pokazano przykładowo obieg *Lorenza* w układzie współrzędnych $\lg p - h$.



Rys. 4.9. Schemat obiegu *Lorenza* dla roztworu zeotropowego w układzie współrzędnych $\lg p - h$ [7]

5. OBIEGI TEORETYCZNE PAROWYCH JEDNOSTOPNIOWYCH URZĄDZEŃ SPRĘŻARKOWYCH

Parowe sprężarkowe urządzenia chłodnicze są najbardziej rozpowszechnionym rodzajem urządzeń służących do uzyskiwania efektu chłodniczego. Czynnikiem chłodniczym jest w nich para dowolnej cieczy, która spełnia kryteria określone w rozdziale 2. W obiegu lewobieżnym czynnik chłodniczy podlega przemianom fazowym, przy czym kolejno może on być w stanie: cieczy przechłodzonej i nasyconej, pary nasyconej mokrej, suchej a także w stanie pary przegrzanej. W niektórych przypadkach obieg może być realizowany nawet w obszarze ponadkrytycznym (na przykład dwutlenek węgla). Efekt chłodzenia uzyskuje się w chłodziarkach parowych w procesie wrzenia (parowania) czynnika bez względu na to, czy jest to czynnik jednoskładnikowy lub mieszanina.

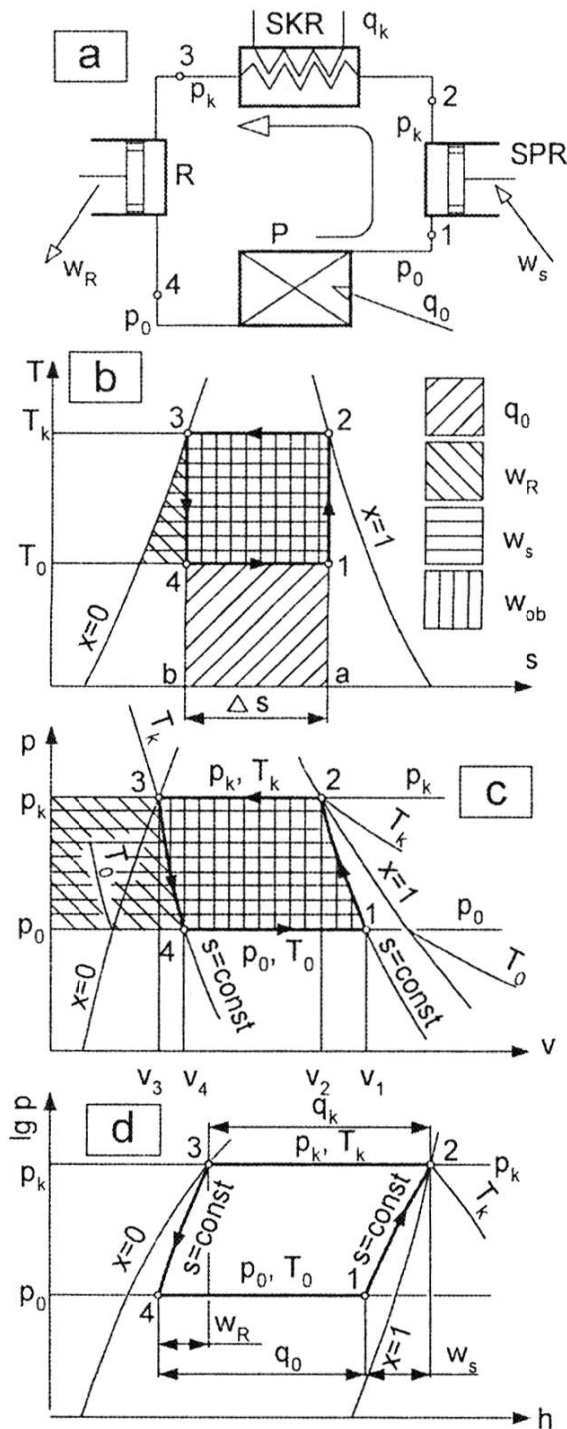
Wśród podstawowych elementów urządzenia chłodniczego sprężarkowego występują: wymienniki ciepła – parownik i skraplacz, sprężarka oraz urządzenie redukujące ciśnienie. W układach chłodniczych stosuje się różne rodzaje sprężarek, w tym najczęściej wyporowe i rotodynamiczne. Największe uznanie znalazły sprężarki wyporowe tłokowe i śrubowe. Ogromna jest też liczba odmian konstrukcyjnych wymienników ciepła. Powyższa ogólna charakterystyka obejmuje więc szeroki zakres problemów konstrukcyjnych i technologicznych dotyczących różnych dziedzin technik organicznie związanych z chłodnictwem.

W bieżącym rozdziale przedstawiono możliwości i kryteria realizacji obiegów parowych jednostopniowych w chłodziarkach sprężarkowych wyposażonych w sprężarki tłokowe. Oznacza to jednoetapowy transport ciepła ze źródła niskotemperaturowego zwanego źródłem dolnym do źródła górnego (którym jest zazwyczaj otoczenie) kosztem energii mechanicznej doprowadzonej z zewnątrz. Analizując możliwości takiego transportu ciepła w obiegu lewobieżnym, należy uwzględniać następujące okoliczności:

1. poziom temperatury źródeł ciepła,
2. rodzaj czynnika chłodniczego,
3. rodzaj sprężarki chłodniczej,
4. konstrukcje wymienników ciepła,
5. typ układu chłodniczego.

5.1. Teoretyczny obieg mokry z rozprężarką

W urządzeniu parowym sprężarkowym istnieje teoretyczna możliwość zrealizowania odwracalnego obiegu *Carnota* w obszarze pary mokrej.



Rys. 5.1. Obieg Carnota w obszarze pary mokrej
a) schemat, b) układ $T-s$,
c) układ $p-v$, d) układ $\lg p-h$

Schemat podstawowy urządzenia oraz obieg dla 1 kg czynnika we współrzędnych $T-s$, $p-v$ i $\lg p-h$ pokazano na rysunku 5.1. W skład urządzenia chłodniczego (rysunek 5.1a) wchodzi następujące elementy: sprężarka SPR, skraplacz SKR, rozprężarka R, parownik P i przewody łączące.

W procesie wrzenia w parowniku P uzyskuje się parę nasyconą mokrą o stanie 1 o ciśnieniu parowania p_0 . Para ta zasysana jest przez sprężarkę SPR i sprężana do stanu pary nasyconej suchej 2 o ciśnieniu skraplania p_k . Sprężanie 1-2 odbywa się izentropowo, wskutek pracy w_s doprowadzonej do napędu sprężarki. Proces 2-3 jest przemianą fazową skraplania realizowaną przy stałym ciśnieniu $p_k = \text{const}$ i temperaturze $T_k = \text{const}$ pomiędzy krzywymi granicznymi. Ze skraplacza wypływa ciecz o stanie 3 ($x=0$). Ciecz ta doprowadzana jest do rozprężarki R, w której na drodze 3-4 ma miejsce przemiana izentropowego rozprężania połączona z wykonaniem pracy w_R i spadkiem ciśnienia od p_k do p_0 . W punkcie 4 czynnik jest w stanie pary nasyconej mokrej o ciśnieniu p_0 . W parowniku P Przy stałym ciśnieniu p_0 (i stałej temperaturze nasycenia T_0) odbywa się w parowniku P przemiana parowania na drodze 4-1. Podczas tej

przemiany doprowadzane jest ciepło q_0 z dolnego źródła, a wypływająca z parownika para uzyskuje stan 1 i obieg powtarza się cyklicznie. Przyjmując konwencję znaków algebraicznych pracy i ciepła z rozdziału 4 można przedstawić bilans energetyczny obiegu w postaci:

$$q_o + w_S = q_K + w_R \quad (5.1)$$

gdzie:

q_o – ciepło doprowadzone w parowniku w przemianie $4-1$,

w_S – praca sprężania w przemianie $1-2$,

q_K – ciepło wyprowadzone w skraplaczu w przemianie $2-3$,

w_R – praca rozprężania w przemianie $3-4$.

Zgodnie z równaniem (4.11) wielkość pracy obiegu i ciepło obiegu są równe, to znaczy $w_{ob} = q_{ob}$. Dla obiegu mokrego z rozprężarką praca obiegu określona jest zależnością:

$$w_{ob} = w_S - w_R \quad (5.2)$$

a ciepło obiegu

$$q_{ob} = q_K - q_o . \quad (5.3)$$

Poszczególne składniki bilansu energetycznego obiegu zilustrowano za pomocą odpowiednio oznaczonych pól powierzchni na wykresie $T-s$ (rysunek 5.1b), przy czym pole ($1-2-3-4-1$) jest graficznym obrazem ciepła obiegu q_{ob} . Na rysunku 5.1c pokazano w układzie współrzędnych $p-v$ wielkość pracy obiegu w_{ob} w postaci pola powierzchni zamkniętej liniami łączącymi stany czynnika $1-2-3-4-1$. W układzie współrzędnych $lgp-h$ (rysunek 5.1d) ciepło i pracę przedstawia się graficznie w postaci odcinków linii prostej. Wynika to z następujących zależności:

$$q_o = h_1 - h_4 , \quad (5.4)$$

$$w_S = h_2 - h_1 , \quad (5.5)$$

$$q_K = h_3 - h_2 , \quad (5.6)$$

$$w_R = h_3 - h_4 . \quad (5.7)$$

Współczynnik wydajności chłodniczej ε_{Cm} teoretycznego obiegu mokrego Carnota z rozprężarką określa zależność:

$$\varepsilon_{Cm} = \frac{q_o}{w_{ob}} = \frac{q_o}{w_S - w_R} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)} \quad (5.8)$$

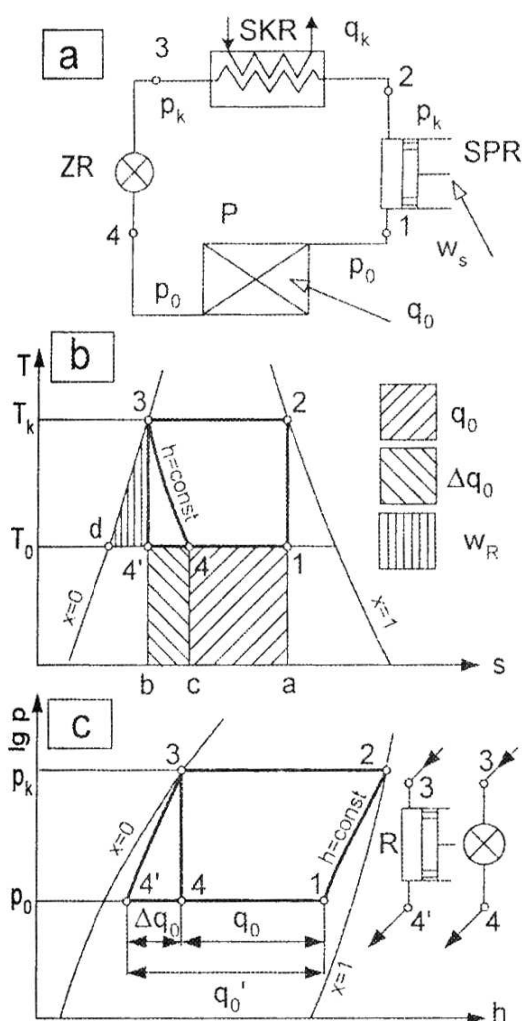
Przedstawiony teoretyczny obieg mokry z rozprężarką mechaniczną może służyć jako obieg porównawczy w stosunku do rzeczywistego. Zrealizowanie w praktyce obiegu *Carnota* w obszarze pary nasyconej mokrej pomiędzy krzywymi granicznymi $x=0$ i $x=1$ napotyka wiele trudności natury konstrukcyjnej i eksploatacyjnej. Dotyczy to zwłaszcza konstrukcji rozprężarki, w której można odzyskać część pracy napędowej obiegu. Wielkość tej pracy rozprężania jest jednak relatywnie mała w porównaniu z trudnościami konstrukcyjnymi układu precyzyjnych zaworów i możliwością przeniesienia napędu do układu sprężarki. Podczas eksploatacji istnieje niebezpieczeństwo występowania uderzeń hydraulicznych po stronie ssawnej. Wielkość pracy w_R jest bardzo mała w porównaniu z pracą obiegu w_{ob} . Praca rozprężania pokrywałaby praktycznie straty mechaniczne wskutek tarcia w rozprężarce. Z tych względów obieg mokry *Carnota* z rozprężarką nie znalazł szerszego zastosowania w praktyce chociaż dla urządzeń o dużej mocy chłodniczej zastosowanie rozprężarki mogłoby być racjonalne w niektórych uzasadnionych ekonomicznie przypadkach.

5.2. Obieg mokry (Lindego)

We współczesnych sprężarkowych urządzeniach chłodniczych odstąpiono od stosowania rozprężarki w obiegu mokrym zastępując ją znacznie prostszym konstrukcyjnie elementem jakim jest zawór regulacyjny, zwany też zaworem rozprężnym lub dławiącym. Schemat ideowy urządzenia chłodniczego pracującego w obszarze pary nasyconej mokrej z zaworem regulacyjnym dławiącym przedstawiono na rysunku 5.2 a. Obieg teoretyczny dla 1 kg czynnika, w układach współrzędnych $T-s$ i $l_{gp}-h$ przedstawiono odpowiednio na rysunkach 5.2b i 5.2c.

W miejsce rozprężarki R (z rysunku 5.1) wprowadzono zawór regulacyjny ZR , za pomocą którego uzyskuje się obniżenie ciśnienia skraplania p_k do ciśnienia parowania p_o . Do parownika P dopływa czynnik o stanie 4. W ten sposób uzyskuje się obieg lewobieżny $1-2-3-4-1$ zwany *obiegami mokrymi – Lindego* (rysunek 5.2).

Proces odwracalnego rozprężania czynnika w rozprężarce (przemiana $3-4'$ na rysunku 5.2b) jest przemianą adiabatyczną odwracalną lub izentropową ($s=const$), natomiast proces rozprężania w zaworze regulacyjnym ZR jest nieodwracalną przemianą dławienia.



Rys. 5.2. Obieg mokry Lindego
 a) schemat ideowy urządzenia,
 b) obieg w układzie $T-s$,
 c) obieg w układzie $\lg p-h$

Podczas przemiany dławienia następuje ekspansja czynnika bez wykonania pracy zewnętrznej. Jeżeli nie towarzyszy jej wymiana ciepła z otoczeniem, wówczas występuje dławienie adiabatyczne. Wprowadzenie do obiegu $1-2-3-4-1$ nieodwracalnej przemiany dławienia powoduje, że obieg ten jest obiegiem nieodwracalnym. Część energii kinetycznej czynnika chłodniczego podczas dławienia w przemianie $3-4$ może być przekazana sposobem ciepła bezpośrednio do czynnika (dysypacja energii) wskutek adiabatyczności zewnętrznej. Jest ona wykorzystana do odparowania pewnej ilości czynnika podczas przepływu przez zawór ZR . W związku z tym wzrasta nie tylko wartość entropii w stanie końcowym po dławieniu, ale także stopień suchości pary dopływającej do parownika ($x_4 > x_{4'}$). Powoduje to również wzrost objętości właściwej czynnika chłodniczego (wzrasta udział pary). Do parownika dopływa para mokra o stanie 4 , czyli o mniejszej zawartości cieczy niż w przypadku rozprężarki (stan $4'$). Mniejsza jest

zatem jednostkowa wydajność chłodnicza $q_0 < q_0'$ (rysunek 5.2c). Jednostkową wydajność chłodniczą q_0 zinterpretowano według rysunku 5.2b polem $(1-4-c-a-1)$, natomiast zmniejszenie wydajności chłodniczej Δq_0 , czyli stratę rozprężania izentalpowego, za pomocą pola $(4'-4-c-b-4')$. Należy zwrócić uwagę, że wyeliminowanie rozprężarki powiększa pracę obiegu o wielkość opisaną graficznie polem powierzchni $(3-4'-d-3)$.

Można przeprowadzić analizę porównawczą obiegów mokrego z rozprężarką (rysunek 5.1) i mokrego z zaworem regulacyjnym (rysunek 5.2) przy założeniu, że ilość ciepła odprowadzanego q_k w skraplaczu SKR jest w obu przypadkach taka sama.

Obieg mokry z rozprężarką:

$$w_{ob} = w_s - w_r$$

$$q_{ob} = q_k - q_0'$$

$$w_{ob} = q_{ob}$$

$$q_k = w_s - w_r + q_0'$$

Obieg mokry z zaworem ZR:

$$w_{ob} = w_s$$

$$q_{ob} = q_s - q_o$$

$$w_{ob} = q_{ob}$$

$$q_s = w_s + q_o$$

Zakładając jednakowe ilości ciepła odprowadzanego w skraplaczu uzyskuje się:

$$w_s - w_r + q_0' = w_s + q_0$$

$$w_r = q_0' - q_0$$

lecz:

$$q_0' = q_0 + \Delta q_o,$$

więc:

$$w_r = \Delta q_o. \quad (5.9)$$

Z zależności (5.9) wynika, że na rysunku 5.2b pole (3-4'-d-3) jest równe powierzchni (4'-4-c-b-4').

Nieodwracalność obiegu mokrego *Lindego* spowodowana przemianą dławienia w zaworze regulacyjnym zmniejsza współczynnik wydajności chłodniczej tego obiegu w porównaniu z obiegiem mokrym *Carnota*.

Współczynnik wydajności chłodniczej obiegu *Lindego* ε_{lm} wynosi:

$$\varepsilon_{lm} = \frac{q_0}{w_{ob}} = \frac{q_0}{w_s} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}, \quad (5.10)$$

a dla obiegu mokrego *Carnota*

$$\varepsilon_{cm} = \frac{q_0 + \Delta q_o}{w_s - w_r}. \quad (5.11)$$

Mniejsza jest również sprawność egzergy obiegu *Lindego* $\eta_b < 1$, od obiegu *Carnota* $\eta_{bc} = 1$.

5.2.1. Wpływ niektórych parametrów oraz rodzaju czynnika na wielkość nieodwracalnych strat w przemianie dławienia w zaworze regulacyjnym

Dotychczasowa analiza strat wydajności chłodniczej Δq_0 spowodowana rozprężaniem izentalpowym 3-4 (w miejsce rozprężania izentropowego 3-4' w obiegu *Carnota*) wykazała, że odpowiada ona w interpretacji graficznej polu pod linią przemianową 4-4'. Pole to jest równe powierzchni trójkąta krzywoliniowego 4'-d-3-4', która w przybliżeniu wynosi:

$$\Delta q_0 = \frac{1}{2} \cdot (s_{4'} - s_d) \cdot (T_k - T_0) = \Delta s \cdot T_0, \quad (5.12)$$

gdzie:

Δs – przyrost entropii właściwej w przemianie dławienia,

$s_d = s'$ entropia właściwa cieczy nasyconej w temperaturze T_0 .

Uwzględniając analizę podaną w pracy [114] otrzymuje się zależności określające bezwzględną stratę wydajności chłodniczej:

$$\Delta q_0 \cong c' \cdot \frac{(T_k - T_0)^2}{T_k + T_0}, \quad (5.13)$$

oraz względną stratę wydajności:

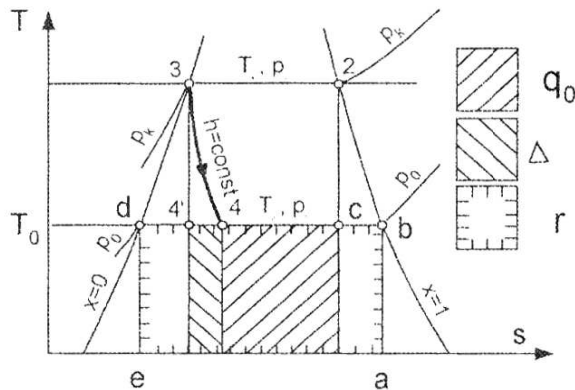
$$\frac{\Delta q_0}{q_{0c}} = \frac{1}{2 \cdot \frac{T_k + T_0}{T_k - T_0} \cdot \left(\frac{r_0}{c' \cdot (T_k - T_0)} - 1 \right) + 1}. \quad (5.14)$$

Względna strata wydajności chłodniczej spowodowana dławieniem izentalpowym zależy więc od rodzaju czynnika chłodniczego, ciepła parowania r_0 , ciepła właściwego cieczy nasyconej, różnicy temperatur $(T_k - T_0)$ a także od parametrów punktu krytycznego. W pracy [100] stwierdzono, że istnieje silna zależność tej straty od wyrażenia (c'/q_0) . Autor podaje przykładowe porównanie zamieszczone w tabeli.

Czynnik chłodniczy	c' [kJ/(kg·K)]	q_0 [kJ/kg]	c'/q_0 [1/K]	Względna strata dławienia w odniesieniu do R717
R717(NH ₃)	4,698	1025,79	$4,58 \cdot 10^{-3}$	1,00
R134a	1,440	125,00	$11,52 \cdot 10^{-3}$	2,51
R22	1,241	142,90	$8,68 \cdot 10^{-3}$	1,90

Analityczne ujęcie wszystkich parametrów wpływających na wielkość nieodwracalnych strat podczas dławienia w zaworze regulacyjnym jest bardzo złożone. Rozważono zatem wpływ tylko niektórych ważniejszych parametrów.

- *Ciepło parowania czynnika chłodniczego*

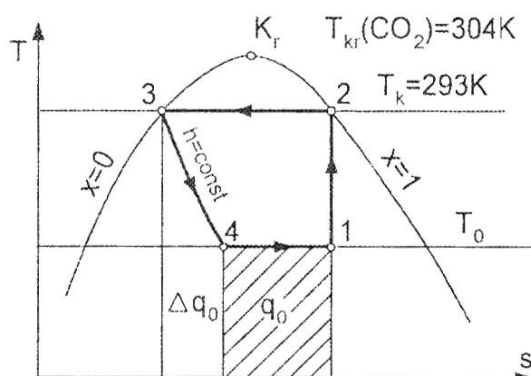


Rys. 5.3. Wpływ wielkości ciepła parowania r na straty w przemianie dławienia

mniejsza im większa jest wartość ciepła parowania r czynnika w danej temperaturze parowania T_0 .

- *Parametry punktu krytycznego*

W dużym stopniu wpływają na wielkość strat dławienia parametry punktu krytycznego K_r czynnika chłodniczego, zwłaszcza temperatura krytyczna. Wybór czynnika chłodniczego o niskiej temperaturze krytycznej jest przyczyną zwiększenia strat podczas dławienia.



Rys. 5.4. Wpływ temperatury krytycznej czynnika na wielkość strat podczas dławienia

Jeżeli – przykładowo – stosuje się dwutlenek węgla, którego temperatura krytyczna wynosi $t_{Kr} = +31,05^{\circ}\text{C}$ i jest zbliżona do temperatury środowiska chłodzącego skraplacz (na przykład do temperatury wody chłodzącej wynoszącej około 20°C), to powstaną bardzo duże straty dławienia, wobec małej wielkości wydajności chłodniczej. Ograniczone są wówczas możliwości regulacji parametrów obiegu, a obniżenie temperatury parowania T_0 może spowodować spadek wydajności chłodniczej nawet do zera. Podobne skutki powoduje nadmierny wzrost temperatury skraplania T_k .

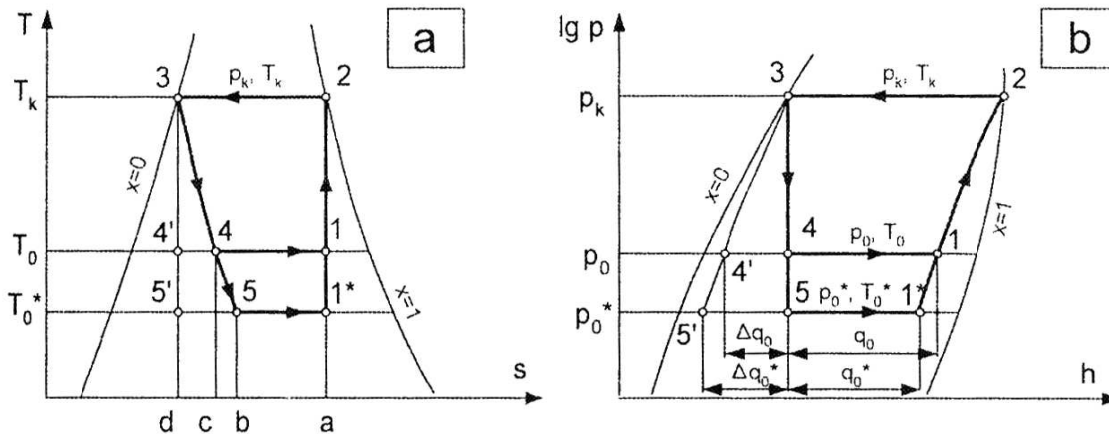
- *Ciepło właściwe cieczy nasyconej czynnika*

Istotny wpływ na straty dławienia ma wielkość ciepła właściwego cieczy nasyconej (stany lewej linii granicznej). Im mniejsza jest wartość ciepła właściwego tej cieczy, tym mniejsze jest odpowiednie pole na wykresie T - s przedstawiające zwiększenie pracy obiegu lewobieżnego.

Powyższe analizy cząstkowe dowodzą, że wybór rodzaju czynnika chłodniczego i jego właściwości ma ważny wpływ na wielkość strat w przemianie dławienia izentalpowego w zaworze regulacyjnym a zatem wielkość współczynnika wydajności chłodniczej. W obiegu porównawczym *Carnota* wielkość współczynnika wydajności chłodniczej jest zależna od temperatury parowania T_0 i skraplania T_k a nie zależy od rodzaju czynnika chłodniczego. W obiegach teoretycznych z dławieniem w zaworze, w porównywalnych zakresach parametrów, straty dławienia amoniaku R717 są znacznie mniejsze niż freonu R12 lub czynnika R134a, natomiast dla dwutlenku węgla CO_2 są one znaczące.

- *Różnica temperatur ($T_k - T_0$)*

Oprócz właściwości czynnika chłodniczego duży wpływ na straty w przemianie dławienia izentalpowego wywiera różnica temperatur skraplania T_k i parowania T_0 (rysunek 5.5).



Rys. 5.5. Wpływ różnicy temperatur ($T_k - T_0$) na wielkość strat podczas dławienia

Na rysunku 5.5 zwrócono uwagę na dwa obiegi mokre *Lindego* realizowane dla dwóch temperatur parowania T_0 i T_0^* ($T_0^* < T_0$) przy tej samej temperaturze skraplania T_k .

Dla obiegu 1-2-3-4-1:

$$\left(\frac{\Delta q_0}{q_{0C}} \right)_{T_0} = \frac{h_4 - h_{4'}}{h_1 - h_{4'}} = \frac{\text{pole}(4' - 4 - c - d - 4')}{\text{pole}(4' - 1 - a - d - 4')}, \quad (5.15)$$

dla obiegu $1^*-2-3-5-1$:

$$\left(\frac{\Delta q_0}{q_{0C}}\right)_{T_0^*} = \frac{h_5 - h_{5'}}{h_1^* - h_{5'}} = \frac{\text{pole}(5' - 5 - b - d - 5')}{\text{pole}(5' - 1^* - a - d - 5')}, \quad (5.16)$$

przy czym:

$$h_5 - h_{5'} > h_4 - h_{4'}, \quad (5.17)$$

oraz:

$$h_{1^*} - h_{5'} < h_1 - h_{4'}, \quad (5.18)$$

a więc

$$\left(\frac{\Delta q}{q_{0C}}\right)_{T_0^*} > \left(\frac{\Delta q_0}{q_{0C}}\right)_{T_0}. \quad (5.19)$$

Wzrost różnicy temperatur $(T_k - T_0)$ powoduje wzrost strat wydajności chłodniczej w przemianie dławienia izentalpowego.

- *Temperatury parowania T_0 i skraplania T_k*

Niekiedy do oceny wielkości strat spowodowanych zastąpieniem rozprężarki przez zawór regulacyjny wprowadza się współczynnik strat ψ zdefiniowany zależnością:

$$\psi = \frac{\varepsilon_C - \varepsilon}{\varepsilon_C}, \quad (5.20)$$

gdzie:

ε_C – współczynnik wydajności chłodniczej obiegu *Carnota*, a ε jest współczynnikiem obiegu, w którym zastosowano zawór regulacyjny. Na podstawie dowodu [27] wynika następująca zależność:

$$\psi = \frac{w_r}{w_s} \cdot \frac{T_k}{T_0}. \quad (5.21)$$

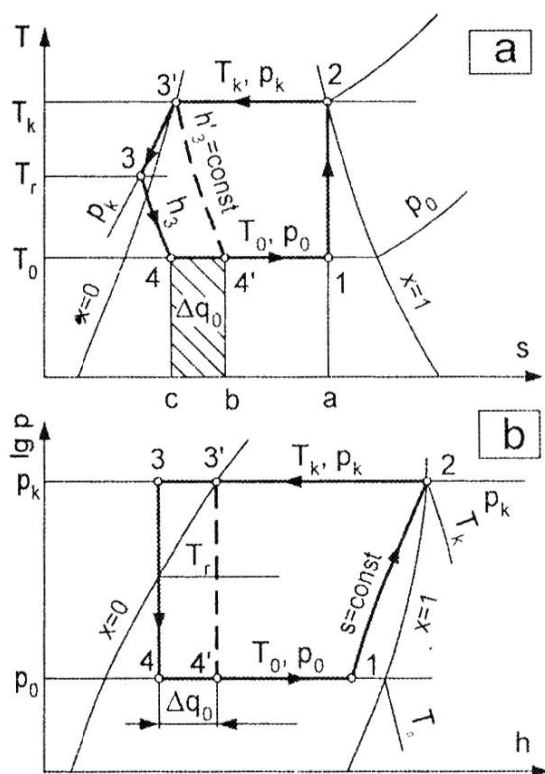
Zależność (5.21) wskazuje, że im wyższa jest temperatura parowania oraz niższa temperatura skraplania tym straty dławienia wzrastają.

Podane w tym rozdziale zależności opisujące wpływ parametrów na straty spowodowane wprowadzeniem zaworu rozprężnego mają także zastosowanie do wielu innych obiegów teoretycznych, w których występuje przemiana dławienia.

5.2.2. Obieg mokry Lindego z dochłodzeniem

Zastosowanie dochłodzenia czynnika przed zaworem regulacyjnym jest odchyleniem w odniesieniu do mokrego obiegu *Carnota*, a jednocześnie sposobem zmniejszenia ujemnego wpływu, jaki powoduje zawór regulacyjny.

W obiegu *Lindego* mokrym opisanym w rozdziale 5.2 założono, że czynnik chłodniczy dopływający do zaworu regulacyjnego jest cieczą nasyconą (lewa linia graniczna). Po rozprężaniu izentalpowym przechodzi ona w obszar pary nasyconej mokrej. Zmniejsza to jednostkową wydajność chłodniczą oraz zwiększa pracę obiegu. Dochłodzenie cieczy poniżej temperatury skraplania częściowo ogranicza te straty. Proces taki wpływa na zwiększenie wydajności chłodniczej, bez zmniejszenia pracy obiegu. Zastosowanie dochłodzenia czynnika przed zaworem regulacyjnym pokazano na rysunku 5.6.



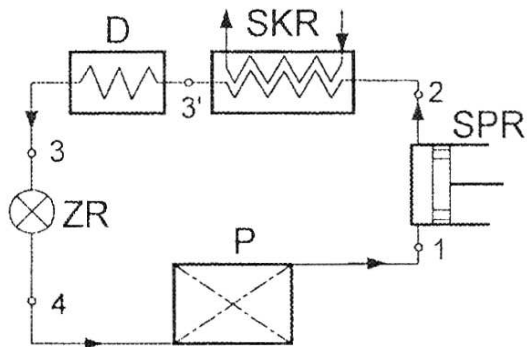
Rys. 5.6. Obieg Lindego mokry z dochłodzeniem czynnika przed zaworem regulacyjnym
 a) w układzie $T-s$,
 b) w układzie $\lg p-h$

Ciecz nasyconą o stanie 3' dochłodzono do temperatury $T_r < T_k$. Przemiana 3-3' jest izobarycznym procesem dochłodzenia cieczy, temperatura T_r nosi nazwę temperatury dochłodzenia, a różnica temperatur ($T_k - T_r$) nazywana jest *stopniem dochłodzenia* cieczy. Na wykresie w układzie współrzędnych $T-s$ przyjęto uproszczenie, że izobara 3-3' pokrywa się z lewą linią graniczną. Dochłodzenie cieczy po skraplaniu zwiększa jednostkową wydajność chłodniczą o wielkość Δq_0 , która w interpretacji graficznej w układzie współrzędnych $T-s$ odpowiada polu powierzchni (4-4'-b-c-4). Nie ulega zmianie praca obiegu w porównaniu z obiegiem mokrym *Lindego* bez dochłodzenia. Według informacji podanych w pracy [9] wzrost jednostkowej wydajności chłodniczej na jeden stopień różnicy temperatur skraplania i dochłodzenia wynosi: około 0,4% dla amoniaku, 0,43% dla freonu R12 i ok. 1,75% dla dwutlenku węgla CO_2 . Stosunkowo duży wzrost wydajności chłodniczej CO_2 można wyjaśnić małym nachyleniem lewej krzywej granicznej w obszarze zbliżonym do punktu krytycznego. Na wykresie $T-s$ stan 3 ulega

ochłodzenia wynosi: około 0,4% dla amoniaku, 0,43% dla freonu R12 i ok. 1,75% dla dwutlenku węgla CO_2 . Stosunkowo duży wzrost wydajności chłodniczej CO_2 można wyjaśnić małym nachyleniem lewej krzywej granicznej w obszarze zbliżonym do punktu krytycznego. Na wykresie $T-s$ stan 3 ulega

znacznemu przesunięciu w lewo (do obszaru cieczy dochłodzonej) wywołując w konsekwencji wzrost wielkości Δq_0 .

Dochłodzenie cieczy czynnika dokonuje się praktycznie w oddzielnym wymienniku ciepła zwanym dochładzaczem D , albo w dolnej przestrzeni skraplacza SKR . W układach o dużej wydajności chłodniczej dochładzacz D jest zazwyczaj chłodzony wodą. Na rysunku 5.7 pokazano schemat urządzenia chłodniczego z dochładzaczem.



Rys. 5.7. Urządzenie chłodnicze z dochładzaczem D

Dochłodzenia cieczy realizowane w skraplaczu (na przykład w skraplaczu płaszczowo-rurowym) a także w zbiorniku ciekłego czynnika jest niewielkie i traktuje się je jako teoretyczne. Temperatura dochłodzenia T_r jest zazwyczaj o $2\div 3\text{K}$ wyższa od temperatury wody zasilającej dochładzacz i o $3\div 5\text{K}$ niższa od wielkości temperatury skraplania T_k . Dochłodzenia cieczy ma miejsce także w regeneracyjnym wymienniku ciepła.

Przypadek ten zostanie omówiony w następnych rozdziałach.

5.3. Obieg Lindego suchy

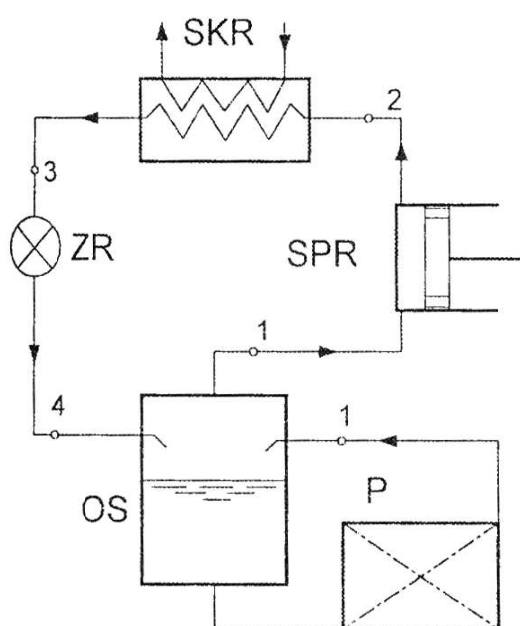
Obieg, w którym sprężarka tłokowa SPR zasysa parę nasyconą moką nazywano teoretycznym obiegiem mokrym. W elementach sprężarki tłokowej podczas przepływu pary mokrej ma miejsce intensywna wymiana ciepła. Współczynniki przejmowania ciepła pary mokrej mają wysokie wartości liczbowe, wpływając na zjawiska towarzyszące procesowi zasysania i sprężania. W obiegu mokrym przykładowo przedstawionym na rysunku 5.9 zasysana jest para o stanie $1'$ i sprężana do stanu końcowego $2'$. W procesie zasysania następuje osuszenie pary na drodze $1' - 1$, a ekwiwalentna wydajność chłodnicza odpowiadająca na wykresie $T-s$ polu pod linią $1' - 1$ jest wykorzystywana w sposób nieracjonalny do chłodzenia otoczenia i sprężarki. Następuje również wzrost objętości właściwej prowadzący do wzrostu wymaganych wymiarów cylindra, a także zwiększa się praca napędowa sprężarki. Oprócz tego występuje tutaj istotny problem eksploatacyjny związany z tak zwaną „mokrą” pracą sprężarki. Parę nasyconą moką można traktować jako mieszaninę cieczy nasyconej i pary nasyconej suchej. Zasysając parę moką sprężarka zasysa więc krople cieczy, które mogą wywoływać uderzenia hydrauliczne powodujące awarię płytek zaworowych i całej sprężarki. Powyższe uwagi dotyczą w głównej mierze spręża-

rek tłokowych, bowiem sprężarki śrubowe są znacznie bardziej uodpornione na zjawisko „zalewania” cieczą. Obecnie realizuje się pracę systemów chłodniczych wyłącznie na zasadzie obiegów suchych.

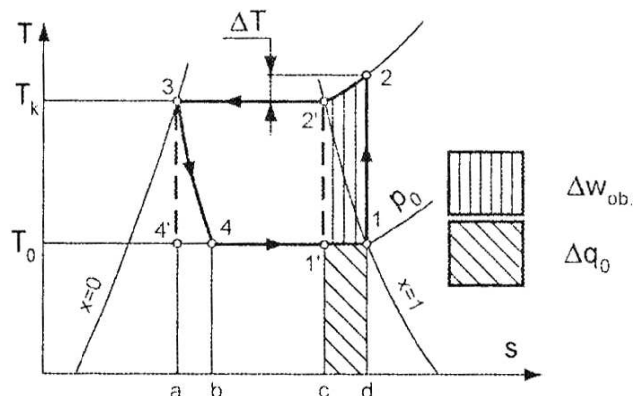
Teoretycznym suchym nazywa się obieg, w którym sprężarka zasysa parę nasyconą suchą lub przegrzaną, przy czym stopień przegrzania wynosi kilka do kilkunastu kelwinów [27].

Poniżej rozpatrzono właściwości niektórych rodzajów obiegów teoretycznych suchych.

5.3.1. Obieg suchy bez dochłodzenia



Rys. 5.8. Urządzenie chłodnicze z osuszaczem OS



Rys. 5.9. Porównanie teoretycznych obiegów mokrych i suchych – bez dochłodzenia

Zasysanie przez sprężarkę pary nasyconej suchej jest możliwe przez włączenie do układu chłodniczego oddzielacza cieczy zwanego *osuszaczem OS* (rysunek 5.8). Para nasycona mokra wypływająca z parownika *P* kierowana jest do osuszacza *OS*. Wskutek zmiany przekroju przepływowego (duże pole przekroju osuszacza w porównaniu z przekrojem przewodu) krople cieczy opadają w dolną część zbiornika, natomiast para nasycona sucha przepływa do króćca ssawnego sprężarki tłokowej.

Na rysunku 5.9 pokazano porównanie obiegów mokrych *Carnota* i *Lindego* z obiegami suchymi.

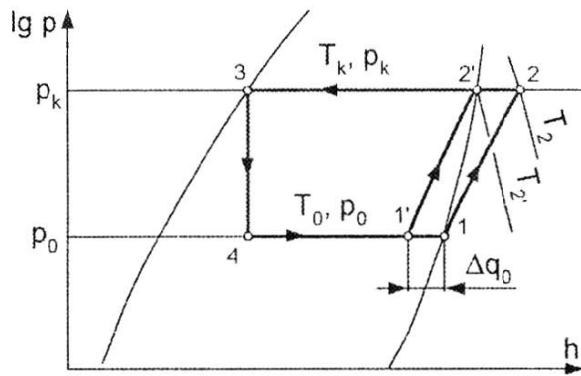
Wśród obiegów teoretycznych w układzie współrzędnych *T-s* można wyróżnić różne ich rodzaje:

Pole *1'-2'-3-4-1'* przedstawia obieg *Carnota* w obszarze pary mokrej, natomiast pola:

1'-2'-3-4'-1' – obieg mokry *Lindego*,
1-2-2'-3-4'-1 – obieg suchy z rozprężarką,

1-2-2'-3-4-1 – obieg suchy *Lindego*.

W obiegu suchym sprężarka zasysa parę nasyconą suchą o stanie 1 i spręża ją do stanu 2 leżącego w obszarze pary przegrzanej przy ciśnieniu skraplania p_k . Oddawanie ciepła przegrzania następuje izobarycznie na drodze 2-2' a właściwy proces skraplania na drodze 2'-3. Z porównania obiegu suchego (1-2-2'-3-4'-1) z obiegiem mokrym Carnota (1'-2'-3-4')



Rys. 5.10. Mokry i suchy obieg Lindego we współrzędnych $lgp-h$

a na rysunku 5.10 w układzie $lgp-h$.

Przyczyną zmniejszenia współczynnika wydajności chłodniczej ε obiegu Lindego suchego w porównaniu z obiegiem mokrym jest między innymi zwiększenie temperatury końcowej procesu sprężania. Pomimo tego, ze względów eksploatacyjnych obieg suchy Lindego stosowany jest częściej niż mokry (nie dopuszcza się do „mokrej” pracy sprężarki tłokowej z uwagi na niebezpieczeństwo uderzeń hydraulicznych).

5.3.2. Obieg suchy z dochłodzeniem

Do omówionego w rozdziale 5.3.1 obiegu suchego wprowadza się przemianę dochłodzenia czynnika przed zaworem regulacyjnym (rysunek 5.11).

Na rysunku 5.11 zastosowano następujące oznaczenia:

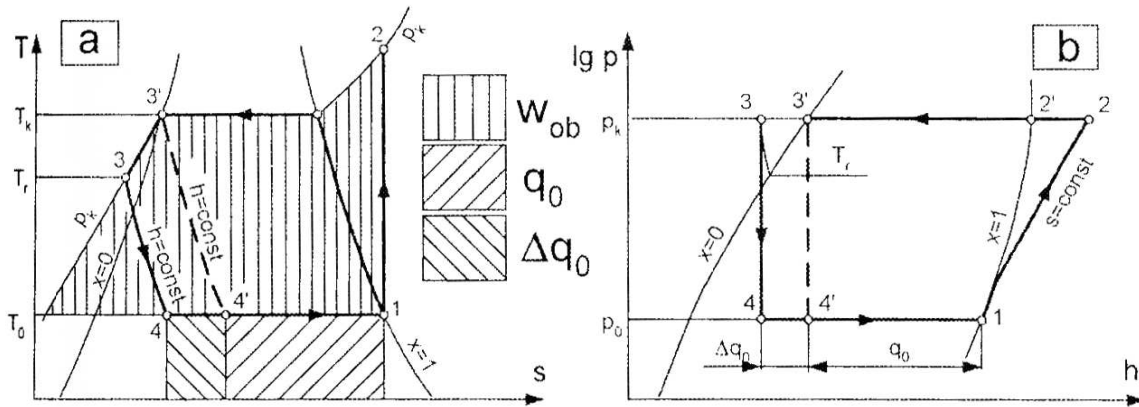
Δq_o – wzrost jednostkowej wydajności chłodniczej w porównaniu z obiegiem suchym bez dochłodzenia,

w_{ob} – praca obiegu suchego z dochłodzeniem,

q_o – jednostkowa wydajność chłodnicza obiegu bez dochłodzenia.

wynika różnica wydajności chłodniczej Δq_o (pole 1'-1-d-c-1') i wzrost pracy obiegu Δw_{ob} (pole 1-2-2'-1'-1), co prowadzi do spadku wielkości współczynnika wydajności chłodniczej ε .

Porównanie obiegu Lindego mokrego (1'-2'-3-4'-1') i suchego (1-2-2'-3-4'-1) bez dochłodzenia podano na rysunku 5.9 w układzie współrzędnych $T-s$



Rys. 5.11 Obieg suchy z dochłodzeniem a) w układzie T - s , b) w układzie $\lg p$ - h

Współczynniki wydajności chłodniczej obiegu suchego wynoszą:
z dochłodzeniem:

$$\varepsilon_d = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_{ob}}, \quad (5.22)$$

bez dochłodzenia:

$$\varepsilon_s = \frac{q_0}{w_{ob}} \quad (5.23)$$

stąd

$$\varepsilon_d > \varepsilon_s. \quad (5.24)$$

5.4. Teoretyczny obieg suchy przegrzany

Wprowadzenie zaworu regulacyjnego w miejsce rozprężarki jest przyczyną nieodwracalnych strat związanych z przemianą dławienia izentalpowego. Następuje wzrost pracy obiegu i spadek wielkości współczynnika wydajności chłodniczej. Ograniczenie wielkości tych strat jest możliwe przez dochłodzenie czynnika przed zaworem. Im temperatura dochłodzenia jest niższa, tym mniejsze są straty. Uzyskanie jednak bardzo niskiej temperatury dochłodzenia uwarunkowane jest najczęściej temperaturą czynnika chłodzącego skraplacz lub dochładzacz (jeśli występuje on jako oddzielny wymiennik ciepła). Z drugiej strony względy eksploatacyjne wymagają dla niektórych czynników chłodniczych (na przykład chlorowcopochodnych) zapewnienia „suchych” warunków pracy w sprężarce tłokowej. W obiegu suchym Lindego pojawił się problem zagwarantowania pewności zasysania pary nasyconej suchej przez sprężarkę.

Przedstawione powyżej aspekty można spełnić w obiegu przegrzanym, który gwarantuje nie tylko prowadzenie procesu sprężania w obszarze pary

przegrzanej, ale także ochłodzenie czynnika do odpowiednio niskiej temperatury. Praktycznie stosowane są dwie metody uzyskania warunków obiegu prze-
grzanego:

1. włączenie do obiegu chłodniczego pomiędzy skraplaczem a sprężarką dodatkowego wymiennika ciepła zwanego *regeneracyjnym*,
2. zastosowanie zaworów termoregulacyjnych pozwalających na przegrzanie pary opuszczającej parownik.

5.4.1. Teoretyczny obieg przegrzany z regeneracyjnym wymiennikiem ciepła

Obniżenie temperatury cieczy przed zaworem regulacyjnym uzyskuje się za pomocą pary czynnika chłodniczego o ciśnieniu p_0 opuszczającej parownik. Czynnik chłodniczy przed rozprężaniem w zaworze *ZR* kierowany jest do regeneracyjnego wymiennika ciepła *RWC*, w którym następuje jego ochłodzenie kosztem ciepła przegrzania pary opuszczającej parownik i zasysanej przez sprężarkę. Schemat ideowy urządzenia chłodniczego z regeneracją ciepła pokazano na rysunku 5.12.

Zakłada się doskonałą izolację zewnętrzną regeneracyjnego wymiennika ciepła *RWC* tak, że straty ciepła do otoczenia są równe zero. Z bilansu energetycznego 1 kg czynnika w wymienniku *RWC* wynika zależność:

$$c_p' \cdot (T_k - T_4) = c_p'' \cdot (T_1 - T_0), \quad (5.25)$$

gdzie:

c_p' – ciepło właściwe cieczy przy ciśnieniu p_0 ,

c_p'' – ciepło właściwe pary przy ciśnieniu p_0 ,

T_k – temperatura skraplania,

T_1 – temperatura pary przegrzanej za wymiennikiem *RWC*,

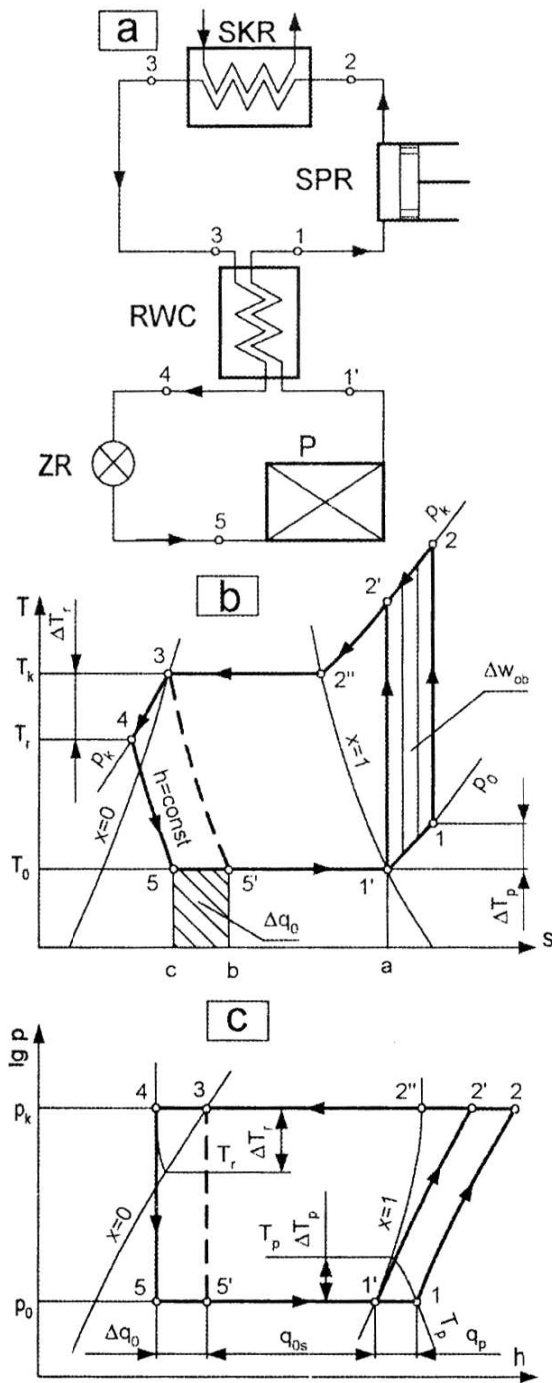
T_0 – temperatura parowania.

Wartość ciepła właściwego cieczy czynnika chłodniczego jest, przy jednakowym ciśnieniu, wyższa niż dla pary, czyli:

$$c_p' > c_p'' \quad (5.26)$$

stąd:

$$(T_k - T_4) < (T_1 - T_0). \quad (5.27)$$



Rys. 5.12. Teoretyczny obieg przegrzany z regeneracją ciepła
a) schemat ideowy urządzenia,
b) w układzie $T-s$,
c) w układzie $lg p-h$

co odpowiada na wykresie w układzie współrzędnych $T-s$

$$\varepsilon_s = \frac{\text{pole}(1'-5'-b-a-1')}{\text{pole}(1'-2'-3-5'-1')} \quad (5.32)$$

Oznaczając: $\Delta T_r = T_k - T_4$ stopniem dochłodzenia cieczy a $\Delta T_p = T_1 - T_0$ stopniem przegrzania pary wynika, że przegrzanie pary jest większe niż dochłodzenie cieczy. Według analizy [90] dowodzi się, że osiągnięcie temperatury $T_4 = T_0$ jest niemożliwe nawet wówczas, gdyby powierzchnia wymiany ciepła wymiennika RWC była nieskończenie duża. Tak więc granice możliwości regeneracji ciepła określone są warunkiem:

$$T_1 \leq T_k. \quad (5.28)$$

Porównanie obiegu suchego bez dochłodzenia $1'-2'-2''-3-5'-1'$ z obiegiem przegrzanym z regeneracją ciepła $1-2-2''-3-4-5-1'-1$ przedstawiono na rysunku 5.12c. Jednostkową wydajność chłodniczą dla obiegu suchego oznaczono symbolem q_{0s} a wzrost wydajności chłodniczej obiegu przegrzanego Δq_0 :

$$\begin{aligned} \Delta q_0 &= h_{5'} - h_5 = h_3 - h_4 = \\ &= h_1 - h_{1'} = q_p \end{aligned} \quad (5.29)$$

Wzrost pracy obiegu wynosi:

$$\Delta w_{ob} = h_2 - h_{2'} - (h_1 - h_{1'}). \quad (5.30)$$

Współczynnik wydajności chłodniczej ε_s obiegu suchego określa się z zależności:

$$\varepsilon_s = \frac{q_{0s}}{w_{ob_s}} = \frac{h_{1'} - h_{5'}}{h_2 - h_{1'}}, \quad (5.31)$$

Analogicznie określa się współczynnik wydajności chłodniczej obiegu przegrzanego:

$$\varepsilon_p = \frac{q_{os} + \Delta q_0}{w_{ob_s} + \Delta w_{ob}} = \frac{h_{1'} - h_5}{h_2 - h_1} = \frac{pole(1' - 5 - c - a - 1')}{pole(1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 1)}. \quad (5.33)$$

Wprowadzając pojęcie współczynnika strat (5.20) obiegu z regeneracją ciepła zdefiniowanego w stosunku do obiegu suchego zależnością:

$$\psi = \frac{\varepsilon_s - \varepsilon_p}{\varepsilon_s} = 1 - \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_s} \quad (5.34)$$

otrzymuje się [27] po przekształceniach:

$$\psi = \frac{\Delta w_{ob}}{w_{ob_s}} - \frac{q_p}{q_{os}}. \quad (5.35)$$

Warunkiem opłacalności zastąpienia obiegu suchego przez obieg przegrzany jest spełnienie nierówności:

$$\frac{\Delta w_{ob}}{w_{ob_s}} - \frac{q_p}{q_{os}} < 0, \quad (5.36)$$

z czego uzyskuje się, że zastąpienie obiegów jest korzystne w przypadku:

$$\frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_s} > 1. \quad (5.37)$$

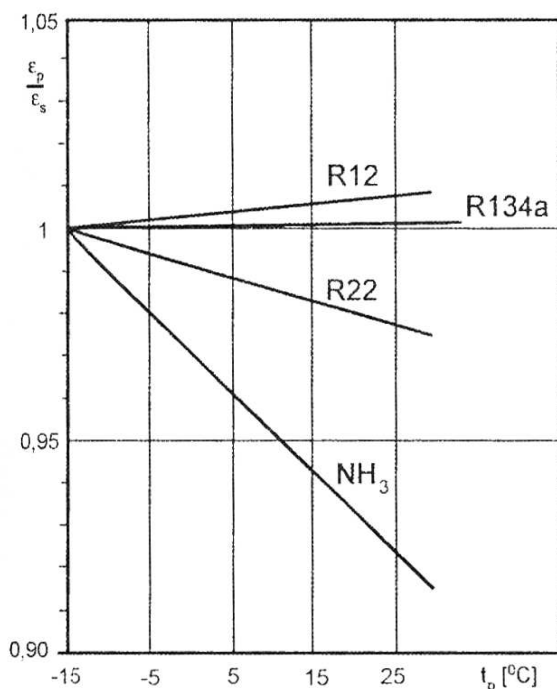
Wartości współczynnika wydajności chłodniczej obliczone według zależności (5.37) zależą od właściwości czynnika chłodniczego, zakresu temperatur obiegu oraz od stopnia przegrzania pary. Na rysunku 5.13 przedstawiono przykładowo

wykres zależności $\frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_s} = f(t_p)$ określający wpływ przegrzania pary na stosunek

współczynników wydajności chłodniczej w obiegu, w którym $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_r = +25^\circ\text{C}$, $t_k = +30^\circ\text{C}$ dla czynników chłodniczych NH_3 , R22, R12 i R134a.

Z wykresu na rysunku 5.13 wynika jednoznacznie, że w urządzeniach chłodniczych, które pracowały na freonie R12 stosowanie obiegów przegrzanych było celowe. Stosowanie obiegu przegrzanego dla zamiennika R12 (czynnik R134a) może być również korzystne i celowe. Potwierdziły to badania eksperymentalne [120, 121]. Dla freonu R22 wprowadzenie obiegu przegrzanego z

regeneracją nie wpływa praktycznie



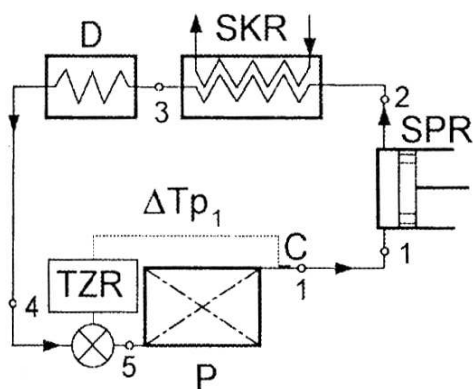
na wzrost współczynnika wydajności chłodniczej. W urządzeniach amoniakalnych przegrzanie par w rurociągu ssawnym na drodze od parownika do króćca ssawnego sprężarki (dochodzące do $5 \div 15\text{K}$) jest wystarczające zwłaszcza wówczas, gdy napełnianie parownika regulowane jest automatycznie. Łączne przegrzanie pary czynnika chłodniczego chlorowcopochodnego uzyskiwane w regeneracyjnym wymienniku ciepła i w przewodzie ssawnym sprężarki dochodzi niekiedy do 30K .

Rys. 5.13. Wpływ przegrzania pary na współczynnik obiegu przegrzanego przy $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_r = +25^\circ\text{C}$ i $t_k = +30^\circ\text{C}$

5.4.2. Teoretyczny obieg przegrzany realizowany przy użyciu termoregulacyjnych zaworów rozprężnych

Do realizacji obiegów przegrzanych, dotychczas stosowanych czynników chlorowcopochodnych a obecnie ich zamienników, można zastosować elementy automatyki regulujące ilość czynnika podawanego do parownika. W układach chłodniczych z zaworami termoregulującymi ilość czynnika doprowadzana do

parownika zależy od obciążenia cieplnego, czyli od ilości ciepła doprowadzanego do niego z dolnego źródła. W urządzeniach chłodniczych o bardzo małej wydajności cieplnej, najczęściej przy zastosowaniu sprężarek hermetycznych, zasilanie parownika może się odbywać za pomocą rurek kapilarnych lub termostaticznych zaworów rozprężnych – rysunek 5.14 – (oznaczonych dalej symbolem *TZR*). Obecnie stosuje się elementy automatyki chłodniczej najnowszej generacji w tym sterowane elektronicznie zawory rozprężne. Poniżej omówiono możliwości uży-

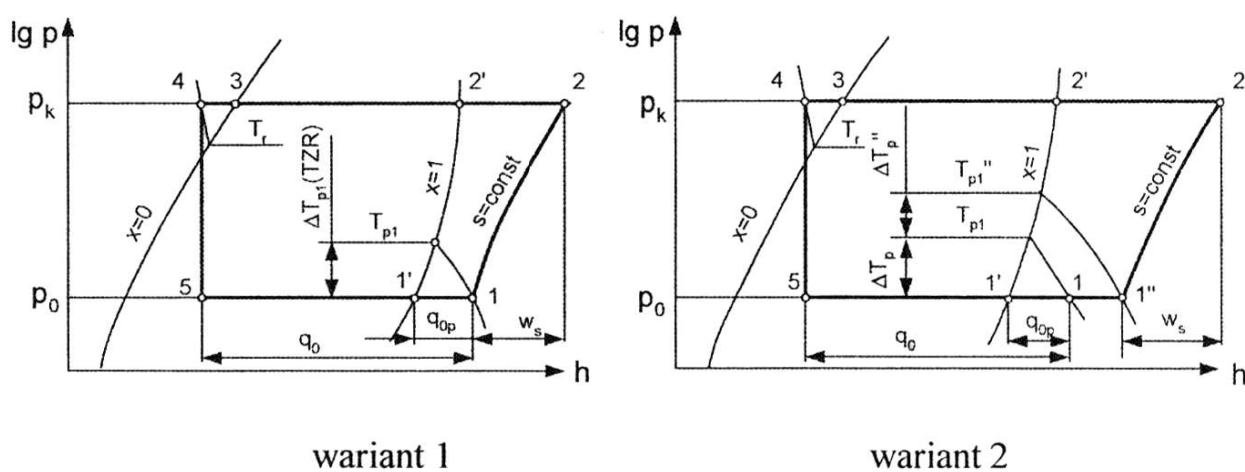


Rys. 5.14. Schemat ideowy urządzenia chłodniczego z termostaticznym zaworem rozprężnym

skania obiegów przegrzanych za pomocą klasycznych rozwiązań termostacyjnych zaworów rozprężnych (inne aspekty tych problemów przedstawiono w rozdziałach 6 i 7 traktujących o rzeczywistych obiegach chłodniczych).

Czujnik C termostacyjnego zaworu rozprężnego umieszczony jest przy króćcu ssawnym parownika P . Szczegółowy opis zasady działania termostacyjnych zaworów rozprężnych podano w pracach [10, 97]. Para czynnika chłodniczego opuszczająca parownik jest w stanie przegrzanym. W obiegu teoretycznym zakłada się brak wymiany ciepła z otoczeniem na odcinku przewodu łączącym króciec ssawny i czujnik zaworu C .

Obieg przegrzany pokazano na rysunku 5.15 w układzie współrzędnych $\lg p-h$.



Rys. 5.15. Obieg przegrzany z TZR

Para przegrzana o stanie 1 zasysana jest przez sprężarkę tłokową i sprężana izentropowo do stanu 2 (do ciśnienia skraplania p_k). Na drodze $2-2'$ następuje izobaryczne oddawanie otoczeniu ciepła przegrzania, zaś przemiana $2'-3$ jest izobaryczno-izotermicznym procesem skraplania właściwego. Ciecz nasycona o stanie 3 przy ciśnieniu p_k jest dochładzana izobarycznie w dochładzaczu D (lub w dolnej przestrzeni skraplacza) do stanu 4 (temperatura dochłodzenia T_r). Przemiana dławienia izentalpowego $4-5$ zachodzi w termostacyjnym zaworze rozprężnym TZR tak, że para nasycona mokra o stanie 5 dopływa do parownika P . Wskutek dopływu ciepła z dolnego źródła w ilości q_0 zachodzi w parowniku izobaryczno-izotermiczny proces wrzenia $5-1'$. Para nasycona sucha o stanie $1'$ wskutek oddziaływania zaworu TZR ulega przegrzaniu w parowniku na drodze $1''-1$. Z parownika wypływa para przegrzana o temperaturze T_p i ciśnieniu p_0 . Dalej obieg powtarza się cyklicznie.

W parowniku P występują dwie strefy o różnej intensywności cieplnej: strefa dwufazowa $5-1'$ i jednofazowa $1'-1$. Współczynnik przejmowania ciepła podczas wrzenia w przepływie dwufazowym ma znacznie większą wartość, niż

w strefie przegrzania. Jednostkowa masowa wydajność chłodnicza q_0 parownika określona jest różnicą entalpii właściwej:

$$q_0 = h_1 - h_5. \quad (5.38)$$

W wariancie drugim (rysunek 5.15) uwzględniono nie tylko przegrzanie pary uzyskane w wyniku zastosowania termostatycznego zaworu rozprężnego, ale także przegrzanie o stanie $1''$ w wyniku wymiany ciepła z otoczeniem lub przez zastosowanie regeneracyjnego wymiennika ciepła *RWC*. Obieg pokazano na rysunku 5.15 w układzie współrzędnych $l_{gp}-h$. Sprężarka *SPR* zasysa parę przegrzaną o stanie $1''$ (temperatura T_p'' , ciśnienie p_0) i spręża ją do stanu 2. Przegrzanie pary ΔT_{pl} ($\Delta T_{pl} = T_{pl} - T_0$) wynika z zastosowania zaworu *TZR*, natomiast $\Delta T_p''$ ($\Delta T_p'' = T_p'' - T_{pl}$) z zastosowania regeneracyjnego wymiennika ciepła lub wpływu ogrzewania w rurociągu ssawnym.

W obu przedstawionych wariantach założono jednakową jednostkową wydajność chłodniczą q_0 (jako różnica entalpii właściwej pary przegrzanej wpływającej z parownika i pary nasyconej mokrej na dopływie do parownika). O wielkości współczynnika wydajności chłodniczej decydować więc będzie praca obiegu. W wariancie 1 praca obiegu wynosi

$$w_{oh} = h_2 - h_1,$$

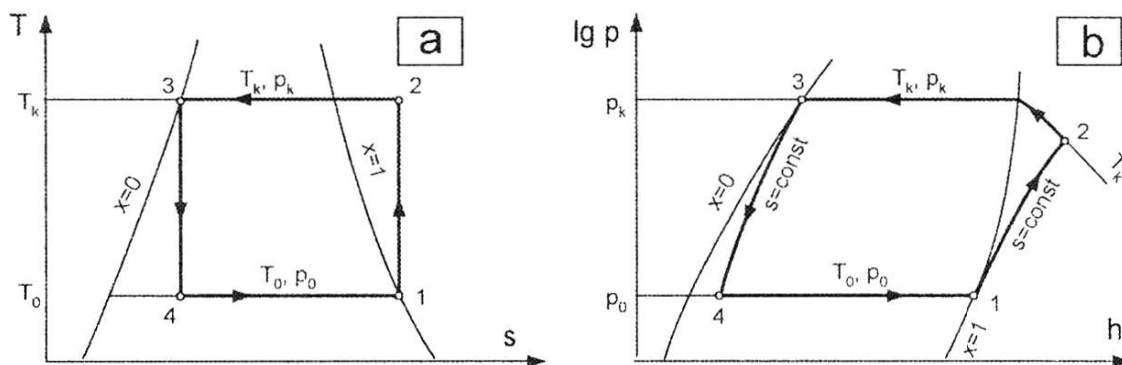
zaś w wariancie 2:

$$w_{oh} = h_2 - h_{1''}.$$

Przedstawione właściwości obiegów teoretycznych stanowią przyczynek do analiz przemian i obiegów rzeczywistych urządzeń chłodniczych. Przykładowo producenci sprężarek chłodniczych tłokowych podają wydajność tych sprężarek w odniesieniu do parametrów czynnika w króćcu ssawnym. Zagadnienia te będą szczegółowo rozpatrzone w następnych rozdziałach.

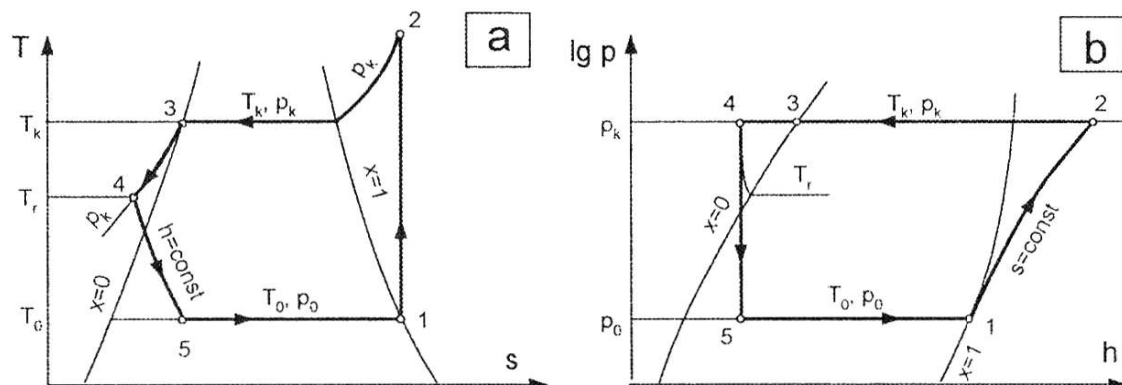
5.5. Zestawienie porównawcze jednostopniowych parowych obiegów teoretycznych

Do oceny obiegów rzeczywistych jednostopniowych wybiera się odpowiednie obiegi porównawcze teoretyczne. Niewątpliwie obiegiem teoretycznym porównawczym dla czynników chłodniczych jednoskładnikowych pozostanie obieg *Carnota* (rysunek 5.16).



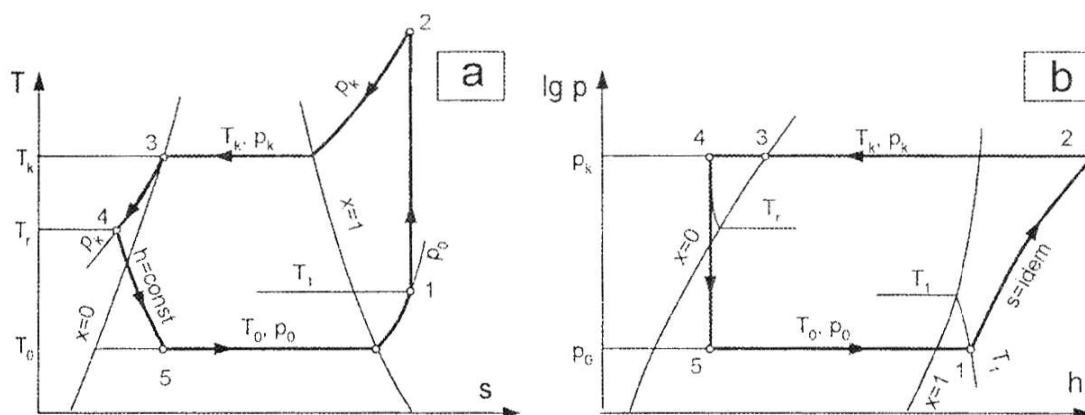
Rys. 5.16. Obieg Carnota (sprężanie w obszarze pary przegrzanej)

Przez długi okres przyjmowano teoretyczny obieg suchy z dochłodzeniem przy tak zwanych parametrach standardowych określających: temperaturę parowania $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$, temperaturę skraplania $t_k = +30^{\circ}\text{C}$ i temperaturę dochłodzenia $t_r = +25^{\circ}\text{C}$ (rysunek 5.17). Przy powyższych parametrach podawano również wielkości charakteryzujące wydajność chłodniczą sprężarki tłokowej.



Rys. 5.17. Teoretyczny obieg suchy z dochłodzeniem

Rozwój maszyn i urządzeń chłodniczych oraz różnorodność używanych czynników chłodniczych spowodowały, że podany wyżej zestaw parametrów standardowych nie jest już wystarczający. Szerokie zastosowanie czynników chlorowcopochodnych, a obecnie ich zamienników stało się powodem wprowadzenia wielu zestawów parametrów standardowych teoretycznych obiegów przegrzanych (rysunek. 5.18).



Rys. 5.18. Teoretyczny obieg przegrzany z dochłodzeniem

Międzynarodowy Instytut Chłodziarstwa zaleca następujące zestawy parametrów standardowych:

dla sprężarek na czynniki chlorowcopochodne (i ich zamienniki)

1. w obiegu przegrzanym: $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$, $t_k = +40^{\circ}\text{C}$, $t_{ss} = +20^{\circ}\text{C}$ (gdzie t_{ss} jest temperaturą pary przegrzanej czynnika zasysanego przez sprężarkę),
2. dla sprężarek amoniakalnych: $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$, $t_k = +35^{\circ}\text{C}$, $t_{ss} = 0^{\circ}\text{C}$,
3. dla sprężarek wielostopniowych: $t_0 = -40^{\circ}\text{C}$, $t_k = +35^{\circ}\text{C}$, $t_{ss} = -24^{\circ}\text{C}$.

Dla czynników chłodniczych wieloskładnikowych obieg *Lorenza* jest teoretycznym obiegiem porównawczym (rozdział 4.2.2).

5.6. Zasady obliczeń jednostopniowych obiegów termodynamicznych teoretycznych

W celu zidentyfikowania jednostopniowego obiegu teoretycznego należy uzyskać następujące dane wyjściowe:

- wydajność chłodniczą obiegu $\dot{Q}_0$,
- temperatury czynnika w obiegu (t_0 , t_k , t_r , t_{ss}),
- przyjąć rodzaj obiegu teoretycznego.

Wydajność chłodnicza obiegu $\dot{Q}_0$, tak zwana moc efektu chłodzenia doprowadzana ze źródła niskotemperaturowego, wynika z bilansu cieplnego obiektu chłodzonego. Sposoby obliczeń poszczególnych pozycji bilansu cieplnego parownikowego i sprężarkowego podane są w literaturze [11].

Wśród parametrów temperaturowych obiegu należy określić:

- temperaturę parowania t_0 ,

- temperaturę skraplania t_k ,
- temperaturę dochłodzenia t_r ,
- temperaturę przegrzania t_p , ewentualnie temperaturę pary czynnika chłodniczego t_{ss} w króćcu ssawnym sprężarki.

Wartości temperatur podanych wyżej dobiera się według określonych zasad wynikających między innymi z warunków eksploatacyjnych. Zasady doboru charakterystycznych wielkości temperatury czynnika podane są w literaturze [1, 11, 23, 32].

Przykładowo, można określić następująco:

- temperaturę parowania t_0 przy chłodzeniu cieczy przyjmuje się o $5 \div 8\text{K}$ niższą od średniej temperatury środowiska chłodzonego;
- przy chłodzeniu powietrza różnica temperatur powietrza i parowania czynnika powinna wynosić $10 \div 15\text{K}$
- przy chłodzeniu skraplacza wodą temperatura skraplania t_k jest przeważnie wyższa o $5 \div 8\text{K}$ od średniej temperatury wody dopływającej a przy chłodzeniu skraplacza powietrzem średnia wlotowa różnica temperatur wynosi zazwyczaj $10 \div 15\text{K}$ (różnica między temperaturą skraplania czynnika a średnią temperaturą powietrza na dopływie),
- temperaturę dochłodzenia t_r czynnika przed zaworem regulacyjnym przyjmuje się o $2 \div 5\text{K}$ niższą od temperatury skraplania t_k .

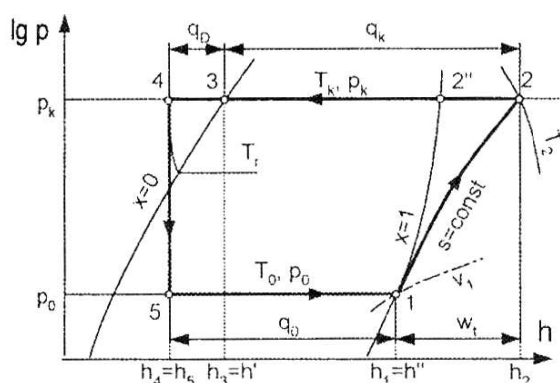
Sposoby doboru rodzaju obiegu teoretycznego podano w poprzednich rozdziałach. Obliczenia cieplne obiegu teoretycznego wykonuje się biorąc pod uwagę następujące warianty:

1. dla czynnika chłodniczego jednoskładnikowego:
 - czynnik chłodniczy czysty,
 - z uwzględnieniem zaolejenia (dla mieszaniny czynnika i oleju),
2. dla czynnika chłodniczego wieloskładnikowego.

5.6.1. Obliczenia obiegu teoretycznego z czystym czynnikiem jednoskładnikowym

Praktyczne obliczenia cieplne z czystym czynnikiem jednoskładnikowym wykonuje się, wykorzystując wykres w układzie współrzędnych $\lg p-h$ oraz tablice właściwości termodynamicznych. Stosuje się również współczesne metody obliczeń z wykorzystaniem odpowiednich programów komputerowych.

Przykładowo podane zostaną obliczenia teoretycznego obiegu suchego z dochłodzeniem (rysunek 5.19) według następującego algorytmu:



Rys. 5.19. Teoretyczny obieg suchy z dochłodzeniem (oznaczenie wielkości obliczeniowych)

- 1) jednostkowa masowa wydajność chłodnicza (właściwa wydajność chłodnicza) q_0 , jest to ilość ciepła, którą należy doprowadzić do 1 kg pary nasyconej mokrej o stanie 5, aby uzyskać w wyniku przemiany izobaryczno-izotermicznej 1 kg pary nasyconej suchej:

$$q_0 = h_1 - h_5; \quad (5.39)$$

- 2) właściwe obciążenie cieplne skraplacza q_k jest to ilość ciepła, którą należy odprowadzić od 1 kg czynnika chłodniczego (do czynnika chłodzącego skraplacz) w przemianie 2-3 (zazwyczaj ciepło przegrzania na drodze 2-2' i ciepło skraplania właściwego na drodze 2'-3 oblicza się łącznie:

$$q_k = h_2 - h_3; \quad (5.40):$$

- 3) właściwe obciążenie cieplne dochładzacza q_D jest to ilość ciepła odprowadzonego od 1 kg cieczy podczas dochłodzenia izobarycznego w przemianie 3-4:

$$q_D = h_3 - h_4; \quad (5.41)$$

- 4) teoretyczna jednostkowa praca sprężania (właściwa praca sprężania). Jest to praca techniczna w_t (uprzednio oznaczana symbolem w_s) doprowadzana do 1 kg czynnika w przemianie sprężania izentropowego 1-2:

$$w_t = h_2 - h_1; \quad (5.42)$$

- 5) masowe natężenie przepływu czynnika chłodniczego (strumień masy czynnika chłodniczego) $\dot{m}$:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} \quad (5.43)$$

stąd:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot q_0 = \dot{m} \cdot (h_1 - h_5). \quad (5.44)$$

6) obciążenie cieplne skraplacza $\dot{Q}_k$:

$$\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot q_k = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2); \quad (5.45)$$

7) obciążenie cieplne (moc cieplna) dochładzacza $\dot{Q}_D$:

$$\dot{Q}_D = \dot{m} \cdot q_D = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4); \quad (5.46)$$

8) teoretyczna moc napędowa sprężarki P_t

$$P_t = \dot{m} \cdot w_t = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1); \quad (5.47)$$

9) teoretyczna wydajność objętościowa sprężarki $\dot{V}$:

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot v_1, \quad (5.48)$$

gdzie:

v_1 – objętość właściwa czynnika w stanie I (przy parametrach w króćcu ssawnym sprężarki).

10) jednostkowa objętościowa wydajność chłodnicza q_v – ilość ciepła jaką należy doprowadzić w przemianie $5-I$, aby uzyskać 1m^3 pary czynnika chłodniczego o stanie I . Ze wzoru (5.48) otrzymuje się:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v_1}, \quad (5.49)$$

a stąd po uwzględnieniu wzoru (5.44):

$$\dot{Q}_0 = \frac{\dot{V}}{v_1} \cdot q_0 = \dot{V} \cdot \frac{q_0}{v_1}, \quad (5.50)$$

gdzie:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} \quad (5.51)$$

oraz:

$$\dot{Q}_0 = \dot{V} \cdot q_v. \quad (5.52)$$

11) Do realizacji obiegu teoretycznego zastosowano sprężarkę tłokową idealną, której wydajność objętościowa skokowa wynosi:

$$\dot{V} = \dot{V}_s \quad (5.53)$$

a masowe natężenie przepływu czynnika:

$$\dot{m} = \dot{m}_t. \quad (5.54)$$

12) Współczynnik wydajności chłodniczej obiegu teoretycznego ε_t

$$\varepsilon_t = \frac{q_0}{w_t} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1}. \quad (5.55)$$

5.6.2. Obliczenia obiegu teoretycznego z mieszaniną czynnika chłodniczego i oleju

Należy podkreślić, że z uwagi na konieczność smarowania elementów ruchomych w sprężarkowych urządzeniach chłodniczych obecność oleju jest nieunikniona. Olej wydostaje się ze sprężarki i miesza z czynnikiem chłodniczym w różnym stopniu. W zależności od rodzaju czynnika wzajemna rozpuszczalność oleju i czynnika może mieć charakter ograniczony, nieograniczony lub pośredni. Do grupy czynników chłodniczych nie tworzących praktycznie z olejami roztworu zalicza się amoniak. Przykładem czynnika chłodniczego rozpuszczającego się z olejami bez ograniczeń jest freon R12. Cynniki chłodnicze takie jak R22, R502 i R134a tworzą z olejami roztwory jedynie w ograniczonym zakresie temperatur. W rozdziale 2 zamieszczono informacje o wzajemnej rozpuszczalności oleju i różnych czynników chłodniczych. Sposób tworzenia roztworu czynnika chłodniczego i oleju wpływa w zdecydowanym stopniu na niektóre parametry obiegu chłodniczego. Problem ten należy szczegółowo rozpatrywać w aspekcie obiegów rzeczywistych.

Na podstawie analizy dostępnych źródeł literatury przedstawiono w tym rozdziale niektóre aspekty obliczania obiegu teoretycznego z uwzględnieniem wpływu mieszaniny czynnika chłodniczego i oleju przy nieograniczonej rozpuszczalności (taki charakter rozpuszczalności występuje dla freonu R12 i oleju mineralnego).

Analizując teoretyczny obieg roztworu czynnika z domieszką oleju należy brać pod uwagę rodzaj parownika. Z punktu widzenia działania i konstrukcji wyróżnia się dwa typy parowników, a mianowicie:

- parowniki płaszczowo-rurowe – „załane”,
- parowniki węzownicowe – „suche”.

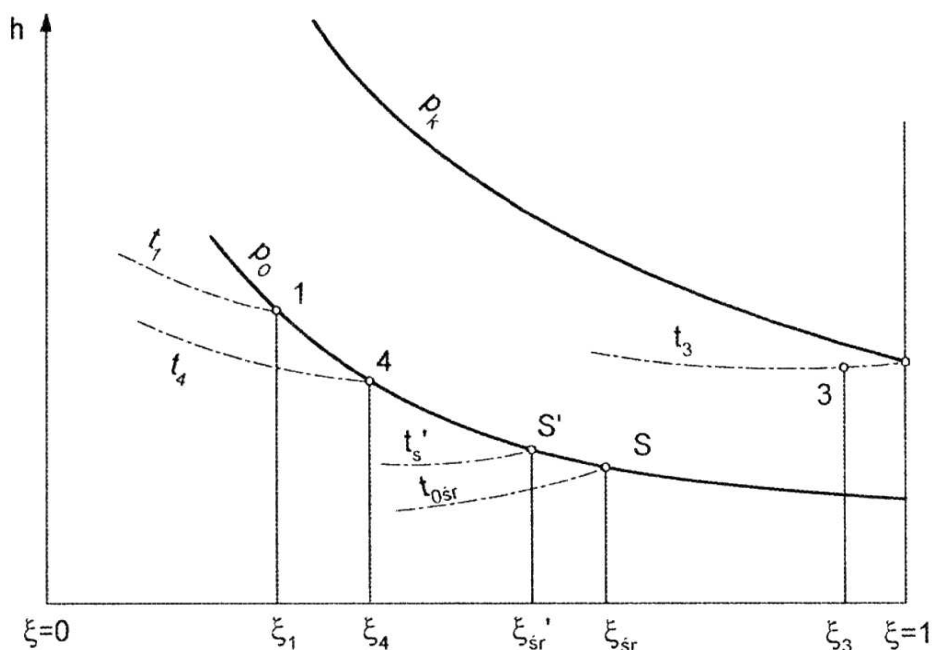
W parownikach pierwszego typu występuje proces wrzenia czynnika w objętości, natomiast w parownikach węzownicowych, zwanych suchymi, występuje proces wrzenia w przepływie. Wykonując obliczenia zarówno obiegu teoretycznego jak i rzeczywistego aspekty te indywidualnie wpływają na parametry obiegu chłodniczego.

Z uwagi na złożony charakter podano jedynie niektóre elementy *obliczania obiegu teoretycznego z regeneracją ciepła i parownikiem płaszczowo-rurowym*. Skorzystano przy tym z metodyki zaczerpniętej z prac autorów [34, 35].

Oznaczenia stanu czystego czynnika chłodniczego są zgodne z opisem schematu urządzenia z regeneracyjnym wymiennikiem ciepła podanym na rysunku 5.12.

Ze skraplacza *SKR* wypływa mieszanina czynnika chłodniczego i oleju, którego masowe stężenie wynosi $\xi = 0,08 \div 0,15\%$ (symbolem ξ oznacza stężenie masowe czynnika chłodniczego w roztworze z olejem). Na wyjściu ze skraplacza stężenie czynnika wynosi ξ_3 a temperatura t_3 . Ciśnienie w skraplaczu p_k można przyjąć takie jak dla czystego czynnika. Z wykresu h - ξ (przykładowo dla mieszaniny freon R12-olej mineralny według [2] odczytuje się entalpię właściwą h_3 . Po rozprężeniu w zaworze *ZR* mieszanina przepływa do parownika „załanego”, w którym odbywa się proces „wrzenia w dużej objętości” przy szybkim jej zmieszaniu. Ciśnienie w parowniku wynosi praktycznie p_0 , jednak wzrasta w nim zawartość oleju do stężenia $8 \div 10\%$. Stężenie czynnika zmniejsza się do $\xi_{sr} < \xi_3$. Należy zwrócić uwagę, że temperatura wrzenia czystego czynnika chłodniczego jest znacznie niższa od temperatury wrzenia oleju i dlatego w fazie parowej czynnik nie zawiera praktycznie oleju. Przy średnim stężeniu ξ_{sr} i ciśnieniu p_0 wyznacza się z wykresu h - ξ stan średni *S* oraz średnią temperaturę t_{0sr} (rysunek 5.20).

Zjawisko wypływu oleju ze sprężarki do skraplacza, a stąd do parownika wymaga zapewnienia specjalnych zabiegów projektowo-konstrukcyjnych ułatwiających powrót oleju do sprężarki.



Rys. 5.20. Określanie parametrów mieszaniny czynnika chłodniczego i oleju na wykresie w układzie współrzędnych h - ξ

Faza parowa czynnika wypływająca z parownika nie zawiera praktycznie oleju, zawarty on jest w fazie ciekłej. W celu zapewnienia powrotu oleju do sprężarki należałoby odbierać z parownika parę nasyconą moką zawierającą fazę ciekłą z olejem. Stężenie masowe oleju w fazie ciekłej na wyjściu z parownika jest o 1÷2% wyższe niż w stanie S . Oznaczając przez ξ_{sr}' stężenie czynnika w mieszaninie zawierającej fazę ciekłą można zapisać równanie bilansu masy oleju:

$$\xi_3 = \Delta \dot{m}_c \cdot \xi_{sr}' , \quad (5.56)$$

gdzie:

$\Delta \dot{m}_c$ – jest ilością ciekłej fazy odbieranej z parownika przypadającej na 1 kg mieszaniny doprowadzanej do parownika.

Entalpię właściwą $h_{l'}$ pary wypływającej z parownika w stanie I' określa zależność:

$$h_{l'} \cong h_{s'} \cdot \Delta \dot{m}_c + (1 - \Delta \dot{m}_c) \cdot h_{l'p} , \quad (5.57)$$

gdzie:

$h_{s'}$ – entalpia właściwa określona z wykresu h - ξ , dla $\xi_{s'}$ i ciśnienia p_0 ,

$h_{1',p}$ – entalpia właściwa pary przegrzanej określona z wykresu lgp - h dla ciśnienia p_0 i temperatury $t_{s'}$ czystego czynnika.

Mieszanina o stanie $1'$ dopływa do regeneracyjnego wymiennika ciepła RWC , w którym następuje dalsze odparowanie fazy ciekłej o stanie 3 wypływającej ze skraplacza kosztem ciepła dochłodzenia. Równanie bilansu cieplnego 1 kg mieszaniny w wymienniku RWC ma postać:

$$h_3 - h_4 = h_{1'} - h_1. \quad (5.58)$$

Entalpię cieczy dochłodzonej wypływającej z wymiennika RWC określa zależność:

$$h_4 = h_3 - (h_{1'} - h_1). \quad (5.59)$$

Podobnie, zgodnie z metodyką zawartą w pracy [34] wyznacza się entalpię właściwą czystej fazy parowej wypływającej z wymiennika RWC .

Jednostkową masową wydajność chłodniczą wyznacza się z zależności:

$$q_0 = h_{1'} - h_4, \quad (5.60)$$

a stąd dla założonej wydajności chłodniczej $\dot{Q}_0$ oblicza się strumień masy czynnika obiegowego $\dot{m}$.

Stan czynnika przed sprężarką (dopływającego do króćca ssawnego) wyznacza się z wykresu lgp - h dla czystego czynnika chłodniczego na podstawie znanej temperatury t_1 i ciśnienia p_0 . Masowe natężenie fazy ciekłej dopływającej do sprężarki wynosi:

$$\dot{m}_c = \dot{m} \cdot \frac{\xi_{s3}}{\xi_1}, \quad (5.61)$$

gdzie:

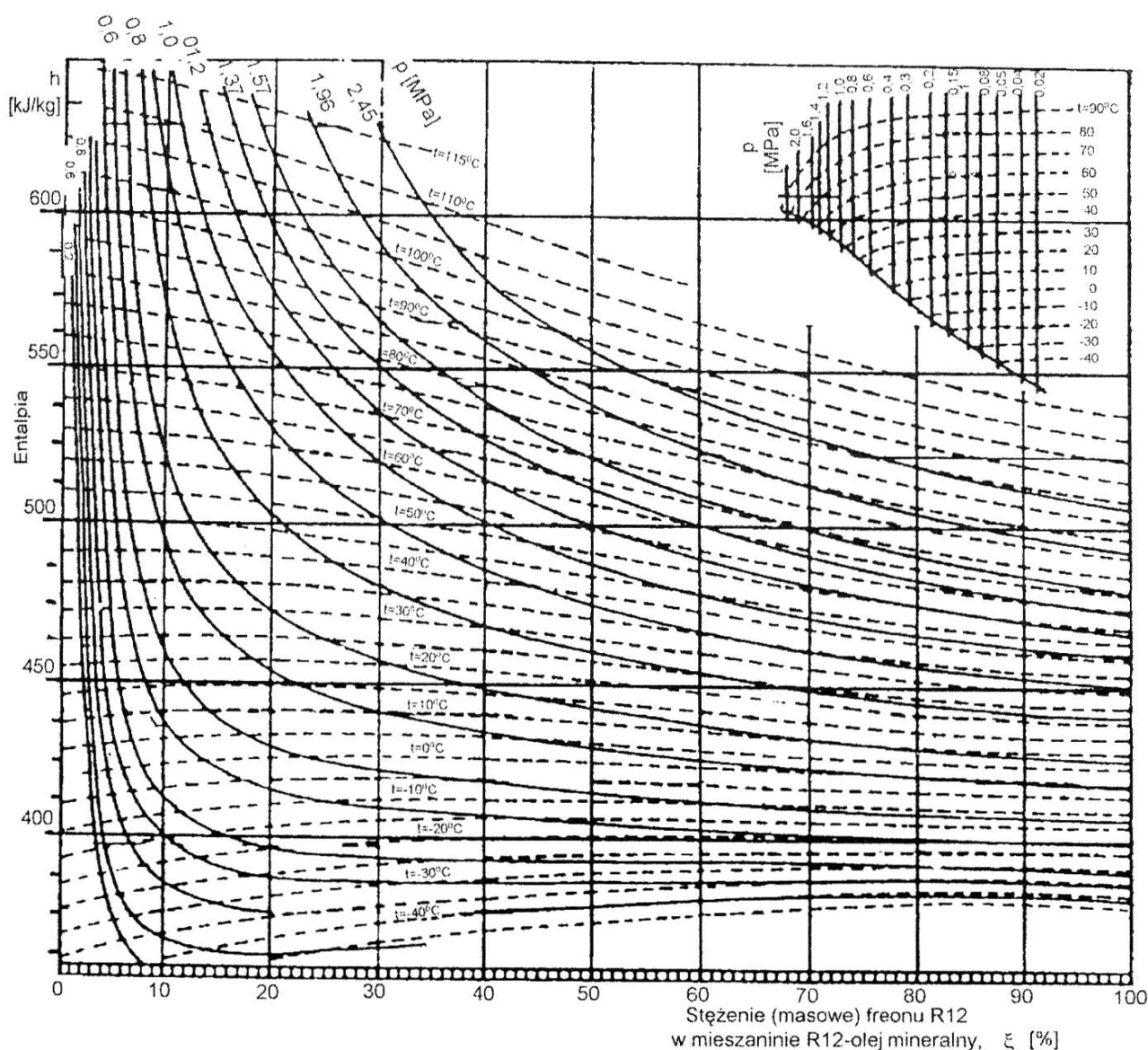
ξ_1 – wyznacza się przy temperaturze t_1 i ciśnieniu p_0 .

Teoretyczna praca sprężania może być obliczona z zależności:

$$w_l = (\dot{m} - \dot{m}_c) \cdot (h_2 - h_1) \cong \dot{m} \cdot (h_2 - h_1). \quad (5.62)$$

Obliczenia obiegu teoretycznego w przypadku *parownika węzownicowego – suchego* powinny uwzględniać wrzenie mieszaniny czynnika chłodniczego i oleju w przepływie wewnątrz rur węzownicy. Dopływ mieszaniny do parownika regulowany jest w ten sposób, żeby na wyjściu z parownika stężenie oleju w fazie ciekłej było dostatecznie duże. Nie można przyjmować (tak jak dla parownika płaszczowo-rurowego) średniej temperatury wrzenia. Zmienia się ona bowiem od pewnej wartości minimalnej (po rozprężaniu) do temperatury końcowej. Podana w [34] metodyka określa stopień suchości pary x_5 po rozprężeniu w zaworze ZR, przy czym dla małych stężeń oleju w mieszaninie stopień suchości x_5 przyjmuje się jak dla czystego czynnika chłodniczego. Zakładając, że faza parowa mieszaniny nie zawiera praktycznie oleju uzyskuje się:

$$\xi_{5'} = \frac{\xi_3}{1 - x_5}. \quad (5.63)$$



Rys. 5.21. Wykres h - ξ dla roztworu freonu R12 i oleju mineralnego G. Bambacha [2]

Wartości stężenia $\xi_{5'}$ i ciśnienia p_0 umożliwiają wyznaczenie z wykresu h - ξ stanu $5'$ oraz temperatury $t_{5'}$, będącej początkową temperaturą wrzenia w parowniku. Kończącą temperaturę wrzenia t_{0k} wyznacza się według znanej powszechnie średniej logarytmicznej różnicy temperatur Δt_m .

$$\Delta t_m = \frac{(t' - t_{0k}) - (t'' - t_{5'})}{\ln \frac{(t' - t_{0k})}{(t'' - t_{5'})}}, \quad (5.64)$$

gdzie:

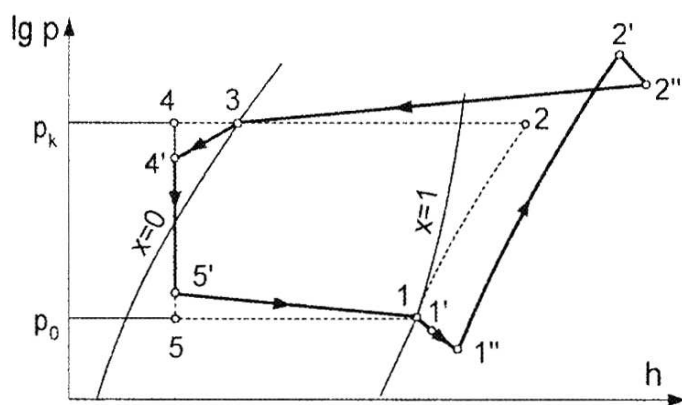
t' i t'' są temperaturami początkową i końcową czynnika chłodzącego parownik.

Obliczenie obiegu z mieszaniną czynnika R12 i oleju mineralnego podano w pracy *W. Warczaka* [42]. Dotychczas nie opublikowano wykresu w układzie współrzędnych h - ξ dla mieszaniny czynnika R13q4a-olej (proponowanego zamiennika freonu R12), co w znacznym stopniu utrudnia prowadzenie analizy porównawczej. Czynnik R134a rozpuszcza się w oleju syntetycznym w sposób ograniczony (podobnie jak freon R22). Proponuje się, że do czasu wprowadzenia takiego wykresu można przejściowo korzystać z wykresu freon R12-olej [2].

6. WYBRANE ZAGADNIENIA RZECZYWISTYCH OBIEGÓW JEDNOSTOPNIOWYCH

W rzeczywistych obiegach sprężarkowych występują odchylenia od obiegów teoretycznych. Wynikają one zarówno z powstawania strat nieodwracalnych jak również ze względu na stosowane zabiegi konstrukcyjne i eksploatacyjne związane z dążeniem do poprawy sprawności obiegu i uzyskania właściwych warunków ruchu urządzenia. Wśród tych odchyłeń należy wymienić realizację procesu wymiany ciepła przy skończonej różnicy temperatur (która uniemożliwia praktycznie wykonanie izentropowego procesu sprężania), wpływ wilgoci i oleju zawartych w czynniku chłodniczym na parametry obiegu, techniczne możliwości wykonania elementów rozprężnych i zapewniających przegrzanie pary czynnika itd. Przykładowo uproszczony obieg jednostopniowy rzeczywisty w układzie współrzędnych $\lg p$ - h pokazano na rysunku 6.1.

Przemiany czynnika w obiegu rzeczywistym:



Rys. 6.1. Porównanie przykładowej wersji obiegu rzeczywistego z obiegiem teoretycznym

- $1-1'$ przegrzew pary w przewodzie ssawnym sprężarki,
- $1'-1''$ przegrzew oraz spadek ciśnienia w króćcu i zaworze ssawnym sprężarki,
- $1''-2'$ sprężanie politropowe,
- $2'-2''$ przemiana w zaworze i króćcu tłocznym,
- $2''-3$ skraplanie,
- $3-4'$ dochłodzenie,
- $4'-5'$ dławienie,
- $5'-1$ parowanie.

W układzie współrzędnych $\lg p$ - h obieg rzeczywisty $1-1'-1''-2'-2''-3-4'-5'-1$ różni się od obiegu teoretycznego $1-2-3-4-5-1$ wskutek strat występujących w sprężarce tłokowej, rurociągach ssawnym i tłocznym oraz w wymiennikach ciepła i w urządzeniach pomocniczych. Są to straty typu mechanicznego, hydrodynamicznego o charakterze objętościowym i energetycznym. Znaczącym źródłem strat jest rzeczywista sprężarka tłokowa.

6.1. Ocena strat w sprężarce tłokowej

Przedstawiona ocena strat dotyczy sprężarek tłokowych stosowanych powszechnie w jednostopniowych urządzeniach chłodniczych.

Sprężarka spełnia w obiegu chłodniczym bardzo ważną rolę zasysając parę czynnika chłodniczego z parownika (o niskim ciśnieniu i temperaturze), spręża ją do ciśnienia skraplania i przetłacza do skraplacza. Specyficzne warunki pracy sprężarki tłokowej wyróżniają ją wśród innych sprężarek wyporowych. Wydajność sprężarki tłokowej określana jest nie tylko strumieniem masy lub objętości czynnika, lecz również wydajnością chłodniczą urządzenia, z którym współpracuje. Nieuniknione straty objętościowe i energetyczne w sprężarce rzeczywistej prowadzą do zmniejszenia jej wydajności i wzrostu mocy napędowej. Szczegółowe zasady działania sprężarki tłokowej, przegląd konstrukcji i metod obliczania wielkości elementów konstrukcyjnych podano w literaturze [32, 43, 44]. W rozdziale przedstawiono wybrane aspekty oceny strat w sprężarce rzeczywistej, które mają decydujący wpływ na efektywność obiegu chłodniczego.

6.1.1. Straty objętościowe w sprężarce tłokowej

W *sprężarce doskonałej lub idealnej* realizowane są wzorcowe, odwracalne przemiany termodynamiczne. Dodatkowo zakłada się: szczelne przyleganie tłoka do powierzchni głowicy w położeniu zwrotu zewnętrznego, natychmiastowe otwieranie i zamykanie zaworów, przepływ czynnika w kanałach ssawnych i tłocznych oraz wewnątrz sprężarki bez strat hydraulicznych, przebieg izobaryczny procesów ssania i wytłaczania czynnika, brak oddziaływań termicznych sprężarki z otoczeniem, szczelność sprężarki.

Sprężarka rzeczywista w odniesieniu do doskonałej z przyczyn konstrukcyjnych i eksploatacyjnych wykazuje odchylenia, które można sklasyfikować następująco:

1. istnieje przestrzeń szkodliwa, czyli określona objętość pomiędzy powierzchnią wewnętrzną głowicy i powierzchnią tłoka w jego zewnętrznym położeniu zwrotnym; czynnik zawarty w przestrzeni szkodliwej rozpręża się podczas części suwu ssania, gdy tłok przemieszcza się w kierunku wewnętrznego położenia zwrotnego; rozprężony czynnik zajmuje określoną objętość cylindra uniemożliwiając wypełnienie jej w całości nową porcją zasysanego czynnika;

2. skończona prędkość tłoka jest bezpośrednim powodem występowania spadku ciśnienia w kanałach i zaworach sprężarki;
3. zmienna co do wartości jak i kierunku różnica temperatur pomiędzy czynnikiem chłodniczym i elementami konstrukcyjnymi sprężarki oraz sprężarką i otoczeniem wpływa na fluktuację objętości właściwej czynnika w różnych stanach obiegu i nie pozwala na realizację przemian odwracalnych;
4. nieodwracalne zjawisko tarcia w częściach ruchowych sprężarki;
5. nieszczelności;
6. zanieczyszczenia czynnika chłodniczego; tworzy się mieszanina czynnika i oleju o zróżnicowanym stopniu wzajemnej rozpuszczalności; może mieć miejsce wytrącanie się kropli cieczy tam, gdzie występuje obniżenie temperatury poniżej punktu rosy itd.

Powyższe powody sprawiają, że kształt wykresu indykatorowego sprężarki rzeczywistej różni się zasadniczo od wykresu dla sprężarki doskonałej. Założonej w sprężarce doskonałej przemiany sprężania izentropowego nie można praktycznie zrealizować w sprężarce rzeczywistej.

Pojęcie wydajności chłodniczej sprężarki tłokowej

- ♦ *Wydajność sprężarki* określa się ogólnie ilością czynnika termodynamicznego przetłaczanego w jednostce czasu (w przypadku wydajności objętościowej odnosi się ją do parametrów termicznych w króćcu ssawnym sprężarki). Stosuje się powszechnie wiele sposobów określania wydajności sprężarki.
- ♦ *Objętość skokowa* V_{sk} jest to objętość opisana pojemnością cylindra (-ów) dla danej jego średnicy D i skoku tłoka s . Jednocylindrowa sprężarka jednostronnego działania posiada objętość skokową:

$$V_{sk} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \quad (6.1)$$

a sprężarka wielocylindrowa (liczba cylindrów – z):

$$V_{sk} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot z \quad (6.2)$$

Sprężarka wielocylindrowa dwustronnego działania o średnicy cylindra D i średnicy tłoczyska d posiada objętość skokową:

$$V_{sk} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot z \cdot \left[2 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] \quad (6.3)$$

- ♦ *Wydajność skokowa* $\dot{V}_s$ sprężarki jest to objętościowa wydajność sprężarki doskonałej wyrażająca objętość opisywaną przez dna tłoków w jednostce czasu.

Dla sprężarki jednostronnego działania wydajność skokowa wynosi:

$$\dot{V}_s = V_{sk} \cdot \frac{n}{60} \text{ [m}^3\text{/s]}, \quad (6.4)$$

lub

$$\dot{V}_s = V_{sk} \cdot n \cdot 60 \text{ [m}^3\text{/h]}, \quad (6.5)$$

gdzie:

n – prędkość obrotowa [obr./min].

- ♦ *Wydajność objętościowa* $\dot{V}_z$ sprężarki rzeczywistej jest rzeczywistym strumieniem objętości czynnika zasysanego przez sprężarkę.

Dla sprężarki doskonałej:

$$\dot{V}_z = \dot{V}_s. \quad (6.6)$$

Wydajność objętościową sprężarki doskonałej można obliczyć, gdy znane są jej wymiary geometryczne (D, s), liczba cylindrów (z) i prędkość obrotowa n . Straty w sprężarce rzeczywistej powodują, że:

$$\dot{V}_z < \dot{V}_s. \quad (6.7)$$

- ♦ *Wydajność sprężarki masowa* – $\dot{m}_z$ – jest strumieniem masy czynnika chłodniczego przetłaczanego przez sprężarkę.

Teoretyczną wydajność masową $\dot{m}_l$ sprężarki doskonałej określa zależność:

$$\dot{m}_l = \frac{\dot{V}_s}{v_1}, \quad (6.8)$$

a dla sprężarki rzeczywistej wydajność masową $\dot{m}_z$ oblicza się ze wzoru:

$$\dot{m}_z = \frac{\dot{V}_z}{v}, \quad (6.9)$$

gdzie:

v_l – objętość właściwa czynnika chłodniczego określona przy parametrach termicznych w króćcu ssawnym sprężarki.

We wzorach (6.8) i (6.9) przyjęto, że wartości objętości właściwej na ssaniu sprężarki doskonałej i rzeczywistej są jednakowe. Uwzględniając zależność (6.7) stwierdza się, że

$$\dot{m}_z < \dot{m}_l. \quad (6.10)$$

- ***Wydajność chłodnicza sprężarki doskonałej***

Wprowadzone uprzednio pojęcie wydajności chłodniczej obiegu $\dot{Q}_0$ określa strumień ciepła, który należy doprowadzić z dolnego źródła. Wydajność chłodniczą sprężarki można więc wyrazić wydajnością chłodniczą urządzenia, z którym ona współpracuje. Jeżeli jednostkowa masowa wydajność chłodnicza q_0 jest równa przyrostowi entalpii właściwej czynnika przepływającego między zaworem regulacyjnym a króćcem ssawnym sprężarki doskonałej, to wydajność chłodnicza tej sprężarki wynosi:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_l \cdot q_0. \quad (6.11)$$

Uwzględniając jednostkową objętościową wydajność chłodniczą q_v (5.51), zależność (6.11) można po przekształceniach zapisać następująco:

$$\dot{Q}_0 = \dot{V}_s \cdot q_v. \quad (6.12)$$

- ***Wydajność chłodnicza sprężarki rzeczywistej***

Wydajność chłodnicza sprężarki rzeczywistej powinna zawierać wszystkie straty objętościowe, bowiem $\dot{V}_z < \dot{V}_s$. Miernikiem wpływu strat objętościowych, a zatem wskaźnikiem skuteczności działania sprężarki rzeczywistej jest tak zwany współczynnik dostarczania λ .

♦ *Współczynnik dostarczania λ* (zwany też współczynnikiem wydajności, rzeczywistym współczynnikiem objętościowym lub stopniem dostarczania) określa się jako stosunek wydajności masowej $\dot{m}_z$ sprężarki rzeczywistej do wydajności masowej $\dot{m}_l$ sprężarki doskonałej (pracujących w tych samych warunkach), to znaczy:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_z}{\dot{m}_t} \quad (6.13)$$

a uwzględniając zależności (6.8) i (6.9):

$$\lambda = \frac{\dot{m}_z}{\dot{m}_t} = \frac{\dot{V}_z}{\dot{V}_s}. \quad (6.14)$$

Ze wzoru (6.14) wynikają następujące zależności:

$$\dot{m}_z = \lambda \cdot \dot{m}_t \text{ lub } \dot{m}_t = \frac{\dot{m}_z}{\lambda} \quad (6.15)$$

oraz

$$\dot{V}_z \cong \lambda \cdot \dot{V}_s \text{ lub } \dot{V}_s \cong \frac{\dot{V}_z}{\lambda}. \quad (6.16)$$

Wydajność chłodniczą sprężarki rzeczywistej można obliczyć ze wzorów:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_z \cdot q_0, \quad (6.17)$$

lub

$$\dot{Q}_0 = \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot q_v. \quad (6.18)$$

W celu obliczenia wydajności chłodniczej sprężarki $\dot{Q}_0$ należy dysponować danymi: wydajnością skokową sprężarki $\dot{V}_s$ (wielkość katalogowa producentów sprężarek), jednostkową objętościową wydajność chłodniczą q_v (wielkość q_v określa się na podstawie znajomości typu i parametrów termicznych obiegu chłodniczego) oraz współczynnikiem dostarczania sprężarki λ (wartość wyznacza się metodą obliczeniową lub grafoanalityczną).

6.1.2 Wyznaczanie współczynnika dostarczania

Określanie współczynnika dostarczania sprężarki λ sprawia znaczne trudności przy obliczeniu jej wydajności chłodniczej. Wykorzystuje się powszechnie dwie metody:

1. obliczeniową,
2. grafoanalityczną.

Metoda obliczeniowa wyznaczania współczynnika dostarczania λ

Wielkość współczynnika dostarczania λ można określić zależnością:

$$\lambda = \lambda_s \cdot \lambda_d \cdot \lambda_T \cdot \lambda_n, \quad (6.19)$$

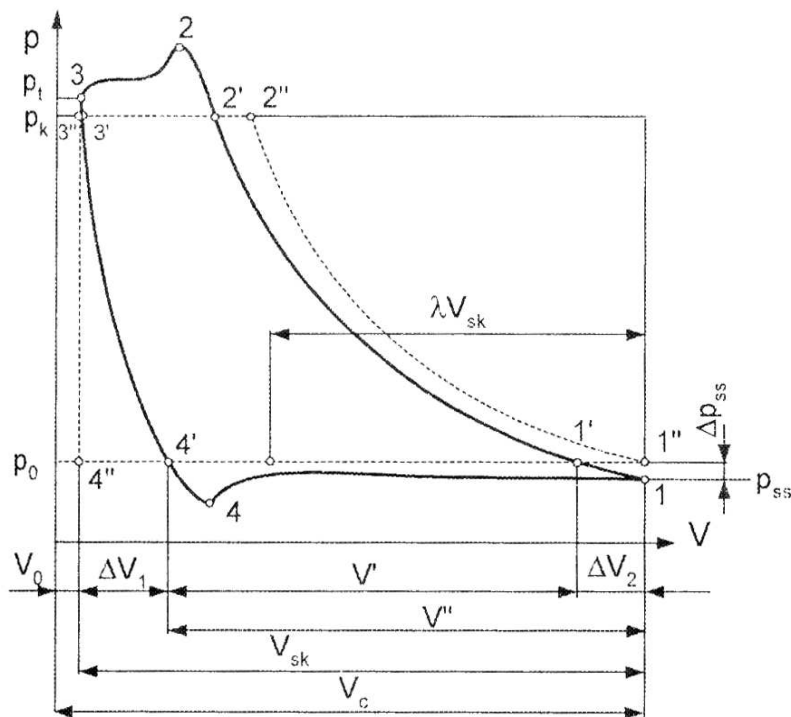
gdzie:

λ_s – wskaźnik przestrzeni szkodliwej,

λ_d – wskaźnik dławienia,

λ_T – wskaźnik podgrzania,

λ_n – wskaźnik nieszczelności.



W celu wyznaczenia poszczególnych wskaźników (zwłaszcza najważniejszych: λ_s i λ_d) należy porównać wykres indykatorowy sprężarki rzeczywistej i doskonałej. Na rysunku 6.2 przedstawiono takie porównanie.

Rys. 6.2. Wykres indykatorowy sprężarki rzeczywistej: 1-2-3-4-1, wykres indykatorowy sprężarki doskonałej: 1''-2''-3''-4''-1'', zasysanie: 4-1, sprężanie politropowe: 1-2 (o wykładniku politropy m_s), wytłaczanie: 2-3, rozprężanie politropowe czynnika 3-4 (o wykładniku politropy m_r), sprężanie w sprężarce doskonałej: 1''-2'', rozprężanie doskonałe: 3''-4''.

Wskaźnik przestrzeni szkodliwej λ_s

W położeniu zwrotu zewnętrznego tłoka w cylindrze (stan 3 na rysunku 6.2) o objętości całkowitej V_c pozostaje w objętości szkodliwej V_0 pewna masa sprężonego czynnika. Od tego stanu rozpoczyna się ruch powrotny tłoka oraz rozprężanie tego czynnika. W stanie 4' następuje zrównanie ciśnienia czynnika w cylindrze i w komorze ssawnej. Przy ciśnieniu ssania p_0 czynnik resztowy zajmuje objętość szkodliwą V_0 oraz część objętości użytecznej cylindra ΔV_1 . Wskutek tego objętość zapełniona przez nową porcję zassanego czynnika wynosi V'' (V_{sk} w sprężarce doskonałej).

Wskaźnik przestrzeni szkodliwej wyrażający względne straty objętościowe spowodowane przestrzenią szkodliwą można określić zależnością:

$$\lambda_s = \frac{V''}{V_{sk}} = \frac{V_{sk} - \Delta V_1}{V_{sk}} = 1 - \frac{\Delta V_1}{V_{sk}}. \quad (6.20)$$

Traktując czynnik jako gaz doskonały rozprężany politropowo w przemianie 3-4 wielkość ΔV_1 można wyznaczyć z zależności:

$$\Delta V_1 = V_0 \cdot \left[\left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{1}{m_r}} - 1 \right], \quad (6.21)$$

lub po uwzględnieniu (6.20):

$$\lambda_s = 1 - \varepsilon_0 \cdot \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m_r}} - 1 \right], \quad (6.22)$$

gdzie ε_0 jest względną przestrzenią szkodliwą:

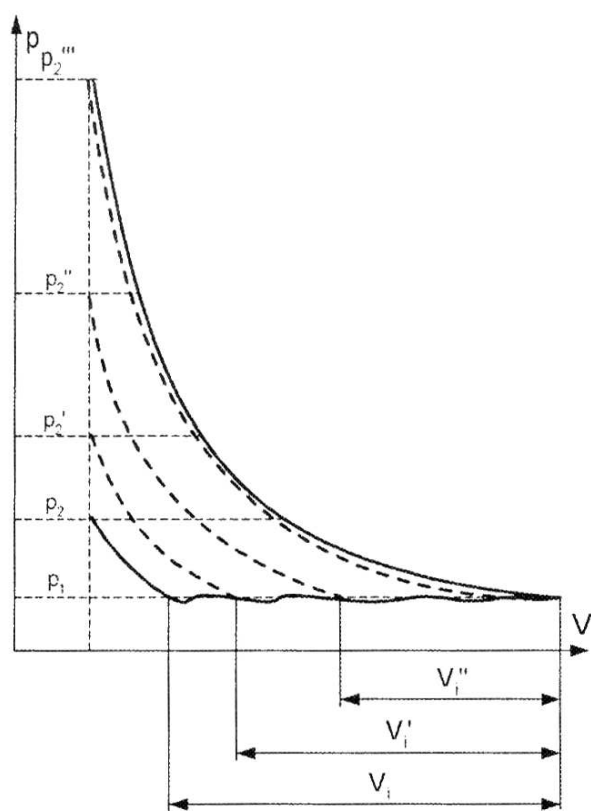
$$\varepsilon_0 = \frac{V_0}{V_{sk}} \text{ lub } \varepsilon_0 = \frac{V_0}{V_{sk}} \cdot 100\%. \quad (6.23)$$

Wskaźnik przestrzeni szkodliwej λ_s zależy głównie od wielkości przestrzeni szkodliwej V_0 , stosunku ciśnień p_k/p_0 oraz wykładnika politropy rozprężania m_r . W obliczeniach sprężarek przyjmuje się:

- sprężarki amoniakalne szybkoobrotowe $m_r=1,25 \div 1,30$,
- sprężarki amoniakalne wolnoobrotowe $m_r=1,15 \div 1,20$,

– sprężarki freonowe $m_r=1,01\div1,10$.

Na rysunkach 6.3 i 6.4 przedstawiono wpływ niektórych parametrów na wielkość wskaźnika przestrzeni szkodliwej. W tablicy 6.1 zestawiono wielkości przestrzeni szkodliwej w sprężarkach różnych typów.

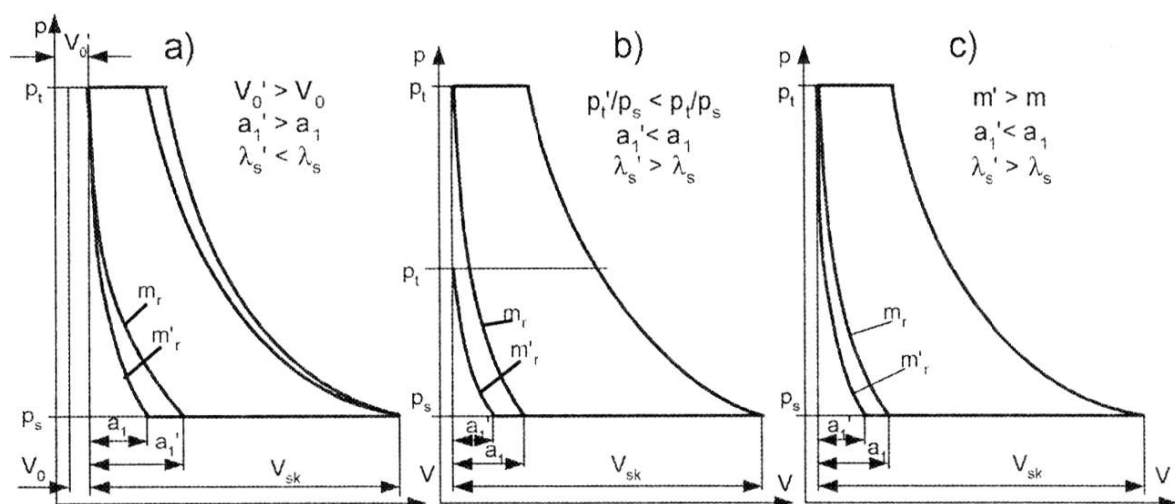


Rys. 6.3. Wpływ stosunku ciśnień p_2/p_1 na wielkość wskaźnika przestrzeni szkodliwej

Tabela 6.1

Wielkości przestrzeni szkodliwej w tłokowych sprężarkach chłodniczych

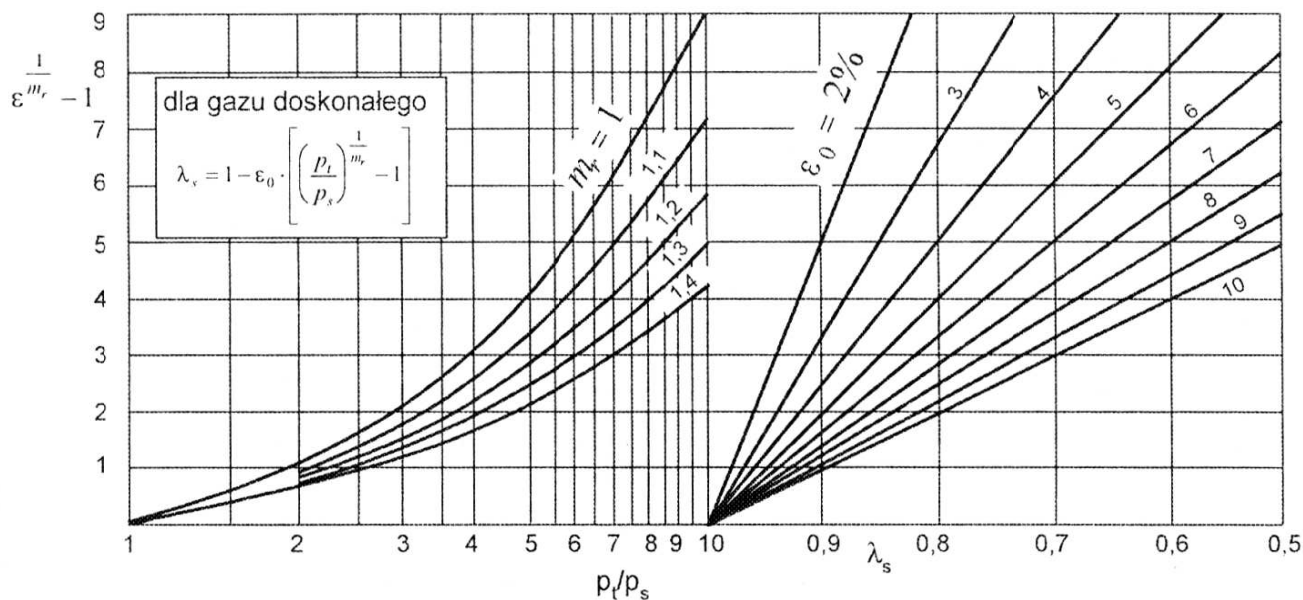
Lp	Typ sprężarki	Wielkość przestrzeni szkodliwej ϵ_0
1.	Jednostronnego działania (zawory pierścieniowe-oddzielne)	$0,04\div0,08$
2.	Jednostronnego działania (zawory koncentryczne)	$0,03\div0,05$
3.	Jednostronnego działania (zawory koncentryczne-tłok profilowany)	$0,02\div0,04$
4.	Jednostronnego działania (zawory języczkowe)	$0,02\div0,04$
5.	Jednostronnego działania (zawory listwowe)	$0,03\div0,04$
6.	Jednostronnego działania (zawór ssawny w tłoku)	$0,04\div0,05$
7.	Dwustronnego działania (zawory pierścieniowe-grupowe)	$0,06\div0,12$



Rys. 6.4. Wpływ niektórych parametrów na wielkość wskaźnika przestrzeni szkodliwej λ_s [47]

- a) wpływ przestrzeni szkodliwej V_0 ,
- b) wpływ stosunku ciśnień p_1/p_s ,
- c) wpływ wielkości wykładnika politropy rozprężania m_r

Rysunek 6.5 przedstawia nomogram umożliwiający wyznaczenie wskaźnika przestrzeni szkodliwej λ_s .



Rys. 6.5. Wyznaczanie wskaźnika przestrzeni szkodliwej λ_s w zależności od: stosunku ciśnień p_1/p_s , względnej przestrzeni szkodliwej ϵ_0 i wykładnika politropy rozprężania m_r [47]

Średnią wartość współczynnika politropy rozprężania m_r (tak zwanej politropy parametrów końcowych rozprężania) można wyznaczyć na podstawie ciśnienia ssania p_s i wykładnika izentropy k podanych w tablicy 6.2.

Tablica 6.2

Średni wykładnik politropy parametrów końcowych rozprężania m_r [44]

Lp.	Ciśnienie ssania p_s [MPa]	Wykładnik politropy rozprężania m_r dla dowolnego k
1.	< 0,15	$1 + 0,5(k-1)$
2.	0,15-0,4	$1 + 0,62(k-1)$
3.	0,4-1,0	$1 + 0,75(k-1)$
4.	1,0-3,0	$1 + 0,88(k-1)$
5.	> 3,0	$m_r = k$

Wskaźnik dławienia λ_d

W przepływie czynnika chłodniczego w rurociągach ssawnym i tłocznym, w zaworach i kanałach występują spadki ciśnienia spowodowane oporami hydraulicznymi, zmianą kierunku przepływu oraz tarciem. Efektem tego jest niższe ciśnienie wewnątrz cylindra od panującego w komorze ssawnej oraz wyższe ciśnienie niż w komorze tłocznej. Dławienie na stronie ssawnej ma znacznie większy wpływ na straty objętościowe niż na stronie tłocznej.

Z wykresu indykatorowego sprężarki rzeczywistej wynika (rysunek. 6.2), że otwarcie zaworu ssawnego nastąpi wówczas, gdy w czasie ruchu tłoka depresja ciśnienia czynnika w cylindrze spowoduje pokonanie oporów przepływu (stan 4). Napełnianie cylindra rozpocznie się od stanu 4 i będzie trwało przy ciśnieniu niższym od p_0 . W końcowym stanie tego procesu (stan 1) ciśnienie w cylindrze wynosi $p_{ss} < p_0$. Podczas części suwu sprężania (odpowiada to objętości cylindra ΔV_2) wystąpi wzrost ciśnienia i dopiero w stanie 1' jego wyrównanie do wartości p_0 . Rzeczywista objętość czynnika zassanego przy ciśnieniu p_0 wynosi:

$$V' = V_{sk} - (\Delta V_1 + \Delta V_2). \quad (6.24)$$

Wskaźnik dławienia λ_d określa się zależnością:

$$\lambda_d = \frac{V'}{V''}, \quad (6.25)$$

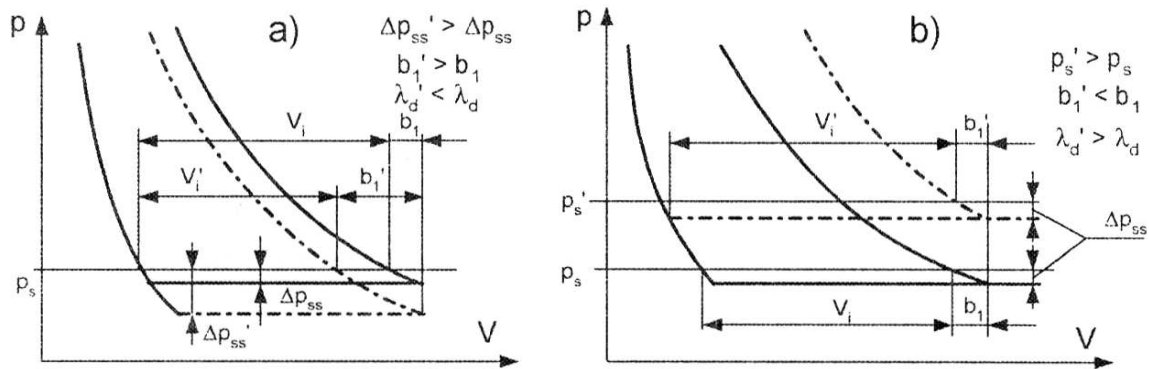
a uwzględniając zależności podane poprzednio można zapisać:

$$\lambda_d = 1 - \frac{\Delta V_2}{\lambda_s \cdot V_{sk}}. \quad (6.26)$$

Wprowadzając wielkość $\Delta p_{ss} = p_0 - p_{ss}$ uzyskuje się postać:

$$\lambda_d = 1 - \frac{1 + \varepsilon_o}{\lambda_s} \cdot \frac{\Delta p_{ss}}{p_o}. \quad (6.27)$$

Ze wzoru (6.27) wynika, że największy wpływ na wskaźnik dławienia ma wielkość przestrzeni szkodliwej, ciśnienie ssania p_0 i spadek ciśnienia Δp_{ss} . Rysunek 6.6 przedstawia wpływ różnych parametrów podczas dławienia w przemianie zasysania czynnika.



Rys. 6.6. Wpływ dławienia w czasie przemiany zasysania dla różnych wielkości Δp_s i $\Delta p_s'$ [47]

- dla różnych Δp_{ss} przy $p_s = \text{const}$,
- dla różnych p_s przy $\Delta p_{ss} = \text{const}$

Przyjmuje się w obliczeniach sprężarek:

- amoniakalnych $\Delta p_{ss} = (0,03 \div 0,05)p_0$,
- freonowych $\Delta p_{ss} = (0,05 \div 0,10)p_0$.

Można także wykorzystać w przybliżonych obliczeniach nomogram podany na rysunku 6.7.

Wspólne oddziaływanie przestrzeni szkodliwej i dławienia na straty objętościowe w sprężarce można ująć za pomocą *sprawności wolumetrycznej* (zwaney także sprawnością objętościową lub sprawnością zasysania) oznaczanej symbolem λ_i (w niektórych publikacjach oznaczanej także symbolem η_v) interpretowanej zależnością

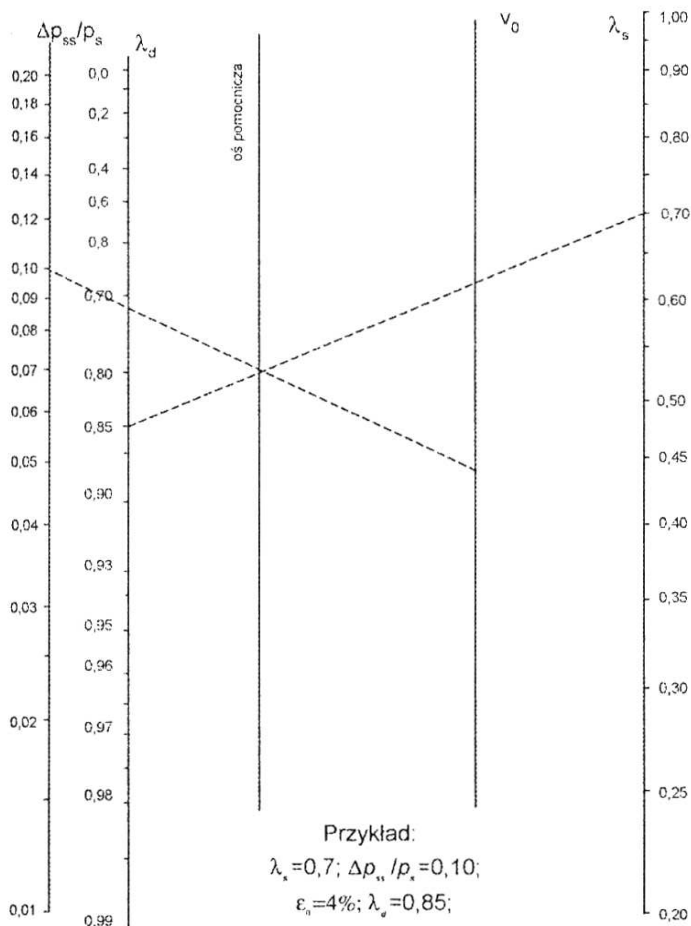
$$l_i = \frac{V'}{V_{sk}} \quad (6.28)$$

lub

$$\lambda_i = \lambda_s \cdot \lambda_d. \quad (6.29)$$

Sprawność wolumetryczna nie uwzględnia termicznych zmian objętości. W tabeli 6.3 podano wartości sprawności wolumetrycznej dla sprężarek amoniakalnych [85].

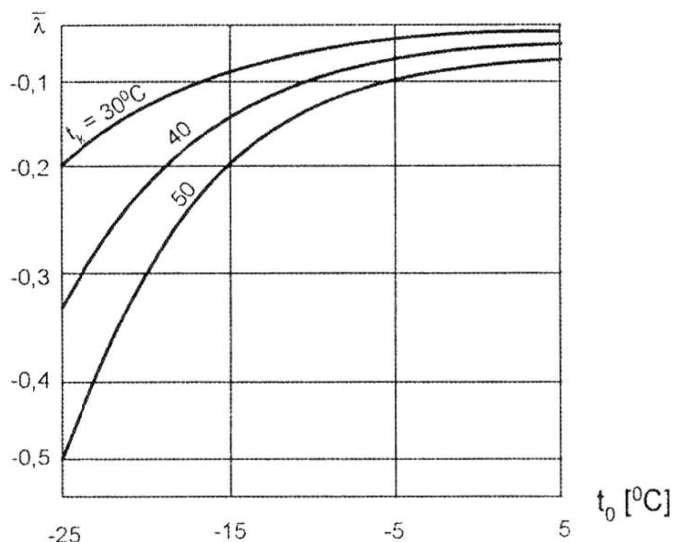
Rys. 6.7. Nomogram do wyznaczania wskaźnika dławienia λ_d [47]



Tablica 6.3

Sprawność wolumetryczna tłokowych sprężarek amoniakalnych [85]

Względna objętość szkodliwa ϵ_0	Stosunek ciśnienia skraplania p_k do ciśnienia ssania p_0									
	1	1,5	2	3	4	6	8	10	15	20
0,00	0,960	0,960	0,960	0,960	0,960	0,960	0,960	0,960	0,960	0,960
0,02	0,958	0,952	0,941	0,925	0,910	0,880	0,852	0,823	0,759	0,696
0,04	0,957	0,944	0,922	0,890	0,860	0,800	0,745	0,691	0,558	0,432
0,06	0,955	0,936	0,903	0,855	0,810	0,720	0,637	0,556	0,357	0,166
0,08	0,954	0,928	0,884	0,820	0,760	0,640	0,530	0,422	0,158	-
0,10	0,952	0,920	0,876	0,786	0,709	0,562	0,422	0,287	-	-



Rys. 6.8. Względna zmiana współczynnika dostarczania $\bar{\lambda}$ sprężarki hermetycznej pracującej z czynnikiem R134a w porównaniu z freonem R12 [91]

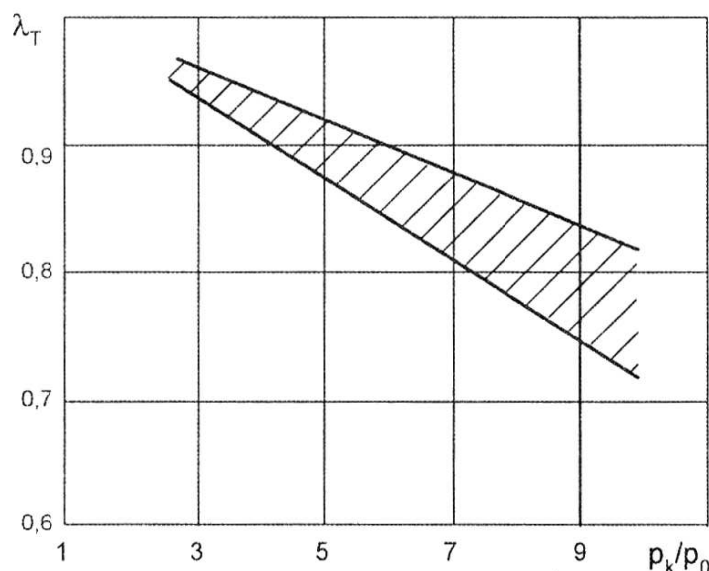
W pracach [86, 91] przedstawiono wyniki badań sprawności wolumetrycznej i współczynnika dostarczania sprężarki hermetycznej pracującej zamiennie z czynnikiem R134a i freonem R12. Współczynnik dostarczania dla czynnika R134a był niższy od wartości uzyskanych dla R12. Na rysunku 6.8 przedstawiono względną zmianę współczynnika $\bar{\lambda}$ zdefiniowaną zależnością:

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda_{R134a} - \lambda_{R12}}{\lambda_{R12}}$$

w zależności od temperatury parowania i skraplania.

Wskaźnik podgrzania λ_T

Wymiana ciepła pomiędzy czynnikiem chłodniczym a ściankami cylindra jest podstawowym powodem deformacji wykresu indykatorowego sprężarki. Przemiana politropowa rozprężania realizowana jest przy zmiennej wartości wykładnika m_r (na rysunku 6.2 założono, że $m_r = \text{const}$). W końcu procesu zasyssania czynnika do cylindra temperatura jego jest wyższa niż na dopływie, co powoduje wzrost objętości właściwej, a więc zmniejszenie ilości czynnika zassanego.



Rys. 6.9. Współczynnik podgrzania dla chłodniczych sprężarek amoniakalnych

Wskaźnik podgrzania (współczynnik podgrzania) określa się za pomocą wzorów lub wyznacza się z wykresów sporządzonych na podstawie badań eksperymentalnych (rysunki 6.9 i 6.10).

Dla dużych sprężarek przelotowych można określić przybliżoną wielkość współ-

czynnika podgrzania ze wzoru [9]:

$$\lambda_T \cong \frac{T_o}{T_k}, \quad (6.30)$$

gdzie:

T_o – temperatura parowania [K],

T_k – temperatura skraplania [K].

Dla stosunku ciśnień $p_k/p_o = 2 \div 9$ wartości $\lambda_T \approx 0,8 \div 0,96$.

W przybliżonych obliczeniach sprężarek amoniakalnych w leżącym układzie cylindrów wykorzystuje się zależności:

– dla sprężarek małych:

$$\lambda_T = \frac{T_o}{T_k - 40}, \quad (6.31)$$

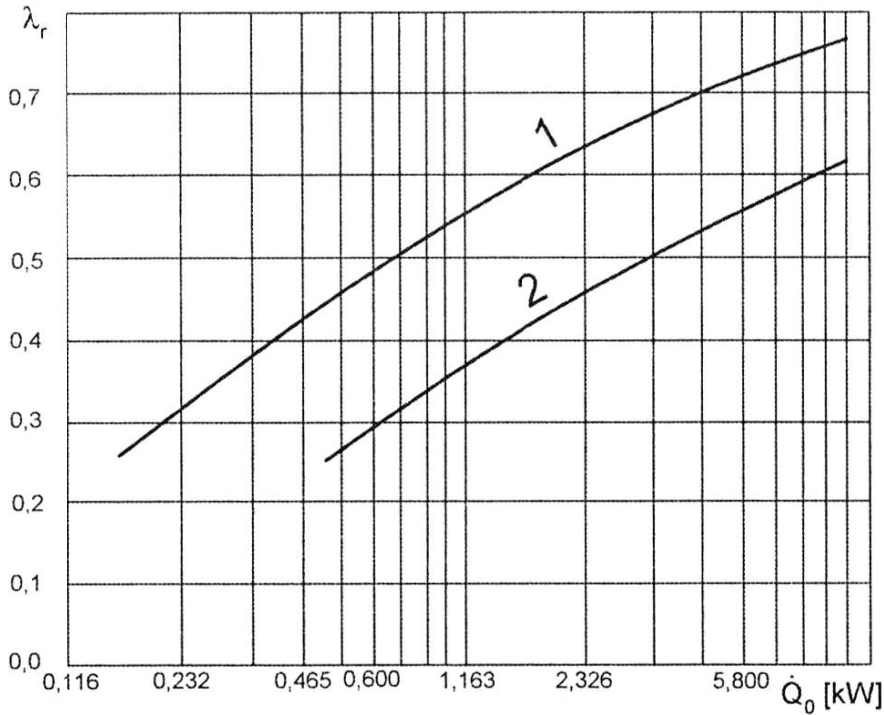
– dla sprężarek dużych:

$$\lambda_T = \frac{T_o}{T_o + 26}. \quad (6.32)$$

$$\lambda_T \cong 1 - 0,01 \cdot (\varepsilon - 1), \quad (6.33)$$

gdzie:

$\varepsilon = p_l/p_{ss}$ – stosunek ciśnienia tłoczenia i ssania.



Rys. 6.10. Współczynnik podgrzania λ_r w zależności od wydajności i sposobu chłodzenia sprężarki [47]
 1 - bez chłodzenia korpusu sprężarki powietrzem,
 2 - z chłodzeniem korpusu sprężarki powietrzem

Wskaźnik nieszczelności λ_n

Wskaźnik nieszczelności interpretuje się jako iloraz ilości czynnika wytłaczanego do ilości czynnika zasysanego przez sprężarkę. Uwzględnia się zatem łącznie nieszczelności w różnych elementach przepływowych sprężarki.

W obliczeniach przybliżonych stosuje się zależność [44]:

$$\lambda_n = 1 - k \cdot \frac{\sqrt{\left(\frac{p_t}{p_{ss}}\right)^2 - 1}}{n \cdot D}, \quad (6.34)$$

gdzie:

- k – współczynnik ($k \approx 0,41$),
- p_t, p_{ss} – ciśnienie tłoczenia i zasysania,
- D – średnica cylindra [m],
- n – prędkość obrotowa [obr/min].

Z uwagi na trudności obliczeniowe, wartość liczbowa wskaźnika nieszczelności zwykle zakłada się, uwzględniając wyniki badań eksploatacyjnych podobnych sprężarek.

W nowoczesnych sprężarkach tłokowych wskaźnik nieszczelności wynosi zwykle $\lambda_n = 0,99 \div 0,995$ i nie powinien być mniejszy od wartości $\lambda_n = 0,96$.

Straty objętościowe ujmujące łącznie wpływ podgrzania i nieszczelności można ująć zależnością:

$$\frac{\lambda}{\lambda_i} = \lambda_T \cdot \lambda_n, \quad (6.35)$$

gdzie:

λ_i – sprawność wolumetryczna.

We wstępnych, przybliżonych obliczeniach zakłada się dla sprężarek wartości współczynnika dostarczania, w zależności od stosunku ciśnień p_k/p_0 . Jeżeli $p_k/p_0 = 7$ to $\lambda \approx 0,6$, natomiast dla $p_k/p_0 = 2$ można założyć $\lambda \approx 0,94$.

Wartość współczynnika dostarczania λ zależy w bardzo dużym stopniu od stanu technicznego sprężarki i fakt ten powinien być uwzględniany w warunkach długotrwałej jej eksploatacji.

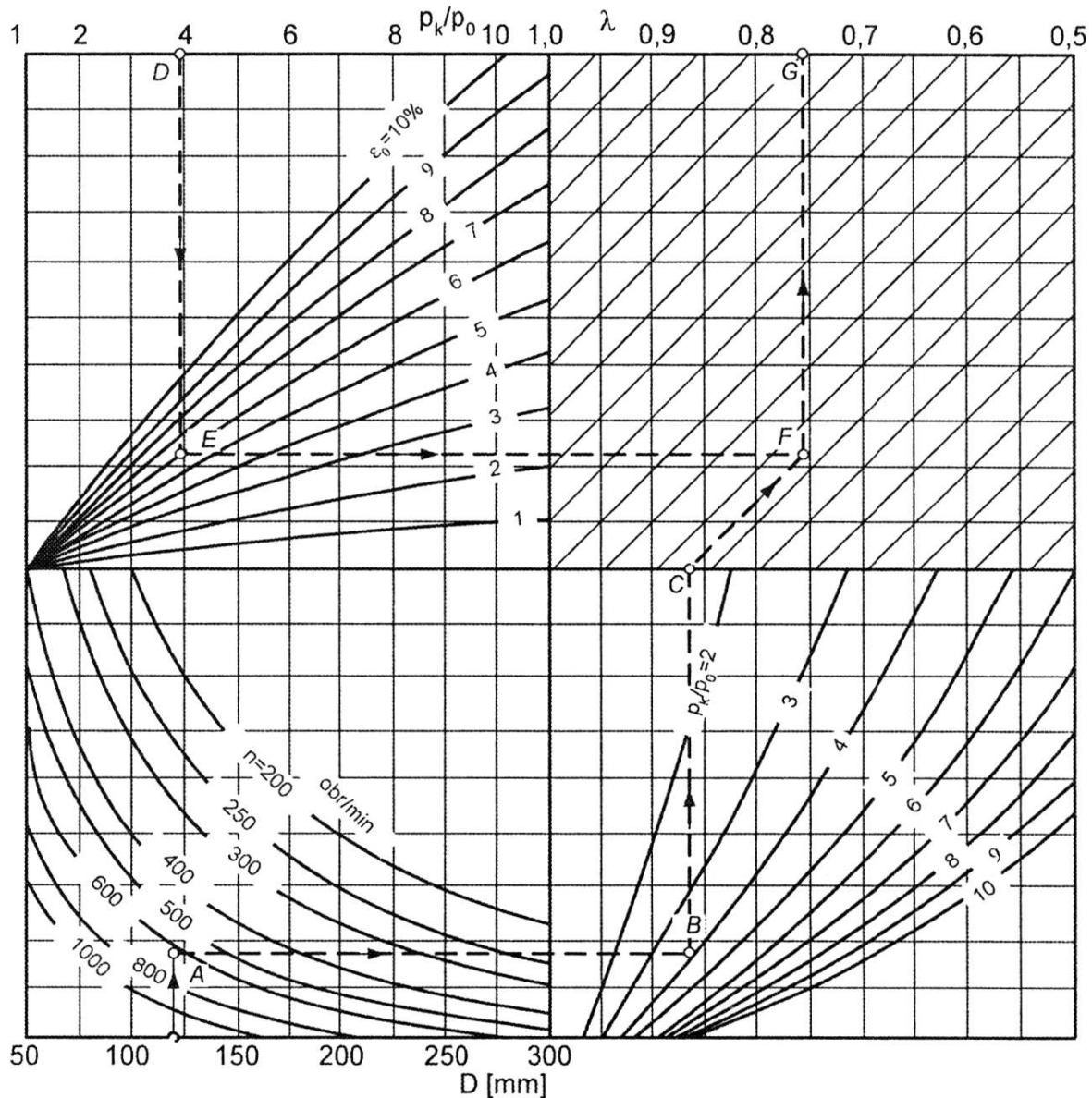
Wyznaczanie współczynnika dostarczania λ metodą obliczeń poszczególnych wskaźników stosuje się w praktyce bardzo rzadko. Znacznie częściej wykorzystuje się metodę odczytu wartości tego współczynnika z wykresów i nomogramów.

Metoda grafoanalityczna wyznaczania współczynnika dostarczania λ

Do wyznaczenia współczynnika dostarczania λ metodami grafoanalitycznymi niezbędne są odpowiednie wykresy i nomogramy sporządzone na drodze teoretycznej, z uwzględnieniem poprawek wynikających z weryfikacji eksperymentalnej. Brak jest uniwersalnych wykresów i nomogramów dostosowanych dla sprężarek pracujących z różnymi czynnikami chłodniczymi. Wśród publikowanych wykresów spotkać można ich wersje dla jednego czynnika (na przykład dla amoniaku) lub dla grupy sprężarek o podobnych właściwościach (na przykład R22 i NH_3), albo też dane o sprężarkach opublikowane przez ich producentów.

Niektóre z uogólnionych wykresów można zaliczyć już do *historycznych*, jednak są one pomocne także we współczesnych obliczeniach. Jednym z nich jest wykres *Lorentzena* (z 1949 r.) pokazany na rysunku 6.11 dla wolnobież-

nych sprężarek amoniakalnych pracujących w obiegu suchym bez dochłodzenia.



Rys. 6.11. Wykres (Lorentzena – 1949 r.) do określania stopnia dostarczania amoniakalnych sprężarek chłodniczych w obiegu suchym bez dochłodzenia [1, 9]

Przykład odczytu z wykresu Lorentzena:

Ustala się przybliżoną średnicę cylindra zakładając, że $D/s = 1$ (D – średnica cylindra, s – skok tłoka). Przykładowo należy wyznaczyć współczynnik dostarczania λ sprężarki amoniakalnej o wydajności chłodniczej $\dot{Q}_0 = 58,2$ kW pracującej w obiegu suchym bez dochłodzenia, jeżeli temperatura parowania $t_0 = -12^\circ\text{C}$, temperatura skraplania $t_k = +26^\circ\text{C}$. Zastosowano sprężarkę starszego typu o względnej przestrzeni szkodliwej $\varepsilon_0 = 0,06$ i prędkości obrotowej 720 obr/min. Przybliżoną wartość średnicy cylindra przyjęto $D = 120$ mm, a obliczony stosunek ciśnień wynosi $p_k/p_0 = 3,9$.

Na dolnej krawędzi wykresu odczytuje się wartość $D=120$ mm i dla tej wartości wystawia się pionową do przecięcia z linią $n=720$ obr/min (punkt A). Z punktu A prowadzi się poziomą do przecięcia z linią $p_k/p_0=3,9$ otrzymując punkt B , z którego poprowadzona linia pionowa przecina pomocniczą krawędź środkową w punkcie C . Z punktu C prowadzi się linię prostą pomocniczą pod kątem 45° . Dla znanej wartości $p_k/p_0=3,9$ odczytanej na lewej górnej krawędzi wykresu (punkt D) prowadzi się pionową do przecięcia w punkcie E , z linią opisaną dla $\varepsilon_0=0,06$. Wystawiona z punktu E linia pozioma przecina linię poprowadzoną pod kątem 45° z punktu C – otrzymuje się punkt przecięcia F . Na prawej górnej krawędzi wykresu odczytuje się wartość współczynnika dostarczania $\lambda=0,76$ w punkcie G , w którym pionowa z punktu F przecina krawędź wykresu.

Znacznie większe zastosowanie od wykresu *Lorentzena* ma wykres do wyznaczania współczynnika dostarczania λ i sprawności indykowanej sprężarek amoniakalnych *K. Lingego* (na rysunku 6.12)

Przykład korzystania z wykresu *K. Lingego*:

Dane:

1. temperatura parowania $t_0 = -20^\circ\text{C}$,
2. temperatura skraplania $t_k = +25^\circ\text{C}$,
3. względna przestrzeń szkodliwa
 $\varepsilon_0 = 0,04$
4. wydajność skokowa jednego cylindra $\dot{V}_s = 50 \text{ m}^3/\text{h}$

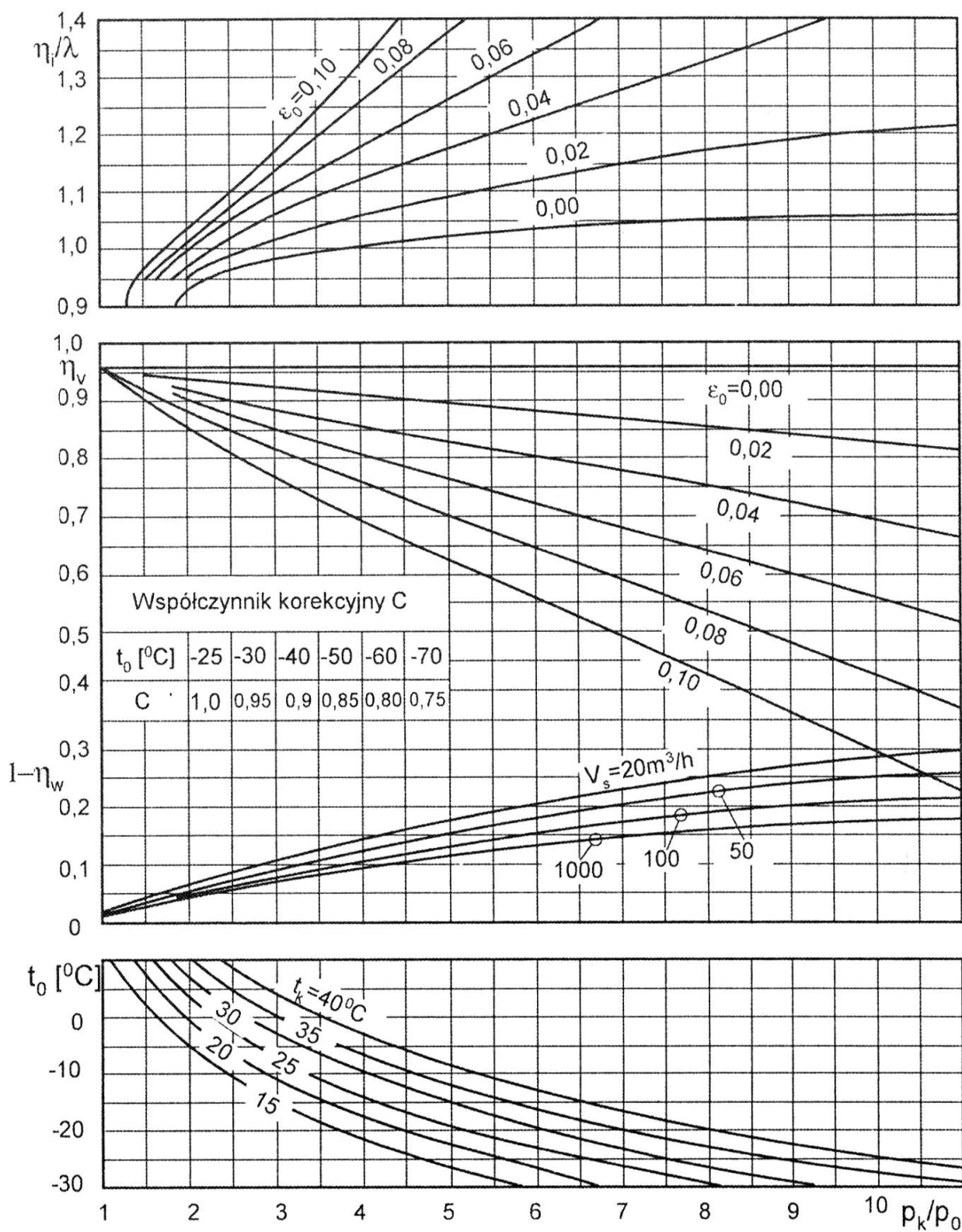
Z wykresu odczytuje się:

1. stosunek ciśnień $p_k/p_0 = 5,3$,
2. sprawność wolumetryczną $\eta_v = 0,82$,
3. straty dodatkowe $(1 - \eta_w) = 0,16$,
4. współczynnik korekcyjny C dla
 $t_0 > -25^\circ\text{C}$, $C = 1,0$,
5. stopień dostarczania λ ze wzoru:
 $\lambda = [\eta_v - (1 - \eta_w)] \cdot C = 0,66$,
6. sprawność indykowana : $\eta_i/\lambda = 1,18$
a stąd $\eta_i = 0,78$.

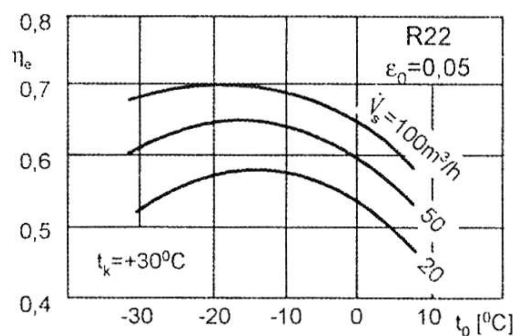
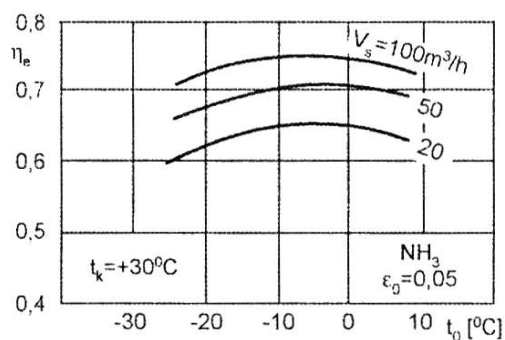
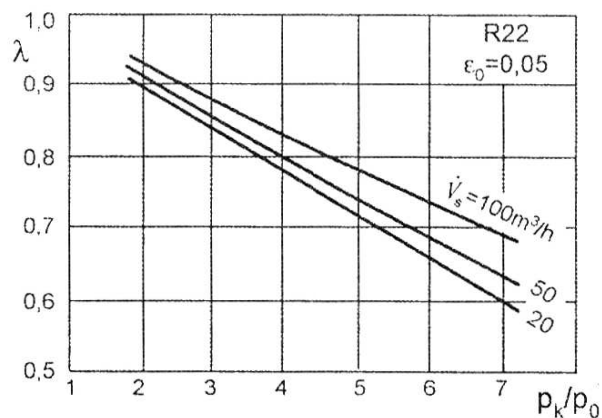
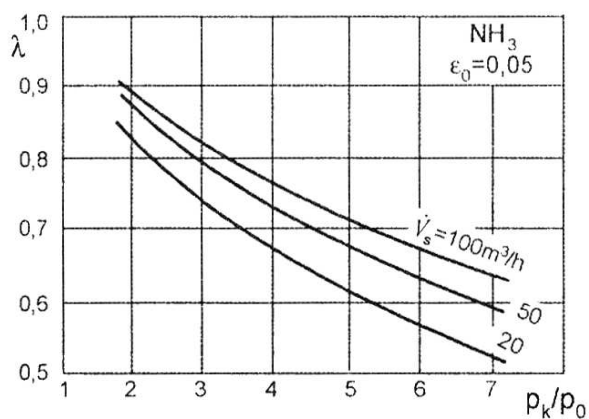
Wykresy opracowane w 1970 r. przez *P. Heimbacha* [71] w wersji uogólnionej dla sprężarek amoniakalnych i freonu R22 przedstawiono na rysunku 6.13.

Wartości liczbowe współczynnika dostarczania λ określone z wykresów *Lingego* (rys. 6.12) i *Heimbacha* (rys. 6.13) dla sprężarek amoniakalnych o wydajności skokowej $\dot{V}_s = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ są zbliżone, natomiast dla $\dot{V}_s = 50 \text{ m}^3/\text{h}$ i $100 \text{ m}^3/\text{h}$ obliczone według *Heimbacha* są wyższe dla nowoczesnych konstrukcji o około 10% [33].

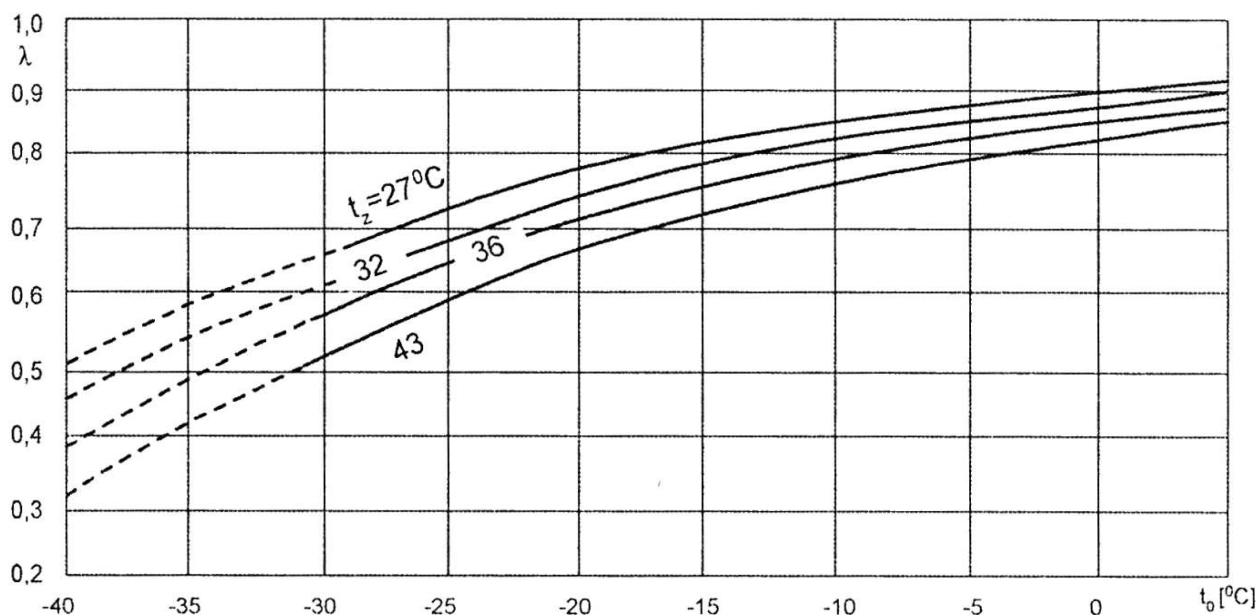
Dla sprężarek chłodniczych amoniakalnych opublikowano znacznie więcej wykresów i nomogramów niż dla sprężarek freonowych R22. Oprócz wykresu *P. Heimbacha* (rysunek 6.13) można korzystać z wykresu sporządzonego w latach 1951 ÷ 1953 według doświadczeń amerykańskich (rysunek 6.14) lub z wykresu podanego przez firmę *Grasso* dla sprężarek typu K110 (rysunek 6.15).



Rys. 6.12. Wykres (K. Lingeo – 1952 r.) do wyznaczania stopnia dostarczania λ i sprawności indykowanej η_i sprężarek amoniakalnych [85]



Rys. 6.13. Wykresy P. Heimbacha (1970 r.) do określania stopnia dostarczania λ oraz sprawności efektywnej $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$ szybkoobrotowych, wielocylindrowych, nieprzelotowych sprężarek chłodniczych dla NH_3 i R22 wyposażonych w zawory jednakowej konstrukcji [85]



Rys. 6.14. Wykres do określania stopnia dostarczania λ sprężarek chłodniczych na R22 sporządzony na podstawie doświadczeń amerykańskich [9, 47]

Przykład korzystania z wykresu *Bo Pierre'a*:

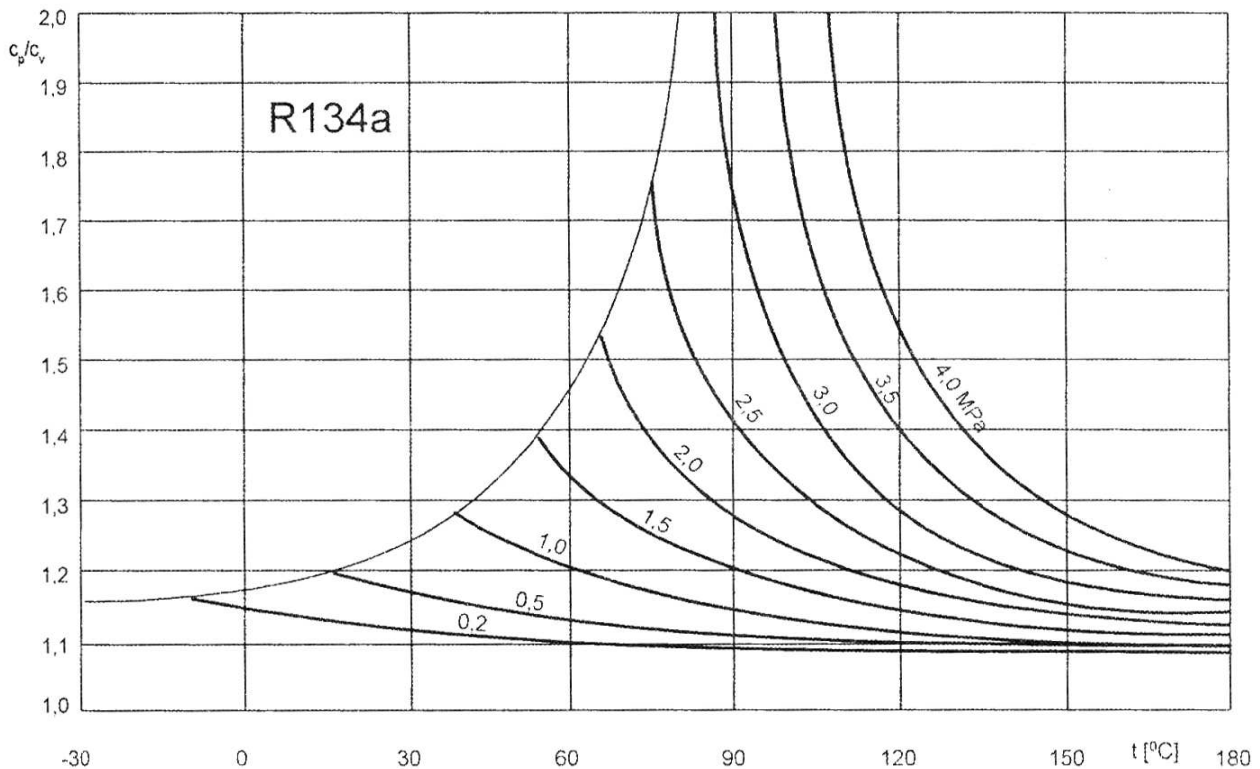
Dane	Obliczenia wstępne	Odczyt z wykresu
temperatura parowania $t_0 = -15^\circ\text{C}$,	$T_k/T_0 = 303/258 = 1,175$,	$\lambda \cdot q_v = 1118,7 \text{ kJ/m}^3$,
temperatura skraplania $t_k = +30^\circ\text{C}$,	$T_0/(T_k - T_0) =$	stąd $\lambda = 0,80$
temperatura dochłodzenia $t_r = +20^\circ$,	$258/(303 - 258) = 258/45 =$	$\dot{Q}_0 = 6210 \text{ W}$
temperatura w króćcu ssawnym $t_{ss} = +10^\circ\text{C}$,	5,74	$= 6,21 \text{ kW}$,
wydajność skokowa $\dot{V}_s = 20 \text{ m}^3/\text{h}$	$q_0 = 139 \text{ kJ/kg}$,	$P_e = 2,5 \text{ kW}$
	$v_1 = 0,1 \text{ m}^3/\text{kg}$,	
	a stąd	
	$q_v = 1390 \text{ kJ/m}^3$	

Dotychczas brak informacji o sposobie wyznaczania współczynnika dostarczania λ dla sprężarek tłokowych pracujących z czynnikiem R134a i innymi zamiennikami wycofywanych freonów. W pracy [120] podjęto próbę sprawdzenia metody wyznaczenia tego współczynnika dla R134a z wykorzystaniem wykresu *Bendix - Christensena*. Do dokonania odczytu z tego wykresu powinny być znane: rodzaj czynnika, wartość jego wykładnika izentropy k , temperatura parowania T_0 , skraplania T_k oraz względna przestrzeń szkodliwa sprężarki ε_0 . Słuszne są uwagi autora [123], że dla gazu doskonałego wartość wykładnika izentropy $k = c_p/c_v = \text{const}$, natomiast dla gazu rzeczywistego, jakim jest czynnik chłodniczy pracujący w obiegu rzeczywistym, wielkość tego wykładnika zależy od temperatury i ciśnienia. Przeprowadzone analizy zostały w pracy [123] zweryfikowane eksperymentalnie. Dla nowego czynnika chłodniczego R134a traktowanego jako gaz doskonały zależność $c_p/c_v = f(t, p)$ przedstawiono na rysunku 6.18.

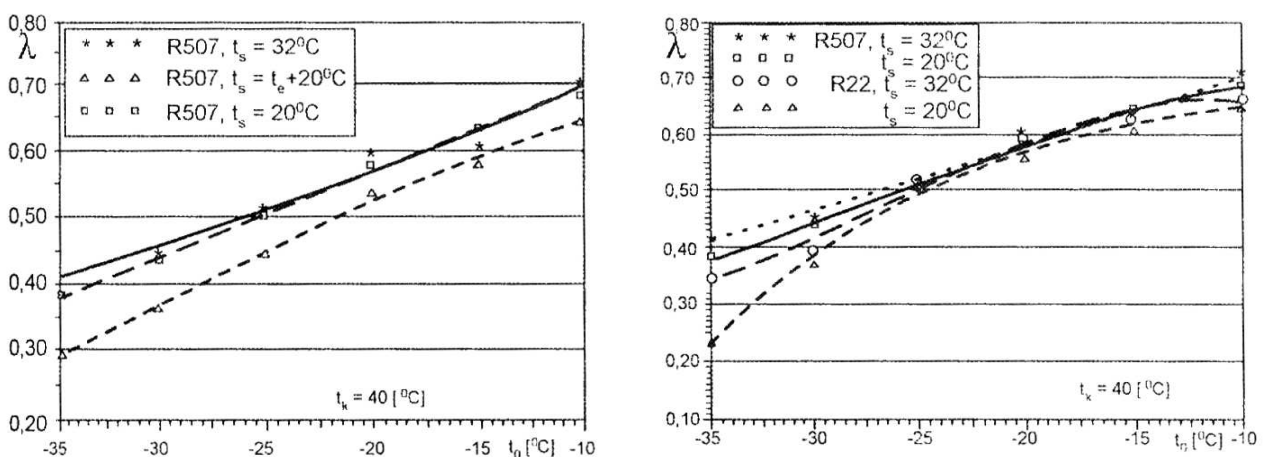
W obliczeniach wstępnych dla czynnika R134a (podobnie jak dla freonu R12) można założyć stałą wartość wykładnika izentropy $k = 1,118$. Przy tym założeniu, do czasu opublikowania dalszych szczegółowych danych dla czynnika R134a, proponuje się korzystanie z wykresu *Bendix-Christensena* (rysunek 6.16). Z tego samego wykresu wyznacza się wstępne wartości współczynnika dostarczania dla sprężarek amoniakalnych ($k=1,30$) i z freonem R12 ($k=1,136 \div 1,141$).

Przykładowo na rysunku 6.19 przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych określających wartości współczynnika dostarczania λ dla sprężarek hermetycznych typu H 2.5 i H 3.15 pracujących na czynniku R507. Badania przeprowadzono w zakresie temperatury parowania $t_0 = -30 \div -10^\circ\text{C}$ oraz skraplania $t_k = 40^\circ\text{C}$ dla zmiennych wartości temperatury mierzonej w króćcu ssawnym sprężarki $t_{ss} = t_0 + 20[\text{K}]$. Czynnik chłodniczy R507 traktowany był przez autorów pracy [104] jako zamiennik freonu R22. Z wyników badań eksperymental-

nych można sądzić, że korzyści energetyczne wynikające z zastąpienia freonu R22 czynnikiem R507 (w tym wyższe wartości współczynnika dostarczania sprężarki) możliwe są dla temperatury parowania poniżej -28°C .



Rys. 6.18. Stosunek ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu i stałej objętości c_p/c_v dla czynnika chłodniczego R134a [120]



Rys. 6.19. Wyniki badań eksperymentalnych współczynnika dostarczania λ sprężarek tłokowych hermetycznych na czynniku R507 [104]

- zależność $\lambda = f(t_0)$ przy $t_k = 40^{\circ}\text{C}$ dla R507,
- porównanie wyników badań dla R22 i R507

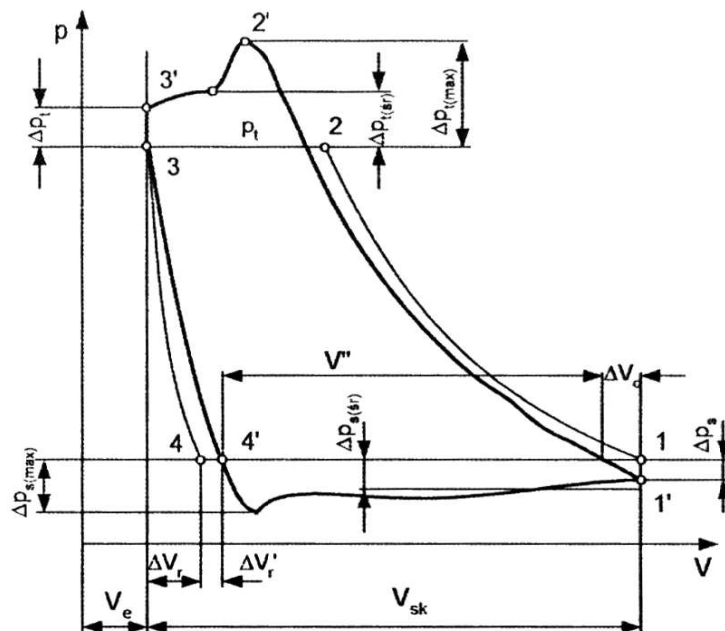
6.1.3 Straty energetyczne w sprężarce tłokowej

Dokonany uprzednio podział strat w chłodniczej sprężarce tłokowej na objętościowe i energetyczne ma charakter umowny i służy jedynie do rozróżnienia ich źródeł. W ogólnym pojęciu wszystkie te straty mają konsekwencje energetyczne zwiększając moc napędową sprężarki rzeczywistej w porównaniu z idealną.

Wśród strat energetycznych można wyróżnić:

1. wewnętrzne (zwane indykatorowymi),
2. mechaniczne (wskutek tarcia w elementach ruchowych sprężarki),
3. elektryczne (straty w silniku napędowym, najczęściej jest to silnik elektryczny).

Straty energetyczne wewnętrzne lub indykatorowe spowodowane są głównie oporami przepływu czynnika chłodniczego w zaworach ssawnym i tłocznym oraz w kanałach do- i wyprowadzających czynnik a także wymianą ciepła przy skończonej różnicy temperatur czynnika i ścianek elementów sprężarki. Przestrzeń szkodliwa V_0 , spadki ciśnienia w przemianach ssania i tłoczenia oraz wymiana ciepła powodują deformację wykresu indykatorowego sprężarki doskonałej.



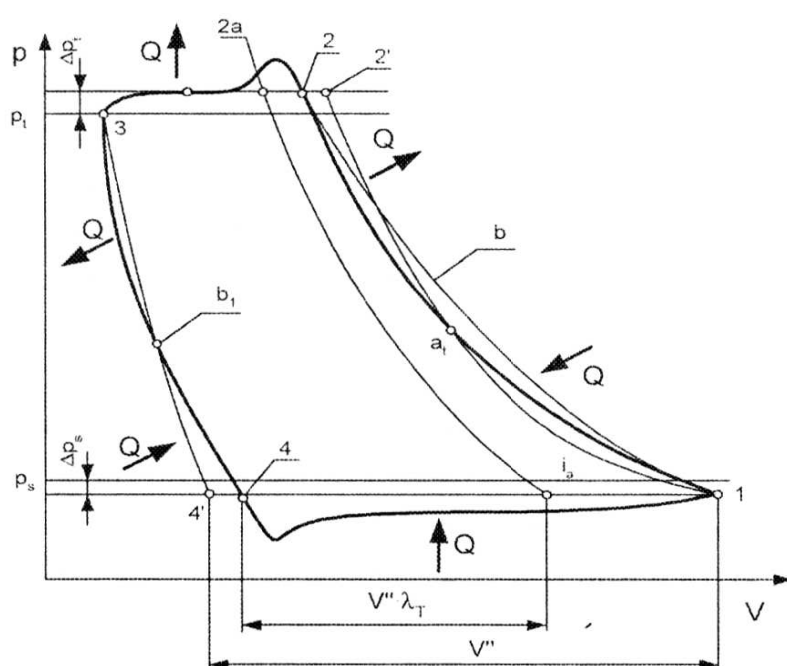
Rys. 6.20. Wielkości strat ciśnienia podczas ssania i wytłaczania w sprężarce tłokowej (oznaczenia w tabeli 6.4)

Tablica 6.4

Straty ciśnienia podczas ssania i wytłaczania w chłodniczych sprężarkach tłokowych [47]

Lp	Spadek ciśnienia	Wielkość
1.	Średni spadek ciśnienia w cylindrze w okresie ssania	$\Delta p_{s(sr)} = (0,05-0,10)p_s$
2.	Średni spadek ciśnienia w cylindrze w okresie tłoczenia	$\Delta p_{t(sr)} = (0,03-0,06)p_t$
3.	Spadek ciśnienia w cylindrze w końcu procesu ssania	$\Delta p_s = (0,03-0,1)p_s$
4.	Spadek ciśnienia w cylindrze w końcu procesu tłoczenia	$\Delta p_t = (0,02-0,05)p_t$
5.	Maksymalny spadek ciśnienia w czasie ssania	$\Delta p_{s(max)} = (2-4)\Delta p_s$
6.	Maksymalny wzrost ciśnienia w czasie wytłaczania	$\Delta p_{t(max)} = (1,5-3)\Delta p_t$

Podane w tablicy wartości liczbowe strat ciśnienia zależą od prędkości



Rys. 6.21. Wpływ wymiany ciepła ze ściankami cylindra, tłoka i głowicy na deformację wykresu indykatorowego sprężarki tłokowej rzeczywistej [47] 1-2 sprężanie, 3-4 rozprężanie, 1-2', 3-4' – politropy, 1a-2a izentropowe sprężanie w sprężarce pseudodoskonałej, b – politropa parametrów końcowych, a_1, b_1 – punkty zrównania temperatur czynnika i ścianek

obrotowej, gęstości czynnika i rodzaju stosowanych zaworów. Silną deformację wykresu indykatorowego sprężarki tłokowej wywołuje proces wymiany ciepła zwłaszcza podczas ssania, co ilustruje rysunek 6.21. W czasie tych procesów ulega zmianie wielkość wykładnika politropy sprężania i rozprężania zależnie od tego czy występuje chłodzenie, czy też podgrzewanie czynnika od ścianek cylindra, tłoka i głowicy sprężarki. Przyjęcie stałej wartości wykładnika politropy jest możliwe tylko w analizie wstęp-

nej, przybliżonej. Nawet wówczas trzeba mieć na uwadze, że jego wielkość zależy od rodzaju czynnika chłodniczego. Czynniki chłodnicze o dużych masach cząsteczkowych i niskich wykładnikach politropy sprężania zapewniają wyższe wartości współczynnika dostarczania λ , gdy para czynnika jest przegrzewana. Niskie wykładniki politropy powodują niskie końcowe temperatury sprężania [102].

Wartości liczbowe wykładników *politropy parametrów końcowych rozprężania* (krzywa *b* na rysunku 6.21) podano uprzednio w tabeli 6.2. Według [44] wartości praktyczne wykładników *politrop równoważnych* (krzywe *1-2'* i *3-4'* na rysunku 6.21) przyjmuje się dla różnych rodzajów czynnika chłodniczego:

- dla NH_3 :

sprężanie $m_s = 1,20 \div 1,25$, rozprężanie $m_r = 1,10 \div 1,05$;

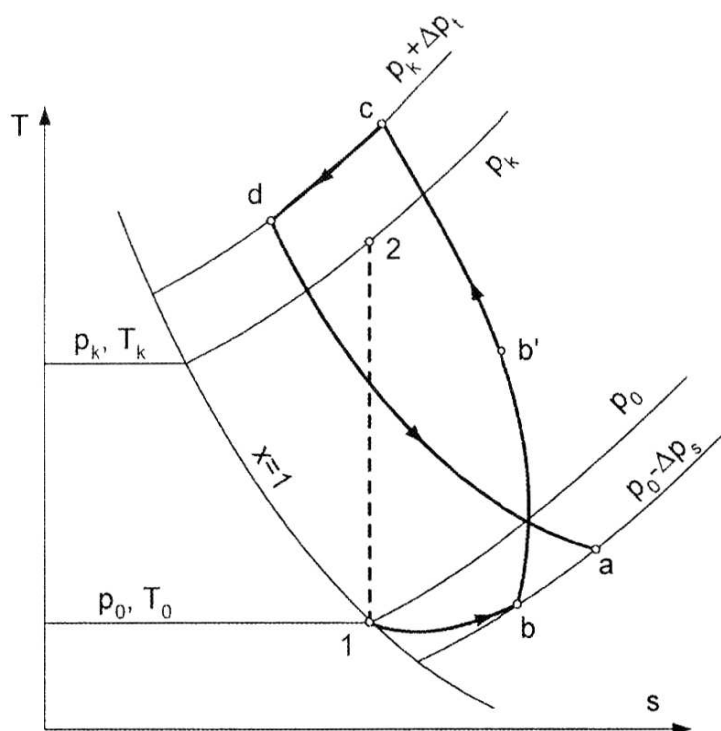
- dla R12 i R22:

sprężanie $m_s = 1,05 \div 1,10$,

rozprężanie $m_r = 1,00 \div 1,05$.

Na rysunku 6.22 przedstawiono w układzie współrzędnych $T-s$ przebieg procesów rzeczywistych sprężania i rozprężania w sprężarce tłokowej

Założono, że na dopływie do króćca ssawnego sprężarki (stan 1) czynnik

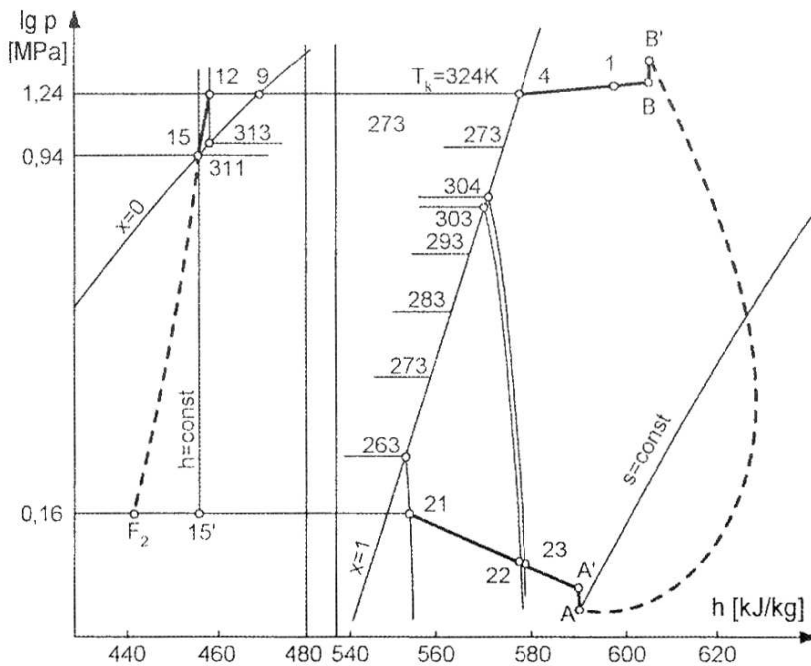


Rys. 6.22. Procesy sprężania i rozprężania w rzeczywistej sprężarce tłokowej typu otwartego w układzie współrzędnych $T-s$

jest w stanie pary nasyconej suchej. Podczas jej zasysania według krzywej *1 - b* występuje spadek ciśnienia w przepływie i wzrost temperatury (podgrzanie). Sprężanie odbywa się wraz z wymianą ciepła; początkowo ciepło dopływa od ścianek do czynnika (*b-b'*), a następnie od czynnika do ścianek (krzywa *b'-c*). Na drodze *c-d* występuje chłodzenie od ścianek czynnika sprężonego, wskutek pozostawienia w przestrzeni szkodliwej pewnej ilości czynnika resztowego i jego rozprężanie z jednoczesną wymianą ciepła przy odwrotnym ruchu tłoka (*d-a*).

Temperatura czynnika w końcowym stanie rozprężania (stan a) jest wyższa od temperatury pary zasysanej (punkt b), co wskazuje na jej podgrzanie przed rozpoczęciem procesu sprężania. W ten sposób można porównać proces sprężania izentropowego $1-2$ w sprężarce idealnej z procesem rzeczywistym $1-b-b'-c$.

W procesie sprężania czynnika w sprężarce hermetycznej należy dodatkowo uwzględniać proces wymiany ciepła pomiędzy obudową a otoczeniem (rysunek 6.23)



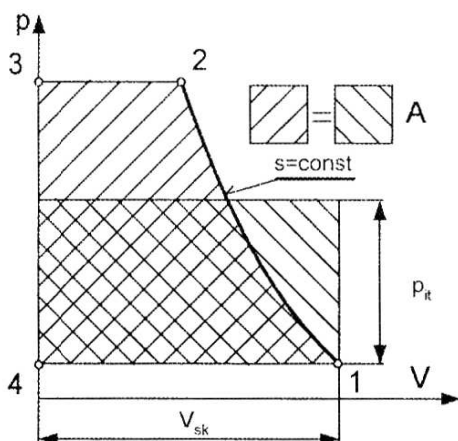
Rys. 6.23. Rzeczywisty proces sprężania w sprężarce hermetycznej pokazany na wykresie w układzie współrzędnych $lgp-h$ [80]

Przedstawiona powyżej analiza wpływu spadków ciśnienia i wymiany ciepła w sprężarce tłokowej rzeczywistej znajduje swoje odzwierciedlenie w ocenie sprawności energetycznej.

Ogólnie *sprawność energetyczną* określa się stosunkiem nakładu jednostkowej pracy napędowej odpowiednio w sprężarce doskonałej i rzeczywistej. W zależności od rodzaju analizowanych strat energetycznych,

sprawność ta wyraża się różnymi sposobami. Niektóre z nich podano poniżej.

- *Sprawność indykowana* η_i



Rys. 6.24. Wykres indykatorowy sprężarki doskonałej

określona jest stosunkiem jednostkowej pracy napędowej (pracy technicznej) w_t w procesie izentropowego sprężania w sprężarce doskonałej do jednostkowej pracy sprężania rzeczywistego w_i w zakresie tych samych parametrów końcowych:

$$\eta_i = \frac{w_t}{w_i} \quad (6.36)$$

Na rysunku 6.24 przedstawiono wykres indykatorowy sprężarki doskonałej.

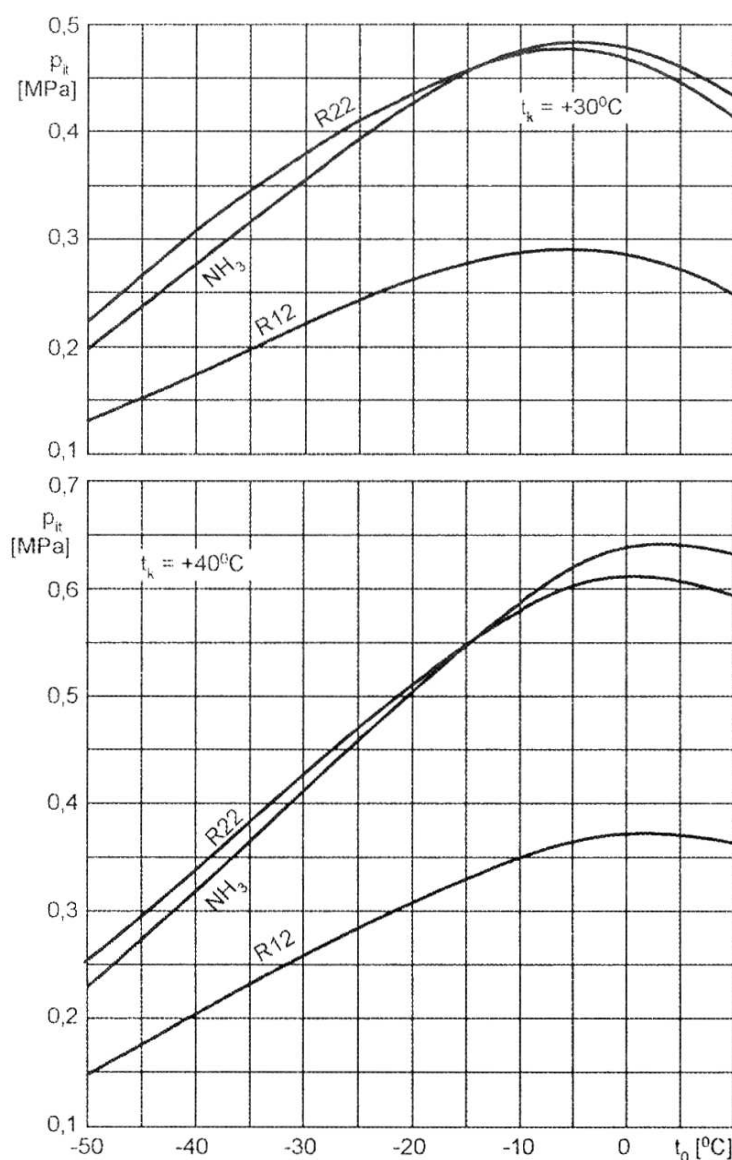
Jednostkową pracę sprężania izentropowego można wyrazić zależnością:

$$w_l = h_{2''} - h_{1''}, \quad (6.37)$$

a mnożąc obustronnie przez strumień masy $\dot{m}_l$ otrzymuje się:

$$P_l = \dot{m}_l \cdot (h_{2''} - h_{1''}) \quad (6.38)$$

gdzie:



Rys. 6.25. Średnie teoretyczne ciśnienie indykowane p_{it} dla NH_3 , R12 i R22 w zależności od temperatury parowania t_0 przy temperaturze skraplania $t_k = 30^\circ\text{C}$ i $t_k = 40^\circ\text{C}$ [9]

P_l – teoretyczna moc napędowa.

Wprowadza się pojęcie średniego teoretycznego ciśnienia indykowanego p_{it} określonego zależnością (rysunek 6.24)

$$p_{it} = \frac{A}{V_{sk}}, \quad (6.39)$$

gdzie:

A – pole powierzchni wykresu indykatorowego sprężarki doskonałej,

V_{sk} – objętość skokowa sprężarki.

Na rysunku 6.25 podano wykresy pozwalające na wyznaczenie średniego teoretycznego ciśnienia indykowanego p_{it} czynników chłodniczych NH_3 , R12 i R22 w zależności od temperatury parowania t_0 dla jednakowych wartości temperatury skraplania $t_k = 30^\circ\text{C}$ i $t_k = 40^\circ\text{C}$.

Teoretyczną moc napędową sprężarki doskonałej P_l oblicza się ze wzoru:

$$P_i = \frac{p_{it} \cdot \dot{V}_s}{1000} \text{ [kW]}, \quad (6.40)$$

gdzie:

p_{it} – średnie teoretyczne ciśnienie indykowane [N/m^2],

$\dot{V}_s$ – wydajność skokowa sprężarki [m^3/s].

Mnożąc wielkość jednostkowej pracy sprężania rzeczywistego w_i (określonej różnicą entalpii właściwej czynnika w stanach po sprężaniu i przed sprężaniem) przez strumień masy czynnika $\dot{m}_z$ określa się *indykowaną wewnętrzną moc napędową sprężarki* P_i :

$$P_i = \dot{m}_z \cdot w_i \quad (6.41)$$

lub:

$$P_i = \frac{p_i \cdot \dot{V}_z}{1000} \text{ [kW]} \quad (6.42)$$

Wielkość p_i nosi nazwę *średniego ciśnienia indykowanego*, które można wyznaczyć graficznie, podobnie jak wielkość p_{it} wstawiając do wzoru (6.39) w miejsce wielkości A pole powierzchni wykresu indykatorowego rzeczywistego sprężarki.

- *Sprawność wewnętrzną (indykowaną) sprężarki* oblicza się z zależności:

$$\eta_i = \frac{P_t}{P_i} \quad (6.43)$$

lub po przekształceniach:

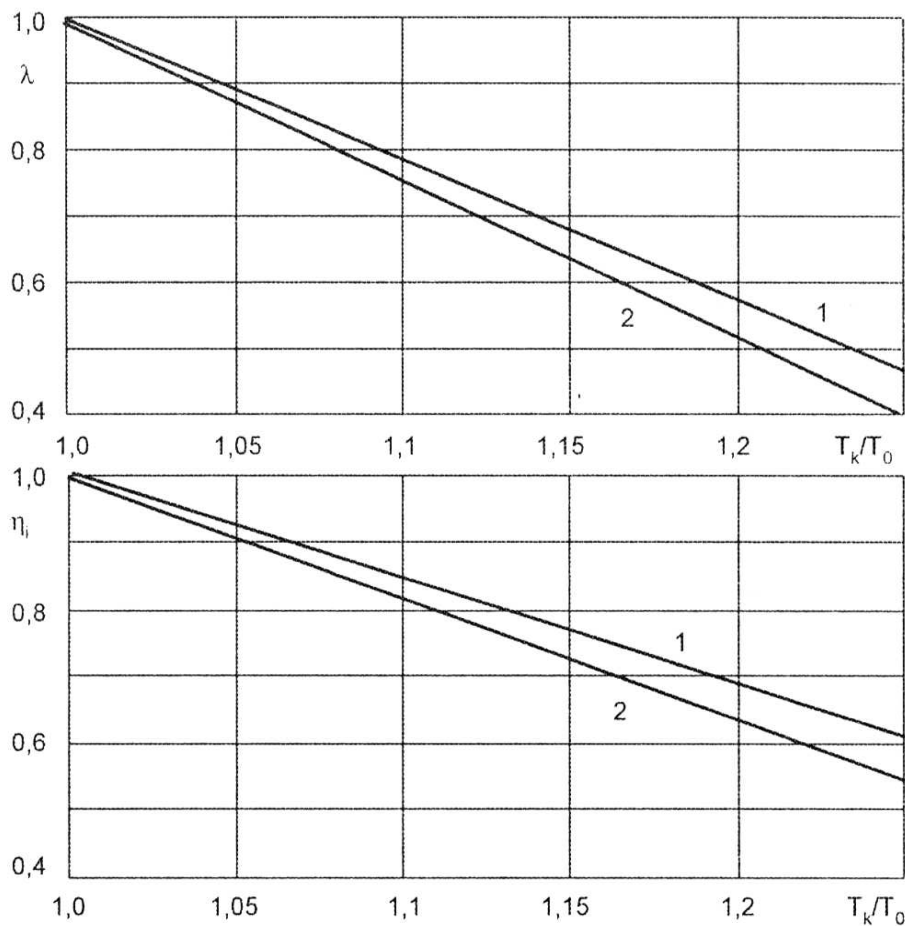
$$\eta_i = \lambda \cdot \frac{p_{it}}{p_i} = \lambda \cdot \rho, \quad (6.44)$$

gdzie:

$\rho = p_{it}/p_i$ stosunek ciśnień indykowanych

λ – współczynnik dostarczania.

Gdy nie uwzględnia się strat dławienia można założyć, że $\rho \cong 1$. W obliczeniach praktycznych korzysta się z wykresów i nomogramów. Przykładowe wykresy według badań *Fischera* [9] podano na rysunku 6.26.



Rys. 6.26. Sprawność wewnętrzna (indykowana) η_i oraz współczynnik dostarczania λ tłokowych sprężarek amoniakalnych według doświadczeń Fischera [9]

1 - sprężarka chłodzona wodą,

2 - sprężarka chłodzona powietrzem

W obliczeniach przybliżonych stosuje się między innymi wzór *Lewina* o postaci:

$$\eta_i = \lambda_T + b \cdot t_o, \quad (6.45)$$

gdzie:

λ_T – wskaźnik podgrzania,

t_o – temperatura parowania [$^{\circ}\text{C}$],

b – współczynnik,

$b=0,001$ – dla amoniakalnych sprężarek stojących,

$b=0,0025$ – dla sprężarek freonowych.

Jeżeli stosunek ciśnień indykowanych $p \leq 1$, wówczas w przybliżeniu $\eta_i \cong \lambda$. Dla sprężarek chłodniczych praktyczne wartości sprawności indykowanej

mieszczą się w przedziale $0,80 \div 0,95$. Przy braku dostatecznej ilości informacji przyjmuje się do obliczeń wstępnych $1/\eta_i \approx 1,2$.

Należy zaznaczyć, że po obliczeniu mocy indykowanej P_i sprężarki można wprowadzić korektę do wzoru opisującego moc cieplną skraplacza (przy założeniach obiegu teoretycznego). Rzeczywiste obciążenie cieplne skraplacza $\dot{Q}_k$ opisuje zależność:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_0 + P_i. \quad (6.46)$$

- *Sprawność mechaniczna η_m*

Sprawność mechaniczna ujmująca straty energetyczne wywołane tarcie w elementach ruchowych sprężarki wyraża się zależnością:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e}, \quad (6.47)$$

gdzie:

P_e – moc efektywna doprowadzana na wał sprężarki.

Moc efektywna wynosi:

$$P_e = P_i + P_f, \quad (6.48)$$

gdzie:

P_f – moc niezbędna na pokonanie oporów tarcia.

Wielkość sprawności mechanicznej może być określona związkiem:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_i + P_f}, \quad (6.49)$$

gdzie:

p_i – średnie ciśnienie indykowane,

p_f – ciśnienie tarcia.

Wielkość ciśnienia tarcia p_f zależy od typu sprężarki i rodzaju czynnika chłodniczego i określana jest zwykle metodami eksperymentalnymi. Do obliczeń można przyjmować wartości ciśnienia tarcia p_f :

- dla sprężarek amoniakalnych przelotowych: $(0,5 \div 0,7) \cdot 10^5 \text{ Pa}$,
- nieprzelotowych; $(0,4 \div 0,5) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;
- dla dużych sprężarek freonowych nieprzelotowych: $(0,3 \div 0,5) \cdot 10^5 \text{ Pa}$,

– dla małych $(0,2 \div 0,35) \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

Wielkość sprawności mechanicznej tłokowych sprężarek chłodniczych zależy głównie od ich konstrukcji, jakości wykonania, obciążenia oraz od warunków eksploatacji (przede wszystkim skuteczności smarowania). Dla sprężarek chłodniczych przyjmuje się w warunkach katalogowych następujące wartości sprawności mechanicznej:

- $\eta_m = 0,90 \div 0,95$ dla dużych i średnich sprężarek wodorowych pionowych,
- $\eta_m = 0,88 \div 0,93$ dla dużych i średnich sprężarek poziomych,
- $\eta_m = 0,8$ dla sprężarek bezwodorowych (w tym nowego typu).

- *Sprawność efektywna (użyteczna) η_e*

określona jest stosunkiem mocy napędowej sprężania izentropowego sprężarki doskonałej do mocy efektywnej sprężarki rzeczywistej:

$$\eta_e = \frac{P_t}{P_e} = \frac{P_t}{P_i} \cdot \frac{P_i}{P_e} = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (6.50)$$

- *Sprawność ogólna η_o*

Dla sprężarek, w których stosuje się na przykład przekładnię pasową moc silnika napędowego P_s (minimalną) określa się z zależności:

$$P_s = \frac{P_e}{\eta_{prz.}}, \quad (6.51)$$

gdzie:

$\eta_{prz.}$ – sprawność przekładni $(0,96 \div 0,99)$.

Dla sprężarek hermetycznych (silnik i sprężarka w szczelnej obudowie wypełnionej czynnikiem chłodniczym) i półhermetycznych (silnik szczelnie obudowany i podłączony do karteru sprężarki; można rozdzielić silnik i sprężarkę) stosowane jest pojęcie sprawności ogólnej η_o :

$$\eta_o = \frac{P_t}{P_{el.}}, \quad (6.52)$$

gdzie:

$P_{el.}$ – jest mocą mierzoną na zaciskach silnika.

Sprawność ogólną wyraża się także iloczynem sprawności cząstkowych:

$$\eta_o = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{sil}, \quad (6.53)$$

gdzie:

η_{sil} – jest sprawnością silnika elektrycznego.

- *Moc napędowa silnika elektrycznego*

Moc elektryczną silnika napędowego P_{sil} określa się z uwzględnieniem rezerwy R uwzględniającej odchylenia od założonych warunków pracy sprężarki w urządzeniu chłodniczym:

$$P_{sil} = P_e + R, \quad (6.54)$$

gdzie:

$R = (0,05-0,15) \cdot P_e$ dla sprężarek małych i średnich,

$R = (0,15-0,25) \cdot P_e$ dla sprężarek dużych.

- *Ocena sprawności energetycznej sprężarki tłokowej w realizacji obiegu chłodniczego*

Sprawność energetyczną sprężarki chłodniczej lub całego parowego urządzenia sprężarkowego wyraża stosunek wydajności chłodniczej do mocy napędowej. Ocenę tej sprawności uzupełnia się zazwyczaj, wprowadzając wspólne kryteria porównawcze dla kilku analizowanych urządzeń. Można na przykład rozpatrywać pracę sprężarki rzeczywistej w odniesieniu do pracy idealnej sprężarki w obiegu Carnota, w obiegu porównawczym suchym lub przegrzanym. Wprowadza się zatem różnego rodzaju wskaźniki ujmujące stosunek wydajności chłodniczej $\dot{Q}_o$ i zapotrzebowania mocy napędowej.

Oprócz współczynników wydajności chłodniczej obiegu *Carnota* ε_c oraz obiegu teoretycznego ε_t zdefiniowanego zależnością:

$$\varepsilon_t = \frac{\dot{Q}_o}{P_t}, \quad (6.55)$$

gdzie:

P_t – moc sprężania izentropowego sprężarki doskonałej.

Wyróżnia się inne wskaźniki, na przykład:

– indykowany współczynnik wydajności chłodniczej ε_i

$$\varepsilon_i = \frac{\dot{Q}_0}{P_i}, \quad (6.56)$$

– efektywny współczynnik wydajności chłodniczej ε_e

$$\varepsilon_e = \frac{\dot{Q}_0}{P_e}, \quad (6.57)$$

gdzie:

P_i oraz P_e są mocą odpowiednio indykowaną i efektywną sprężarki, a efektywny współczynnik wydajności ε_e może być także opisany zależnością:

$$\varepsilon_e = \varepsilon_i \cdot \eta_i \cdot \eta_m, \quad (6.58)$$

- ogólny współczynnik wydajności chłodniczej ε_o

$$\varepsilon_o = \frac{\dot{Q}_0}{P_{el}}, \quad (6.59)$$

gdzie:

P_{el} – moc elektryczna mierzona na zaciskach elektrycznego silnika napędowego,

ε_o - sprawność ogólna (stosowana w odniesieniu do sprężarek hermetycznych i półhermetycznych).

Interesujący pogląd na straty energetyczne w parowej chłodziarce sprężarkowej spowodowane oporami przepływu czynnika chłodniczego przedstawiono w pracach [106, 107]. Wyróżnić należy także oryginalną wersję próby ogólniejszej definicji współczynnika sprawności obiegów chłodniczych w pracach [62, 63, 64]. Ramy niniejszego opracowania nie pozwalają na szersze omówienie osiągniętych wyników.

6.1.4 Wyznaczanie charakterystyk chłodniczej sprężarki tłokowej i jej dobór

Wydajność chłodnicza sprężarki tłokowej opisana jest zależnością (6.18):

$$\dot{Q}_0 = \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot q_v.$$

Wydajność skokową sprężarki $\dot{V}_s$ można obliczyć ze wzorów (6.4) lub (6.5) na podstawie wymiarów sprężarki, to znaczy średnicy cylindrów D , skoku tłoka s i prędkości obrotowej n . Współczynnik dostarczania λ oraz jednostkowa objętościowa wydajność chłodnicza q_v zależne są od warunków pracy sprężarki, a przede wszystkim od temperatury parowania t_0 , skraplania t_k , dochłodzenia t_r i temperatury w króćcu ssawnym sprężarki t_{ss} , a więc warunków pracy układu. Dla różnych wartości tych temperatur urządzenie chłodnicze wyposażone w tą samą sprężarkę (o tej samej wydajności skokowej) ma inną wydajność chłodniczą $\dot{Q}_0$ oraz zapotrzebowanie mocy napędowej. Ta właściwość sprężarki chłodniczej wyróżnia ją w grupie sprężarek wyporowych, na przykład w stosunku do sprężarki powietrza.

Na podstawie dotychczasowych analiz wynika, że ze wzrostem temperatury parowania t_0 i obniżeniem temperatury skraplania t_k zwiększa się wydajność chłodnicza sprężarki, natomiast obniżenie t_0 oraz wzrost t_k i t_r prowadzi do zmniejszenia tej wydajności. Wpływ zmian temperatury parowania t_0 ma bardzo istotny wpływ na wydajność chłodniczą. Przykładowo w urządzeniach amoniakalnych wzrost temperatury t_0 o $\Delta t_0 = 1\text{K}$ powoduje wzrost wydajności chłodniczej o około 6%, natomiast w urządzeniach freonowych o około 0,5÷1,5%. Umiejętność określania wydajności chłodniczej sprężarki w różnych warunkach eksploatacyjnych jest nieodzowna.

Przykład

Sprężarka tłokowa o wydajności skokowej $\dot{V}_s$, przy parametrach termicznych określonych temperaturami parowania t_{01} , skraplania t_{k1} i dochłodzenia t_{r1} ma wydajność chłodniczą $\dot{Q}_{01}$. Należy wyznaczyć wydajność chłodniczą $\dot{Q}_{02}$ tej sprężarki w warunkach $t_{02}/t_{k2}/t_{r2}$.

Przy założeniu, że $\dot{V}_s = \text{const}$ można zapisać:

$$\dot{Q}_{01} = \lambda_1 \cdot \dot{V}_s \cdot q_{v1} \quad (6.60)$$

oraz

$$\dot{Q}_{02} = \lambda_2 \cdot \dot{V}_s \cdot q_{v2}, \quad (6.61)$$

a dzieląc stronami równania (6.60) i (6.61) uzyskuje się zależność:

$$\dot{Q}_{02} = \dot{Q}_{01} \cdot \frac{\lambda_2 \cdot q_{v2}}{\lambda_1 \cdot q_{v1}}. \quad (6.62)$$

Zależność (6.62) ma fundamentalne znaczenie w praktycznych obliczeniach wydajności chłodniczej sprężarki w różnych warunkach. Pozwala na obliczenie wydajności chłodniczej $\dot{Q}_{02}$ w oparciu o współczynniki dostarczania λ_1 i λ_2 oraz jednostkową objętościową wydajność chłodniczą q_{v1} i q_{v2} .

Dla porównania różnych sprężarek tłokowych pod względem ich wydajności chłodniczej i zapotrzebowania mocy napędowej zaleca się powszechnie zasadę „sprowadzania” warunków termicznych obiegów do wspólnego poziomu ich odniesienia.

Stosuje się w praktyce dwie metody postępowania:

- obliczeniową,
- charakterystyk energetycznych.

6.1.4.1 Metoda obliczeniowa

Metoda obliczeniowa pozwala na określenie wydajności chłodniczej i mocy napędowej sprężarki tłokowej na drodze obliczeń częściowych. Stosuje się ją zarówno w warunków katalogowych jak i standardowych. W rozdziale bieżącym przedstawiono założenia tej metody oraz przykład jej zastosowania.

Metoda obliczeniowa dla warunków normalnych w obiegu suchym

Do wyznaczenia nominalnej wydajności sprężarek chłodniczych, wyłącznie w celach porównawczych, przez wiele lat przyjmowano tak zwane warunki normalne (według PN/M-05600), w których temperatury obiegu porównawczego suchego z dochłodzeniem wynosiły:

- temperatura parowania $t_{0n} = -15^{\circ}\text{C}$,
- temperatura skraplania $t_{kn} = +30^{\circ}\text{C}$,

Współczynnik dostarczania λ_n wyznacza się dla parametrów katalogowych z podanych uprzednio wykresów lub nomogramów.

Strumień masy czynnika chłodniczego $\dot{m}_l$ wynosi:

$$\dot{m}_l = \frac{\dot{Q}_{0n}}{q_{0n}}. \quad (6.68)$$

Zapotrzebowanie teoretyczne mocy napędowej P_l oblicza się mnożąc wielkość w_l (6.65) przez $\dot{m}_l$ (6.68):

$$P_{ln} = \dot{m}_l \cdot w_{ln}. \quad (6.69)$$

Wyznaczając z wykresów lub obliczeń sprawność indykowaną (wewnętrzną) η_i , określa się moc indykowaną P_{in} :

$$P_{in} = \frac{P_{ln}}{\eta_{in}}. \quad (6.70)$$

Po wstępnym przyjęciu sprawności mechanicznej w warunkach katalogowych (zwykle zakłada się $\eta_{mn} \cong 0,80$) oblicza się moc efektywną P_{en} :

$$P_{en} = \frac{P_{in}}{\eta_{mn}}, \quad (6.71)$$

ale:

$$P_{en} = P_{in} + P_{fn}, \quad (6.72)$$

gdzie:

P_{fn} – moc tarcia,

$$P_{fn} = P_{en} - P_{in}. \quad (6.73)$$

Przyjmuje się, że moc strat mechanicznych (tarcia) P_{fn} określona wzorem (6.73) dla warunków normalnych (katalogowych) jest równa mocy strat mechanicznych w warunkach roboczych P_f . W celu wyróżnienia warunków roboczych wprowadza się indeks „rob” lub stosuje się symbole bez indeksu. Wynika stąd, że:

$$P_{fn} = P_f. \quad (6.74)$$

Dla sprężarki o wydajności skokowej $\dot{V}_s$ pracującej przy parametrach t_0 , t_k i t_r (różnych od katalogowych) wydajność chłodnicza wynosi:

$$\dot{Q}_0 = \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot q_v. \quad (6.75)$$

Określa się zatem wielkości λ i q_v dla tego obiegu, masowe natężenie czynnika chłodniczego $\dot{m}_z = \dot{Q}_0 / q_0$ oraz P_i i P_i sprężarki w tym obiegu. Moc efektywna sprężarki, po uwzględnieniu (6.73), wynosi:

$$P_e = P_i + (P_{en} - P_{in}). \quad (6.76)$$

Zwykle dla obiegu znana jest wydajność chłodnicza parownika $\dot{Q}_0$. Oblicza się najpierw wydajność skokową sprężarki $\dot{V}_s$ a następnie moc P_e . Obliczone wartości $\dot{V}_s$ i P_e są podstawą doboru sprężarki z katalogu.

Metoda obliczeniowa dla warunków standardowych (obieg przegrzany)

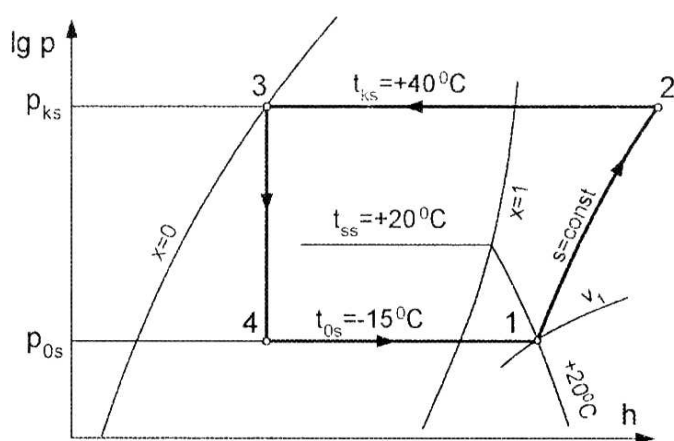
Dla czynników chłodniczych chlorowcopochodnych oraz nowych ich zamienników proponuje się stosować obiegi przegrzane. Parametry standardowe obiegów przegrzanych wynoszą:

– ze sprężarkami amoniakalnymi jednostopniowymi:

$$t_{0s} = -15^{\circ}\text{C}, t_{ss} = 0^{\circ}\text{C}, t_{ks} = +35^{\circ}\text{C},$$

– ze sprężarkami jednostopniowymi czynników chlorowcopochodnych (i dla ich zamienników – do czasu wprowadzenia odnośnych norm):

$$t_{0s} = -15^{\circ}\text{C}, t_{ss} = +20^{\circ}\text{C}, \\ t_{ks} = +40^{\circ}\text{C},$$



Rys. 6.28. Teoretyczny obieg porównawczy przegrzany dla parametrów standardowych

gdzie t_{ss} jest temperaturą mierzoną w króćcu ssawnym sprężarki. Obieg przegrzany dla zestawu parametrów standardowych pokazano na rysunku 6.28.

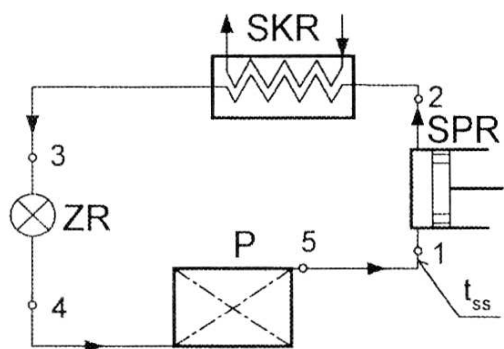
Zalecane przez Międzynarodowy Instytut Chłodnictwa parametry standardowe obiegu przegrzanego mogą ale nie muszą być respektowane przez wszystkich producentów sprężarek chłodniczych. Niektórzy z nich posługują się inny-

mi, własnymi zestawami parametrów, na przykład:

$$t_{0s} = -15^{\circ}\text{C}, t_{ss} = +15^{\circ}\text{C}, t_{ks} = +30^{\circ}\text{C}, \\ t_{rs} = +25^{\circ}\text{C}.$$

Inną, niż zalecaną przyjmuje się temperaturę pary czynnika zasysanej przez sprężarkę: $t_{ss} = +15^{\circ}\text{C}$ lub $t_{ss} = +25^{\circ}\text{C}$.

Podstawowy schemat urządzenia chłodniczego, w którym realizowany jest obieg przegrzany pokazano na rysunku 6.29.



Rys. 6.29. Schemat ideowy urządzenia chłodniczego do realizacji obiegu przegrzanego (bez dochłodzenia)

Temperatura pary na wypływie z parownika P wynosi t_5 (stan 5), przy czym nie musi ona być równa temperaturze pary zasysanej przez sprężarkę t_{ss} (stan 1). W niektórych tylko przypadkach dużych sprężarek amoniakalnych lub freonowych temperatury te mogą być zbliżone.

Wydajność chłodniczą sprężarki SPR (rysunek 6.29) określa się iloczynem strumienia masy czynnika chłodniczego $\dot{m}_z$ i przyrostu entalpii właściwej pomiędzy zaworem regulacyjnym (stan 3 – entalpia właściwa h_3) i króćcem ssawnym sprężarki (stan 1 – entalpia h_1), to

znaczy:

$$\dot{Q}_{0_{brutto}} = \dot{m}_z \cdot (h_1 - h_3). \quad (6.77)$$

Wielkość oznaczona we wzorze (6.77) symbolem $\dot{Q}_{0_{brutto}}$ jest całkowitą wydajnością chłodniczą sprężarki zwaną też *wydajnością chłodniczą brutto*. Wydajność brutto składa się z dwóch części:

- iloczynu strumienia masy $\dot{m}_z$ i przyrostu entalpii właściwej ($h_5 - h_4$) wskutek odparowania,
- iloczynu strumienia masy i przyrostu entalpii właściwej ($h_1 - h_5$) wskutek przegrzania na drodze 5 - 1.

W parowniku P wykorzystuje się więc jedynie część wydajności chłodniczej sprężarki SPR, a pozostałą stanowi strata do otoczenia (nie przyczynia się bezpośrednio do realizacji procesu chłodzenia). Część wydajności chłodniczej sprężarki wykorzystana użytecznie w parowniku nosi nazwę wydajności chłodniczej użytecznej lub wydajności chłodniczej netto $\dot{Q}_{0u}$ i opisana jest związkiem:

$$\dot{Q}_0 = \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot q_v, \quad (6.81)$$

$$\dot{Q}_0 = \lambda_p \cdot \dot{V}_s \cdot q_{vp}. \quad (6.82)$$

Zależność $q_{vp}/q_v = f(t_p)$ dla czynników chłodniczych NH_3 , R12 i R134a jest równoważna zależności $\varepsilon_p/\varepsilon_t = f(t_p)$ podanej dla tych czynników na rysunku 5.13. Dla stosowanych w praktyce wartości stopnia przegrzania pary można w przybliżeniu założyć $q_v \cong q_{vp}$, a więc stopień dostarczania sprężarki λ_p określać przy wykorzystaniu związku [27]:

$$\lambda_p = \frac{Q_{0p}}{\dot{V}_s \cdot q_v}. \quad (6.83)$$

W uzupełnieniu analizy sposobów obliczania użytecznej wydajności chłodniczej pokazano na rysunku 6.31 dwa charakterystyczne przypadki obie-
gów.

Na rysunku 6.31(a i b) 1 oznacza stan pary opuszczającej parownik, natomiast 2 - stan pary zasysanej przez sprężarkę tłokową. W przypadku pokazanym na rysunku 6.31a stosuje się

wynikający z bilansu masy i energii zestaw zależności:

$$\dot{Q}_{0u} = \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot q_{vu}, \quad (6.84)$$

$$q_{vu} = \frac{h_1 - h'}{v_2}, \quad (6.85)$$

$$\dot{Q}_{0u} = \dot{m}_z \cdot (h'' - h'), \quad (6.86)$$

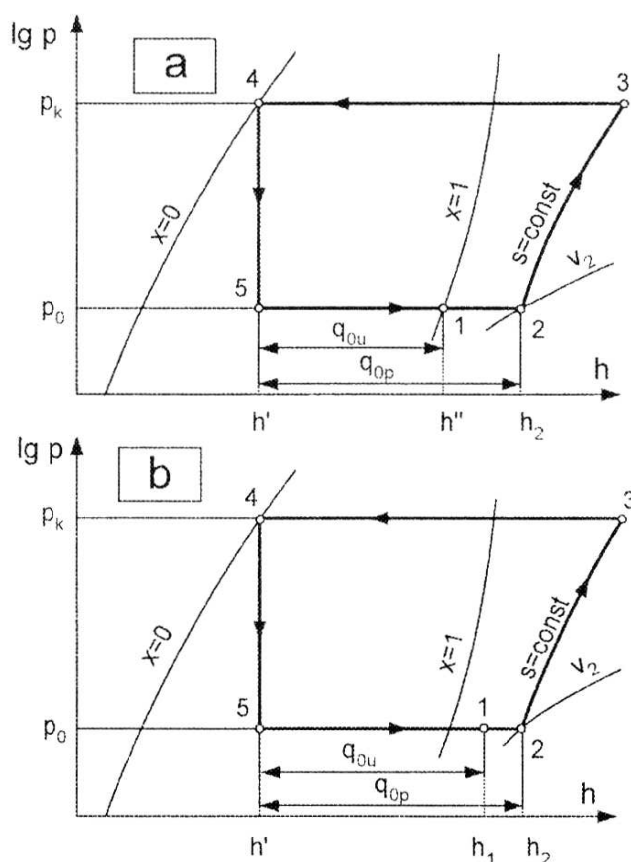
$$\dot{Q}_{0p} = \dot{m}_z \cdot (h_2 - h'). \quad (6.87)$$

W przypadku pokazanym na rysunku 6.31b stosuje się zależności:

$$q_{vu} = \frac{h_1 - h_5}{v_2}, \quad (6.88)$$

$$\dot{Q}_{0u} = \dot{m}_z \cdot (h_1 - h_5), \quad (6.89)$$

$$\dot{Q}_{0p} = \dot{m}_z \cdot (h_2 - h_5). \quad (6.90)$$



Rys. 6.31. Przykłady interpretacji wielkości do obliczenia wydajności chłodniczej brutto i netto (użytecznej)

W odniesieniu do wszystkich obiegów przegrzanych użyteczną wydajność chłodniczą określa się z zależności [118]:

$$\dot{Q}_{0u} = \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot q_{vu}, \quad (6.91)$$

gdzie q_{vu} jest jednostkową objętościową użyteczną wydajnością chłodniczą:

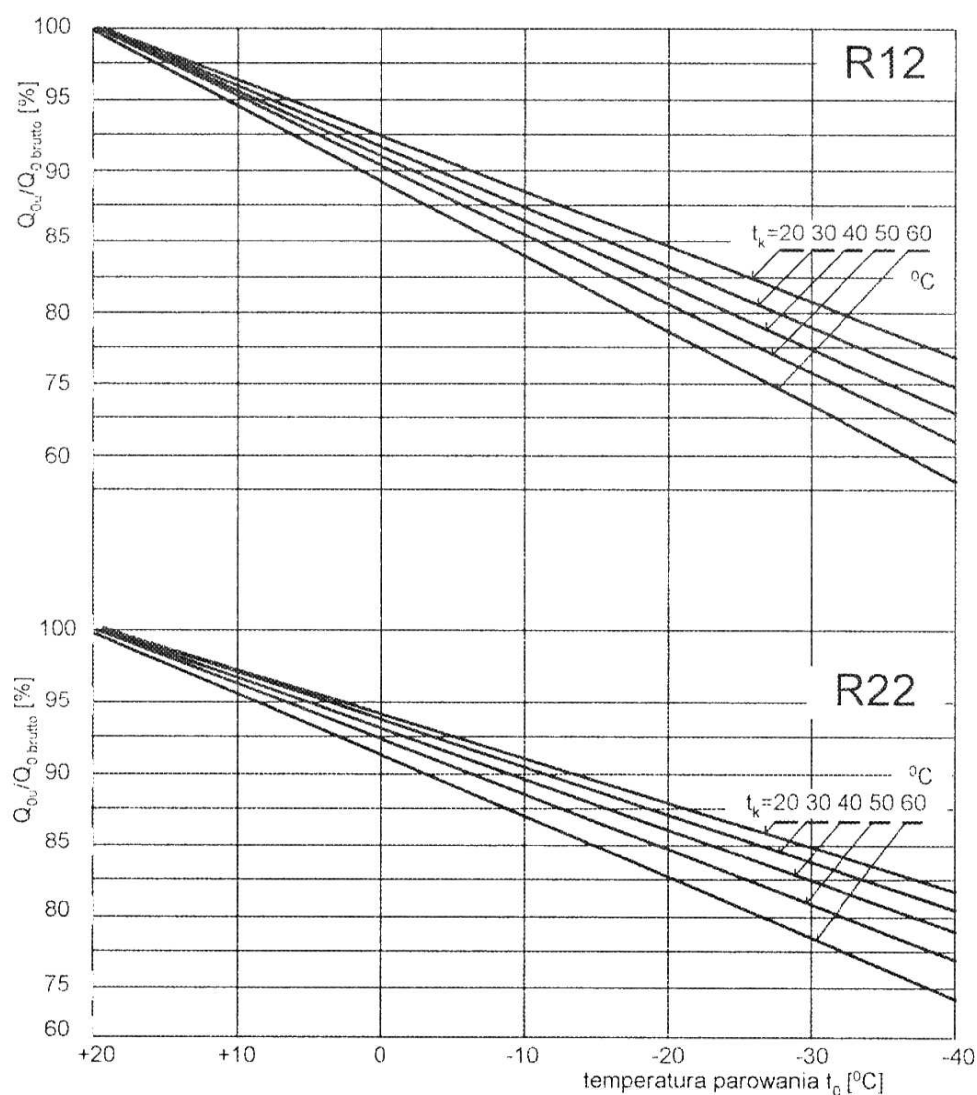
$$q_{vu} = \frac{h_A - h_B}{v_C}, \quad (6.92)$$

h_A – entalpia właściwa czynnika dla stanu na wypływie z parownika,

h_B – entalpia właściwa czynnika dla stanu przed zaworem regulacyjnym,

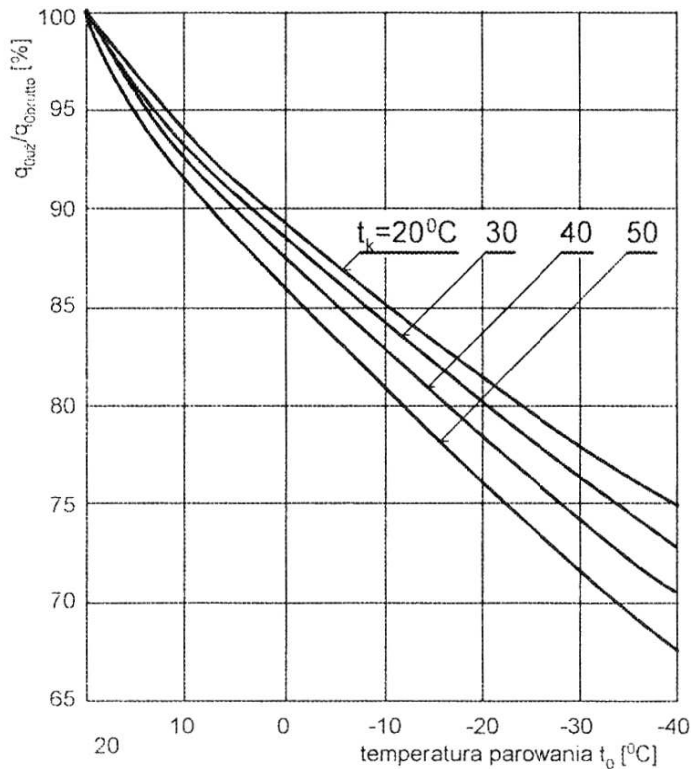
v_C – objętość właściwa czynnika dla stanu w króćcu ssawnym sprężarki.

Na rysunku 6.32 przedstawiono zależność procentowego udziału wydajno-



Rys. 6.32. Zależność $Q_{0u}/Q_{0brutto} = f(t_0)$ dla $t_k = 20 \div 60^\circ\text{C}$ i czynników R12 i R22 [23]

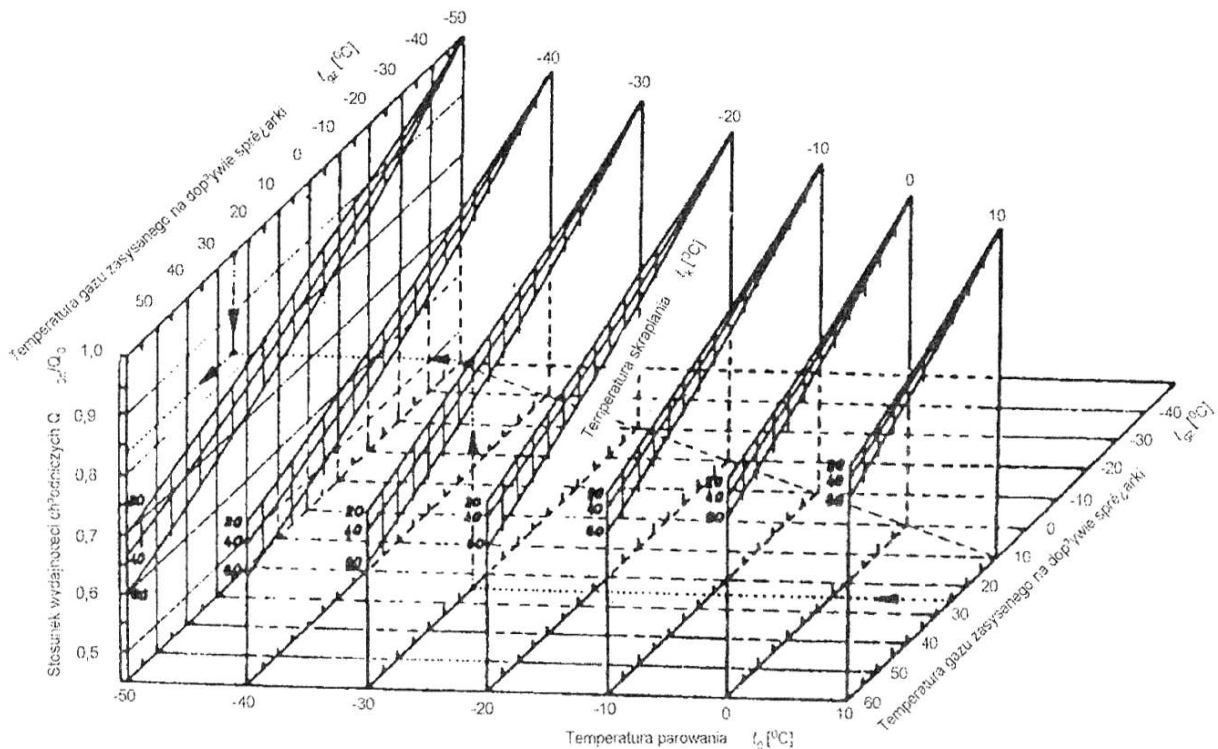
ści chłodniczej użytecznej w całkowitej wydajności brutto w zależności od temperatury parowania t_0 i skraplania t_k czynników R12 i R22, czyli $\dot{Q}_{0u}/\dot{Q}_{0brutto}=f(t_0)$ dla $t_k = \text{const}$ według [23] a na rysunku 6.33 dla czynnika chłodniczego R134a według obliczeń autorów skryptu.



Przykładowe zastosowanie nomogramu do wyznaczania użytecznej wydajności chłodniczej czynnika R22 podano na rysunku 6.34.

Przykład: dla parametrów $t_0 = -30^\circ\text{C}$, $t_k = 20^\circ\text{C}$ i $t_{ss} = 20^\circ\text{C}$ wyznaczono z nomogramu $\dot{Q}_{0u}$; stanowi ona 84% wydajności chłodniczej brutto $\dot{Q}_{0brutto}$

Rys. 6.33. Zależność $\dot{Q}_{0u} / \dot{Q}_{0br}$ dla R134a



Rys. 6.34. Nomogram do wyznaczania użytecznej wydajności chłodniczej freonu R22 [118]

Podaną metodykę obliczeń stosuje się dla różnych przypadków i zestawów parametrów termicznych sprężarek chłodniczych zwłaszcza wtedy, gdy nie są znane charakterystyki producenta.

Postęp w zakresie normalizacji podstawowych wielkości charakteryzujących sprężarkę chłodniczą i jej charakterystyk

Z przedstawionego powyżej zarysu problemów obliczeniowych wynika, że uzyskanie jednoznacznej interpretacji wydajności chłodniczej i mocy napędowej sprężarki są zagadnieniami szczególnie trudnymi. Zwrócić należy uwagę na szybko postępujący proces normalizacji tych pojęć o zasięgu krajowym i międzynarodowym. Celowe jest więc przedstawienie zarysu historycznego tej sprawy.

PN-72/M-04600 [131] traktująca o metodach badań przemysłowych sprężarkowych urządzeń chłodniczych wyróżniała pojęcia: wydajności chłodniczej ogólnej $\dot{Q}_0$ i użytecznej $\dot{Q}_u$ a dla układów chłodzenia pośredniego dodatkowo wydajność chłodniczą efektywną $\dot{Q}_e$ oraz moc napędową (P):

- *Wydajność chłodnicza ogólna* $\dot{Q}_0$ – strumień ciepła przekazywany do czynnika chłodniczego od otoczenia (obiektu chłodzonego).
- *Wydajność chłodnicza użyteczna* $\dot{Q}_u$ – strumień ciepła przekazywany od instalacji użytkownika do czynnika chłodniczego pośredniczącego pomiędzy dwoma granicznymi punktami obiegu: na dopływie i wypływie z instalacji w uzgodnionych warunkach użytkowania.

Obie podane w tej normie definicje różnią się interpretacyjnie od ich jednoznacznego opisu przedstawionego w analizie obliczeniowej podanej w rozdziale 6.1.3.1.

Moc napędowa sprężarki P – moc efektywna (mierzona na wale sprężarki) bądź moc elektryczna (mierzona na zaciskach jej silnika napędowego).

Dodatkowo wprowadzono w 1985 roku normę uzupełniającą *PN-85/M-41103* [132] podającą ocenę wydajności chłodniczej jednostopniowej hermetycznej sprężarki tłokowej o wydajności skokowej do 2 m³/h.

PN-93/M-04606 [133] opracowana według normy *ISO 917:1989* a dotycząca badania sprężarek chłodniczych jednostopniowych wyporowych określa:

- *Wydajność chłodniczą* $\dot{Q}_o$ – jako iloczyn strumienia masy czynnika chłodniczego przepływającego przez sprężarkę i różnicy entalpii właściwej czyn-

nika na dopływie do sprężarki oraz entalpii właściwej cieczy przy temperaturze nasycenia odpowiadającej ciśnieniu tłoczenia w punkcie pomiaru na odpływie ze sprężarki.

- *Moc napędowa P* – jako moc mierzona na wale sprężarki dławnicowej lub na zaciskach silnika napędowego dla sprężarki hermetycznej lub semihermetycznej, łącznie z mocą pobieraną przez wyposażenie pomocnicze sprężarki.

Obie znormalizowane wersje pojęć wydajności chłodniczej i mocy napędowej stanowiły znaczny postęp w jednoznacznej ich ocenie, ale wymagały podania dodatkowych informacji, między innymi parametrów pracy sprężarki chłodniczej.

Respektowanie i wprowadzanie do obowiązujących w Polsce norm zaleceń normalizacyjnych o zasięgu międzynarodowym jest warunkiem koniecznym przyszłego uczestnictwa w Unii Europejskiej. Taki cel postawiono wprowadzając za pośrednictwem Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dwie podstawowe normy ISO, a mianowicie *PN-ISO 5149:1997* i *PN-ISO 9309:1994*.

Pierwsza z nich [135] dotyczy wymagań mających na celu zapewnienie bezpieczeństwa osób i mienia przy projektowaniu, instalowaniu i eksploatacji urządzeń chłodniczych.

Druga norma *PN-ISO 9309:1994* [136] ma bardzo istotny wpływ na ocenę charakterystyk energetycznych sprężarek chłodniczych pracujących w różnych warunkach. Dla potrzeb tej normy wprowadzono nowe, zmodernizowane definicje wydajności chłodniczej i mocy napędowej. Jako obecnie obowiązująca wprowadza następujące określenia:

- *Podstawowa wydajność chłodnicza* - iloczyn strumienia masy czynnika chłodniczego przetłaczanego przez sprężarkę i różnicy entalpii właściwej pary przegrzanej czynnika na dopływie do sprężarki oraz entalpii właściwej ciekłego czynnika w stanie nasycenia odpowiadającym ciśnieniu tłoczenia na odpływie ze sprężarki.

Zauważa się, że *podstawowa wydajność chłodnicza* sprężarki jest określona jednoznacznie dla obiegu przegrzanego, co stanowi istotną zmianę w porównaniu z *PN-93/M-04606*. Ustala ona również wartości temperatury t_{ss} w króćcu ssawnym sprężarki lub przegrzanie pary na ssaniu Δt_{ss} .

Tablica 6.5

Zestaw parametrów dla charakterystyki sprężarek tłokowych według PN-ISO 9309: 1994 [136]

Czynnik	Temperatura w króćcu ssawnym t_{ss} [$^{\circ}\text{C}$] lub przegrzanie na ssaniu Δt_{ss} [K]	Uwagi
Czynniki chlorowcopochodne	20 $^{\circ}\text{C}$	Dla małych urządzeń chłodniczych i klimatyzacyjnych
Czynniki chlorowcopochodne	20K	Dla średnich i dużych sprężarek w urządzeniach przemysłowych
Amoniak (R717)	10K	Dla wszelkich zastosowań
Inne czynniki, w tym węglowodory	Odpowiednio dobrane	-

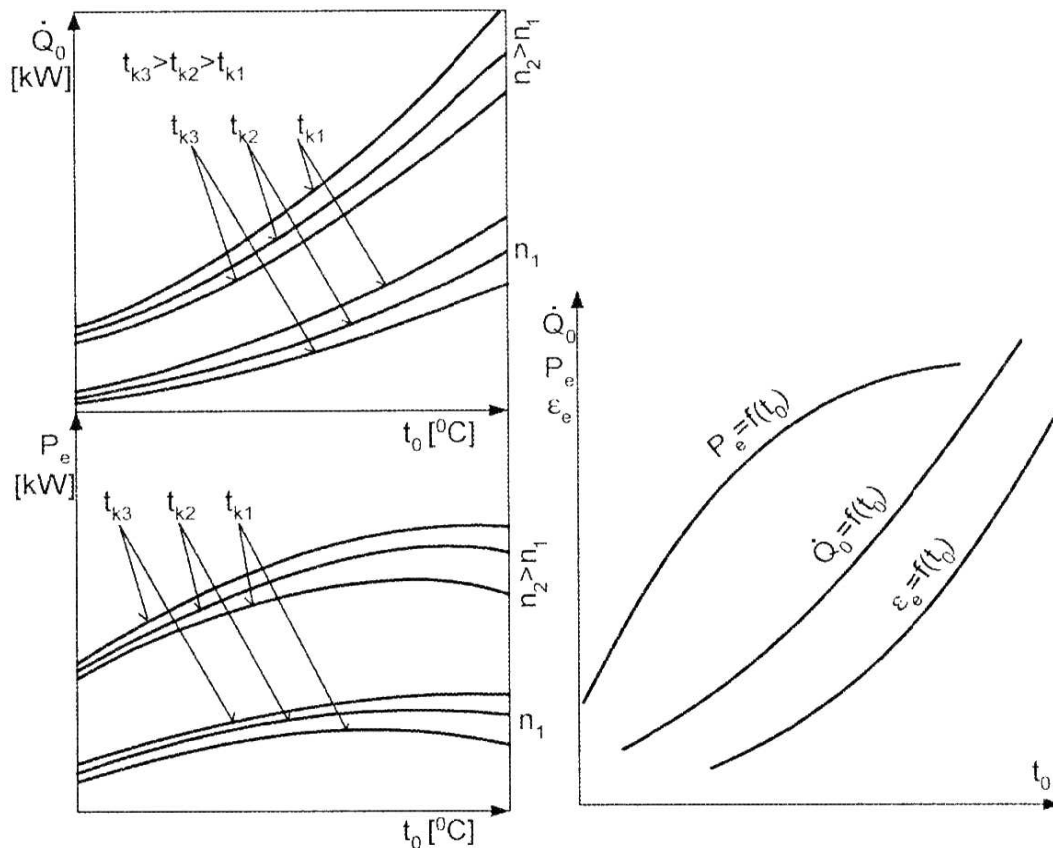
Istotną wadą tej normy jest fakt nie uwzględnienia w sposób jednoznaczny parametrów dla nowych, proekologicznych czynników chłodniczych jako zamienników freonów (czynniki te były już w pełni znane w czasie wydania normy, a nie znalazły konkretnego w niej zastosowania).

Moc napędową sprężarki według normy [136] określa się następująco:

- *moc na wale sprężarki* - dla sprężarek o napędzie zewnętrznym,
- *moc elektryczna* pobierana na zaciskach silnika – dla sprężarek hermetycznych lub semihermetycznych

6.1.4.2 Metoda charakterystyk energetycznych sprężarki tłokowej

W przypadku sprężarek chłodniczych produkowanych seryjnie dokonuje się w oparciu o charakterystyki energetyczne publikowane w katalogach producentów. Pozwala to wyeliminować uciążliwe obliczenia z jednoczesną analizą pełnego zakresu eksploatacyjnego. *Pod pojęciem charakterystyki energetycznej* sprężarki należy rozumieć zależność podstawowych jej wielkości ($\dot{Q}_0$, P_c , ε_c i innych) od parametrów opisujących warunki pracy (t_0 , t_k , t_{ss} , t_r). Podstawowe charakterystyki energetyczne sprężarek chłodniczych sporządza się w układzie współrzędnych $\dot{Q}_0$ - t_0 oraz P_0 - t_0 . Przykłady takich charakterystyk przedstawiono na rysunkach 6.35 i 6.36.



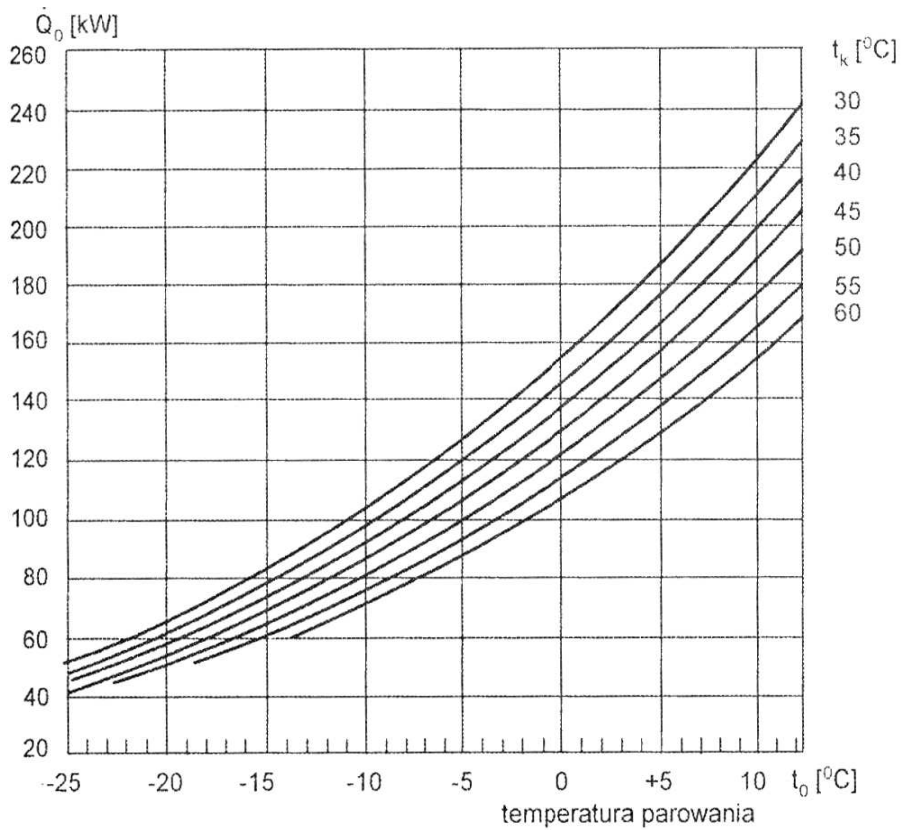
6. 35 Przykłady charakterystyk sprężarek

Charakterystyki z rysunku 6.35 sporządzone są na drodze obliczeń symulacyjnych pracy sprężarki lub na podstawie badań eksperymentalnych (rysunek 6.36 i 6.37).

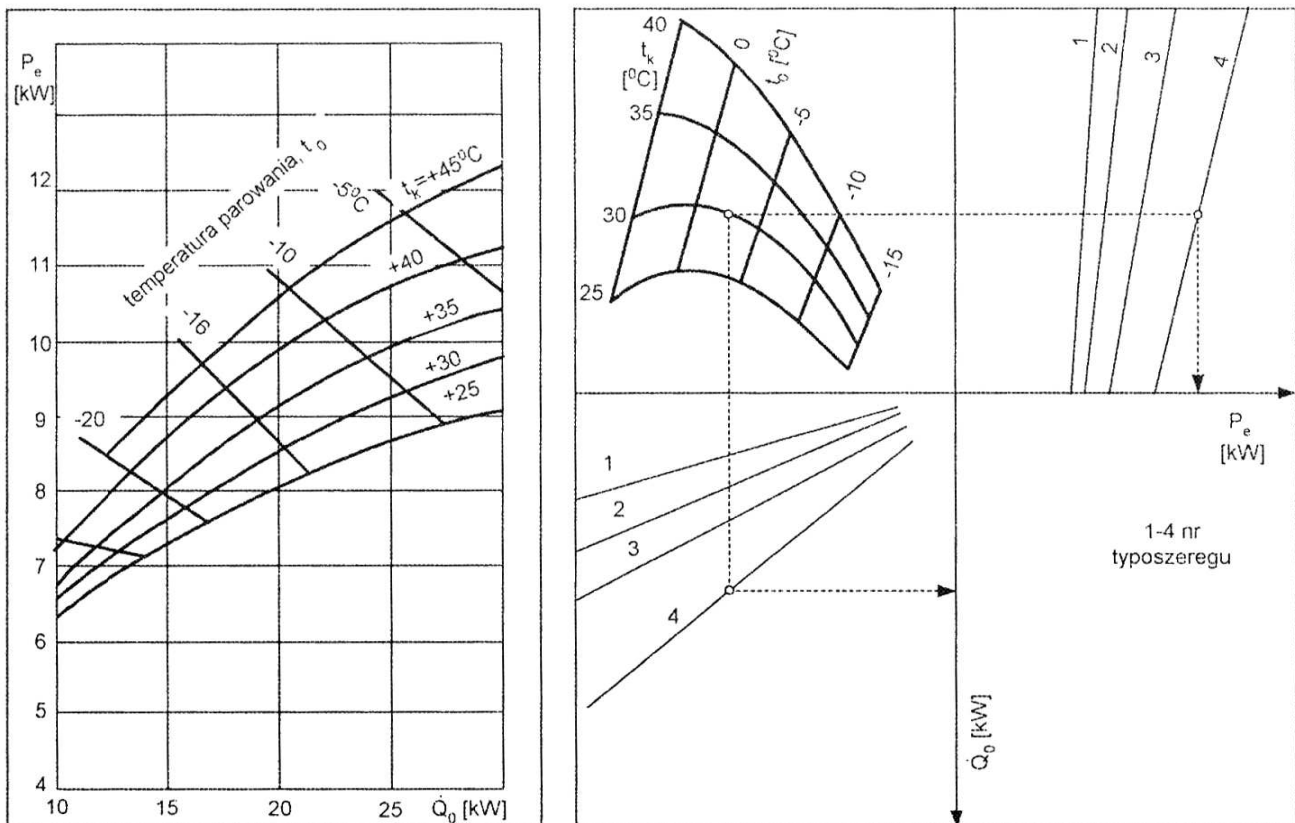
Sposób przedstawiania charakterystyk sprężarek chłodniczych powinien być zgodny z zaleceniami podanymi w *PN-ISO 9309* [136]. Opracowano ją dla jednostopniowych sprężarek wyporowych określając możliwość porównania sprężarek chłodniczych pracujących w różnych warunkach. Zaleca się podawanie współczynników korekcyjnych i przeliczeniowych a wśród nich:

- uwzględniające zmianę podstawowej wydajności chłodniczej spowodowanej dochłodzeniem cieczy,
- uwzględniające przegrzanie pary, inne niż przy określaniu wydajności podstawowej,
- podające zmianę wydajności chłodniczej związaną z inną prędkością obrotową.

Należy podać także charakterystyki przy częściowym obciążeniu, gdy sprężarka wyposażona jest w urządzenia do regulacji wydajności.



Rys. 6.36. Charakterystyka robocza sprężarek typu TWIN produkcji firmy Copeland [68]



Rys. 6. 37. Charakterystyki energetyczne sprężarek lub agregatów chłodniczych w układzie siatkowym

Przy doborze sprężarki chłodniczej do realizacji określonego obiegu rzeczywistego należy brać przede wszystkim pod uwagę następujące problemy:

1. sprężarki chłodnicze dobiera się dla danego obiektu chłodzonego po wykonaniu jego bilansu cieplnego, a zwłaszcza parownikowego i sprężarkowego;
2. wydajność chłodniczą w warunkach roboczych określa się z zależności:

$$\dot{Q}_0 = \frac{\dot{Q}}{b}, \quad (6.93)$$

gdzie:

$\dot{Q}_0$ – sumaryczne obciążenie cieplne sprężarkowe dla danej temperatury parowania,

b – współczynnik uwzględniający czas pracy sprężarki w ciągu doby; przyjmuje się wstępnie do obliczeń $b = 0,7 \div 0,9$ (wyższe wartości dla sprężarek dużych).

3. Praktycznie dobór wielkości sprężarki chłodniczej dokonuje się na podstawie:
 - a. obliczonej wydajności skokowej $\dot{V}_s$ i mocy efektywnej P_e ,
 - b. standardowej wydajności chłodniczej $\dot{Q}_{0s}$ obliczonej na podstawie roboczej wydajności,
 - c. według charakterystyk energetycznych katalogowych producenta.
4. Dla każdej grupy temperatur parowania dobiera się oddzielną sprężarkę lub grupę sprężarek. Jeżeli nie można z różnych względów dobrać dokładnie takiej, która odpowiada wartościom obliczonym, wówczas dobiera się sprężarkę większą w typoszeregu. Celowe jest także dobrać dwie sprężarki o połowę mniejszej wydajności niż jedną większą (na przykład łatwiejsza może być regulacja wydajności).
5. Zaleca się dokonać wyboru sprężarek jednakowego typoszeregu, a niekiedy produkowanych przez tego samego wytwórcę (między innymi unifikacja elementów składowych sprężarki).

7. PRZEGLĄD NOWOCZESNYCH ROZWIĄZAŃ TECHNICZNYCH W JEDNOSTOPNIOWYCH SPRĘ- ŻARKOWYCH URZĄDZENIACH CHŁODNICZYCH

O doskonałości rzeczywistego sprężarkowego obiegu chłodniczego świadczy stopień jego zbliżenia do klasycznego obiegu porównawczego na przykład obiegu *Carnota* lub *Lindego*. Straty w obiegu rzeczywistym wpływają na spadek efektywności energetycznej, co powoduje wzrost nakładów eksploatacyjnych użytkownika. Dążenie do uzyskiwania jak najwyższych wartości współczynnika wydajności chłodniczej było i jest motorem postępu technicznego w tej dziedzinie chłodnictwa. Współczynnik wydajności chłodniczej ε_{ch} (oznaczany w literaturze anglojęzycznej symbolem *C.O.P.* - *coefficient of performance*) definiowany jest ogólnie ilorazem wydajności chłodniczej (jako efektu użytecznego) do doprowadzanej mocy napędowej.

Obserwuje się dynamiczny rozwój postępu technicznego uwzględniający różne formy oddziaływania na wzrost efektywności energetycznej obiegu chłodniczego. Na szczególne podkreślenie zasługują następujące oddziaływania:

- wprowadzenie na szeroką skalę proekologicznych czynników chłodniczych,
- minimalizacja zużycia energii,
- minimalizacja ilości czynnika chłodniczego w obiegu,
- zastosowanie nowoczesnych systemów sterowania i monitoringu instalacji chłodniczej,
- intensyfikacja wymiany ciepła w wymiennikach chłodniczych.

Wszystkie wymienione działania są wynikiem termoeconomicznej optymalizacji rzeczywistego obiegu chłodniczego.

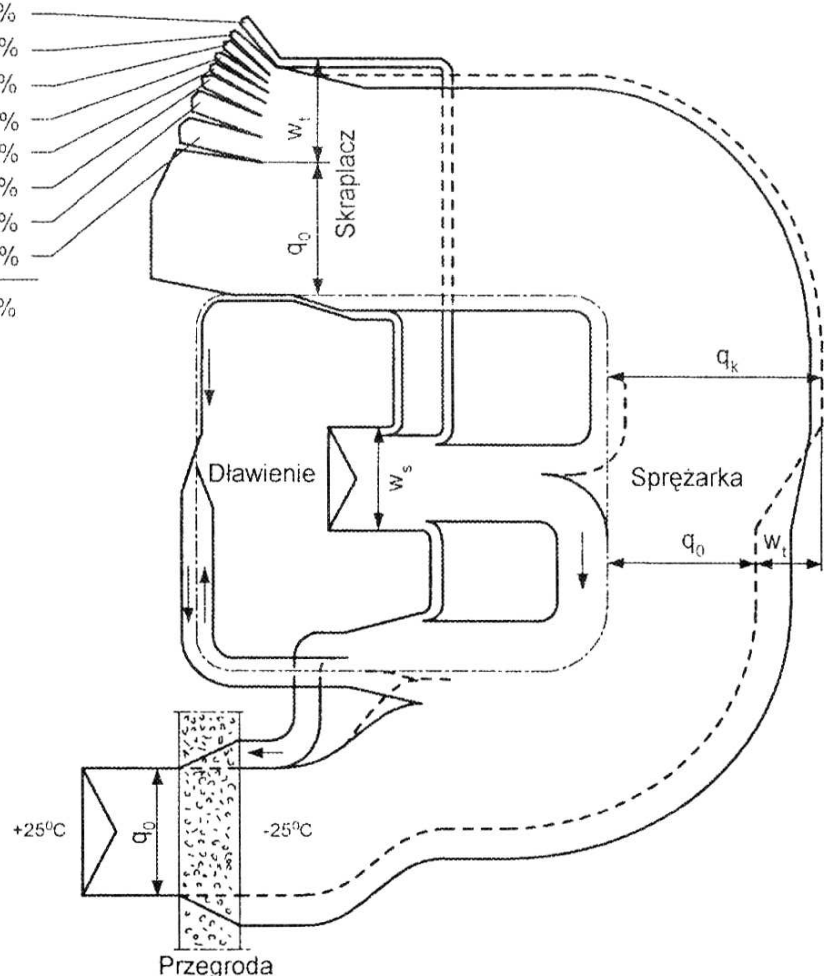
Rok 2000 należy uznać jako początek ostatniego etapu wycofywania z eksploatacji szkodliwych freonów. Zastosowanie proekologicznych czynników chłodniczych nie zubożających sfery ozonowej i nie pogłębiających efektu cieplarnianego stało się nieodwracalnym faktem potwierdzonym Protokołem Montrealskim, z jego konsekwencjami włącznie. Nowoczesne rozwiązania są stosowane w urządzeniach amoniakalnych oraz z czynnikami węglowodorowymi a inne, nowe czynniki są już wprowadzane powszechnie.

Pod pojęciem termoeconomicznej optymalizacji rzeczywistego obiegu chłodniczego należy rozumieć wprowadzenie do praktyki eksploatacyjnej zaleceń wynikających z analizy energetycznej i egzenergetycznej obiegu. W wyniku analizy egzenergetycznej możliwe jest nie tylko określenie wielkości strat w obiegu, ale również zidentyfikowanie źródła tych strat. Względne straty energii w obiegu rzeczywistym odniesione do teoretycznego zapotrzebowania energii porównawczego obiegu Carnota wynoszą: straty w sprężarce – 78%, straty dławienia – 51%, w silniku napędowym – 32%, w zespołach parownika i skraplacza – odpowiednio 66 i 72%. Nieodwracalne straty procesów sprężania, dławienia i wymiany ciepła przy skończonej różnicy temperatur w wymiennikach odgrywają zasadniczą rolę.

Na rysunku 7.1 przedstawiono przykładowy bilans egzenergetyczny jedno-stopniowego sprężarkowego urządzenia chłodniczego.

Bilans egzergii

Straty silnika	8,09%
Wentylator parownika	9,72%
Parownik	6,69%
Wentylator skraplacza	7,19%
Skraplacz	10,92%
Dławienie	12,74%
Straty sprężarki	19,55%
Praca efektywna	25,09%
Dopływ egzergii	100,00%



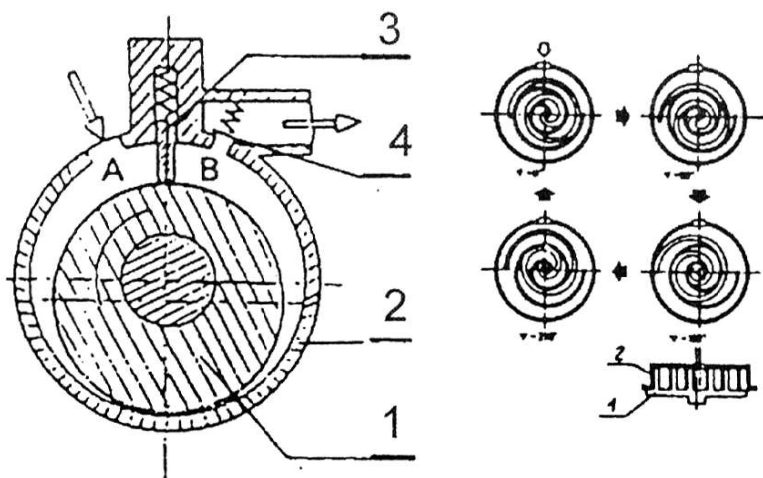
Rys. 7.1. Bilans egzenergetyczny obiegu chłodniczego w urządzeniu sprężarkowym jedno-stopniowym [100]

W rozdziale podano wybrane przykłady nowoczesnych rozwiązań technicznych prowadzące do wzrostu efektywności energetycznej urządzeń chłodniczych.

7.1. Nowoczesne rozwiązania konstrukcyjne chłodniczych sprężarek wyporowych

W urządzeniach chłodniczych sprężarkowych o małej wydajności chłodniczej stosowane są z reguły agregaty sprężarkowe hermetyczne i semihermetyczne, natomiast w urządzeniach o średniej i dużej wydajności sprężarki tłokowe dławnicowe. Nawet przy prawidłowym smarowaniu i obiegu oleju w instalacji straty na pokonanie oporów tarcia w sprężarkach tłokowych stanowią 12÷15% doprowadzonej mocy napędowej. Główną przyczyną tych strat jest przede wszystkim układ korbowy, za pomocą którego następuje zamiana ruchu obrotowego wału na ruch posuwisto-zwrotny tłoka w cylindrze. Nowoczesne konstrukcje chłodniczych sprężarek wyporowych zmierzają w kierunku tak zwanej rotatyzacji sprężarki [101], a więc skutecznego wyeliminowania układu korbowego i ruchu posuwisto-zwrotnego elementów. Doprowadziło to już do szerokiego obecnie zastępowania sprężarek tłokowych sprężarkami rotacyjnymi, spiralnymi i śrubowymi. Problemy związane ze sprężarkami śrubowymi w układach jedno- i wielostopniowym są omówione w innych opracowaniach autorów [12].

Na rysunku 7.2 przedstawiono zasadę działania sprężarek rotacyjnej i spiralnej.



Rys. 7.2. Zasada działania nowoczesnych chłodniczych sprężarek wyporowych [101]

- a) sprężarka rotacyjna: 1 – wirujący tłok, 2 – korpus cylindra, 3 – łopatką, 4 – zawór tłoczny, A – strona ssawna, B – strona tłoczna;
- b) sprężarka spiralna: 1 – spirala ruchoma, 2 – spirala nieruchoma

W sprężarce rotacyjnej (rysunek 7.2 a) wirujący tłok 1 umieszczony jest mimośrodowo i toczy się po wewnętrznej ścianie cylindra 2. Strona ssawna A oddzielona jest od tłocznej B za pomocą łopatki 3 (lub zespołu kilku łopatek), która jest umieszczona w korpusie cylindra 2. Za pomocą zaworu 4 sprężony czynnik jest wyprowadzany do rurociągu. W produkowanych sprężarkach rotacyjnych stosuje się też rozwiązania bliźniacze z układem dwóch tłoków wirujących.

W 1905 roku opatentowano pomysł konstrukcji sprężarki spiralnej. Obecnie jest on realizowany w sprężarkach chłodniczych wielu firm do czynników chłodniczych R22, R134a, R404A i R507. Sprężarka spiralna (rysunek 7.2b i c) składa się z zespołu dwóch spiral o zarysie ewolwentowym. Jedną z nich jest spirala ruchoma (napędzana), druga zaś jest nieruchoma. W procesie sprężania spirala ruchoma toczy się po powierzchni spirali nieruchomej wykonując ruch postępowy. Na przykładzie sprężarki spiralnej firmy COOL (rysunek 7.2 c) można wyodrębnić następujące fazy jej pracy [144]:

1. sprężanie jest wynikiem współpracy spirali ruchomej i nieruchomej; czynnik wchodzi do kieszeni o kształcie półksiężyca powstałej podczas obtaczania się spirali ruchomej;
2. kieszeń zamyka się a czynnik jest "wciągany" pomiędzy spirale;
3. w miarę ruchu spirali objętość kieszeni zmniejsza się i następuje sprężanie czynnika;
4. wytłaczanie realizuje się przez króciec tłoczny umieszczony centralnie;
5. podczas pracy sprężarki sześć kieszeni znajduje się w różnych stanach sprężania, co powoduje, że ssanie i sprężanie następują jednostajnie.

Przy wysokich temperaturach parowania (rzędu $-5 \div +7^{\circ}\text{C}$) uzyskuje się wysoką sprawność, dużą odporność na „zalanie” cieczą i niezawodność eksploatacyjną (mała ilość części ruchomych i dopasowywanie się powierzchni spiral w miarę ich zużycia) a także długi przebieg międzyprzeglądowy (do około 80000 godzin). Agregaty ze sprężarkami spiralnymi stosowane są obecnie w zakresie temperatur parowania $t_0 = -45 \div +7^{\circ}\text{C}$ i wydajności chłodniczej $3,5 \div 20$ kW. Należy oczekiwać, że sprężarki nowej generacji będą miały jeszcze szerszy zakres stosowalności.

Wśród nowości konstrukcyjnych sprężarek wyporowych należy wymienić japońską konstrukcję hermetycznej sprężarki tłokowej i śrubowej amoniakalnej o małej wydajności chłodniczej, co zapowiada możliwość ich zastosowania w przyszłości w chłodziarkach domowych, handlowych i klimatyzatorach.

7.2. Sposoby zmniejszania strat dławienia w zaworze regulacyjnym

W rozdziale 5.2.1 zwrócono uwagę na wpływ ważniejszych parametrów czynnika na wielkość strat w przemianie nieodwracalnej dławienia w zaworze regulacyjnym. Teoretycznie możliwe jest wyeliminowanie tych strat przez zastosowanie obiegu *Granryda*, którego koncepcję i realizację przedstawiono w [108].

Znane są klasyczne metody dochłodzenia cieczy przed zaworem regulacyjnym zmniejszające straty dławienia. Z innych należy wymienić zastosowanie dławienia wielostopniowego i sprężania w układach ze sprężarkami tłokowymi i śrubowymi. Jak wiadomo z rozważań zawartych w rozdziale 5, skuteczność dochłodzenia cieczy w instalacjach wyposażonych w skraplacze wodne i chłodzone powietrzem jest ograniczona przede wszystkim parametrami czynnika chłodzącego skraplacz. Poza tym dochłodzenie cieczy w regeneracyjnym wymienniku ciepła wpływa niekorzystnie na zmianę parametrów pary czynnika zasysanego przez sprężarkę.

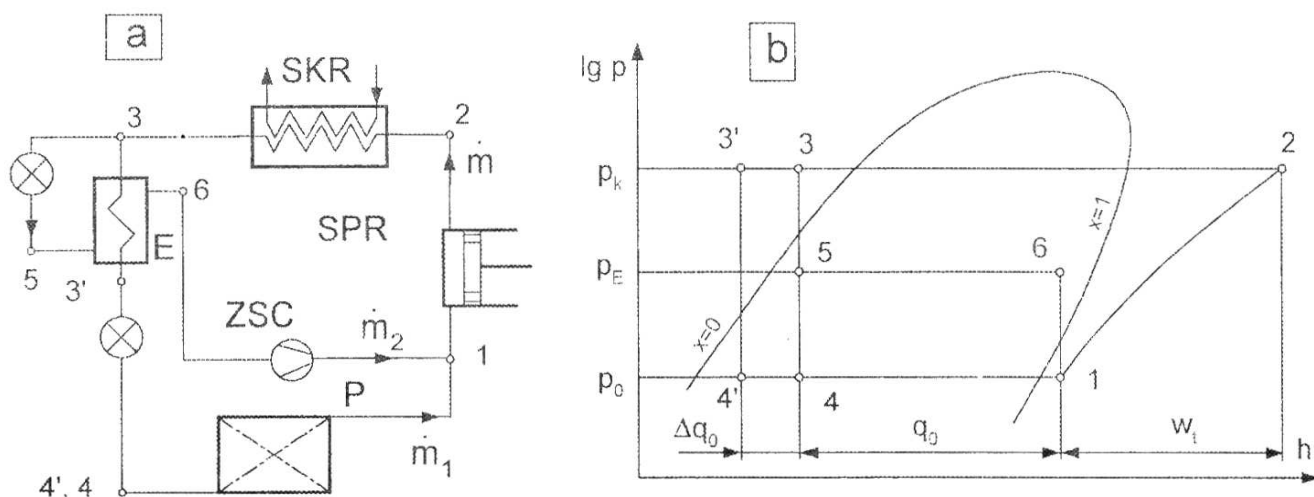
Interesujące rozwiązanie pozwalające na usunięcie tych negatywnych wpływów przedstawiono w 1998 roku w [128]. Proponuje się zastosowanie „ekonomizera” w jednostopniowym obiegu chłodniczym ze sprężarką tłokową. Koncepcja wprowadzenia do obiegu ze sprężarką tłokową „ekonomizera” została zaadoptowana z układów chłodniczych, w tym dwustopniowych, wyposażonych w sprężarkę śrubową. Uzyskuje się efekt dochłodzenia cieczy bez zmiany parametrów pary na ssaniu sprężarki. Autor [128] proponuje wydzielenie ze strumienia masy czynnika chłodniczego przetłaczanego przez sprężarkę, części strumienia i kosztem zmiany jego entalpii uzyskać efekt dochłodzenia cieczy przed zaworem regulacyjnym zasilającym parownik. Na rysunku 7.3 przedstawiono w układzie współrzędnych $l_{gp}-h$ takie właśnie rozwiązanie z interpretacją stanów czynnika w obiegu.

Z uwagi na interesującą interpretację tej metody podano niektóre jej założenia i teoretyczne rozwiązania. Stosując oznaczenia z rysunku 7.3, można zapisać bilans energetyczny ekonomizera E w postaci:

$$\dot{m}_1 \cdot (h_3 - h_{3^*}) = \dot{m}_2 \cdot (h_6 - h_5), \quad (7.1)$$

a stąd:

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{h_3 - h_{3^*}}{h_6 - h_5} = \frac{\Delta q_0}{q_0}. \quad (7.2)$$



Rys. 7.3. Zastosowanie ekonomizera w jednostopniowym układzie ze sprężarką tłokową
a) schemat instalacji, b) interpretacja w układzie współrzędnych $\lg p-h$ [128]

Oznaczając symbolem a udział strumienia masy $\dot{m}_1$ w strumieniu $\dot{m}$ przetłaczanym przez sprężarkę uzyskuje się:

$$a = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta q_0}{q_0}}. \quad (7.3)$$

Współczynnik wydajności chłodniczej obiegu jednostopniowego ε bez ekonomizera wynosi:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m} \cdot q_0}{\dot{m} \cdot w_t} = \frac{q_0}{w_t}, \quad (7.4)$$

a współczynnik wydajności chłodniczej obiegu z ekonomizerem ε_E :

$$\varepsilon_E = \frac{\dot{m}_1 \cdot (q_0 + \Delta q_0)}{\dot{m} \cdot w_t}, \quad (7.5)$$

Po uwzględnieniu zależności (7.5) i (7.4) i wprowadzeniu (7.2) i (7.3) uzyskuje się po przekształceniach, że:

$$\frac{\varepsilon_E}{\varepsilon} = 1, \quad (7.6)$$

co oznacza równowagę obu obiegów pod względem efektywności energetycznej. Świadczy także pozytywnie o korzyściach w stosunku do klasycznych rozwiązań dochłodzenia cieczy, ponieważ nie ulegają zmianie parametry pary zasysanej przez sprężarkę. W dalszej części pracy [128] wykazano teoretyczną możliwość stosowania ekonomizera w układach jednostopniowych ze współpracą z termostatycznymi zaworami rozprężnymi oraz zaworami elektronicznymi. Wymagane jest jednak potwierdzenie eksperymentalne tej metody, zwłaszcza w układach niskotemperaturowych.

Interesujące rozwiązanie opatentowano w ostatnich latach w węgierskiej firmie *OPLAN* z Budapesztu [78]. W instalacji chłodniczej jednostopniowej zastosowano dodatkowy układ typu *Flashless* wyposażony w uzupełniającą sprężarkę odsysającą cyklicznie część cieczy ze zbiornika. Po jej schłodzeniu para wytłaczana jest z powrotem do skraplacza. Proponowane rozwiązanie dla czynników R22, R717 i nowych R134a daje, zdaniem autorów, znaczne korzyści energetyczne i zostało już sprawdzone doświadczalnie.

7.3 Zastosowanie zaworów regulacyjnych nowej generacji oraz nowoczesnych systemów monitoringu instalacji

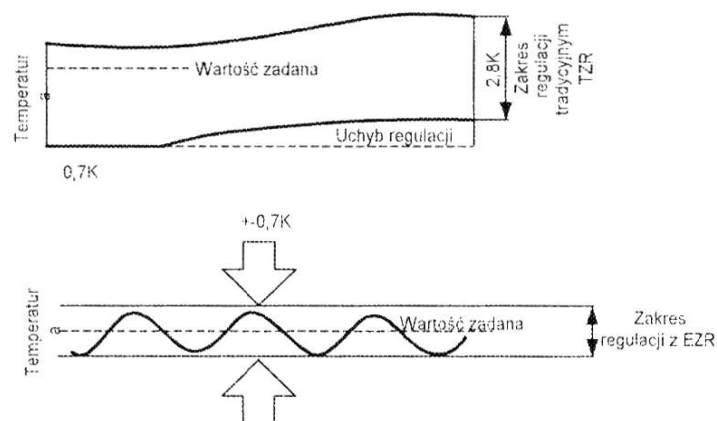
Minimalizacja energochłonności urządzenia chłodniczego jest jednym ze współczesnych kryteriów oceny efektywności energetycznej realizowanego w nim rzeczywistego obiegu lewobieżnego. Dotychczasowe klasyczne formy oddziaływania nie wytrzymują obecnie konkurencji w konfrontacji z najnowszymi osiągnięciami techniki.

W rozdziale 5 przedstawiono dwa dotychczasowe sposoby realizacji przegrzanych obiegów chłodniczych, to znaczy przy zastosowaniu regeneracyjnych wymienników ciepła oraz termostatycznych zaworów rozprężnych. Sprawdzone w wieloletniej praktyce termostatyczne zawory rozprężne (oznaczane dalej symbolem *TZR*) okazują się niewystarczające, aby zagwarantować pełne, racjonalne wykorzystanie dyspozycyjnej powierzchni wymiany ciepła parownika oraz całego urządzenia chłodniczego.

Termostatyczny zawór rozprężny *TZR* spełnia nie tylko funkcję reduktora ciśnienia (w przemianie dławienia) z poziomu ciśnienia skraplania do parowania, ale doprowadza także do parownika czynnik chłodniczy w ilości niezbędnej do odparowania przy chwilowym obciążeniu cieplnym. Pozwala to na odpowiednie wykorzystanie powierzchni wymiany ciepła dla tego procesu, z pozostawieniem pewnej strefy przegrzania zabezpieczającej sprężarkę tłokową przed zasysaniem cieczy (przed "zalaniami"). Poza tym *TZR* zapewnia szczelne

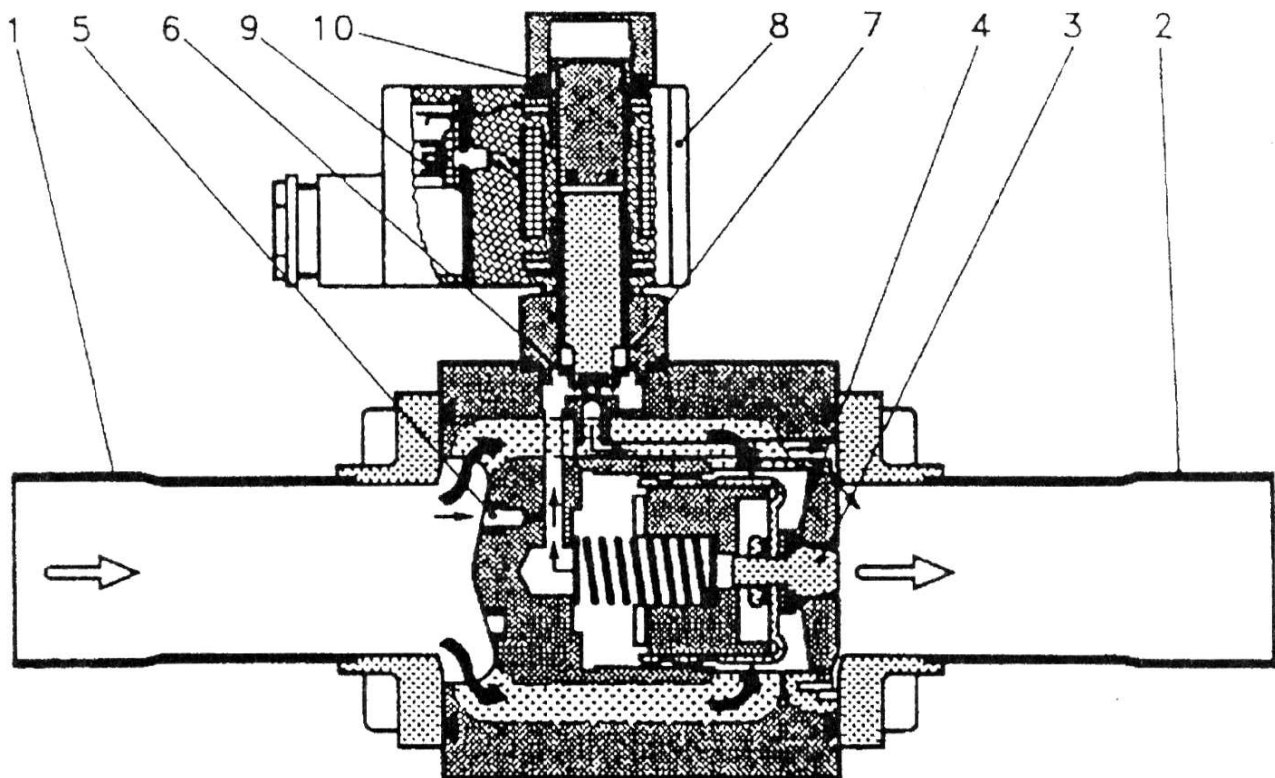
zamknięcie sprężarki po jej zatrzymaniu. Wielkością bezpośrednio regulowaną w *TZR* jest przegrzanie pary czynnika chłodniczego opuszczającego parownik. Zasadę działania i budowy zaworów *TZR* z wewnętrznym i zewnętrznym wyrównaniem ciśnienia przedstawiono szczegółowo w opracowaniu autorów [10]. Termostatyczny zawór rozprężny spełnia zatem funkcję regulatora proporcjonalnego typu *P*. Przy bardzo prostej budowie i sposobie regulacji jest jednocześnie regulatorem bezpośredniego działania, bez konieczności dodatkowego zużycia energii napędowej z zewnątrz (nastawa ręczna śrubą regulacyjną). W regulatorach takich (*P*) sygnałem wejściowym jest przegrzanie par opuszczających parownik (określone w miejscu umieszczenia czujnika). Zmiana sygnału wyjściowego powoduje znaczną nieraz odchyłkę sygnału wejściowego (powstaje tak zwany uchyb resztowy). Oznacza to w praktyce, że przegrzanie pary nie może być dowolnie małe, ponieważ jest ono wówczas niestabilne. Tylko w pobliżu nominalnego punktu pracy zawory *TZR* regulują prawidłowo zasilanie parownika, co jest ich niewątpliwą wadą. Jeśli dodać, że minimalna wartość stabilnego przegrzania zależy od wielkości obciążenia cieplnego parownika, to przy ręcznym wykonywaniu zmiany nastawy przegrzania funkcje adaptacyjne w tego typu zaworach okazują się bardzo ograniczone. Ich charakterystyki mają poza tym wyraźny charakter statyczny.

Wady zaworów *TZR* zostały skutecznie wyeliminowane w konstrukcjach nowych elektronicznych zaworów rozprężnych (*EZR*) wprowadzanych do eksploatacji od kilku ostatnich lat. Zawory *EZR* są regulatorami typu *PI* lub *PID* (kombinacja dwóch lub trzech typów regulatorów: *P*-proporcjonalny, *I*-całkujący, *D*-różniczkujący). Sygnałem wejściowym w tych zaworach jest, podobnie jak w *TZR*, przegrzanie pary czynnika opuszczającego parownik. Według [111, 112], niezależnie od występujących zakłóceń wielkość regulowana jest utrzymywana bez uchybu resztowego na stałym założonym poziomie (rysunek 7.4).



Rys. 7.4. Porównanie zakresu regulacji zaworów rozprężnych, termostatycznego *TZR* i elektronicznego *EZR* [112]

W elektronicznych zaworach rozprężnych występuje możliwość zmiany charakterystyki dynamicznej i jej automatyczne dopasowanie do zmiennych warunków pracy. Zapewnia to regulację adaptacyjną układu zawór rozprężny - parownik (niemożliwą przy stosowaniu zaworów *TZR*). Na rysunku 7.5 przedstawiono schemat konstrukcji zaworu elektronicznego typu *AKV* produkcji firmy *Danfoss* [112].



Rys. 7.5. Schemat konstrukcji zaworu elektronicznego typu *AKV 20* produkcji firmy *Danfoss* [112];

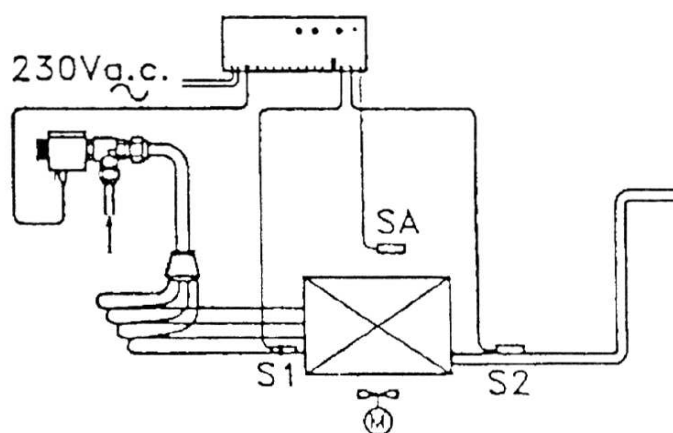
1-włot, 2-wylot, 3-zespół dyszy, 4- gniazdo zaworu, 5-filtr, 6-dysza zaworu pilotującego, 7-zawór pilotujący, 8- cewka, 9-wtyk, 10-nakrętka

W szerokim zakresie zmian obciążenia cieplnego parownika możliwe jest więc optymalne wykorzystanie jego powierzchni wymiany ciepła przy dostatecznie małym przegrzaniu pary. Jest możliwa również ekonomiczna praca układu przy bardzo małych obciążeniach cieplnych parownika, a poza tym uniezależnienie strumienia masy czynnika chłodniczego doprowadzanego do parownika od zmian ciśnienia skraplania [99].

Rysunek 7.6 przedstawia przykładowe zasilanie parownika za pomocą elektronicznego zaworu rozprężnego *AKV* sterowanego regulatorem *AKC11*. Sygnałem sterującym dla *AKC* są trzy czujniki temperatury: *S1* – na dopływie

do parownika, S2 – na rurociągu ssawnym sprężarki (różnica temperatur mierzonych czujnikami S2 i S1 jest przegrzaniem pary) oraz SA – czujnik do pomiaru temperatury powietrza wlotowego na parownik.

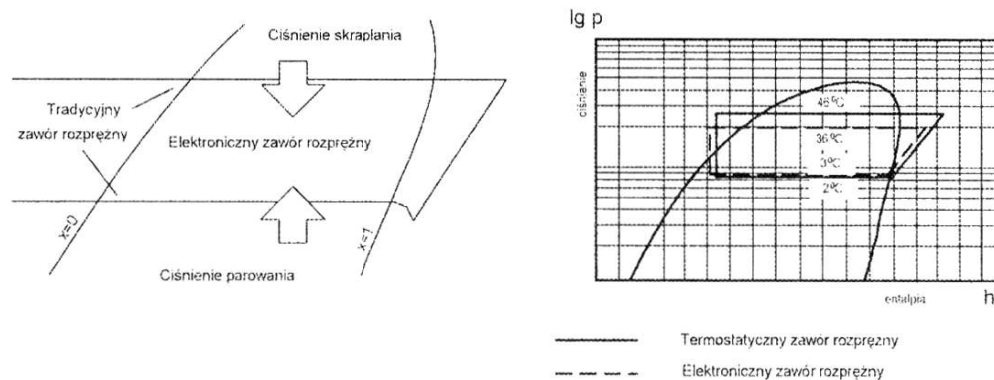
Korzystne efekty energetyczne wykazuje zastosowanie w instalacji chłodniczej nowego systemu *ADAP-KOOL* oferowanego przez firmę *Danfoss* i wyposażonego w elektroniczne zawory rozprężne [111]. Zastosowanie systemu wpływa w wymiernym stopniu na: podwyższenie temperatury parowania i obniżenie ciśnienia skraplania a przez to na zmniejszenie zużycia energii napędowej o około 28%. Następuje także zmniejszenie uchybu regulacji temperatury w pomieszczeniu chłodzonym, przez co zmniejsza się ususzka towarów przechowywanych w tym pomieszczeniu.



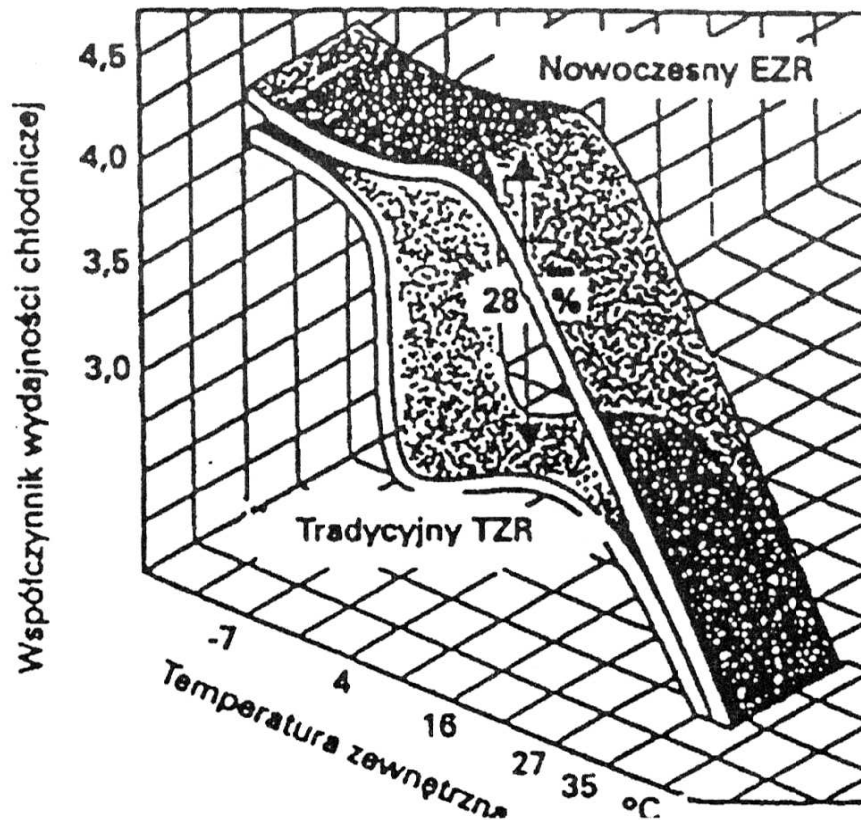
Rys. 7.6. Przykład zasilania parownika elektronicznym zaworem rozprężnym AKV sterowanym regulatorem typu AKC [96, 127]

Na rysunku 7.7 przedstawiono porównanie wpływu działania zaworów rozprężnych *TZR* i *EZR* na obieg chłodniczy, natomiast rysunek 7.8 podaje interpretację graficzną korzyści energetycznych.

Schematy montażowe elektronicznych zaworów rozprężnych w instalacji chłodniczej podane są w katalogach ich producentów [130] oraz w publikacjach [96, 111, 112, 127]



Rys. 7.7. Wpływ działania termostatycznego i elektronicznego zaworu rozprężnego na parametry obiegu chłodniczego w układzie współrzędnych $\lg p-h$ [99]



Rys. 7.8. Korzyści energetyczne wynikające ze stosowania elektronicznego zaworu rozprężnego [99]

Zastosowanie nowego systemu sterowania *ADAP-KOOL* firmy *Danfoss* oraz systemów innych firm daje szerokie możliwości monitoringu instalacji chłodniczej oraz komputerowego jej sterowania. Obecnie ukazuje się bardzo wiele publikacji z tego zakresu.

8. PRZYKŁADY OBLICZEŃ

W rozdziale przedstawiono wybrane przykłady obliczeń w zakresie określania stanu czynnika chłodniczego jak również jednostopniowych obiegu parowych, w których zastosowano sprężanie za pomocą sprężarek tłokowych. Zastosowano oryginalny układ koncepcyjny podanych przykładów obliczeń. Rozwiązania przykładów nie polegają tylko na podaniu jednej określonej wartości wynikającej z użycia danego wzoru. Mają one charakter problemowy a udzielenie odpowiedzi wymaga przeprowadzenia analizy postawionego w temacie zagadnienia. Zadaniem inżyniera z zakresu urządzeń chłodniczych jest przede wszystkim merytoryczne opracowanie problemu a następnie użycie wszystkich dostępnych środków technicznych w celu jego prezentacji. W sposób zamierzony zrezygnowano więc z podania gotowych programów komputerowych, które są elementem wtórnym rozwiązania a nie merytorycznym, podstawowym. W tym tkwi założenie, że inżynier obecnego pokolenia potrafi z łatwością skorzystać z tego typu wspomaganie komputerowego oraz generować swoje własne programy autorskie.

Wyjaśnienia wymaga także dobór czynników chłodniczych stosowanych w podanych przykładach. W niektórych z nich pozostawiono freony R12 i R22, traktując je jako odniesienie dla ich zamienników, na przykład R134a lub R404A. Czynniki chlorowcopochodne, które ze względów ekologicznych są lub będą wycofane z chłodnictwa odznaczają się bardzo dobrymi właściwościami termodynamicznymi, których nie posiadają proponowane ich substytuty.

Autorzy wyrażają nadzieję, że proponowany wybór przykładów obliczeniowych będzie pomocny w lepszym zrozumieniu zagadnień dotyczących jednostopniowych chłodniczych urządzeń sprężarkowych na czynniki podlegające przemianom fazowym w obiegu lewobieżnym.

Przykład 1

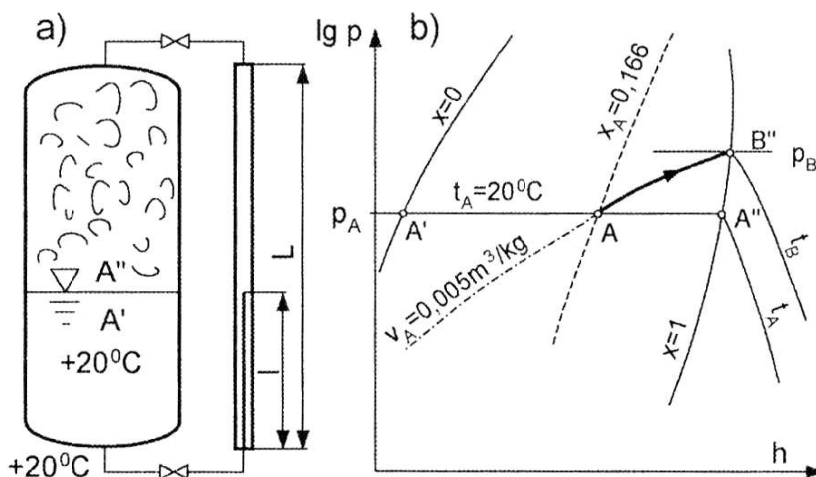
Butlę o objętości 50 litrów napełniono freonem R22 w ilości 10 kg w temperaturze $+20^{\circ}\text{C}$, po czym zamknięto zawór odcinający i pozostawiono w pomieszczeniu o tej samej temperaturze.

Określić:

1. parametry stanu termodynamicznego czynnika chłodniczego R22 w butli oraz ich interpretację w układzie współrzędnych $lgp-h$.
2. wysokość słupa cieczy l czynnika w poziomowskazie, jeżeli całkowita wysokość poziomowskazu wynosi $L=1000\text{ mm}$.
3. parametry stanu termodynamicznego czynnika, przy którym następuje zanik poziomu cieczy w poziomowskazie ($l=0$) wskutek doprowadzenia ciepła z otoczenia.

Rozwiązanie:

Rysunek 8.1 przedstawia schemat układu oraz interpretację graficzną stanów czynnika w układzie współrzędnych $lgp-h$.



Rys. 8.1. Schemat układu (a) oraz interpretacja stanów czynnika w układzie współrzędnych $lgp-h$ (b) do przykładu 1

- **ad.1.** Objętość właściwa czynnika

Dane: $V = 50\text{ l} = 50 \cdot 10^{-3}\text{ m}^3$,

$m = 10\text{ kg}$

objętość właściwa v :

$$v_A = \frac{V}{m} = \frac{50 \cdot 10^{-3}}{10} = 0,005\text{ m}^3/\text{kg}.$$

Punkt A na wykresie $\lg p-h$ o parametrach $t_A = +20^\circ\text{C}$ i $v_A = 0,005 \text{ m}^3/\text{kg}$ opisuje stan pary nasyconej mokrej składającej się z cieczy o stanie A' ($x=0$) oraz pary nasyconej suchej o stanie A'' ($x=1$) będącej z nią w równowadze.

Z tablicy właściwości termodynamicznych R22 wyznaczono:

$$p_A = 0,9097 \text{ MPa}, v' = 0,8246 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}, v'' = 25,94 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}, \\ h' = 524,05 \text{ kJ/kg}, h'' = 710,94 \text{ kJ/kg}, r = 186,89 \text{ kJ/kg}.$$

Stopień suchości pary w stanie A oblicza się z zależności:

$$v_A = v'_A + x_A \cdot (v''_A - v'_A)$$

a stąd:

$$x_A = \frac{v_A - v'_A}{v''_A - v'_A} = \frac{0,005 - 0,000825}{0,02594 - 0,000825} = 0,166.$$

Entalpię właściwą pary w stanie A oblicza się z zależności:

$$h_A = h'_A + x_A \cdot (h''_A - h'_A) = h'_A + x_A \cdot r, \\ h_A = 524,05 + 0,166 \cdot 186,89 = 555,07 \text{ kJ/kg}.$$

Wartość entalpii właściwej h_A można również odczytać z wykresu $\lg p-h$.

Entalpia 10 kg freonu R22 w stanie A wynosi:

$$H_A = m \cdot h_A = 10 \cdot 555,07 = 5550,7 \text{ kJ}.$$

Entropia właściwa pary w stanie A określona jest równaniem:

$$s_A = s'_A + x_A \cdot (s''_A - s'_A),$$

gdzie odczytane z tablicy właściwości R22:

$$s''_A = 1,7213 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}), s'_A = 1,0838 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$s_A = 1,0838 + 0,166 \cdot (1,7213 - 1,0838) = 1,1896.$$

Zestawienie parametrów czynnika w stanie A :

$$p = 0,9097 \text{ MPa}, \\ t = +20^\circ\text{C}, \\ v = 0,005 \text{ m}^3/\text{kg}, \\ x = 0,166, \\ h = 555,07 \text{ kJ/kg},$$

$$s = 1,1896 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}).$$

• **ad. 2** Obliczenie wysokości l słupa cieczy w poziomowskazie

Dane:

$$L=1000 \text{ mm},$$

$$x = 0,166,$$

$$v'_A = 0,8246 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

Z zależności określającej stopień suchości pary x

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

gdzie:

m – masa cieczy nasyconej

m'' – masa pary nasyconej suchej:

$$m'' = x \cdot m = 0,166 \cdot 10 = 1,66 \text{ kg pary nasyconej suchej oraz}$$

$$m' = m - m'' = 10 - 1,66 = 8,34 \text{ kg cieczy nasyconej.}$$

Objętość cieczy nasyconej w temperaturze $t = +20^\circ\text{C}$ wynosi:

$$V'_A = m \cdot v'_A = 8,34 \cdot 0,8246 \cdot 10^{-3} = 0,00688 \text{ m}^3,$$

$$V'_A = 0,00688 \text{ m}^3 = 6,88 \text{ litrów.}$$

Dla objętości $V = 50\text{l}$ wysokość słupa cieczy wynosi $L=1000 \text{ mm}$ a więc:

$$l = \frac{V'_A \cdot L}{V} = \frac{6,88 \cdot 1000}{50} = 138 \text{ mm.}$$

• **ad.3**

Warunkiem zaniku poziomu cieczy w poziomowskazie jest uzyskanie w całej objętości butli stanu pary nasyconej suchej (o stopniu suchości $x=1$). Znajdująca się w butli ciecz o stanie A' odparuje podczas izochorycznej przemiany ogrzewania na drodze $A-B''$. Korzystając z wykresu w układzie współrzędnych lgp-h dla czynnika R22 odczytuje się w punkcie przecięcia krzywych $v_A = 0,005 \text{ m}^3/\text{kg}$ i $x=1$ następujące parametry:

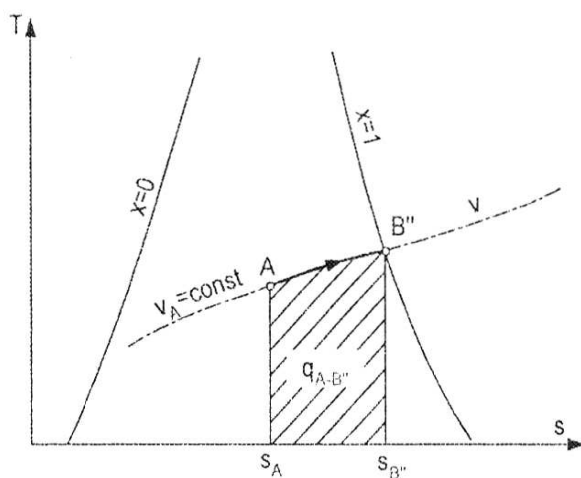
$$t_{B''} = +80^\circ\text{C}, p_{B''} = 3,662 \text{ MPa}, h_{B''} = 711,05 \text{ kJ/kg.}$$

Wynika stąd, że:

– butlę należy podgrzać o $\Delta t = 60\text{K}$, co spowoduje wzrost ciśnienia o $\Delta p \cong 2,55\text{ MPa}$,

– ze wzrostem temperatury objętość właściwa pary nasyconej suchej wchodzącej w skład pary mokrej zmniejsza się od $v_A'' = 0,02594\text{ m}^3/\text{kg}$ do $v_B'' = 0,005\text{ m}^3/\text{kg}$,

Ogólny wniosek: wzrost temperatury powoduje wzrost objętości właściwej cieczy nasyconej v' oraz spadek objętości właściwej pary nasyconej suchej v'' .



Obliczenie ilości ciepła doprowadzonego w przemianie $A - B''$:

Na rysunku 8.2 przedstawiono w układzie współrzędnych $T-s$ interpretację graficzną ciepła doprowadzonego w przemianie izochorycznego podgrzewania na drodze $A-B''$. Ilość ciepła w przemianie $A-B''$ w odniesieniu do 1 kg czynnika oblicza się z zależności:

Rys. 8.2. Interpretacja graficzna ciepła $q_{A-B''} = u_{B''} - u_A = (h_{B''} - h_A) - v_A \cdot (p_{B''} - p_A)$, w przemianie $A-B''$ w przykładzie 1 a więc:

$$\begin{aligned} q_{A-B''} &= (711,05 - 555,07) - \frac{0,005 \cdot (36,62 - 9,097) \cdot 10^5}{10^3} = \\ &= 155,98 - 0,005 \cdot 27,52 \cdot 10^2 = 142,22 \text{ kJ/kg}, \\ Q_{A-B''} &= 10 \cdot 142,22 = 1422,2 \text{ kJ}. \end{aligned}$$

Przykład 2

W poziomym walcowym zbiorniku o średnicy wewnętrznej D znajduje się w stanie równowagi amoniak NH_3 . Ciecz wypełnia połowę zbiornika, a umieszczony na nim manometr wskazuje nadciśnienie $p_m = 0,0031\text{ MPa}$ (przy aktualnym ciśnieniu barometrycznym $b = 0,1\text{ MPa}$). Obliczyć entalpię właściwą amoniaku w tym zbiorniku.

Rozwiązanie:

Ciśnienie absolutne amoniaku wynosi:

$$p = p_m + b = 0,0031 + 0,1000 = 0,1031 \text{ MPa.}$$

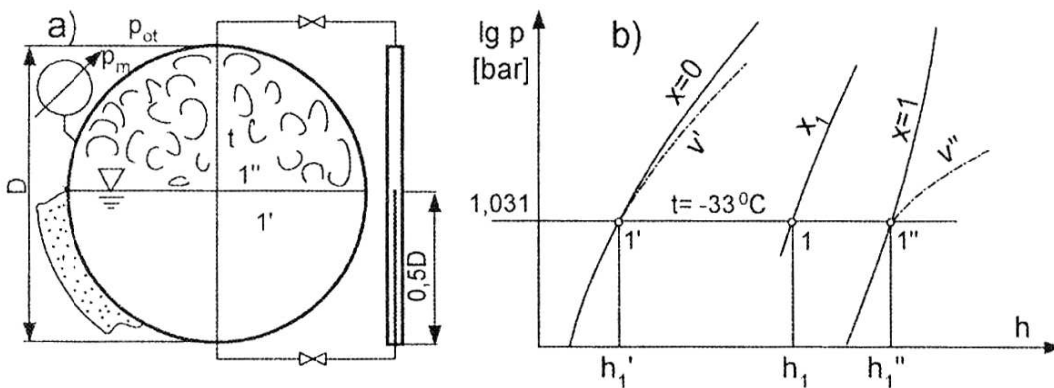
Zakładając, że para znajdująca się nad powierzchnią cieczy NH_3 jest w równowadze termodynamicznej z cieczą nasyconą (jest parą nasyconą suchą powstałą z tej cieczy) odczytano z tablic właściwości termodynamicznych amoniaku następujące parametry w stanie nasycenia:

- dla ciśnienia $p = 0,1031 \text{ MPa}$ temperatura nasycenia wynosi $t_s = -33^\circ\text{C}$,
- przy tym samym ciśnieniu:

$$v' = 1,468 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}, v'' = 1,106 \text{ m}^3/\text{kg},$$

$$h' = 350,2 \text{ kJ/kg}, h'' = 1717,5 \text{ kJ/kg}, r = 1367,3 \text{ kJ/kg}.$$

W zbiorniku znajduje się więc mieszanina cieczy nasyconej o stanie $1'$ oraz pary nasyconej suchej o stanie $1''$, czyli para nasycona mokra o stanie 1 (rysunek 8.3).



Rys. 8.3. Schemat zbiornika (a) i interpretacja stanów czynnika na wykresie w układzie współrzędnych $\lg p$ - h (b) do przykładu 2

Stopień suchości pary x_1 w stanie 1 :

$$x_1 = \frac{m_1''}{m_1' + m_1''},$$

gdzie:

$$m_1'' = \frac{V''}{v_1''},$$

V'' - objętość zajmowana przez parę nasyconą suchą o stanie I'' ,

$$m_1' = \frac{V'}{v_1'}$$

V - objętość zajmowana przez ciecz nasyconą o stanie I' ,

V - objętość wewnętrzna zbiornika wynosi:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L,$$

L - długość zbiornika.

$$\frac{1}{2}V = V'' = V' = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L = \frac{\pi \cdot D^2}{8} \cdot L,$$

$$m_1' + m_1'' = \frac{V'}{v_1'} + \frac{V''}{v_1''} = \frac{\pi \cdot D^2}{8} \cdot \left(\frac{1}{v_1'} + \frac{1}{v_1''} \right) \cdot L,$$

$$x_1 = \frac{\frac{\pi \cdot D^2}{8} \cdot L \cdot \frac{1}{v_1''}}{\frac{\pi \cdot D^2}{8} \cdot L \cdot \left(\frac{1}{v_1'} + \frac{1}{v_1''} \right)} = \frac{\frac{1}{v_1''}}{\frac{v_1'' + v_1'}{v_1' + v_1}}$$

$$x_1 = \frac{1}{v_1''} \cdot \frac{v_1' \cdot v_1''}{v_1' + v_1''} = \frac{v_1'}{v_1' + v_1''}$$

$$x_1 = \frac{1,468 \cdot 10^{-3}}{1,468 \cdot 10^{-3} + 1,106} = 0,0013255 \cong 0,001326.$$

Dla temperatury nasycenia $t_s = -33^{\circ}\text{C}$ i stopnia suchości $x_1 = 0,001326$ wartość entalpii właściwej można odczytać z wykresu $lgp-h$ dla amoniaku. Z uwagi na bliskie położenie tego stanu przy krzywej granicznej $x=0$ odczytuje się wartość x_A z dużym błędem. Korzysta się w tym przypadku z zależności:

$$h_1 = h_{1'} + x_1 \cdot (h_{1''} - h_{1'})$$

$$h_1 = h_{1'} + x_1 \cdot r$$

$$h_{x_1} = 350,2 + 0,001326 \cdot 1367,3 = 350,2 + 1,81 = 352 \text{ kJ/kg.}$$

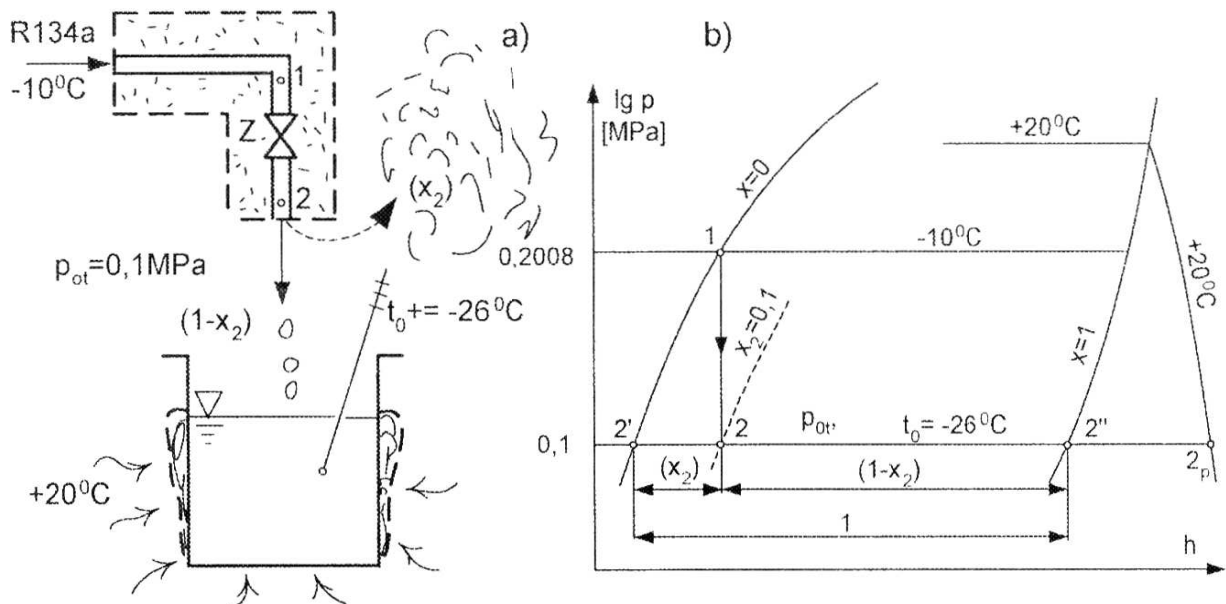
Przykład 3

Ciecz nasycona czynnika chłodniczego R134a o temperaturze -10°C ($x=0$) doprowadzana jest zaizolowanym rurociągiem do zaworu odcinającego Z, a po jego otwarciu do naczynia otwartego znajdującego się w pomieszczeniu o temperaturze $+20^\circ\text{C}$ i ciśnieniu barometrycznym $b = 0,1 \text{ MPa}$.

Określić zmiany jakościowe towarzyszące wypływowi czynnika.

Rozwiązanie:

Na rysunku 8.4 przedstawiono schemat układu oraz interpretację stanów czynnika w układzie współrzędnych $\lg p$ - h .



Rys. 8.4. Schemat układu (a) oraz interpretacja stanów czynnika chłodniczego na wykresie we współrzędnych $\lg p$ - h (b) do przykładu 3

Podczas wypływu czynnika chłodniczego przez zawór Z realizowana jest przemiana dławienia adiabatyczno-izentalpowego od stanu cieczy 1 (określonego temperaturą nasycenia -10°C i odpowiadającemu jej ciśnieniu nasycenia $p_s = 0,2008 \text{ MPa}$) do stanu 2 leżącego w obszarze pary nasyconej mokrej przy

ciśnieniu 0,1 MPa (temperatura nasycenia przy tym ciśnieniu wynosi $\sim -26^{\circ}\text{C}$). Z wykresu $lgp-h$ dla czynnika R134a odczytano stopień suchości pary $x_2 = 0,1$.

Z 1 kg pary mokrej wypływającej z zaworu Z wydzieli się $x_2 = 0,1$ kg pary nasyconej suchej oraz $(1 - x_2) = 0,9$ kg cieczy nasyconej ($x = 0$). Z tablic właściwości czynnika R134a odczytano dla $p = 0,1 \text{ MPa}$:

$$\begin{aligned}v' &= 0,753 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}, \rho' = 1328 \text{ kg/m}^3, \\v'' &= 98,93 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}, \rho'' = 10,11 \text{ kg/m}^3.\end{aligned}$$

Ciecz nasycona, o zdecydowanie większej masie właściwej w ilości 0,9 kg na każdy kilogram wypływającej pary mokrej spłynie do naczynia otwartego, natomiast para nasycona sucha o stanie $2''$ oddzieli się od spływającej cieczy. Obie fazy będą miały tą samą temperaturę -26°C .

- 1. Gdyby się udało umieścić termometr w naczyniu z cieczą nasyconą o stanie $2'$ i pomierzyć temperaturę, wówczas wskazałby on temperaturę -26°C . Naczynie znajduje się w pomieszczeniu o temperaturze $+20^{\circ}\text{C}$ wobec tego powstaje strumień ciepła skierowany do naczynia z cieczą R134a. Przy stałym ciśnieniu $p = 0,1 \text{ MPa}$ nastąpi proces odparowania cieczy zgodnie z linią przemianową $2' - 2''$ w temperaturze -26°C . Kosztem ubytku cieczy w naczyniu wzrastać będzie ilość pary nasyconej suchej aż do całkowitego ubytku cieczy. Dla przyjętych parametrów: otoczenia: $t = +20^{\circ}\text{C}$ i wilgotności względnej powietrza $\phi = 60\%$ odczytuje się z wykresu $h-x$ Molliera temperaturę punktu rosy powietrza wilgotnego $t_R = +11,5^{\circ}\text{C}$. A zatem temperatura zewnętrznej powierzchni naczynia, w którym odparowuje czynnik chłodniczy R134a jest niższa od temperatury punktu rosy odpowiadającemu stanowi powietrza w pomieszczeniu (jest zbliżona do temperatury -26°C). Następuje wykraplanie pary wodnej zawartej w powietrzu i jej zamarzanie na powierzchni naczynia, tworząc pokrywę lodową (rysunek 8.4a).
- 2. Para nasycona sucha w stanie $2''$, która w ilości x_2 kg (na każdy kilogram pary mokrej wypływającej z zaworu) oddzielona od cieczy nasyconej o temperaturze -26°C i zmianie objętości uniesie się początkowo do góry, po czym zacznie opadać (gęstość pary nasyconej suchej $\rho'' > \rho_{\text{powietrza}}$, gęstość powietrza wynosi około $1,2 \text{ kg/m}^3$). Wskutek dopływu ciepła z otoczenia nastąpi proces przegrzania tej pary przy ciśnieniu $p = 0,1 \text{ MPa}$ według przemiany $2'' - 2_p$.

Przykład 4

Butlę o objętości 10 litrów napełniono freonem R22 o temperaturze -5°C w ilości 0,5 kg. Przeniesiono ją następnie do pomieszczenia o temperaturze $+20^{\circ}\text{C}$ i ciśnieniu 0,1 MPa pozostawiając do momentu osiągnięcia stanu ustalonego. Otworzono następnie zawór odcinający zamontowany na butli umożliwiając wypływ freonu R22 do pomieszczenia (zachowując przy tym ekologiczny poziom stężenia w pomieszczeniu). Określić zmiany jakościowe i ilościowe R22.

R o z w i ą z a n i e:

1. Określenie parametrów stanu „a” czynnika w butli po jej napełnieniu.

Dane: $V = 10 \text{ l} = 10 \text{ dm}^3 = 0,01 \text{ m}^3$,

$m = 0,5 \text{ kg}$,

- objętość właściwa wynosi:

$$v_a = \frac{V}{m} = \frac{0,01}{0,5} = 0,02 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Temperaturze nasycenia $t_s = -5^{\circ}\text{C}$ odpowiada ciśnienie nasycenia $p_s = 0,422 \text{ MPa}$. Na podstawie tablic właściwości czynnika R22 wykonano wykres zależności ciśnienia nasycenia od temperatury przedstawiony na rysunku 8.5a.

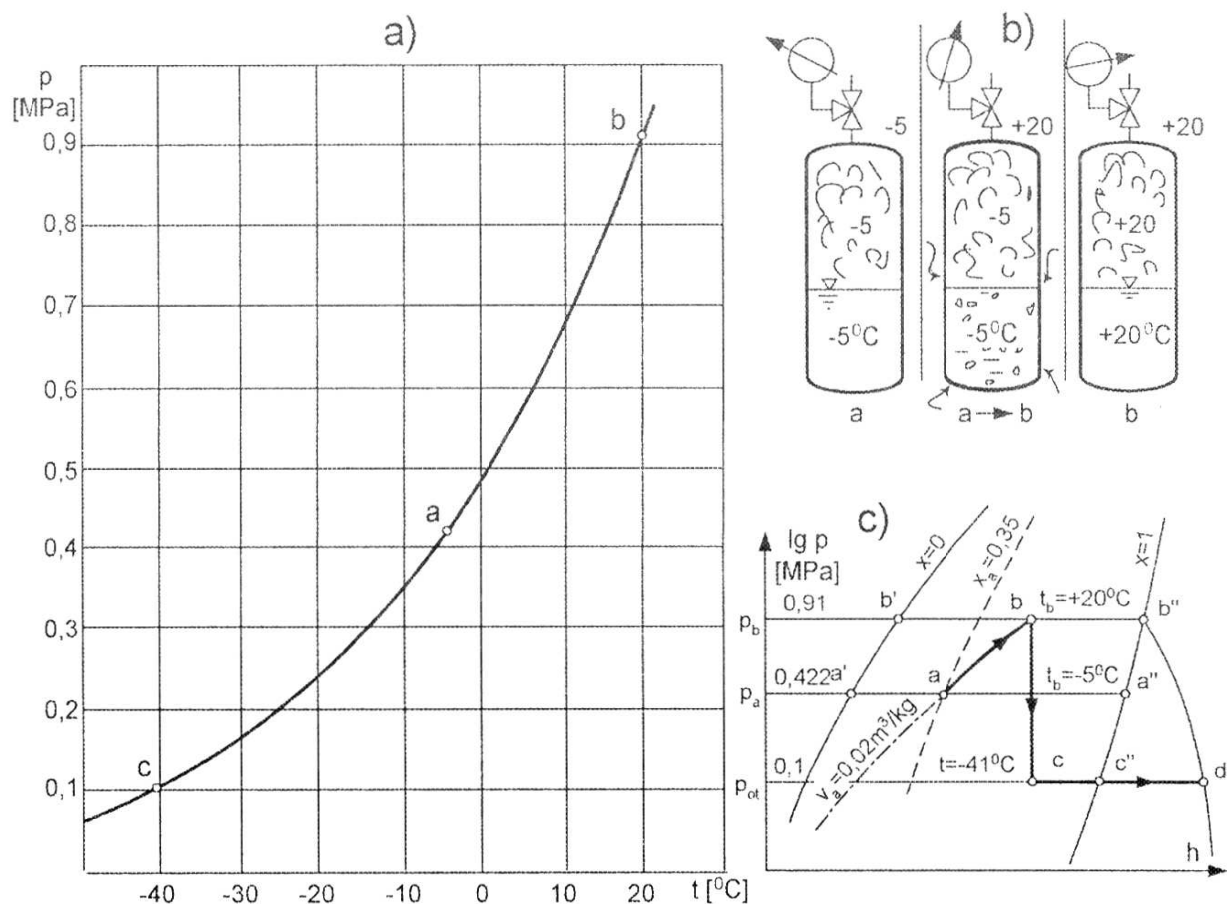
Z wykresu $\lg p-h$ dla czynnika R22 odczytano:

$$x_a = 0,35 \text{ oraz } h_a = 570 \text{ kJ/kg}.$$

W stanie a w temperaturze -5°C czynnik R22 znajduje się w postaci pary nasyconej mokrej. Oznacza to, że ciecz nasycona o stanie a' jest w równowadze termodynamicznej z parą nasyconą suchą o stanie a'' .

2. Określenie parametrów stanu „b”

Przeniesienie butli z freonem R22 o temperaturze -5°C do pomieszczenia o temperaturze $+20^{\circ}\text{C}$ powoduje przejście układu do nowego stanu równowagi faz. Wskutek różnicy temperatur otoczenia i czynnika w butli wystąpi proces wymiany ciepła drogą przenikania, a strumień ciepła będzie skierowany do czynnika. Izochoryczne podgrzewanie czynnika spowoduje odparowanie części cieczy freonu R22 i wzrost ilości pary nasyconej suchej. Podczas podgrzewania przy $v = \text{const}$ nastąpi wzrost ciśnienia w butli. Powyższy proces będzie trwał



Rys. 8.5. Schemat układu (a) i interpretacja stanów czynnika na wykresie we współrzędnych $\lg p$ - h (b) do przykładu 4

dopóty, dopóki różnica temperatur osiągnie $\Delta t = 0$. Zakładając, że czynnik zawarty w butli zostanie dobrze wymieszany (na przykład przez potrząsanie butlą) i osiągnięto stan ustalony b , wówczas parametry tego stanu odczytane z wykresu $\lg p$ - h wyniosą:

$$\begin{aligned} p_b &= 0,91 \text{ MPa}, \\ v_b &= v_a = 0,02 \text{ m}^3/\text{kg}, \\ x_b &= 0,76, \\ h_b &= 666,7 \text{ kJ/kg}. \end{aligned}$$

Ilość ciepła doprowadzonego w przemianie $a - b$ określa się następująco: z równania I zasady termodynamiki dla układu zamkniętego

$$dq = du + p dv$$

otrzymuje się przy $dv = 0$

$$dq = du.$$

Dla przemiany skończonej $a - b$:

$$q_{a-b} = u_b - u_a = (h_b - p_b \cdot v_b) - (h_a - p_a \cdot v_a) = h_b - p_b \cdot v_b - h_a + p_a \cdot v_a$$

$$q_{a-b} = (666,7 - 570) + 0,02 \cdot (4,22 - 9,10) \cdot 10^5 / 10^3 = 86,94 \text{ kJ/kg.}$$

3. Określenie parametrów stanu „c”

W stanie *b* nasycenia freonu R22 następuje częściowe otwarcie zaworu odcinającego. W pierwszej chwili istnieje różnica ciśnień czynnika w butli i ciśnienia otoczenia równa $0,91 - 0,10 = 0,81$ MPa będąca siłą napędową procesu wymiany masy. Rozpoczyna się proces wypływu pary nasyczonej mokrej freonu R22 a z cieczy nasyczonej powstaje nowa porcja pary. Odparowanie cieczy następuje kosztem spadku energii wewnętrznej czynnika zawartego w butli. Temperatura R22 zaczyna się obniżać.

Przy całkowitym otwarciu zaworu nastąpi dalszy spadek temperatury i ciśnienia do momentu, gdy ciśnienie w butli wyrówna się do poziomemu ciśnieniu otoczenia 0,1 MPa. Spadek ciśnienia połączony ze spadkiem temperatury odbywa się zgodnie z krzywą nasycenia *b - c* na wykresie pokazanym na rysunku 8.5a. Osiągnięcie ciśnienia w butli $p_c = 0,1$ MPa jest równoznaczne z osiągnięciem przez czynnik R22 temperatury około -41°C .

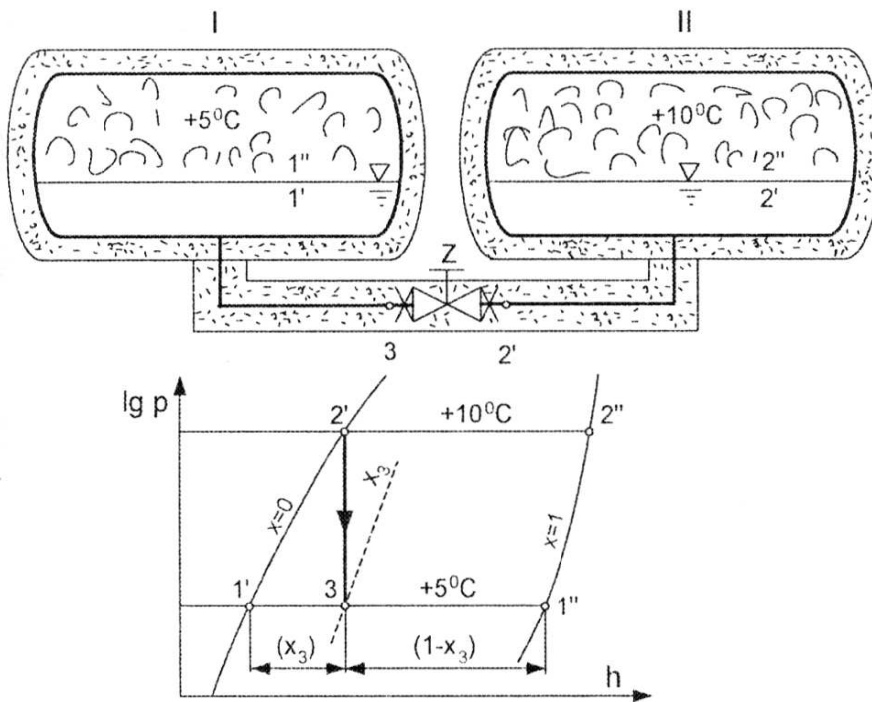
Należy mieć na uwadze, że w przemianie *b - c* istnieje różnica temperatur pomiędzy temperaturą otoczenia i temperaturą freonu. Strumień ciepła skierowany z otoczenia do czynnika przez cały okres jest źródłem ciepła wykorzystywanym do odparowania cieczy (w procesie *b - c* wzrasta stopień suchości pary, a w stanie *c* osiąga on wartość $x_c = 0,917$). Dopóki w butli pozostanie pewna ilość cieczy nasyczonej, dopóty proces będzie przebiegał przy stałej temperaturze nasycenia *c - c''*.

Pozostawienie butli, po osiągnięciu stanu *c*, w tym pomieszczeniu spowoduje przegrzanie zawartej w niej pary przy $p = 0,1$ MPa i dążenie do stanu *d* (w obszarze pary przegrzanej przy $t = +20^{\circ}\text{C}$), przy założeniu że pomieszczenie jest bardzo duże i odpływ ciepła nie ma praktycznie znaczenia na zmianę temperatury powietrza w pomieszczeniu.

Przykład 5

Dwa doskonale zaizolowane zbiorniki napełniono amoniakiem w ustalonych warunkach pary mokrej tak, że zmierzona temperatura wynosi: $+5^{\circ}\text{C}$ w zbiorniku *I* oraz $+10^{\circ}\text{C}$ w zbiorniku *II*. Zbiorniki zostały następnie połączone (połączeniu podlegają części cieczowe zbiorników) zaizolowanym przewodem, w którym wmontowano zawór odcinający. Określić zmiany jakościowe zachodzące w układzie po otwarciu zaworu odcinającego.

Rozwiązanie:



Rys. 8.6. Schemat układu do przykładu 5

Na rysunku 8.6 pokazano schemat ideowy połączenia zbiorników.

Zakłada się, że przed połączeniem obu zbiorników ciecz nasycona i para nasycona sucha były w stanach ustalonych (taka sama temperatura i ciśnienie nasycenia). Nie są znane proporcje ilości cieczy i pary nasyconej suchej czynnika w obu zbiornikach a więc nie można jednoznacznie określić stanu 1 (na drodze 1'-1'')

oraz stanu 2 (na drodze 2'-2'') przed otwarciem zaworu. Po otwarciu zaworu Z na przewodzie łączącym części cieczowe obu zbiorników ciecz nasycona o stanie 2', wskutek różnicy ciśnień (ciśnienie amoniaku w temperaturze +10°C jest wyższe niż w temperaturze +5°C), rozpręża się izentalpowo (dławienie adiabatyczno-izentalpowe) w zaworze do stanu 3.

Do zbiornika I dopłynie para mokra o stanie 3, z tym że wpłynie do niego $(1-x_3)$ kg cieczy nasyconej oraz x_3 kg pary nasyconej suchej w odniesieniu do każdego kilograma pary mokrej o stanie 3.

Taka sytuacja zaistniałaby, gdyby zawór Z otwarto na krótki czas lub przy bardzo dużej objętości zbiornika II.

Gdyby jednak pozostawić zawór Z w długim okresie otwarty, wówczas w układzie ustaliłby się stan równowagi obu faz na poziomie temperatury +5°C przy wyrównanym ciśnieniu w obu zbiornikach wynoszącym $p_s(+5^\circ\text{C})$. Zakładając, że zbiornik I miałby dużą objętość, tak że przejąłby w całości ciecz ze zbiornika II proces dławienia 2'-3 trwałby do czasu, aż ciecz ze zbiornika II przepłynęłaby do zbiornika I. W tym przypadku temperatura amoniaku w zbiorniku II obniżałaby się wskutek spadku ciśnienia, dążąc do temperatury równowagi +5°C, zaś w zbiorniku I nastąpiłby proces odparowania przy stałej temperaturze. Nie znając stopnia suchości pary w zbiorniku I, nie można jednoznacz-

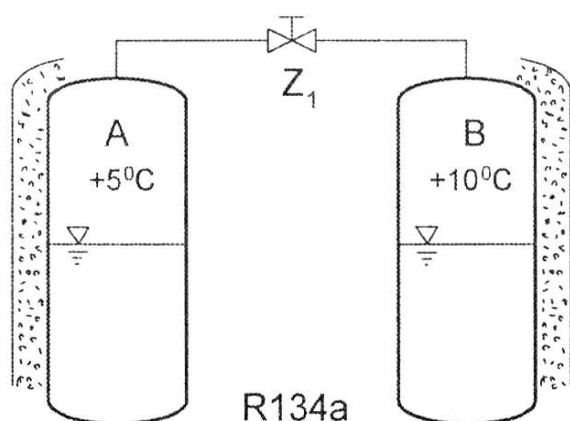
nie określić stanu tej pary. W zbiorniku znajduje się para mokra o temperaturze $+5^{\circ}\text{C}$ składająca się z cieczy nasyconej o stanie I' i pary nasyconej suchej o stanie I'' . O położeniu stanu pary mokrej decyduje więc ilość cieczy i pary. W zbiorniku *II* pozostanie para nasycona sucha o stanie I'' .

Przykład 6

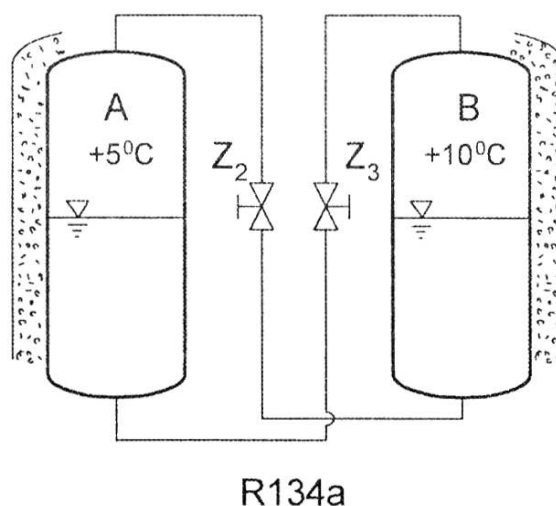
Przeanalizować zmiany jakościowe amoniaku zachodzące w zbiornikach z przykładu 5 w dwóch wariantach ich połączeń:

1. przy połączeniu części parowych zbiorników A i B według rysunku 8.7,
2. przy połączeniu części parowo-cieczowych tych zbiorników według rysunku 8.8.

Propozycja do samodzielnego rozwiązania.



Rys. 8.7. Układ połączeń zbiorników w wariantcie 1 do przykładu 6



Rys. 8.8. Układ połączeń zbiorników w wariantcie 2 do przykładu 6

Przykład 7

Butla o objętości 15 litrów została napełniona w 95% ciekłym amoniakiem w temperaturze $+20^{\circ}\text{C}$. Określić wpływ temperatury w przypadku nadmiernego napełniania butli czynnikiem?

R o z w i ą z a n i e:

Całkowita objętość butli wynosi:

$$V = 15 \text{ litrów} = 0,015 \text{ m}^3,$$

objętość cieczy NH_3 w butli

$$V' = 0,95 \cdot 15 = 14,25 \text{ l} = 0,01425 \text{ m}^3,$$

objętość pary nasyconej suchej:

$$V'' = 0,00075 \text{ m}^3.$$

Z tablicy właściwości termodynamicznych amoniaku w temperaturze $t = +20^\circ\text{C}$ odczytano:

$$v' = 1,639 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}, \quad v'' = 0,149 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Masa cieczy m' i pary nasyconej suchej m'' w butli wynoszą:

$$m' = \frac{V'}{v'} = \frac{0,01425}{1,639 \cdot 10^{-3}} = 8,694 \text{ kg},$$

$$m'' = \frac{V''}{v''} = \frac{0,00075}{0,149} = 0,005 \text{ kg}.$$

Stopień suchości pary określa się zależnością:

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

stąd:

$$x_1 = \frac{0,005}{0,005 + 8,694} = 0,000575.$$

Stan I pary mokrej leży na wykresie $\lg p$ - h bardzo blisko lewej linii granicznej $x=0$. Można więc w przybliżeniu założyć, że dla $x_1=0,000575$ istnieje praktycznie ciecz nasycona o stanie I' z lewej linii granicznej.

Rozważając wpływ temperatury na konsekwencje wynikające z przepelnienia butli czynnikiem należy przeanalizować przypadek wystawienia tej butli na działanie promieni słonecznych i wzrost temperatury czynnika w butli do $+30^\circ\text{C}$.

Dla $t = +30^\circ\text{C}$ dla NH_3 odczytano:

$$p = 1,1665 \text{ MPa}, \quad v' = 1,68 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}, \quad v'' = 0,111 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Objętość cieczy w temperaturze $+30^{\circ}\text{C}$ wynosi:

$$V' = m \cdot v' = 8,694 \cdot 1,68 \cdot 10^{-3} = 14,606 \text{ litrów} < V_{\text{całkowite}} = 15 \text{ litrów},$$

a więc nie nastąpi jeszcze całkowite napełnienie objętości butli cieczą.

Przy $V = 15 \text{ litrów} = 0,015 \text{ m}^3$ masa amoniaku w butli wynosi:

$$m = m' + m'' = 8,699 \text{ kg},$$

czyli średnia objętość właściwa amoniaku:

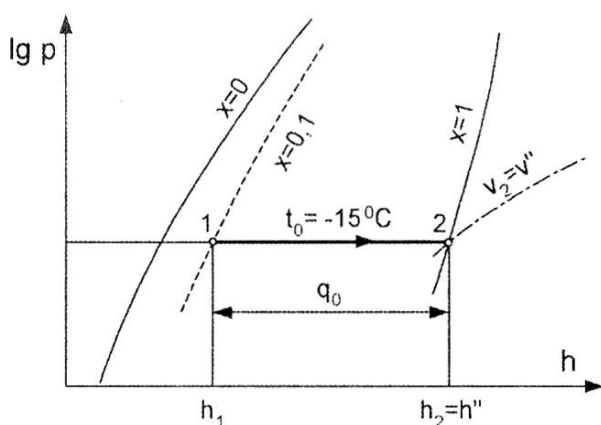
$$v = \frac{V}{m} = \frac{0,015}{8,699} = 0,001724 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Z tablic właściwości amoniaku odczytano dla $v = v' = 0,001724 \text{ m}^3/\text{kg}$ temperaturę nasycenia $t = 39,4^{\circ}\text{C}$ co oznacza, że nie można przekroczyć tej wartości temperatury. Wówczas bowiem całkowita objętość butli zostanie wypełniona cieczą NH_3 a izochoryczne ogrzewanie cieczy prowadzi do gwałtownego wzrostu ciśnienia, które może przekroczyć dopuszczalne.

Przykład 8

Czynnik chłodniczy dopływa do parownika w ilości $\dot{m} = 0,030 \text{ kg/s}$ o temperaturze $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$ i stopniu suchości $x_1 = 0,10$. W procesie izotermiczno-izobajycznego odparowania stan końcowy pary na wyjściu z parownika wynosi $x_2 = 1$. Wykonać obliczenia porównawcze wydajności chłodniczej $\dot{Q}_0$, jednostkowej masowej q_0 i objętościowej q_v wydajności chłodniczej czynników NH_3 , R22, R404A, R502, R12 i R134a.

Rozwiązanie:



Na rysunku 8.9 przedstawiono interpretację zmiany stanu czynnika chłodniczego w przemianie 1-2 na wykresie w układzie współrzędnych $\lg p-h$.

Rys. 8.9. Interpretacja stanów czynnika na wykresie $\lg p-h$ do przykładu 8

Jednostkową masową wydajność chłodniczą określono z zależności:

$$q_0 = h'' - h_1,$$

a jednostkową objętościową wydajność chłodniczą ze wzoru:

$$q_v = \frac{q_0}{v_2} = \frac{q_0}{v''}.$$

Wydajność chłodnicza parownika

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot q_0.$$

Wyniki obliczeń dla podanych czynników chłodniczych zamieszczono w tablicy 8.1.

Tablica 8.1.

Zestawienie wyników obliczeń

Wielkość	Jednostka	Czynnik chłodniczy					
		NH ₃	R22	R502	R404A	R12	R134a
h_2	kJ/kg	1744,0	698,4	537,1	361,9	647,8	387,2
$v_2=v''$	m ³ /kg	0,509	0,0773	0,0495	0,0549	0,093	0,1195
h_1	kJ/kg	564,3	504,4	400,0	140,6	502,4	202,2
v_1	m ³ /kg	0,052	0,0085	0,0058	0,0080	0,0090	0,0130
q_0	kJ/kg	1179,7	194,0	137,1	221,3	145,4	185,0
q_v	kJ/m ³	2353,1	2509,7	2769,7	4031,0	1563,4	1548,1
$\dot{Q}_0$	kW	35,40	5,82	4,11	6,64	4,36	5,55

W wybranym zakresie pracy parownika dokonano porównania jego wydajności chłodniczej dla dotychczas stosowanych freonów R12, R22 i R502 i dla ich proponowanych substytutów. Czynnik R134a proponowany jest jako zamiennik R12, natomiast w dłuższej perspektywie czynnik R404A może zastąpić freon R22 i R502.

Przykład 9

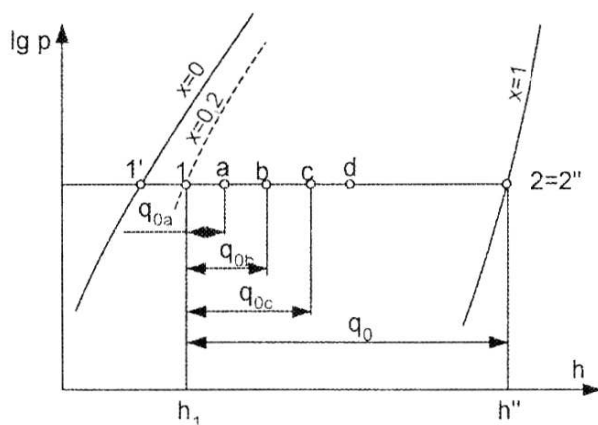
Do parownika dopływa czynnik chłodniczy R22 o ciśnieniu absolutnym $p = 0,105$ MPa i stopniu suchości $x = 0,20$. Określić charakter zmian jednostkowej objętościowej wydajności chłodniczej q_v :

1. w zależności od zmiany stopnia suchości pary opuszczającej parownik w zakresie $x = 0,2 \div 1,0$,
2. w zależności od zmiany stopnia przegrzania pary Δt_p opuszczającej parownik w zakresie $\Delta t_p = 0 \div 20$ K.

Rozwiązanie:

ad 1. Dla danej wartości ciśnienia nasycenia $p_s = 0,105$ MPa temperatura nasycenia wynosi $t_s = -40^\circ\text{C}$ (z tablic właściwości termodynamicznych R22).

Izobaryczno-izotermiczna przemiana parowania czynnika realizowana jest między stanami 1 -2. Zmienia się przy tym stopień suchości pary od $x=0,2$ do $x=1,0$, objętość właściwa pary mokrej od v_l do v'' oraz jednostkowa masowa wydajność chłodnicza q_{0a} , q_{0b} , do q_0 .



Stosując oznaczenia z rysunku 8.10 oblicza się:

$$q_{0a} = h_a - h_l,$$

$$q_{0b} = h_b - h_l,$$

.....

.....

$$q_0 = h'' - h_l$$

Rys. 8.10. Schemat obliczeniowy do przykładu 9

dług algorytmu:

$$q_{va} = q_{0a}/v_a,$$

$$q_{vb} = q_{0b}/v_b,$$

.....

.....

$$q_v = q_0/v''.$$

Z tablicy właściwości czynnika R22 odczytano:

$$h' = 454,46 \text{ kJ/kg},$$

$$h'' = 687,38 \text{ kJ/kg},$$

$$r = 232,92 \text{ kJ/kg},$$

Zmianę jednostkowej objętościowej wydajności chłodniczej obliczono według

$$v' = 0,7089 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg},$$

$$v'' = 204,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Objętość właściwą pary mokrej określono z zależności:

$$v_x = v' + x \cdot (v'' - v'),$$

$$v_x = 0,000709 + x \cdot (0,2047 - 0,000709),$$

$$v_x = (0,000709 + x \cdot 0,204) [\text{m}^3/\text{kg}].$$

Entalpia właściwa pary mokrej:

$$h_x = h' + x \cdot r,$$

$$h_x = (454,46 + x \cdot 232,92) [\text{kJ/kg}].$$

W tablicy 8.2 zestawiono wyniki obliczeń:

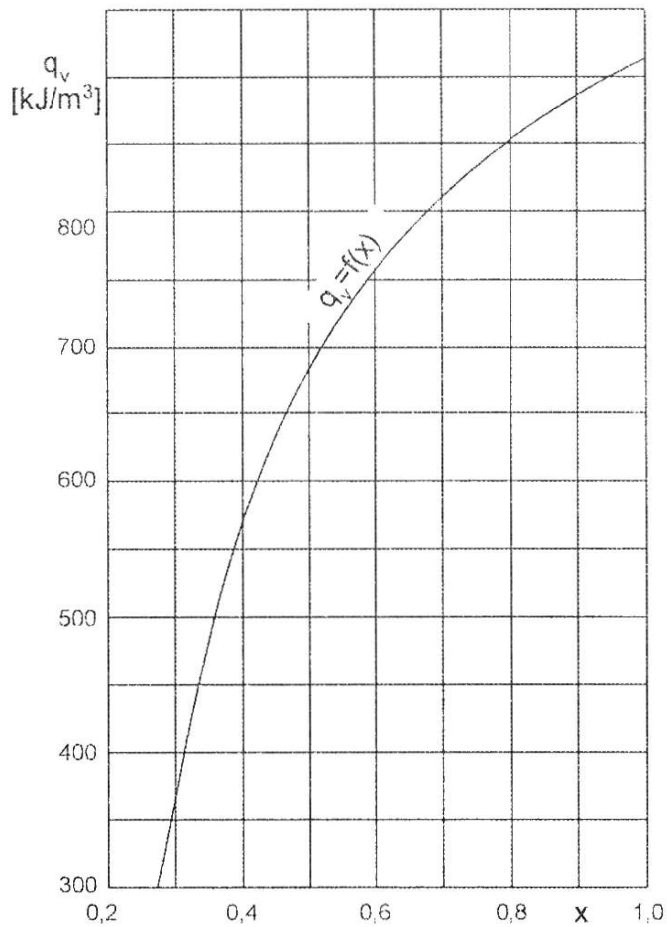
Tablica 8.2

Zestawienie wyników obliczeń

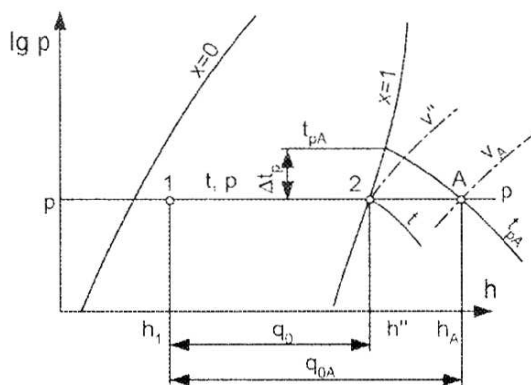
Oznaczenie stanu czynnika	Stopień suchości pary	Entalpia właściwa	Objętość właściwa	Jednostkowa wydajność masowa	Jednostkowa wydajność objętościowa
	x	h	v	q_o	q_v
	-	kJ/kg	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/m ³
1	0,2	501,04	0,0415	-	-
a	0,3	524,34	0,0619	23,30	376,41
b	0,4	547,63	0,0823	46,59	566,10
c	0,5	570,92	0,1027	69,88	680,43
d	0,6	594,21	0,1231	93,17	756,86
e	0,7	617,50	0,1435	116,46	811,57
f	0,8	640,80	0,1639	139,76	852,72
g	0,9	664,09	0,1843	163,05	884,70
2.	1,0	687,38	0,2047	186,34	910,31

Na podstawie wyników obliczeń wykonano wykres zależności jednostkowej objętościowej wydajności chłodniczej q_v od stopnia suchości pary x dopływającej do parownika przedstawiony na rysunku 8.11.

ad. 2. Wpływ stopnia przegrzania pary wypływającej z parownika na jednostkową wydajność objętościową R22 określono przyjmując stan 1 na dopływie o entalpii właściwej $h_1 = 501,04 \text{ kJ/kg}$ (rysunek 8.12).



Rys. 8.11. Zależność $q_v = f(x)$ dla freonu R22



Rys. 8.12. Schemat obliczeniowy do wariantu 2 w przykładzie 9

Stopień przegrzania pary i inne wielkości określono następująco:

$$\Delta t_p = t_p - t.$$

$$q_0 = h'' - h_l,$$

$$q_v = q_0 / v'',$$

$$q_{0A} = h_A - h_l,$$

$$q_{vp} = q_{0p} / v_A$$

Wyniki obliczeń zależności $q_0 = f(\Delta t_p)$ i $q_v = f(\Delta t_p)$ zestawiono w tabelicy 8.3.

Tablica 8.3

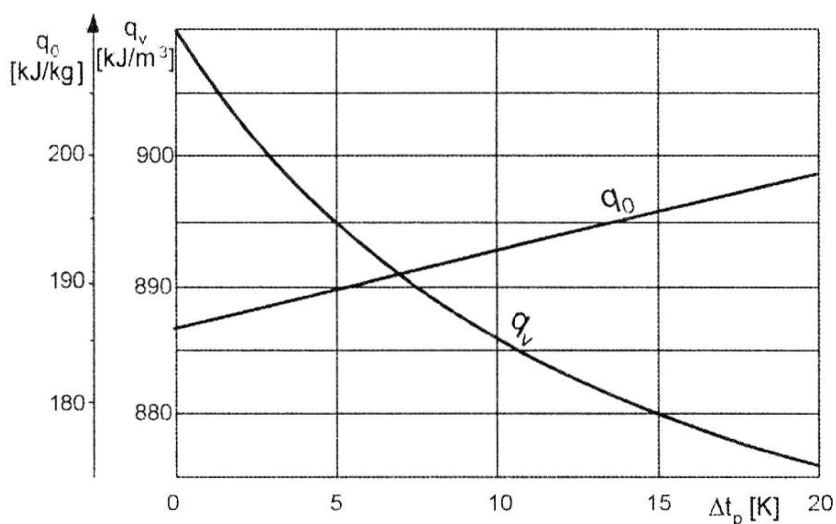
Zestawienie wyników obliczeń

t	t_p	Δt_p	h	q_0	v	q_v
$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	K	kJ/kg	kJ/kg	m^3/kg	kJ/ m^3
-40	-40	0	687,38	186,34	0,205	910,31
-40	-35	5	690,64	189,60	0,212	894,34
-40	-30	10	693,30	192,26	0,217	885,99
-40	-25	15	697,30	196,26	0,223	880,09
-40	-20	20	700,00	198,96	0,227	876,48

Na rysunku 8.13 zamieszczono wykres zależności jednostkowej masowej i objętościowej wydajności chłodniczej od stopnia przegrzania pary opuszczającej parownik. Wzrost stopnia przegrzania pary Δt_p wpływa na wzrost wartości wydajności jednostkowej q_0 i spadek wydajności objętościowej q_v . Ze wzrostem Δt_p wzrasta bowiem wartość objętości właściwej v .

Przy zachowaniu wydajności chłodniczej $\dot{Q}_0$ na niezmiennym poziomie

zwiększa się zapotrzebowanie na objętość skokową sprężarki tłokowej.



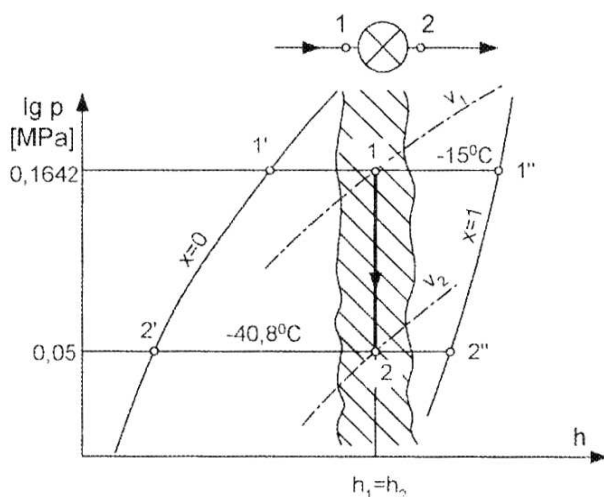
Rys. 8.13. Zależność $q_0 = f(\Delta t_p)$ i $q_v = f(\Delta t_p)$ dla czynnika R22

Przykład 10

Zaizolowanym rurociągiem o średnicy wewnętrznej $D = 50$ mm przepływa czynnik chłodniczy R134a o temperaturze -15°C w ilości $\dot{m} = 178$ kg/h z prędkością 2 m/s. W zainstalowanym na drodze przepływu zaworze podlega on dławieniu izentalpowemu do ciśnienia absolutnego $p = 0,05$ MPa. Określić zmiany jakościowe i ilościowe zachodzące w tym procesie.

Rozwiązanie:

Schemat interpretacyjny przemiany dławienia izentalpowego przedstawiono na rysunku 8.14.



Dane:

$$D = 50 \text{ mm},$$

$$t_1 = -15^{\circ}\text{C},$$

$$\dot{m}_{R134a} = 178 \text{ kg/h},$$

$$w_1 = 2 \text{ m/s},$$

$$p_2 = 0,05 \text{ MPa}.$$

Rys. 8.14. Schemat obliczeniowy do przykładu 10

W pierwszym etapie obliczeń określa się parametry stanu 1 czynnika R134a na dopływie do zaworu.

Korzystając z równania ciągłości wyznacza się:

$$\dot{m}_{R134a} \cdot v_1 = A \cdot w_1,$$

gdzie A jest polem powierzchni przekroju rurociągu

$$\dot{m}_{R134a} = 178/3600 = 0,0494 \text{ kg/s},$$

$$A = \pi \cdot D^2/4 = \pi \cdot 0,05^2/4 = 0,00196 \text{ m}^2$$

a stąd:

$$v_1 = A \cdot w_1 / \dot{m}_{R134a} = 0,00196 \cdot 2 / 0,0494 = 0,07935 \text{ m}^3/\text{kg} \cong 0,0794 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Znając wartość temperatury $t_1 = -15^{\circ}\text{C}$ i objętość właściwą $v_1 = 0,0794 \text{ m}^3/\text{kg}$ określa się za pomocą wykresu $\lg p-h$ dla czynnika R134a położenie stanu 1 w obszarze pary nasyconej mokrej. Stan 1 leży w obszarze wykresu $\lg p-h$, który nie zawsze jest publikowany, a zatem pozostaje wykorzystanie metody obliczeniowej parametrów stanu 1.

Z tablicy właściwości termodynamicznych czynnika R134a odczytano dla $t_f = -15^{\circ}\text{C}$:

$$p_1 = 0,1642 \text{ MPa}, v_1' = 0,744 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg},$$

$$v_1'' = 0,1205 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}, h_1' = 180,34 \text{ kJ/kg}, h_1'' = 389,27 \text{ kJ/kg}.$$

Stopień suchości pary w stanie 1 wynosi:

$$v_1 = v_1' + x_1 \cdot (v_1'' - v_1')$$

a stąd

$$x_1 = \frac{v_1 - v_1'}{v_1'' - v_1'} = \frac{0,0794 - 0,744 \cdot 10^{-3}}{0,1205 - 0,744 \cdot 10^{-3}} = 0,657.$$

Entalpia właściwa w stanie 1 wynosi:

$$h_1 = h_1' + x_1 \cdot r = 180,34 + 0,657 \cdot 208,93 = 317,6 \text{ kJ/kg}.$$

Z warunku dławienia izentalpowego:

$$h_1 = h_2 = 317,6 \text{ kJ/kg}$$

Z tablicy właściwości czynnika R134a odczytano dla $p = 0,05 \text{ MPa}$:

$$h_2' = 148,7 \text{ kJ/kg}, h_2'' = 372,85 \text{ kJ/kg}, v_2' = 0,705 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg},$$

$$v_2'' = 374,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}, r = 224,15 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_2' + x_2 \cdot r,$$

$$v_2 = v_2' + x_2 \cdot (v_2'' - v_2'),$$

gdzie:

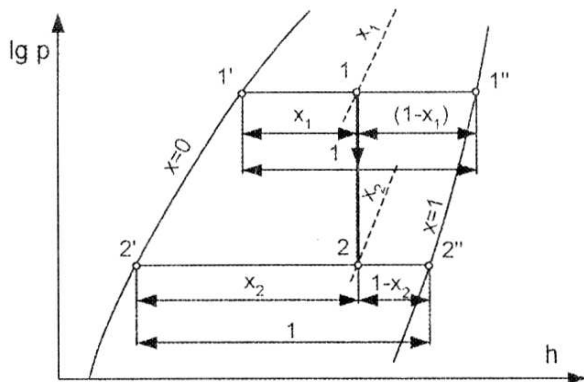
$$x_2 = \frac{h_2 - h_2'}{r} = \frac{317,6 - 148,7}{224,15} = 0,754$$

$$v_2 = 0,705 \cdot 10^{-3} + 0,754 \cdot (374,5 - 0,705) \cdot 10^{-3} = 0,283 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

W procesie dławienia izentalpowego przy $h = \text{const}$ nastąpił spadek temperatury czynnika o wielkość $\Delta t = -15 - (-40,8) = 25,8 \text{ K}$ oraz wzrost stopnia suchości pary o wielkość $\Delta x = 0,754 - 0,657 = 0,097$,

$$1 - x_1 = 1 - 0,657 \text{ kg cieczy/kg pary mokrej},$$

$$1 - x_2 = 1 - 0,343 = 0,246 \text{ kg cieczy/kg pary mokrej}.$$



Rys. 8.15. Schemat obliczeniowy do przykładu 10

Podczas dławienia w przepływie przez zawór następuje spadek ciśnienia oraz spadek temperatury czynnika. Występuje proces odparowania czynnika. Zmniejsza się ilość cieczy nasyconej, a ciepło potrzebne do procesu parowania pobierane jest kosztem spadku energii wewnętrznej czynnika R134a (miarą spadku energii wewnętrznej jest wskazany wyżej spadek temperatury).

Obliczenie spadku energii wewnętrznej w procesie dławienia:

$$h_1 = h_2,$$

stąd z równania Gibbsa otrzymuje się:

$$u_1 + p_1 v_1 = u_2 + p_2 v_2,$$

a więc:

$$u_1 = h_1 - p_1 v_1 = 317,6 - \frac{1,642 \cdot 10^5 \cdot 0,0794}{10^3} = 304,56 \text{ kJ/kg},$$

$$u_2 = h_2 - p_2 v_2 = 317,6 - \frac{0,5 \cdot 10^5 \cdot 0,283}{10^3} = 303,45 \text{ kJ/kg}$$

czyli:

$$u_2 < u_1.$$

Przykład 11

Określić zależność końcowej temperatury sprężania izentropowego (dla stopnia przegrzania par $\Delta t_p = 0$) od stosunku sprężania (p_k/p_0) dla czynników chłodniczych NH_3 , R22, R12 i R134a.

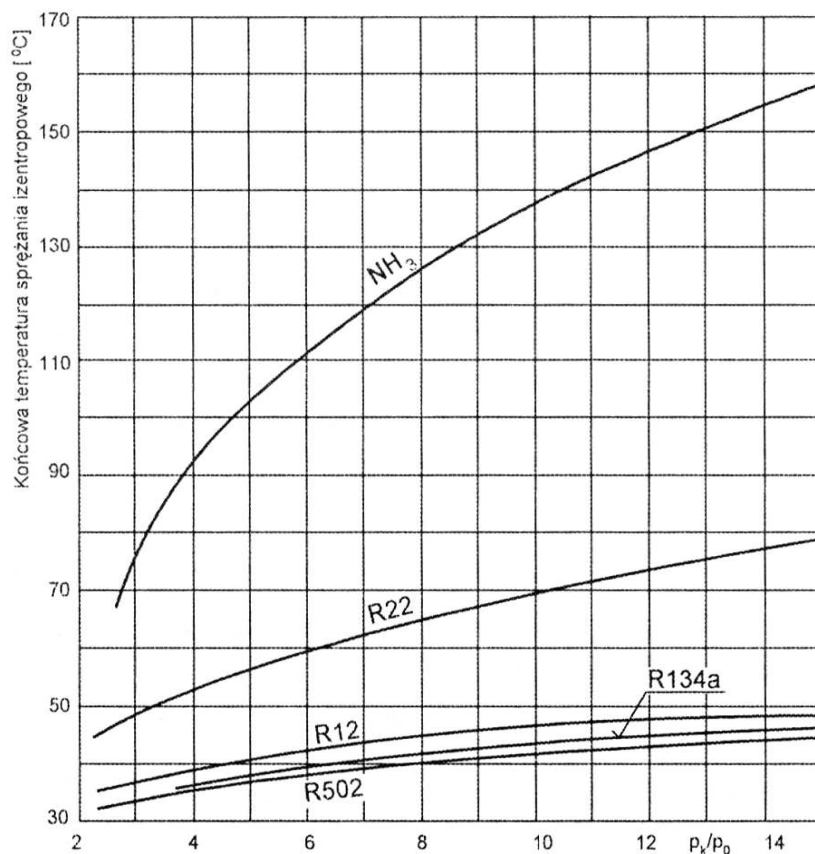
Rozwiązanie:

Wartości obliczeniowe zestawiono w tablicy 8.4 a na rysunku 8.16 przedstawiono zależność $t_{\text{izentrop.}} = f(p_k/p_0)$.

Tablica 8.4

Zestawienie wyników obliczeń

Czynnik	Wielkość		Temperatura parowania t_0 [$^{\circ}\text{C}$]				
			0	-10	-20	-30	-40
	$p_k(+30^{\circ}\text{C})$	MPa	1,1655				
	p_0	MPa	0,04294	0,02909	0,01902	0,01195	0,00718
NH ₃	p_k/p_0	-	2,71	4,01	6,13	9,76	16,25
	$t_{\text{izentrop.}}$	$^{\circ}\text{C}$	68,46	93,64	112,14	138,33	162,67
	$p_k(+30^{\circ}\text{C})$	MPa	1,1908				
	p_0	MPa	0,498	0,355	0,246	0,154	0,105
R22	p_k/p_0	-	2,39	3,35	4,85	7,26	11,30
	$t_{\text{izentrop.}}$	$^{\circ}\text{C}$	45,0	50,0	60,0	63,3	72,5
	$p_k(+30^{\circ}\text{C})$	MPa	0,7434				
	p_0	MPa	0,309	0,219	0,151	0,1005	0,0642
R12	p_k/p_0	-	2,41	3,39	4,92	7,40	11,58
	$t_{\text{izentrop.}}$	$^{\circ}\text{C}$	35,6	38,2	40,9	44,1	48,0
	$p_k(+30^{\circ}\text{C})$	MPa	0,7699				
	p_0	MPa	0,293	0,2008	0,133	0,085	0,0516
R134a	p_k/p_0	-	2,63	3,83	5,79	9,06	14,9
	$t_{\text{izentrop.}}$	$^{\circ}\text{C}$	33,3	36,7	39,0	42,2	45,0



Rys. 8.16. Zależność

$$t_{\text{izentrop.}} = f(p_k/p_0)$$

dla NH₃, R22, R12
i R134a

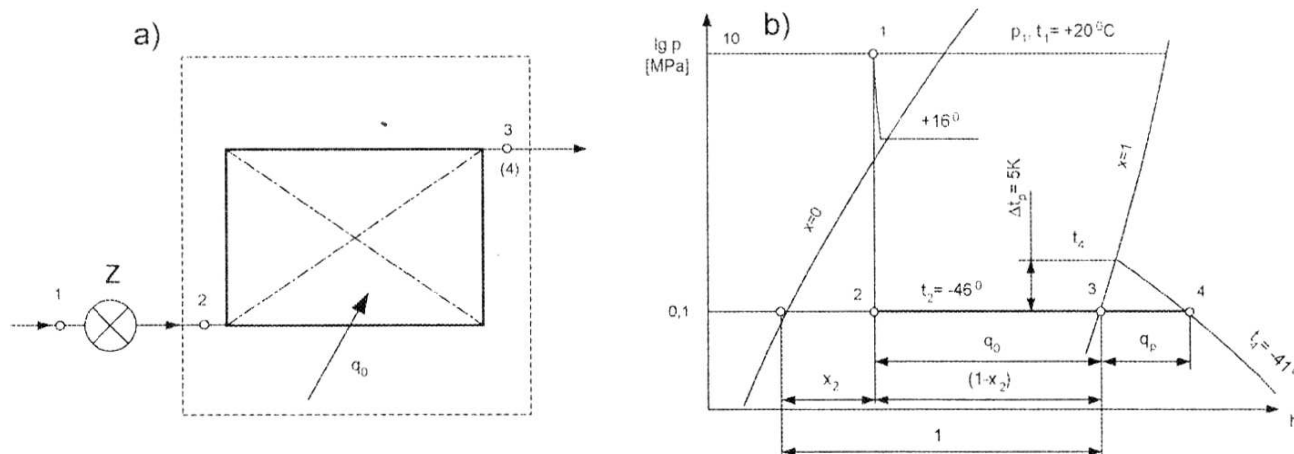
Przykład 12

Parownik zasilany jest za pomocą zaworu rozprężnego Z (rysunek 8.17 a). Zmierzone parametry czynnika chłodniczego R404A na dopływie do zaworu wynoszą: $p_1 = 1 \text{ MPa}$, $t_1 = +16^\circ\text{C}$ a po rozprężeniu czynnika w zaworze ciśnienie jest równe $p_2 = 0,1 \text{ MPa}$. Obliczyć:

1. Przy założeniu, że na wypływie z parownika uzyskuje się stan pary nasyconej suchej ($x=1$) określić ilość ciepła jaką należy doprowadzić, aby zapewnić odparowanie 1 kg/s czynnika R404A.
2. Jaka ilość ciepła byłaby konieczna do uzyskania pary przegrzanej o $\Delta t_p = 5 \text{ K}$ w stosunku do pary nasyconej suchej?

Rozwiązanie:

Na rysunku 8.17a przedstawiono schemat zasilania parownika a na rysunku 8.17b interpretację stanów czynnika w układzie współrzędnych $\lg p$ - h .



Rys. 8.17. Schemat zasilania parownika (a) i interpretacja stanów czynnika na wykresie w układzie współrzędnych $\lg p$ - h (b) do przykładu 12

Stan 1:

Znając parametry czynnika R404A przed zaworem rozprężnym Z (stan 1) $p_1 = 1,0 \text{ MPa}$ i $t_1 = +16^\circ\text{C}$ określono z wykresu $\lg p$ - h położenie stanu 1 w obszarze cieczy nienasyconej o entalpii właściwej $h_1 = 225,7 \text{ kJ/kg}$.

Stan 2:

Zakładając izentalpowe rozprężanie czynnika ($h = \text{const}$) od stanu 1 do przeciwcisnienia $p_2 = 0,1 \text{ MPa}$ otrzymuje się stan 2 w obszarze pary nasyconej mokrej o entalpii właściwej $h_1 = h_2 = 225,7 \text{ kJ/kg}$ i stopniu suchości $x_2 = 0,43$.

Przemiana 2-3:

Para mokra o stanie 2 dopływa do parownika. Na 1 kg tej pary przypada x_2 kg pary nasyconej suchej oraz $(1 - x_2)$ kg cieczy nasyconej. W parowniku realizowany jest proces odparowania $(1 - x_2)$ kg cieczy w temperaturze $t_2 = -46^{\circ}\text{C}$ (odpowiadającej ciśnieniu nasycenia $p_2 = 0,1\text{MPa}$). Przemiana 2-3 przebiega do momentu odparowania ostatnich kropli cieczy, przy czym wzrasta stopień suchości pary, który w stanie końcowym przemiany (stan 3) osiąga wartość $x=1$. Z wykresu $\lg p-h$ dla R404A odczytuje się entalpię właściwą w stanie 3 wynoszącą $h_3 = 342,9\text{ kJ/kg}$.

Określenie ilości ciepła w przemianie 2-3:

Korzystając z równania I zasady termodynamiki o postaci

$$dq = dh - vdp$$

dla $p = \text{const}$

$$dp=0,$$

a stąd:

$$dq = dh.$$

Dla skończonej przemiany 2-3 uzyskuje się:

$$q_{2-3} = h_3 - h_2 = q_0.$$

Wielkość $q_{2-3} = q_0$ nosi nazwę jednostkowej masowej wydajności chłodniczej:

$$q_0 = 342,9 - 225,7 = 117,2\text{ kJ/kg}.$$

Dla danego masowego natężenia przepływu czynnika chłodniczego R404A $\dot{m}_{R404A} = 1\text{ kg/s}$ ilość ciepła do odparowania tego czynnika jest wydajnością chłodniczą $\dot{Q}_0$ i wynosi:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_{R404A} \cdot q_0 = 1,0 \cdot 117,2 = 117,2\text{ kW}.$$

ad.2. Gdyby z parownika wypływała para przegrzana o $\Delta t_p = 5\text{ K}$, wówczas jej temperatura wynosiłaby $t_4 = (-46) + 5 = -41^{\circ}\text{C}$. Znając parametry stanu 4: $p = 0,1\text{ MPa}$ i $t_4 = -41^{\circ}\text{C}$, można za pomocą wykresu $\lg p-h$ dla R404A odczytać entalpię właściwą $h_4 = 347,14\text{ kJ/kg}$.

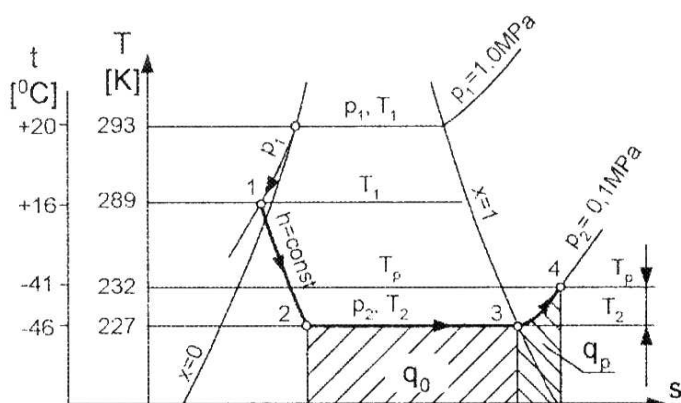
Dodatkowo należy więc doprowadzić ciepło w ilości:

$$q_p = h_4 - h_3 = 347,14 - 342,9 = 4,24\text{ kJ/kg},$$

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_{R404A} \cdot q_p = 1 \cdot 4,24 = 4,24\text{ kW}.$$

Całkowita wydajność chłodnicza parownika po uwzględnieniu przegrzania czynnika R404A wynosi:

$$\dot{Q}'_0 = \dot{Q}_0 + \dot{Q}_p = 117,2 + 4,24 = 121,44 \text{ kW.}$$



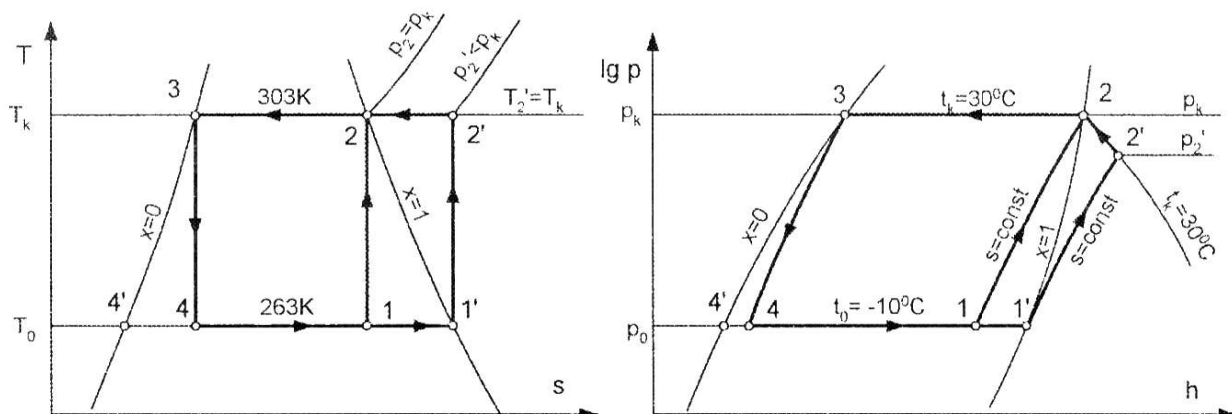
Rys. 8.18. Interpretacja przemian na wykresie w układzie współrzędnych T - s

Przykład 13

Obliczyć współczynnik wydajności chłodniczej, jeżeli w urządzeniu jedno-stopniowym realizowany jest lewobieżny obieg *Carnota* z czynnikiem NH_3 przy temperaturze parowania $t_0 = -10^\circ\text{C}$ i skraplania $t_k = +30^\circ\text{C}$.

Rozwiązanie:

Wzięto pod uwagę teoretyczny obieg *Carnota* realizowany w obszarze pary mokrej oraz z częściowym przebiegiem sprężania w zakresie pary przegrzanej według interpretacji pokazanych na rysunku 8.19.



Rys. 8.19. Interpretacja obiegu *Carnota* w układzie współrzędnych T - s i $\lg p$ - h do przykładu 13

Za pomocą tablicy właściwości i wykresu $l_{gp}-h$ czynnika NH_3 określono parametry termodynamiczne charakterystycznych stanów obiegu $1-2-3-4-1$ Carnota w obszarze pary mokrej oraz obiegu $1'-2'-3-4'-1'$ z częściowym sprężaniem pary przegrzanej. W tablicy 8.5 zestawiono parametry stanów:

Tablica 8.5

Zestawienie parametrów stanów czynnika w obiegach Carnota

Stan czynnika	p	t	h	s
	MPa	$^{\circ}\text{C}$	kJ/kg	kJ/(kg·K)
1	0,2909	10	1621,2	8,4536
1'	0,2909	10	1750,5	8,9438
2'	0,5400	30	1833,3	8,9438
2	1,1665	30	1787,2	8,4536
3	1,1665	30	641,7	4,6746
4	0,2909	10	624,7	4,6746
4'	0,2909	10	451,1	4,0164

Wartości stopnia suchości oraz entalpii właściwej w stanach 1 i 4 określono metodą analityczną:

$$s_1 = s_2 = s_{4'} + x_1 \cdot (s_{1'} - s_{4'}),$$

$$x_1 = \frac{s_2 - s_{4'}}{s_{1'} - s_{4'}} = \frac{8,4536 - 4,0164}{8,9438 - 4,0164} = \frac{4,4372}{4,9274} = 0,9005,$$

$$h_1 = h_{4'} + x_1 \cdot (h_{1'} - h_{4'}) = 451,1 + 0,9005 \cdot (1750,5 - 451,1) = 1621,2 \text{ kJ/kg},$$

$$s_4 = s_3 = s_{4'} + x_4 \cdot (s_{1'} - s_{4'}),$$

$$x_4 = \frac{s_3 - s_{4'}}{s_{1'} - s_{4'}} = \frac{4,6746 - 4,0164}{8,9438 - 4,0164} = 0,1336,$$

$$h_4 = h_{4'} + x_4 \cdot (h_{1'} - h_{4'}) = 451,1 + 0,1336 \cdot (1750,5 - 451,1) = 624,7 \text{ kJ/kg}.$$

Obliczenia obiegu Carnota 1-2-3-4-1:

1. Ciepło odprowadzone do źródła górnego i doprowadzone ze źródła dolnego

$$q_w = q_k, \quad q_w = h_2 - h_3 = 1787,2 - 641,7 = 1145,5 \text{ kJ/kg},$$

$$q_d = q_0, \quad q_d = h_1 - h_4 = 1621,2 - 624,7 = 996,5 \text{ kJ/kg}.$$

2. Ciepło obiegu

$$q_{ob} = 1145,5 - 996,5 = 149 \text{ kJ/kg}.$$

3. Teoretyczna praca napędowa sprężarki

$$w_s = h_2 - h_1 = 1787,2 - 1621,2 = 166 \text{ kJ/kg}$$

4. Teoretyczna praca odzyskana w rozprężarce

$$w_R = h_3 - h_4 = 641,7 - 624,7 = 17 \text{ kJ/kg.}$$

5. Praca obiegu

$$w_{ob} = 166 - 17 = 149 \text{ kJ/kg.}$$

$$q_{ob} = w_{ob}.$$

Praca odzyskana w rozprężarce stanowi $17/149 \cdot 100\% = 11,4\%$.

6. Współczynnik wydajności chłodniczej obiegu *Carnota*

$$\varepsilon_C = \frac{q_d}{w_{ob}} = \frac{996,5}{149,0} = 6,7 \quad (*)$$

a obliczony według wzoru:

$$\varepsilon_C = \frac{T_o}{T_K - T_o} = \frac{263}{303 - 263} = 6,60 \quad (**).$$

Różnica między wartościami współczynnika wydajności chłodniczej obliczonymi według zależności (*) i (**) wynosi około 1,5%.

Współczynnik wydajności chłodniczej ε_C dla obiegu *1-2-3-4-1* można obliczyć, korzystając z wykresu w układzie współrzędnych *T-s*:

$$w_{ob} = (T_k - T_o) \cdot (s_1 - s_4) = (303 - 263) \cdot (8,4536 - 4,6746) = 151,2 \text{ kJ/kg,}$$

$$q_d = q_0 = T_o \cdot (s_1 - s_4) = 263 \cdot (8,4536 - 4,6746) = 993,88 \text{ kJ/kg,}$$

$$\varepsilon_C = \frac{q_0}{w_{ob}} = \frac{993,88}{151,2} = 6,59.$$

Obliczenia dla obiegu Carnota 1'-2'-2-3-4-1-1'

Prowadząc analogiczne obliczenia jak podane wyżej, określa się:

$$w_{ob} = (T_k - T_o) \cdot (s_{1'} - s_4) = (303 - 263) \cdot (8,9438 - 4,6746) = 170,77 \text{ kJ/kg}$$

$$q_d = q_0 = T_o \cdot (s_{1'} - s_4) = 263 \cdot (8,9438 - 4,6746) = 1122,8 \text{ kJ/kg,}$$

$$\varepsilon_C = \frac{q_0}{w_{ob}} = \frac{1122,8}{170,77} = 6,59.$$

Obiegi Carnota $1-2-3-4-1$ oraz $1'-2'-2-3-4-1-1'$ są równoważne pod względem współczynnika wydajności chłodniczej i w obu przypadkach współczynnik wydajności chłodniczej obliczany jest z zależności:

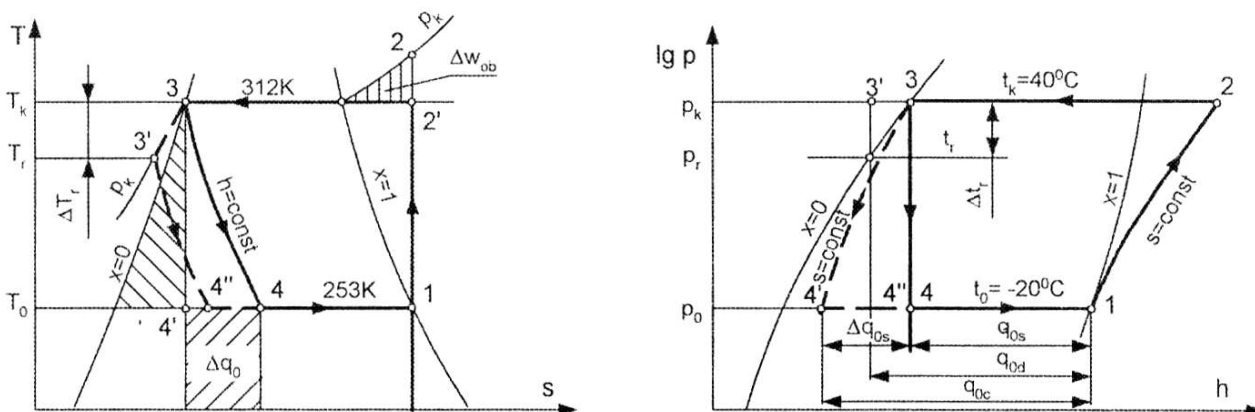
$$\varepsilon_C = \frac{T_0}{T_k - T_0}.$$

Przykład 14

Porównać wielkość współczynnika wydajności chłodniczej suchego obiegu *Lindego* (bez dochłodzenia) i obiegu *Carnota* dla temperatury parowania $t_0 = -20^\circ\text{C}$ i skraplania $t_k = +40^\circ\text{C}$, w których czynnikiem chłodniczym jest freon R12 i jego proekologiczny zamiennik R134a. Określić zależność współczynnika wydajności chłodniczej i strat wskutek zamiany rozprężarki przez zawór rozprężny *ZR* oraz wpływ dochłodzenia cieczy przed zaworem.

Rozwiązanie:

Na rysunku 8.20 przedstawiono obieg *Carnota* $1-2'-3-4'-1$ oraz obieg suchy *Lindego* $1-2-3-4-1$ w układzie współrzędnych $T-s$ z graficzną interpretacją strat w stosunku do obiegu *Carnota* (a) oraz obieg suchy *Lindego* w układzie współrzędnych $\lg p-h$ (b).



Rys. 8.20. Interpretacja obiegu *Carnota* i suchego obiegu *Lindego* do przykładu 14

1. Współczynnik wydajności chłodniczej obiegu *Carnota*

$$\varepsilon_C = \frac{T_0}{T_k - T_0} = \frac{253}{313 - 253} = 4,217.$$

2. Parametry termodynamiczne czynnika w charakterystycznych stanach obiegu suchego *Lindego* i wielkości obliczeniowe:

Wielkość	Czynnik R12	Czynnik R134a
h_1 [kJ/kg]	645,3	384,1
h_2 [kJ/kg]	680,0	430,0
h_3 [kJ/kg]	539,4	254,3
h_4 [kJ/kg]	539,4	254,3
h_4' [kJ/kg]	532,5	245,0
x_4	0,31	0,39
$w_{ob} = w_l = h_2 - h_1$ [kJ/kg]	34,7	45,9
$q_{0s} = h_1 - h_4$ [kJ/kg]	105,9	129,8
$\varepsilon_{ts} = \frac{q_{0s}}{w_{ob}}$	3,052	2,83
współczynnik odwracalności obiegu: $\eta = \frac{\varepsilon_{ts}}{\varepsilon_C}$	0,724	0,671
współczynnik strat: $\psi = \frac{\varepsilon_C - \varepsilon_{ts}}{\varepsilon_C}$	0,276	0,329
wydajność chłodnicza obiegu Carnota: $q_{0C} = h_1 - h_4'$ [kJ/kg]	112,8	139,1
strata wydajności chłodniczej Δq_{0s} obiegu suchego w stosunku do obiegu Carnota: $\Delta q_{0s} = q_{0C} - q_{0s}$ [kJ/kg]	6,9	9,3

3. Przy zachowaniu $t_0 = -20^\circ\text{C}$ i $t_k = +40^\circ\text{C}$ wprowadzono dochłodzenie czynnika chłodniczego przed zaworem rozprężnym (przemiana 3-3').

Oznaczono:

q_{0d} – jednostkowa masowa wydajność chłodnicza po wprowadzeniu dochłodzenia cieczy,

ε_{td} – współczynnik wydajności chłodniczej obiegu z dochłodzeniem.

Wyniki obliczeń dla czynnika R12 i R134a podano w postaci tablic 8.6 i 8.7.

Tablica 8.6

Wyniki obliczeń dla czynnika chłodniczego R12

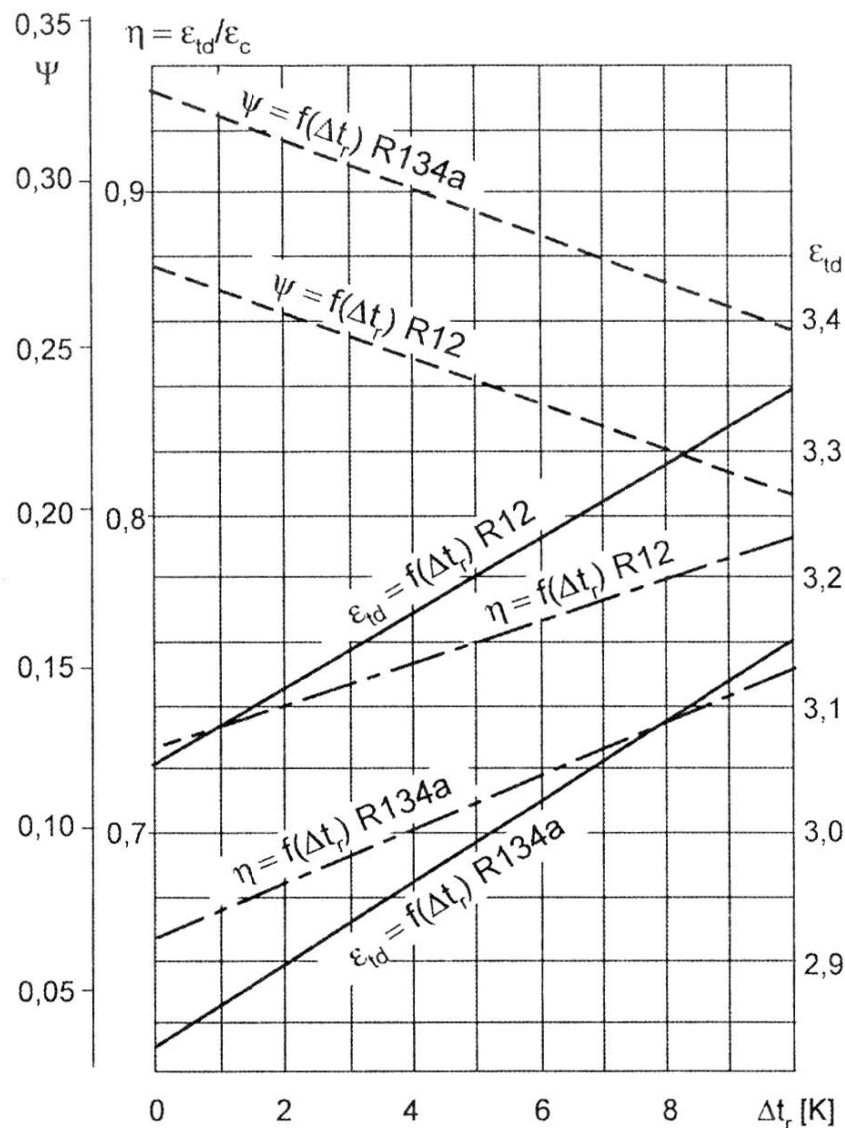
t_r	Δt_r	$h_3' = h_4''$	q_{0d}	ε_{td}	$\eta = \varepsilon_{td}/\varepsilon_C$	ψ
$^{\circ}\text{C}$	K	kJ/kg	kJ/kg	-	-	-
38	2	537,3	108,0	3,11	0,738	0,262
36	4	535,3	110,0	3,17	0,752	0,248
34	6	533,2	112,1	3,23	0,766	0,234
32	8	531,2	114,1	3,29	0,780	0,220
30	10	529,2	116,1	3,35	0,794	0,206

Tablica 8.7

Wyniki obliczeń dla czynnika chłodniczego R134a

t_r	Δt_r	$h_3' = h_4''$	q_{0d}	ε_{td}	$\eta = \varepsilon_{td}/\varepsilon_C$	ψ
$^{\circ}\text{C}$	K	kJ/kg	kJ/kg	-	-	-
38	2	251,3	132,8	2,89	0,685	0,315
36	4	248,3	135,8	2,96	0,702	0,298
34	6	245,4	138,7	3,02	0,716	0,284
32	8	242,4	141,6	3,08	0,730	0,270
30	10	239,6	144,5	3,15	0,747	0,253

Na rysunku 8.21 podano wykresy zależności współczynnika wydajności chłodniczej ε_{td} , współczynnika odwracalności obiegu η i współczynnika strat ψ od stopnia dochłodzenia Δt_r w obiegu suchym z dochłodzeniem dla czynników chłodniczych R12 i R134a.



Rys. 8.21. Porównanie zależności współczynników ε_{td} , η i ψ od stopnia dochłodzenia Δt_r czynników R12 i R134 w obiegu suchym z dochłodzeniem

Przykład 15

Dane są obiegi termodynamiczne czynników chłodniczych R12 i R134a:

- obieg suchy z dochłodzeniem t_{r1} ,
- obieg przegrzany z dochłodzeniem, w którym przegrzanie Δt_p uzyskuje się za pomocą termostatycznego zaworu rozprężnego.

Parametry obiegu: $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = +40^\circ\text{C}$, $t_{r1} = +32^\circ\text{C}$, $\Delta t_p = 5\text{ K}$.

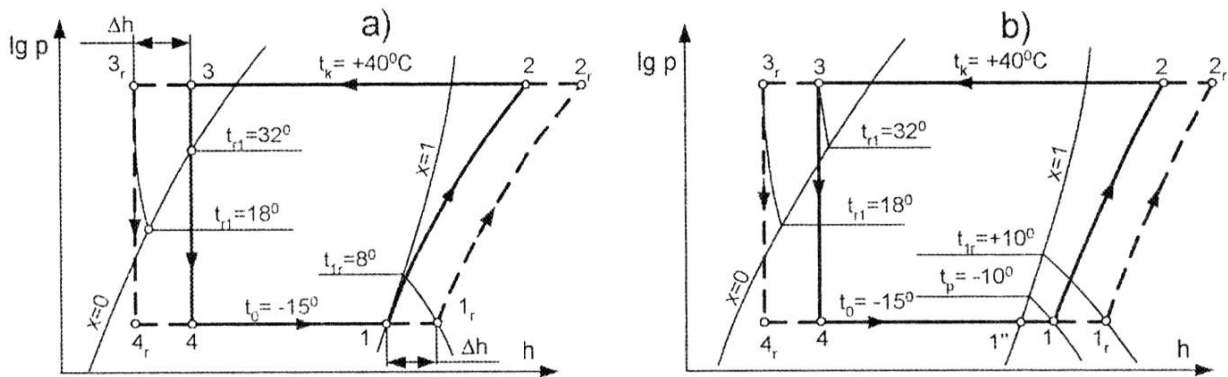
Obliczyć:

1. współczynniki wydajności chłodniczej ε_{ts} i ε_{lp} ,

2. wzrost tych współczynników po wprowadzeniu dodatkowego, regeneracyjnego dochłodzenia do temperatury $t_{r2} = +18^{\circ}\text{C}$.

Rozwiązanie:

Na rysunku 8.22 przedstawiono obieg suchy z dochłodzeniem (bez regeneracji i z regeneracją) oraz obieg przegrzany z zastosowaniem termostaticznego zaworu rozprężnego *TZR* i regeneracyjnego wymiennika ciepła.



Rys. 8.22. Interpretacja obiegów w układzie współrzędnych $lgp-h$ do przykładu 15

Obieg suchy z dochłodzeniem			Obieg przegrzany z dochłodzeniem		
	R12	R134a		R12	R134a
h_1 [kJ/kg]	647,8	389,3	h_1 [kJ/kg]	651,1	393,2
h_2 [kJ/kg]	679,2	426,3	h_2 [kJ/kg]	682,5	433,8
$h_3=h_4$ [kJ/kg]	531,2	244,4	$h_3=h_4$ [kJ/kg]	531,2	244,0
Bez regeneracji:					
$\varepsilon_{rs,d} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$	3,71	3,92	$\varepsilon_{ip} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$	3,82	3,67

Obieg suchy z dochłodzeniem			Obieg przegrzany z dochłodzeniem		
	R12	R134a		R12	R134a
Po wprowadzeniu regeneracji					
h_{3r} [kJ/kg]	517,3	225	h_{3r} [kJ/kg]	517,3	225,0
$h_{1r}=h_1+\Delta h_r$					
$\Delta h=h_3-h_{3r}$	13,9	19,4	$\Delta h=h_3-h_{3r}$	13,9	19,4
h_{1r} [kJ/kg]	661,7	408,7	h_{1r} [kJ/kg]	665,0	412,6
h_{2r} [kJ/kg]	694,1	450,0	h_{2r} [kJ/kg]	698,8	456,3
ε_{tr}	4,03	3,98	→	3,96	3,85
$\varepsilon_{tr} / \varepsilon_{ts}$	1,09	1,016	→	1,04	1,049
$\frac{\varepsilon_{tr} - \varepsilon_{ts}}{\varepsilon_{ts}} \cdot 100\%$	wzrost o około 9%	wzrost o około 2%		wzrost o około 4%	wzrost o około 5%

Wniosek: Zastosowanie obiegu przegrzanego dla czynnika chłodniczego R134a, który jest proponowanym zamiennikiem freonu R12, jest uzasadnione i powoduje wzrost współczynnika wydajności chłodniczej obiegu. Potwierdzają to również obliczenia i wyniki badań przedstawione w pracy [121].

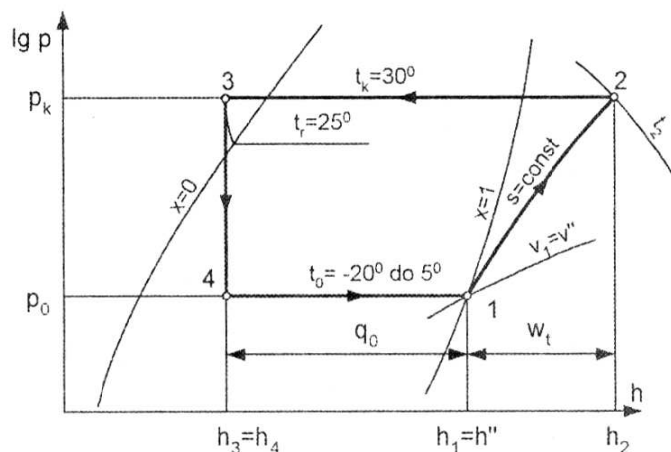
Przykład 16

W urządzeniu chłodniczym realizowany jest obieg suchy z dochłodzeniem z zastosowaniem sprężarki tłokowej idealnej o wydajności skokowej $\dot{V}_s = 100 \text{ m}^3/\text{h}$. Parametry obiegu wynoszą: temperatura skraplania $t_k = +30^\circ\text{C}$, dochłodzenia $t_r = +25^\circ\text{C}$, parowania $t_0 = -20 \div +5^\circ\text{C}$. Przeanalizować zmiany podanych niżej wielkości w zależności od temperatury parowania t_0 przy stałym poziomie temperatury skraplania $t_k = \text{const}$:

- wydajności chłodniczej $\dot{Q}_0$,
- zapotrzebowania teoretycznej mocy napędowej P_b ,
- współczynnika wydajności chłodniczej ε_b oraz zależności końcowej temperatury sprężania izentropowego t_2 od stosunku sprężania p_k/p_0 .

Obliczenia wykonać dla czynników chłodniczych R12, 134a i R22.

Rozwiązanie:



Rys. 8.23. Schemat obliczeniowy obiegu do przykładu 16

Na rysunku 8.23 przedstawiono schemat obliczeniowy obiegu.

Wydajność chłodnicza sprężarki tłokowej określona jest zależnością:

$$\dot{Q}_0 = \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot q_v;$$

dla sprężarki doskonałej:

$$\lambda = 1,$$

a więc:

$$\dot{Q}_0 = \dot{V}_s \cdot q_v.$$

$$\dot{V}_s = 100 \text{ m}^3/\text{h} = 0,028 \text{ m}^3/\text{s},$$

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1}$$

– jednostkowa objętościowa wydajność chłodnicza.

Wydajność chłodnicza parownika $\dot{Q}_0 = \dot{m}_l \cdot q_0$, a więc strumień masy czynnika chłodniczego można określić zależnością $\dot{m}_l = \dot{Q}_0 / q_0$ lub z równania $\dot{m}_l = \dot{V} / v_1$, przy czym dla sprężarki doskonałej $\dot{V} = \dot{V}_s$.

Zapotrzebowanie mocy napędowej sprężarki doskonałej opisuje zależność:

$$P_t = \dot{m}_l \cdot w_t,$$

gdzie:

$$w_t = h_2 - h_1$$

jest jednostkową teoretyczną pracą sprężania izentropowego.

Współczynnik wydajności chłodniczej określa się z zależności:

$$\varepsilon_l = \frac{\dot{Q}_0}{P_t}.$$

Wyniki obliczeń dla czynników chłodniczych R12, R134a i R22 podano w tablicach 8.8 ÷ 8.10, natomiast ich interpretację graficzną na rysunkach 8.24 ÷ 8.26.

Tablica 8.8

Zestawienie wyników obliczeń dla czynnika chłodniczego R12

Czynnik	R12 ($p_k = 7,434$ MPa dla $t_k = +30^0\text{C}$), temperatura parowania t_0						
Wielkość	Jednost.	-20^0C	-15^0C	-10^0C	-5^0C	0^0C	$+5^0\text{C}$
$h_1 = h''$	kJ/kg	645,8	647,8	650,2	652,5	654,9	657,2
$v_1 = v''$	m ³ /kg	0,111	0,093	0,078	0,066	0,057	0,049
h_2	kJ/kg	675,0	673,5	673,1	672,6	671,9	671,1
t_2	^0C	41,3	38,8	38,1	37,2	36,2	35,0
$h_3 = h_4$	kJ/kg	524,2					
p_0	MPa	0,151	0,183	0,219	0,261	0,309	0,362
p_k/p_0	-	4,92	4,07	3,39	2,85	2,41	2,05
q_0	kJ/kg	121,1	123,6	126,0	128,3	130,7	133,0
q_v	kJ/m ³	1091,0	1329,0	1615,4	1943,9	2293,0	2714,3
m_t	kg/s	0,252	0,301	0,359	0,424	0,491	0,571
$\dot{Q}_0$	kW	30,6	37,2	45,2	54,4	64,2	76,0
w_t	kJ/kg	29,7	25,7	22,9	20,1	17,0	13,9
P_t	kW	7,48	7,74	8,22	8,48	8,35	7,94
ε_t	-	4,08	4,81	5,50	6,42	7,69	9,57

Tablica 8.9

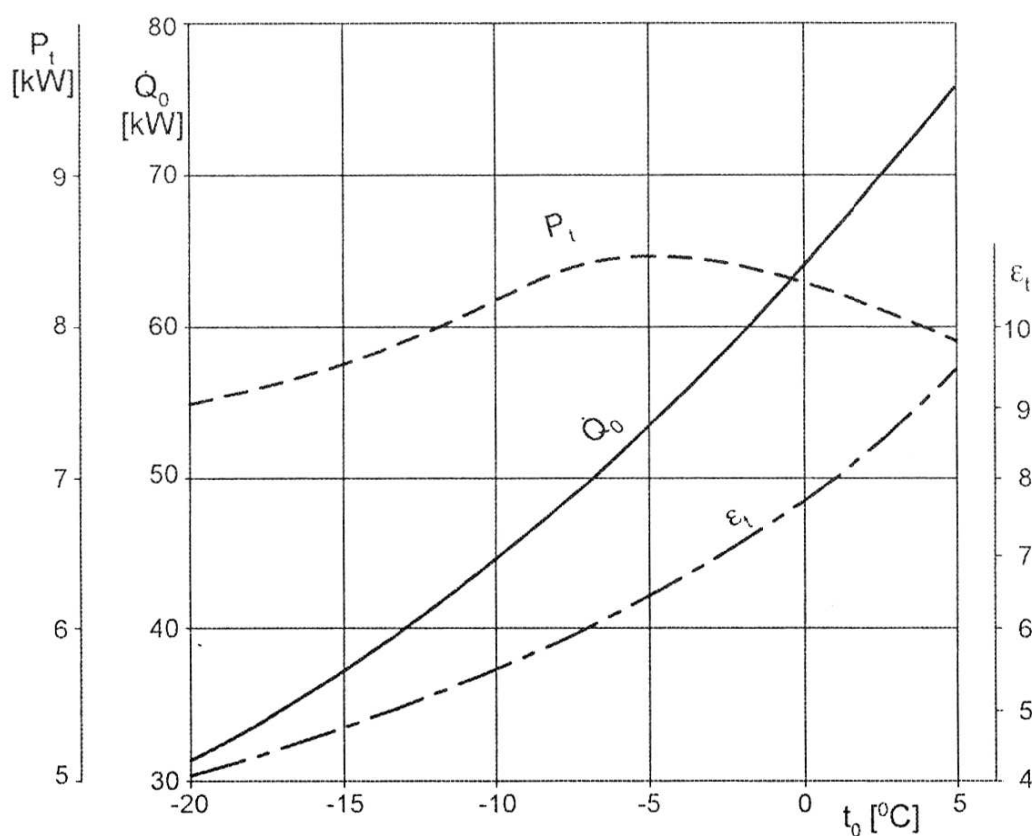
Zestawienie wyników obliczeń dla czynnika chłodniczego R134a

Czynnik	R134a ($p = 7,699$ MPa dla $t = +30^0\text{C}$), temperatura parowania t_0						
Wielkość	Jednost.	-20^0C	-15^0C	-10^0C	-5^0C	0^0C	$+5^0\text{C}$
$h_1 = h''$	kJ/kg	386,1	389,3	392,4	395,4	398,4	401,3
$v_1 = v''$	m ³ /kg	0,1471	0,1205	0,0995	0,0828	0,0693	0,0584
h_2	kJ/kg	423,8	420,0	417,5	420,0	417,0	418,0
t_2	^0C	40,0	37,0	36,5	35,0	33,0	32,0
$h_3 = h_4$	kJ/kg	234,6					
p_0	MPa	0,133	0,164	0,2008	0,2435	0,293	0,350
p_k/p_0	-	5,79	4,69	3,83	3,16	2,63	2,20
q_0	kJ/kg	151,6	154,8	157,9	160,9	163,9	166,8
q_v	kJ/m ³	1030,6	1284,6	1586,9	1943,2	2365,1	2856,2
m_t	kg/s	0,190	0,232	0,281	0,338	0,404	0,479
$\dot{Q}_0$	kW	28,85	36,0	44,4	54,4	66,2	79,9
w_t	kJ/kg	37,7	30,7	25,1	24,6	18,6	16,7
P_t	kW	7,2	7,13	7,06	8,3	7,5	8,0
ε_t	-	4,0	5,05	6,29	6,6	8,8	9,98

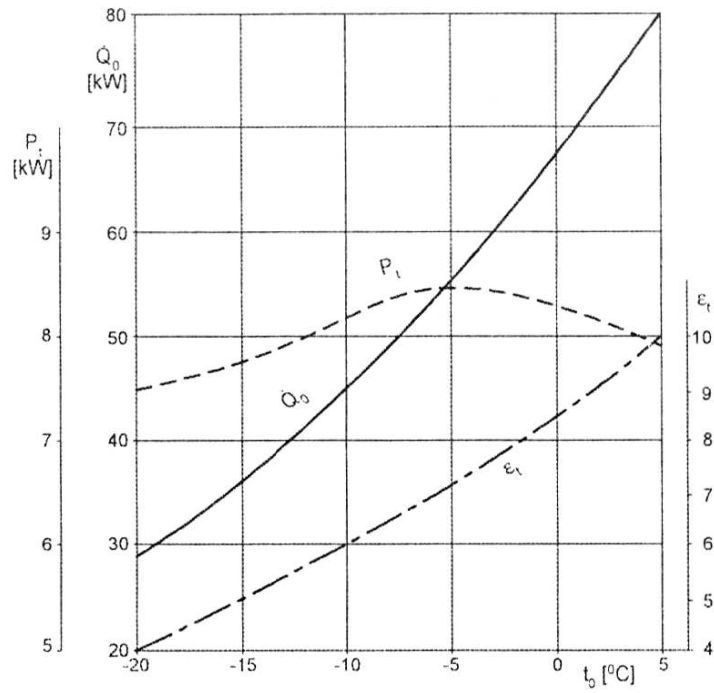
Tablica 8.10

Zestawienie wyników obliczeń dla czynnika chłodniczego R22

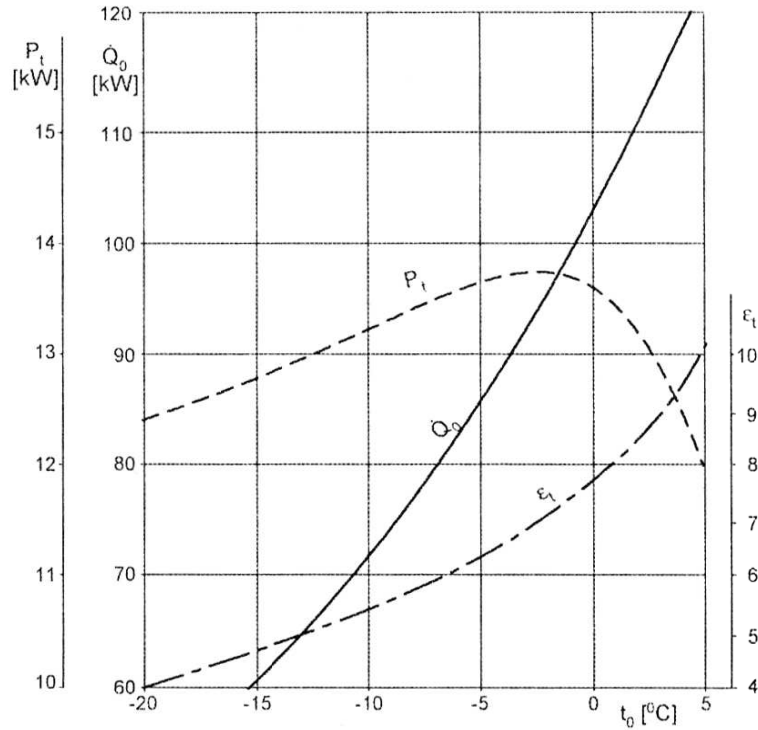
Czynnik	R22 ($p_k = 11,908 \text{ MPa}$ dla $t_k = +30^\circ\text{C}$), temperatura parowania t_0						
Wielkość	Jednostka	-20°C	-15°C	-10°C	-5°C	0°C	$+5^\circ\text{C}$
$h_1 = h''$	kJ/kg	696,3	698,4	700,4	702,4	704,3	706,1
$v_1 = v''$	m^3/kg	0,092	0,077	0,065	0,055	0,047	0,040
h_2	kJ/kg	737,3	734,7	731,3	729,3	727,3	723,3
t_2	$^\circ\text{C}$	57,5	53,3	50,0	48,3	45,0	41,6
$h_3 = h_4$	kJ/kg	530,2					
p_0	MPa	0,246	0,297	0,355	0,422	0,498	0,584
p_k/p_0	-	4,85	4,01	3,35	2,82	2,39	2,04
q_0	kJ/kg	166,1	168,2	170,2	172,2	174,1	175,9
q_v	kJ/m^3	1797,6	2175,9	2614,4	3125,2	3704,3	4375,6
m_l	kg/s	0,303	0,362	0,430	0,508	0,596	0,697
$\dot{Q}_0$	kW	50,33	60,93	73,2	87,5	103,72	122,52
w_l	kJ/kg	41,0	36,3	30,9	26,9	23,0	17,2
P_l	kW	12,42	13,14	13,29	13,67	13,70	12,0
ε_l	-	4,05	4,64	5,51	6,40	7,57	10,21



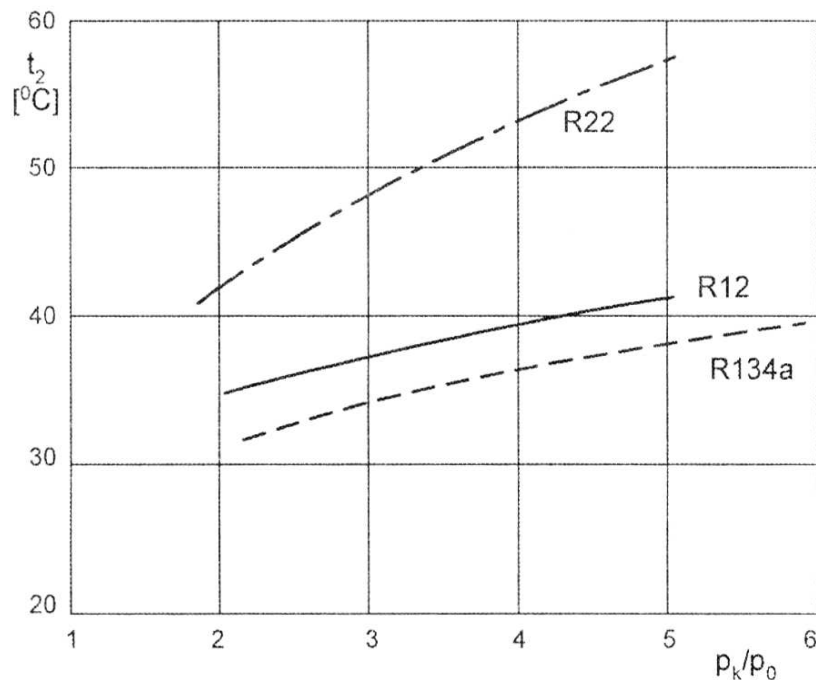
Rys. 8.24. Graficzna interpretacja wyników obliczeń dla czynnika R12



Rys. 8.25. Graficzna interpretacja wyników obliczeń dla czynnika R134a



Rys. 8.26. Graficzna interpretacja wyników obliczeń dla czynnika R22



Rys. 8.27 Zależność końcowej temperatury sprężania izentropowego od stosunku sprężania dla czynników chłodniczych R12, R134a i R22

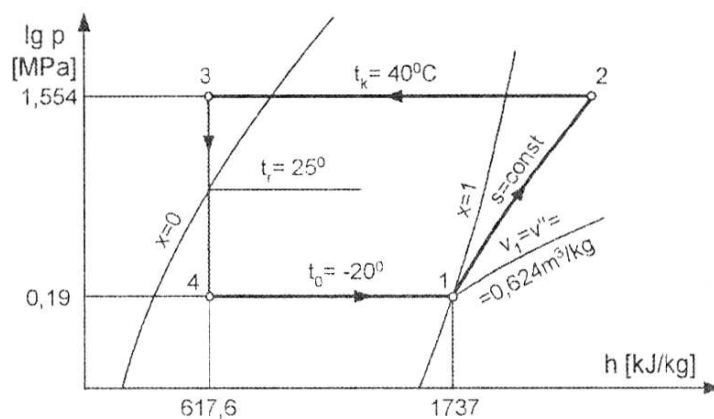
Przykład 17

Dane są parametry obiegu chłodniczego: $t_k = +40^{\circ}\text{C}$, $t_r = +25^{\circ}\text{C}$, $t_0 = -20^{\circ}\text{C}$ oraz wydajność chłodnicza $\dot{Q}_0 = 90000\text{W}$. Amoniakalna sprężarka chłodnicza o względnej przestrzeni szkodliwej $\varepsilon_0 = 4\%$ zasysa parę nasyconą suchą ($x=1$). Obliczyć:

1. współczynnik dostarczania λ sprężarki (kilkoma metodami),
2. wydajność skokową sprężarki V_s ,
3. zależność współczynnika dostarczania sprężarki λ od stosunku sprężania p_k/p_0 (przy $t_k = \text{const}$ oraz $t_r = \text{const}$).

Rozwiązanie:

Na rysunku 8.28 przedstawiono schemat obliczeniowy obiegu w układzie współrzędnych $\lg p-h$.



Rys. 8.28. Schemat obliczeniowy do przykładu 17

Obliczenia wstępne

Wyniki odczytu z wykresu $lgp-h$ dla amoniaku:

$$h_1 = h'' = 1737 \text{ kJ/kg},$$

$$v_1 = v'' = 0,624 \text{ m}^3/\text{kg},$$

$$h_3 = h_4 = 617,6 \text{ kJ/kg},$$

$$p_0(-20^\circ \text{C}) = 0,1902 \text{ MPa},$$

$$p_k(+40^\circ \text{C}) = 1,5544 \text{ MPa},$$

$$q_0 = h_1 - h_4 = 1737 - 617,6 = 1119,4 \text{ kJ/kg},$$

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{90}{1119,4} = 0,08 \text{ kg/s},$$

$$\dot{V} = \dot{m}_t \cdot v_1 = 0,08 \cdot 0,624 = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}.$$

ad. 1. Obliczenie współczynnika dostarczania λ sprężarki amoniakalnej

a) metoda obliczeniowa

$$\lambda = \lambda_s \cdot \lambda_d \cdot \lambda_T \cdot \lambda_n$$

gdzie:

λ_s – wskaźnik przestrzeni szkodliwej:

$$\lambda_s = 1 - \varepsilon_0 \cdot \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m_r}} - 1 \right] = 1 - 0,04 \cdot (5,71 - 1) = 1 - 0,1884 = 0,812,$$

$$p_k/p_0 = 15,444/1,902 = 8,17; \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m_r}} = 8,17^{\frac{1}{1,2}} = 5,71$$

λ_d – wskaźnik dławienia:

$$\lambda_d = 1 - \frac{1 + \varepsilon_0}{\lambda_s} \cdot \frac{\Delta p_{ss}}{p_0} = 1 - \frac{1 + 0,04}{0,812} \cdot \frac{0,076}{1,902} = 0,949,$$

$$\Delta p_{ss} \cong 0,04 \cdot p_0 = 0,04 \cdot 1,902 = 0,076 \text{ MPa},$$

λ_T – wskaźnik podgrzania:

$$\lambda_T \cong \frac{T_0}{T_k} = \frac{253}{313} = 0,808 \quad \text{lub} \quad \lambda_T \cong 1 - 0,01 \cdot \left(\frac{p_k}{p_0} - 1 \right) = 0,928$$

Wobec rozbieżności wartości obliczonych z podanych wzorów wzięto do dalszych obliczeń $\lambda_T = 0,928$ (sprężarka nowa z dobrym chłodzeniem, nieprzelotowa),

λ_n - wskaźnik nieszczelności:

Dla nowoczesnej sprężarki amoniakalnej przyjęto $\lambda_n = 0,99$.

Obliczeniowa wielkość współczynnika dostarczania sprężarki wynosi:

$$\lambda = 0,812 \cdot 0,949 \cdot 0,928 \cdot 0,99 = 0,708.$$

b) metoda grafoanalityczna

– Określenie współczynnika λ z wykresu *Lingego*:

dla $p_k/p_0 = 8,17$ sprawność objętościowa $\eta_v = 0,74$; $\eta_i/\lambda = 1,33$;

dla $\dot{V} = 0,05 \text{ m}^3/\text{s} = 180 \text{ m}^3/\text{h}$ przybliżone wartości $\dot{V}_s = 180/0,7 = 257 \text{ m}^3/\text{h}$, straty dodatkowe $(1 - \eta_w) = 0,18$, współczynnik korekcyjny $C=1$ a stąd współczynnik dostarczania:

$$\lambda = [\eta_v - (1 - \eta_w)] \cdot C = 0,74 - 0,18 = 0,56; \quad \eta_i = 0,56 \cdot 1,33 = 0,745;$$

- Określenie współczynnika λ z wykresu *Bendix-Christensena*:

$T_k/T_0 = 313/253 = 1,253$, $\varepsilon_0 = 0,04$ i $k = 1,3$ odczytano $\lambda = 0,635$.

Wyniki obliczenia według metody analitycznej i grafoanalitycznej różnią się między sobą, co świadczy o trudności precyzyjnego obliczenia tej wielkości w fazie projektowania.

ad. 2. Obliczenie wydajności skokowej sprężarki

Do obliczenia wykorzystano zależność:

$$\dot{Q}_0 = \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot q_v$$

Do obliczeń przyjęto $\lambda = 0,56$ według wykresu *Lingego* (najlepiej sprawdzony w praktyce) i obliczono jednostkową objętościową wydajność chłodniczą

$$q_v = \frac{q_0}{v''} = \frac{1119,4}{0,624} = 1793,9 \text{ kJ/m}^3$$

$$\dot{V}_s = \frac{\dot{Q}_0}{\lambda \cdot q_v} = \frac{90}{0,56 \cdot 1793,9} = 0,0896 \text{ m}^3/\text{s} = 322,56 \text{ m}^3/\text{h}.$$

ad. 3. Określenie zależności $\lambda = f(p_k/p_0)$

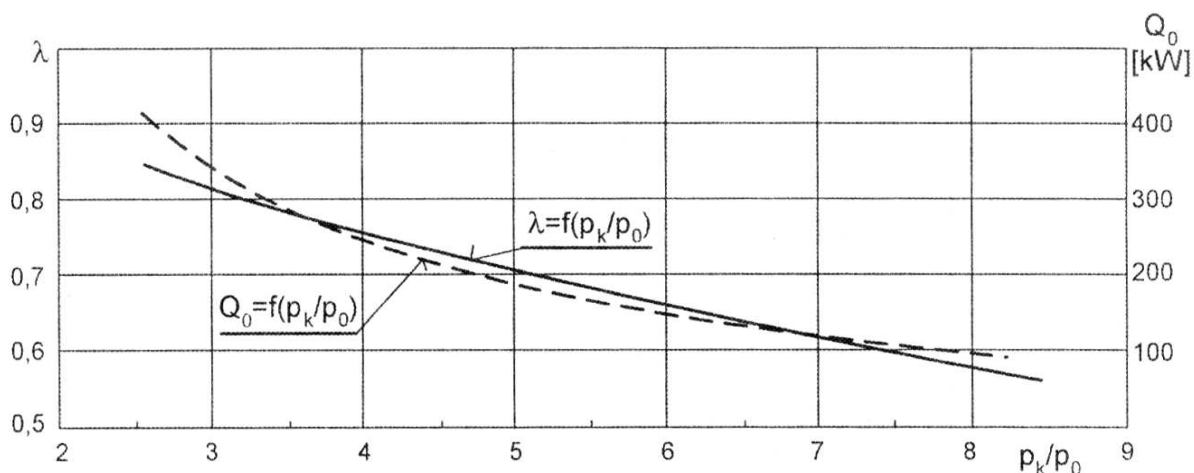
Wyniki obliczeń zestawiono w tablicy 8.11.

Tablica 8.11

Zestawienie wyników obliczeń

t_0 [°C]		-20	-15	-10	-5	0	5	10
Wiel-kość	Jednostka	temperatura parowania t_0 [°C]						
$p_0 (t_0)$	MPa	0,1902	0,2363	0,2909	0,3549	0,4294	0,5157	0,6150
p_k/p_0	-	8,17	6,58	5,34	4,38	3,62	3,01	2,53
h_1	kJ/kg	1737,0	1744,0	1750,5	1756,6	1762,4	1767,8	1772,6
v_1	m ³ /kg	0,624	0,509	0,418	0,347	0,290	0,243	0,206
q_0	kJ/kg	1119,4	1126,4	1132,9	1139,0	1144,8	1150,2	1155,0
q_v	kJ/m ³	1793,9	2212,9	2710,3	3282,4	3947,6	4733,3	5606,8
η_v	-	0,74	0,79	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90
$(1-\eta_w)$	-	0,18	0,16	0,14	0,11	0,10	0,08	0,06
C	-	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
λ	-	0,56	0,63	0,69	0,75	0,77	0,81	0,84
$\dot{Q}_0$	kW	90,0	124,9	167,5	219,1	270,6	341,4	421,9

Na rysunku 8.29 przedstawiono interpretację graficzną wyników obliczeń.



Rys. 8.29. Obliczeniowa zależność $\lambda = f(p_k/p_0)$ dla sprężarki amoniakalnej

Przykład 18

Dla parametrów obiegu analogicznych jak w przykładzie 17 wykonać obliczenia wydajności skokowej sprężarek tłokowych czynników chłodniczych R12 i R22 zapewniających wydajność chłodniczą $\dot{Q}_0 = 90$ kW. Porównać uzyskane wyniki obliczeń $\dot{V}_s$ dla NH_3 , R12, R134a, R22 i R404A oraz obliczyć wydajność chłodniczą dla warunków: $t_0 = -20^\circ\text{C}/t_r = +25^\circ\text{C}/t_k = +40^\circ\text{C}$.

Uwaga: Zastosowanie freonu R12 (praktycznie już wycofanego z eksploatacji) jako czynnika porównawczego jest ważne merytorycznie, ponieważ opublikowano bardzo dużą ilość informacji o charakterze uniwersalnym o tym czynniku, których przydatność dla zamienników freonu R12 musi zostać dopiero zweryfikowana w badaniach eksperymentalnych.

Rozwiązanie:

Wielkość	Jednostka	R12	R134a	R22	R404A
$h_1 = h''$	kJ/kg	645,3	384,1	696,3	358,8
$v_1 = v''$	m ³ /kg	0,111	0,1454	0,0924	0,0655
$h_3 = h_4$	kJ/kg	524,2	232,5	530,23	239,01
$p_0(t_0 = -20^\circ\text{C})$	MPa	0,1510	0,1338	0,2456	0,3091
$p_k(t_k = +40^\circ\text{C})$	MPa	0,9582	1,015	1,5315	1,826
p_k/p_0	-	6,35	7,59	6,24	5,91
q_0	kJ/kg	121,1	151,6	166,07	119,8
q_v	kJ/m ³	1091,0	1042,6	1797,3	1828,9

Wielkość	Jednost- ka	R12	R134a	R22	R404A
$\dot{m}_t$	kg/s	0,743	0,594	0,542	0,751
$\dot{V} = \dot{m}_t \cdot v_t$	m ³ /h	296,9	310,9	180,3	177,2
Współ- czynnik dostarcza- nia λ	-	według no- mogramu <i>Bo Pierre'a</i> (rysunek 6.16): Obliczenia pomocnicze: $t_0 = -20^\circ\text{C}$, $T_0 =$ 253 K, $t_k = 40^\circ\text{C}$ $T_k =$ 313 K $t_{ss} = -20^\circ\text{C}$ $T_k/T_0 = 1,237$ $T_0/(T_k - T_0) =$ =4,22 z wykresu $\lambda \cdot q_v = 844$ kJ/m ³ , stąd $\lambda = 0,77$ według no- mogramu <i>Bendix- Christensena</i> : $\lambda = 0,75$	z wykresu <i>Bendix- Christensena</i> dla $T_k/T_0 =$ 1,237 i $\varepsilon_0 = 0,05$ odczytano $\lambda = 0,67$	według wy- kresu <i>Heim- bacha</i> (rysunek 6.13): dla $p_k/p_0 =$ 6,24 i $\varepsilon_0 = 0,05$ odczytano: $\lambda = 0,66$ według da- nych firmy <i>Grasso</i> (rysunek 6.15): $\lambda = 0,76$ według do- świadczeń amerykańs- kich (rysunek 6.14): $\lambda = 0,66$	z wykresu <i>Bendix- Christensena</i> dla $T_k/T_0 = 1,237$ i $\varepsilon_0 = 0,05$ oraz $k = 1,114$ odczytano $\lambda = 0,68$
Do dal- szych obliczeń wzięto:		$\lambda = 0,77$ wg nomogramu <i>Bo Pierre'a</i>	0,67	wg <i>Heimba- cha</i> : $\lambda = 0,66$	0,68
Wydajność skokowa sprężarki:					
$\dot{V}_s$	m ³ /s	0,107	0,129	0,0759	0,0724
$\dot{V}_s$	m ³ /h	385,7	463,8	273,10	260,5

Dla założonych parametrów obiegu chłodniczego obliczono w przykładzie 17 wydajność skokową sprężarki amoniakalnej $\dot{V}_{sNH_3} = 322,6 \text{ m}^3/\text{h}$.

Porównanie wyników obliczeń wydajności skokowej sprężarki tłokowej:

$$\begin{aligned}\frac{\dot{V}_{sR12}}{\dot{V}_{sNH_3}} &= \frac{385,7}{322,6} = 1,196, & \frac{\dot{V}_{sR12}}{\dot{V}_{sR134a}} &= \frac{385,7}{463,8} = 0,832 \\ \frac{\dot{V}_{sR22}}{\dot{V}_{sNH_3}} &= \frac{273,10}{322,6} = 0,847, & \frac{\dot{V}_{sR22}}{\dot{V}_{sR404A}} &= \frac{273,10}{260,5} = 1,05 \\ \frac{\dot{V}_{sR12}}{\dot{V}_{sR22}} &= \frac{385,7}{273,10} = 1,41, & \frac{\dot{V}_{sR134a}}{\dot{V}_{sR404A}} &= \frac{463,8}{260,5} = 1,78.\end{aligned}$$

Przeliczenie wydajności chłodniczej z warunków $-20^\circ\text{C}/+20^\circ\text{C}/+40^\circ\text{C}$ na warunki $-10^\circ\text{C}/+25^\circ\text{C}/+40^\circ\text{C}$

Wprowadza się oznaczenia:

dla $-20/+25/+40^\circ\text{C}$ $\dot{Q}_0 = \lambda \cdot q_v \cdot V_s$,

dla $-10/+25/+40^\circ\text{C}$ $\dot{Q}_0 = \lambda_r \cdot q_{vr} \cdot V_s$ (tak zwane warunki robocze)

a stąd:

$$\dot{Q}_{0r} = \dot{Q}_0 \cdot \frac{\lambda_r \cdot q_{vr}}{\lambda \cdot q_v}.$$

Dane pomocnicze:

Wielkość	R12 ($p_{0r}=0,2191$ MPa)	R134a ($p_{0r}=0,2008$ MPa)	R22 ($p_{0r}=0,3552$ MPa)	R404A ($p_{0r}=0,4416$ MPa)
$h_{1r} (-10^\circ\text{C})$	650,2 kJ/kg	390,2	700,42 kJ/kg	364,86
$v_{1r} (-10^\circ\text{C})$	0,078 m ³ /kg	0,09893	0,0651 m ³ /kg	0,0462
$q_{0r} = h_{1r} - h_4$	126,0 kJ/kg	157,7	170,2 kJ/kg	125,9
q_{vr}	1615,4 kJ/m ³	1594,0	2614,3 kJ/m ³	2724,0
Współ- czynnik dostarcza- nia λ	$\lambda q_{vr}=1200 \text{ kJ/m}^3$	$T_k/T_0=313/263=$ 1,146, $\epsilon_0=0,05,$ $k=1,118,$ $\lambda_r=0,8$	$\lambda_r=0,76$	$\lambda_r=0,81$

Wydajność chłodnicza $\dot{Q}_{0r}$ [kW] dla NH ₃ $\dot{Q}_{0r} =$ 167,5 kW	$90 \cdot 1200 /$ $/(0,77 \cdot 1091) =$ =128,6kW	$90 \cdot 0,8 \cdot 1594 /$ $/(0,67 \cdot 1042) =$ =164,3kW	$90 \cdot 0,76 \cdot 2614 /$ $/(0,66 \cdot 1797) =$ = 150,8 kW	$90 \cdot 0,81 \cdot 2724 /$ $/(0,68 \cdot 1828,9) =$ = 159,7 kW
---	---	---	--	--

Tablica 8.4

Zestawienie wyników obliczeń

Wielkość		NH ₃	R12	R134a	R22	R404A
20/+25/+40 [°C]	$\dot{Q}_0$ [kW]	90	90	90	90	90
	V_s [m ³ /h]	322,6	385,7	463,8	273,1	260,5
	λ	0,56	0,74	0,67	0,66	0,68
-10/+25/+40 [°C]	$\dot{Q}_0$ [kW]	167,5	128,6	164,3	150,8	159,7
	λ	0,69	0,74	0,8	0,76	0,81

Przykład 19

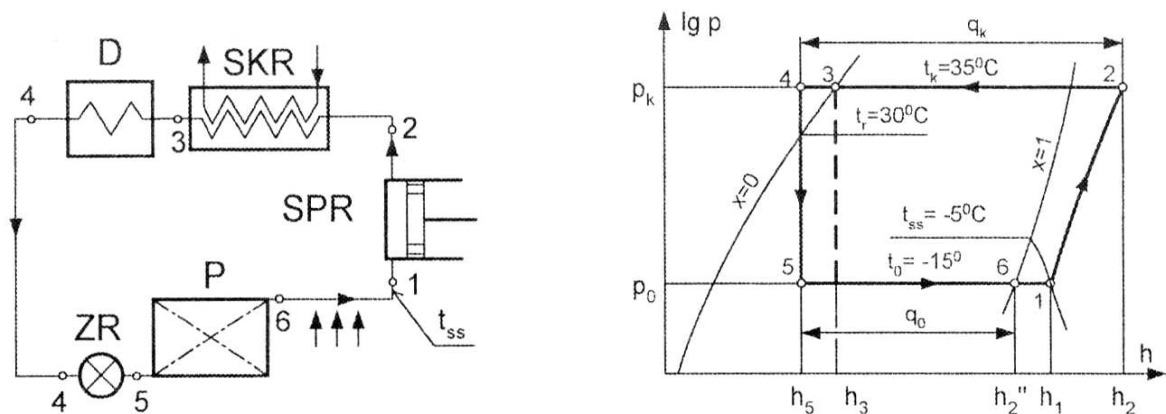
Wykonać podstawowe obliczenia cieplne jednostopniowego urządzenia chłodniczego amoniakalnego o wydajności chłodniczej $\dot{Q}_0 = 50$ kW wyposażonego w sprężarkę tłokową dla następujących warunków pracy:

- temperatura parowania $t_0 = -15^\circ\text{C}$,
- temperatura skraplania $t_k = +35^\circ\text{C}$,
- temperatura dochłodzenia $t_r = +30^\circ\text{C}$,
- temperatura pary zasysanej przez sprężarkę $t_{ss} = -5^\circ\text{C}$.

Z parownika wypływa para nasycona sucha ($x = 1$), zaś przegrzanie pary do temperatury -5°C zachodzi w rurociągu łączącym parownik ze sprężarką.

Rozwiązanie:

Na rysunku 8.30 przedstawiono schemat ideowy układu chłodniczego oraz interpretację stanów obiegu w układzie współrzędnych $\lg p-h$.



Rys. 8.30. Schemat układu chłodniczego i interpretacja obiegu na wykresie we współrzędnych $\lg p-h$

W tabelicy 8.5 zestawiono parametry stanu czynnika w obiegu.

Tablica 8.5

Zestawienie parametrów stanu czynnika NH_3 w obiegu chłodniczym

Oznaczenie stanu czynnika	p	t	h	v	x
	MPa	$^{\circ}\text{C}$	kJ/kg	m^3/kg	-
1	0,2363	-5	1772,9	0,544	-
2	0,35	125	2035,4	0,136	-
3	1,35	35	666,0	0,0017	0,0
4	1,35	30	641,7	-	-
5	0,2363	-15	641,7	0,085	0,163
6	0,2363	-15	1744,0	0,509	1,0

- Jednostkowa masowa wydajność chłodnicza

$$q_0 = h_6 - h_5 = 1744 - 641,7 = 1102,3 \text{ kJ/kg,}$$

- strumień masy czynnika chłodniczego

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{50}{1102,3} = 0,0454 \text{ kg/s} = 163,3 \text{ kg/h,}$$

- objętościowe natężenie czynnika

$$\dot{V} = \dot{m}_l \cdot v_1 = 0,0454 \cdot 0,544 = 0,0247 \text{ m}^3/\text{s} = 88,9 \text{ m}^3/\text{h},$$

- jednostkowa praca sprężania teoretycznego

$$w_t = h_2 - h_1 = 2035,4 - 1772,9 = 262,5 \text{ kJ/kg},$$

- teoretyczna moc napędowa sprężania izentropowego

$$P_t = \dot{m}_l \cdot w_t = 0,0454 \cdot 262,5 = 11,92 \text{ kW},$$

- jednostkowe teoretyczne obciążenie cieplne skraplacza (przy założeniu, że dochłodzenie o 5 K zostanie zrealizowane w skraplaczu)

$$q_k = h_2 - h_4 = 2035,4 - 641,7 = 1393,7 \text{ kJ/kg},$$

- obciążenie cieplne skraplacza

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_l \cdot q_k = 0,0454 \cdot 1393,7 = 63,3 \text{ kW},$$

- współczynnik dostarczania λ sprężarki tłokowej wyznaczony z wykresu *Lingego* (rysunku 6.12):

$$p_k/p_o = 1,35/0,2363 = 5,71, \text{ zakłada się } \varepsilon_0 = 0,04, \text{ stąd odczytano}$$

$$(1 - \eta_w) = 0,15, \eta_i/\lambda = 1,21 \text{ a więc } \lambda = 0,67, \eta_i = 0,81,$$

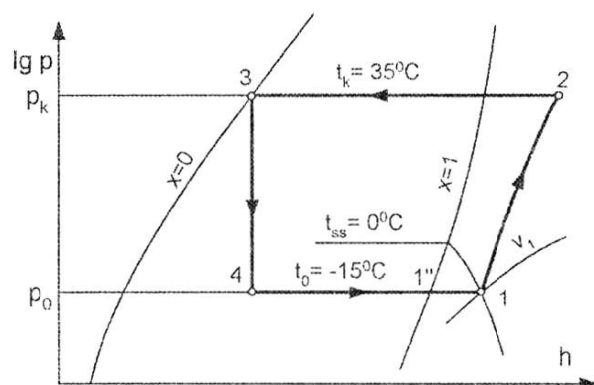
- wydajność skokowa sprężarki

$$\dot{V}_s = \frac{\dot{V}}{\lambda} = \frac{0,0247}{0,67} = 0,03686 \text{ m}^3/\text{s} = 132,7 \text{ m}^3/\text{h},$$

- zapotrzebowanie mocy indykowanej

$$P_i = \frac{P_t}{\eta_i} = \frac{11,92}{0,81} = 14,72 \text{ kW}.$$

obliczenie mocy efektywnej sprężarki



Rys. 8.31. Obieg standardowy

Parametry obiegu standardowego:

$$h_1 = 1783,3 \text{ kJ/kg},$$

$$v_1 = 0,55 \text{ m}^3/\text{kg},$$

$$h_1' = 1744 \text{ kJ/kg},$$

$$h_3 = h_4 = 666 \text{ kJ/kg},$$

$$h_2 = 2056,3 \text{ kJ/kg}.$$

Parametry obiegu standardowego oznaczono indeksem „s”.

Zakłada się, że w warunkach standardowych dla sprężarki amoniakalnej sprawność mechaniczna $\eta_{ms} = 0,85$ (według rozdziału 6).

Warunki standardowe: $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$, $t_k = +35^{\circ}\text{C}$, $t_{ss} = 0^{\circ}\text{C}$ (rysunku 8.31)

$$q_{0,s} = h_1 - h_4 = 1744 - 666 = 1078 \text{ kJ/kg},$$

$$w_{ts} = h_2 - h_1 = 2056,3 - 1783,3 = 273 \text{ kJ/kg},$$

$$q_{vs} = \frac{q_{0,s}}{v_1} = \frac{1078}{0,55} = 1960 \text{ kJ/m}^3.$$

Współczynnik dostarczania λ dla sprężarki w warunkach standardowych według wykresu *Lingego*:

$$p_k/p_{0,s} = 5,71; \eta_{vs} = 0,82; (1 - \eta_w) = 0,14; \lambda_s = 0,68 \eta_i/\lambda_s = 1,21, \eta_{is} = 0,823.$$

- wydajność chłodnicza w warunkach standardowych

$$\dot{Q}_0 = \dot{V}_s \cdot \lambda_s \cdot q_{vs} = 0,0369 \cdot 0,68 \cdot 1960 = 49,18 \text{ kW}.$$

- moc teoretyczna, indykowana i efektywna

$$P_{ts} = \frac{\dot{Q}_{os}}{q_{os}} \cdot w_{ts} = \frac{49,18}{1078} \cdot 273 = 12,45 \text{ kW},$$

$$P_{is} = \frac{P_{ts}}{\eta_{is}} = \frac{12,45}{0,823} = 15,13 \text{ kW},$$

$$P_{es} = \frac{P_{is}}{\eta_{ms}} = \frac{15,13}{0,85} = 17,8 \text{ kW},$$

$$P_{es} - P_{is} = \Delta P_{stratmech.}, \Delta P_{stratmech.} = 17,8 - 15,13 = 2,67 \text{ kW},$$

- zapotrzebowanie mocy napędowej w warunkach roboczych

$$P_e = P_i + \Delta P_{stratmech} = 14,72 + 2,67 = 17,39 \text{ kW}.$$

Znając wydajność skokową sprężarki $\dot{V}_s = 0,0369 \text{ m}^3/\text{s}$ oraz zapotrzebowanie mocy efektywnej $P_e = 17,4 \text{ kW}$ można dobrać odpowiednią sprężarkę.

- moc napędowa silnika elektrycznego

$$P_{el} \cong 1,15 \cdot P_e = 1,15 \cdot 17,4 = 20 \text{ kW},$$

- rzeczywista moc cieplna skraplacza

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_0 + P_i = 50 + 14,72 = 64,7 \text{ kW},$$

- teoretyczny i efektywny współczynnik wydajności chłodniczej

$$\varepsilon_t = \dot{Q}_0 / P_t = 50 / 11,92 = 4,19; \varepsilon_e = \dot{Q}_0 / P_e = 50 / 17,4 = 2,87.$$

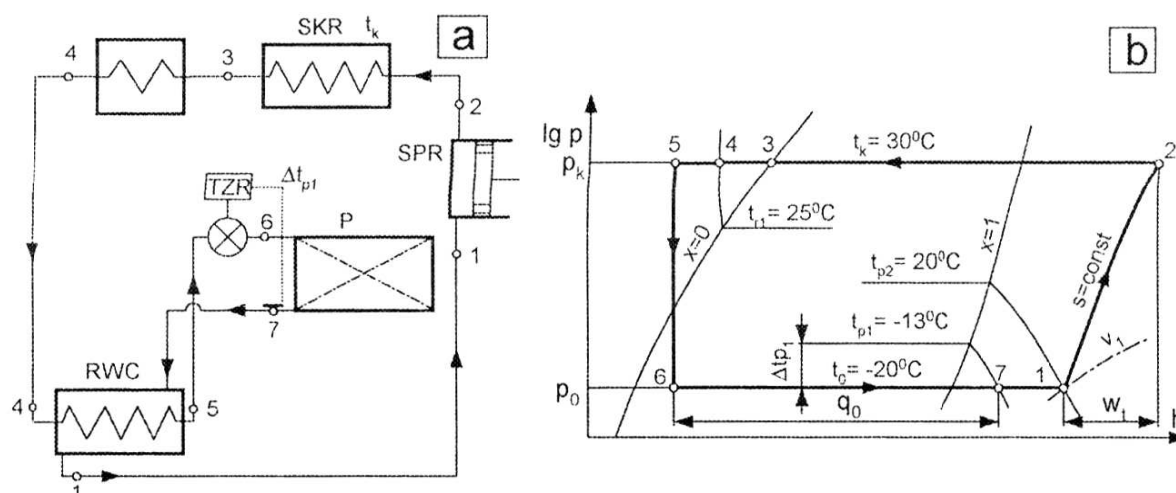
Przykład 20

Wykonać obliczenia cieplne jednostopniowego urządzenia chłodniczego o wydajności chłodniczej $\dot{Q}_0 = 7000$ W pracującego na czynniku R134a w układzie z regeneracyjnym wymiennikiem ciepła o sprawności 75%, jeżeli:

- temperatura parowania $t_0 = -20^\circ\text{C}$,
- temperatura skraplania $t_k = +30^\circ\text{C}$,
- temperatura dochłodzenia $t_r = +25^\circ\text{C}$,
- przegranie pary uzyskane za pomocą zaworu $TZR \Delta t_p = 7$ K,
- temperatura pary opuszczającej regeneracyjny wymiennik ciepła RWC wynosi $t_{p2} = +20^\circ\text{C}$.

Rozwiązanie:

Na rysunku 8.32 przedstawiono schemat ideowy instalacji chłodniczej oraz interpretację obiegu w układzie współrzędnych $\lg p$ - h .



Rys. 8.32. Schemat układu i interpretacja obiegu chłodniczego do przykładu 20

1. Parametry termodynamiczne czynnika w charakterystycznych stanach obiegu:

$$t_k = +30^{\circ}\text{C}, p_k = 0,7678 \text{ MPa}$$

$$t_0 = -20^{\circ}\text{C}, p_0 = 0,1338 \text{ MPa}$$

stan 1: $p_0 = 0,1338 \text{ MPa}$, $t_{p2} = +20^{\circ}\text{C}$, $h_1 = 420 \text{ kJ/kg}$, $v_1 = 0,175 \text{ m}^3/\text{kg}$,

stan 2: $p_k = 0,7678 \text{ MPa}$, $s_1 = s_2$, $h_2 = 462,9 \text{ kJ/kg}$, $t_2 = 77,2^{\circ}\text{C}$,

stan 3: $p_k = 0,7678 \text{ MPa}$, $x = 0$, $h_3 = 239,6 \text{ kJ/kg}$,

stan 4: $p_k = 0,7678 \text{ MPa}$, $t_{r1} = +25^{\circ}\text{C}$, $h_4 = 232,5 \text{ kJ/kg}$,

stan 7: $p_0 = 0,1338 \text{ MPa}$, $t_{p1} = -13^{\circ}\text{C}$, $h_7 = 391,2 \text{ kJ/kg}$, $v_7 = 0,15 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Obliczenie entalpii właściwej w stanie 5

$$\Delta h_{\text{teoret.}} = h_1 - h_7 = 420 - 391,2 = 28,8 \text{ kJ/kg},$$

$$\Delta h_{\text{rzeczyw.}} = 0,75 \cdot \Delta h_{\text{teoret.}} = 0,75 \cdot 28,8 = 21,6 \text{ kJ/kg},$$

stad:

$$h_5 = h_4 - 21,6 = 232,5 - 21,6 = 210,9 \text{ kJ/kg},$$

$$h_6 = h_5.$$

2. Strumień masy czynnika chłodniczego

- jednostkowa masowa wydajność chłodnicza

$$q_0 = h_7 - h_6 = 391,2 - 210,9 = 180,3 \text{ kJ/kg},$$

- strumień masy

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{7}{180,3} = 0,0389 \text{ kg/s} = 139,8 \text{ kg/h}.$$

3. Objętościowe natężenie przepływu czynnika

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot v_1 = 0,0389 \cdot 0,175 = 0,00679 \text{ m}^3/\text{s} = 24,44 \text{ m}^3/\text{h}.$$

4. Wydajność skokowa sprężarki tłokowej

Z wykresu *Bendix- Christensena* (rysunku 6.17) odczytano wartość współczynnika dostarczania sprężarki $\lambda = 0,75$ dla: $\varepsilon_0 = 0,04$, $k = 1,118$, $T_k/T_0 = 1,198$; przyjęto $\eta_i = 0,73$ (tak jak dla czynnika R12).

Wydajność skokowa sprężarki wynosi:

$$\dot{V}_s = \frac{\dot{V}}{\lambda} = \frac{0,00679}{0,75} = 0,00905 \text{ m}^3/\text{s} = 32,6 \text{ m}^3/\text{h}.$$

5. Teoretyczne zapotrzebowanie mocy napędowej

- Jednostkowa teoretyczna praca sprężania

$$w_t = h_2 - h_1 = 462,9 - 420 = 42,9 \text{ kJ/kg},$$

- moc teoretyczna

$$P_t = \dot{m} \cdot w_t = 0,0388 \cdot 42,9 = 1,665 \text{ kW}.$$

6. Moc indykowana

$$P_i = \frac{P_t}{\eta_i} = \frac{1,67}{0,73} = 2,29 \text{ kW}.$$

7. Zapotrzebowanie mocy efektywnej i mocy silnika napędowego

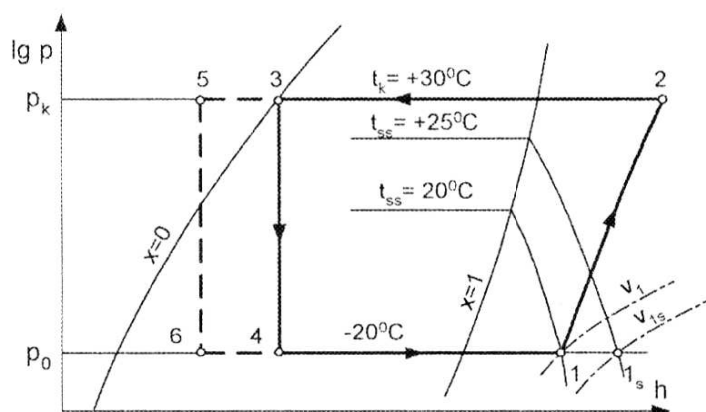
$$P_e = P_i / \eta_m = 2,29 / 0,8 = 2,9 \text{ kW},$$

$$P_{sil} \cong 1,15 \cdot 2,9 = 3,3 \text{ kW}.$$

8. Dobór sprężarki z katalogu

Mając do dyspozycji obliczeniową wydajność skokową sprężarki $\dot{V}_s = 32,6 \text{ m}^3/\text{h}$ oraz przybliżoną wartość mocy efektywnej $P_e = 2,9 \text{ kW}$ przy określonych w przykładzie parametrach pracy można dobrać typ i wielkość sprężarki z katalogu.

Z katalogu firmy *Bock* proponującej sprężarki tłokowe na czynnik R134a dobrano sprężarkę typu *FX4* (niem.: *Offene Verdichter*) o wydajności skokowej $\dot{V}_s = 33,55 \text{ m}^3/\text{h}$ i odpowiadającej wydajności chłodniczej brutto $\dot{Q}_{0 \text{ brutto}} = 8,85 \text{ kW}$ (moc efektywna $P_e = 2,26 \text{ kW}$), $n = 1200 \text{ obr/min}$ dla parametrów: $t_0 = -20^\circ\text{C}$, $t_k = +30^\circ\text{C}$ i $t_{ss} = +25^\circ\text{C}$.



Na rysunku 8.33 przedstawiono obieg dla parametrów standardowych w układzie współrzędnych $lgp-h$. Odczytane z wykresu dla R134a parametry wynoszą:

$$h_{1s} = 423,5 \text{ kJ/kg},$$

$$v_{1s} = 0,176 \text{ m}^3/\text{kg},$$

$$h_4 = 239,6 \text{ kJ/kg}.$$

Rys. 8.33 Schemat pomocniczy do przykładu 20

$$q_{vs} = \frac{h_{1s} - h_4}{v_{1s}} = \frac{423,5 - 239,6}{0,176} = 1044,9 = 1044,9 \text{ kJ/m}^3.$$

Sprawdzenie doboru sprężarki

$$\lambda_s = \frac{\dot{Q}_{0s}}{\dot{V}_s \cdot q_{vs}} = \frac{8,85}{(33,55:3600) \cdot 1044,9} = 0,908.$$

$$\dot{Q}_0 = \lambda_s \cdot \dot{V}_s \cdot q_{vs},$$

$$\dot{Q}_{0r} = \lambda_r \cdot \dot{V}_s \cdot q_{vr},$$

gdzie:

$$q_{vr} = \frac{h_1 - h_4}{v_1} = \frac{420 - 239,6}{0,174} = 1036,8 \text{ kJ/m}^3.$$

Przyjmując, że $\lambda_s = \lambda_r$ otrzymuje się:

$$\dot{Q}_{0r} = \dot{Q}_{0s} \cdot \frac{q_{vr}}{q_{vs}} = 8850 \cdot \frac{1036,8}{1044,9} = 8781,4 \text{ W}.$$

Użyteczna wydajność chłodnicza $\dot{Q}_{0u}$ sprężarki wynosi:

$$\dot{Q}_{0u} = \dot{Q}_{0r} \cdot \frac{h_7 - h_6}{h_1 - h_6} = 8781,4 \cdot \frac{391,2 - 210,9}{420 - 210,9} = 7572 \text{ W},$$

$$\dot{Q}_{0u} > \dot{Q}_0 = 7000 \text{ W},$$

co oznacza, że dobrana sprężarka zabezpieczy uzyskanie w parowniku P (rysunek 8.32) wydajność chłodniczą parownika równą 7000 W.

9. Obciążenie cieplne skraplacza

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_0 + P_i = 7,57 + 2,29 = 9,9 \text{ kW}.$$

10. Obciążenie cieplne dochładzacza

$$\dot{Q}_{13} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) = 0,0389 \cdot (239,6 - 232,5) = 0,28 \text{ kW}.$$

Przykład 21

Jednostopniowe urządzenie chłodnicze dwutemperaturowe na czynnik R404A pracuje według schematu podanego na rysunku 8.34.

Dane:

$$\dot{Q}_{01} = 14000 \text{ W},$$

$$\dot{Q}_{02} = 20000 \text{ W},$$

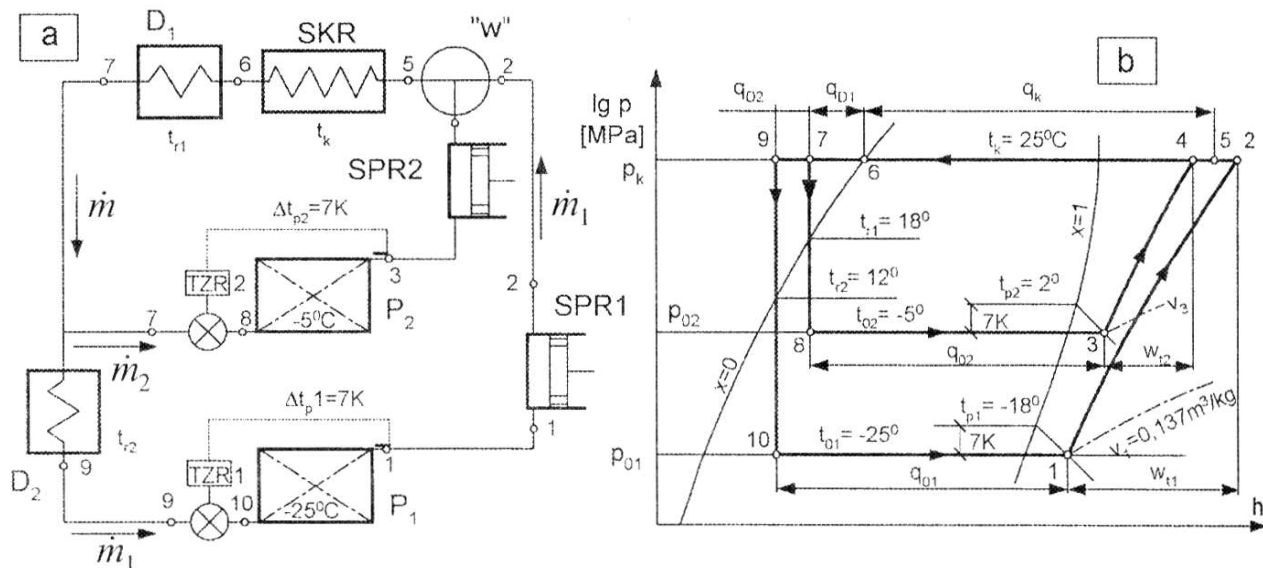
$$t_k = +25^{\circ}\text{C}, t_{r1} = +18^{\circ}\text{C}, t_{r2} = +12^{\circ}\text{C}, \Delta t_{p1} = \Delta t_{p2} = 7 \text{ K}.$$

Obliczyć:

1. Wydajność skokową sprężarek SPR1 i SPR2.
2. Dobrać wielkość i typ sprężarek z katalogu.

Rozwiązanie:

Na rysunku 8.34 przedstawiono schemat ideowy instalacji i obieg chłodniczy w układzie współrzędnych $\lg p$ - h .



Rys. 8.34. Schemat ideowy instalacji i obieg chłodniczy na wykresie w układzie współrzędnych $\lg p$ - h

1. Parametry termodynamiczne czynnika R404A w charakterystycznych stanach obiegu:

stan 1: $p_{01} = 0,2555 \text{ MPa}$, $t_{p1} = -18^{\circ}\text{C}$, $h_1 = 362,0 \text{ kJ/kg}$, $v_1 = 0,0833 \text{ m}^3/\text{kg}$,

stan 2: $s_1 = s_2$, $p_k = 1,2546 \text{ MPa}$, $h_2 = 397 \text{ kJ/kg}$, $t_2 = 40^{\circ}\text{C}$,

stan 3: $p_{02} = 0,5219 \text{ MPa}$, $t_{p1} = +2^{\circ}\text{C}$, $h_3 = 377 \text{ kJ/kg}$, $v_3 = 0,042 \text{ m}^3/\text{kg}$,

stan 4: $s_3 = s_4$, $p_k = 1,2546 \text{ MPa}$, $h_4 = 395 \text{ kJ/kg}$, $t_4 = 38^{\circ}\text{C}$,

stan 6: $p_k = 1,2546 \text{ MPa}$, $x = 0$, $h_6 = 239,01 \text{ kJ/kg}$,

stan 7: $p_k = 1,2546 \text{ MPa}$, $t_{r1} = +18^{\circ}\text{C}$, $h_7 = 227,82 \text{ kJ/kg}$,

stan 8: $h_8 = h_7 = 227,82 \text{ kJ/kg}$,

stan 9: $p_k = 1,2546 \text{ MPa}$, $t_{r2} = +12^{\circ}\text{C}$, $h_9 = 218,41 \text{ kJ/kg}$,

stan 10: $h_{10} = h_9 = 218,41 \text{ kJ/kg}$.

2. Strumienie masy czynnika chłodniczego

– jednostkowa masowa wydajność chłodnicza

$$q_{01} = h_1 - h_{10} = 362 - 218,4 = 143,6 \text{ kJ/kg},$$

$$q_{02} = h_3 - h_8 = 377 - 227,8 = 149,2 \text{ kJ/kg},$$

– strumień masy czynnika

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{01}}{q_{01}} = \frac{14}{143,6} = 0,0975 \text{ kg/s} = 351 \text{ kg/h},$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_{02}}{q_{02}} = \frac{20}{149,2} = 0,134 \text{ kg/s} = 482,6 \text{ kg/h}.$$

3. Obliczenie entalpii właściwej w stanie 5 (bilans cieplny węzła "W")

$$\dot{m}_1 \cdot h_2 + \dot{m}_2 \cdot h_4 = \dot{m} \cdot h_5,$$

$$h_5 = \frac{\dot{m}_1 \cdot h_2 + \dot{m}_2 \cdot h_4}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = \frac{0,0975 \cdot 397 + 0,134 \cdot 395}{0,0975 + 0,134} = 395,8 \text{ kJ/kg}.$$

4. Jednostkowa teoretyczna praca sprężania

dla sprężarki SPR 1: $w_{t1} = h_2 - h_1 = 397 - 362 = 35 \text{ kJ/kg},$

dla sprężarki SPR 2: $w_{t2} = h_4 - h_3 = 395 - 377 = 18 \text{ kJ/kg}.$

5. Teoretyczne zapotrzebowanie mocy napędowej sprężarek

SPR 1: $P_{t1} = \dot{m}_1 \cdot w_{t1} = 0,0975 \cdot 35 = 3,41 \text{ kW},$

SPR 2: $P_{t2} = \dot{m}_2 \cdot w_{t2} = 0,134 \cdot 18 = 2,41 \text{ kW},$

$$P_t = P_{t1} + P_{t2} = 3,41 + 2,41 = 5,82 \text{ kW}.$$

6. Wyznaczenie współczynnika dostarczania λ dla sprężarek SPR1 i SPR2

Parametry pracy sprężarki SPR 1 Parametry pracy sprężarki SPR2 w instalacji chłodniczej:

$$t_k = +25^{\circ}\text{C}, t_k = +25^{\circ}\text{C},$$

$$t_0 = -25^{\circ}\text{C}, t_0 = -5^{\circ}\text{C},$$

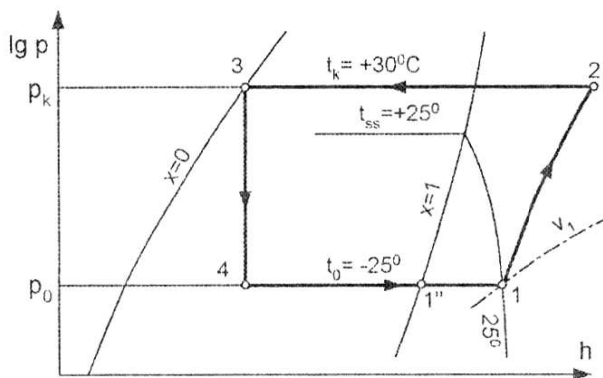
$$t_r = +12^{\circ}\text{C}, t_r = +18^{\circ}\text{C},$$

$$t_{ss} = -18^{\circ}\text{C}, t_{ss} = +2^{\circ}\text{C},$$

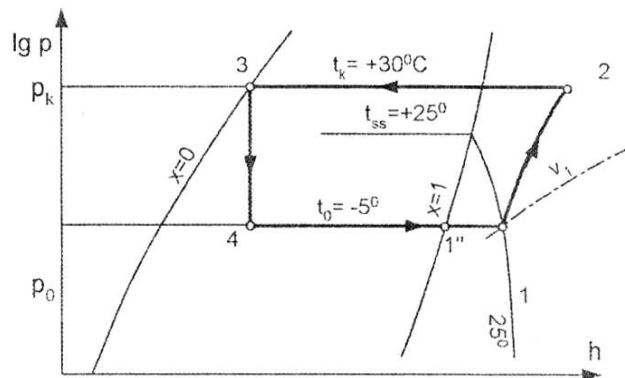
$$\dot{Q}_{01} = 14 \text{ kW}, \dot{Q}_{02} = 20 \text{ kW}.$$

Podobnie jak w przykładzie 18 wartości współczynnika dostarczania sprężarek SPR1 i SPR2 wyznaczono z wykresu *Bendix-Christensena* (brak jest innych opublikowanych informacji o sposobie wyznaczania tego współczynnika dla czynnika R404A).

Wielkość	Sprężarka SPR1	Sprężarka SPR2
T_k/T_0	$298/248 = 1,202$	$298/268 = 1,111$
ε_0	0,05	0,05
k	1,114	1,114
λ (rysunek 6.17)	0,74	0,85
Wydajność objętościowa $\dot{V} = \dot{m} \cdot v$	$0,0975 \cdot 0,0833 = 0,008122 \text{ m}^3/\text{s} = 29,2 \text{ m}^3/\text{h}$	$0,134 \cdot 0,042 = 0,00563 \text{ m}^3/\text{s} = 20,2 \text{ m}^3/\text{h}$
Wydajność skokowa $\dot{V}_s = \frac{\dot{V}}{\lambda}$	$29,2/0,74 = 0,011 \text{ m}^3/\text{s} = 39,5 \text{ m}^3/\text{h}$	$20,2/0,85 = 0,00661 \text{ m}^3/\text{s} = 23,8 \text{ m}^3/\text{h}$
Dobór sprężarki 1. z katalogu firmy DWM Copeland	Sprężarka typ D22DL-80X: $V_s = 47,4 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{Q}_0 = 16,35 \text{ kW}$ przy parametrach $t_k = +30^\circ\text{C}$, $t_0 = -25^\circ\text{C}$, $t_{ss} = +25^\circ\text{C}$ (obieg bez dochłodzenia)	Sprężarka typ D2L-75X: $V_s = 23,7 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{Q}_0 = 19,7 \text{ kW}$ przy parametrach $t_k = +30^\circ\text{C}$, $t_k = -5^\circ\text{C}$, $t_{ss} = +25^\circ\text{C}$ (obieg bez dochłodzenia)
2. z katalogu firmy Bock	Sprężarka typ FX4:	Sprężarka typ FX3:
	$V_s = 40,5 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{Q}_0 = 14,8 \text{ kW}$, $P_c = 4,41 \text{ kW}$, $n = 1450$ obr/min., przy parametrach obiegu: $t_k = +30^\circ\text{C}$, $t_0 = -25^\circ\text{C}$, $t_{ss} = +25^\circ\text{C}$ (obieg bez dochłodzenia)	$V_s = 24,46 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{Q}_0 = 19,7 \text{ kW}$, $P_c = 4,15 \text{ kW}$, $n = 1750$ obr/min., przy parametrach obiegu: $t_k = +30^\circ\text{C}$, $t_0 = -5^\circ\text{C}$, $t_{ss} = +25^\circ\text{C}$ (obieg bez dochłodzenia)



Rys. 8.35. Schemat obiegu katalogowego dla sprężarki SPR1



Rys. 8.36. Schemat obiegu katalogowego dla sprężarki SPR2

Parametry obiegu katalogowego:	$h_1 = 405 \text{ kJ/kg},$ $h_2 = 442,5 \text{ kJ/kg}$ $h_3 = h_4 = 247,17 \text{ kJ/kg},$ $v_1 = 0,096 \text{ m}^3/\text{kg},$	$h_1 = 394 \text{ kJ/kg},$ $h_2 = 418 \text{ kJ/kg},$ $h_3 = h_4 = 367,76 \text{ kJ/kg},$ $v_1 = 0,045 \text{ m}^3/\text{kg},$
Obliczenia pomocnicze: $q_{0k} = h_1 - h_4$	157,83 kJ/kg	146,83 kJ/kg
$q_{vk} = q_0/v_1$	$157,83/0,096 = 1644,06 \text{ kJ/m}^3$	$146,83/0,045 = 3262,9 \text{ kJ/m}^3$
Z równania $\dot{Q}_{0k} = \lambda_k \cdot \dot{V}_s \cdot q_{vk}$ oblicza się $\lambda_k = \frac{\dot{Q}_{0k}}{\dot{V}_s \cdot q_{vk}}$	$= \frac{14,8}{\frac{40,54}{3600} \cdot 1644,06} = 0,8$	$= \frac{19,7}{\frac{24,46}{3600} \cdot 3262,9} = 0,89$
Wydajność chłodnicza sprężarki w warunkach roboczych obiegu: $\dot{Q}_{0r} = \dot{Q}_{0k} \frac{\lambda_r q_{vr}}{\lambda_k q_{vk}}$	$= 14,8 \cdot \frac{0,74 \cdot \frac{143,6}{0,0833}}{0,8 \cdot 1644,4} = 14,4 \text{ kW}$ wydajność chłodnicza będzie zrealizowana	$= 19,7 \cdot \frac{0,85 \cdot \frac{149,2}{0,042}}{0,89 \cdot 3262,9} = 20,5 \text{ kW}$ wydajność chłodnicza będzie zrealizowana

Przykład 22

Jednostopniowa sprężarka chłodnicza pracująca na czynniku R22 typu 4RD68A zastosowana w agregacie sprężarkowym MRZ4-68-12 o wydajności skokowej $\dot{V}_s = 0,0103 \text{ m}^3/\text{s}$ (przy prędkości obrotowej $n = 16 \text{ s}^{-1}$) i wydajności chłodniczej w warunkach katalogowych $\dot{Q}_0 = 13,8 \text{ kW}$ przy parametrach $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = +40^\circ\text{C}$, $t_{ss} = +20^\circ\text{C}$.

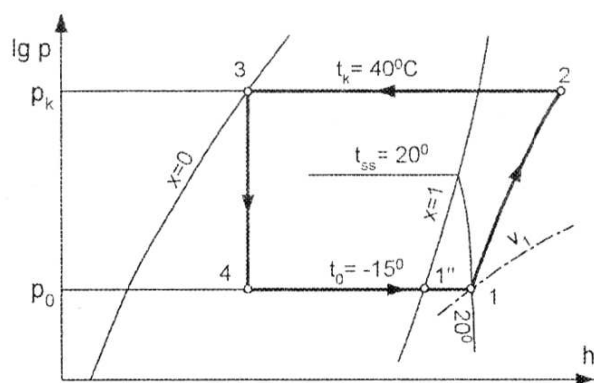
Obliczyć:

1. współczynnik dostarczania λ określony przy parametrach standardowych - $15/+20/+40^\circ\text{C}$ (temperatura parowania/na ssaniu sprężarki/skraplania);
2. użyteczną wydajność chłodniczą (netto) sprężarki przy parametrach standardowych;
3. jak zmieni się użyteczna wydajność chłodnicza, jeżeli temperatura w króćcu ssawnym sprężarki będzie wynosić $t_{ss} = +10^\circ\text{C}$ (pozostałe parametry bez zmian);
4. użyteczną wydajność chłodniczą, przy założeniu, że na wyjściu z parownika uzyskuje się parę przegrzaną o $\Delta t_p = 7 \text{ K}$ w odniesieniu do temperatury parowania t_0 .

Rozwiązanie:

ad. 1. *Obliczenie współczynnika dostarczania λ sprężarki w warunkach standardowych*

Na rysunku 8.37 przedstawiono obieg przegrzany bez dochłodzenia dla warunków standardowych.



Rys. 8.37. Schemat obiegu przegrzanego bez dochłodzenia dla warunków standardowych

Parametry obiegu przegrzanego:

$$\begin{aligned} h_{1''} &= 698,38 \text{ kJ/kg}, \\ h_1 &= 722,67 \text{ kJ/kg}, \\ h_3 &= h_4 = 549,36 \text{ kJ/kg}, \\ v_1 &= 0,092 \text{ m}^3/\text{kg}, \\ p_k &= 1,5315 \text{ MPa}, \\ p_0 &= 0,2966 \text{ MPa}. \end{aligned}$$

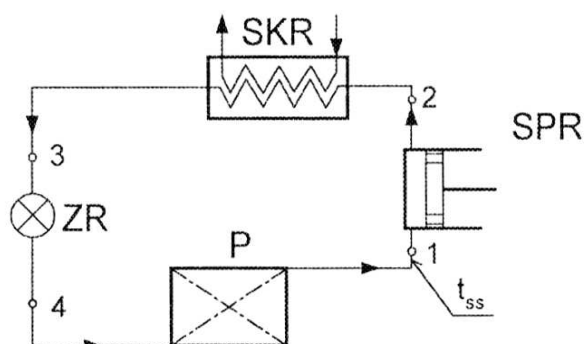
Wydajność chłodnicza podana w katalogu sprężarki jest wydajnością chłodniczą brutto, to znaczy $\dot{Q}_0 = \dot{Q}_{0brutto} = 13800 \text{ W} = 13,8 \text{ kW}$. Korzystając z wykresu $lgp-h$ dla czynnika R22 i oznaczeń podanych na rysunku 8.37 określa się wydajność chłodniczą za pomocą równania:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_0 &= \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot q_v, (*) \\ q_v &= \frac{h_1 - h_4}{v_1} = \frac{722,67 - 549,36}{0,0902} = 1883,8 \text{ kJ/m}^3. \end{aligned}$$

Stąd można obliczyć współczynnik dostarczania λ sprężarki

$$\lambda = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{V}_s \cdot q_v} = \frac{13,8}{0,0103 \cdot 1883,8} = 0,711.$$

ad. 2. Obliczenie użytecznej wydajności chłodniczej



Rys. 8.38. Schemat pomocniczy do przykładu 22

Na rysunku 8.38 podano schemat pomocniczy instalacji z oznaczeniem stanów czynnika chłodniczego.

Użyteczna wydajność chłodnicza opisana jest zależnością:

$$\dot{Q}_{0u} = \lambda_u \cdot \dot{V}_s \cdot q_{vu}, (**)$$

gdzie:

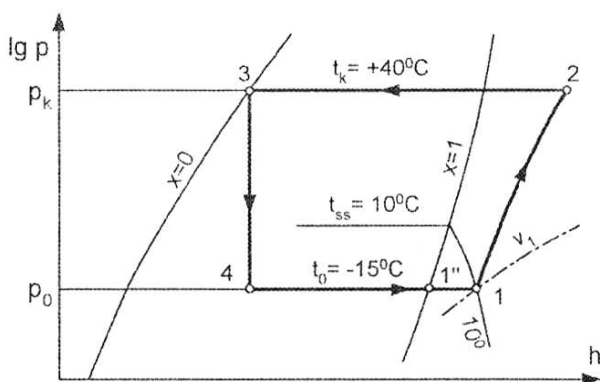
$$q_{vu} = \frac{h_{1''} - h_4}{v_1},$$

$$q_{vu} = \frac{698,38 - 549,36}{0,0902} = 1619,78 \text{ kJ/m}^3.$$

Dzieląc stronami równania (*) i (**) otrzymuje się przy założeniu, że $\lambda_u \approx \lambda$:

$$\dot{Q}_{0u} = \dot{Q}_0 \cdot \frac{q_{vu}}{q_v} = 13,8 \cdot \frac{1619,78}{1883,80} = 11,9 \text{ kW.}$$

ad. 3. Obliczenie zmiany użytecznej wydajności chłodniczej wskutek zmiany temperatury t_{ss}



Z wykresu lg p-h wyznaczono:

$$h_{1^*} = 715,33 \text{ kJ/kg,}$$

$$v_{1^*} = 0,0886 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Rys. 8. 39. Schemat obliczeniowy dla warunków roboczych

Warunki standardowe: $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = +40^\circ\text{C}$, $t_{ss} = +20^\circ\text{C}$, $\dot{Q}_0 = 13,8 \text{ kW}$,

$$q_v = 1883,8 \text{ kJ/m}^3, \dot{Q}_{0u} = 11,9 \text{ kW.}$$

Warunki robocze: $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = +40^\circ\text{C}$, $t_{ss}^* = +10^\circ\text{C}$.

$$q_v^* = \frac{h_1 - h_4}{v_{1^*}} = \frac{715,33 - 549,36}{0,0886} = 1873,25 \text{ kJ/m}^3,$$

$$\dot{Q}_{0u}^* = \dot{Q}_0^* \cdot \frac{h_1 - h_4}{h_{1^*} - h_4},$$

$$\dot{Q}_0 = \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot q_v,$$

$$\dot{Q}_0^* = \lambda \cdot \dot{V}_s \cdot q_v^*.$$

Stąd

$$\dot{Q}_0^* = \dot{Q}_0 \cdot \frac{q_v^*}{q_v},$$

a więc

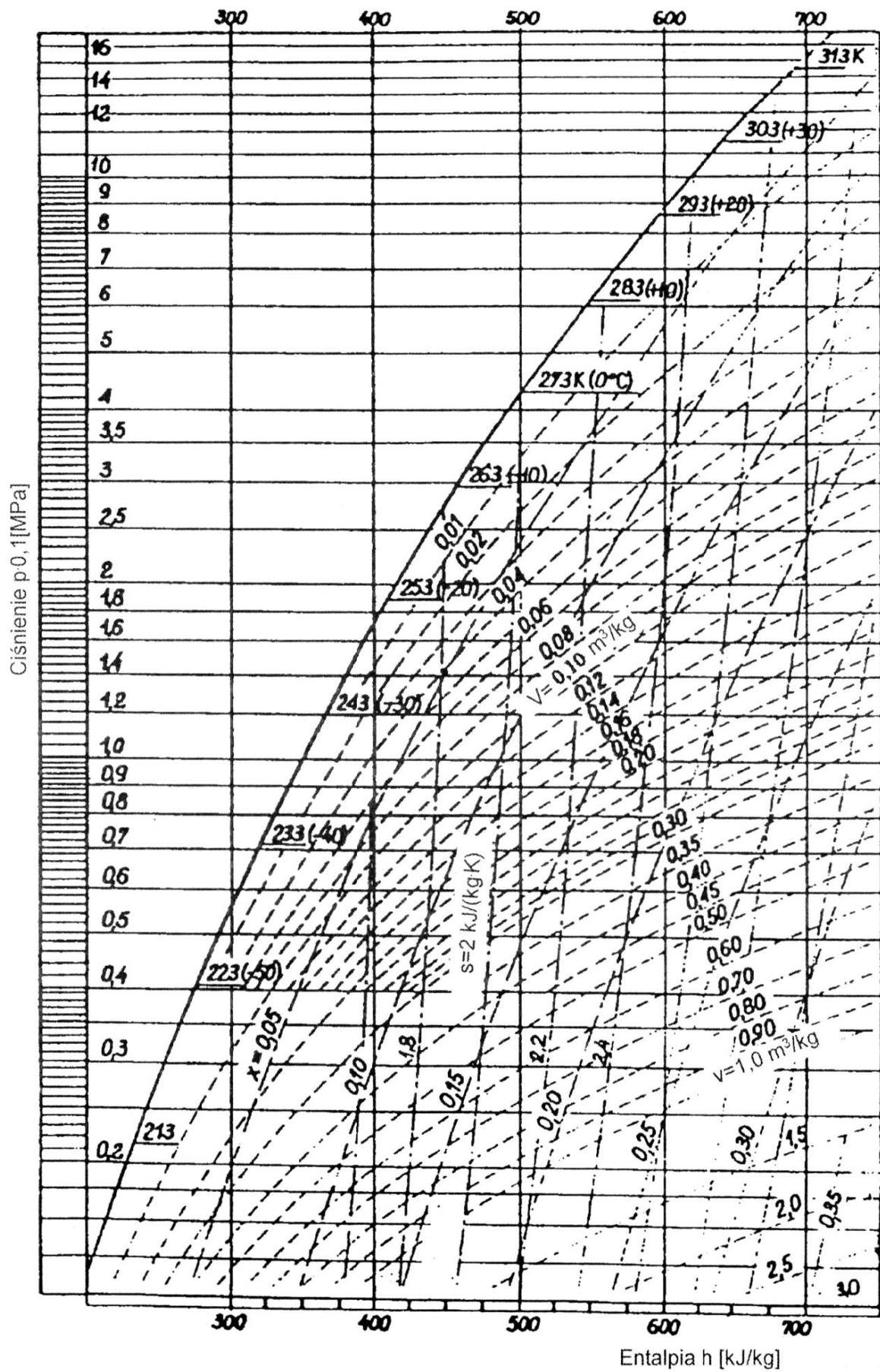
$$\dot{Q}_{0u}^* = \dot{Q}_{0u} \cdot \frac{h_{1^*} - h_4}{h_1 - h_4} \cdot \frac{q_v^*}{q_v} = 13,8 \cdot \frac{698,38 - 549,36}{715,33 - 549,36} \cdot \frac{1873,25}{1893,8} = 12,32 \text{ kW.}$$

9. MATERIAŁY UZUPEŁNIAJĄCE

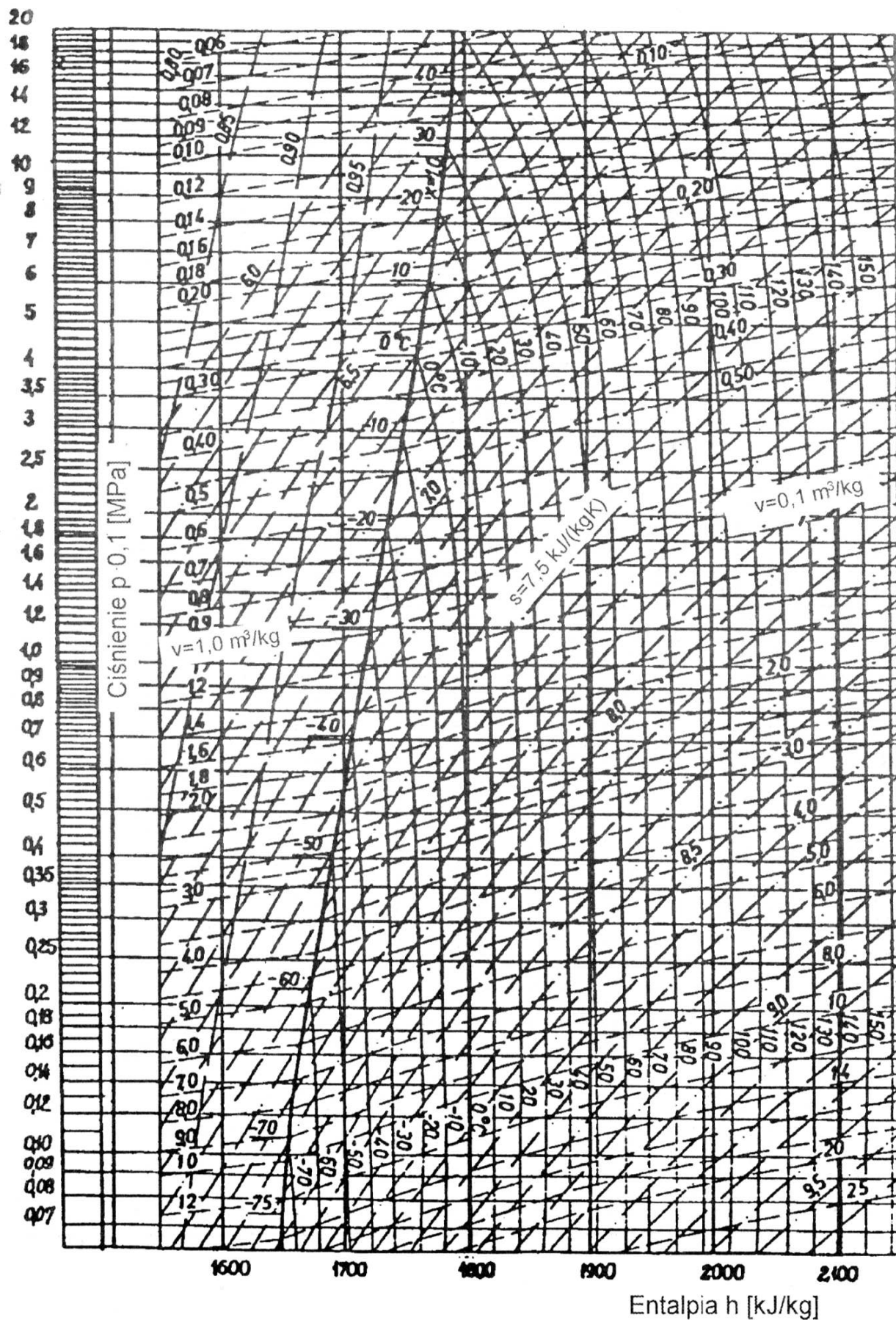
W rozdziale zamieszczono wykresy w układzie współrzędnych $l_{gp}-h$ oraz tablice właściwości termodynamicznych podstawowych czynników chłodniczych w jednostopniowych parowych urządzeniach sprężarkowych. Ograniczona objętość opracowania nie pozwoliła na umieszczenie dodatkowych materiałów, w tym danych katalogowych sprężarek i agregatów jednostopniowych.

Wykaz materiałów uzupełniających podano w poniższym zestawieniu:

Oznaczenie	Wyszczególnienie	Strona
Rys. 9.1.	Wykres $l_{gp}-h$ amoniaku (R717) z lewą linią graniczną $x=0$	268
Rys. 9.2.	Wykres $l_{gp}-h$ amoniaku (R717) z prawą linią graniczną $x=1$	269
Tablica 9.1	Właściwości termodynamiczne amoniaku (R717) w stanie nasycenia	270
Tablica 9.2	Właściwości termodynamiczne freonu CFC-12 (R12) w stanie nasycenia	273
Rys. 9.3.	Wykres $l_{gp}-h$ freonu CFC-12 (R12) z lewą linią graniczną $x=0$	276
Rys. 9.4.	Wykres $l_{gp}-h$ freonu CFC-12 (R12) z prawą linią graniczną $x=1$	277
Tablica 9.3	Właściwości termodynamiczne czynnika HFC-134a (R134a) w stanie nasycenia	278
Rys. 9.5.	Wykres $l_{gp}-h$ czynnika HFC-134a (R134a) z lewą linią graniczną $x=0$	282
Rys. 9.6.	Wykres $l_{gp}-h$ czynnika HFC-134a (R134a) z prawą linią graniczną $x=1$	283
Tablica 9.4	Właściwości termodynamiczne freonu HCFC-22 (R22) w stanie nasycenia	284
Rys. 9.7.	Wykres $l_{gp}-h$ freonu HCFC-22 (R22) z lewą linią graniczną $x=0$	288
Rys. 9.8.	Wykres $l_{gp}-h$ freonu HCFC-22 (R22) z prawą linią graniczną $x=1$	289
Tablica 9.5	Właściwości termodynamiczne czynnika R404A w stanie nasycenia	290
Rys. 9.9.	Wykres $l_{gp}-h$ czynnika R404A z lewą linią graniczną $x=0$	294
Rys. 9.10.	Wykres $l_{gp}-h$ czynnika R404A z prawą linią graniczną $x=1$	295



Rys. 9.1. Wykres $\lg p$ - h amoniaku (R717) z lewą linią graniczną $x = 0$



Rys. 9.2. Wykres $l g p-h$ amoniaku (R717) z prawą linią graniczną $x = 1$

Tablica 9.1

Właściwości termodynamiczne amoniaku (R717) w stanie nasycenia [12]

t	p	$v' \cdot 10^3$	v''	h'	h''	r
°C	MPa	m ³ /kg	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
-50	0,0409	1,424	2,623	275,2	1689,5	1414,3
-49	0,0433	1,427	2,487	279,4	1691,1	1411,7
-48	0,0460	1,429	2,351	284,0	1692,8	1408,8
-47	0,0485	1,432	2,232	288,2	1694,5	1406,3
-46	0,0515	1,434	2,112	292,3	1696,2	1403,9
-45	0,0544	1,437	2,007	296,5	1697,8	1401,3
-44	0,0577	1,439	1,901	301,1	1699,5	1398,4
-43	0,0611	1,442	1,808	305,3	1701,2	1395,9
-42	0,0644	1,444	1,715	309,9	1702,9	1393,0
-41	0,0681	1,448	1,633	314,5	1704,5	1390,0
-40	0,0718	1,449	1,550	319,1	1706,2	1387,1
-39	0,0757	1,452	1,475	323,4	1707,9	1384,5
-38	0,0798	1,454	1,404	327,8	1709,5	1381,7
-37	0,0841	1,457	1,338	332,3	1711,1	1378,8
-36	0,0885	1,460	1,275	336,8	1712,7	1375,9
-35	0,0932	1,462	1,215	341,2	1714,3	1373,1
-34	0,0981	1,465	1,159	345,7	1715,9	1370,2
-33	0,1031	1,468	1,106	350,2	1717,5	1376,3
-32	0,1084	1,470	1,055	354,6	1719,1	1364,5
-31	0,1139	1,473	1,008	359,1	1720,6	1361,5
-30	0,1195	1,476	0,963	363,6	1722,2	1358,6
-29	0,1254	1,478	0,920	368,1	1723,7	1355,6
-28	0,1316	1,481	0,880	372,6	1725,2	1352,6
-27	0,1380	1,484	0,842	377,0	1726,7	1349,7
-26	0,1446	1,487	0,806	381,6	1728,2	1346,6
-25	0,1516	1,489	0,771	386,0	1729,8	1343,8
-24	0,1588	1,492	0,739	390,6	1731,2	1340,6
-23	0,1620	1,495	0,708	395,0	1732,7	1337,7
-22	0,1740	1,498	0,678	399,6	1734,1	1334,5
-21	0,1820	1,501	0,650	404,1	1735,6	1331,5
-20	0,1902	1,504	0,624	408,6	1737,0	1328,4

Tablica 9.1 (ciąg dalszy)

Właściwości termodynamiczne amoniaku (R717) w stanie nasycenia [12]

t	p	$v' \cdot 10^3$	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	m^3/kg	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
-19	0,1988	1,507	0,598	413,1	1738,5	1325,4
-18	2,0760	1,510	0,574	417,6	1739,8	1322,2
-17	0,2168	1,512	0,551	422,2	1741,2	1319,0
-16	0,2264	1,515	0,529	426,7	1742,6	1315,9
-15	0,2363	1,518	0,509	431,3	1744,0	1312,7
-14	0,2465	1,521	0,489	435,9	1745,3	1309,4
-13	0,2570	1,524	0,470	440,4	1746,6	1306,2
-12	0,2679	1,528	0,452	444,9	1747,9	1303,0
-11	0,2792	1,531	0,435	449,5	1752,2	1302,7
-10	0,2909	1,534	0,418	451,1	1750,5	1299,4
-9	0,3029	1,537	0,403	458,6	1751,7	1293,1
-8	0,3154	1,540	0,388	463,2	1753,0	1289,8
-7	0,3282	1,543	0,373	467,8	1754,2	1286,4
-6	0,3414	1,546	0,360	472,4	1755,4	1283,0
-5	0,3549	1,550	0,347	477,0	1756,6	1279,6
-4	0,3688	1,553	0,334	481,5	1757,8	1276,3
-3	0,3832	1,556	0,322	486,1	1759,0	1272,9
-2	0,3982	1,559	0,311	490,7	1760,1	1269,4
-1	0,4135	1,563	0,300	495,4	1761,3	1265,9
0	0,4294	1,566	0,290	500,0	1762,4	1262,4
1	0,4457	1,569	0,280	504,6	1763,5	1258,9
2	0,4625	1,573	0,270	509,3	1764,6	1255,3
3	0,4797	1,576	0,261	513,9	1765,7	1251,8
4	0,4975	1,580	0,252	518,5	1766,7	1248,2
5	0,5157	1,583	0,243	523,2	1767,8	1244,6
6	0,5345	1,587	0,235	527,8	1768,8	1241,0
7	0,5538	1,590	0,227	532,5	1769,7	1237,2
8	0,5736	1,594	0,220	537,1	1770,7	1233,6
9	0,5940	1,596	0,213	541,8	1771,7	1229,9
10	0,6150	1,601	0,206	546,5	1772,6	1226,1
11	0,6365	1,604	0,199	551,2	1773,5	1222,3
12	0,6585	1,608	0,193	555,9	1774,5	1218,6
13	0,6812	1,612	0,187	560,6	1775,3	1214,7
14	0,7044	1,616	0,181	565,3	1776,1	1210,8
15	0,7283	1,619	0,175	570,0	1776,9	1206,9

Tablica 9.1 (ciąg dalszy)

Właściwości termodynamiczne amoniaku (R717) w stanie nasycenia [12]

t	p	$v' \cdot 10^3$	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	m^3/kg	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
16	0,7529	1,623	0,169	574,7	1777,8	1203,1
17	0,7780	1,627	0,164	579,5	1778,6	1199,0
18	0,8038	1,631	0,159	584,2	1779,4	1195,2
19	0,8301	1,635	0,154	588,9	1780,1	1191,2
20	0,8572	1,639	0,149	593,7	1780,9	1187,2
21	0,8850	1,643	0,145	598,5	1781,6	1183,1
22	0,9134	1,647	0,140	603,3	1782,3	1179,0
23	0,9425	1,651	0,136	608,0	1783,0	1175,0
24	0,9723	1,655	0,132	612,8	1783,6	1170,8
25	1,0027	1,659	0,128	617,6	1784,3	1166,7
26	1,0341	1,663	0,124	622,4	1784,9	1162,5
27	1,0660	1,667	0,121	627,2	1785,5	1158,3
28	1,0987	1,671	0,117	632,1	1786,1	1154,0
29	1,1323	1,676	0,114	636,9	1786,6	1149,7
30	1,1665	1,680	0,111	641,7	1787,2	1145,5
31	1,2015	1,684	0,107	646,5	1787,7	1141,2
32	1,2373	1,689	0,104	651,4	1788,2	1136,8
33	1,2740	1,693	0,101	656,3	1788,6	1132,3
34	1,3115	1,698	0,099	661,1	1789,0	1127,9
35	1,3499	1,702	0,096	666,0	1789,4	1123,4
36	1,3891	1,707	0,093	670,9	1789,8	1118,9
37	1,4291	1,711	0,091	675,8	1790,2	1114,4
38	1,4700	1,716	0,088	680,7	1790,5	1109,8
39	1,5117	1,721	0,086	685,2	1790,8	1105,6
40	1,5544	1,726	0,083	690,6	1791,1	1100,5
41	1,5979	1,730	0,081	695,5	1791,3	1095,8
42	1,6423	1,735	0,079	700,5	1791,6	1091,1
43	1,6877	1,740	0,077	705,4	1791,8	1086,4

Tablica 9.2

Właściwości termodynamiczne freonu CFC-12 (R12) w stanie nasycenia[12]

t	p	$v' \cdot 10^3$	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	m^3/kg	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
-50	0,0392	0,647	0,385	456,4	630,5	174,1
-49	0,0413	0,648	0,367	457,2	631,0	173,8
-48	0,0435	0,649	0,350	458,0	631,5	173,6
-47	0,0457	0,650	0,334	458,8	632,5	173,3
-46	0,0481	0,651	0,319	459,6	632,5	172,9
-45	0,0505	0,653	0,305	460,5	633,0	172,5
-44	0,0530	0,654	0,291	461,3	633,5	172,2
-43	0,0557	0,655	0,279	462,1	634,0	171,9
-42	0,0584	0,657	0,266	462,9	634,5	171,6
-41	0,0613	0,658	0,255	463,8	635,0	171,2
-40	0,0642	0,659	0,244	464,6	635,5	170,9
-39	0,0673	0,660	0,234	465,5	636,0	170,5
-38	0,0705	0,662	0,224	466,3	636,5	170,2
-37	0,0738	0,663	0,215	467,1	637,0	169,9
-36	0,0772	0,664	0,206	468,0	637,5	169,5
-35	0,0808	0,666	0,197	468,8	638,0	169,2
-34	0,0884	0,667	0,189	469,7	638,5	168,8
-33	0,0883	0,668	0,182	470,5	639,0	168,5
-32	0,0992	0,670	0,175	471,4	639,4	168,0
-31	0,0963	0,671	0,168	472,2	640,0	167,8
-30	0,1005	0,672	0,161	473,1	640,4	167,3
-29	0,1048	0,674	0,155	474,0	640,9	166,9
-28	0,1093	0,675	0,149	474,8	641,4	166,6
-27	0,1140	0,677	0,144	475,7	641,9	166,2
-26	0,1187	0,678	0,138	476,6	642,4	165,8
-25	0,1237	0,679	0,133	477,4	642,9	165,5
-24	0,1289	0,681	0,128	478,3	643,4	165,1
-23	0,1341	0,682	0,123	479,2	643,9	164,7
-22	0,1395	0,683	0,119	480,0	644,3	164,3
-21	0,1452	0,685	0,115	480,9	644,8	163,9
-20	0,1510	0,687	0,111	481,8	645,3	163,5
-19	0,1570	0,688	0,107	482,7	645,8	163,1
-18	0,1631	0,690	0,103	483,6	646,3	162,7
-17	0,1694	0,691	0,099	484,5	646,8	162,3
-16	0,1759	0,692	0,096	485,3	647,3	162,0
-15	0,1826	0,694	0,093	486,3	647,8	161,5

Tablica 9.2 (ciąg dalszy)

Właściwości termodynamiczne freonu CFC-12 (R12) w stanie nasycenia[12]

t	p	$v' \cdot 10^3$	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	m^3/kg	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
-14	0,1895	0,695	0,089	487,1	648,2	161,1
-13	0,1966	0,697	0,086	488,1	648,7	160,6
-12	0,2039	0,699	0,084	488,9	649,2	160,3
-11	0,2114	0,700	0,081	489,9	649,7	159,8
-10	0,2191	0,702	0,078	490,8	650,2	159,4
-9	0,2270	0,003	0,076	491,7	650,6	158,9
-8	0,2352	0,705	0,073	492,6	651,1	158,5
-7	0,2435	0,706	0,071	493,5	651,6	158,1
-6	0,2521	0,708	0,068	494,4	652,1	157,7
-5	0,2609	0,709	0,066	495,4	652,5	157,1
-4	0,2700	0,711	0,064	496,3	653,0	156,7
-3	0,2793	0,713	0,062	497,2	653,4	156,2
-2	0,2887	0,714	0,060	498,2	653,9	155,7
-1	0,2986	0,716	0,058	499,1	654,4	155,3
0	0,3086	0,717	0,057	500,0	654,9	154,9
1	0,3188	0,719	0,055	500,9	655,3	154,4
2	0,3293	0,720	0,053	501,9	655,8	153,9
3	0,3401	0,722	0,052	502,8	656,3	153,5
4	0,3511	0,724	0,050	503,8	656,7	152,9
5	0,3624	0,726	0,049	504,7	657,2	152,5
6	0,3740	0,727	0,047	505,7	657,6	151,9
7	0,3859	0,729	0,046	506,6	658,1	151,5
8	0,3980	0,731	0,044	507,5	658,5	151,0
9	0,4104	0,733	0,043	508,5	659,0	150,5
10	0,4230	0,734	0,042	509,5	659,4	150,0
11	0,4361	0,736	0,041	510,4	659,9	149,4
12	0,4494	0,738	0,040	511,4	660,3	148,9
13	0,4630	0,740	0,039	512,4	660,7	148,3
14	0,4768	0,741	0,037	513,3	661,2	147,9
15	0,4911	0,743	0,036	514,3	661,7	147,4
16	0,5055	0,745	0,035	515,3	662,0	146,7
17	0,5204	0,747	0,034	516,2	662,5	146,3
18	0,5355	0,749	0,033	517,3	662,9	145,6
19	0,5509	0,751	0,033	518,2	663,3	145,1
20	0,5667	0,752	0,032	519,2	663,8	144,6

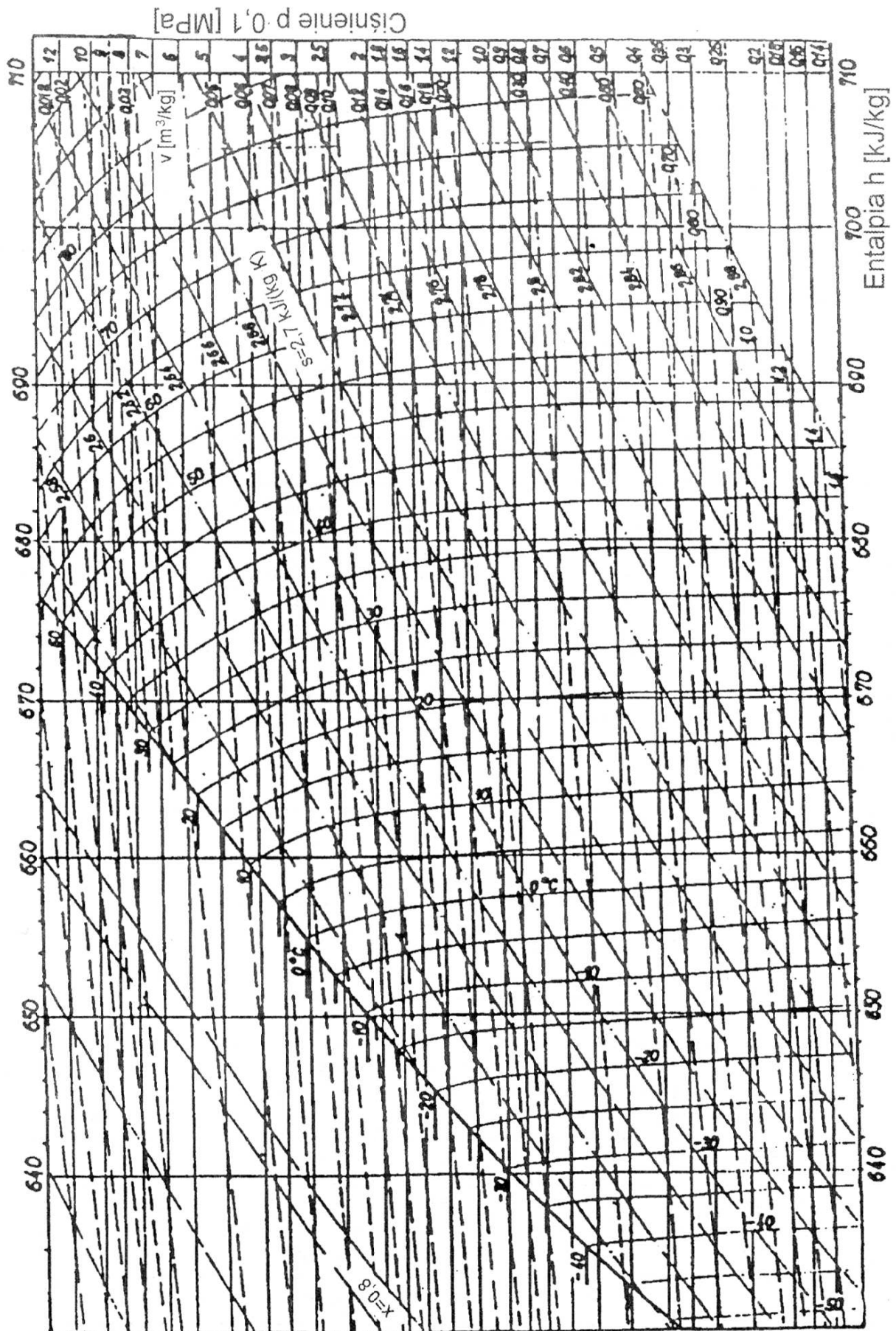
Tablica 9.2 (ciąg dalszy)

Właściwości termodynamiczne freonu CFC-12 (R12) w stanie nasycenia[12]

t	p	$v' \cdot 10^3$	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	m^3/kg	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
21	0,5828	0,755	0,031	520,2	664,2	144,0
22	0,5993	0,757	0,030	521,2	664,6	143,4
23	0,6161	0,759	0,029	522,1	665,0	142,9
24	0,6334	0,760	0,028	523,2	665,4	142,2
25	0,6508	0,763	0,028	524,2	665,8	141,6
26	0,6686	0,764	0,027	525,2	666,2	141,0
27	0,6867	0,767	0,026	526,2	666,7	140,5
28	0,7054	0,769	0,026	527,2	667,0	139,8
29	0,7243	0,771	0,025	528,2	667,4	139,2
30	0,7434	0,773	0,024	529,2	667,8	138,6
31	0,7632	0,776	0,024	530,2	668,1	137,9
32	0,7835	0,778	0,023	531,2	668,5	137,3
33	0,8042	0,780	0,022	532,2	668,9	136,7
34	0,8246	0,782	0,022	533,3	669,3	136,1
35	0,8460	0,785	0,021	534,2	669,6	135,4
36	0,8676	0,787	0,021	535,3	670,0	134,7
37	0,8897	0,789	0,020	536,3	670,4	134,1
38	0,9119	0,792	0,020	537,3	670,7	133,4
39	0,9351	0,794	0,019	538,4	671,0	132,6
40	0,9582	0,797	0,019	539,4	671,4	132,0
41	0,9820	0,799	0,018	540,4	671,7	131,3
42	1,0059	0,802	0,018	541,5	672,1	130,6
43	1,0308	0,804	0,017	542,5	672,4	129,9
44	1,0555	0,807	0,017	543,6	672,7	129,1
45	1,0810	0,810	0,017	544,6	673,0	128,4
46	1,1065	0,813	0,016	545,7	673,3	127,6
47	1,1330	0,816	0,016	546,7	673,7	127,0
48	1,1599	0,819	0,015	547,8	674,0	126,2
49	1,1874	0,822	0,015	548,9	674,3	125,4
50	1,2147	0,824	0,015	550,0	674,7	124,7



Rys. 9.3. Wykres $lgp-h$ freonu CFC-12 (R12) z lewą linią graniczną $x=0$ [12]



Rys. 9.4. Wykres $lgp-h$ freonu CFC-12 (R12) z prawą linią graniczną $x=0$ [12]

Tablica 9.3

Właściwości termodynamiczne czynnika HFC-134a w stanie nasycenia [29]

t	p	v'	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	$\text{dm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	$\text{dm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
-50	0,0299	0,6925	597,52	138,14	366,91	228,77
-49	0,0317	0,6938	566,41	139,26	367,55	228,29
-48	0,0335	0,6952	537,21	140,40	368,20	227,80
-47	0,0354	0,6965	509,78	141,54	368,85	227,31
-46	0,0374	0,6978	484,00	142,68	369,49	226,81
-45	0,0396	0,6991	459,76	143,83	370,14	226,31
-44	0,0418	0,7005	436,96	144,98	370,78	225,81
-43	0,0441	0,7019	415,49	146,13	371,43	225,30
-42	0,0465	0,7032	395,28	147,30	372,08	224,78
-41	0,0490	0,7046	376,22	148,46	372,72	224,26
-40	0,0516	0,7060	358,25	149,63	373,37	223,74
-39	0,0544	0,7074	341,30	150,81	374,01	223,21
-38	0,0572	0,7088	325,31	151,98	374,66	222,67
-37	0,0602	0,7102	310,20	153,17	375,30	222,13
-36	0,0633	0,7116	295,92	154,36	375,94	221,59
-35	0,0665	0,7131	282,43	155,55	376,59	221,04
-34	0,0699	0,7145	269,66	156,75	377,23	220,48
-33	0,0734	0,7160	257,58	157,95	377,87	219,92
-32	0,0770	0,7175	246,15	159,15	378,51	219,36
-31	0,0808	0,7190	235,32	160,36	379,15	218,79
-30	0,0847	0,7205	225,06	161,58	379,79	218,21
-29	0,0888	0,7220	215,33	162,80	380,43	217,63
-28	0,0930	0,7235	206,10	164,02	381,07	217,05
-27	0,0974	0,7250	197,35	165,25	381,71	216,46
-26	0,1020	0,7266	189,02	166,49	382,34	215,85

Tablica 9.3 (ciąg dalszy)

Właściwości termodynamiczne czynnika HFC-134a w stanie nasycenia [29]

t	p	v'	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	$\text{dm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	$\text{dm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
-25	0,1067	0,7281	181,13	167,73	382,98	215,25
-24	0,1116	0,7297	173,63	168,97	383,61	214,64
-23	0,1167	0,7313	166,50	170,22	384,25	214,03
-22	0,1219	0,7329	159,72	171,47	384,88	213,41
-21	0,1274	0,7345	153,27	172,72	385,51	212,79
-20	0,1330	0,7361	147,13	173,98	386,14	212,16
-19	0,1388	0,7377	141,28	175,24	386,77	211,52
-18	0,1448	0,7394	135,71	176,51	387,39	210,88
-17	0,1511	0,7411	130,41	177,78	388,02	210,24
-16	0,1575	0,7427	125,35	179,06	388,64	209,59
-15	0,1642	0,7444	120,53	180,34	389,27	208,93
-14	0,1710	0,7461	115,93	181,62	389,89	208,27
-13	0,1781	0,7479	111,54	182,91	390,51	207,60
-12	0,1854	0,7496	107,35	184,20	391,12	206,93
-11	0,1930	0,7514	103,34	185,49	391,74	206,25
-10	0,2008	0,7531	99,518	186,79	392,36	205,57
-9	0,2088	0,7549	95,864	188,09	392,97	204,88
-8	0,2171	0,7567	92,369	189,40	393,58	204,18
-7	0,2256	0,7585	89,027	190,71	394,19	203,48
-6	0,2344	0,7604	85,825	192,03	394,80	202,76
-5	0,2435	0,7622	82,764	193,35	395,40	202,05
-4	0,2528	0,7641	79,835	194,68	396,01	201,33
-3	0,2624	0,7660	77,029	196,00	396,61	200,61
-2	0,2723	0,7679	74,341	197,33	397,21	199,88

Tablica 9.3 (ciąg dalszy)

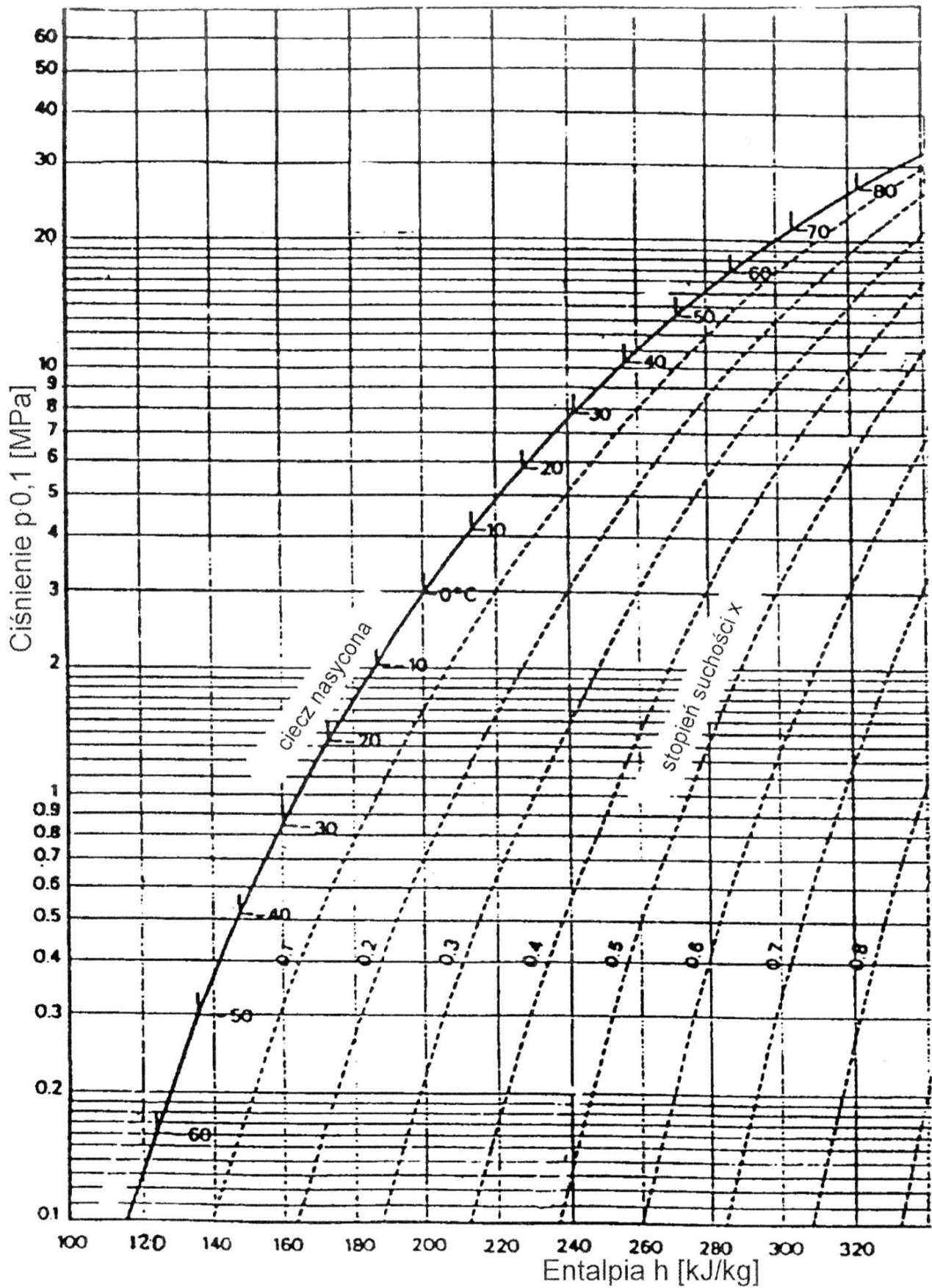
Właściwości termodynamiczne czynnika HFC-134a w stanie nasycenia [29]

t	p	v'	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	$\text{dm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	$\text{dm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
-1	0,2824	0,7698	71,765	198,66	397,80	199,14
0	0,2929	0,7718	69,296	200,00	398,40	198,40
1	0,3036	0,7738	66,928	201,34	398,99	197,65
2	0,3147	0,7757	64,657	202,68	399,58	196,90
3	0,3260	0,7778	62,477	204,03	400,17	196,14
4	0,3377	0,7798	60,385	205,38	400,76	195,38
5	0,3497	0,7818	58,377	206,74	401,34	194,61
6	0,3620	0,7839	56,448	208,09	401,92	193,83
7	0,3746	0,7860	54,595	209,45	402,50	193,05
8	0,3876	0,7881	52,811	210,83	403,08	192,25
9	0,4009	0,7903	51,099	212,20	403,65	191,45
10	0,4146	0,7924	49,453	213,57	404,22	190,65
11	0,4286	0,7946	47,870	214,94	404,79	189,84
12	0,4430	0,7968	46,347	216,32	405,35	189,03
13	0,4577	0,7990	44,882	217,70	405,92	188,21
14	0,4728	0,8013	43,471	219,09	406,48	187,39
15	0,4883	0,8036	42,112	220,47	407,03	186,56
16	0,5042	0,8059	40,804	221,87	407,59	185,72
17	0,5204	0,8082	39,544	223,26	408,14	184,88
18	0,5371	0,8106	38,326	224,67	408,68	184,01
19	0,5541	0,8130	37,155	226,07	409,23	183,16
20	0,5716	0,8154	36,027	227,48	409,77	182,29
21	0,5894	0,8179	34,938	228,88	410,30	181,42
22	0,6077	0,8204	33,888	230,29	410,84	180,54
23	0,6264	0,8229	32,874	231,71	411,37	179,66

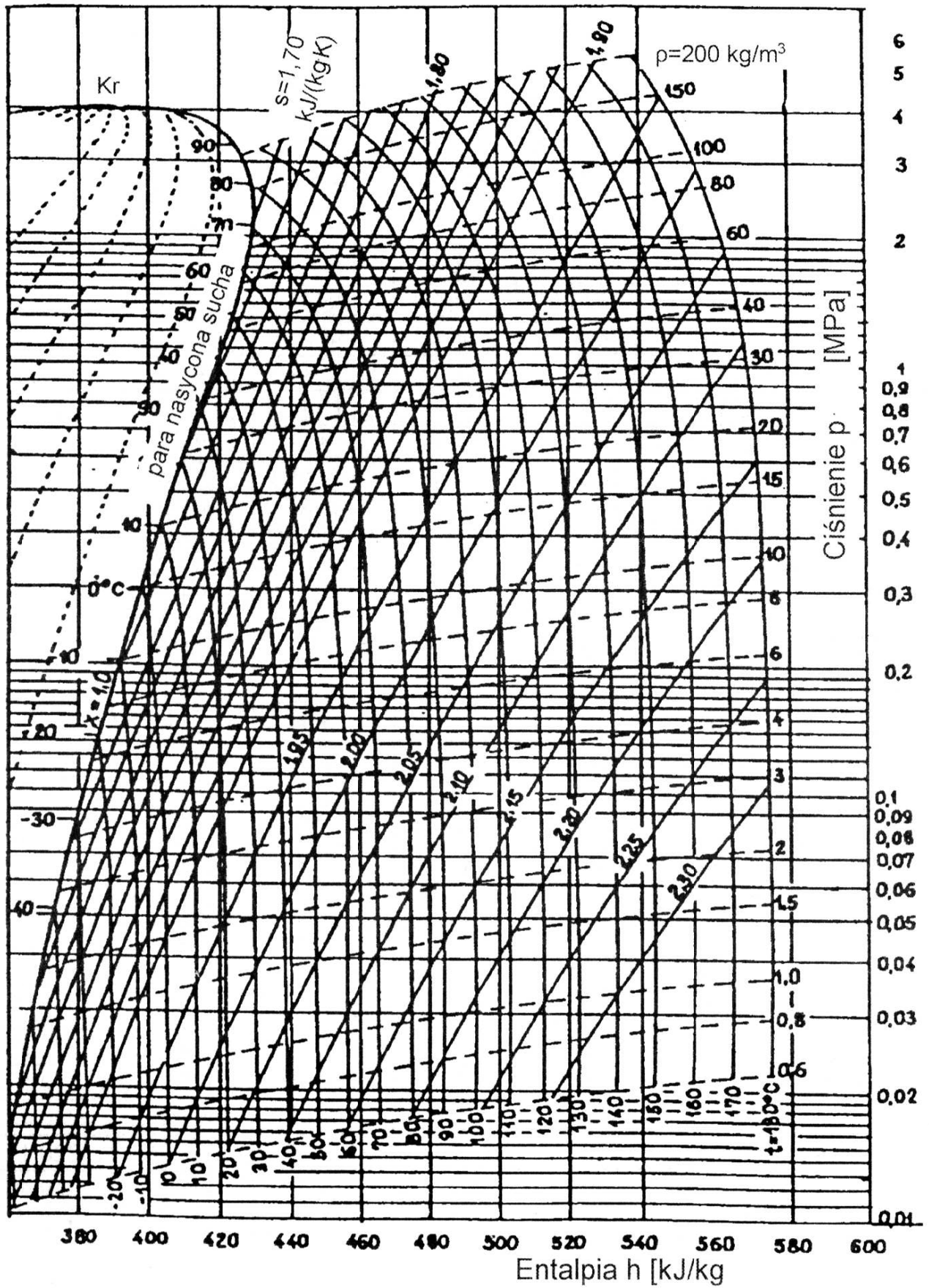
Tablica 9.3 (ciąg dalszy)

Właściwości termodynamiczne czynnika HFC-134a w stanie nasycenia [29]

t	p	v'	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	$\text{dm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	$\text{dm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
24	0,6456	0,8255	31,896	233,352	411,90	178,77
25	0,6652	0,8280	30,952	234,55	412,42	177,87
26	0,6852	0,8307	30,038	235,98	412,94	176,95
27	0,7057	0,8333	29,158	237,41	413,45	176,04
28	0,7266	0,8360	28,307	238,84	413,97	175,12
29	0,7480	0,8387	27,485	240,28	414,47	174,19
30	0,7699	0,8415	26,690	241,72	414,98	173,26
31	0,7922	0,8443	25,922	243,16	415,58	172,32
32	0,8151	0,8471	25,179	244,61	415,97	171,37
33	0,8384	0,8500	24,459	246,07	416,46	170,40
34	0,8622	0,8529	23,763	247,52	416,95	169,43
35	0,8866	0,8559	23,091	248,98	417,43	168,45
36	0,9114	0,8589	22,439	250,44	417,91	167,47
37	0,9368	0,8620	21,809	251,91	418,38	166,48
38	0,9626	0,8651	21,197	253,39	418,85	165,46
39	0,9891	0,8682	20,605	254,86	419,31	164,45
40	1,0160	0,8714	20,032	256,34	419,77	163,43
41	1,0435	0,8747	19,477	257,82	420,22	162,40
42	1,0716	0,8780	18,939	259,31	420,67	161,36
43	1,1002	0,8814	18,416	260,81	421,11	160,30
44	1,1295	0,8848	17,910	262,31	421,55	159,24
45	1,1592	0,8883	17,419	263,81	421,98	158,17
46	1,1896	0,8918	16,942	265,33	422,40	157,07
47	1,2206	0,8954	16,480	266,84	422,82	155,98
48	1,2521	0,8991	16,031	268,36	423,23	154,88



Rys. 9.5. Wykres $lgp-h$ czynnika HFC-134a (R134a) z lewą linią graniczną $x=0$ [84]



Rys. 9.6. Wykres $lgp-h$ czynnika HFC-134a (R134a) z prawą linią graniczną $x=1$ [84]

Tablica 9.4

Właściwości termodynamiczne freonu HCFC-22 (R22) w stanie nasycenia [12]

t	p	$v' \cdot 10^3$	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	m^3/kg	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
-50	0,06459	0,6952	323,2	443,43	682,69	239,26
-49	0,06799	0,6965	308,1	444,53	683,17	238,64
-48	0,07152	0,6978	293,9	445,63	683,64	238,01
-47	0,07520	0,6992	280,4	446,73	684,11	237,39
-46	0,07903	0,7005	267,7	447,83	684,58	236,76
-45	0,08302	0,7019	255,7	448,93	685,06	236,13
-44	0,08715	0,7033	244,4	450,03	685,52	235,49
-43	0,09145	0,7047	233,6	451,14	685,99	234,85
-42	0,09592	0,7061	223,5	452,24	686,45	234,21
-41	0,10060	0,7075	213,8	453,35	686,92	233,57
-40	0,10540	0,7089	213,8	453,35	686,92	233,57
-39	0,11040	0,7103	196,0	455,57	687,84	232,27
-38	0,11550	0,7118	187,8	456,68	688,30	231,62
-37	0,12090	0,7132	180,0	457,78	688,76	230,97
-36	0,12650	0,7147	172,6	458,90	689,21	230,31
-35	0,13220	0,7162	165,5	460,02	689,67	229,65
-34	0,13820	0,7177	158,8	461,13	690,12	228,99
-33	0,14430	0,7192	152,5	462,25	690,58	228,33
-32	0,15070	0,7208	146,4	463,37	691,03	227,66
-31	0,15730	0,7223	140,6	464,48	691,47	226,99
-30	0,16410	0,7239	135,1	465,60	691,92	226,32
-29	0,17120	0,7255	129,9	466,72	692,37	225,65
-28	0,17840	0,7271	124,9	467,84	692,81	224,97
-27	0,18600	0,7287	120,2	468,96	693,25	224,29
-26	0,19370	0,7303	115,6	470,09	693,69	223,60
-25	0,20170	0,7319	111,3	471,22	694,13	222,91
-24	0,21000	0,7336	107,2	472,35	694,56	222,22
-23	0,21850	0,7353	103,2	473,48	695,00	221,52
-22	0,22730	0,7369	99,45	474,61	695,43	220,82
-21	0,23630	0,7387	95,85	475,75	695,86	220,11
-20	0,24560	0,7404	92,41	476,88	696,28	219,40
-19	0,25520	0,7421	89,11	478,02	696,71	218,69
-18	0,26510	0,7439	85,96	479,16	697,13	217,97
-17	0,27530	0,7457	82,94	480,30	697,55	217,25

Tablica 9.4 (ciąg dalszy)

Właściwości termodynamiczne freonu HCFC-22 (R22) w stanie nasycenia [12]

t	p	$v' \cdot 10^3$	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	m^3/kg	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
-15	0,29660	0,7493	77,29	482,59	698,38	215,79
-14	0,30760	0,7511	74,64	483,73	698,79	215,06
-13	0,31900	0,7530	72,10	484,88	699,20	214,32
-12	0,33080	0,7548	69,66	486,03	699,61	213,58
-11	0,34280	0,7567	67,32	487,19	700,02	212,83
-10	0,35520	0,7586	65,08	488,34	700,42	212,08
-9	0,36790	0,7605	62,93	489,50	700,82	211,32
-8	0,38090	0,7624	60,86	490,65	701,21	210,56
-7	0,39430	0,7644	58,88	491,82	701,61	209,79
-6	0,40810	0,7664	56,97	492,98	702,00	209,02
-5	0,42220	0,7684	55,14	494,15	702,39	208,24
-4	0,43670	0,7704	53,38	495,31	702,77	207,46
-3	0,45150	0,7724	51,69	496,48	703,15	206,67
-2	0,46670	0,7744	50,06	497,65	703,53	205,88
-1	0,48230	0,7765	48,49	498,83	703,91	205,08
0	0,49830	0,7786	46,98	500,00	704,28	204,28
1	0,51470	0,7807	45,53	501,18	704,65	203,47
2	0,53150	0,7828	44,13	502,36	705,01	202,65
3	0,54870	0,7849	42,79	503,55	705,38	201,83
4	0,56630	0,7871	41,49	504,73	705,73	201,00
5	0,58440	0,7893	40,24	505,92	706,09	200,17
6	0,60280	0,7915	39,03	507,11	706,44	199,33
7	0,62170	0,7937	37,87	508,30	706,79	198,49
8	0,64110	0,7960	36,75	509,49	707,13	197,64
9	0,66080	0,7982	35,67	510,69	707,47	196,78
10	0,68110	0,8005	34,62	511,89	707,81	195,92
11	0,70180	0,8028	33,62	513,09	708,14	195,05
12	0,72290	0,8052	32,64	514,30	708,47	194,17
13	0,74450	0,8075	31,70	515,51	708,79	193,28
14	0,76670	0,8099	30,79	516,72	709,11	192,39
15	0,78920	0,8123	29,92	517,94	709,43	191,49
16	0,81230	0,8147	29,07	519,16	709,74	190,58
17	0,83590	0,8171	28,25	520,38	710,05	189,67

Tablica 9.4 (ciąg dalszy)

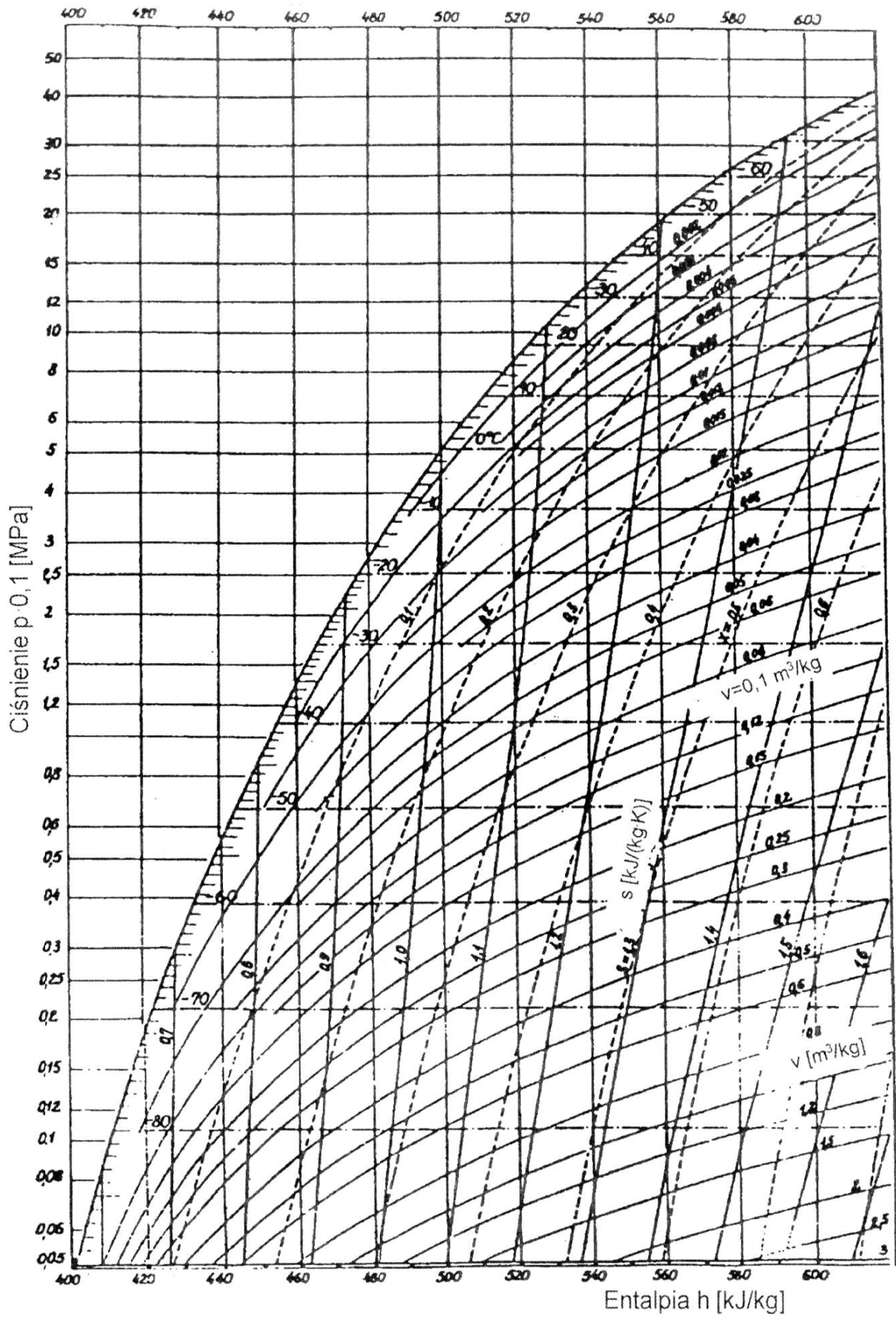
Właściwości termodynamiczne freonu HCFC-22 (R22) w stanie nasycenia [12]

t	p	$v' \cdot 10^3$	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	m^3/kg	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
18	0,86000	0,8196	27,45	521,60	710,35	188,75
19	0,88460	0,8221	26,69	522,83	710,65	187,82
20	0,90970	0,8246	25,94	524,05	710,94	186,89
21	0,93530	0,8271	25,23	525,28	711,23	185,95
22	0,96150	0,8297	24,53	526,51	711,51	185,00
23	0,98820	0,8323	23,86	527,74	711,78	184,04
24	1,01540	0,8350	23,21	528,99	712,06	183,07
25	1,04320	0,8376	22,57	530,23	712,32	182,09
26	1,07160	0,8403	21,96	531,48	712,58	181,10
27	1,10050	0,8430	21,37	532,74	712,84	181,70
28	1,13000	0,8458	20,80	533,99	713,09	179,10
29	1,16010	0,8486	20,24	535,24	713,33	178,09
30	1,19080	0,8515	19,70	536,51	713,57	177,06
31	1,22210	0,8543	19,17	537,78	713,80	176,02
32	1,25390	0,8573	18,67	539,05	714,03	174,98
33	1,28740	0,8603	18,17	540,32	714,25	173,93
34	1,31960	0,8634	17,69	541,60	714,46	172,86
35	1,35320	0,8665	17,23	542,88	714,66	171,78
36	1,38760	0,8696	16,78	544,17	714,86	170,96
37	1,42260	0,8727	16,34	545,46	715,05	169,59
38	1,45820	0,8761	15,91	546,76	715,24	168,48
39	1,49450	0,8794	15,50	548,05	715,41	167,36
40	1,53150	0,8829	15,10	549,36	715,58	166,22
41	1,56910	0,8864	14,70	550,67	715,74	165,07
42	1,60740	0,8900	14,32	551,98	715,89	163,91
43	1,64640	0,8936	13,95	553,31	716,04	162,73
44	1,68720	0,8974	13,59	554,63	716,17	161,54
45	1,72660	0,9011	13,24	555,97	716,30	160,33

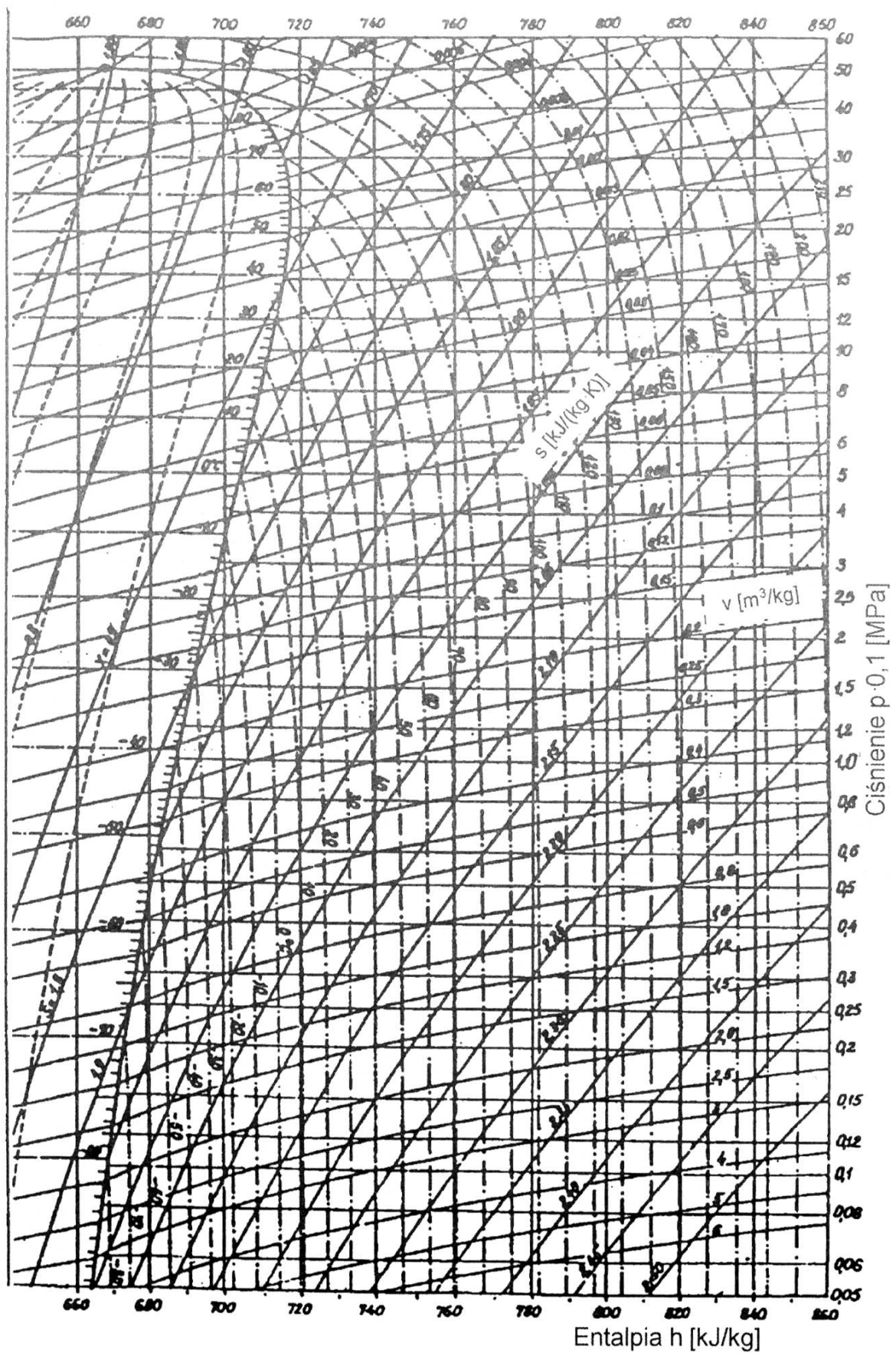
Tablica 9.4 (ciąg dalszy)

Właściwości termodynamiczne freonu HCFC-22 (R22) w stanie nasycenia [12]

t	p	$v' \cdot 10^3$	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	m^3/kg	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
46	1,76770	0,9050	12,90	557,31	716,42	159,11
47	1,88950	0,9089	12,57	558,65	716,52	157,87
48	1,85210	0,9130	12,25	560,01	716,62	156,61
49	1,89540	0,9170	11,93	561,38	716,71	155,33
50	1,93950	0,9213	11,63	562,75	716,78	154,03



Rys. 9.7. Wykres $lgp-h$ freonu HCFC-22 (R22) z lewą linią graniczną $x=1$ [12]



Rys. 9.8. Wykres $\lg p$ - h freonu HCFC-22 (R22) z prawą linią graniczną $x=1$ [12]

Tablica 9.5

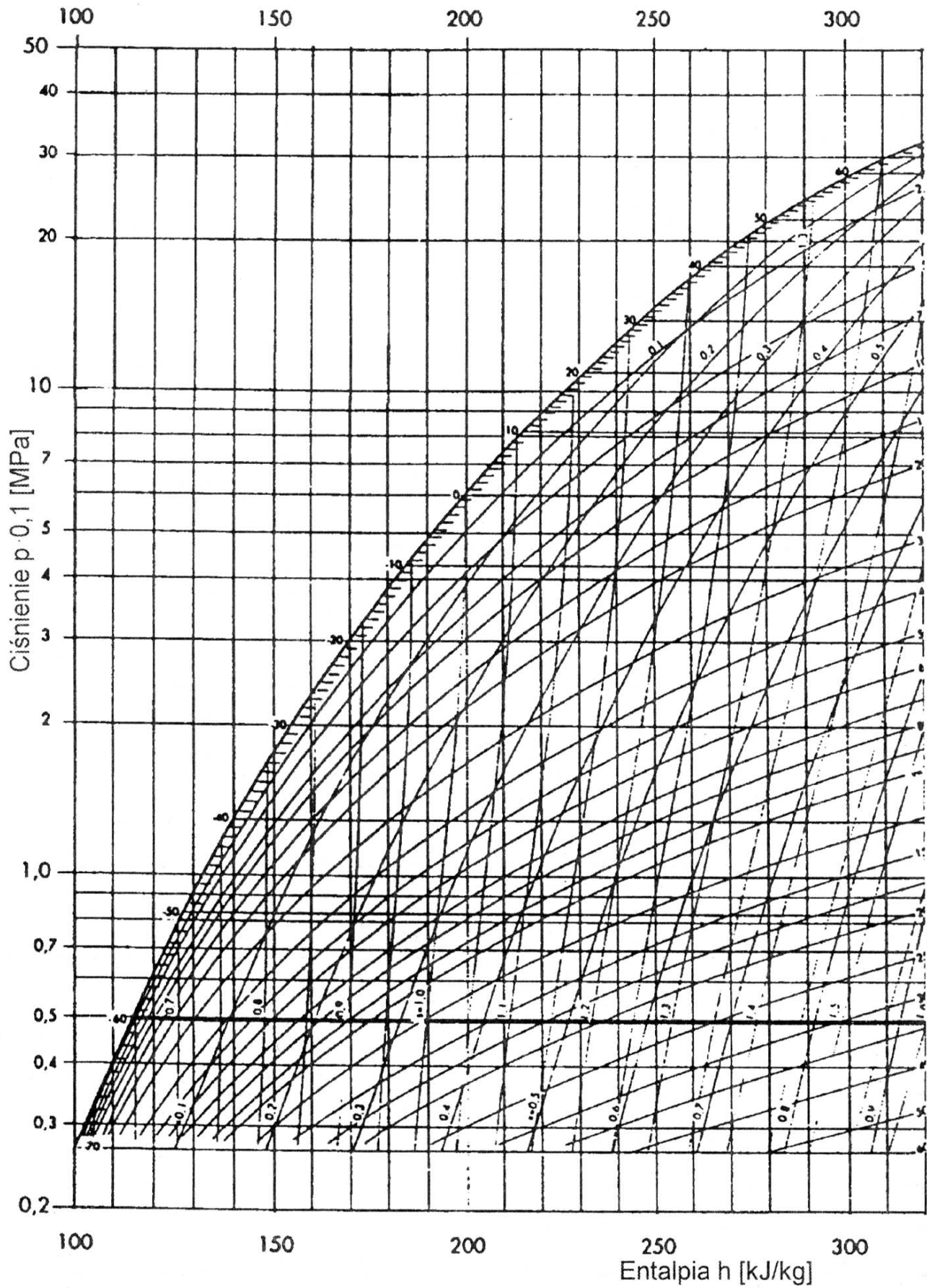
Właściwości termodynamiczne czynnika R404A w stanie nasycenia [139]

t	p_1	p_2	v'	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	MPa	dm^3/kg	dm^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
-60	0,0504	0,0482	0,745	369,44	114,52	333,07	218,55
-59	0,0532	0,0509	0,746	350,75	115,87	333,72	217,85
-58	0,0562	0,0538	0,748	333,18	117,22	334,38	217,15
-57	0,0593	0,0568	0,750	316,67	118,58	335,03	216,45
-56	0,0625	0,0600	0,751	301,14	119,93	335,68	215,75
-55	0,0659	0,0633	0,753	286,51	121,29	336,34	215,05
-54	0,0694	0,0667	0,754	272,74	122,65	336,99	214,34
-53	0,0731	0,0703	0,756	259,75	124,01	337,65	213,64
-52	0,0769	0,0740	0,757	247,51	125,37	338,30	212,93
-51	0,0809	0,0779	0,759	235,96	126,74	338,96	212,22
-50	0,0851	0,0819	0,761	225,06	128,11	339,61	211,51
-49	0,0894	0,0861	0,762	214,76	129,48	340,26	210,79
-48	0,0938	0,0905	0,764	205,02	130,85	340,92	210,07
-47	0,0985	0,0950	0,766	195,82	132,22	341,57	209,35
-46	0,1033	0,0998	0,767	187,11	133,60	342,22	208,63
-45	0,1084	0,1047	0,769	178,87	134,97	342,87	207,90
-44	0,1136	0,1098	0,771	171,06	136,36	343,53	207,17
-43	0,1190	0,1151	0,773	163,67	137,74	344,18	206,44
-42	0,1246	0,1206	0,774	156,66	139,12	344,83	205,70
-41	0,1304	0,1263	0,776	150,01	140,51	345,47	204,96
-40	0,1364	0,1322	0,778	143,69	141,90	346,12	204,22
-39	0,1427	0,1383	0,780	137,70	143,30	346,77	203,47
-38	0,1491	0,1446	0,782	132,01	144,69	347,42	202,72
-37	0,1558	0,1512	0,784	126,61	146,09	348,06	201,97
-36	0,1627	0,1580	0,785	121,47	147,50	348,70	201,21
-35	0,1699	0,1650	0,787	116,58	148,90	349,35	200,45

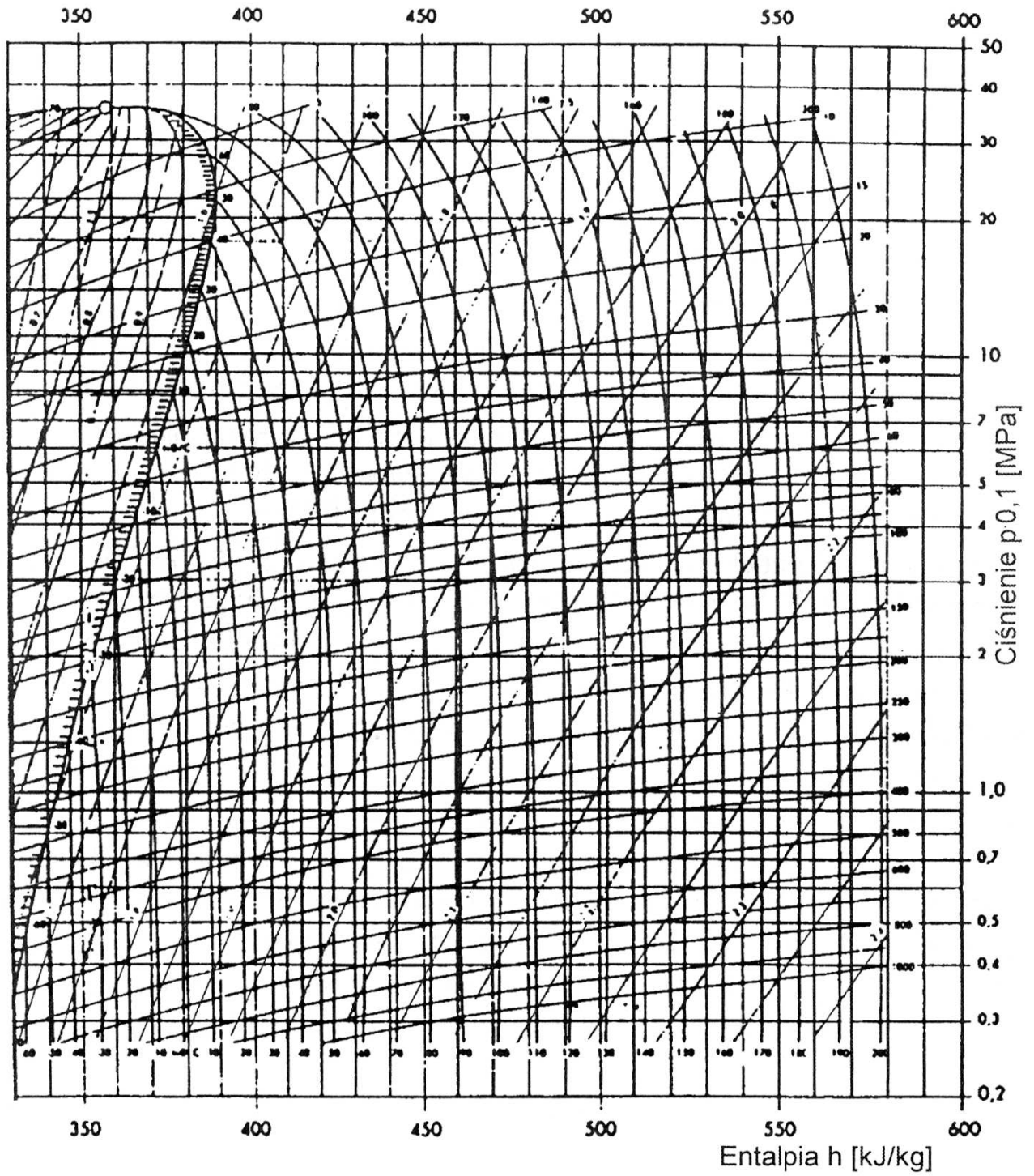
t	p_1	p_2	v'	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	MPa	dm^3/kg	dm^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
-34	0,1773	0,1723	0,789	111,93	150,31	349,99	199,68
-33	0,1849	0,1798	0,791	107,50	151,72	350,63	198,91
-32	0,1928	0,1875	0,793	103,28	153,14	351,27	198,14
-31	0,2009	0,1955	0,795	99,26	154,55	351,91	197,36
-30	0,2093	0,2038	0,797	95,43	155,99	352,56	196,57
-29	0,2180	0,2124	0,799	91,78	157,41	353,20	195,79
-28	0,2270	0,2212	0,801	88,29	158,84	353,83	194,99
-27	0,2362	0,2303	0,803	84,97	160,26	354,46	194,20
-26	0,2457	0,2397	0,805	81,79	161,70	355,09	193,39
-25	0,2555	0,2493	0,807	78,76	163,13	355,72	192,59
-24	0,2656	0,2593	0,809	75,87	164,57	356,34	191,77
-23	0,2760	0,2696	0,812	73,10	166,01	356,97	190,96
-22	0,2867	0,2801	0,814	70,45	167,45	357,59	190,13
-21	0,2978	0,2910	0,816	67,92	168,90	358,21	189,31
-20	0,3091	0,3022	0,818	65,49	170,35	358,82	188,47
-19	0,3208	0,3138	0,820	63,17	171,80	359,44	187,64
-18	0,3328	0,3256	0,823	60,95	173,26	360,05	186,79
-17	0,3452	0,3378	0,825	58,82	174,72	360,66	185,94
-16	0,3578	0,3504	0,827	56,78	176,18	361,27	185,09
-15	0,3709	0,3633	0,830	54,83	177,65	361,88	184,23
-14	0,3843	0,3765	0,832	52,95	179,12	362,48	183,36
-13	0,3980	0,3901	0,834	51,15	180,59	363,08	182,49
-12	0,4122	0,4041	0,837	49,42	182,06	363,67	181,61
-11	0,4267	0,4185	0,839	47,77	183,54	364,27	180,73
-10	0,4416	0,4332	0,842	46,18	185,02	364,86	179,84
-9	0,4568	0,4483	0,844	44,65	186,50	365,45	178,94
-8	0,4725	0,4639	0,847	43,18	187,99	366,03	178,04
-7	0,4885	0,4798	0,850	41,77	189,48	366,61	177,13

t	p_1	p_2	v'	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	MPa	dm^3/kg	dm^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
-6	0,05050	0,4961	0,852	40,41	190,97	367,19	176,21
-5	0,5219	0,4128	0,855	39,10	192,47	367,76	175,29
-4	0,5392	0,5300	0,858	37,85	193,97	368,33	174,36
-3	0,5569	0,5476	0,860	36,64	195,47	368,90	173,43
-2	0,5751	0,5656	0,863	35,48	196,98	369,46	172,48
-1	0,5937	0,5840	0,866	34,36	198,49	370,02	171,53
0	0,6127	0,6029	0,869	33,28	200,00	370,58	170,58
1	0,6322	0,6223	0,872	32,24	201,52	371,13	169,61
2	0,6522	0,6421	0,875	31,23	203,03	371,67	168,64
3	0,6726	0,6623	0,877	30,27	204,56	372,21	167,66
4	0,6935	0,6831	0,880	29,33	206,08	372,75	166,67
5	0,7149	0,7043	0,884	28,44	207,61	373,28	165,67
6	0,7367	0,7260	0,887	27,57	209,14	373,81	164,67
7	0,7591	0,7483	0,890	26,73	210,68	374,33	163,65
8	0,7820	0,7710	0,893	25,92	212,22	374,85	162,63
9	0,8053	0,7942	0,896	25,14	213,76	375,36	161,60
10	0,8292	0,8179	0,900	24,39	215,31	375,87	160,56
11	0,8536	0,8422	0,903	23,66	216,86	376,37	159,51
12	0,8785	0,8670	0,906	22,95	218,41	376,87	158,45
13	0,9040	0,8923	0,910	22,27	219,97	377,36	157,39
14	0,9300	0,9182	0,913	21,61	221,53	377,84	156,31
15	0,9566	0,9447	0,917	20,98	223,10	378,32	155,22
16	0,9838	0,9717	0,921	20,36	224,67	378,79	154,12
17	1,0115	0,9992	0,924	19,76	226,24	379,25	153,01
18	1,0397	1,0274	0,928	19,19	227,82	379,71	151,89
19	1,0686	1,0561	0,932	18,63	229,41	380,16	150,75
20	1,0981	1,0855	0,936	18,09	230,99	380,60	149,61
21	1,1281	1,1154	0,940	17,56	232,59	381,03	148,45

t	p_1	p_2	v'	v''	h'	h''	r
$^{\circ}\text{C}$	MPa	MPa	dm^3/kg	dm^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
22	1,1588	1,1460	0,944	17,05	234,18	381,46	147,28
23	1,1901	1,1771	0,948	16,56	235,79	381,88	146,09
24	1,2220	1,2089	0,952	16,08	237,39	382,29	144,90
25	1,2546	1,2414	0,957	15,62	239,01	382,69	143,68
26	1,2877	1,2745	0,961	15,17	240,63	383,08	142,46
27	1,3216	1,3082	0,966	14,73	242,25	383,47	141,21
28	1,3561	1,3426	0,970	14,31	243,89	383,84	139,95
29	1,3913	1,3777	0,975	13,90	245,52	384,20	138,68
30	1,4272	1,4135	0,980	13,50	247,17	384,56	137,39
31	1,4637	1,4500	0,985	13,11	248,82	384,90	136,08
32	1,5010	1,4871	0,990	12,73	250,48	385,23	134,75
33	1,5389	1,5250	0,995	12,36	252,15	385,55	133,40
34	1,5776	1,5636	1,001	12,01	253,83	385,85	132,03
35	1,6170	1,6030	1,006	11,66	255,51	386,15	130,64
36	1,6572	1,6431	1,012	11,32	257,20	386,43	129,23
37	1,6981	1,6839	1,018	11,0	258,91	386,70	127,79
38	1,7398	1,7256	1,024	10,68	260,62	386,95	126,33
39	1,7822	1,7680	1,030	10,37	262,35	387,19	124,84
40	1,8255	1,8112	1,037	10,06	264,08	387,41	123,33
41	1,8695	1,8552	1,043	9,77	265,83	387,61	121,78
42	1,9143	1,9000	1,050	9,48	267,59	387,80	120,21
43	1,9600	1,9457	1,057	9,20	269,36	387,97	118,60
44	2,0065	1,9922	1,065	8,93	271,15	388,12	116,96
45	2,0538	2,0395	1,073	8,66	272,96	388,25	115,29
46	2,1020	2,0877	1,081	8,40	274,78	388,35	113,57
47	2,1511	2,1368	1,089	8,14	276,62	388,44	111,81
48	2,2010	2,1868	1,098	7,90	278,48	388,50	110,01
49	2,2518	2,2377	1,107	7,65	280,36	388,53	108,17



Rys. 9.9. Wykres $lgp-h$ czynnika R404A z lewą linią graniczną $x=0$



Rys. 9.10. Wykres $lgp-h$ czynnika R404A z prawą linią graniczną $x=1$

10. BIBLIOGRAFIA

Podręczniki

1. Andersen S. A.: *Automatyczne urządzenia chłodnicze*. WPL i S, Warszawa 1964
2. Bambach G.: *Das Verhalten von Mineralöl F12 - Gemischen in Kältemaschinen*. Verlag C. F. Müller, Karlsruhe 1955
3. Bäckstrom M.: *Kältetechnik*. Verlag Braun, Karlsruhe 1953
4. Bilicki Z., Cieśliński J., Doerffer S., Kwidziński R., Mikieliewicz D.: *Metody komputerowe w technice cieplnej*. Wyd. IMP PAN, Gdańsk 1996
5. Bohdal T., Charun H., Czapp M., Dutkowski K.: *Wrzenie perspektywicznych czynników w parownikach urządzeń chłodniczych*. Monografia. Wyd. Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 1999
6. Bonca Z., Dziubek R.: *Zagadnienia obliczeniowe z chłodnictwa i klimatyzacji*. Wyd. Wyższej Szkoły Morskiej w Gdyni, Gdynia 1995
7. Bonca Z., Butrymowicz D., Dambek D., Depta A., Targański W.: *Czynniki chłodnicze i nośniki ciepła*. Wyd. IPPU MASTA, Gdańsk 1997
8. Czapp M., Charun H.: *Materiały do projektowania urządzeń chłodniczych. Część 1. Materiały podstawowe*. Wyd. Uczelniane WSInż. Koszalin 1977
9. Czapp M., Charun H.: *Materiały do projektowania urządzeń chłodniczych. Część 2. Wybrane problemy obliczeniowe obiegów termodynamicznych parowych jednostopniowych urządzeń chłodniczych sprężarkowych*. Wyd. Uczelniane WSInż. Koszalin 1981- wyd. I, 1987 - wyd. II
10. Czapp M., Charun H., Bohdal T.: *Badania laboratoryjne urządzeń chłodniczych i klimatyzacyjnych*. Wyd. Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 1996
11. Czapp M., Charun H.: *Bilans cieplny pomieszczeń chłodni. Zasady opracowania*. Wyd. Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 1997
12. Czapp M., Charun H., Bohdal T.: *Wielostopniowe sprężarkowe urządzenia chłodnicze*. Wyd. Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 1997
13. Cieśliński J., Mikieliewicz J.: *Niekonwencjonalne źródła energii*. Wyd. Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1996
14. Dvorak Z., Petrak J.: *Własności cieplne czynników chłodniczych*. WNT, Warszawa 1982

15. Gutkowski K.: *Chłodnictwo. Wybrane zagadnienia obliczeniowe*. WNT, Warszawa 1972
16. Hirschberg H. G.: *Kältemittel*. Verlag F. C. Müller, Karlsruhe 1966
17. Kalinowski E.: *Termodynamika*. Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1994
18. *Kältemaschinen Regeln*. Verlag F. C. Müller, Karlsruhe 1975
19. Kołodziejczyk L., Rubik M.: *Technika chłodnicza w klimatyzacji*. Arkady, Warszawa 1976
20. Komarow N. S.: *Chłodnictwo i jego zastosowanie*. WPL i S, Warszawa 1956
21. Koszkin N. N.: *Cholodilnyje maszyny*. Piščevaja promyšlennost', Moskwa 1973
22. Kurylev E. S., Gerasimov N. A.: *Cholodilnyje ustanovki*. Maszynostrojenije, Leningrad 1970
23. Maacke - Eckert: *Pohlmann Taschenbuch der Kältetechnik*. Verlag F. C. Müller, Karlsruhe 1978
24. Madejski J.: *Teoria wymiany ciepła*. PWN, Warszawa 1963
25. Madejski J.: *Termodynamika techniczna*. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1972
26. Martynovskij W. S.: *Analiz dejstvitielnych termodinamičeskich cyklov*. Energia, Moskwa 1972
27. Merc W.: *Chłodnictwo. Teoria chłodziarek. Część 1*. PWN, Warszawa 1968
28. Merc W.: *Chłodnictwo. Teoria chłodziarek. Część 2*. Wyd. Politechniki Łódzkiej, Łódź 1977
29. Petrak J., Klazar R.: *Teplne vlasnosti ekologicky vchodnych chladiv*. Wyd. CVUT, Praha 1992
30. Piotrowski J.: *Okreśtowe urządzenia chłodnicze*. Wyd. Morskie, Gdańsk 1977
31. Pohorecki R., Wroński S.: *Kinetyka i termodynamika procesów w inżynierii chemicznej*. WNT, Warszawa 1977
32. Praca zbiorowa : *Poradnik chłodnictwa*. WNT, Warszawa 1965
33. Praca zbiorowa: *Lehrbuch der Kältetechnik. Bd.1 i Bd. 2*. Verlag F. C. Müller, Karlsruhe 1975
34. Praca zbiorowa (pod. red. A. Sakuna): *Cholodilnyje maszyny*. Piščevaja Promyslennost', Leningrad 1985

35. Praca zbiorowa (pod. red. N. N. Koszkin): *Cholodilnyje maszyny*. Piscewaja Promyslennost', Moskwa 1973
36. Ražnjevič K.: *Tablice cieplne z wykresami*. WNT, Warszawa 1966
37. Rozenfeld Ł. M., Tkacev A. G., Gurevic E. S.: *Primery i rasczoty chłodilnych maszin i apparatov*. Gos. Izd. Torgovoj Lit, Moskwa 1960
38. Rubik M.: *Chłodnictwo*. PWN, Warszawa 1979
39. Serwiński M.: *Zasady inżynierii chemicznej*. WNT, Warszawa 1976
40. Starowicz Z., Zaborowski Z.: *Domowe i handlowe urządzenia chłodnicze*. WNT, Warszawa 1989
41. Szargut J.: *Termodynamika techniczna*. PWN, Warszawa 1991
42. Warczak W.: *Tłokowe sprężarki زیebnicze*. WNT, Warszawa 1972
43. Warczak W.: *Sprężarki i agregaty زیebnicze*. WNT, Warszawa 1978
44. Warczak W.: *Sprężarki زیebnicze*. WNT, Warszawa 1987
45. Wesołowski A.: *Urządzenia chłodnicze i kriogeniczne oraz ich pomiary cieplne*. WNT, Warszawa 1980
46. Wesołowski A., Dworski F.: *Automatyzacja urządzeń chłodniczych*. WNT, Warszawa 1984
47. Więckiewicz H., Cantek L.: *Sprężarki wyporowe. Materiały pomocnicze do wykładów, ćwiczeń i projektowania*. Wyd. Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1978

Artykuły

48. Arnemann M., Starp F., Wiescholak F.: *Wentylatorowe chłodnice z mieszaninami czynników chłodniczych*. Chłodnictwo & Klimatyzacja 1997, nr 1, s. 28
49. Bohdal T., Charun H., Dutkowski K.: *Boiling of ecological refrigerant R134a in tube coils*. Proceeding of the Third International Conference on Multiphase Flow, ICMF'98, Lyon (France), June 8-12, 1998, pp. 5.6
50. Bohdal T., Charun H., Czapp M.: *Podstawy budowy charakterystyk cieplno-przepływowych chłodnic powietrza zasilanych zaworem termostatycznym*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1998, nr 3, s. 103
51. Bohdal T., Charun H., Czapp M.: *Dobór sprężarki tłokowej do współpracy z chłodnicą powietrza zasilaną zaworem termostatycznym*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1998, nr 5, s. 188
52. Bohdal T., Charun H., Dutkowski K.: *Komputerowe metody pomiarowe w chłodnictwie*. Chłodnictwo 1998, nr 12, s. 9

53. Bonca Z., Targański W.: *Wybrane własności mineralnych i syntetycznych olejów chłodniczych*. Materiały XXX Jubileuszowych Dni Chłodnictwa, Poznań 1998, s. 85
54. Bonca Z.: *Freony w urządzeniach chłodniczych i klimatyzacyjnych*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1994, nr 1, s. 4, nr 2 s. 44
55. Bonca Z.: *Wodorofluorokarbon HFC-134a w małych urządzeniach chłodniczych*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1994, nr 4, s. 124 i nr 6, s. 200
56. Bonca Z.: *Wskaźniki cieplno-eksploatacyjne i ekologiczne czynników R22, R134a, R404A, R507 i R717*. Chłodnictwo 1996, nr 5, s. 10
57. Bonca Z.: *Zastąpienie freonu CFC-12 freonem HFC-134a w urządzeniach chłodniczych*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1993, nr 7, s. 214
58. Bo Pierre: *Eigenschaften moderner amerikanischer Freonverdichter*. Kältetechnik 1952, nr 4, s. 83
59. Butrymowicz D.: *Wybrane własności czynników chłodniczych*. Publikacje seryjne w mies. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1996-1999
60. Butrymowicz D.: *Z historii techniki cieplnej*. Publikacje seryjne w mies. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1996-1999
61. Charun H., Baran J.: *Wpływ przegrzania par czynnika chłodniczego na charakterystyki cieplne chłodnic powietrza*. Chłodnictwo 1983, nr 1, s. 11
62. Chłopecki A.: *Próba ogólniejszej definicji współczynnika sprawności obiegów chłodniczych*. Chłodnictwo 1970, nr 11, s. 1
63. Chłopecki A.: *Metody podniesienia sprawności obiegów chłodniczych*. Materiały X Sesji Naukowej Okrętowców. Gdańsk-Gdynia 1978, s. 309
64. Chłopecki A.: *Metodologia badań obiegów chłodniczych jedno- i wielostopniowych w instalacjach chłodniczych*. Chłodnictwo 1990, nr 7 i nr 8
65. Döring R.: *Teoretyczne i doświadczalne wyniki badań wybranych własności mieszaniny azeotropowej R507*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1998, nr 2, s. 48
66. Ebisu T., Okuyama K., Torikoshi K.: *Enhancement of evaporation heat transfer for alternative refrigerant*. Proceedings of the 4th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Brussels 1997, Vol. 4, pp. 2459
67. Gaziński B., Ignacik G.: *System sterowania i monitoringu instalacji chłodniczych*. Chłodnictwo 1998, nr 10

68. Gaziński B., Zapolska D.: *Zestawy półhermetycznych sprężarek typu TWIN firmy DWM Copeland*. Materiały XXIV Dni Chłodnictwa, Poznań 1992, s.47
69. Gontarewicz G., Gaj A.: *Zmniejszenie zużycia energii elektrycznej. Kierunki rozwoju sprzętu chłodniczego z czynnikiem R134a*. Materiały XXX Jubileuszowe Dni Chłodnictwa, Poznań 1998, s. 163
70. Hambareus K.: *A comparison of the heat transfer coefficient for evaporation of pure HFC 134a and 134a-oil mixtures*. Recent Advances in Heat Transfer. B. Sunden and A. Žukauskas (Editors) 1992, Elsevier Science Publishers B.V. Amsterdam, pp.149
71. Heimbach P.: *Leistungsdaten von offenen Tauchkolbenverdichtern für Kältemittel NH₃ und R22*. Linde-Berichte aus Techn.U. Wiss., 1970, z. 22, s. 15
72. Hübner P., Köstner R., Luke A., Gorenflo D.: *Pool boiling of binary and thermally refrigerants mixtures*. Proceedings of the 4th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Brussels 1997, Vol. 2, pp. 633
73. Jakobson V. B.: *Teplovoj raščot i obobszczenije charakteristik małych chłodilnych kompressorov*. Chłodilnaja Technika 1970, nr 3, s. 11
74. Kalinowski K.: *Nowa generacja ekologicznie czystych agregatów GRASSO KAB do chłodzenia cieczy*. Chłodnictwo 1994, nr 12
75. Kalinowski K.: *Wpływ oleju na parametry pracy freonowego obiegu chłodniczego*. Chłodnictwo 1978, nr 9, s. 24
76. Kalinowski K.: *Wpływ niektórych własności na rozwiązania urządzeń chłodniczych*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1997, nr 3, s. 22]
77. Kalinowski K.: *Efektywność energetyczna amoniakalnych sprężarek śrubowych i tłokowych*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1996, nr 1, s. 17
78. Katai L., Jakab Z.: *Redukcja zużycia energii w obiegach chłodniczych*. Chłodnictwo & Klimatyzacja 1997, nr 6, s. 21
79. Kozioł J., Gazda W.: *Ocena efektywności techniczno-ekonomicznej stosowania alternatywnych czynników chłodniczych w ziębiarkach sprężarkowych*. Chłodnictwo 1997, nr 2, s. 35
80. Królicki Z., Stefanicki A., Maczek K.: *Rzeczywisty obieg ziębiarki ze sprężarką hermetyczną, rurką kapilarną i doziębiaczem*. Chłodnictwo 1980, nr 3, s. 3

81. Królicki Z., Siatka J.: *Spadki ciśnień w skraplaczach i parowaczach małych systemów sprężarkowych*. Chłodnictwo 1988, nr 7, s. 6
82. Królicki Z., Kasperski J.: *Dławienie roztworu ziębnik-olej w rurce kapilarnej. Analiza teoretyczna procesu*. Chłodnictwo 1998, nr 2, s. 9
83. Krzyżaniak G.: *Własności i zakres zastosowania olejów do sprężarek chłodniczych*. Materiały XXV Jubileuszowych Dni Chłodnictwa, Poznań 1993, s. 53
84. Krzyżaniak G., Gaziński B., Zapolska D.: *Freony a ochrona środowiska. Własności freonu R134a*. Chłodnictwo 1993, nr 4
85. Linge K.: *Der Liefergrad und der indizierte Wirkungsgrad von Kältemaschinen*. Die Kälte 1948, nr 1, s. 116
86. Ławreczenko G.K., Ruvinsky G.: *Energetičeskije charakteristiki cyklov małoj chłodilnoj mašiny rabotajušej na R134a*. Chołodilnaja Technika 1990, nr 7
87. Łazicki M., Bonca Z.: *Próba nowego ujęcia równoważnika efektu cieplarnianego TEWI*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1998, nr 3, s. 98
88. Maczek K., Kozień A., Warczak W.: *Uwarunkowania zastosowań czynników ziębniczych w chłodnictwie, klimatyzacji i w pompach ciepła*. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej, Kraków 1995
89. Maczek K., Wojtas K., Niezgoda B.: *Badania proekologicznych ziębników i mieszanin w obiegach lewobieżnych*. Materiały XVI Zjazdu Termodynamików, Koszalin-Kołobrzeg 1996, t. 2, s. 89
90. Merc W., Karpiński W.: *Teoretyczne uzasadnienie korzyści wynikających z zastąpienia obiegu suchego obiegiem przegrzanym*. Chłodnictwo 1973, nr 7, s. 4
91. Miłowanov W.J.: *Teploenergetičeskije charakteristiki poršniewogo kompressora germenicznogo pri rabotie na chłodagentach R134a i R152a*. Chołodilnaja Technika 1992, nr 11-12
92. Paliwoda A.: *Naturalne czynniki chłodnicze. Cz. II. Izobutan (R600)*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1997, nr 4, s. 169
93. Paliwoda A.: *Postęp techniczny w budowie, zastosowaniach i bezpieczeństwie eksploatacji amoniakalnych urządzeń chłodniczych. Nowe kierunki w budowie urządzeń*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1995, nr 4, s. 155
94. Paliwoda A.: *Światowe innowacje i trendy rozwojowe w technice chłodniczej*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1995, nr 5, s. 203

95. Rauser H. C.: *Ventilator-Luftkühler-Leistung bei R22, R134a und R407a*. Ki Luft und Kältetechnik 1995, nr 5, s. 226
96. Romanowski A.: *Elektroniczne sterowanie zaworem rozprężnym*. Materiały XXX Dni Chłodnictwa, Poznań 1998, s. 24
97. Romejko R., Bonca Z.: *Termostatyczne zawory rozprężne. Część I. Budowa i zasada działania*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1995, nr 4, s. 149
98. Rubik M.: *System klimatyzacji Eco Multi*. Chłodnictwo & Klimatyzacja 1998, nr 2, s. 10
99. Rubik M.: *Nowoczesne rozwiązania w chłodnictwie*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1998, nr 1
100. Rubik M.: *Postęp techniczny w urządzeniach i instalacjach chłodniczych*. Chłodnictwo & Klimatyzacja 1997, nr 3, s. 22
101. Rubik M.: *Najnowsze urządzenia i instalacje chłodnicze*. Chłodnictwo & Klimatyzacja 1997, nr 4, s. 18
102. Rzeszewski S., Królicki Z.: *Modelowanie wybranych własności termodynamicznych oraz konstrukcja wykresu lgp-h mieszanin czynników z grupy węglowodorów nasyconych*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1999, nr 1, s. 11
103. Schnotale J., Maczek K.: *Zastosowanie mieszanin niedestrukcyjnych dla środowiska w obiegach lewobieżnych*. Materiały XV Zjazdu Termodynamicznych, Gliwice-Kokotek 1993, s. 571
104. Schnotale J., Warczak W., Bogucki W.: *Wyniki badań czynnika R507 w aspekcie zastępowania R22*. Materiały Konferencji „Alternatywne czynniki ziębnicze dla stosowanego w chłodnictwie i klimatyzacji czynnika R22”, COCH Kraków 1995
105. Spott H.: *Einsatzgrenzen offener einstufiger Kolbenkompressoren*. Ki-Kälte und Klima Ingenieur 1974, nr 4, s. 143
106. Szargut J.: *Praktyczne zasady zmniejszania strat energetycznych spowodowanych niedoskonałościami energetyczną*. Gospodarka Paliwami i Energią 1993, nr 11
107. Szargut J.: *Straty energetyczne w ziębiarce parowej spowodowane oporami przepływu czynnika obiegowego*. Chłodnictwo 1997, nr 1
108. Szargut J., Koziół J.: *Bezdławieniowy obieg ziębiarki parowo-sprężarkowej*. Chłodnictwo 1993, nr 4, s. 8

109. Szarynger J., Żak M.: *Efektywność termodynamiczna pewnej klasy obiegów porównawczych dla pomp ciepła i ziębiarek działających cyklicznie*. Chłodnictwo 1985 nr 12, s. 8
110. Szelański T., Bonca Z.: *Ocena zysków energetycznych dzięki zastosowaniu regulatorów elektronicznych w okrętowych urządzeniach chłodniczych*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1998, nr 3, s. 109
111. Szymanik A.: *ADAP-KOOL nowa generacja automatyki chłodniczej*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1996, nr 5, s. 193
112. Szymanik A.: *Elektroniczne zawory rozprężne firmy Danfoss*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1997, nr 1, s. 14
113. Targański W., Bonca Z.: *Oleje smarne do nowych czynników chłodniczych*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1997, nr 8, s. 68
114. Warczak W.: *Analiza własności wybranych czynników ziębicznych pod względem sprawności obiegów ziębienia*. Chłodnictwo 1979, nr 1, s. 1
115. Weissenborn P.: *Właściwości i użytkowanie R407C (Klea 407C)*. Chłodnictwo & Klimatyzacja 1998, nr 2, s. 14
116. Wilczek M., Chorowski M., Bodio E.: *O możliwości wykorzystania węglowodorów i ich mieszanin jako czynników chłodniczych*. Chłodnictwo 1994, nr 7, s. 8
117. Wilk K.: *Ocena agregatu chłodniczego metodą czułości kosztów ziębienia*. Materiały XXV Jubileuszowych Dni Chłodnictwa, Poznań 1993, s. 109
118. Wolff H.: *Nutzbare Kälteleistung einstufiger Kältekompressoren*. Kälte und Klimatechnik 1977, nr 1, s. 13
119. Wójcik A.: *Sprężarki śrubowe. Budowa i zasada działania. Parametry charakterystyczne. Zastosowanie i dobór. Doświadczenia eksploatacyjne*. Materiały XXV Jub. Dni Chłodnictwa, Poznań 1993, s. 115
120. Zakrzewski B.: *Regeneracja ciepła w jednostopniowym obiegu chłodniczym z nowym czynnikiem R134a*. Chłodnictwo 1994, nr 11, s. 17
121. Zakrzewski B.: *Czy obieg przegrzany dla forane 134a ?*. Chłodnictwo 1995, nr 6, s. 10
122. Zakrzewski B.: *Regeneracja ciepła w jednostopniowym obiegu chłodniczym na czynniki chlorowcopochodne*. Chłodnictwo 1981, nr 4, s. 3
123. Zakrzewski B., Haberek J.: *Badanie urządzenia chłodniczego z czynnikiem forane 134a*. Chłodnictwo 1995, nr 4, s. 21
124. Zakrzewski B.: *Wymiana freonu R12 na mieszaninę zeotropową R409A*. Chłodnictwo 1996, nr 6, s. 13

125. Zakrzewski B.: *Nowe czynniki, substytuty R12 i R22 w okrętowych instalacjach chłodniczych*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1998, nr 1, s. 4
126. Zmysłowski P.: *Zmiany wydajności chłodniczej elementów automatyki chłodniczej dla nowych mieszanin chłodniczych*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1996, nr 7, s. 300
127. Żmigrodzki W.: *ADAP-KOOL nowa generacja regulatorów dla chłodnictwa*. Materiały XXVII Dni Chłodnictwa, Poznań 1995, s. 167
128. Żółtaniecki A.: *Ekonomizer w ziębiarce jednostopniowej ze sprężarką tłokową*. Chłodnictwo 1998, nr 7, s. 13

Normy i katalogi

129. DKV *Arbeitsblätter*
130. Katalog firmy Danfoss: *Automatic Controls for Refrigeration Plant and Air Conditioning Systems*
131. PN-72/M-04600 *Przemysłowe sprężarkowe urządzenia chłodnicze. Metody badań*.
132. PN-85/M-41103 *Jednostopniowe hermetyczne sprężarki tłokowe. Wymagania i badania*
133. PN-93/M-04606 *Badania sprężarek czynników ziębnych*
134. PN-90/M-04611 *Chłodnictwo. Oznaczenia umowne czynników chłodniczych*
135. PN-ISO 5149: 1997 *Mechaniczne instalacje ziębne do oziębiania i ogrzewania. Wymagania bezpieczeństwa*
136. PN-ISO 9309: 1994 *Sprężarki ziębne. Sposób przedstawiania charakterystyk*
137. Materiały firmy SOLVAY
138. Materiały firmy Du Pont Fluorochemicals
139. Materiały firmy Hoest Chemicals
140. Materiały firmy Liquid Carbonic Polska
141. Katalogi firmy Bock GmbH & Kältemaschinenfabrik
142. Katalogi firmy DWM Copeland
143. Katalogi firmy Bitzer Kühlmaschinenbau
144. Katalogi firmy Cool
145. Materiały własne autorów – nie publikowane

JEDNOSTOPNIOWE PAROWE URZĄDZENIA CHŁODNICZE SPRĘŻARKOWE (Streszczenie)

Proponowany przez autorów skrypt poświęcono problematyce projektowania jednostopniowych parowych sprężarkowych urządzeń chłodniczych ze sprężarkami tłokowymi.

Pace podzielono na dziewięć rozdziałów, w których w kolejności podano: przegląd właściwości czynników chłodniczych stosowanych dotychczas, obecnie i perspektywicznych, zasady określania stanu termodynamicznego czynników jedno- i wieloskładnikowych, teoretyczne podstawy obiegu lewobieżnych chłodziarek i pomp ciepła oraz obiegi porównawcze, nieodwracalności i ich konsekwencje w obiegach rzeczywistych a także najnowsze ich trendy i osiągnięcia w dziedzinie jednostopniowych układów sprężarkowych. W rozdziale dziewiątym przedstawiono niektóre ważniejsze właściwości termodynamiczne czynników chłodniczych NH₃, R12, R123a, R22 i R404A oraz wykresy w układzie współrzędnych $l_{gp} - h$. Bibliografia zawiera 145 pozycji literatury technicznej ujmując publikacje zwarte, artykuły w języku polskim i zagraniczne a także dorobek publikacyjny autorów.

W skrypcie zwrócono uwagę na obliczenia układów jednostopniowych, w których występują zarówno czynniki chlorowcopochodne, amoniak i proekologiczne, perspektywiczne czynniki, których rola i znaczenie gwałtownie wzrasta. Podstawy termodynamiczne obiegów chłodniczych i nowoczesne zasady obliczeń pozwolą na uniknięcie wielu błędów spotykanych w projektach i eksploatacji.

Wspólnie z opracowaniem autorów [12] dotyczącym zastosowania sprężarek śrubowych i tłokowych w układach chłodniczych wielostopniowych czytelnik otrzymuje aktualny, spójny [przegląd stanu wiedzy w zakresie chłodnictwa sprężarkowego. Polecamy go zarówno studentom specjalności energetycznych jak i również inżynierom zajmującym się projektowaniem i eksploatacją tych urządzeń.

ONE-STAGE STEAM COMPRESSOR REFRIGERATING SYSTEMS

(a b s t r a c t)

The present coursebook is on problems of designing one-stage steam compressor refrigerating systems with piston compressors.

The coursebook takes form of nine chapters in which the following issues are discussed: review of the used refrigerants, rules of defining of the thermodynamic state of one-component or multicomponent agents, the theoretical fundamentals of circulations of left-run refrigerators and heat pumps, model cycles, irreversibility of the thermodynamical processes in the real cycles and the latest achievements in the field of one-stage compressor systems.

Some of the most important thermodynamic properties of the following refrigerants: NH_3 , R12, R134a, R22 as well as the relations $\lg p$ vs h are presented in chapter 9. The bibliography contains 145 items of technical literature including books, papers in Polish and other languages and the authors' output.

Particular attention to the calculation of one-stage systems in which freons, ammonia or eco-friendly agents are applied was paid in the coursebook.

Presented in the coursebook fundamentals of thermodynamics concerning refrigerating cycles and rules of calculations enable the avoidance of many mistakes met in designs and exploitation.

The reader receives, together with the authors' work [12] dealing with the use of screw and piston compressors in multistage refrigerating systems, up-to-date and compact review of the knowledge in the field of compressor refrigeration.

The coursebook is recommended for students and engineers who are engaged upon the problems of designing and exploitation of the refrigerating systems.