

Anna Warmińska

Straty energii napędowej w sprężarkowych
chłodziarkach zanurzeniowych

Opiniodawca: *prof. dr hab. Mirosław Wendeker, Politechnika Lubelska*

Skład i łamanie Anna: Anna Warmińska

Monografia zawiera 106 stron, 54 ryciny i 3 tabele.

© Copyright by Lubelskie Towarzystwo Naukowe Lublin 2010

ISBN 978-83-62025-03-9

Wszelkie prawa zastrzeżone.

Przedruk i reprodukcja w jakiegokolwiek postaci całości bądź części książki bez pisemnej zgody wydawcy są zabronione.

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń	5
Rozdział 1. Wstęp	9
Rozdział 2. Przegląd aktualnego stanu wiedzy	13
Rozdział 3. Model badanego obiektu	27
3.1. Teoretyczny i rzeczywisty obieg chłodniczy	27
3.2. Model badawczy chłodziarki	34
3.3. Charakterystyka sprężen wewnątrz systemu i systemu z otoczeniem	36
3.4. Analiza zbiorów czynników celowych	41
3.5. Analiza czynników warunkujących powstawanie strat w urządzeniu chłodniczym	44
3.5.1. Analiza najważniejszych strat w podsystemie sprężarki – Ω_{sp}	45
3.5.2. Analiza najważniejszych strat w podsystemie skraplacza – Ω_{sk} i parownika – Ω_{pa}	46
3.5.3. Analiza najważniejszych strat w podsystemie regeneratora – Ω_{re} i urządzenia rozprężającego – Ω_r	47
Rozdział 4. Metodologia badań doświadczalnych	49
4.1. Struktura konstrukcyjna i własności eksploatacyjne urządzenia	49
4.2. Opis procesu schładzania cieczy w zbiorniku urządzenia	51
4.3. Analiza przyczyn najważniejszych strat energii w urządzeniu rzeczywistym	61
4.4. Projekt stanowiska i węzłów pomiarowych	63
Rozdział 5. Plan badań eksperymentalnych w stanach ustalonych i nieustalonych	69
5.1. Metody i sposoby pomiarów wielkości charakterystycznych pracy urządzeń chłodniczych	69
5.2. Sposób pomiaru strumienia masy czynnika chłodniczego w urządzeniu	71
Rozdział 6. Analiza głównych strat w urządzeniu chłodniczym w stanach ustalonych i nieustalonych	75
6.1. Badania eksperymentalne	75
6.2. Analiza strat	84

Rozdział 7. Podsumowanie i wnioski końcowe	91
Bibliografia	93
Spis rysunków	97
Spis tabel	101
Streszczenie	103
Abstract	105

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A	oznaczenie zbioru czynników strat energii	
c	ciepło właściwe	$J/(kg \cdot K)$
d^h	średnica hydrauliczna	m
d_m	średnica mieszadła	m
D_{pw}	średnica wewnętrzna parownika	m
D_{pz}	średnica zewnętrzna parownika	m
D_{zw}	średnica wewnętrzna zbiornika	m
$\dot{E}$	strumień energii	W
f	współczynnik strat tarcia przy przepływie substancji	—
F	pole powierzchni	m^2
H	wysokość zbiornika	m
i	entalpia właściwa	kJ/kg
l	długość	m
l_{ob}	właściwa praca obiegu (sprężania)	kJ/kg
m_{ck}	masa schładzanej cieczy	kg
$\dot{m}$	strumień masy czynnika chłodniczego w obiegu	kg/s
N	moc dostarczana na wał sprężarki	W
N_e	moc efektywna	W
N_{el}	moc elektryczna pobierana przez silnik sprężarki	W
N_i	moc indykowana	W
N_m	moc mieszadła	W
N_t	teoretyczne zapotrzebowanie mocy do napędu sprężarki	W
n	prędkość obrotowa sprężarki	obr/s
n_m	prędkość obrotowa mieszadła	obr/s
p	ciśnienie	Pa
q	właściwe obciążenie cieplne skraplacza	kJ/kg
q_o	właściwa wydajność chłodnicza parownika	kJ/kg
q_d	właściwe obciążenie cieplne dochładzacza	kJ/kg
q_p	właściwe przegrzanie pary w regeneratorze	kJ/kg
q_R	właściwe obciążenie cieplne wymiennika regeneracyjnego	kJ/kg
q_v	objętościowa wydajność chłodnicza	kJ/kg
$\dot{Q}$	wydajność cieplna skraplacza	W

$\dot{Q}_o$	wydajność chłodnicza	W
$\dot{Q}_R$	wydajność regeneracyjnego wymiennika ciepła	W
r	ciepło parowania	J/kg
s	entropia właściwa	$J/(kg \cdot K)$
$*\dot{S}$	strumień strat energii	W
T	temperatura bezwzględna	K
T_{ss}	temperatura w krótcu ssawnym sprężarki	K
T_d	temperatura dochłodzenia cieczy	K
T_p	temperatura przegrzania pary	K
u	średnia prędkość przepływu substancji	m/s
v_1	objętość właściwa pary	m^3/kg
V	objętość	m^3
$\dot{V}$	wydajność skokowa sprężarki	m^3/s
V_s	objętość skokowa sprężarki	m^3
$*\dot{W}$	strumień pracy tarcia	W
x	stopień suchości pary	—
z_r	wykładnik politropy rozprężania	—
z_s	wykładnik politropy sprężania	—
β	współczynnik powstawania pary	—
δ	grubość	m
Δ	przyrost	—
ε	współczynnik przestrzeni szkodliwej	—
ε_t	teoretyczny współczynnik wydajności chłodniczej	—
η_i	sprawność indykowana	—
η_m	sprawność mechaniczna	—
η_s	sprawność silnika	—
λ	współczynnik przewodzenia ciepła	$W/(m \cdot K)$
λ_{spr}	współczynnik przetłaczania sprężarki	—
λ_d	wskaźnik dławienia	—
λ_n	wskaźnik nieszczelności układu	—
λ_T	wskaźnik cieplnego oddziaływania ścianek	—
λ_v	wskaźnik rozprężania	—
μ	dynamiczny współczynnik lepkości substancji	$Pa \cdot s$
Π_s	stopień sprężania sprężarki	—
Π_r	stopień rozprężania	—
ρ	gęstość substancji	kg/m^3
τ	czas schładzania	s

Indeksy:

<i>ck</i>	ciecz
<i>d</i>	dochłodzenie
<i>k</i>	komora
<i>ot</i>	otoczenie
<i>p</i>	para
<i>pa</i>	parownik
<i>s</i>	substancja
<i>sk</i>	skraplacz
<i>w</i>	wewnętrzny
<i>z</i>	zewnątrzny
<i>cp</i>	mieszanina (ciecz i para)

Rozdział 1

Wstęp

Urządzenia chłodnicze służą do obniżania temperatury ciał poniżej temperatury otoczenia oraz do utrzymywania temperatury niższej od temperatury otoczenia w przestrzeni chłodzonej. Obniżenie temperatury może być realizowane w procesach otwartych lub w procesach zamkniętych.

Otwarte procesy chłodzenia, wykorzystujące różne zjawiska fizyczne powodujące obniżanie temperatury, znane były już w starożytności. Wykorzystywano w tym celu np. zjawisko pobierania ciepła przez parującą wodę, zwiększenie intensywności oddawania ciepła przy wymuszonym przepływie powietrza (wachlarze) oraz stosowano lód wodny pozwalający na obniżenie temperatury do poziomu zbliżonego do 0°C .

Rozwój nauki przyniósł zastosowanie mieszanin oziębiających - lodu wodnego z różnymi związkami chemicznymi, pozwalającymi na obniżenie poziomu uzyskiwanej temperatury w zakres ujemny (poniżej 0°C).

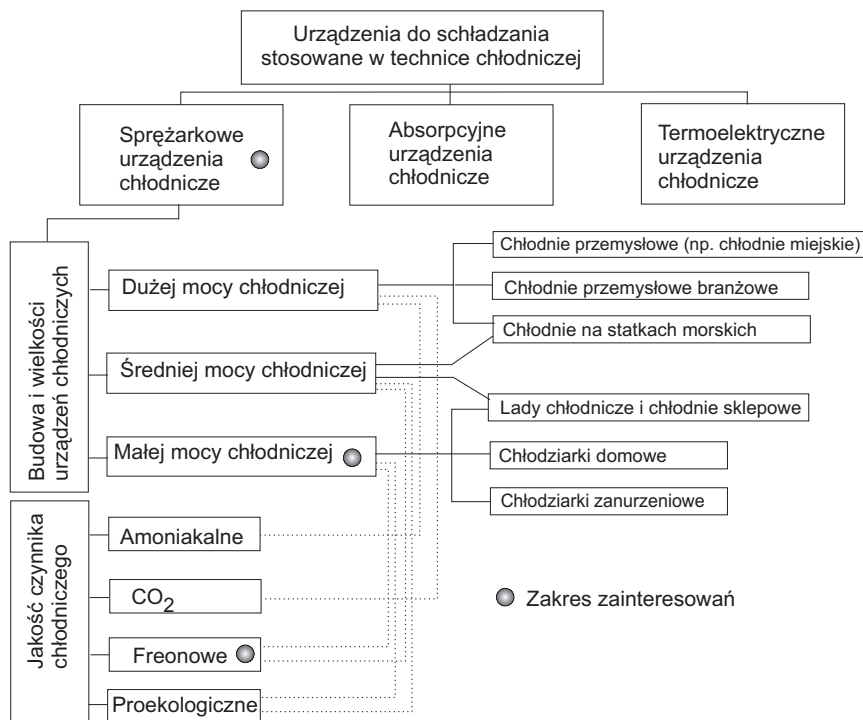
Jednak otwarte procesy chłodzenia są jedynie środkiem doraźnym, nie gwarantującym ciągłości obniżania temperatury. Chcąc zapewnić ciągłość procesu chłodzenia należy zbudować urządzenie, które pozwoli na zrealizowanie ciągłego transportu ciepła od temperatury niższej do temperatury wyższej, a więc w kierunku przeciwnym niż naturalny kierunek przepływu ciepła.

Zrealizowanie takiego przepływu ciepła, zgodnie z drugą zasadą termodynamiki jest możliwe tylko przy jednoczesnym doprowadzeniu z zewnątrz dodatkowej energii. Energia ta może być doprowadzona do układu jako praca mechaniczna, energia cieplna lub energia elektryczna.

Doprowadzenie do układu pracy mechanicznej pozwala na zrealizowanie tzw. sprężarkowego urządzenia chłodniczego, które będzie przedmiotem niniejszej pracy (rys.1.1).

Urządzenia chłodnicze sprężarkowe parowe o małych i średnich mocach są najbardziej rozpowszechnionym rodzajem urządzeń służących do uzyskiwania efektu chłodniczego. Z tego względu urządzenia te stanowią grupę znaczącego odbioru energii elektrycznej.

W przeszłości dawano niski priorytet oszczędzaniu energii w przemyśle chłodniczym. Spowodowane to było tym, że :



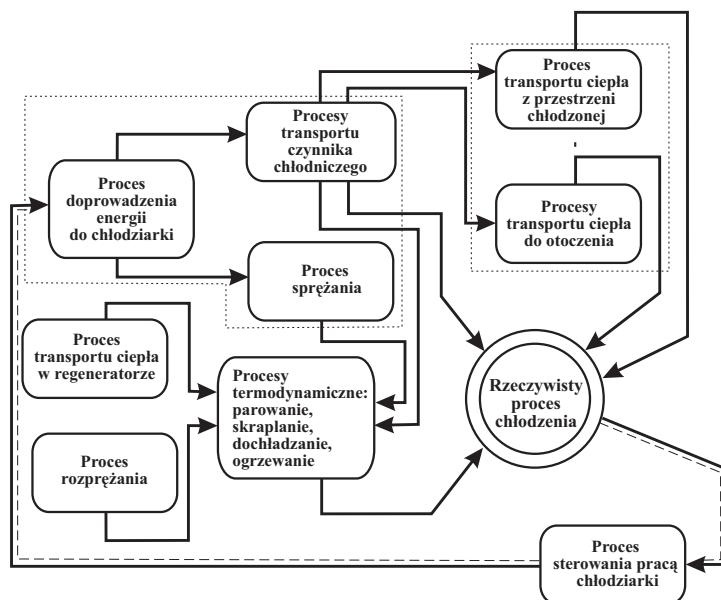
Rys. 1.1. Urządzenia do schładzania stosowane w technice chłodniczej

- ilość energii faktycznie zużywana do tych celów stanowi stosunkowo niewielki ułamek całkowitego zużycia energii;
- energia zużywana do chłodzenia i zamrażania stanowi tylko małą część energii wykorzystywanej w trakcie wegetacji i przetwórstwa żywności;
- nabywcy urządzeń chłodniczych rzadko posiadają kwalifikacje niezbędne do oceny jakości tych urządzeń i decydują się na zainstalowanie najtańszego i najmniej sprawnego wyposażenia.

Warto zauważyć, że około 80 % energii zużywanej dla celów chłodnictwa przeznaczone jest do napędu domowych urządzeń chłodniczych, chłodziarek i zamrażarek oraz mebli chłodniczych w handlu detalicznym, zanurzeniowych urządzeń chłodniczych stosowanych w rolnictwie. Oszacowano, że zużycie energii w chłodniczym przechowywaniu domowym jest około 100 do 200 razy wyższe niż w chłodniach handlowych, dla tej samej ilości produktu. Jeśli wziąć pod uwagę, że pojemność domowych chłodziarek i zamrażarek równa się około 50 % pojemności handlowych chłodni składowych i stale wzrasta [40] to skłania do skierowania baczniejszej uwagi na doskonalenie procesów przetwarzania energii w tych urządzeniach poprzez poprawę przebiegów procesów podstawowych i dodatkowych, konstrukcji i sposobów

użytkowania. Oprócz tego istotne są poszukiwania "ekologicznie czystych" czynników chłodniczych, które mogłyby zastąpić dotychczas stosowane.

Sprężarkowe chłodziarki parowe małych lub średnich mocy o mocach chłodzenia rzędu $1 \div 5$ kW mają szerokie zastosowanie w chłodnictwie. Procesy w nich przebiegające (rys.1.2) związane są z przetwarzaniem różnych postaci energii w zależności od ich cech charakterystycznych i przydatności praktycznej. Realizacja tych procesów w warunkach rzeczywistych prowadzi do powstawania strat zewnętrznych zachodzących przy przepływie energii o różnych postaciach pomiędzy układem chłodziarki a otoczeniem i strat wewnętrznych zachodzących wewnątrz układu, a generowanych wskutek nieodwracalności zachodzących procesów termodynamicznych i przepływowych, doprowadzających do niepożądanych wzrostów entropii wewnątrz układu.

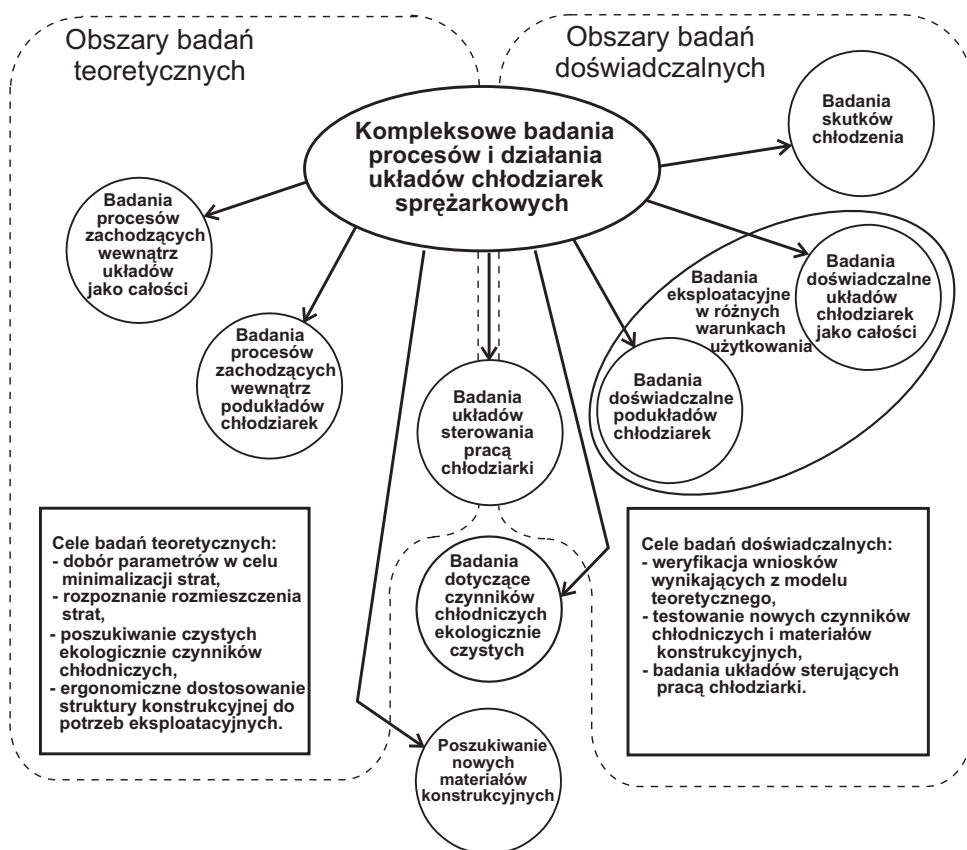


Rys. 1.2. Układ najważniejszych procesów w sprężarkowej chłodziarce parowej z regeneracją ciepła

Zainteresowanie chłodziarkami sprężarkowymi znajduje uzasadnienie ze względu na to, że są one najbardziej rozpowszechnionymi urządzeniami chłodniczymi - znajdują się one prawie w każdym gospodarstwie domowym, używane są również w gospodarstwach rolniczych, w laboratoriach.

W świetle normatywów Unii Europejskiej, które dotyczą przechowywania żywności, technologii przetwórstwa mleka, a także dotyczących ochrony ekologicznej naturalnego środowiska, których musimy przestrzegać należy zwrócić baczniejszą uwagę na chłodziarki sprężarkowe. Jednocześnie sprę-

żarkowe urządzenia chłodnicze małej i średniej mocy zużywają znaczące ilości energii elektrycznej.



Rys. 1.3. Schemat metodologii badania układów chłodziarek sprężarkowych

Analiza prac badawczych pozwala wyodrębnić następujące zasadnicze obszary badań :

- badania obejmujące termodynamiczną analizę obiegów rzeczywistych metodami analizy energetycznej i egzergetycznej, przy quasiustalonej i nieustalonej pracy chłodziarek
- badania stanowiskowe całych układów chłodniczych jak również poszczególnych podukładów, w tym badań układów sterowania
- badania nad nowymi, niekonwencjonalnymi rozwiązaniami układów chłodniczych w powiązaniu z doskonaleniem sposobów eksploatacji
- poszukiwanie substancji "ekologicznie czystych", które mogłyby zastąpić czynniki dotychczas stosowane.

Obszary badawcze i powiązania tych obszarów przedstawiono na (rys.1.3).

Rozdział 2

Przegląd aktualnego stanu wiedzy

Na podstawie przeglądu publikacji można zauważyć że większość ich dotyczy badań cząstkowych, dotyczących poszczególnych podukładów chłodziarki jak również badań związanych z poszukiwaniem ekologicznych czynników chłodniczych. Mniej jest natomiast prac poświęconych kompleksowym badaniom układów chłodniczych jako całości, w tym chłodziarek zanurzeniowych.

Odkrycie wpływu freonów na zjawisko dziury ozonowej, a przede wszystkim na tworzenie efektu cieplarnianego, spowodowało podjęcie gwałtownych działań ochronnych o charakterze międzynarodowym. Zmierzają one do ograniczenia produkcji i zastosowań, a docelowo do 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 regulacjami prawnymi o skali światowej. Dalsze międzynarodowe spotkania państw - sygnatariuszy Protokołu Montrealskiego zmierzają do uzgodnienia rozmiarów ograniczeń wymuszając terminy częściowej i całkowitej redukcji freonów. Aby spełnić narzucone ograniczenia prowadzone są badania nad nowymi czynnikami chłodniczymi. Poszukuje się czynników, które mogą zastąpić dotychczas stosowane, bez potrzeby zmian konstrukcyjnych lub przy małych modyfikacjach urządzenia.

W małych chłodziarkach sprężarkowych hermetycznych napełnienie freonem wynosi średnio $100 \div 200$ gramów. Ubytki czynnika są praktycznie zerowe, ponieważ mamy tu do czynienia z instalacjami całkowicie szczelnymi, spawanymi czy lutowanymi. Cała ilość freonu zgromadzona w tej grupie urządzeń odpowiada 1% całkowitej ilości freonu przedostającego się do atmosfery. W celu zapobieżenia wydostawania się freonu z tych urządzeń w czasie prac naprawczych, demontaży itp. wprowadza się zabiegi umożliwiające przed otwarciem instalacji odciąganie tego czynnika do zamkniętych pojemników. Ilość freonu w urządzeniach chłodniczych, stosowanych w handlu i gastronomii stanowi 4%÷5% całkowitej ilości tego czynnika wytwarzanego na świecie. Zatem sprawa stosowania freonów w tych urządzeniach nie stanowi najpoważniejszego problemu [40].

Pomimo tego faktu, ochrona środowiska naturalnego związana z emisją czynników chłodniczych prowadzona jest intensywnie w tej grupie urządzeń.

Ma to istotne znaczenie ze względu na potrzebę znalezienia długoczasowych rozwiązań alternatywnych spełniających wszystkie wymagania ze względu na pracę i obsługę.

Czyste czynniki chłodnicze, które mogą zastąpić dotychczas stosowane zostały sklasyfikowane w pracy [50]. Ich precyzyjna klasyfikacja jest trudna ze względu na brak danych. Dla dokonania analizy działania tych czynników w urządzeniach chłodniczych muszą być znane ich własności termodynamiczne oraz odpowiednie poprawnie sformułowane równania stanu. W pracy tej zastosowano równania BACKONE bazujące na fizycznych własnościach alternatywnych czynników chłodniczych takich jak czynniki naturalne, HFC (hydrofluorowęglowodory), HC (węglowodory nasycone), fluorowe etery. Wykonane obliczenia dla wielu czynników pokazały, że najlepszymi zamiennikami dotychczas stosowanych czynników chłodniczych mogą być węglowodory i fluorowe etery.

W pracy [30] opracowano zestaw równań pozwalający na przeprowadzenie obliczeń procesowych czynników chłodniczych. W przypadku badań wstępnych nad czynnikiem chłodniczym ten zestaw równań jest bardzo przydatny bo potrzeba niewielkiej ilości danych doświadczalnych.

Jednym z nowych czynników chłodniczych jest freon R134a. Może on być stosowany jako czynnik zastępczy ze względu na korzystne własności tego czynnika względem środowiska. W artykule [35] omówiono wymagania dotyczące urządzeń chłodniczych oraz warunków ich eksploatacji w przypadku zastosowania tego freonu.

Opracowuje się algorytmy, które umożliwiają znalezienie chłodniczej mieszanki o równoważnym objętościowym wydatku chłodniczym w porównaniu z czynnikami (CFC) chlorofluorowęglowodory stosowanymi w parowych sprężarkowych chłodziarkach. Autor pracy [2] przeprowadził analizę własności termodynamicznych mieszanek chłodniczych mogących zastąpić dotąd stosowane w chłodziarkach. Dane dotyczące własności czynników chłodniczych uzyskano korzystając z bazy danych FREPROD. W algorytmie obliczeniowym wyznaczono współczynniki wydajności chłodniczej dla nowych mieszanek, a następnie porównano je ze współczynnikami wydajności chłodniczej czynników CFC. Porównano R12 z mieszaniną R290/R600a (56/44), a R22 z mieszaniną R32/R125/R134a (32.5/5/62.5) oraz R502 z mieszaniną R32/R125/R134a (43/5/52). Na podstawie tych badań stwierdzono, że te mieszaniny są odpowiednie i mogą być użyte jako zamienniki CFC.

Problem poszukiwania nowych czynników chłodniczych nieszkodliwych dla środowiska naturalnego jest sprawą cały czas otwartą i dlatego tak wiele prac jest poświęconych temu tematowi. W celu znalezienia najlepszego nowego czynnika chłodniczego przeprowadza się w wielu ośrodkach na świecie badania na urządzeniach chłodniczych z użyciem różnych substancji. Z tego

względem jest bardzo wiele propozycji w dziedzinie nowych zebrników naturalnych i mieszanin. Z grupy czynników naturalnych przedmiotem zainteresowania są najczęściej propan, butan, ich mieszaniny i pochodne. Wyniki badań i analiz pokazują, że moŹna znacznie rozszerzyĆ zastosowanie tych substancji ze względu na ich wsciwości. W artykule [8] przedstawiono wybrane wyniki badań dotyczące moŹliwości wykorzystania mieszaniny propan - izobutan jako czynnika obiegowego w małych systemach spręŹarkowych, stosowanych w chłodziarkach domowych, ladach chłodniczych i klimatozatorach. Szczegłn uwagę zwrócono na wielkość napełnienia układu, czyli ilości czynnika krążącego w obiegu chłodniczym. Oczywiste jest, że wielkość napełnienia układu zebrnikiem wpływa na uzyskiwane parametry termodynamiczne, zuŹycie energii i efektywność systemu. W przypadku przebadanych małych systemów, napełnionych mieszanin propan - izobutan, zaobserwowano bardzo duŹ wraŹliwość układów na niewielkie zmiany wielkości napełnienia. Podobne rezultaty zaobserwowano w kilku przebadanych obiektach. Otrzymane wyniki zastosowano do określenia zakresu napełnień, przy których urządzenie chłodnicze osiąga załóŹone parametry termodynamiczne. Zakres ilości napełnienia chłodziarki porównano z zakresami napełnień czynnikami R12 i R134a. Zwrócono uwagę na celowość optymalizacji nie tylko składu mieszaniny, ale równieŹ wielkości napełnienia.

W innej pracy [23] autorzy oceniają moŹliwość wykorzystania w chłodziarkach domowych mieszanin propanu i butanu jako czynnika alternatywnego zamiast R134a. Korzystając z symulacji numerycznej oceniono korzyści wynikające z zastosowania mieszanek węglowodorowych jako czynników chłodniczych. Charakterystyki wydajności chłodniczej być badane w szerokim zakresie temperatur parowania ($-30^{\circ}C \div -10^{\circ}C$) i skraplania ($40^{\circ}C \div 60^{\circ}C$) dla różnych czynników chłodniczych jak R134a, propan, butan i mieszanki propan/ izobutan/ n-butan z różnym udziałem masowym propanu. Charakterystyki rozwaŹanych chłodziarek domowych by identyfikowane przez współczynnik wydajności chłodniczej, objętościową wydajność chłodniczą, wydajność cieplną skraplacza, moc dostarczann do spręŹarki, spręŹ w spręŹarce, masowy wydatek przepływającego czynnika. Wyniki pokazały, że czysty, skroplony propan nie moŹe byĆ uŹyty do zamiany R134a z powodu jego wysokich ciśnień pracy i niskiej sprawności. Butan wykazuje wiele poŹdanych wsciwości, ale wymaga wymiany spręŹarki. Współczynnik wydajności chłodniczej domowej chłodziarki z trójskładnikową mieszanin węglowodorową z udziałem masowym propanu od 0.5 do 0.7 jest wyŹszy niŹ dla R134a. Porównanie rozwaŹanych czynników chłodniczych potwierdzi, że średni masowy wydatek mieszanki propanu z butanem jest 50% niŹszy niŹ R134a i mieszanka propanu z butanem przy 60% masowym udziale propanu w mieszaninie ma w przybliŹeniu taką samą wartośĆ ciśnienia nasycenia, temperaturę rozpręŹania, obciŹenie cieplne skraplacza, moc wejściową, wy-

dajność chłodniczą, objętościową wydajność chłodniczą jak R134a. Jednak stosunek ciśnień mieszanki węglowodorowej z 60% propanu jest niższa od R134a o około 11.1%. Przedstawione wyniki w pracy pokazują, że mieszanka propan/ izobutan/ n-butan z 60% udziałem propanu jest najlepsza do zastosowania w chłodziarkach domowych.

Wymiana czynnika chłodniczego w urządzeniu chłodniczym ma wpływ na parametry pracy i na efektywność takiego urządzenia. Stopniowo musi następować wymiana w urządzeniach czynników chłodniczych na ekologiczne. Szukanie najlepszych zamienników dla urządzeń już istniejących jest tematem wielu prac. Zgodnie z harmonogramem wycofywania z użycia czynników niszczących warstwę ozonową - freon R22 ma być wycofany z użycia do końca 2013 roku. Z tego względu cały czas poszukuje się czynników, które w możliwie jak najmniejszym stopniu zmieniają warunki i parametry pracy obiegów a wymiana na nie powinna skutkować możliwie najniższymi kosztami. Czynnikami alternatywnymi dla R22 o takich cechach są scharakteryzowane w artykule [36],[16] R417A, R419A i R422.

Natomiast w pracy [3] przedstawiono operacje związane z przejściem urządzenia użytkującego czynnik R22, na eksploatację na czynniku R134a. Porównano charakterystyki urządzenia uzyskane przy pracy na obu czynnikach. Na ich podstawie stwierdzono, że eksploatacja urządzenia na czynniku R134a jest o 10% droższa niż w przypadku R22.

W artykule [32] przedstawiono porównanie własności eksploatacyjnych przykładowych proekologicznych czynników chłodniczych R134a, R717 oraz R290 z dotychczas stosowanymi freonami R12 i R22. Przedmiotem porównania był wpływ czynników na stratę dławienia oraz teoretyczną i ogólną sprawność energetyczną jednostopniowej ziębiarki sprężarkowej.

Artykuł [9] zawiera wyniki badań prowadzonych na chłodziarkach domowych napełnionych mieszanką propanu-butanu. Przeprowadzona analiza teoretyczna oraz wstępne badania eksperymentalne pokazały możliwość zastąpienia R12 przez węglowodory. Zauważono, że można napełniać urządzenia węglowodorami bez żadnych zmian konstrukcyjnych, a zużycie energii jest porównywalne z nominalnym przy napełnieniu układu R12.

Wymiana czynnika chłodniczego w urządzeniu chłodniczym często związana jest ze zmianami konstrukcyjnymi, wymianą oleju co wiąże się z kosztami. Dlatego poszukuje się czynników, które mogą pracować w istniejących urządzeniach w zastępstwie freonów. Autorzy [57] szukali nowej mieszanki chłodniczej, która mogłyby zastąpić R12 w domowych chłodziarkach. W tym celu przeprowadzono badania eksperymentalne na nowych mieszankach węglowodorów nasyconych z hydrofluorowęglowodorami. Parametry i czynniki wpływające na charakterystyki pracy tych czynników otrzymane z badań eksperymentalnych porównano z czynnikiem chłodniczym R12. Wyniki po-

miarów pokazują, że mieszanka butan/propan/R134a ma doskonałe parametry działania. Takie jak współczynnik wydajności chłodniczej, moc sprężania, współczynnik napełnienia, wydajność skraplacza, wydajność sprężarki. W dodatku wyniki wskazują na możliwość użycia tej mieszanki jako czynnika alternatywnego dla R12 bez konieczności zmiany oleju w sprężarce.

Tak samo autorzy [51] szukali zamienników do układów pracujących na R12. Badali oni doświadczalnie mieszanki HFC134a /HC600a/ HC290 przyjazne środowisku. Niektóre z nich są łatwo palne i mają niski współczynnik wydajności chłodniczej dlatego szukano bezpieczniejszych w eksploatacji i bardziej wydajnych. W tej pracy przedstawiono badania doświadczalne mieszanki HFC134a/HC w dwóch niskotemperaturowych i dwóch średnietemperaturowych układach. Mieszanka HFC134a/HC zawierająca 9% HC (wagowo) ma lepsze wyniki działania o około 10-30% i mniejsze zużycie energii o około 5-15% niż CFC12 w tego typu układach.

Szukanie nowych czynników chłodniczych, które mogą zastąpić dotychczas używane jest bardzo istotnym problemem. Często prace dotyczą badań cząstkowych dotyczących tylko elementów chłodziarki pracującego na nowym czynniku chłodniczym. I tak autor pracy [65] przedstawił wpływ regeneracji ciepła w obiegu jednostopniowym pracującym na nowym czynniku chłodniczym R134a. W obiegu teoretycznym uwzględniono straty wynikające z przegrzania termostatycznego zaworu rozprężnego, obecności oleju oraz sprawności wymiany ciepła wymiennika regeneracyjnego. Wyniki obliczeń wykazały korzyści wynikające z zastosowania regeneracji. Korzyści te rosną w miarę wzrostu różnicy temperatury pracy obiegu oraz koncentracji oleju w roztworze.

Wiele prac zostało poświęconych poszczególnym elementom wchodzącym w skład urządzeń chłodniczych. I tak autorzy w artykułach [11], [12] przedstawili problematykę związaną z doбором rurki kapilarnej, jako najczęściej stosowanym elementem dławiącym w małych urządzeniach chłodniczych. Zaprezentowano modele adiabatycznego przepływu dwufazowego czynnika w rurce kapilarnej. Przedstawiono wyniki obliczeń dla wycofywanych ze stosowania freonów oraz dla ich perspektywicznych zamienników.

W pracy [13] autorzy przedstawili problemy związane z doбором rurki kapilarnej wynikające z konieczności zastosowania nowych czynników chłodniczych i wpływu stosowanych olei na proces dławienia.

W artykule [5] zaprezentowano doświadczalny model służący do doboru wymiarów rurek kapilarnych rozprężających czynnik adiabatycznie i nieadiabatycznie pracujących w małych sprężarkowych układach chłodniczych, w szczególności domowych chłodziarkach i zamrażarkach. Model oparty jest na założeniu, że rozmiar rurki kapilarnej zależy od pięciu podstawowych zmiennych, tzn. średnicy rurki, masowego wydatku czynnika chłodniczego

przepływającego przez rurkę, różnicy ciśnień między stroną wysokociśnieniową a niskociśnieniową, dochłodzeniem czynnika przed rurką i względną chropowatością materiału rurki. Model został porównany z wcześniejszymi badaniami prowadzonymi przez autorów dla czynnika chłodniczego HFC134a i jest zgodny z danymi doświadczalnymi.

W innej pracy [6] przedstawiono jednorodny model adiabatycznych rurek kapilarnych. Jednorodny dwufazowy model przepływu CAPIL został zaprojektowany do analizy działania adiabatycznych rurek kapilarnych w systemach chłodniczych - chłodziarkach i zamrażarkach chłodniczych. Opracowanie oparte jest na podstawowych równaniach zachowania masy, energii, pędu które są rozwiązywane równolegle w czasie procedury iteracyjnej z wykorzystaniem metody Simpsona. Autorzy wykorzystali doświadczalne związki dla jedno - i dwufazowych przepływów uwzględniające opory przepływu. Użyli bazy danych REFPROP która korzysta z równania stanu Carnahan - Starling - DeSantis do obliczenia własności czynnika chłodniczego. Model uwzględnia wpływ różnych parametrów np. średnicę rurki, względną chropowatość powierzchni rurki, długość rurki, poziom dochłodzenia czynnika na wejściu do rurki, szybkość z jaką przepływa czynnik chłodniczy przez rurkę. Obliczenia prowadzone były dla czynnika chłodniczego R134a.

Autorzy artykułu [7] opracowali numeryczny model wymienników ciepła skonstruowanych z rurek kapilarnych do analizy charakterystyk pracy małych chłodziarek domowych. Odpowiednie korelacje transferu ciepła były zastosowane w celu ilustracji odwrotnego transferu i zjawiska powtórnego skraplania wewnątrz kapilarnych rurek. Model zastosowano dla dwóch czynników chłodniczych HFC 134a i HC 600a. Proste równania teoretyczne zostały rozwinięte w celu opisanie zjawiska powtórnego skraplania w rurkach nieadiabatycznych.

W pracy [33] dokonano analizy wpływu dławienia na efektywność działania obiegów chłodniczych sprężarkowych i oceniono wpływ czynników chłodniczych na straty energetyczne związane z procesem dławienia w tych układach. Z badanych czynników najmniej wrażliwym na straty dławienia był amoniak.

W artykule [26] analizie poddano wpływ diabatyczności procesu dławienia na podstawowe parametry pracy układu rurka kapilarna - przewód ssawny sprężarki. Przedstawiono rozwiązania konstrukcyjne doziębniaczy stosowanych w sprężarkowych urządzeniach chłodniczych małej i średniej mocy. Podjęto próbę oceny wpływu wymiany ciepła w doziębniaczu oraz geometrii układu rurka kapilarna - przewód ssawny na możliwość występowania warunków przepływu krytycznego, powstawania warunków przepływu metastabilnego oraz na akustykę pracy rurki kapilarnej.

Praca [39] przedstawia kierunki działalności Naukowo - Technicznego i

Doświadczalnego Centrum Budowy Urządzeń Ziębnych w Moskwie. Tam również prowadzone są prace nad zwiększeniem efektywności małych urządzeń chłodniczych z hermetycznymi sprężarkami, które wykorzystują jako urządzenie dławiące rurkę kapilarną.

Bardzo ważną rolę w urządzeniach chłodniczych odgrywają wymienniki ciepła. Dlatego wiele prac poświęconych jest temu tematowi. W artykule [27] zaproponowano stosowanie optymalizacji wielokryterialnej do projektowania chłodniczych wymienników ciepła. Przy projektowaniu skraplaczy i parowników istnieje duży obszar możliwych decyzji projektowych - począwszy od doboru konstrukcji wymiennika ciepła a skończywszy na doborze urządzenia wymuszającego przepływ płynu chłodzonego lub chłodzącego przez wymiennik. Celem optymalizacji wielokryterialnej jest wykorzystanie wszystkich relacji pomiędzy kryteriami jakości i zmiennymi decyzyjnymi do określenia pewnego optymalnego zbioru należącego do zbioru rozwiązań dopuszczalnych i określenie w tym zbiorze rozwiązania optymalnego.

Autor [1] doświadczalnie sprawdził poprawność opracowanych modeli opisujących działanie wymienników ciepła w chłodziarkach. Modele matematyczne uwzględniają zmienność procesu przekazywania ciepła na długości wymiennika oraz parametry niezbędne do wyznaczania współczynników wnikania ciepła po stronie czynnika ziębnego w strefach dochładzania, przegrzania i przepływu dwufazowego zarówno dla parownika jak i skraplacza. Stwierdzono zgodność wyników uzyskanych na drodze analitycznej i doświadczalnej.

W pracy [63] przedstawiono metodę obliczeń cieplnych parowników i skraplaczy. Wprowadzenie uogólnionych zmiennych do obliczeń wymienników ciepła uprościło obliczenia, a w niektórych przypadkach dało możliwość zrezygnowania z metody iteracyjnej. Przykładowe obliczenia, przeprowadzone dla kilku wymienników ciepła wykazały możliwość stosowania uogólnionej analizy do obliczeń konstrukcyjnych.

Doskonalenie procesów wymiany ciepła w technice chłodniczej jest ważnym współczesnym wyzwaniem technicznym, ekonomicznym i ekologicznym. Autor [46], [47] przedstawił postęp techniczny, jaki zaszedł w ostatnich latach w budowie płaszczowo - rurowych, płytowych i płaszczowo - płytowych wymienników ciepła. Współczesne wymienniki ciepła stosowane jako parowniki czy skraplacze, przydatne są do wszystkich czynników chłodniczych. Na podstawie badań eksperymentalnych ustalono warunki wpływające na intensyfikację wymiany ciepła przez turbulizowanie strumienia, osiąganego kosztem zwiększonego oporu przepływu i określono kiedy to zjawisko jest korzystne.

Opracowane w literaturze modele wymienników ciepła zwykle dotyczą jednego elementu. Dużo prac poświęconych jest parownikom, skraplaczom czy dochładzaczom jako elementom całego urządzenia chłodniczego. Tym

sposobem można dogłębnie przebadąć procesy zachodzące w nich i wpływ danego wymiennika ciepła na pracę całego urządzenia chłodniczego.

Płytowe lutowane wymienniki ciepła są powszechnie stosowane w chłodnictwie jako parowniki i skraplacze. Coraz częściej wykorzystuje się je również jako wymienniki do odzysku ciepła przegrzania czynnika chłodniczego. W artykule [15] zwrócono uwagę na zastosowanie wymiennika płytowego jako dochładzacza / przegrzewacza który w obiegu chłodniczym poprawia parametry pracy całego układu.

W pracy [21] autorzy dokonali analizy optymalizacyjnej osiąągów rurowo - żebrowego parownika przy różnych czynnikach chłodniczych i badali ich wpływ na sprawność systemu. Artykuł prezentuje ocenę wydajności parownika rurowo - żebrowego pracującego z czynnikiem chłodniczym R600a (izobutanie), R290 (propanie), R134a, R22, R410A oraz R32. Analiza działania parownika oparta jest na różnych rozwiązaniach konstrukcyjnych, nie tylko na zmianie czynników chłodniczych. Model parownika został opracowany na podstawie specjalistycznego oprogramowania komputerowego. Tak zaprojektowany parownik posłużył do konwencjonalnej analizy dla różnych czynników chłodniczych. Teoretyczna analiza działania parownika z zastosowaniem czynników chłodniczych (R410a, R32, R290, R134a, R600a) porównywanych z czynnikiem R22 wykazała, że niektóre z wymienionych czynników chłodniczych mają mniejsze wartości współczynników wydajności chłodniczej (COP), a niektóre większe względem współczynnika wydajności chłodniczej dla R22. Rozpiętość procentowa tych zmian zmienia się w granicach 11.7%. Zmiany te opisane są wzorem: $\frac{\varepsilon_i - \varepsilon_{22}}{\varepsilon_{22}}$, gdzie ε_i - współczynnik wydajności chłodniczej porównywanego czynnika chłodniczego. Po zmodyfikowaniu parownika wskaźnik wydajności dla R290 był lepszy niż dla R22 o około 3.5%. Podczas gdy osiągi pozostałych czynników były wyższe o około 2% od R22. Obliczenia podano dla dwóch wybranych temperatur.

W [34] autor badał wpływ doziębiaczy sprężarkowych chłodziarek domowych na proces chłodzenia. Wyniki przeprowadzonych badań wskazują, że zastosowanie doziębienia powoduje wzrost strumienia masy dławionego czynnika chłodniczego w pełnym zakresie zmian temperatury parowania i stopnia dochłodzenia ciekłego czynnika chłodniczego, a także wyraźny wzrost temperatury pary w przewodzie ssawnym sprężarki.

W [67] autorzy opracowali matematyczny model działania skraplaczy wyparnych. Na podstawie dokonanych obliczeń i badań doświadczalnych stwierdzono, że powstały model matematyczny opisuje poprawnie jakościowe i ilościowe procesy wymiany ciepła i masy zachodzące w skraplaczach natryskowo - wyparnych.

Problemem wymiany ciepła w skraplaczach i kształt skraplaczy rurowo - drutowych dla chłodziarek domowych często poruszany jest w wielu pu-

blikacjach. I tak autorzy [20] badali skraplacze i szukali nowych konstrukcji skraplaczy by poprawić wymianę ciepła. Porównywali ze sobą różne skraplacze, zmieniali kąt nachylenia rur w skraplaczu i sprawdzali jaki to ma wpływ na wartość współczynnika przejmowania ciepła.

Autorzy [4] zbudowali model symulacyjny z zastosowaniem metody elementów skończonych służący do optymalizacji rurowo-drutowych skraplaczy. W modelu tym uwzględniono zmianę przewodnictwa cieplnego wzdłuż przepływu czynnika przez skraplacz. W artykule przedstawiono wyniki badań doświadczalnych rurowo-drutowych skraplaczy powszechnie używanych w domowych parowych chłodziarkach sprężarkowych. Skraplacz był badany eksperymentalnie w rzeczywistej chłodziarce przy określonych warunkach pracy. Optymalizowana była wydajność skraplacza na jednostkę wagi dla różnych średnic rurek i prętów. Wskaźnik optymalizacji był zdefiniowany jako stosunek wydajności skraplacza na jednostkę wagi zaprojektowanego skraplacza do obecnej konstrukcji. Zastosowanie takiego wskaźnika pozwoliło na poprawę konstrukcji zwiększając o 3% wydatek i redukując o 6% wagę.

Opracowując nowe konstrukcje skraplaczy należy dążyć do uzyskania lepszych wskaźników techniczno-ruchowych, np. obniżenia zużycia energii elektrycznej przez silnik sprężarki, co jest istotne, jeśli uwzględni się liczbę użytkowanych chłodziarek.

Autor pracy [56] badał wydajność cieplną płytowych wymienników ciepła firmy WTT pracujących jako skraplacze.

Przedmiotem artykułu [14] jest zaprezentowanie analizy doboru pola powierzchni wymiany ciepła skraplacza zasilanego parą o wysokim przegrzaniu. Do skraplacza urządzenia chłodniczego z reguły dopływa para silnie przegrzana. Para ta może ulec skropleniu w skraplaczu dopiero po uzyskaniu stanu nasycenia, a więc po jej uprzednim schłodzeniu. Ponadto w skraplaczu może zachodzić zjawisko dochładzania skroplin, przy czym uwarunkowane to jest zapewnieniem wystarczającego zapasu powierzchni wymiany ciepła tego wymiennika.

W artykule [49] opisano proces kondensacji zachodzącej w skraplaczu urządzenia chłodniczego chłodzonego konwekcyjnie. Scharakteryzowano dwufazowy przepływ modelowy kondensującego czynnika chłodniczego wewnątrz rury. Przedstawiono i omówiono najnowsze relacje opisujące współczynnik wnikania ciepła od strony kondensującego się roztworu czynników chłodniczych.

Jednym z ważniejszych elementów urządzenia chłodniczego jest sprężarka. Z tego względu wiele prac zostało jej poświęconych. I tak autorzy [48] opracowali doświadczalnie - teoretyczny model sprężarki tłokowej dla potrzeb symulacyjnych obliczeń obiegów ziębniczych. Wykorzystano w nim zależ-

ności termodynamiczne oraz obszerną bazę danych uzyskanych na drodze doświadczalnej. Do opracowania modelu wykorzystano osiem różnych czynników chłodniczych i dwie sprężarki. Błąd względny wyznaczania strumienia masy czynnika i zapotrzebowania mocy sprężarki przy użyciu tego modelu nie przekracza 10%.

W pracy [44] przedstawiono program wspomagający projektowanie sprężarek tłokowych, jak również umożliwiający poznanie procesów zachodzących podczas sprężania czynnika chłodniczego. Daje on również możliwość przeprowadzenia analizy wpływu różnych parametrów tak konstrukcyjnych, jak i termicznych na pracę sprężarki.

Autor [41] przedstawił egzergetyczną metodę analizy sprawności sprężarki dla ułatwienia identyfikacji defektów, mających wpływ na jej moc na wale. Znajomość tej analizy może być pomocna przy modernizacji konstrukcji sprężarki. Straty mogą wynikać z tarcia, jednokierunkowego przenikania ciepła, dławienia płynu czy jednokierunkowego mieszania płynu. Ogólnie opisano je jako egzergetyczne wskaźniki destrukcji i ustalono ich lokalizację. Metoda ta może być stosowana do wszelkiego typu sprężarek wyporowych.

W pracy [17], na podstawie badań eksperymentalnych, sporządzono charakterystyki energetyczne sprężarki tłokowej z czynnikiem R134a. Omówiono problemy związane z prawidłowym doбором sprężarek tłokowych i innych elementów urządzenia chłodniczego dla nowych proekologicznych czynników chłodniczych. Brak dostatecznej ilości informacji o tych czynnikach uzupełniono badaniami eksperymentalnymi pozwalającymi na znalezienie zależności ułatwiających ich dobór.

W pracach [60], [61] przedstawił rozwój konstrukcji sprężarek chłodniczych w okresie ostatnich kilkudziesięciu lat i omówił kierunki ich rozwoju.

Próbowano również badać całe urządzenia chłodnicze.

W artykule [66] przedstawiono wyniki badań urządzenia chłodniczego z nowym czynnikiem forane 134a - zamiennikiem R12. Badania dotyczyły urządzenia z agregatem hermetycznym przystosowanym dotychczas do pracy z R12, w którym wymieniono tylko czynnik chłodniczy bez wymiany oleju mineralnego. Wyniki pomiarów energetycznych wskazują na możliwość stosowania R134a szczególnie w wyeksploatowanych urządzeniach, bez konieczności wymiany oleju w agregacie hermetycznym. Urządzenie pracowało w obiegu z regeneracją i bez regeneracji. Uzyskano eksperymentalne potwierdzenie korzystnego wpływu regeneracji w obiegu dla R134a.

W pracy [38] opracowano matematyczny model domowej chłodziarki sprężarkowej. Przyjęto, że chłodziarka działa w stanie periodycznie ustalonym. Do obliczeń sformułowano równania bilansu energii i substancji dla całego układu, dla poszczególnych zaś aparatów - dodatkowo równania wy-

miany ciepła. Model dotyczył obliczeń chłodziarki składającej się z parownika, sprężarki hermetycznej, skraplacza, rurki kapilarnej i doziębacza.

W artykule [53] autor opracował model służący do obliczeń optymalizacyjnych domowej chłodziarki sprężarkowej. Zastąpił on złożony model matematyczny modelem znacznie prostszym a zachowującym dokładność modelowania. Zauważył również, że podstawowe zależności charakteryzujące domową chłodziarkę sprężarkową są w przybliżeniu liniowe lub kwadratowe.

W artykule [52] autorzy dokonali termoeconomicznej optymalizacji obiegu przegrzanych z dochłodzeniem w parowych sprężarkowych urządzeniach chłodniczych. Zastosowanie egzergii pozwoliło na oddzielne optymalizowanie poszczególnych układów chłodziarki np. skraplacza, parownika, dochładzacza a nie całości. W pracy określono obszar optymalnej wymiany ciepła z optymalnym określeniem temperatur dochłodzenia i przegrzania. Jako warunek optymalizacji przyjęto koszt chłodzenia. Wszystkie obliczenia przeprowadzono dla trzech czynników chłodniczych R22, R134a i R407c. Termodynamiczne własności czynników chłodniczych zostały określone metodą sztucznych sieci neuronowych.

W pracy [18] przedstawiono metodologię badań obiegów chłodniczych jedno- i wielostopniowych w instalacjach chłodniczych. Pokazano jak ujednolicić sposób określania sprawności obiegów chłodniczych. Została dokonana analiza istniejących współczynników służących do oceny obiegów chłodniczych.

W pracy [42] autor zaproponował obieg chłodniczy Carnota oparty na izotermicznym sprężaniu pary i dwóch odwracalnych rozprężarkach. Zaproponowany obieg jest idealny, ale jednak jest on bliski rzeczywistemu, który może być zaprojektowany dla istniejącego wyposażenia.

Efektywne działanie urządzenia chłodniczego określa się wykorzystując współczynniki sprawności. Sprawność energetyczna rzeczywistej chłodziarki jest znacznie mniejsza od sprawności chłodziarki idealnej działającej między poziomem temperatury komory chłodzonej a poziomem temperatury otoczenia. Przyczyny tak znacznego zmniejszenia sprawności autor [54] określa za pomocą sprawności cząstkowych, których iloczyn wyraża sprawność energetyczną całego urządzenia.

Autorzy pracy [58] dokonali diagnozy błędów i opracowali metodę wykrywania wycieków w parowych chłodziarkach sprężarkowych. Zanieczyszczenie środowiska spowodowane przez nieszczelności w układach chłodniczych może być zredukowane poprzez zwiększenie sprawności tych układów oraz zmniejszenie wycieków czynnika chłodniczego. Ubytek czynnika chłodniczego wpływa bezpośrednio i pośrednio na globalne ocieplenie na świecie. Praca niesprawnego urządzenia powoduje wzrost zużycia energii napędowej, następuje wzrost emisji gazów do atmosfery i rosną koszty eksploatacji takich

urządzeń. Istniejące sposoby wykrywania wycieków są mało efektywne, bo nie są w stanie zlokalizować miejsc wycieków i nie sygnalizują wycieków stopniowych w których ubytki czynnika chłodniczego są bardzo małe i następują bardzo powoli. Z tego względu istnieje potrzeba opracowania metody monitorowania układów chłodniczych oraz diagnozy błędów. W tym artykule przedstawiono rozwój metod wykrywania wycieków i zaproponowano nową metodę monitorowania opartą na sztucznej inteligencji. Skuteczność systemu została sprawdzona w różnych warunkach pracy urządzeń chłodniczych.

Autorzy [29] opisali nowe koncepcje dotyczące metody chłodzenia dotyczące zwiększenia wydatku chłodniczego w krótkim czasie, rzędu 1 minuty poprzez magazynowanie czynnika chłodniczego o niskiej temperaturze. W metodzie tej steruje się szybkością przepływu czynnika przez parownik. Dlatego sprężarka chłodziarki nie musi być duża aby podołać dużym obciążeniom chłodniczym podczas przerywanej pracy. W czasie tego krótkiego czasu osiągany jest wyższy wydatek chłodniczy (przez szybszy przepływ czynnika) niż podczas ustalonej pracy. Aparatura badawcza została zaprojektowana i wytworzona w celu sprawdzenia przyjętych założeń. Dwa zbiorniki magazynujące czynnik chłodniczy zainstalowano przed i za parownikiem. Do regulacji przepływu czynnika zainstalowano specjalne zawory. Eksperymentalnie potwierdzono poprawność założeń gwałtownego procesu chłodzenia. Rozwiązanie to może być wykorzystane do tymczasowego zwiększenia wydajności chłodniczej w nisko wydajnych układach. Rozwiązania praktyczne muszą uwzględniać optymalizację zbiorników chłodniczych w celu zmniejszenia ich gabarytów.

Autor [28] przedstawia problem skonstruowania mikrochłodziarki. Pokazuje jak szybkość generowania entropii zmienia się w każdym układzie jeśli zmniejsza się skalę parowych chłodziarek sprężarkowych. Mikrochłodziarki posiadają wszystkie składowe elementy w skali mikro i wykazują one trudności do pracy zgodnie z II zasadą termodynamiki. Chociaż ilościowa ocena tworzenia entropii nie jest przedstawiona w pracy to jednak stwierdzono, że mechaniczna sprężarka jest najbardziej trudnym elementem do miniaturyzacji w mikrochłodziarce. Jeśli parowa sprężarkowa mikrochłodziarka ma działać poprawnie to najwięcej wysiłku należy włożyć w rozwój pracującą mikrosprężarkę oraz minimalizacji wewnętrznego przepływu ciepła do parownika.

W artykule [55] autor opisał straty energetyczne w parowej sprężarkowej chłodziarce spowodowane oporami przepływu czynnika chłodniczego. Opory przepływu czynnika obiegowego w parowniku i skraplaczu chłodziarki mogą w istotnym stopniu przyczynić się do zwiększenia zużycia energii napędowej. W celu scharakteryzowania tych strat autor wprowadził pojęcie sprawności hydraulicznej i podał jej przykładowe wielkości wynikające z pomiarów.

Na podstawie przeglądu literatury prace dotyczące zagadnień parowych sprężarkowych urządzeń chłodniczych można podzielić na cztery zasadnicze grupy. Do pierwszej grupy należą publikacje dotyczące nowych czynników chłodniczych. Omówione są w nich własności termodynamiczne tych czynników. Drugą grupę tworzą opracowania dotyczące optymalizacji cząstkowych, poszczególnych elementów parowych sprężarkowych urządzeń chłodniczych jak: wymienniki ciepła (parowniki, skraplacze), sprężarki, dochładzacze, rurki kapilarne. W tych opracowaniach optymalizuje się pracę chłodziarki ze względu na pojedyncze parametry jak: objętościowy strumień czynnika roboczego w parowniku czy skraplaczu, sprawność sprężarki i inne. W zakres optymalizacji wielokryterialnej wchodzi coraz częściej zadanie wyznaczenia zbioru optymalnych parametrów procesów termodynamicznych. Badania dotyczą wpływu danego elementu urządzenia na pracę całego urządzenia. Często w tych publikacjach prowadzi się badania na nowych czynnikach chłodniczych i porównuje się ich własności z dotychczas stosowanymi. Trzecia grupa publikowanych prac dotyczy kompletnych układów termodynamicznych sprężarkowych parowych urządzeń chłodniczych. Przeważnie w tych pracach porównuje się wydajność chłodniczą chłodziarki przy różnych czynnikach roboczych. Czwartą grupę stanowią prace o charakterze technologicznym. Brak jest w nich kompleksowych badań, na podstawie których można by ustalić ilościowe zależności pomiędzy czynnikami wpływającymi na procesy termodynamiczne, a wskaźnikami efektywności energetycznej chłodziarki.

W tabeli 2.1 zamieszczono zestawienie ważniejszych prac badawczych dotyczących tematu pracy.

W literaturze przedmiotu brak jest szczegółowych opisów kompleksowych badań dotyczących strat energii napędowej, szczególnie w przypadku sprężarkowych chłodziarek zanurzeniowych. Większość prac dotyczy sprężarkowych chłodziarek domowych bez uwzględnienia chłodziarek używanych w przemyśle rolno - spożywczym. Brak jest przedstawienia urządzenia chłodniczego w ujęciu systemowym.

Ze względu na dużą liczbę pracujących urządzeń chłodniczych (duże zużycie energii elektrycznej) wydaje się uzasadnione podjęcie badań nad stratami energii napędowej w tych urządzeniach.

Tabela 2.1. Zestawienie ważniejszych prac badawczych dotyczących parowych sprężarkowych urządzeń chłodniczych

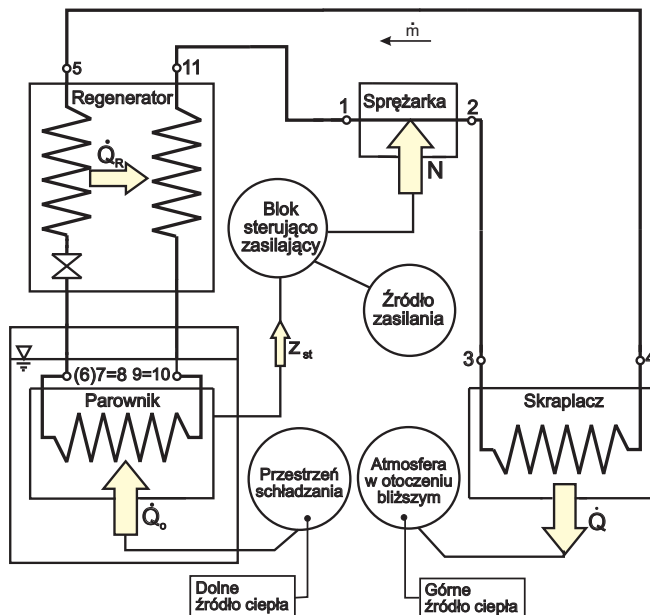
Czynnik roboczy	Obiekt badań	Problem badawczy	
R134a	hermetyczna chłodziarka sprężarkowa	zastąpiono czynnik chłodniczy <i>R12</i> nowym	[66]
R134a	jednostopniowy obieg chłodniczy	wpływ regeneracji ciepła	[52],[65],[66]
propan -butan	chłodziarki domowe	ocena przydatności mieszanin węglowodorowych	[9] [23],[57]
<i>R134a</i>	sprężarkowe chłodziarki pracujące na <i>R22</i>	wymiana czynnika chłodniczego	[3]
różne czynniki	chłodnicze wymienniki ciepła	optymalizacja wymiany ciepła	[1],[27] [63]
różne czynniki	obliczenia	szukanie alternatywnych czynników chłodniczych	[2],[22] [30],[50]
R134a	freon R134a	wymagania dotyczące urządzeń pracujących na R134a	[35]
mieszanki R134a z HC	chłodziarki sprężarkowe	szukanie nowej mieszanki	[51]
różne czynniki	małe urządzenia chłodnicze	dobór rurki kapilarnej	[5],[6],[7],[11] [12],[13],[19]
różne czynniki	urządzenia chłodnicze sprężarkowe	wpływ dławienia	[33]
różne czynniki	parowniki rurowo - żebrowe	analiza optymalizacyjna osiąarów parownika	[21]
różne czynniki	skraplacze wyparne	opracowanie modelu matematycznego	[4],[20],[67]
różne czynniki	sprężarki tłokowe	opracowanie modelu sprężarki tłokowej	[41],[44],[48]
różne czynniki	chłodziarki domowe	wpływ doziębacz na proces chłodzenia	[34]
różne czynniki	urządzenia chłodnicze	sprawność energetyczna chłodziarki	[18],[54],[55]
różne czynniki	chłodziarki domowe	matematyczny model chłodziarki sprężarkowej	[38],[53]
różne czynniki	chłodziarki sprężarkowe	opracowanie metody wykrywania wycieków	[58]

Rozdział 3

Model badanego obiektu

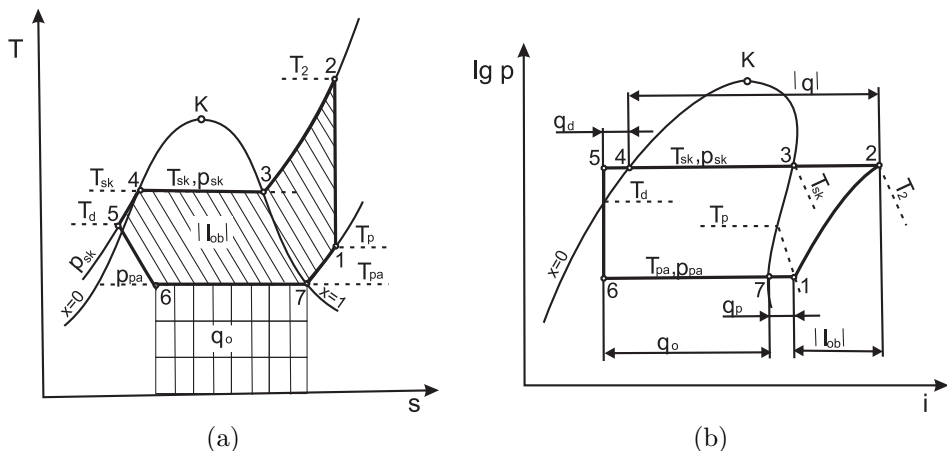
3.1. Teoretyczny i rzeczywisty obieg chłodniczy

Przy tworzeniu obiegu modelowego przyjmuje się założenia upraszczające. Przede wszystkim zakłada się, że proces sprężania czynnika chłodniczego zachodzi adiabatycznie, pomija się opory przepływu przez poszczególne aparaty i rurociągi urządzenia oraz wymianę ciepła na rurociągach łączących poszczególne elementy między czynnikiem a otoczeniem. Uproszczenia takie nie mogą być przyjęte w analizie dotyczącej obiegów rzeczywistych.



Rys. 3.1. Schemat sprężarkowej chłodziarki parowej z regeneracją ciepła ; $\dot{Q}_O$ – strumień ciepła pobieranego w parowniku, $\dot{Q}$ – strumień ciepła oddawany w skraplaczu, $\dot{Q}_R$ – strumień ciepła przekazywany w regeneratorze, N – moc dostarczana na wał sprężarki

Z tych względów jako model termodynamiczny badanej chłodziarki przyjęto suchy obieg nieodwracalny, dla którego wzorcem jest chłodniczy obieg suchy z regeneracją ciepła (patrz PN/M-04600). Urządzenie chłodnicze pracujące według teoretycznego obiegu parowego Lindego z regeneracją ciepła zostało przedstawione na rys.3.1 [31], zaś obieg termodynamiczny w układzie T-s i $\lg p$ -i na rys.3.2. Sprężarka zasysa parę przegrzaną o ciśnieniu



Rys. 3.2. Obieg termodynamiczny z regeneracją ciepła w układzie T-s i $\lg p$ -i

p_{pa} i temperaturze T_1 i spręża ją wzdłuż odwracalnej adiabaty 1 – 2 do ciśnienia p_{sk} i temperatury T_2 . Czynnik o stanie 2 wpływa do skraplacza, gdzie oddając ciepło do źródła górnego schładza się, w początkowej strefie skraplacza izobarycznie do stanu nasycenia (stan 3) i w dalszej jego części nadal przy $p_{sk} = const$ skrapla się na drodze 3 – 4. W stanie 4 czynnik jest cieczą wrzącą o ciśnieniu p_{sk} i wpływa do regeneracyjnego wymiennika ciepła, gdzie oddając ciepło regeneracji ochładza się izobarycznie do stanu 5. Regeneracyjny wymiennik ciepła umożliwia przeponową wymianę ciepła między ciekłym czynnikiem chłodniczym płynącym ze skraplacza, a parowym czynnikiem opuszczającym parownik. W efekcie tej wewnętrznej wymiany ciepła uzyskuje się, z jednej strony, dochłodzenie cieczy na drodze 4 – 5 przy $p_{sk} = const$, a z drugiej strony przegrzanie pary na drodze 7 – 1 przy $p_{pa} = const$. Ciecz dochłodzona o stanie 5 wpływa do zaworu rozprężnego, w którym jest dławiona (izentalpa 5 – 6) do ciśnienia p_{pa} . Para wpływająca do parownika (stan 6) wrze w parowniku do stanu 7, więc na wyjściu z parownika uzyskuje się parę suchą nasyconą. Para sucha nasycona o ciśnieniu p_{pa} wpływa do regeneracyjnego wymiennika ciepła, w którym pobierając ciepło ogrzewa się przy $p_{pa} = const$, zwiększając swe przegrzanie do temperatury T_p . Główne procesy obiegu realizowane w różnych miejscach

układu chłodniczego, przedstawione są na wykresach o współrzędnych $T - s$ i $\lg p - i$ (rys.3.2).

Chłodziarka jest klasycznym układem przepływowym dlatego właściwe jest użycie do opisu charakterystycznych wielkości energetycznych związanych z działaniem chłodziarki (w odniesieniu do 1 kg/s czynnika chłodniczego) przy znajomości $\dot{m}$ czynnika chłodniczego.

W celu opisu modelu chłodziarki wprowadzamy, zgodnie z oznaczeniami zamieszczonymi na rys.3.2 następujące wielkości :

— właściwa wydajność chłodnicza q_o

$$q_o = i_7 - i_6 \quad (3.1)$$

— właściwa praca sprężania (obiegu) l_{ob}

$$l_{ob} = i_2 - i_1 \quad (3.2)$$

— właściwe obciążenie cieplne skraplacza q

$$q = i_2 - i_4 \quad (3.3)$$

— właściwe obciążenie cieplne dochładzacza q_d

$$q_d = i_4 - i_5 \quad (3.4)$$

— teoretyczny współczynnik wydajności chłodniczej ε_t

$$\varepsilon_t = \frac{q_o}{l_{ob}} = \frac{i_7 - i_6}{i_2 - i_1} \quad (3.5)$$

— strumień masy czynnika chłodniczego w obiegu $\dot{m}$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_o}{q_o} \quad (3.6)$$

— objętościowa wydajność chłodnicza q_v

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} \quad (3.7)$$

gdzie:

v_1 – objętość właściwa pary w m^3/kg

— teoretyczne zapotrzebowanie mocy niezbędnej do napędu sprężarki N_t

$$N_t = \frac{\dot{Q}_o}{\varepsilon_t} = \frac{\dot{Q}_o}{q_o} l_{ob} \quad (3.8)$$

— wydajność skokowa sprężarki $\dot{V}$

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_o}{q_v} = \frac{\dot{Q}_o}{q_o} v_1 \quad (3.9)$$

— zapotrzebowanie mocy indykowanej N_i

$$N_i = \frac{N_t}{\eta_i} \quad (3.10)$$

gdzie :

η_i - sprawność indykowana sprężarki

— efektywne zapotrzebowanie mocy N_e

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m} \quad (3.11)$$

gdzie :

η_m - sprawność mechaniczna sprężarki

Mając tak zdefiniowane wielkości podstawowe możemy określić strumień ciepła odprowadzony do otoczenia w skraplaczu

$$\dot{Q} = \dot{m} (i_2 - i_4) \quad (3.12)$$

oraz strumień ciepła oddawany w dochładzacz

$$\dot{Q}_d = \dot{m} (i_4 - i_5) \quad (3.13)$$

Wartość entalpii pary przegrzanej (za wymiennikiem regeneracyjnym) można obliczyć z bilansu wymiennika regeneracyjnego:

$$\dot{Q}_R = \dot{m} (i_1 - i_7) = \dot{m} (i_4 - i_5) \quad (3.14)$$

Dzieląc to wyrażenie przez $\dot{m}$ otrzymujemy

$$q_R = i_1 - i_7 = i_4 - i_5 \quad (3.15)$$

a stąd

$$i_1 = i_7 + i_4 - i_5 \quad (3.16)$$

gdzie :

$\dot{Q}_R/\dot{m} = q_R$ - właściwe obciążenie cieplne wymiennika regeneracyjnego.

Bilans cieplny urządzenia w postaci jednostkowej ma postać:

$$|l_{ob}| + q_o + q_p = |q| + q_d \quad (3.17)$$

gdzie:

$$q_p = q_d \quad (3.18)$$

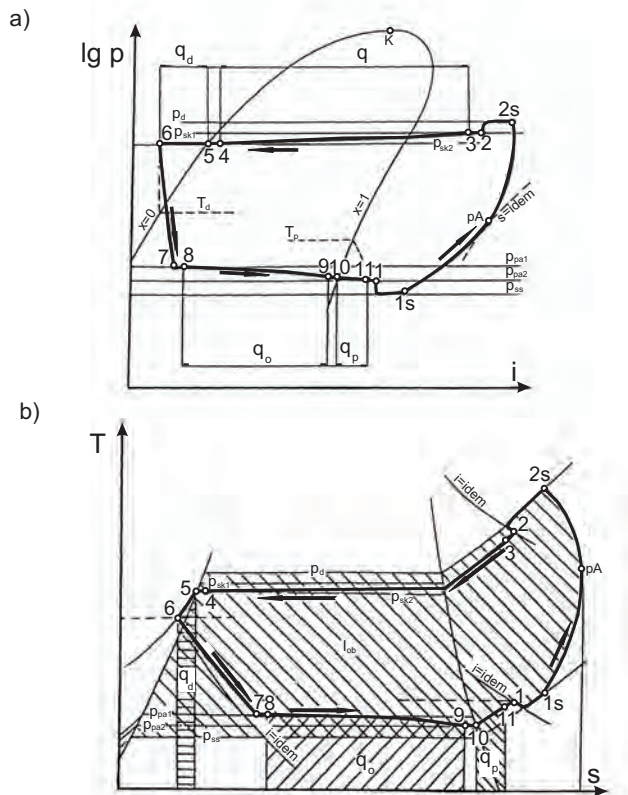
gdzie:

q_p - właściwe ciepło przegrzania pary w wymienniku regeneracyjnym.

Po obu stronach równania bilansowego występuje ciepło regeneracji - wewnętrznie wymieniane w układzie. Wartość tego ciepła można zredukować z równań bilansowych, bo nie ma ono wpływu na ostateczną postać bilansu cieplnego urządzenia.

W przedstawionych powyżej rozważaniach przyjęte były założenia upraszczające. Przede wszystkim założono, że proces sprężania czynnika chłodniczego zachodzi adiabatycznie. Pominięto opory przepływu przez poszczególne aparaty i rurociągi urządzenia zakładając, że przemiany zachodzą izobarycznie. Ponadto przyjęto, że wymiana ciepła między czynnikiem chłodniczym a otoczeniem występuje jedynie w wymiennikach ciepła. Na rys.3.3 przedstawiono rzeczywiste wykresy obiegu chłodniczego w układach współrzędnych $T - s$ oraz $lg p - i$.

W wyniku strat energetycznych, objętościowych, hydrodynamicznych i cieplnych obieg rzeczywisty znacznie różni się od teoretycznego. W rzeczywistych parowych obiegach chłodniczych rys.3.3 przebieg sprężania jest o wiele bardziej złożony. W przekroju dolotowym do sprężarki mamy czynnik chłodniczy o stanie 1, opisany ciśnieniem p_{pa2} oraz temperaturą T_1 . W wyniku dławienia podczas zasysania następuje obniżenie ciśnienia czynnika do wartości p_{ss} . Następnie zasany czynnik podgrzewany jest w sprężarce (jeszcze przed rozpoczęciem suwu sprężania) co powoduje przesuwanie się wzdłuż izobary p_{ss} w prawo, w kierunku wzrostu entropii właściwej. Dalszy wzrost temperatury następuje w wyniku wymieszania się czynnika pozostałego w przestrzeni szkodliwej cylindra i rozprężonego w poprzednim suwie sprężarki, prowadzi to do stanu 1s. Ciepło wymienione na drodze 1 – 1s jest z punktu widzenia użyteczności ciepłem straconym. Rzeczywisty przebieg sprężania następuje przy zmieniającym się w sposób ciągły wykładniku politropy. W początkowej fazie (odcinek 1s – pA) czynnik sprężając się pobiera ciepło od ścianek cylindra sprężarki. Wyrównanie temperatury czynnika i ścianek następuje w stanie pA, tzw. punkcie adiabatycznym przemiany. W miarę wzrostu ciśnienia, w efekcie dalszego ruchu tłoka, temperatura czynnika rośnie. Zwrot strumienia ciepła zmienia się i następuje przepływ ciepła



Rys. 3.3. Schemat hipotetycznego przebiegu procesu chłodniczego w urządzeniu rzeczywistym (a) w układzie $\lg p - i$ (b) w układzie $T - s$. Przedstawione procesy: 1-2 – proces zasysania i sprężania czynnika przez sprężarkę, 3-4 – proces ochładzania i skraplania czynnika w skraplaczu, 5-6 – proces dochładzania czynnika w regeneratorsie, 6-7 – proces dławienia czynnika w rurce kapilarnej, 8-9 – proces wrzenia czynnika w parowniku, 10-11 – proces w regeneracyjnym wymienniku ciepła

od czynnika do ścianek (odcinek $pA - 2s$). Stan $2s$ ma wyższe ciśnienie od ciśnienia panującego w skraplaczu, z uwagi na konieczność pokonania oporów przy przepływie przez zawory tłoczne (dławienie w zaworach tłocznych). Początkowo następuje ochłodzenie sprężonego czynnika chłodniczego w wyniku oddawania ciepła ściankom cylindra. Czynnik przepływając przez zawory tłoczne zmienia swój stan izentalpowo osiągając ciśnienie p_{sk1} . Przepływ i skraplanie czynnika chłodniczego podczas przepływu przez skraplacz następuje ze spadkiem ciśnienia, tak samo jak proces parowania w parowniku. Spadki ciśnienia wywołane są oporami przepływu i oporami tarcia

wewnętrznego. Dochładzanie ciekłego czynnika i przegrzanie pary czynnika następuje w regeneratorze. Dochłodzony czynnik o stanie 6 wpływa do zaworu dławiącego, gdzie zachodzi rozprężanie czynnika z doprowadzeniem ciepła z otoczenia.

Podstawowymi wielkościami wyjściowymi do obliczeń cieplnych obiegu modelowego przedstawionego na rys.3.2 są:

- wydajność chłodnicza obiegu $\dot{Q}_o$ kW
- temperatury czynnika w obiegu:
 - temperatura parowania T_{pa} K
 - temperatura skraplania T_{sk} K
 - temperatura dochłodzenia T_d K
 - temperatura przegrzania T_p , ewentualnie temperatura par czynnika chłodniczego T_{ss} w króćcu ssawnym sprężarki K

Wydajność chłodnicza obiegu $\dot{Q}_o$, tzw. moc efektu chłodzenia wynika z bilansu cieplnego chłodzonego środowiska i zależy od masy chłodzonej cieczy, wymaganego stopnia schłodzenia i jego własności fizycznych. Wydajność chłodniczą obiegu określamy z zależności :

$$\dot{Q}_o = K \dot{Q}_{ou} \quad (3.19)$$

gdzie:

$\dot{Q}_{ou}$ - oznacza użyteczna moc chłodniczą.

Wartość współczynnika K uwzględnia zwiększenie strumienia ciepła dopływającego do obiegu modelowego, względem strumienia ciepła jaki dopłynąłby do obiegu wzorcowego. Wartość K przyjmuje się w granicach $1 \div 1.2$. Użyteczną średnią moc chłodniczą $\dot{Q}_{ou}$ oblicza się ze wzoru :

$$\dot{Q}_{ou} = \frac{m_{ck} c_{ck} (T_{ck1} - T_{ck2})}{\tau} \quad (3.20)$$

gdzie :

m_{ck} – masa schładzanej cieczy, kg

c_{ck} – ciepło właściwe cieczy, $kJ/(kg \cdot K)$

T_{ck1}, T_{ck2} – początkowa i końcowa temperatura cieczy podana w , K

τ – czas schładzania cieczy w, s.

Wartości podanych wyżej temperatur dobiera się wg określonych zasad, wynikających m.in. z warunków eksploatacyjnych. Dobór wartości temperatury skraplania uzależniony jest od temperatury otoczenia. Różnica między temperaturą skraplania T_{sk} a średnią temperaturą powietrza dopływającego do

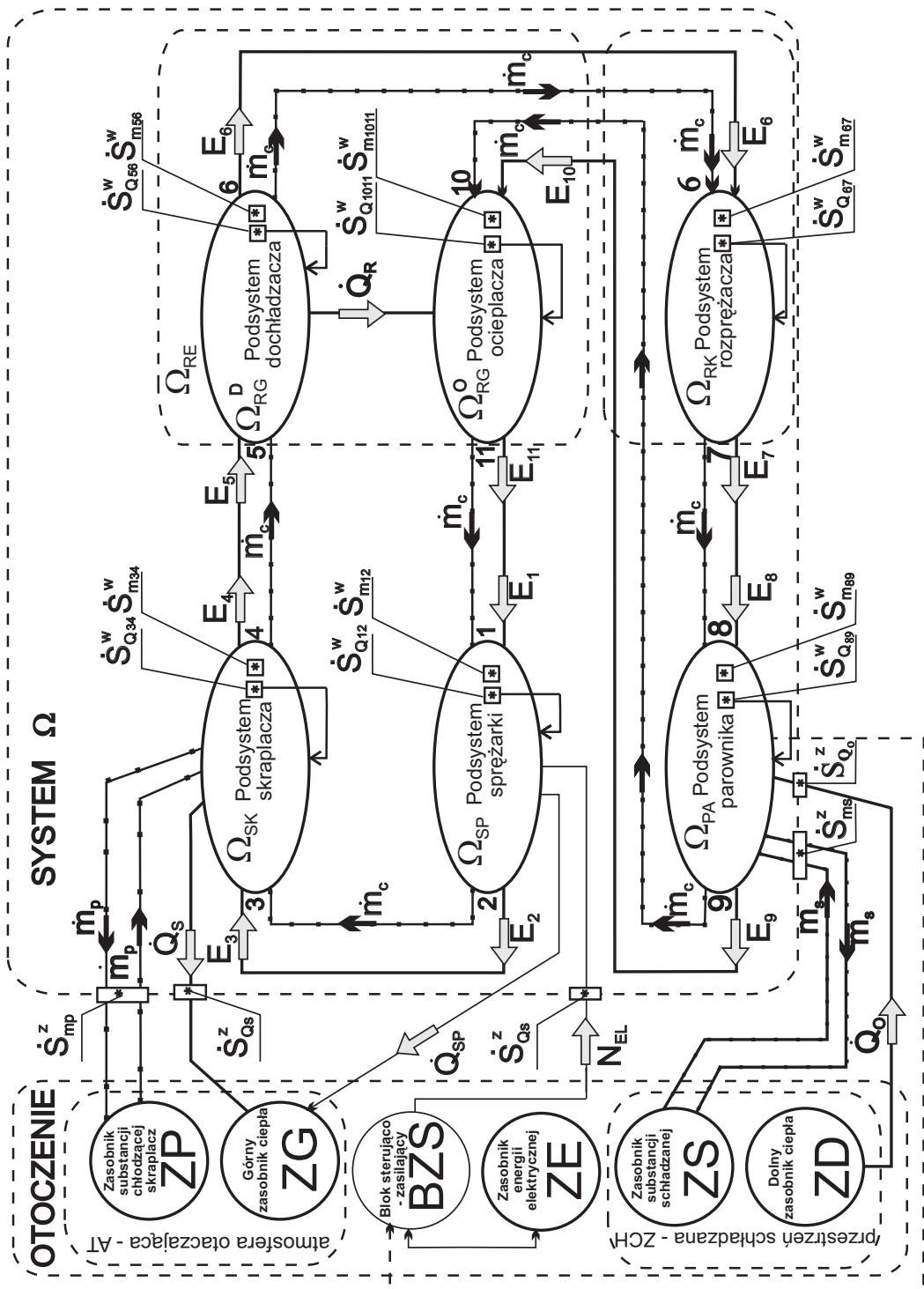
skraplacza T_{po} wynosi $10 \div 15$ K, co uzależnione jest od stopnia rozwinięcia powierzchni wymiany ciepła po stronie powietrza (przyrost temperatury powietrza chłodzącego równy jest $5 \div 10$ K). Temperatura parowania natomiast wynika z przesłanek technologicznych, tzn. dobiera się ją w zależności od temperatury chłodzonego środowiska. Temperaturę parowania T_{pa} przy chłodzeniu cieczy zaleca się przyjmować o $5 \div 8$ K niższą od średniej temperatury środowiska chłodzonego jeżeli koszt materiału z którego wykonany ma być parownik jest znaczny, w przeciwnym przypadku różnica ta powinna być mniejsza. Temperaturę dochłodzenia T_d czynnika przed rurką kapilarną przyjmuje się o $2 \div 5$ K niższą od temperatury skraplania T_{sk} .

3.2. Model badawczy chłodziarki

Urządzenia wchodzące w skład układu chłodziarki, połączone są pomiędzy sobą przewodami przez które przepływa czynnik chłodniczy. Całość tworzy zamknięty, termodynamiczny układ przepływowy, wymieniający ciepło i pracę z otoczeniem. Każde z urządzeń realizując właściwe sobie procesy cząstkowe obiegu chłodniczego, współdziała z innymi, a niektóre współdziałają również z otoczeniem. Źródła nieodwracalności mogą tkwić wewnątrz obiegu (nieodwracalność wewnętrzna – S^w) lub poza obiegiem (nieodwracalność zewnętrzna – S^z). Przykładami zewnętrznych źródeł nieodwracalności mogą być: niespełnienie warunków równowagi termodynamicznej, tarcie wewnętrzne cząstek czynnika, reakcje chemiczne, mieszanie itp. Do nieodwracalności zewnętrznej zalicza się przede wszystkim wymianę ciepła przy skończonej różnicy temperatury oraz dławienie.

Wszystkie rzeczywiste obiegi lewobrzeżne, które zachodzą w urządzeniach chłodniczych są obiegami nieodwracalnymi. Powstaje zatem problem określenia stopnia nieodwracalności danego obiegu rzeczywistego. Z punktu widzenia termodynamiki jest on rozwiązany metodą porównania obiegu nieodwracalnego z wybranym obiegiem odwracalnym o równoważnym skutku użytecznym, czyli o tej samej wydajności chłodniczej q_o (w odniesieniu do 1 kg czynnika).

W celu ułatwienia prowadzonej analizy, działanie układu chłodziarki przedstawiono w ujęciu systemowym, przyjmując jako wzorcowy suchy obieg Lindego z regeneracją ciepła. Właściwa ocena stopnia nieodwracalności obiegu rzeczywistego jest możliwa wówczas, gdy właściwie dobrano równoważny mu odwracalny obieg porównawczy (wzorcowy). Jednym z kryteriów może być zmienność temperatur źródeł ciepła (dolnego i górnego). Tak więc chłodziarka jest systemem termodynamiczno - przepływowym, przetwarzającym energię o zdeteterminowanym celu działania, współdziałającym z określonym otoczeniem (rys.3.4).



Rys. 3.4. Schemat modelu chłodziarki w ujęciu systemowym, E_i – strumień energii, $\dot{m}_i$ – strumień masy (substancji), $\dot{S}^w$ – źródła wewnętrznych strat energii, $\dot{S}^z$ – źródła zewnętrznych strat energii.

W skład systemu chłodziarki wchodzi podsystemy: sprężarki – SP , skraplacza – SK , parownika – PA , rozprężacza – RK , regeneratora – RG . W otoczeniu systemu – O istnieją zasobniki: energii elektrycznej – ZE , atmosfery otaczającej – AT (utożsamiany z "górnym źródłem ciepła" – ZG i z zasobnikiem substancji otaczającej cały system – ZP z wyjątkiem podsystemu parownika), przestrzeni schładzanej – ZCH (utożsamiany z "dolnym źródłem ciepła" – ZD , wypełniony substancją schładzaną – ZS). W otoczeniu znajduje się również układ sterowania działaniem systemu – BZS .

3.3. Charakterystyka sprzężeń wewnątrz systemu i systemu z otoczeniem

Sprzężenia wewnątrz systemowe pomiędzy podsystemami oraz zewnętrzne pomiędzy systemem a otoczeniem rozpatrzono w kolejności podsystemów.

Podsystem sprężarki – Ω_{SP}

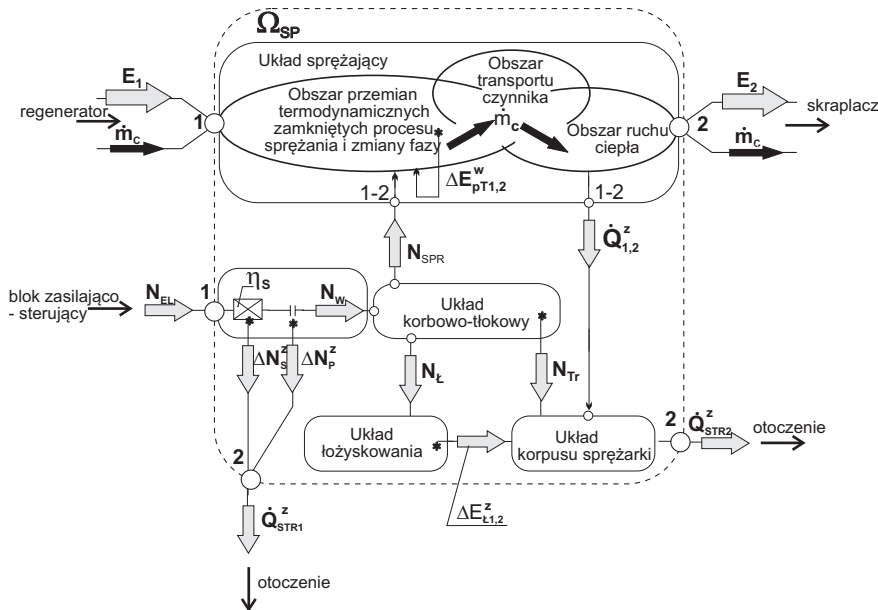
Przetwarzanie energii w podsystemie zachodzi w trakcie nieadiabaticznych i nieodwracalnych przemian termodynamicznych, sprężania czynnika w stanach pary przegrzanej i procesów transportu czynnika chłodniczego do i ze sprężarki również nieodwracalnych, a także przemiany energii elektrycznej w mechaniczną. Procesom przetwarzania towarzyszą wewnętrzne i zewnętrzne straty energii. Strukturę podsystemu tworzą podukłady sprężarki i ich sprzężenia, przedstawione na rysunku 3.5.

Elementy podsystemu sprzężone są pomiędzy sobą strumieniami energii. W podukładzie sprężającym istnieją trzy hipotetyczne obszary systemowe: przemian termodynamicznych, procesów transportu czynnika i procesów ruchu ciepła, połączonych pomiędzy sobą (bez konsekwencji energetycznych) poprzez styk.

Wewnątrz, podsystem Ω_{SP} sprzężony jest substancjalnie i energetycznie z podsystemem regeneratora – Ω_{RG} i skraplacza – Ω_{SK} . Zewnętrznie podsystem – Ω_{SP} sprzężony jest z atmosferą otaczającą – AT (energetycznie z górnym źródłem – ZG i substancjalnie z zasobnikiem – ZP), a ponadto energetycznie z zasobnikiem energii elektrycznej – ZE , przy czym sprzężenie to sterowane jest oddziaływaniem otoczenia parownika poprzez układ sterujący – BZS .

Podsystem skraplacza – Ω_{SK} i parownika – Ω_{PA}

W podsystemie skraplacza – Ω_{SK} przebiega otwarta nieodwracalna przemiana termodynamiczna zmiany fazy czynnika chłodniczego (zbliżona do izobary), wywołana odpływem strumienia ciepła od czynnika do otoczenia



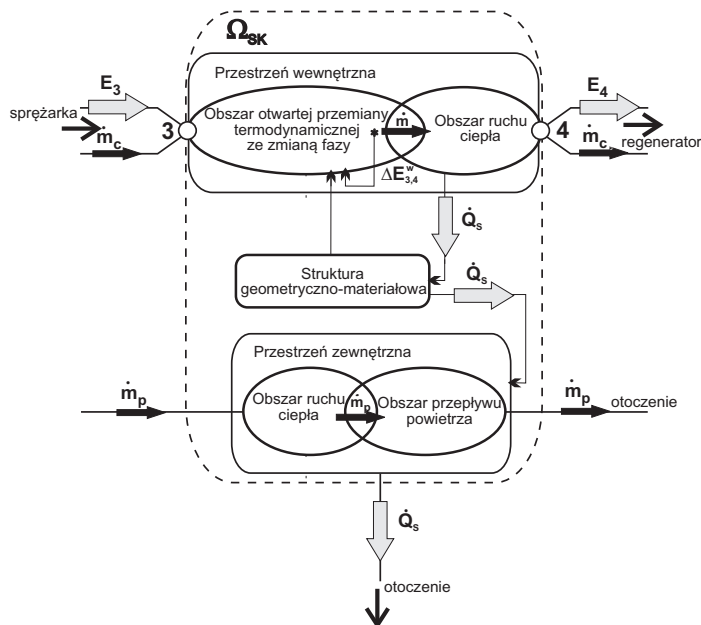
Rys. 3.5. Schemat podsystemu sprężarki – Ω_{SP} wraz ze sprzężeniami wewnętrznymi i zewnętrznymi

i tłoczącym oddziaływaniem sprężarki, co prowadzi do wewnętrznych i zewnętrznych strat energii.

Strukturę podsystemu – Ω_{SK} (rys.3.6 tworzą: przestrzeń wewnętrzna wypełniona strumieniem czynnika chłodniczego, przestrzeń zewnętrzna omywana powietrzem, układ geometryczno - materiałowy skraplacza oraz ich sprzężenia. W przestrzeni wewnętrznej istnieją hipotetyczne obszary systemowe: otwartej przemiany termodynamicznej i ruchu ciepła, połączone pomiędzy sobą poprzez styk podobnie jak we wcześniej omawianym podsystemie sprężarki bez konsekwencji energetycznych. W przestrzeni zewnętrznej istnieją podobne obszary systemowe: przepływu powietrza przy powierzchni zewnętrznej i ruchu ciepła, połączone pomiędzy sobą poprzez styk.

Wewnątrz razem systemowo, podsystem Ω_{SK} sprzężony jest substancjalnie i energetycznie z podsystemem regeneratora Ω_{RG} i podsystemem sprężarki Ω_{SP} . Zewnętrznie podsystem Ω_{SK} sprzężony jest energetycznie i substancjalnie ze źródłem – ZG i zasobnikiem – ZP.

W podsystemie parownika – Ω_{PA} przebiega (podobnie jak w skraplaczu) otwarta nieodwracalna przemiana termodynamiczna zmiany fazy czynnika chłodniczego (zbliżona do izobary), spowodowana dopływem strumienia ciepła z przestrzeni chłodzonej i tłoczącym oddziaływaniem sprężarki, co prowadzi również do wewnętrznych i zewnętrznych strat energii. Struktura



Rys. 3.6. Schemat podsystemu skraplacza Ω_{SK} wraz ze sprzężeniami wewnętrznymi i zewnętrznymi

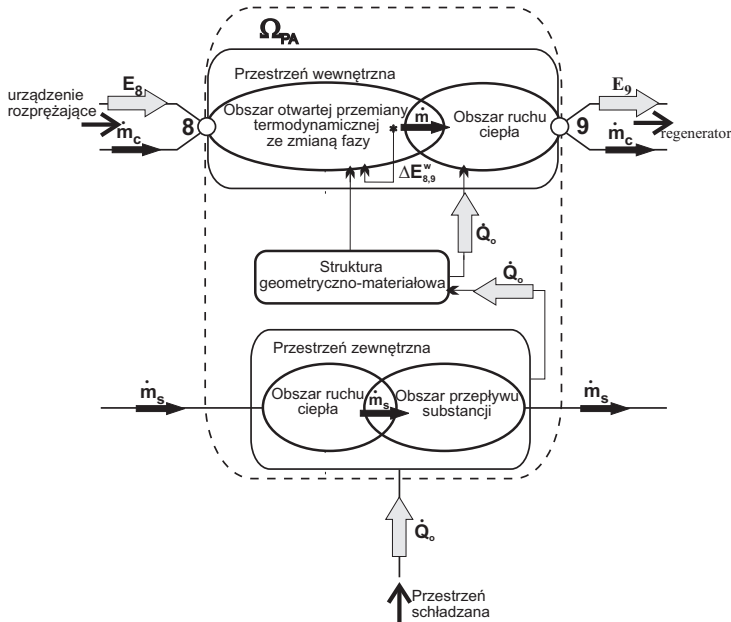
podsystemu Ω_{PA} przedstawiona na rys.3.7 jest podobna do struktury podsystemu skraplacza Ω_{SK} z tym jednak, że przestrzeń zewnętrzna omywana jest medium schładzanym.

Wewnątrz systemu, podsystem – Ω_{PA} sprzężony jest substancjalnie i energetycznie z podsystemem urządzenia rozprężającego – Ω_{RK} i podsystemem regeneratora Ω_{RG} . Zewnętrznie podsystem parownika sprzężony jest energetycznie z dolnym źródłem ciepła – ZD i substancjalnie z zasobnikiem substancji schładzanej – ZS (tworzących obszar – ZCH w otoczeniu).

Podsystem regeneratora – Ω_{RG} i urządzenia rozprężającego - Ω_{RK}

W układach chłodziarek małej i średniej mocy regeneratory spełniają dwie funkcje a mianowicie : dochładzacza i urządzenia rozprężającego. W przedstawionym modelu postanowiono je rozprzęgnać rozważając dwa oddzielne podsystemy : regeneratora – Ω_{RG} i urządzenia rozprężającego – Ω_{RK} , połączone szeregowo, (rys.3.8).

Takie podejście rzutuje na sposób modelowania tych podsystemów. W podsystemie regeneratora – Ω_{RG} przebiegają nieodwracalne procesy : schładzania czynnika (w przestrzeni wewnętrznej o wysokim ciśnieniu) i ogrzewania czynnika (w przestrzeni wewnętrznej o niskim ciśnieniu), wywołane



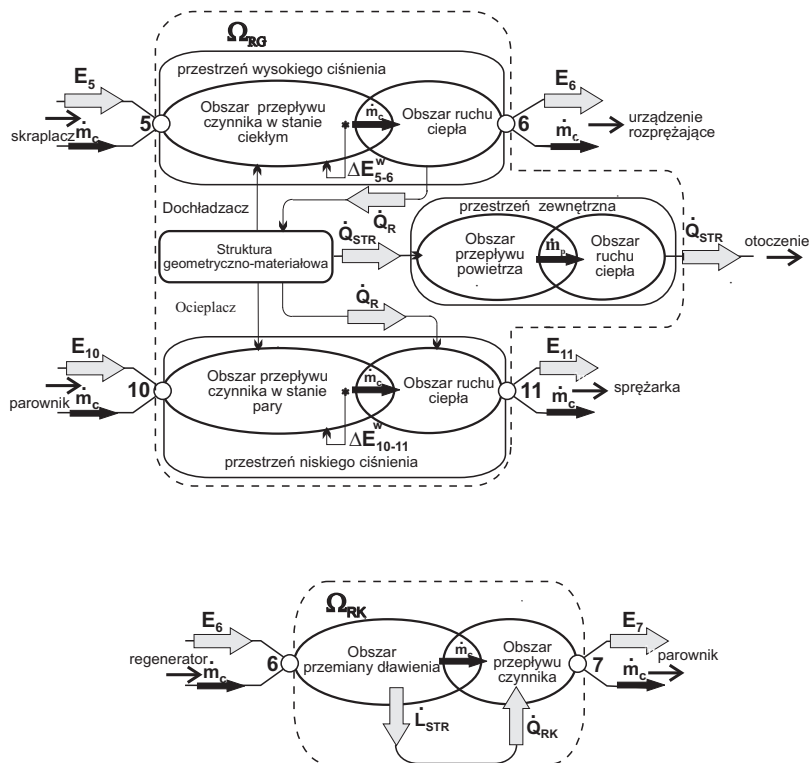
Rys. 3.7. Schemat podsystemu parownika Ω_{PA} wraz ze sprzężeniami wewnętrznymi i zewnętrznymi

przepływem strumienia ciepła regeneracji i tłoczącym oddziaływaniem sprężarki.

Strukturę podsystemu tworzą:

- przestrzeń schładzana (wysokiego ciśnienia) z hipotecznymi obszarami systemowymi procesów: zmiany stopnia nagrzania - chłodzenia i przepływu czynnika, połączonymi pomiędzy sobą bez konsekwencji energetycznych poprzez styk;
- przestrzeń ogrzewana (niskiego ciśnienia) z identycznymi obszarami systemowymi;
- przestrzeń zewnętrzną omywaną powietrzem z hipotecznymi obszarami systemowymi procesów ruchu ciepła i przepływu powietrza połączonymi poprzez styk;
- układ geometryczno-materiałowy, sprzężony energetycznie.

Podsystem regeneratora wewnątrz systemu – Ω_{RG} sprzężony jest substancjalnie i energetycznie z podsystemami : skraplacza – Ω_{SK} i urządzenia rozprężającego – Ω_{RK} , parownika – Ω_{PA} , sprężarki – Ω_{SP} . Zewnętrznie podsystem Ω_{RG} sprzężony jest energetycznie z "górnym źródłem ciepła" – ZG i substancjalnie z zasobnikiem – ZP pozostającymi w otoczeniu (AT).



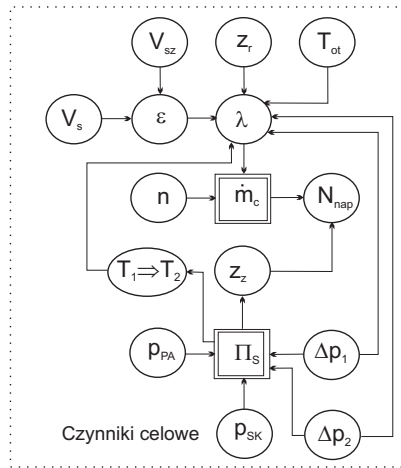
Rys. 3.8. Schemat podsystemu regeneratora – Ω_{RG} i urządzenia rozprężającego – Ω_{RK} wraz ze sprzężeniami wewnętrznymi i zewnętrznymi

Zgodnie z modelem systemu (w części dotyczącej regeneratora i urządzenia rozprężającego), przyjęto, że w podsystemie – Ω_{RK} realizowana jest nieodwracalna, izentalpowa przemiana dławienia, połączona ze zmianą stanu skupienia czynnika chłodniczego, bez wykonywania pracy zewnętrznej, lecz przy tłoczącym oddziaływaniu sprężarki. W strukturze podsystemu przedstawionej na rys.3.8, wyróżniono jedną przestrzeń wewnętrzną, w której istnieją hipotetyczne obszary systemowe przemiany termodynamicznej i przepływu czynnika, sprzężone pomiędzy sobą energetycznie strumieniem pracy wewnętrznej przetwarzanej w ciepło tarcia. Wewnątrz systemu podsystem – Ω_{RK} sprzężony jest substancjalnie i energetycznie z podsystemem Ω_{RG} i podsystemem Ω_{PA} . Nie występują sprzężenia z otoczeniem.

3.4. Analiza zbiorów czynników celowych

Podsystem sprężarki – Ω_{sp}

Głównym zadaniem podsystemu sprężarki w procesie przetwarzania energii napędowej jest wygenerowanie strumienia masy czynnika i stopnia sprężania na odpowiednim poziomie. Wielkości te zależą od objętości skokowej, objętości szkodliwej sprężarki, wykładnika politropy sprężania i rozprężania resztkowej ilości czynnika, i prędkości obrotowej.



Rys. 3.9. Schemat powiązań najważniejszych czynników celowych wpływających na przetwarzanie energii w podsystemie sprężarki

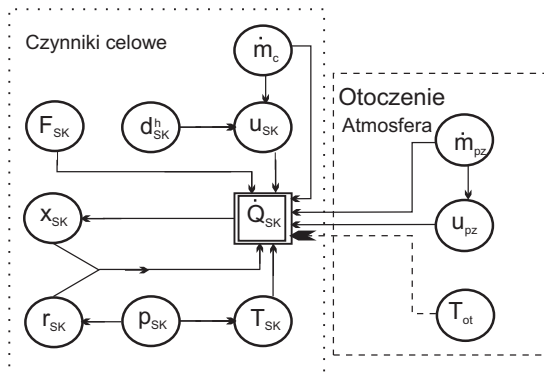
Zbiór czynników celowych opisuje formalny związek (3.21), a powiązania pomiędzy czynnikami ilustruje rys.3.9.

$$A_{sp}^c = \{\dot{m}_c, p_{pa}, p_{sk}, \Delta p_1, \Delta p_2, T_{ot}, n, V_s, \varepsilon, z_s, z_r\} \quad (3.21)$$

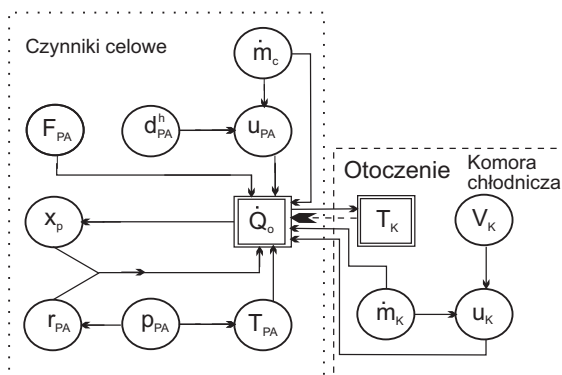
Podsystem skraplacza i parownika – Ω_{sk} i Ω_{pa}

Podsystemy parownika i skraplacza reprezentują przepływ wymienniki ciepła pomiędzy czynnikiem chłodniczym a mediami omywającymi wymienniki od strony otoczenia.

W skraplaczu strumień ciepła przepływa do powietrza w otoczeniu, przy zmianie stopnia suchości pary czynnika ($1 \rightarrow x_{sk} \rightarrow 0$). W parowniku strumień ciepła dopływa z przestrzeni schładzanej, co powoduje zmianę stopnia suchości pary czynnika ($0 \rightarrow x_{pa} \rightarrow 1$). Tak więc przetwarzanie energii w obydwu podsystemach związane jest z przenikaniem ciepła w połączeniu ze



Rys. 3.10. Schematy powiązań najważniejszych czynników celowych wpływających na procesy przetwarzania energii przy ruchu ciepła w podsystemie skraplacza



Rys. 3.11. Schematy powiązań najważniejszych czynników celowych wpływających na procesy przetwarzania energii przy ruchu ciepła w podsystemie parownika

zmianą stanu skupienia.

Zbiory czynników celowych opisują formalne związki:

$$A_{sk}^c = \left\{ \dot{m}_c, \dot{m}_{pz}, p_{sk}, F_{sk}, d_{sk}^h, u_{sk}, u_{pz}, r_{sk}, T_{ot} \right\} \quad (3.22)$$

$$A_{pa}^c = \left\{ \dot{m}_c, \dot{m}_k, p_{pa}, F_{pa}, d_{pa}^h, u_{pa}, u_k, r_{pa}, T_k, V_k \right\} \quad (3.23)$$

Powiązania pomiędzy czynnikami dla obudwu podsystemów ilustrują rysunki (3.10, 3.11).

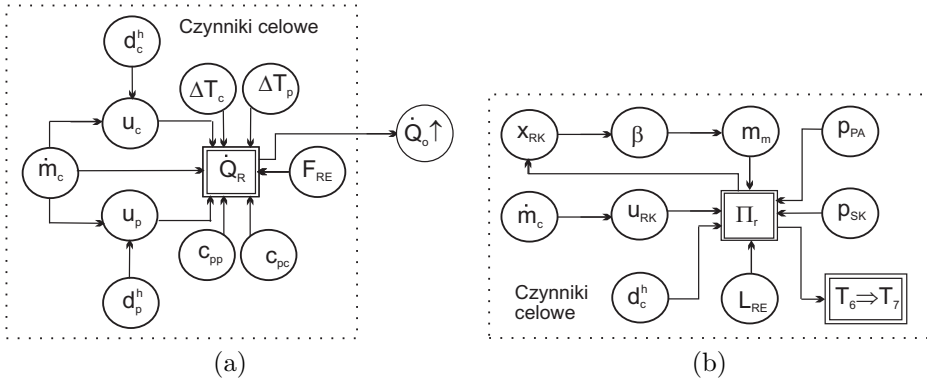
Podsystem regeneratora – Ω_{re} i urządzenia rozprężającego – Ω_{rk}

Podsystem regeneratora reprezentuje przeponowy wymiennik ciepła, w którym po obydwu stronach przepony przepływa strumień czynnika chłod-

niczego, lecz w różnych termicznych stanach (nagrzania). W efekcie przetwarzania energii z jednoczesną wymianą ciepła, uzyskuje się dochłodzenie cieczy po jednej stronie przepony kosztem przegrzania pary opuszczającej parownik (po drugiej stronie przepony), co zależne jest od czynników określających przenikanie ciepła bez zmian stanów skupienia.

Zbiór czynników celowych opisuje formalny związek (3.24), a powiązania pomiędzy czynnikami przedstawiono na schemacie rys.3.12.

$$A_{re}^c = \left\{ \dot{m}_c, d_c^h, d_p^h, u_c, u_p, c_{pp}, c_{pc}, F_{re}, \Delta T_c, \Delta T_p \right\} \quad (3.24)$$



Rys. 3.12. Schematy powiązań najważniejszych czynników celowych wpływających na (a) ruch ciepła i jego skutki w regeneratorze oraz na (b) przetwarzanie energii przy rozprężaniu czynnika chłodniczego w podsystemie urządzenia rozprężającego (rurki kapilarnej)

Zadaniem podsystemu urządzenia rozprężającego w sformułowanym modelu systemu jest zrealizowanie rozprężenia czynnika chłodniczego z wymaganym stopniem rozprężania, a jednocześnie zagwarantowanie przepustowości strumienia masy. Spełnienie tych wymagań w rurce kapilarnej prowadzi do izentalpowego przetwarzania energii, bez wymiany pracy z otoczeniem. W trakcie procesu zachodzi zmiana stanu skupienia czynnika chłodniczego.

Zbiór czynników celowych w rurce kapilarnej opisuje formalnie zależność (3.25), a rys. 3.12 ilustruje zależności pomiędzy czynnikami.

$$A_{rk}^c = \left\{ \dot{m}_c, d_c^h, l_{re}, p_{pa}, p_{sk}, u_{rk}, \mu_m^{rk} \right\} \quad (3.25)$$

3.5. Analiza czynników warunkujących powstawanie strat w urządzeniu chłodniczym

Rzeczywisty obieg realizowany w rozpatrywanym systemie chłodziarki Ω różni się znacznie od obiegu teoretycznego (wzorcowego), a różnice te spowodowane są w pierwszym rzędzie nieodwracalnością przemian termodynamicznych (w tym przemian związanych ze zmianą fazy) i oporami przepływu czynnika przez rurociągi i przestrzenie urządzeń (rys.3.4). Osobne zagadnienie stanowi zmniejszenie efektywności przetłaczania masy czynnika chłodniczego w całym systemie przez sprężarkę "rzeczywistą" (względem obiegu teoretycznego).

Przedstawione oddziaływania skutkują zwiększeniem zużycia elektrycznej energii napędowej, przy czym systematyka ich jest następująca:

- oddziaływania dyssypacyjne wewnętrzne doprowadzające do niepożądanych wzrostów entropii czynnika wewnątrz układu chłodniczego, a poprzez to obniżające zdolność czynnika chłodniczego do pobierania ciepła z przestrzeni chłodzonej,
- oddziaływania dyssypacyjne zewnętrzne prowadzące wprost do strat energii napędowej,
- oddziaływania przetłaczania w sprężarce wpływające na zmniejszenie strumienia masy czynnika krążącego w układzie, co przy zachowaniu wydajności chłodniczej na niezmiennym poziomie prowadzi do zwiększania wydajności sprężarki i strumienia energii napędowej.

Intensywność omawianych oddziaływań zależy od szeregu wielkości o różnej naturze i różnych znaczeniach dla obiegu. Są to wielkości: procesowe, materiałowe i geometryczne systemu, którym w dalszych rozważaniach przypisano miano czynników strat i zestawiono je w zbiory charakterystyczne dla każdego z podsystemów.

A zatem, przypisując wymienionym grupom wielkości miana czynników, zestawiono dwa podstawowe zbiory a mianowicie:

- zbiór czynników celowych - związanych bezpośrednio z realizacją celu działania systemu chłodziarki. Elementy tworzące ten zbiór podporządkowane są maksymalizacji współczynnika wydajności chłodniczej i mają charakter czynników o wymaganych poziomach wartości,
- zbiór czynników strat - przyczyniających się w różnym stopniu do powstawania strat energii (są to czynniki niepożądane i należy dążyć do minimalizacji skutków ich działania).

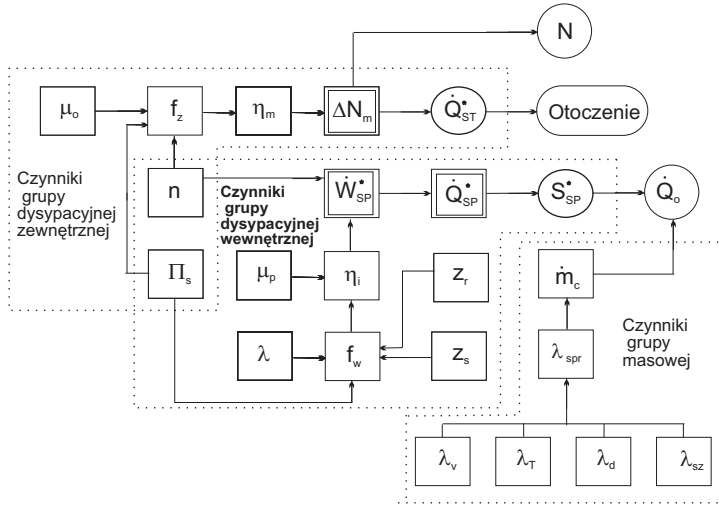
Wymienione rodzaje zbiorów rozpatrzono oddzielnie dla każdego z podsystemów.

3.5.1. Analiza najważniejszych strat w podsystemie sprężarki – Ω_{sp}

W obiegach rzeczywistych jednym z głównych źródeł strat energetycznych i objętościowych jest podsystem sprężarki. Przy przetwarzaniu energii w tym podsystemie, wewnętrzne straty energii charakteryzuje sprawność in-dykowana, a straty zewnętrzne sprawność mechaniczna układu sprężarki. Po stronie strat zewnętrznych należy również uwzględnić strumień ciepła odpływającego do otoczenia w drugiej fazie sprężania czynnika.

Miarą wszystkich strat masowych w podsystemie sprężarki tłokowej jest współczynnik wydajności (przetłaczania). Straty masowe przyczyniają się w sposób pośredni do zwiększenia zużycia energii napędowej.

Zbiór czynników warunkujących powstawanie strat w podsystemie sprężarki opisują formuły (3.26)–(3.29). Powiązania pomiędzy czynnikami przedstawiono na schemacie (rys.3.13).



Rys. 3.13. Schemat powiązań najważniejszych czynników warunkujących powstawanie strat w procesie przetwarzania energii w podsystemie sprężarki

$$A_{sp}^c = A_{sp}^{sw} \cup A_{sp}^{sz} \cup A_{sp}^{sm} \quad (3.26)$$

$$A_{sp}^{sw} = f(\lambda_{spr}, \Pi_s, n, z_s, z_r, \dot{m}_c, \Delta p_1, \Delta p_2, \mu_p) \quad (3.27)$$

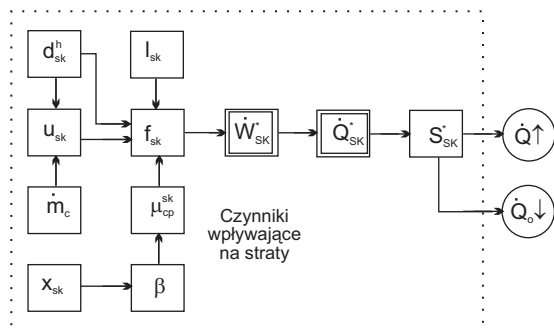
$$A_{sp}^{sz} = f(\Pi_s, \mu_o, n) \quad (3.28)$$

$$A_{sp}^{sm} = f(\Pi_s, \varepsilon, T_{spr}, T_{ot}, \Delta p_1, \Delta p_2, \mu_p) \quad (3.29)$$

3.5.2. Analiza najważniejszych strat w podsystemie skraplacza – Ω_{sk} i parownika – Ω_{pa}

W podsystemach skraplacza i parownika przetwarzaniu energii towarzyszą straty wewnętrzne generowane wskutek tarcia wewnętrznego i zewnętrznego przy ściankach (przy przepływach mieszanin dwufazowych), a także wskutek nieodwracalności termodynamicznych przemian fazowych. Występują również straty zewnętrzne będące wynikiem ruchu ciepła przy skończonych różnicach temperatur czynnika chłodniczego i źródeł ciepła. W przypadku parownika może wystąpić - w rozumieniu termodynamiki chłodzenia - strata zewnętrzna spowodowana dopływem ciepła generowanego przez mieszadło umieszczone w przestrzeni chłodzenia, a w przypadku skraplacza sens straty zewnętrznej posiada energia zużywana na napęd dmuchawy, powietrza omywającego.

Zbiór czynników warunkujących powstawanie tych strat opisują zależności (3.30)–(3.32), a schematy (3.14, 3.15) ilustrują ich powiązania. Straty wpływają na zmniejszenie mocy chłodniczej, jak również wzrost zapotrzebowania mocy napędowej. Dodatkowo w przypadku parownika w komorze chłodniczej może być zainstalowane mieszadło stanowiące dodatkowe źródło strat.

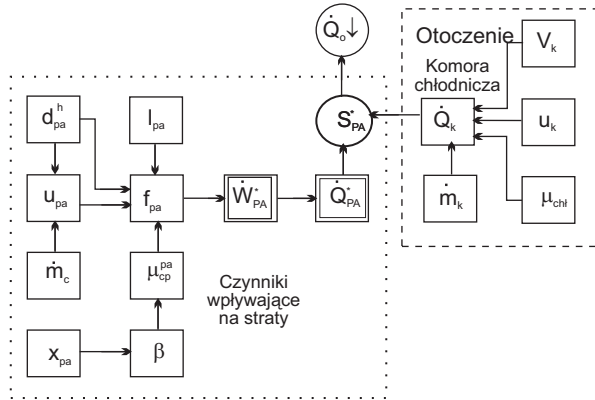


Rys. 3.14. Schematy powiązań najważniejszych czynników warunkujących powstawanie strat przy przetwarzaniu energii w podsystemie skraplacza

$$A_{sk}^{sw} = f(l_{sk}, d_{sk}^h, \dot{m}_c, \mu_{cp}^{sk}, u_{sk}) \quad (3.30)$$

$$A_{pa}^{sw} = f(l_{pa}, d_{pa}^h, \dot{m}_c, \mu_{cp}^{pa}, u_{pa}) \quad (3.31)$$

$$A_{pa}^{sz} = f(V_k, \dot{m}_k, \mu_k, u_k) \quad (3.32)$$

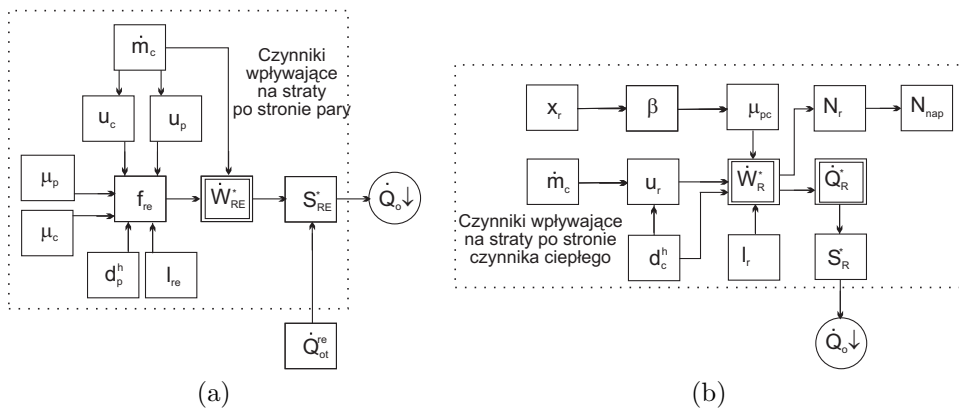


Rys. 3.15. Schematy powiązań najważniejszych czynników warunkujących powstawanie strat przy przetwarzaniu energii w podsystemie parownika

3.5.3. Analiza najważniejszych strat w podsystemie regeneratora – Ω_{re} i urządzenia rozprężającego – Ω_r

W podsystemie regeneratora przy przetwarzaniu energii podobnie jak w podsystemach Ω_{sk} i Ω_{pa} zachodzą straty wewnętrzne związane z tarcieniem i przelączaniem czynnika chłodniczego (jednak bez zmiany fazy), a także straty zewnętrzne związane z ruchem ciepła przy skończonej różnicy temperatur pomiędzy czynnikami oraz strata wywołana napływem ciepła z otoczenia regeneratora do przestrzeni dochładzania.

Zbiór najważniejszych czynników warunkujących powstawanie tych strat opisują zależności 3.33–3.35, a powiązania ilustruje rys.3.16.



Rys. 3.16. Schematy powiązań najważniejszych czynników warunkujących powstawanie strat przy przetwarzaniu energii (a) w podsystemie regeneratora i w podsystemie urządzenia rozprężającego (b)

$$A_{re}^s = A_{re}^{sc} \cup A_{re}^{sp} \quad (3.33)$$

$$A_{re}^{sc} = f(l_{re}, d_p^h, \dot{m}_c, \mu_p, u_p) \quad (3.34)$$

$$A_{re}^{sp} = f(l_{re}, d_c^h, \dot{m}_c, \mu_m^{re}, u_c) \quad (3.35)$$

Podsystem urządzenia rozprężającego jest drugim ważnym podsystemem generującym straty energii. Miano straty zewnętrznej - w ujęciu modelu - nosi praca rozprężania czynnika, nie przekazana do otoczenia a pozostająca w systemie, przy czym zmieniając się w ciepło generuje ona stratę wewnętrzną polegającą na obniżaniu zdolności czynnika do odprowadzania ciepła ze strefy chłodzenia. Pozostałe straty zgodnie ze sposobem modelowania ujęte są w opisie regeneratora. Zbiór czynników powstawania tych strat opisuje zależność (3.36), a schemat (rys.3.16) ilustruje powiązania czynników.

$$A_{rk}^s = f(l_{re}, d_c^h, \dot{m}_r, \mu_m^{re}, u_c) \quad (3.36)$$

Zastosowanie podejścia systemowego w badaniach nad rozplywem, przetwarzaniem i powstawaniem strat energii w sprężarkowych urządzeniach chłodniczych pozwala na :

- racjonalny, z punktu widzenia przeprowadzonej analizy, podział struktury urządzenia na podukłady i obiekty spójne pod względem przebiegających w nich zjawisk, a także na wydzielenie i jednoznaczne zdefiniowanie otoczenia urządzenia,
- rozprzęgnięcie przenikających się nawzajem procesów termodynamicznych, przepływowych i cieplnych,
- usystematyzowanie oddziaływań zachodzących wewnątrz systemu i pomiędzy systemem a otoczeniem,

Analiza strat energii przeprowadzona z wykorzystaniem modelu systemowego urządzenia pozwoliła sformułować zbiory najważniejszych czynników warunkujących powstawanie strat energii - zewnętrznych i wewnętrznych, oddzielnie dla każdego z podukładów chłodziarki.

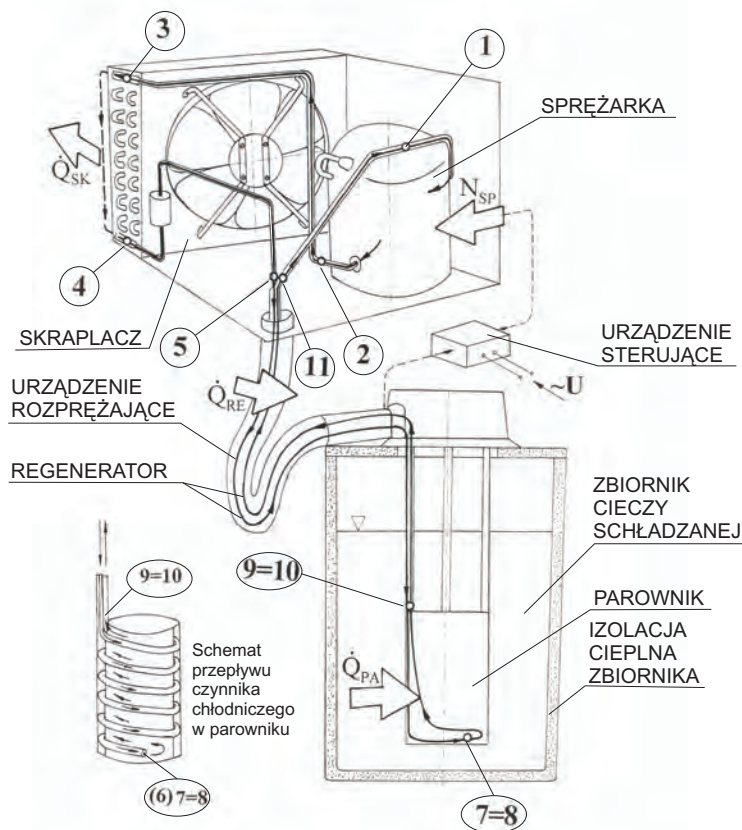
Rozdział 4

Metodologia badań doświadczalnych

4.1. Struktura konstrukcyjna i własności eksploatacyjne urządzenia

Współczesne, sprężarkowe, parowe urządzenia chłodnicze, szczególnie małych i średnich mocy zaliczają się do grupy urządzeń powszechnego użytku, a co za tym idzie stanowią grupę znaczącego odbioru energii elektrycznej. Zagadnienie wykorzystania urządzeń chłodniczych w rolnictwie, w tym urządzeń do schładzania mleka, nabiera dużego znaczenia. Polska jest członkiem Unii Europejskiej i musimy zapewnić spełnienie wysokich norm jakości polskich wyrobów spożywczych. Skłania to do skierowania baczniejszej uwagi na doskonalenie procesów przetwarzania energii w tych urządzeniach poprzez poprawę przebiegów procesów podstawowych i dodatkowych, konstrukcji i sposobów użytkowania. Przedstawione spostrzeżenia uzasadniają wybór obiektu badań (jest nim urządzenie z grupy chłodziarek do mleka z parownikiem zanurzeniowym) oraz sposób prowadzenia tematycznych analiz.

Urządzeniem wybranym do badań jest urządzenie chłodnicze IC/P 253 firmy ALFA LAVAL z parownikiem zanurzeniowym. Urządzenie przeznaczone jest do schładzania określonych ilości płynu np. mleka $\sim 100\text{l/h}$ przy ciągłym, monotonicznym obniżaniu temperatury płynu, pomiędzy dwoma określonymi poziomami temperatur (dla mleka $35^{\circ}\text{C} \div 4^{\circ}\text{C}$). Podstawowe dane techniczne urządzenia zamieszczono w tabeli 4.1, a schemat urządzenia wraz z podziałem na podukłady przedstawiono na rysunku 4.1. Na schemacie zaznaczono liczbami charakterystyczne przekroje przepływu strumienia czynnika chłodniczego. Głównymi zespołami wchodzącymi w skład schładzarki są: hermetyczna sprężarka, skraplacz, parownik i regenerator połączony z elementem dławiącym. Czynnikiem chłodniczym jest freon 22. W badanym urządzeniu parownik zanurzany jest do określonej głębokości w schładzanej cieczy, wprowadzanej w ruch cyrkulacyjny i wirowy przy pomocy mieszadła. Ciecz znajduje się w zbiorniku izolowanym cieplnie od otoczenia. Na rysunku 4.1 przedstawiono budowę parownika zanurzeniowego. Czynnik chłodniczy dopływa do parownika w stanie pary mokrej o niskim stopniu



Rys. 4.1. Schemat schładzarki zanurzeniowej do mleka firmy ALFA LAVAL z zaznaczeniem podstawowych podzespołów urządzenia

Charakterystyczne przekroje przepływu czynnika zaznaczone na rysunku: 1 – przekrój przed sprężarką, 2 – przekrój za sprężarką, 3 – przekrój przed skraplaczem, 4 – przekrój za skraplaczem, 5 – przekrój przed regeneratorem i rurką kapilarną, 6(7 = 8) – przekrój za rurką kapilarną, 9 = 10 – przekrój za parownikiem i przed regeneratorem, 11 – przekrój za regeneratorem

suchości. Wewnątrz parownika czynnik przepływa węzownicą do końca długości płaszcza, a następnie powraca w przeciwnym kierunku (pomiędzy zwojami węzownicy) do wylotu w kierunku sprężarki. Sprężarka i skraplacz połączone są z parownikiem elastycznymi przewodami rurowymi (pozostałe przewody w układzie chłodziarki są sztywne, miedziane), przy czym przewód biegnący od strony skraplacza do parownika spełnia rolę elementu dławiącego - rurki kapilarnej i strefy dochłodzenia czynnika, a otaczający go przewód -

Tabela 4.1. Podstawowe dane techniczne urządzenia IC/P 253
firmy ALFA LAVAL

Moc znamionowa sprężarki	0.7kW
Średnia wydajność chłodnicza	3328W
Ilość chłodzonego mleka (mleko chłodzone z temp. 35°C do temp. 4°C w temp. otoczenia 25°C)	250/150l/min
Ilość mleka chłodzonego w ciągu godziny	100l
Nastawiona temperatura chłodzenia mleka	4°C lub 10°C
Wydajność wentylatora	2200m ³ /h
Wydajność skraplacza	4.1kW

biegnący do sprężarki - spełnia rolę strefy przegrzania pary w regeneratorze. Tak więc dochłodzenie czynnika, przed wejściem do parownika, odbywa się poprzez przegrzewanie pary czynnika w przepływie pomiędzy parownikiem a sprężarką. W urządzeniu zastosowano typową sprężarkę chłodniczą, hermetyczną, jednostopniową o mocy znamionowej 0.7 kW. Sprężarka wraz z napędzającym ją bezpośrednio silnikiem elektrycznym jest szczelnie zamknięta w zespawanym płaszczu wykonanym z blachy stalowej. Wał silnika elektrycznego jest umieszczony w pozycji pionowej. Stojan zawieszony jest na trzech sprężynach. Do smarowania sprężarki wykorzystuje się siłę odśrodkową, pod której działaniem olej dopływa do punktów wymagających smarowania przez poziome kanałki, a na to miejsce, przez odpowiednio przeprowadzone kanały, dopływają nowe ilości oleju z misy na dnie płaszcza. Smarowanie jest obfite, gdyż zadaniem oleju jest również chłodzenie sprężarki i silnika. Skraplacz lamelowy wchodzący w skład urządzenia chłodzony jest powietrzem o przepływie wymuszonym przez wentylator. Jest on wykonany z węzownicy, na której są osadzone żeberka (lamelle). Aby zapewnić dobrą przewodność cieplną węzownica jest wykonana z miedzi, a żeberka z aluminium. Przebieg tempa chłodzenia cieczy (mleka) sterowany jest urządzeniem elektronicznym, współdziałającym z termometrami kontrolującymi zmiany poziomów temperatur w strefach skraplacza i parownika (schładzanej cieczy).

4.2. Opis procesu schładzania cieczy w zbiorniku urządzenia

Charakterystyczną cechą procesu schładzania cieczy w rozpatrywanym urządzeniu jest ciągły, monotoniczny spadek temperatury schładzanej cieczy. Proces schładzania zachodzi w zbiorniku przy złożonym: wirowym i cyrkulacyjnym przepływie cieczy wokół parownika, wywołanym działaniem mieszań. Skutkuje to określonymi warunkami dla ruchu ciepła od cieczy do płaszcza parownika. Warunki ruchu ciepła ustalają się zarówno pod wpły-

wem specyfiki przepływu czynnika w strukturze wewnętrznej parownika rys. 4.1 jak i pod wpływem intensywnych przemian fazowych. W strukturze wewnętrznej parownika (od strony wejścia cieczy) można wyróżnić w kolejności występowania następujące rodzaje przepływu:

- jednofazowy przepływ cieczy z niewielką domieszką pary,
- dwufazowy przepływ pęcherzykowy z przewagą fazy ciekłej,
- dwufazowy przepływ korkowy - z przewagą fazy gazowej,
- przepływ rdzeniowy, przepływ strumienia pary mokrej z cieczowymi warstwami przyściennymi.

Ze względu natomiast na intensywność procesu ruchu ciepła strukturę parownika należy podzielić na trzy charakterystyczne strefy:

- strefę wstępną w której zapoczątkowany zostaje proces wrzenia,
- strefę wrzenia w której burzliwie przebiegający proces wrzenia (przepływ pęcherzykowy i korkowy) doprowadza do intensywnego odprowadzania ciepła przez pęcherzyki pary powstające przy ściankach wewnętrznych parownika,
- strefę konwekcyjnego odparowania (przepływ rdzeniowy) gdzie ruch ciepła odbywa się głównie poprzez odparowanie z powierzchni rozdzielających cieczowe warstwy przyścienne od parowego strumienia rdzeniowego.

Podczas wychładzania cieczy wraz z odprowadzaniem ciepła przez urządzenie ziębnicze następuje ciągle obniżanie temperatury parowania czynnika chłodniczego wraz z jednoczesnym zmniejszaniem się różnicy pomiędzy tymi dwiema temperaturami. W rezultacie uzyskujemy zmienny strumień ciepła odprowadzany od wychładzanego medium. Wraz z obniżaniem się temperatur maleje wydajność chłodziarki, a temperatury dążą asymptotycznie do wartości ustalonych. Z punktu widzenia procesu istotny jest czas, po którym następuje osiągnięcie temperatury końcowej.

Budowa modelu statycznego zgodnie z [64] oparta jest na wartościach średnich przy pewnych założeniach:

- akumulacja energii następuje tylko w oziębianej cieczy a jej stan określa średnia temperatura T ,
- pomijane są zyski ciepła od otoczenia,
- układ regulacji zapewnia utrzymanie stałej temperatury skraplania T_{sk}
- współczynnik $K_o = (kF)_o$ dla parownika jest stały,
- wydajność ziębienia sprężarki o wydajności skokowej $\dot{V}$ oblicza się z równania:

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \psi(T_{pa}) \quad (4.1)$$

gdzie :

ψ – funkcja temperatury odparowania T_{pa} , J/m^3

Posługując się modelem statyki obiektu można wyznaczyć średni strumień odbierany od cieczy:

$$\dot{Q}_r = \frac{M (T_{ck1} - T_{ck2})}{\Delta\tau} \quad (4.2)$$

gdzie:

$M = m_{ck} c_{ck}$ - pojemność cieplna chłodzonej cieczy,

a następnie można obliczyć wydajność sprężarki z równania 4.1:

$$\dot{V}_r = \frac{\dot{Q}_r}{\psi (T_r)} \quad (4.3)$$

gdzie średnia temperatura wynosi:

$$T_r = \frac{T_{ck1} + T_{ck2}}{2} - \frac{\dot{Q}_r}{K_o} \quad (4.4)$$

Rozwiązanie układu równań (4.2 – 4.4) względem $\dot{V}_s$ może być zapisane w postaci funkcyjnej:

$$\dot{V}_s = f_1(M, K_o, \Delta\tau, T_{ck1}, T_{ck2}, \psi) \quad (4.5)$$

Konkretne rozwiązanie zależy od przyjętej postaci funkcji ψ . Zgodnie z [64] można przyjąć, że dobrym przybliżeniem funkcji ψ jest forma kwadratowa:

$$\psi = a_0 + a_1 T_r + a_2 T_r^2 \quad (4.6)$$

Podstawiając funkcję (4.6) do równania (4.3) otrzymuje się następujące rozwiązanie:

$$\dot{V}_r = \frac{m_{ck} c_{ck} (T_{ck1} - T_{ck2})}{\tau_o \left[a_0 + a_1 (T_{r1} - T_{r2}) + a_2 (T_{r1} - T_{r2})^2 \right]} \quad (4.7)$$

gdzie:

$$T_{r1} = (T_{ck1} + T_{ck2})/2$$

$$T_{r2} = m_{ck} \cdot c_{ck} \cdot (T_{ck1} - T_{ck2}) / (\tau_o \cdot K_o)$$

Przy tych samych założeniach, model dynamiki chłodziarki można przedstawić za pomocą następującego układu równań [64]:

$$M \frac{dT}{d\tau} = -K_o (T - T_{pa}) \quad (4.8)$$

$$\dot{V}_D \psi(T_{pa}) = K_o (T - T_{pa}) \quad (4.9)$$

Warunki początkowe: $\tau = 0 \quad T = T_{ck1}$
 $\tau = \Delta\tau \quad T = T_{ck2}$

Czas oziębiania cieczy może być obliczony z równania (4.8) po rozdzielaniu zmiennych i wykonaniu operacji całkowania:

$$\Delta\tau = \frac{M}{K_o} \int_{T_{ck1}}^{T_{ck2}} \frac{dT}{T_{pa} - T} \quad (4.10)$$

gdzie:

$$T_{pa} = \varphi(T, K_o, \dot{V}_D) \quad (4.11)$$

jest rozwiązaniem w postaci funkcyjnej równania 4.9 względem T_o . Równanie 4.10 może służyć do wyznaczania niezbędnej wydajności skokowej sprężarki. Ogólna zależność jest analogiczna, jak w równaniu 4.5:

$$\dot{V}_D = f_2(M, K_o, \Delta\tau, T_{ck1}, T_{ck2}, \psi) \quad (4.12)$$

Rozwiązanie zależy od przyjętej postaci funkcji ψ . Przyjmując formę kwadratową, jak dla modelu statycznego wzór analityczny na czas oziębiania cieczy przyjmie postać:

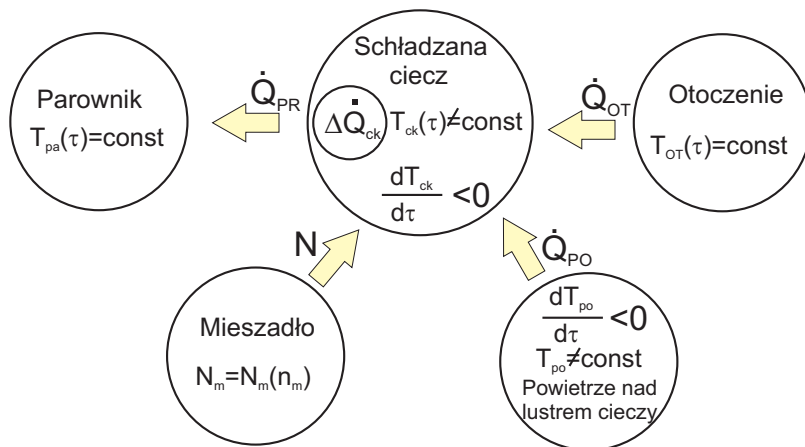
$$\Delta\tau = \frac{M}{K_o} \ln \frac{a_0 + a_1 T_{01} + a_2 (T_{01})^2}{a_0 + a_1 T_{02} + a_2 (T_{02})^2} + \frac{2M}{\dot{V}_D \sqrt{4a_0 a_2 - (a_1)^2}} \operatorname{arctg} \frac{a_2 (T_{02} - T_{01}) \sqrt{4a_0 a_2 - (a_1)^2}}{2(a_2)^2 T_{01} T_{02} + a_1 a_2 (T_{01} + T_{02}) + 2a_0 a_2} \quad (4.13)$$

gdzie:

$$T_{0i} = \frac{\sqrt{(\dot{V}_D a_1 + K_o)^2 - 4\dot{V}_D a_2 (\dot{V}_D a_0 - K_o T_i)} - (\dot{V}_D a_1 + K_o)}{2\dot{V}_D a_2} \quad (4.14)$$

$i = 1, 2, \dots$

Rozważając procesy schładzania cieczy w zbiorniku przy założeniach (podanych niżej) można zestawić bilans cieplny pozwalający opisać dokładnie zmiany temperatury cieczy w czasie chłodzenia, do momentu uzyskania przez ciecz wymaganego poziomu temperatury. Bilans cieplny zestawiono zgodnie ze schematem rys.4.2.



Rys. 4.2. Schemat struktury bilansu strumieni energii dla przestrzeni wypełnionej schładzaną cieczą

Założenia:

- ciecz posiada temperaturę T_{ck} równomiernie rozłożoną w masie poza warstwami przyściennymi parownika i zbiornika, co usprawiedliwione jest znacznym sturbulizowaniem przepływu,
- warunki ruchu ciepła: od cieczy do czynnika chłodniczego i z otoczenia do cieczy, scharakteryzowane są średnimi współczynnikami przenikania ciepła o równomiernych rozkładach na powierzchniach wymiany ciepła,
- parownik jest całkowicie zanurzony w mleku a zbiornik nie jest izolowany cieplnie od otoczenia.

Równanie bilansu energii, ma postać:

$$m_{ck} \cdot c_{ck} \frac{dT_{ck}}{d\tau} + F_p \cdot k_p [T_{ck}(\tau) - T_{pa}] = \quad (4.15)$$

$$N_m + F_z k_z [T_{ot} - T_{ck}(\tau)] + F_{po} \cdot \alpha_{po} [T_{po}(\tau) - T_{ck}(\tau)]$$

gdzie:

F_p - powierzchnia parownika omywana cieczą m^2 ,

F_z - powierzchnia zbiornika omywana cieczą m^2 ,

F_{po} - powierzchnia kontaktu cieczy z powietrzem wewnątrz zbiornika m^2 ,

α_{po} - współczynnik przejmowania ciepła od powietrza wewnątrz zbiornika do cieczy $W/(m^2 \cdot K)$,

$k_p = 1/(1/\alpha_{PC} + 1/\alpha_{PM})$ - współczynnik przenikania ciepła od cieczy do czynnika chłodniczego $W/(m^2 \cdot K)$,

$k_z = 1/(1/\alpha_{ZO} + 1/\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + 1/\alpha_{ZM})$ - współczynnik przenikania ciepła z otoczenia do wnętrza zbiornika zawierającego ciecz $W/(m^2 \cdot K)$.

Tabela 4.2. Bezwymiarowe związki uwzględnione w równaniu energii i ich rzędy wielkości

Wyszczególnienie wielkości bezwymiarowej	Wzór opisujący wielkość bezwymiarową	Zakres zmienności Rząd wielkości
Bezwymiarowe temperatury cieczy	$\Theta = (T_{ck} - T_{pa})/\Delta T_{max}$	$\Theta_k \leq \Theta \leq 1$ $0 < \Theta_k < 1$
	$\Theta_{T0} = (T_{ot} - T_{pa})/\Delta T_{max}$	$1 < \Theta_{to} < 1.2$
	$\Theta_{PO} = (T_{po} - T_{ck})/\Delta T_{max}$	$\Theta_{po} < 1$
Bezwymiarowy czas	$\tau_o = \tau/\tau_k$	$0 \leq \tau_o \leq 1$
Stała czasowa procesu	$\beta_m = m_{ck} \cdot c_{ck}/(F_p \cdot k_p + F_z \cdot k_z)$	

W pierwszym przybliżeniu założono również, że

$$\Delta T_{po}(\tau) = T_{po}(\tau) - T_{ck}(\tau) \cong const$$

Następnie równanie 4.15 przekształcono do postaci bezwymiarowej po wprowadzeniu bezwymiarowych związków zestawionych w tabeli 4.2 oraz bezwymiarowych modułów charakteryzujących intensywność oddziaływań cieplnych w postaci:

$$\Phi_{PZ} = \frac{F_z \cdot k_z}{F_p \cdot k_p} \quad (4.16)$$

$$\Phi_M = \frac{N_m}{\Delta T_{max} \cdot F_p \cdot k_p} \quad (4.17)$$

$$\Phi_{PO} = \frac{F_{po} \cdot \alpha_o}{F_p \cdot k_p} \quad (4.18)$$

gdzie:

$$\Delta T_{max} = (T_{m_{max}} - T_{pa})$$

Po uwzględnieniu związków (4.16) - (4.18) oraz zależności z tabeli 4.2 w równaniu 4.15 otrzymano równanie bilansu w postaci bezwymiarowej dogodnej do rozwiązania i dalszej analizy:

$$\frac{\beta_m}{\tau_k} \cdot \frac{d\Theta}{d\tau_o} + \Theta = C_{pz} \quad (4.19)$$

przy warunku początkowym:
dla

$$\tau_o = 0 \quad \text{jest} \quad \Theta = 1 \quad (4.20)$$

gdzie:

$$C_{PZ} = \frac{\Phi_M}{1 + \Phi_{PZ}} + \frac{\Phi_{PZ}}{1 + \Phi_{PZ}} \cdot \Theta_{TO} + \frac{\Phi_{PO}}{1 + \Phi_{PZ}} \cdot \Theta_{PO} \quad (4.21)$$

Równanie 4.19 jest niejednorodnym równaniem różniczkowym pierwszego rzędu o stałych współczynnikach.

Całka ogólna równania 4.19 ma postać:

$$\Theta(\tau_o) = \Omega \cdot e^{\frac{\tau_k}{\beta_m} \cdot \tau_o} + C_{PZ} \quad (4.22)$$

Po wykorzystaniu warunku (4.20) i wyznaczeniu stałej całkowania, otrzymano całkę szczególną w formie funkcji:

$$\Theta(\tau_o) = (1 - C_{PZ}) \cdot e^{\frac{\tau_k}{\beta_m} \cdot \tau_o} + C_{PZ} \quad (4.23)$$

przy czym funkcja (4.23) opisuje zmiany bezwymiarowej różnicy temperatury cieczy w czasie chłodzenia.

Funkcja (4.23) może służyć do wstępnego określenia wymaganego rzędu wielkości stałej β_m .

Po wykorzystaniu pojęcia warunku końcowego w formie:

$$\text{dla } \tau_o = 1 \quad \text{jest} \quad \Theta = \Theta_k$$

otrzymuje się zależność opisującą "wymagany rząd" wielkości stałej czasowej procesu β_m w postaci:

$$\beta_m^* = 1 / \left(\ln \frac{1 - C_{PZ}}{\Theta - C_{PZ}} \right) \cdot \tau_k \quad (4.24)$$

Jednocześnie analiza związku (4.23) wskazuje na zależność zmian temperatury cieczy w czasie schładzania od dwóch zbiorów czynników.

Pierwszy ze zbiorów A_{PA}^C obejmuje czynniki, których wartości są celowo konstruowane dla zrealizowania zamierzonego schłodzenia określonej ilości cieczy co do czasu i prędkości obniżania temperatury. Zbiór ten formalnie opisany jest formułami (4.25 - 4.28) i przedstawiony na schemacie (rys.4.3a).

$$A_{WF}^C = f(r_{pa}, \rho'_{pa}, \rho''_{pa}, \eta'_{pa}, \eta''_{pa}, \lambda'_{pa}, \lambda_m, \rho_m, c_m, \eta_m) \quad (4.28)$$

Wpływ tych czynników w równaniu (4.23) ujmuje stała β_m określająca tempo chłodzenia.

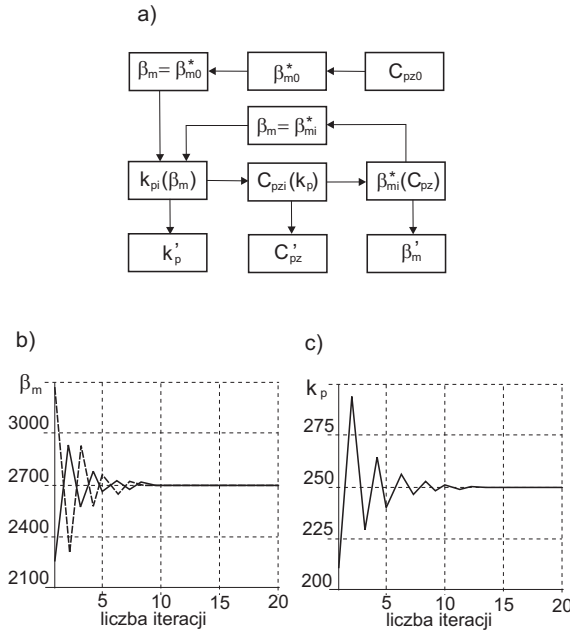
Drugi ze zbiorów A_{EN}^S zawiera czynniki niepożądane, generujące straty energii napędowej. Zbiór formalnie opisują formuły (4.29 - 4.32), związki w tym zbiorze przedstawiono na schemacie (rys.4.3b).

$$A_{EN}^S = A_G^S \cup A_P^S \cup A_{WF}^S \quad (4.29)$$

$$A_G^S = f(d_r, l_r, d_m, D_{zw}, H, \delta_{st}) \quad (4.30)$$

$$A_P^S = f(\Pi_s, \Pi_r, x, s, n_m, n_s, \dot{m}_c, \dot{m}_m, T_{pa}, T_{sk}, \Delta T_{ot}, k_{spr}, \lambda_{spr}, \eta_m, \eta_s) \quad (4.31)$$

$$A_{WF}^S = f(r_c, \rho'_c, \rho''_c, \eta'_c, \eta''_c, \lambda_{st}, \lambda_m, c_m, \eta_m) \quad (4.32)$$



Rys. 4.4. Schemat obliczeń iteracyjnych β_m

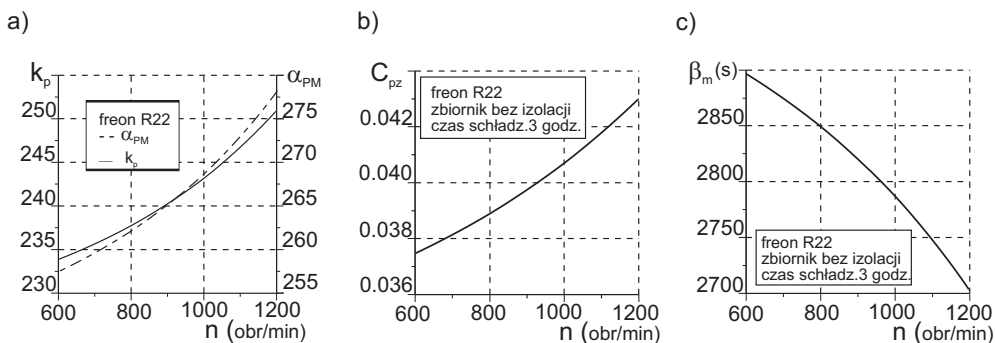
Oddziaływanie zbioru czynników A_{EN}^S przejawia się w równaniu (4.23) poprzez moduły:

Φ_{PZ} – charakteryzuje opór cieplny przenikania ciepła od otoczenia przez ścianę zewnętrzną zbiornika do cieczy,

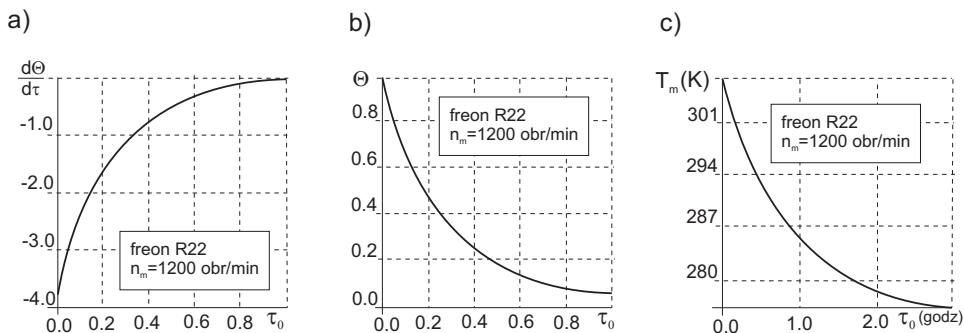
Φ_{PO} – charakteryzuje opór cieplny przejmowania ciepła od powietrza nad lustrem cieczy,

Φ_M – charakteryzuje dyssypację energii mieszania cieczy.

Wyznaczając β_m^* z zależności (4.24) i porównując ją z wartością β_m wyznaczoną ze wzoru (4.2) odnajduje się po pewnej liczbie iteracji wartość stałej czasowej procesu β_m , odpowiadającą schładzaniu określonej ilości cieczy w żądanym czasie od temperatury $35^\circ C$ do $4^\circ C$ (rys.4.4). Postępowanie takie daje również sposobność do wyznaczenia wymaganej wielkości współczynnika przenikania ciepła od cieczy do czynnika chłodniczego k_p (rys.4.5).



Rys. 4.5. Zależność współczynnika przenikania ciepła k_p i współczynnika przejmowania ciepła α_{PM} oraz β_m i C_{pz} od prędkości obrotowej mieszadła



Rys. 4.6. Zmiany prędkości schładzania cieczy $\frac{d\Theta}{d\tau_0}$ i bezwymiarowego czasu schładzania τ_0 (wykres a, b) oraz zależność zmiany temperatury cieczy T_m od czasu schładzania τ (wykres c) obrotowej mieszadła

Na wykresach przedstawiono zmiany współczynników: przenikania ciepła od cieczy do czynnika chłodniczego - k_p i współczynnika przejmowania

ciepła od cieczy do parownika - α_{PM} oraz wykresy zmian wielkości: β_m i C_{pz} wyznaczonych ze wzorów wcześniej podanych w zależności od prędkości obrotowej mieszadła n_m . Na wykresach (rys.4.6) przedstawiono: zmiany prędkości schładzania cieczy $\frac{d\Theta}{d\tau_0}$ w czasie τ_0 (wykres a, b) oraz zmiany temperatury cieczy T_m w czasie schładzania τ (wykres c).

4.3. Analiza przyczyn najważniejszych strat energii w urządzeniu rzeczywistym

W badanym urządzeniu chłodniczym, bez względu na stosowany czynnik chłodniczy, straty energii napędowej spowodowane są następującymi oddziaływaniami:

- oddziaływaniami wewnętrznymi, związanymi z nieodwracalnością przemian termodynamiczno - przepływowych, doprowadzającymi do niepożądanego wzrostu entropii wewnątrz układu chłodziarki i poprzez to obniżającymi zdolność czynnika chłodniczego do pobierania ciepła z przestrzeni chłodzonej,
- oddziaływaniami zewnętrznymi na które składają się: sprawność przetwarzania energii elektrycznej na energię mechaniczną dostarczaną bezpośrednio do czynnika na powierzchni denka tłoka sprężarki, bezproduktywne rozprężanie czynnika w urządzeniu rozprężającym, skończona wartość oporu cieplnego izolacji zbiornika cieczy a także zamiana w ciepło energii doprowadzonej poprzez mieszadło.

W dalszej części pracy rozważono najważniejsze straty wynikające z oddziaływań zewnętrznych a mianowicie: straty przekształcania energii elektrycznej w energię mechaniczną dostarczaną bezpośrednio do czynnika, stratę nieodzyskiwania pracy rozprężania oraz straty wynikające z niedoskonałości izolacji cieplnej zbiornika i zmiany energii mieszania w ciepło w chłodzonej substancji. Rozmieszczenie źródeł analizowanych strat przedstawiono schematycznie na rys.4.7. Zamieszczone wzory opisują średnie wartości strat energii w czasie schładzania porcji cieczy - τ . Wzory opisujące najważniejsze straty energii napędowej :

- Straty natury wewnętrznej

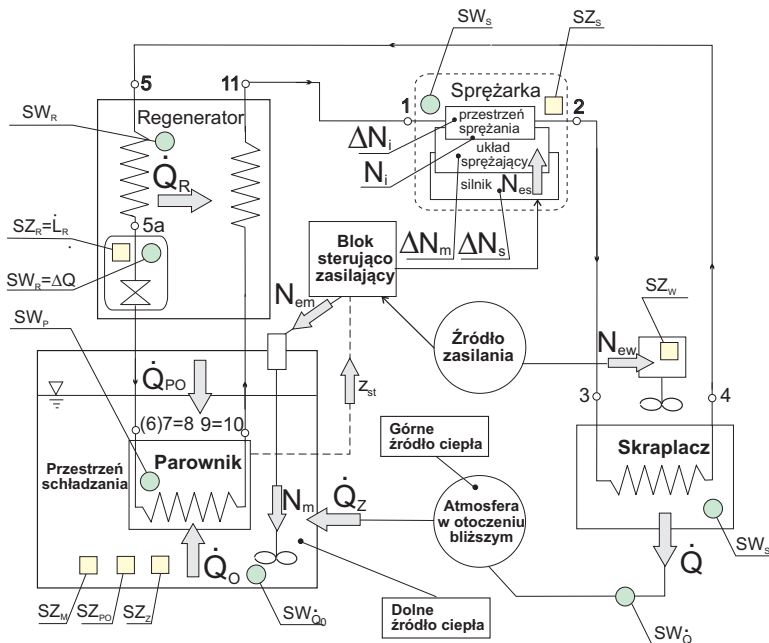
Strata nieodwracalności sprężania czynnika odniesiona do wnętrza cylindra:

$$SW_s = N_m (1 - \eta_i) \quad (4.33)$$

gdzie:

$$\eta_i = \lambda_v \lambda_d \lambda_T \lambda_n \frac{N_{tt}}{N_i} \quad (4.34)$$

$$N_{tt} = \frac{k}{k-1} p_1 \dot{V}_1 \left[\Pi_s^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4.35)$$



Rys. 4.7. Schemat układu urządzeń chłodziarki wraz ze zbiornikiem schładzanej cieczy z naniesionymi źródłami najważniejszych strat

Strata nieodwracalności rozprężania czynnika w urządzeniu rozprężającym

$$SW_r = \dot{m}_c T_{pa} (x_5 - x_{5c}) [s''(T_{pa}) - s'(T_{pa})] \quad (4.36)$$

Strata mocy indykowanej

$$SW_{ni} = \Delta N_i = N_i (1 - \eta_i) \quad (4.37)$$

— Straty natury zewnętrznej

Strata przetwarzania energii elektrycznej w sprężarce

$$SZ_s = (1 - \eta_m) \eta_s N_{es} \quad (4.38)$$

Strata pracy rozprężania w urządzeniu rozprężającym

$$SZ_r = \dot{m}_c (i_5 - i_{5c}) \quad (4.39)$$

Strata dopływu ciepła do cieczy poprzez izolację cieplną

$$S\dot{Z}_z = F_z k_z (T_c - T_{ot}) \quad (4.40)$$

Strata zamiany energii mieszania w ciepło

$$SZ_M = N_m \quad (4.41)$$

Strata dopływu ciepła od powietrza w zbiorniku

$$SZ_{po} = \dot{Q}_{po} = F_{po} \alpha_{po} (T_{po} - T_c) \quad (4.42)$$

Strata mocy silnika

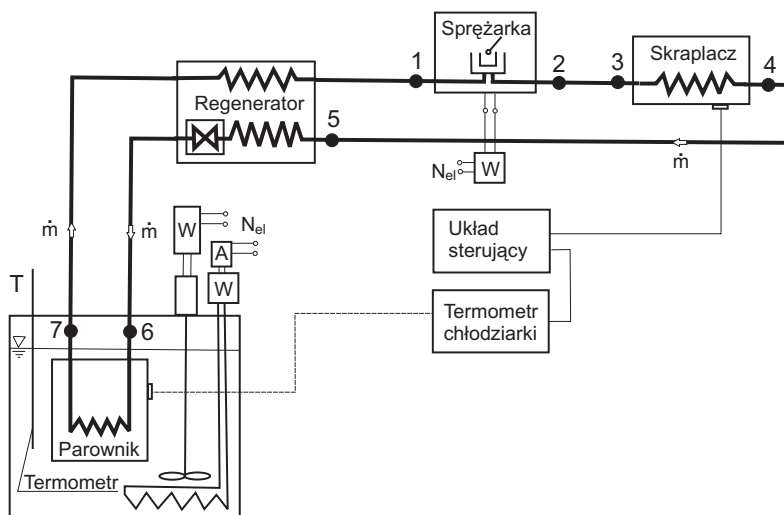
$$SZ_{mn} = \Delta N_m = N_s (1 - \eta_m) \quad (4.43)$$

Strata mocy elektrycznej dostarczanej do silnika

$$SZ_{ns} = \Delta N_s = N_{el} (1 - \eta_s) \quad (4.44)$$

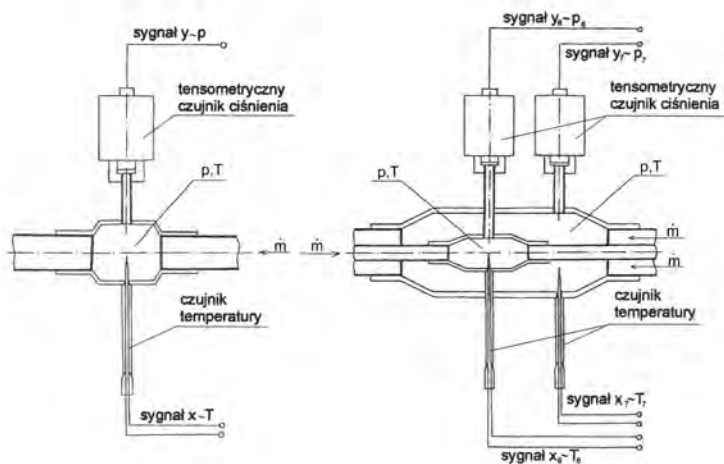
4.4. Projekt stanowiska i węzłów pomiarowych

Po analizie problemu badawczego przedstawionego w pracach [24],[25], postanowiono dokonać pomiarów temperatur i ciśnień w następujących punktach badanego urządzenia chłodniczego, jak na rys. 4.8. Znając miejsca punktów pomiarowych ciśnień i temperatur należało zaprojektować tak głowice pomiarowe by czujniki były prawidłowo wprowadzone w obszar przepływu czynnika chłodniczego.



Rys. 4.8. Schemat badanego urządzenia z zaznaczonymi punktami pomiarowymi odpowiadającymi przekrojom kontrolnym przepływu czynnika: 1 – przekrój na wejściu do sprężarki, 2 – przekrój na wyjściu ze sprężarki, 3 – przekrój przed skraplaczem, 4 – przekrój za skraplaczem, 5 – przekrój przed rurką kapilarną, 6 – przekrój przed parownikiem, 7 – przekrój za parownikiem

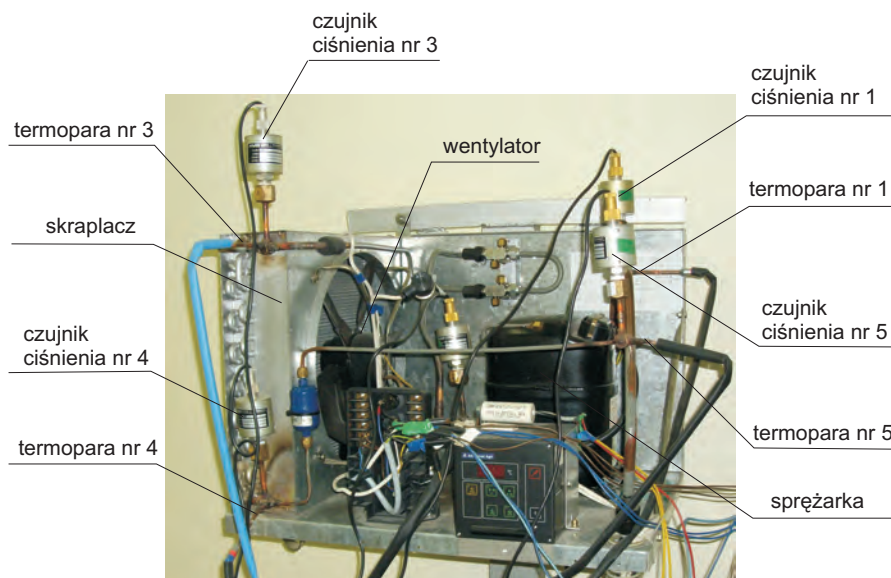
Mocowania czujników powinny mieć odpowiednią wytrzymałość mechaniczną oraz powinny zapewniać całkowitą hermetyczność układu. Ze względu na strukturę przepływu czynnika chłodniczego w badanym urządzeniu (przepływ pojedynczym rurociągiem lub podwójnym rurociągiem koncentrycznym), zaszła potrzeba zaprojektowania dwóch rodzajów głowic (rys.4.9). Przy umieszczaniu termometru należało pamiętać, że jest on źródłem zaburzeń istniejącego pola temperatury i zaburzenia te powinny być jak najmniejsze. Jednocześnie należało zapewnić takie warunki, aby temperatura ciała termometrycznego była jak najbardziej zbliżona do temperatury badanego ośrodka.



Rys. 4.9. Schematy głowic pomiarowych do pomiaru temperatury i ciśnienia: a) w pojedynczym przewodzie, b) w podwójnym przewodzie koncentrycznym

Rysunek 4.10 przedstawia agregat chłodniczy z zamontowanymi głowicami pomiarowymi. Zamontowane głowice umieszczone są na pojedynczych przewodach. Na rysunku 4.11 głowice pomiarowe zamontowane są na podwójnym przewodzie koncentrycznym.

Głowice pokazane na rysunku 4.9a umiejscowione zostały w punktach 1, 2, 3, 4 i 5 układu chłodniczego (rys.4.8). Przez przekroje odpowiadające tym punktom przepływa para lub ciecz czynnika chłodniczego w pojedynczych przewodach miedzianych o średnicach wewnętrznych od 4 do 10 mm. Tak wykonane głowice dają możliwość pomiaru temperatury i ciśnienia czynnika w tym samym przekroju. Za pomocą głowicy przedstawionej na rys.4.9b dokonywane są pomiary w przekrojach dwóch koncentrycznych przewodów, przez które przepływa w przeciwnym kierunku czynnik chłodniczy. Przekroje odpowiadają punktom 6 i 7 (rys.4.8), tzn. punktom wejścia i wyjścia z rege-

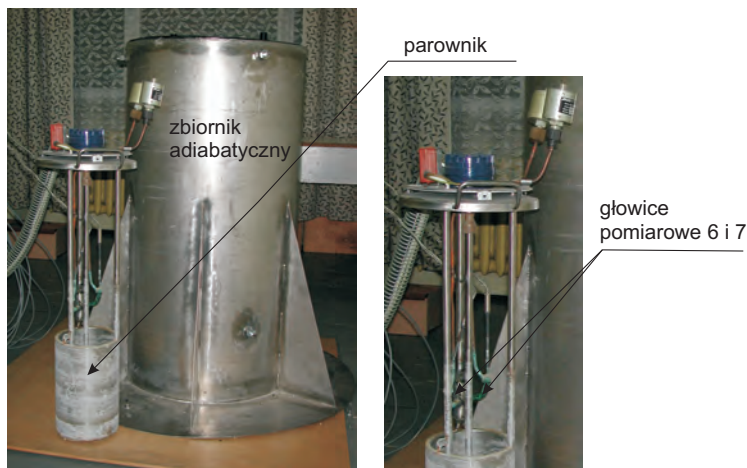


Rys. 4.10. Agregat chłodniczy z zamontowanymi głowicami pomiarowymi

neratora. Przez przekrój 6 przepływa czynnik chłodniczy w stanie ciekłym w kierunku od regeneratora do parownika miedzianą rurką o średnicy wewnętrznej 1.4 mm. Kapilara umieszczona jest wewnątrz przewodu rurowego ze stali kwasoodpornej o średnicy wewnętrznej 15 mm, którym przepływa para czynnika chłodniczego w kierunku przeciwnym niż w kapilarze. Do zamontowania głowic pomiarowych w urządzeniu konieczne było rozhermetyzowanie urządzenia chłodniczego i usunięcie z układu freonu do butli na czynnik, a następnie rozcięcie przewodów rurowych w przekrojach pomiarowych. Wiązało się to z niebezpieczeństwem zawilgocenia i zanieczyszczenia instalacji chłodniczej. Dlatego po zamontowaniu głowic pomiarowych układ został osuszony, sprawdzono szczelność połączeń i zamontowanej instalacji przy podciśnieniu. Sprawdzenie szczelności przy podciśnieniu polega na opróżnieniu za pomocą pompy próżniowej urządzenia chłodniczego, aż do otrzymania prawie absolutnej próżni. Jeżeli urządzenie jest szczelne, to po upływie doby podciśnienie pokazywane przez manowakumetr nie powinno zmaleć.

Szczelność połączeń sprawdzono w dwóch aspektach, a mianowicie:

- w aspekcie przecieków powietrza atmosferycznego do wnętrza instalacji (szczególnie w strefach obniżonego ciśnienia czynnika chłodniczego),
- w aspekcie przecieków czynnika chłodniczego z instalacji do otoczenia (ważne dla strefy podwyższonego ciśnienia czynnika nad poziom ciśnienia otoczenia).



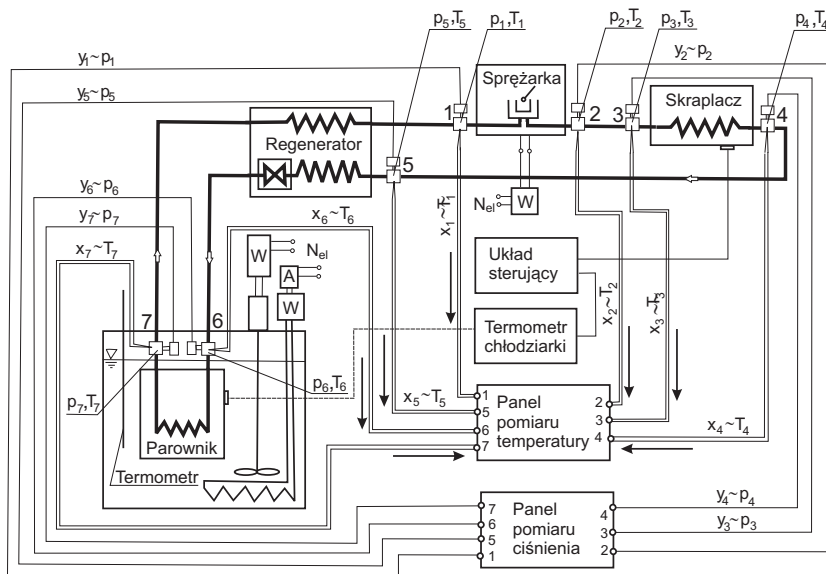
Rys. 4.11. Parownik zanurzeniowy ze zbiornikiem adiabatycznym służącym do chłodzenia cieczy

Po ustabilizowaniu się ciśnienia na wysokości około 2 bar w całej instalacji sprawdzono kolejno przy pomocy czujnika wykrywającego obecność freonu w powietrzu, wszystkie połączenia i miejsca, w których mógłby nastąpić przeciek. Zestawione stanowisko pomiarowe pokazane jest na rysunku 4.12.



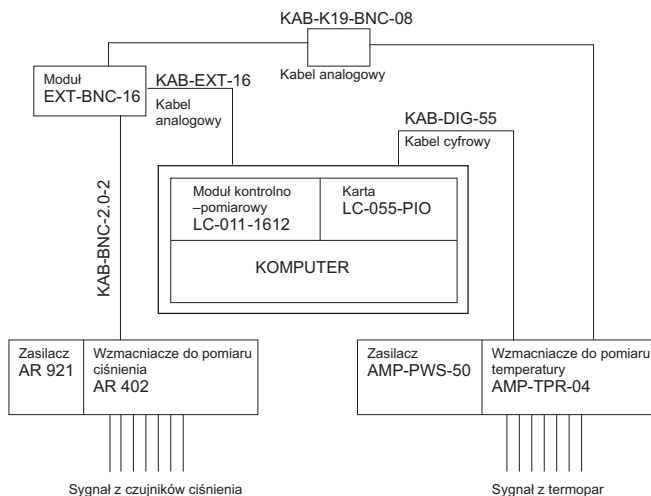
Rys. 4.12. Widok ogólny stanowiska badawczego

Na zdjęciu oprócz agregatu chłodniczego widzimy aparaturę pomiarową użytą do pomiarów i zbiornik adiabatyczny w którym umieszczony jest parownik.



Rys. 4.13. Schemat układu torów pomiarowych temperatur i ciśnień

Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku przeznaczonym do zbierania danych w czasie rzeczywistym z wybranych punktów pomiarowych. Schemat układu torów pomiarowych przedstawiono na rys.4.13. Monitorowane są: temperatura, ciśnienie i pobór mocy elektrycznej.



Rys. 4.14. Schemat metodologii badania układów chłodziarek sprężarkowych

System składa się z zespołu czujników i przetworników, przetwornika analogowo - cyfrowego oraz komputera rys.4.14. Zespół czujników i przetworników służy do zmiany wybranych wielkości fizycznych (temperatury, ciśnienia, mocy prądu elektrycznego) na znormalizowane sygnały elektryczne wygodne do przesyłania na odległość. Sygnały te doprowadzono do wejść przetwornika zmieniającego ich wartości analogowe na dyskretne wartości cyfrowe. Komputer dzięki odpowiedniemu oprogramowaniu steruje przebiegiem pomiarów (wyznacza odcinek czasu pomiędzy pomiarami, wybiera odpowiedni tor pomiarowy), magazynuje wartości cyfrowe w swojej pamięci i składa je w odpowiednim formacie na dysku twardym.

Rozdział 5

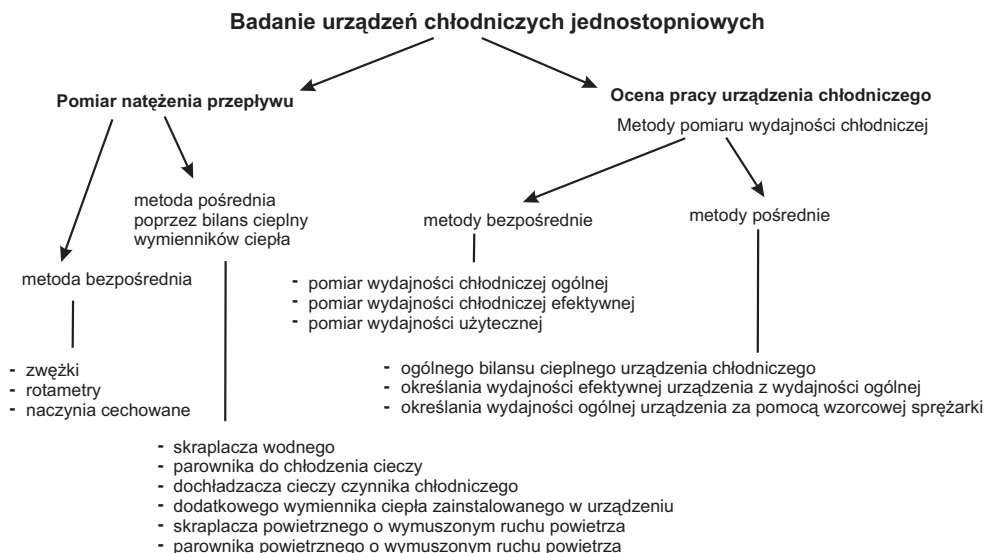
Plan badań eksperymentalnych w stanach ustalonych i nieustalonych

5.1. Metody i sposoby pomiarów wielkości charakterystycznych pracy urządzeń chłodniczych

W zakres badań energetycznych sprężarkowych urządzeń chłodniczych wchodzi pomiar określonych wielkości charakterystycznych, których celem jest wyznaczenie charakterystyk energetycznych i określenie wskaźników techniczno – eksploatacyjnych urządzenia chłodniczego i jego elementów [43],[62]. Badania te umożliwiają sprawdzenie, czy osiągnięto wskaźniki założone w czasie projektowania i konstrukcji, określone przez projektantów. Na podstawie wyników badań można sformułować wnioski dotyczące rozwoju konstrukcji badanych maszyn i urządzeń. Przeprowadzenie tych badań ma zgodnie z [37] na celu:

- ustalenie mocy chłodniczej urządzenia, tj. wydajności chłodniczej całkowitej i użytecznej
- ustalenie obciążeń cieplnych i ocenę pracy aparatów, wymienników ciepła oraz sprężarek
- określenie zużycia czynników pośredniczących, tj. wody, powietrza, chłodziw
- ustalenie zużycia energii elektrycznej przez sprężarki i maszyny pomocnicze
- ustalenie strat i oporów przepływu w rurociągach, aparatach i wymiennikach ciepła
- ustalenie wskaźników techniczno-energetycznych, charakteryzujących pracę całego urządzenia lub jego poszczególnych elementów składowych.

Ocenę urządzenia chłodniczego przeprowadza się na podstawie badań, w skład których wchodzi: pomiary jakościowe parametrów termodynamicznych w punktach charakterystycznych, umożliwiające określenie obiegu rzeczywistego urządzenia, i pomiary ilościowe umożliwiające określenie wydajności chłodniczej całkowitej i użytecznej oraz obciążeń cieplnych poszczególnych wymienników. Ponadto wskazany jest pomiar mocy efektywnej napędu sprężarki.



Rys. 5.1. Metody badania urządzeń chłodniczych jednostopniowych

Otrzymane z pomiarów wielkości służą do oceny jakościowo – ilościowej całego urządzenia i jego elementów. Do parametrów termodynamicznych obiegu chłodniczego mierzonych podczas badań należą: temperatura i ciśnienie przed i za każdym z elementów (wymennikiem ciepła, aparatem lub sprężarką) urządzenia chłodniczego, a także temperatury i ciśnienia płynów chłodzących skraplacz i dochładzacz (przed i za wymiennikami) oraz temperatury i ciśnienia płynów dochłodzonych w parowniku (przed i za wymiennikiem).

Według zaleceń normy *PN-72/M-04600*, pomiary temperatury i ciśnienia służące do określenia strumienia ciepła (wydajności) należy wykonać z taką dokładnością, aby obliczyć te wielkości również z wymaganą dokładnością. Pomiary temperatur dokonuje się z dokładnością do 0.5 K. Pomiary ciśnień, zwłaszcza przed i za wymiennikami oraz sprężarką, należy przeprowadzać z taką dokładnością, aby można było wyznaczyć odpowiadające tym ciśnieniom temperatury nasycenia z błędem mniejszym niż 0.5 K. Ciśnienia i temperatury należy mierzyć w miejscach o możliwie równomiernej prędkości strugi w przekroju. Należy unikać miejsc przed zmianą kierunku przepływu lub po zmianie, oraz miejsc, w których następuje zmiana prędkości lub charakteru przepływu strugi. Zgodnie z [37] ciśnienie i temperaturę ssania lub tłoczenia sprężarki należy mierzyć w tym samym przekroju pomiarowym na prostoliniowym przewodzie o jednakowej średnicy, w odległości równej 8 średnicom przewodu, lecz nie mniejszej niż 300 mm od dopływu do sprężarki

lub zaworu stanowiącego jej wyposażenie. Ciśnienie i temperaturę czynnika chłodniczego na dopływie i odpływie z bilansowanego wymiennika lub urządzenia należy mierzyć w zasadzie w tym samym przekroju pomiarowym w odległości równej 3 średnicom przewodu od tych urządzeń. Przy pomiarach temperatur służących do wyznaczania innych wielkości należy pamiętać, aby para była zdecydowanie przegrzana (przegrzanie co najmniej $5 \div 8$ K zależnie od rodzaju czynnika chłodniczego), a ciecz zdecydowanie przechłodzona (przechłodzenie co najmniej 3 K). Przy pomiarze ciśnień pulsujących należy stosować odpowiednio dobrane urządzenia tłumiące [43]. Na rysunku 5.1 przedstawiono jakie badania przeprowadza się na urządzeniach chłodniczych. Wybór metody zależy od urządzenia wybranego do badań i od celu pomiarów.

5.2. Sposób pomiaru strumienia masy czynnika chłodniczego w urządzeniu

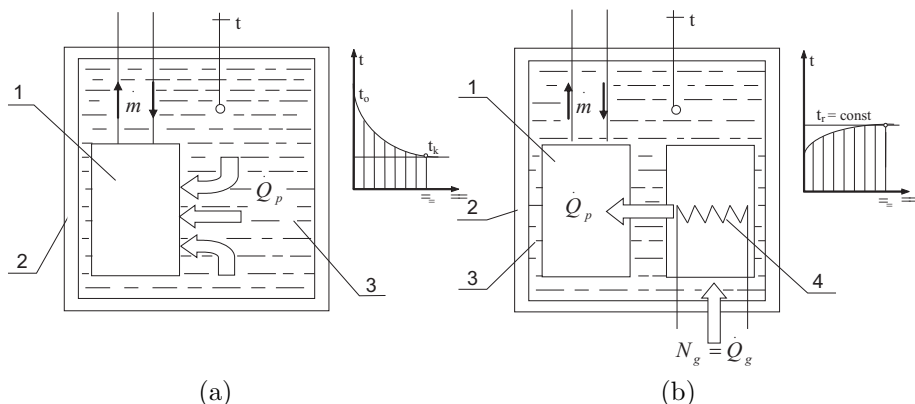
Pomiaru strumienia czynnika chłodniczego krążącego w instalacji można dokonać metodą niszczenia wydajności chłodniczej badanej chłodziarki. Jest to pośrednia metoda pomiaru strumienia masy wykorzystująca bilans cieplny parownika do chłodzenia cieczy. Dla osiągnięcia stanu równowagi cieplnej i termicznej należy zrealizować następujący proces:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_g = N_g \quad (5.1)$$

gdzie:

$\dot{Q}_p$ – wydajność chłodnicza parownika,
 $\dot{Q}_g$ – wydajność cieplna grzałki elektrycznej,
 N_g – moc grzałki elektrycznej.

W pierwszym etapie (rys.5.2a) należy uruchomić urządzenie chłodnicze. Parownik zacznie pobierać ciepło od cieczy wypełniającej zbiornik i po pewnym czasie temperatura w zbiorniku zmaleje od t_o do t_k . W drugim etapie (rys.5.2b) należy włączyć grzałkę elektryczną wyposażoną w układ elektryczny do regulacji mocy grzałki N_g . Strumień ciepła zacznie dopływać do cieczy wypełniającej zbiornik. Dobierając odpowiednią moc N_g po pewnym czasie temperatura cieczy w zbiorniku ustali się na poziomie t_r . To ustalenie się temperatury na poziomie t_r świadczy o zaistnieniu wymaganego stanu równowagi w układzie. W ten sposób poznajemy wartość strumienia ciepła $\dot{Q}_p$ dopływającego do parownika ($\dot{Q}_p = N_g$). Wartość strumienia masy czynnika chłodniczego obliczamy ze wzoru :



Rys. 5.2. Schematyczne przedstawienie metody niszczenia wydajności chłodniczej parownika do chłodzenia cieczy: 1 – parownik, 2 – zbiornik z osłoną adiabatyczną, 3 – ciecz chłodzona, 4 – grzałka elektryczna

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_p}{\Delta i_p} \quad (5.2)$$

gdzie:

Δi_p – przyrost entalpii czynnika chłodniczego w parowniku.

W przypadku badanego urządzenia realizację procesu przedstawiono na rys.5.3

$$T_6 = T_7, p_6 = p_7, i_6 \neq i_7, \dot{m}_c = \dot{Q}_p / q_p \quad (5.3)$$

gdzie: $\dot{m}_c$ – strumień masy czynnika chłodniczego, $\dot{Q}_p$ – wydajność chłodnicza parownika, q_p – właściwa wydajność chłodnicza parownika

$$q_p = i_7 - i_6 \quad (5.4)$$

gdzie:

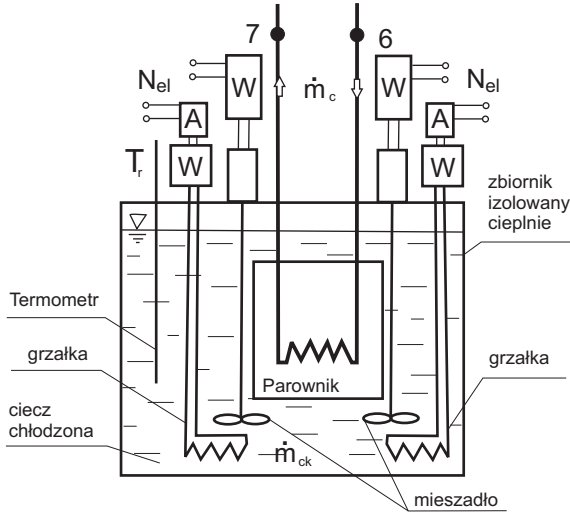
i_7 – entalpia czynnika chłodniczego za parownikiem,

i_6 – entalpia czynnika chłodniczego przed parownikiem.

Bilans cieplny określony jest zależnością

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_g \quad \text{dla } T_r = \text{const} \quad (5.5)$$

T_r – temperatura cieczy chłodzonej, natomiast $\dot{Q}_g$ – oznacza wydajność cieplną grzałki elektrycznej, która wyrażona jest zależnością



Rys. 5.3. Wyznaczanie strumienia masy czynnika chłodniczego w badanym urządzeniu metodą niszczenia wydajności chłodniczej 1 – parownik, 2 – mieszadło, 3 – grzałka elektryczna, 4 – zbiornik izolowany cieplnie, 5 – ciecz chłodzona

$$\dot{Q}_g = N_g = N_{el} \eta_g \quad (5.6)$$

gdzie:

N_{el} – moc elektryczna grzałki,

η_g – sprawność grzałki.

W celu równomiernego nagrzewania cieczy przez grzałki elektryczne i chłodzenia cieczy przez parownik wyposażono zbiornik w dodatkowe mieszadła.

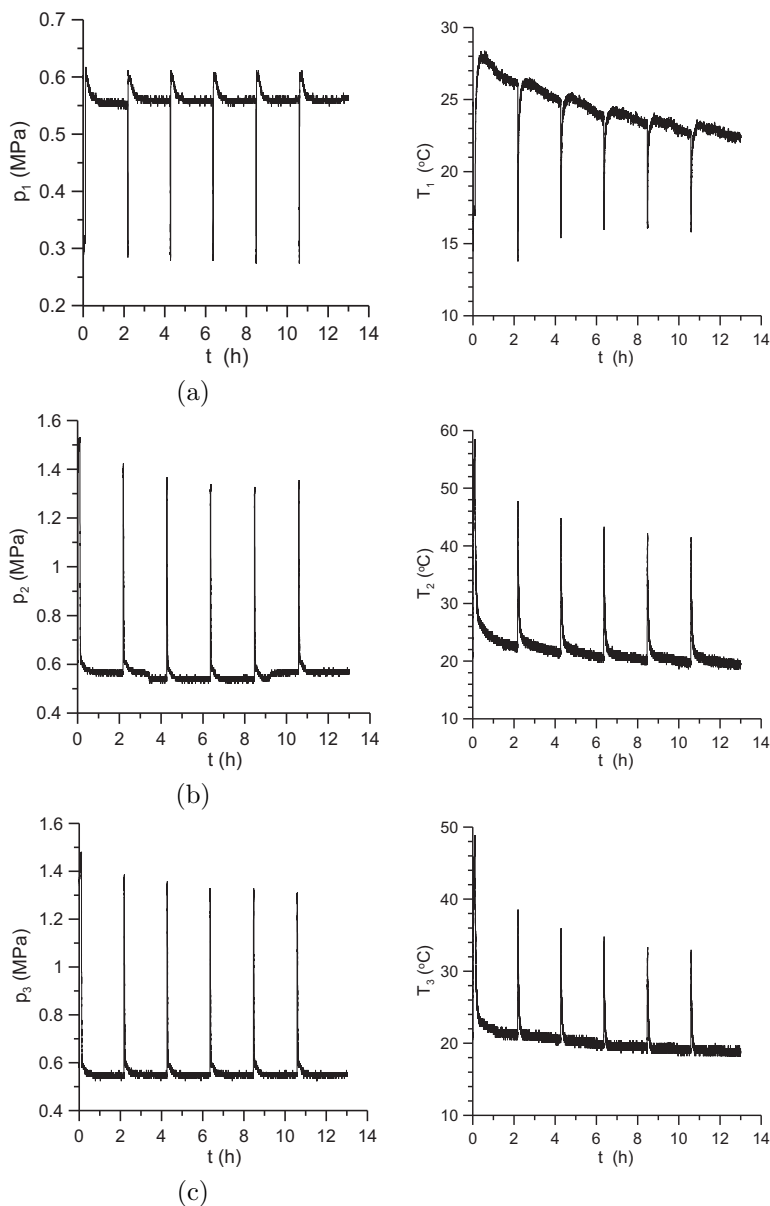
Rozdział 6

Analiza głównych strat w urządzeniu chłodniczym w stanach ustalonych i nieustalonych

6.1. Badania eksperymentalne

Na stanowisku badawczym przeprowadzono badania eksperymentalne wielkości (T , p , N) w wybranych punktach pomiarowych. Na podstawie wyników badań wykreślono charakterystyki pracy urządzenia chłodniczego.

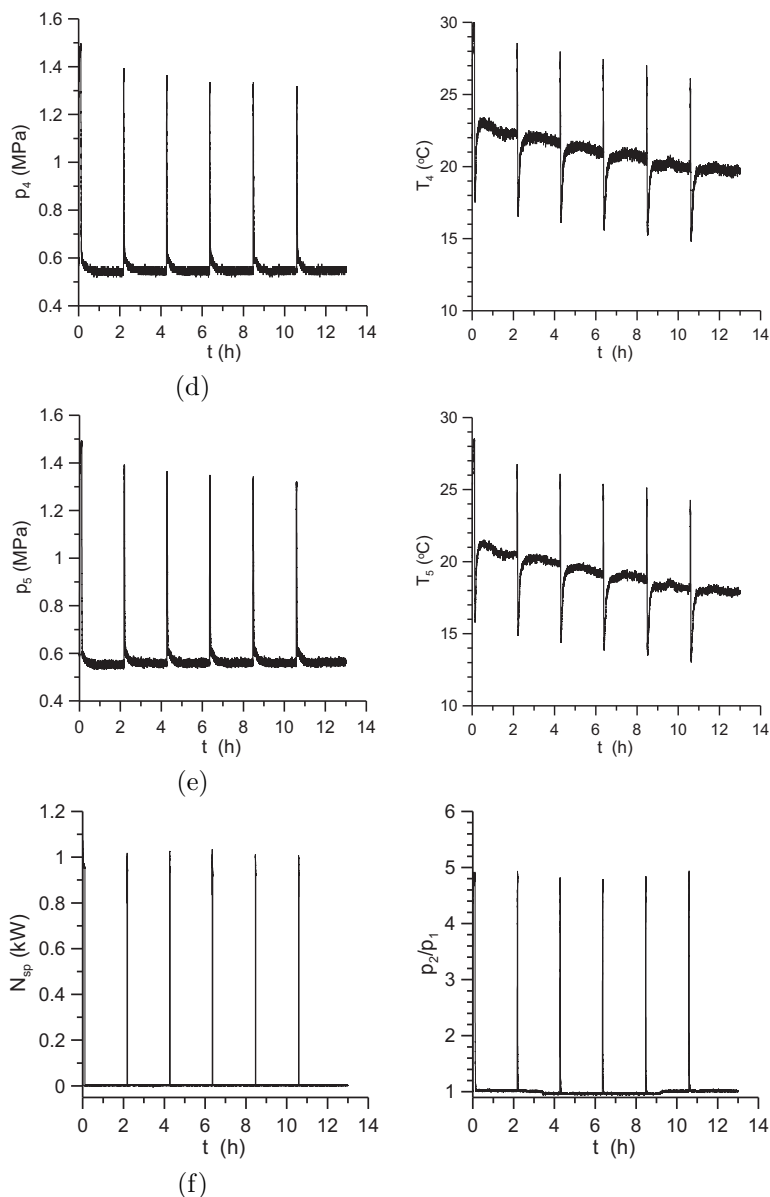
Na wykresach (rys.6.1, rys. 6.2) przedstawiono zmiany ciśnienia, temperatury, sprężu sprężarki i mocy urządzenia chłodniczego w czasie wielu godzin pracy. Widać na nich, że tylko pierwszy cykl chłodzenia jest inny niż pozostałe. Następne cykle służą do utrzymania temperatury cieczy na żądanym poziomie, więc praca urządzenia chłodniczego powtarza się cyklicznie. Chłodziarka zaczyna pracować, gdy temperatura cieczy przekroczy dopuszczalny poziom temperatury. Ten zakres działania chłodziarki uważany jest za stan ustalonej pracy. Ciśnienia i temperatury pozostają na tym samym poziomie w czasie wielu cykli. Na wykresach widzimy nieznaczne zmiany temperatury wynikające ze zmiany temperatury otoczenia w czasie chłodzenia. Cały agregat oprócz parownika, który zanurzony jest w cieczy znajdującej się w zbiorniku izolowanym cieplnie pracuje w temperaturze otoczenia. Stan nieustalony występuje podczas pierwszego cyklu po uruchomieniu urządzenia chłodniczego, po przerwie w użytkowaniu urządzenia. Ciecz chłodzona posiada dużo wyższą temperaturę początkową i czas pierwszego cyklu schładzania jest o wiele dłuższy z tego powodu. Wykresy te sporządzono w celu pokazania cykliczności zmian podstawowych wielkości termodynamicznych podczas pracy urządzenia chłodniczego. W chwili każdorazowego zakończenia ruchu urządzenia chłodniczego temperatura czynnika w parowniku jest o kilka do kilkunastu stopni niższa od temperatury cieczy otaczającej parownik. Wewnątrz parownika znajduje się wtedy czynnik chłodniczy jako ciecz wrząca i para nasycona, ewentualnie w pobliżu wylotu jako para przegrzana. Po wyłączeniu się sprężarki zachodzi tendencja do wyrównania temperatury czynnika chłodniczego, znajdującego się w parowniku z temperaturą chłodzonego medium. Następuje wzrost temperatury czynnika połączony ze wzrostem jego ciśnienia. Małe przy tym masa



Rys. 6.1. Zmiany ciśnienia i temperatury w czasie chłodzenia, (a) punkt 1, (b) punkt 2, (c) punkt 3, zadana temperatura chłodzenia 10°C

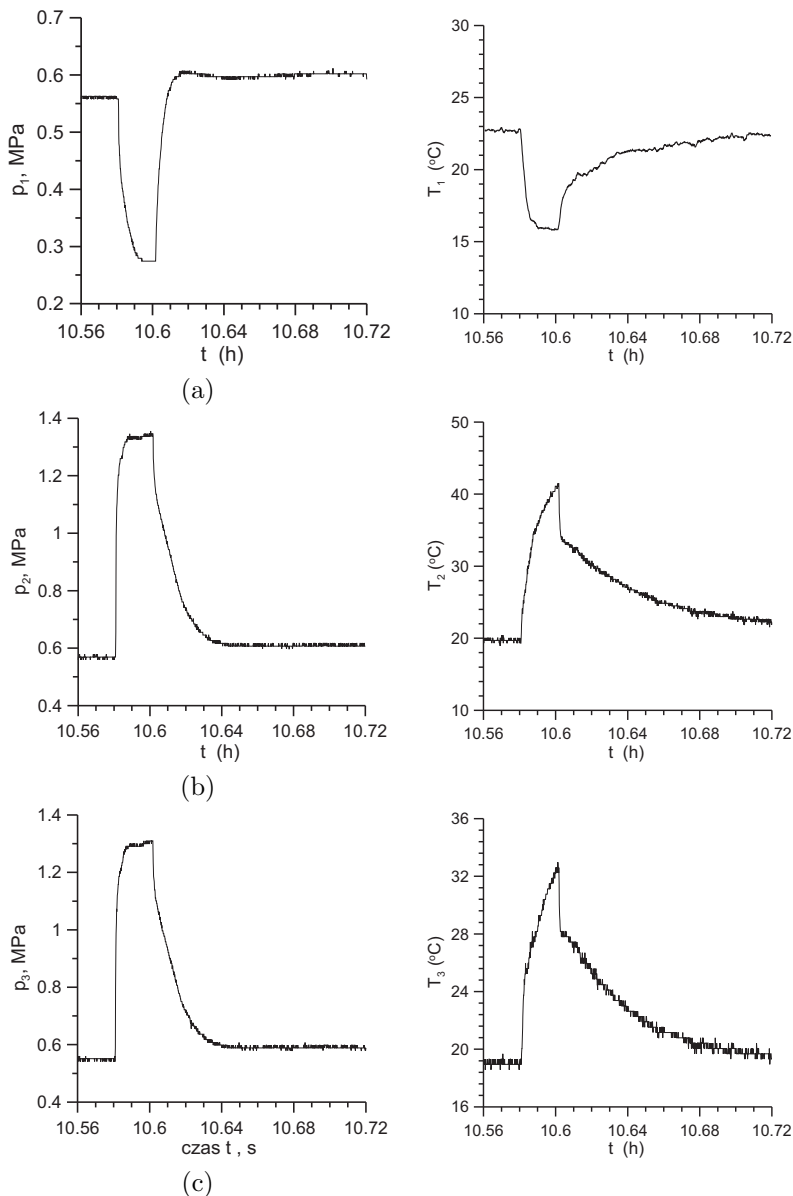
czynnika ciekłego, kosztem wzrostu masy czynnika lotnego. W chwili rozruchu urządzenia zachodzi stopniowy spadek ciśnienia wskutek zasysania pary przez sprężarkę.

W celu dokładniejszego pokazania zmian ciśnienia, temperatury, mocy i sprężu sprężarki przedstawiono je w czasie jednego cyklu pracy agregatu



Rys. 6.2. Zmiany ciśnienia i temperatury w czasie chłodzenia - ciąg dalszy, (d) punkt 4, (e) punkt 5, (f) zmiana mocy i sprężu sprężarki, zadana temperatura chłodzenia 10°C

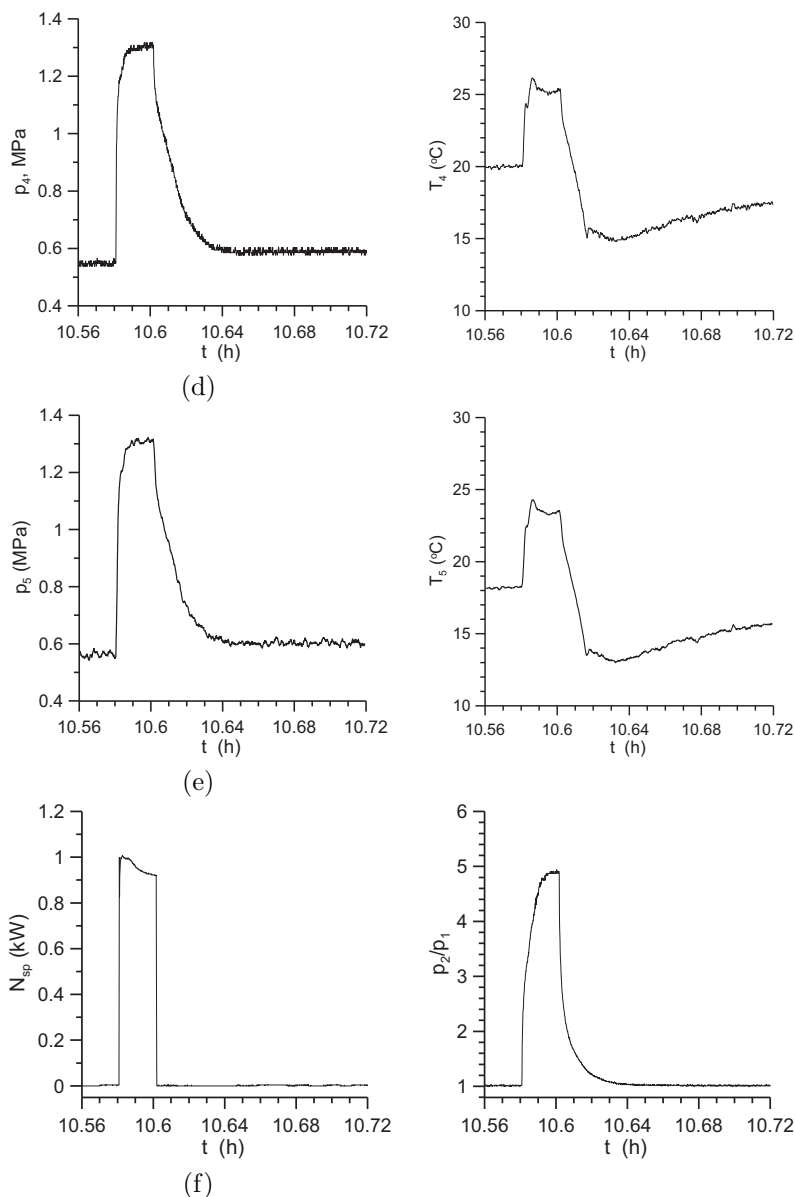
chłodniczego (rys.6.3, rys.6.4). Do przedstawienia tych zmian wybrano jeden z wielu powtarzających się cykli. Na wykresach widać jak zmieniają się te wielkości w czasie pracy sprężarki do momentu, gdy ciecz chłodzona uzyska żądaną temperaturę. Gdy sprężarka zaczyna pracować, w punkcie pomia-



Rys. 6.3. Zmiany ciśnienia i temperatury w czasie jednego cyklu chłodzenia, (a) punkt 1, (b) punkt 2, (c) punkt 3, zadana temperatura chłodzenia 10°C

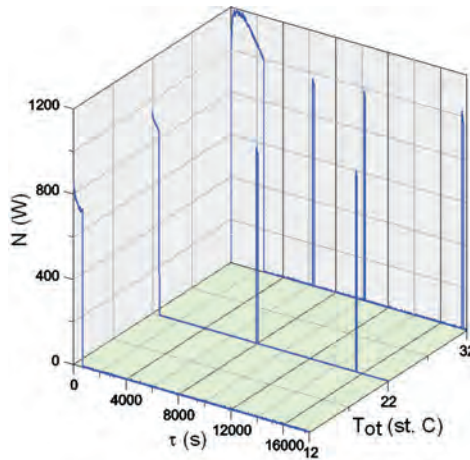
rowym 1 (przed sprężarką) spada ciśnienie i temperatura. W pozostałych punktach pomiarowych przedstawionych na wykresach wielkości te wzrastają. Po wyłączeniu urządzenia następuje wyrównanie ciśnień w układzie i powolne wyrównanie temperatury z temperaturą otoczenia.

Na wykresie 6.5 pokazano jak zmienia się zużycie mocy napędowej w za-

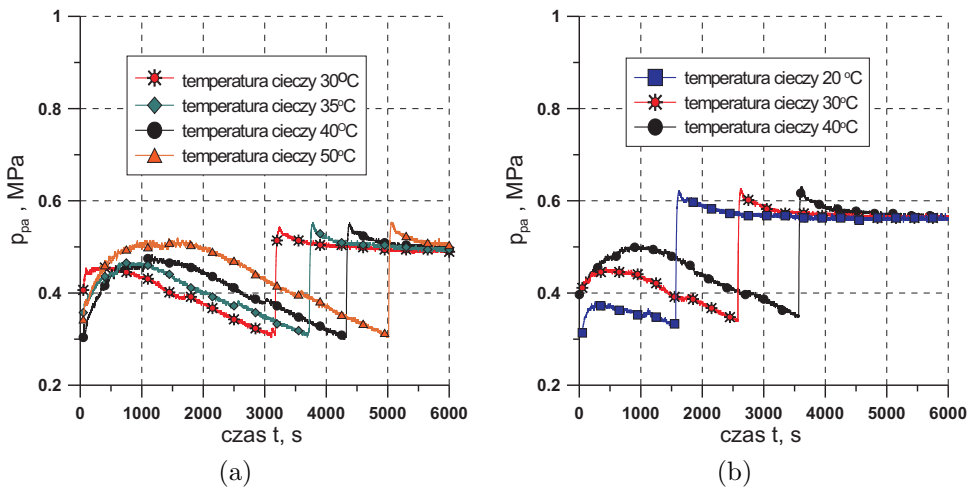


Rys. 6.4. Zmiany ciśnienia i temperatury w czasie jednego cyklu chłodzenia - ciąg dalszy, (d) punkt 4, (e) punkt 5, (f) zmiana mocy i sprężu sprężarki, zadana temperatura chłodzenia 10°C

leżności od temperatury otoczenia. Gdy temperatura otoczenia jest niższa, rzadziej następuje włączanie się sprężarki i tym mniejsze jest zużycie energii elektrycznej. Dlatego należy chłodziarki ustawiać w miejscach zacienionych, gdzie jest dobry przewiew powietrza.

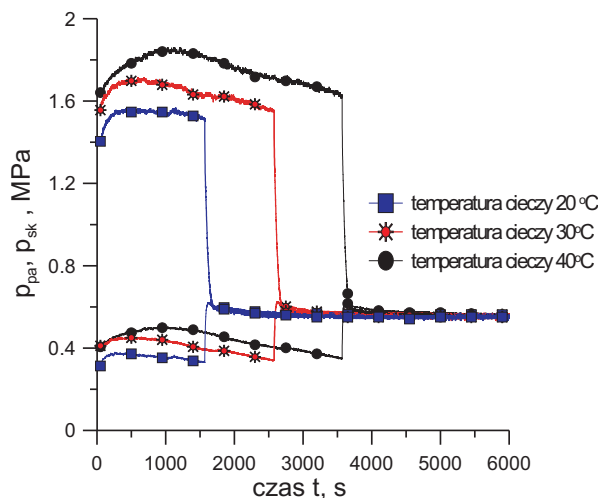


Rys. 6.5. Wykres zmian mocy napędowej w zależności od temperatury otocznia w funkcji czasu dla temperatury chłodzenia cieczy 4°C

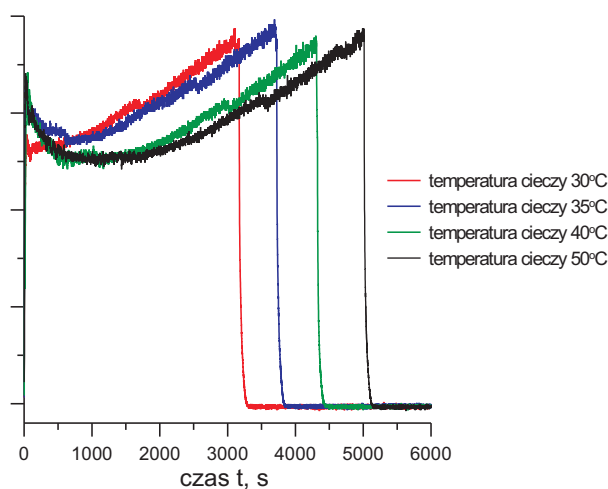


Rys. 6.6. Wykresy przedstawiające zmianę ciśnienia p_{pa} dla takiej samej ilości cieczy, a) temperatura chłodzenia 4°C , b) temperatura chłodzenia 10°C

W czasie prowadzonych badań urządzenia zmieniano temperaturę początkową schładzanej cieczy przy jej stałej masie (wykresy 6.6, 6.8). Na wykresach 6.6 przedstawiono zmiany ciśnienia w parowniku przy różnych temperaturach początkowych schładzanej cieczy i przy temperaturze schładzania równej 4°C i 10°C . Przebiegi ciśnień dla danego poziomu chłodzenia są podobne do siebie, różnią się tylko czasem przebiegu chłodzenia. W przypadku chłodzenia do poziomu 4°C ciśnienie w parowniku jest niższe od ciśnienia podczas chłodzenia do poziomu 10°C .



Rys. 6.7. Wykres zmian ciśnienia p_{pa} i p_{sk} w czasie schładzania cieczy przy różnych temperaturach początkowych dla tej samej masy cieczy

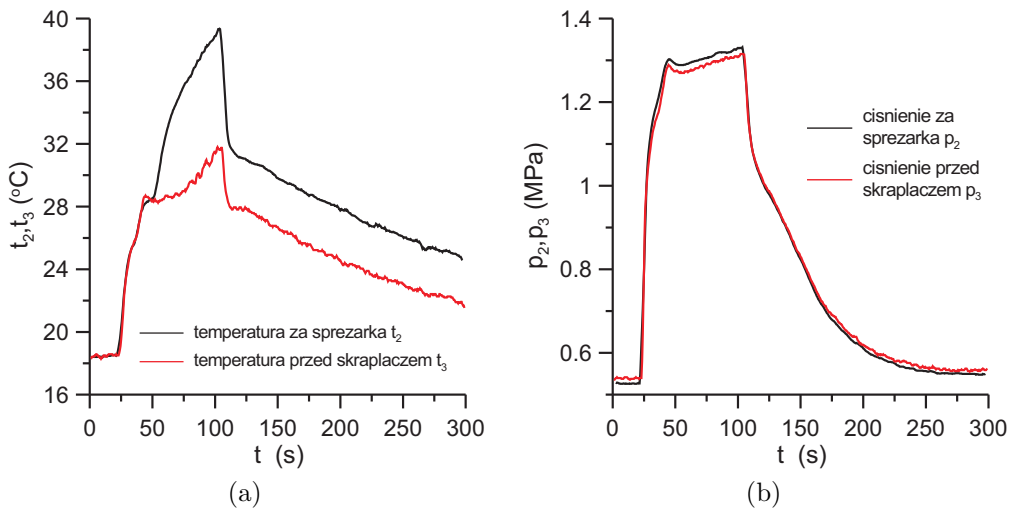


Rys. 6.8. Wykres zmian stosunku p_{sk}/p_{pa} w czasie schładzania cieczy przy różnych temperaturach początkowych dla tej samej masy cieczy

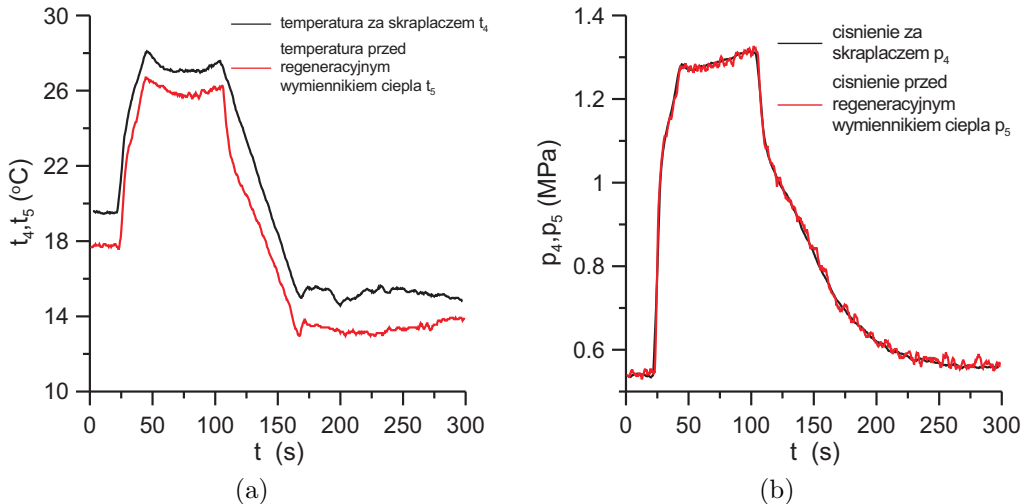
Na wykresie 6.7 pokazano jak zmienia się ciśnienie w parowniku i skraplaczu w czasie jednego cyklu pracy urządzenia chłodniczego przy różnych temperaturach początkowych cieczy chłodzonej dla tej samej temperatury chłodzenia do poziomu 4°C . W skraplaczu różnice ciśnienia na końcu cyklu podczas schładzania cieczy wynikają ze zmian temperatury otoczenia.

Wykres 6.8 przedstawia zależność zmian sprężu sprężarki podczas chło-

dzenia cieczy do poziomu 4°C dla różnych wartości temperatury początkowej chłodzonej cieczy.



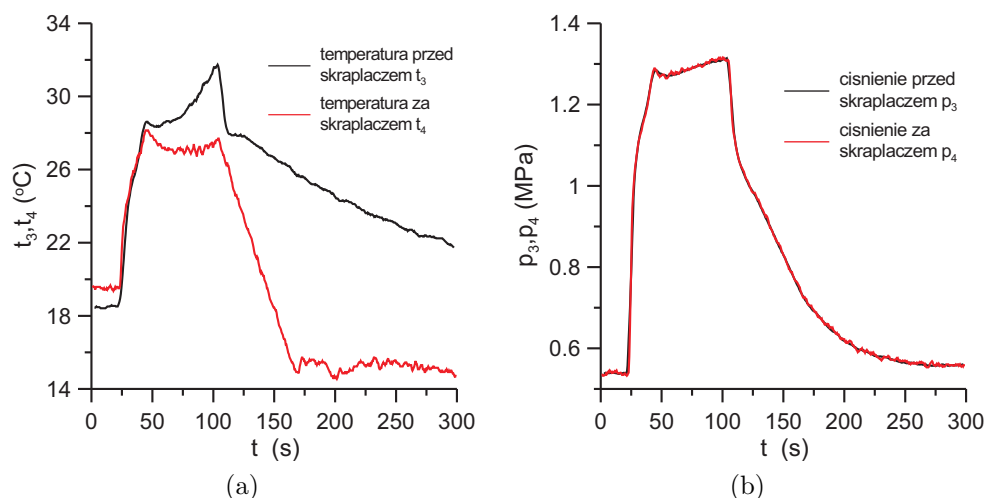
Rys. 6.9. Wykresy przedstawiające zmiany (a) temperatury i (b) ciśnienia w rurociągu za sprężarką i przed skraplaczem



Rys. 6.10. Wykresy przedstawiające zmiany temperatury i ciśnienia w rurociągu między skraplaczem a regeneracyjnym wymiennikiem ciepła

Na wykresach 6.9 i 6.10 pokazano jak zmienia się temperatura i ciśnienie w rurociągach między sprężarką a skraplaczem oraz między skraplaczem a regeneracyjnym wymiennikiem ciepła. Spadki ciśnień są bardzo małe, a spadek temperatury spowodowany jest wymianą ciepła z otoczeniem, przy

czym czynnik chłodniczy ma wyższą temperaturę od temperatury otoczenia. Z wykresów tych wynika, że straty wynikające z przepływu czynnika między podukładami urządzenia chłodniczego są małe.



Rys. 6.11. Wykresy przedstawiające zmiany temperatury i ciśnienia przed i za skraplaczem

Na wykresie 6.11 przedstawiono zmiany temperatury i ciśnienia między wejściem a wyjściem ze skraplacza. Skraplacz badanego urządzenia chłodniczego chłodzony jest przez powietrze, którego przepływ wymuszony jest przez wentylator. Z przedstawionych pomiarów wynika, że straty wynikające z przepływu czynnika chłodniczego przez skraplacz są małe. Różnice temperatur przed i za skraplaczem są duże (wymienik ciepła) i wynikają z intensywnej wymiany ciepła między czynnikiem chłodniczym a otoczeniem

Z wykresów (rys.6.9b, rys.6.10b, rys.6.11b) wynika, że straty wynikające z oporów przepływu mogą być pominięte bo nie mają dużego wpływu na zwiększenie zużycia mocy napędowej.

Spadki ciśnienia wynikające z oporów przepływu można oszacować z wykresów lub policzyć ze wzoru:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{1}{d_i} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} + \xi \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad (6.1)$$

gdzie:

Δp - spadek ciśnienia, (Pa)

λ - współczynnik tarcia medium o rurę,

l - długość rury, (m)

d_i - średnica wewnętrzna rury, (m)
 ρ - gęstość czynnika chłodniczego, (kg/m^3)
 w - prędkość czynnika, (m/s)
 ξ - współczynnik oporu miejscowego.

Pierwsza część wzoru 6.1 dotyczy spadków ciśnienia wynikających z oporów przepływu w przewodach o określonych długościach i średnicach, a druga część opisuje straty miejscowe wynikające z oporów przepływu wywołanych przez zmiany struktur geometrycznych kanałów przepływowych, jak łuki, rozgałęzienia, wmontowane w przewodach elementy. Opory przepływu zależą przede wszystkim od prędkości przepływu strumienia czynnika w przewodzie.

W celu uniknięcia wystąpienia znacznych spadków ciśnienia, przewody rurowe łączące poszczególne podukłady są krótkie i zawierają niewiele łuków, rozgałęzień i miejsc, w których zachodzi dławienie. Prędkość przepływu strumienia czynnika powinna być utrzymana na możliwie niskim poziomie, lecz w dopuszczalnym zakresie jej zmienności.

Przy obliczeniach strat ciśnienia występujących w przewodach rurowych instalacji, wynikających z przepływu czynnika chłodniczego, należy jeszcze uwzględnić statyczną różnicę ciśnień wynikającą z różnicy poziomów rozpatrywanych charakterystycznych przekrojów traktu przepływowego czynnika chłodniczego, którą można wyznaczyć według następującego wzoru [59]:

$$\Delta p_{stat} = g \cdot \rho \cdot h \quad (6.2)$$

gdzie:

g - przyspieszenie ziemskie, (m/s^2)
 h - różnica wysokości, (m).

6.2. Analiza strat

Miarą efektywności pracy urządzenia chłodniczego jest współczynnik wydajności chłodniczej ε_t wyznaczany na podstawie zależności (3.5). Nie pozwala on jednak na przeprowadzenie poprawnej oceny energetycznej danego obiegu chłodniczego ze względu na możliwość osiągnięcia wartości z przedziału od 0 do ∞ . Dlatego lepiej jest posługiwać się wielkością nazwaną sprawnością egzergetyczną lub stopniem odwracalności obiegu η_b [10].

$$\eta_b = \frac{\varepsilon_t}{\varepsilon_c} \quad (6.3)$$

gdzie:

$$\varepsilon_t = \frac{q_o}{l_{ob}} \quad ; \quad \varepsilon_c = \frac{T_{pa}}{T_{sk} - T_{pa}} \quad (\text{dla obiegu Carnota}) \quad (6.4)$$

Wprowadzenie sprawności egzergetycznej pozwala na stwierdzenie, w jakim stopniu dany układ chłodniczy jest zbliżony do obiegu doskonałego. Do oceny efektywności obiegów chłodniczych używa się również sprawności termicznej obiegu, nazywanej również sprawnością chłodniczą η_{ch} .

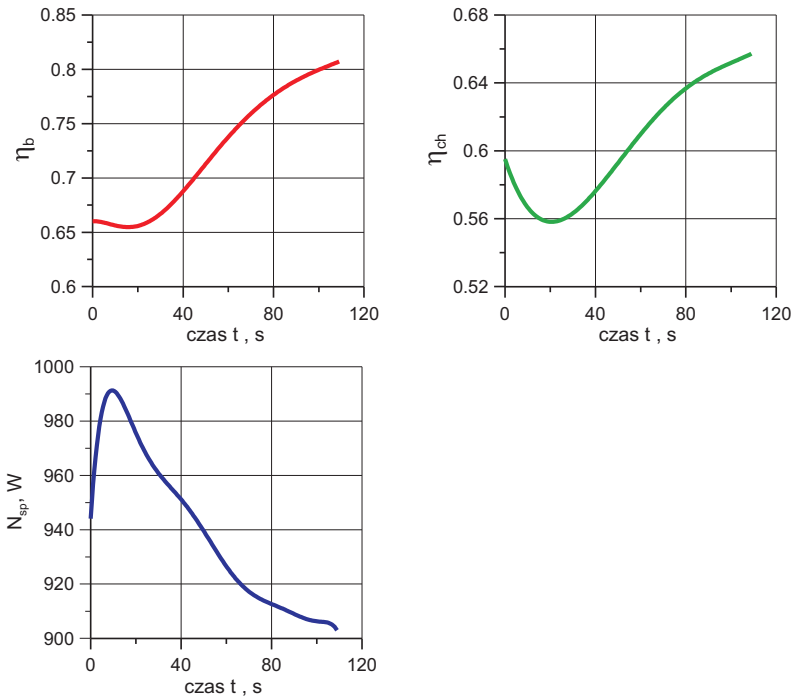
$$\eta_{ch} = \varepsilon_t \cdot T^* \quad (6.5)$$

gdzie:

T^* jest tzw. zredukowaną różnicą temperatur

$$T^* = \frac{T_{sk} - T_{pa}}{T_{sk}} \quad (6.6)$$

Sprawność egzergetyczna ujmuje wpływ wielu parametrów na efektywność pracy danego obiegu chłodniczego, pozwala ocenić przydatność różnych czynników roboczych, wykorzystywanych do jego realizacji, co pozwala na ich optymalny dobór.

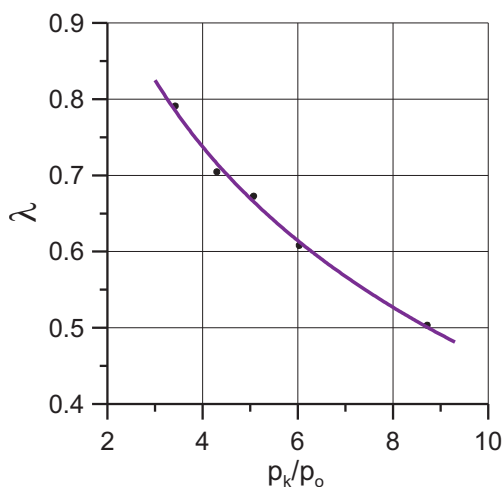


Rys. 6.12. Zmiany sprawności egzergetycznej η_b i termicznej η_{ch} oraz mocy obiegu N_{sp} podczas pracy urządzenia chłodniczego

Na podstawie danych uzyskanych z pomiarów na stanowisku badawczym sporządzono wykresy 6.12. Wykresy te przedstawiają zmiany wartości

sprawności urządzenia chłodniczego i mocy podczas jednego z powtarzających się cykli chłodzenia, od momentu włączenia się agregatu do czasu wyłączenia się sprężarki po uzyskaniu żądanego poziomu temperatury przez schładzaną ciecz. Sprężarka włącza się automatycznie w chwili kiedy chłodzona ciecz podgrzeje się i osiągnie za wysoką temperaturę w wyniku napływu ciepła przez izolację zbiornika. Przedstawione zmiany parametrów zachodzą podczas pełnego cyklu pracy sprężarki. Sprawności przedstawione na wykresach osiągają najmniejsze wartości na początku cyklu chłodzenia i z czasem ich wartość rośnie. Cykl pracy sprężarki chłodniczej służący do utrzymania temperatury chłodzonej cieczy na stałym poziomie, która podgrzała się wskutek napływu ciepła z zewnątrz trwa krótko.

Najważniejszą częścią sprężarkowego urządzenia chłodniczego, zapewniającą jego pracę jest sprężarka, i w niej generują się największe straty. Wydajność sprężarki tłokowej określana jest nie tylko strumieniem masy lub objętości czynnika, lecz także wydajnością chłodniczą urządzenia z którym współpracuje. Nieuniknione straty objętościowe i energetyczne prowadzą do zmniejszenia jej wydajności i wzrostu zużycia mocy napędowej. Straty objętościowe wynikają przede wszystkim z istnienia przestrzeni szkodliwej i są scharakteryzowane współczynnikiem dostarczenia λ . Nie powodują one konieczności zwiększania pracy potrzebnej do sprężania, wpływają jednak na gorsze wykorzystanie samej sprężarki. Straty energetyczne powodują zwiększenie pracy potrzebnej do sprężenia jednostki masy gazu.



Rys. 6.13. Wykres zmian współczynnika przetłaczania λ w zależności od sprężu sprężarki

Na podstawie danych sprężarki użytej do badań sporządzono wykres 6.13

przedstawiający zmiany współczynnika przetłaczania λ w zależności od sprężu sprężarki. Wartość tego współczynnika w dużej mierze zależy od stosunku ciśnień w skraplaczu i parowniku, co jest ściśle związane z poziomami temperatur w tych wymiennikach. Z wcześniej przedstawionych wykresów wynika, że poziomy temperatury i ciśnienia w wymiennikach ciepła (parownik, skraplacz) zmieniają się podczas pracy chłodziarki. Straty mocy napędowej w sprężarce rosną ze wzrostem sprężu.

Na zużycie mocy napędowej ma również ilość ciepła, która dopływa do chłodzonej cieczy z otoczenia. Średnią wartość strumienia ciepła wynikającą z dopływu ciepła do cieczy poprzez izolację cieplną i przez dopływ ciepła od powietrza znajdującego się nad lustrem cieczy w zbiorniku można obliczyć ze wzoru:

$$\dot{Q}_{dop} = \frac{m_{ck} c_{ck} \left|_{T_p}^{T_k} (T_k - T_p) \right.}{\tau_{og}} \quad (6.7)$$

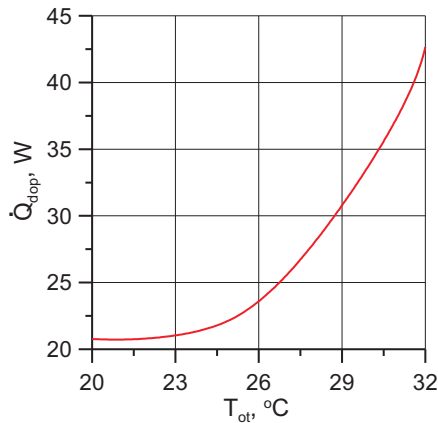
gdzie :

m_{ck} – masa schładzanej cieczy, kg

$c_{ck} \left|_{T_p}^{T_k} \right.$ – średnie ciepło właściwe cieczy, $kJ/(kgK)$

T_p, T_k – początkowa i końcowa temperatura cieczy podczas postoju urządzenia podana w K

τ_{og} – czas dopływu ciepła poprzez izolację i od powietrza znajdującego się w zbiorniku do cieczy (s).



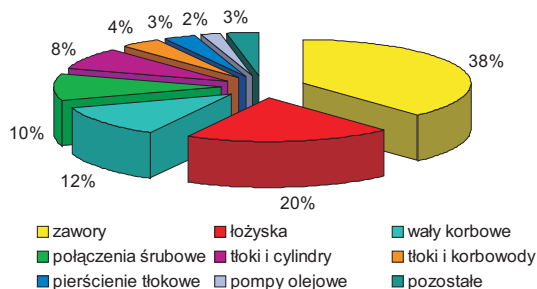
Rys. 6.14. Wykres zmian średniego strumienia ciepła dopływającego do zbiornika w funkcji temperatury otoczenia

Zmiany średniego strumienia dopływającego ciepła w zależności od temperatury otoczenia przedstawiono na wykresie 6.14. Ze wzrostem dopływają-

cego ciepła rośnie zużycie energii napędowej. Parownik musi odebrać większe ilości ciepła od chłodzonej cieczy.

Do strat wynikających z procesów zachodzących podczas pracy urządzenia chłodniczego dochodzą również straty wynikające ze zużywania się części agregatu.

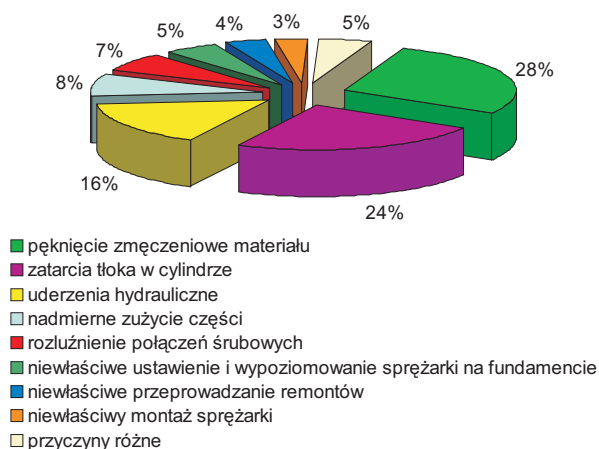
Najbardziej narażonym na awarie i zużywającym się elementem urządzenia chłodniczego jest sprężarka [45]. Na wykresach 6.15, 6.16 przedstawiono procentowy udział poszczególnych części i zespołów tłokowej sprężarki chłodniczej na częstość występowania awarii, jak również przedstawiono w procentach przyczynę wystąpienia awarii. Z wykresu 6.15 wynika, że najczęstszym powodem awarii jest zużywanie się tłoków, łożysk i wałów korbowych.



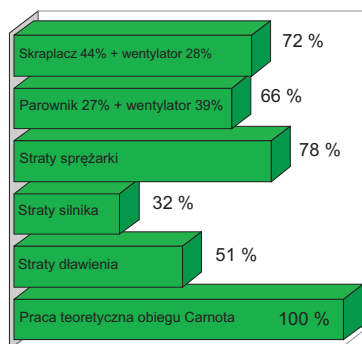
Rys. 6.15. Udział procentowy poszczególnych części i zespołów tłokowej sprężarki chłodniczej w częstości występowania awarii

Straty wynikające z przepływu czynnika chłodniczego przez rurociągi łączące poszczególne elementy i przez podukłady urządzenia chłodniczego nie są duże. Spadki ciśnienia w skraplaczu przedstawiono na wykresie 6.11. Spadki ciśnienia na rurociągach za sprężarką, a przed skraplaczem oraz na rurociągu między skraplaczem, a regeneracyjnym wymiennikiem ciepła pokazano na wykresach 6.9 i 6.10.

Na rysunku 6.17 zestawiono straty energii odniesione do teoretycznego zapotrzebowania pracy napędowej by pokazać na jakich poziomach kształtują się straty w poszczególnych częściach układu chłodniczego [40]. Straty zestawione na diagramie dotyczą najważniejszych podzespołów urządzenia. Największe straty występują w sprężarce na poziomie około 78 %, a najmniejsze w parowniku około 27 %, a z pozostałych istotną stratą jest strata dławienia wynosząca około 51 %. Przy czym należy pamiętać, że wartości

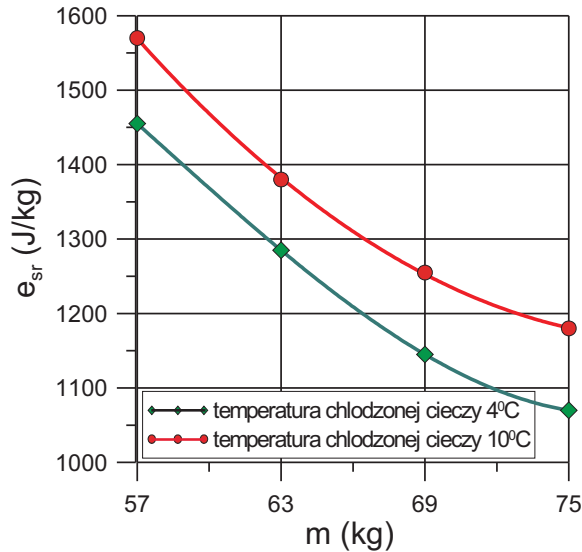


Rys. 6.16. Częstotliwość występowania awarii sprężarek chłodniczych w zależności od wywołujących je przyczyn



Rys. 6.17. Straty energii odniesione do teoretycznego zapotrzebowania pracy napędowej

te odniesione są do teoretycznego zapotrzebowania pracy napędowej (obieg Carnota). Wobec tego, że nie tylko teoretyczne zapotrzebowanie mocy, lecz także wszystkie straty w obiegu chłodniczym ulegają zwiększeniu na skutek nieodwracalności procesów zachodzących w sprężarce, sprawność energetyczna sprężarki ma decydujące znaczenie w bilansie strat całego urządzenia chłodniczego.



Rys. 6.18. Wykres zmian średniej jednostkowej energii napędowej w zależności od masy cieczy chłodzonej dla zadanej temperatury chłodzenia cieczy 4°C i 10°C

Zapotrzebowanie energii napędowej jest ściśle związane z masą chłodzonej cieczy. Większa masa cieczy chłodzonej wymaga dostarczenia większej energii napędowej. W celu oceny efektywności działania urządzenia chłodniczego energię napędową odniesiono do jednostki masy cieczy chłodzonej definiując średnią jednostkową energię napędową jako :

$$e_r = \frac{E}{m} \quad (6.8)$$

Wykres 6.18 przedstawia zmiany zapotrzebowania średniej jednostkowej energii napędowej potrzebnej do schłodzenia jednostkowej masy cieczy chłodzonej w zależności od masy chłodzonej cieczy dla danej temperatury chłodzenia. Na wykresie widać, że wartość średniej jednostkowej energii napędowej maleje ze wzrostem masy cieczy schładzanej (w zakresie przeprowadzonych badań na stanowisku badawczym). Wynika z tego, że zużycie średniej jednostkowej energii napędowej w cyklu chłodzenia chłodziarki zanurzeniowej istotnie zależy od masy czynnika chłodzonego w danym urządzeniu. Użyty zbiornik do badań był za mały by można było prowadzić pomiary przy większej ilości cieczy. Na podstawie danych doświadczalnych i literatury z zakresu tematu można wyciągnąć wniosek, że dla każdego zbiornika służącego do schładzania cieczy urządzeniem chłodniczym można znaleźć optymalną ilość schładzanej cieczy przy której zużycie energii napędowej będzie najmniejsze.

Rozdział 7

Podsumowanie i wnioski końcowe

W przedstawionej pracy zawarto wyniki badań teoretycznych i doświadczalnych strat energii napędowej powstających podczas pracy sprężarkowej chłodziarki zanurzeniowej.

W celu ułatwienia prowadzenia analizy, działanie układu chłodziarki zanurzeniowej przedstawiono w ujęciu systemowym, przyjmując jako wzorcowy, suchy obieg Lindego z regeneracją ciepła.

Zastosowano podejście systemowe w badaniach nad rozplywem, przetwarzaniem i powstawaniem strat energii napędowej w sprężarkowych urządzeniach chłodniczych. Pozwoliło to, na podział struktury urządzenia na podukłady i obiekty spójne pod względem przebiegających w nich zjawisk. Wydzielono podukład sprężarki, parownika, skraplacza, regeneratora i rozprężacza. Rozprężnięto przenikające się nawzajem procesy termodynamiczne, przepływowe i cieplne zachodzące w urządzeniu. Kolejno omówiono każdy podukład chłodziarki z zaznaczeniem procesów w nim zachodzących i jego wpływem na inne podukłady oraz na otoczenie. Wyodrębniono dla każdego podsystemu czynniki celowe związane bezpośrednio z realizacją celu działania chłodziarki. Elementy tego zbioru podporządkowano maksymalizacji współczynnika wydajności chłodniczej.

Na podstawie przeprowadzonej analizy podsystemów wyodrębniono grupy czynników procesowych, materiałowych i geometrycznych przyczyniających się w różnym stopniu do powstawania strat energii napędowej w badanym urządzeniu chłodniczym przy przetwarzaniu energii podczas schładzania cieczy.

Wykazano źródła najważniejszych strat wewnętrznych i zewnętrznych oraz ich rozmieszczenie w układzie (rys.4.7).

Do najważniejszych strat natury wewnętrznej należy strata nieodwracalności sprężania czynnika chłodniczego odniesiona do wnętrza cylindra, strata nieodwracalności rozprężania czynnika w urządzeniu rozprężającym i strata mocy indykowanej. Najważniejszymi stratami natury zewnętrznej są: strata przetwarzania energii elektrycznej w sprężarce, strata pracy rozprężania w urządzeniu rozprężającym, strata mocy silnika, strata mocy elektrycznej dostarczanej do silnika, strata wynikająca ze zmiany energii mieszania w

ciepło oraz straty powstające w wyniku dopływu ciepła poprzez izolację cieplną zbiornika i od powietrza w zbiorniku.

Do badań eksperymentalnych zaprojektowano i zestawiono stanowisko pomiarowe składające się z schładzarki zanurzeniowej, zbiornika adiabatyicznego i aparatury pomiarowej. Do pomiaru temperatury i ciśnienia zaprojektowano i wykonano głowice pomiarowe umożliwiające wprowadzenie czujników w obszar przepływu czynnika chłodniczego. Głowice pozwoliły na prawidłowy pomiar przy jak najmniejszym zaburzeniu przepływu. Ciecz schładzaną umieszczono w zaprojektowanym zbiorniku adiabatyicznym. Pomiarów wykonano w wybranych miejscach urządzenia chłodniczego zaś wyniki rejestrowano na stanowisku przeznaczonym do zbierania danych w czasie rzeczywistym. Pomiarów przeprowadzono przy różnych temperaturach początkowych cieczy schładzanej i otoczenia. Zmianie podlegała temperatura schładzanej cieczy (do 4°C lub 10°C). Podczas pomiarów zmieniano również masę cieczy podlegającej schładzaniu.

Uzyskane z pomiarów zmiany ciśnienia i temperatury oraz mocy napędowej podczas pracy urządzenia chłodniczego wykazały, że spadki ciśnienia wynikające z przepływu czynnika chłodniczego przez poszczególne elementy schładzarki są małe i nie mają dużego wpływu na straty energii napędowej. Największe straty występują podczas rozruchu urządzenia, co zostało przedstawione na wykresach 6.12.

Podczas badań wykazano, że zużycie jednostkowej energii napędowej w cyklu chłodzenia chłodziarki zanurzeniowej istotnie zależy od masy czynnika chłodzonego w danym urządzeniu. Na wykresie 6.18 przedstawiono związek między ilością chłodzonej cieczy a jednostkową energią zużywaną do jej schłodzenia. Większa masa cieczy chłodzonej wymaga w danych warunkach zużycia większej ilości energii napędowej. Natomiast ilość energii napędowej potrzebnej do schłodzenia masy jednostkowej zmienia się wraz ze wzrostem ilości chłodzonego czynnika w zbiorniku. W zakresie prowadzonych badań na stanowisku badawczym energia jednostkowa malała. Przewiduje się, że dalsze zwiększanie masy spowoduje wzrost jednostkowej energii ze względu na ograniczoną wydajność chłodniczą urządzenia. Wynika z tego praktyczny wniosek, że dla danego urządzenia chłodniczego można dobrać odpowiednią masę schładzanej cieczy przy której zużycie energii napędowej przypadające na jednostkę masy będzie jak najmniejsze.

Podsumowując można stwierdzić, że przeprowadzona systemowa analiza strat umożliwia budowę różnorodnych modeli funkcjonalnych urządzeń chłodniczych, a następnie prowadzenie analiz ze względu na przyjęte kryteria.

Przedstawione ujęcie systemowe może być wykorzystane przy projektowaniu i optymalizacji urządzeń chłodniczych małej mocy.

Bibliografia

- [1] ADMIRAAL D., BULLARD C. Experimental validation of heat exchanger models for refrigerator/freezers. *ASHRAE Transactions* 101, 1 (1995), 34–43.
- [2] ARCAKLIOGLU E., ÇAVUSOGLU A., ERİSEN A. Thermodynamic analysis of refrigerant mixtures for possible replacements for cfc's by an algorithm compiling property data. *Applied Thermal Engineering*, 26 (2006), 430–439.
- [3] BAILLY B., JURKOWSKI J., COCHET C. Passage du R22 au R134a. *Revue Générale du Froid* 83, 933/4 (1993), 35–40.
- [4] BANSAL P., CHIN T. Modelling and optimisation of wire-and-tube condenser. *International Journal of Refrigeration*, 26 (2003), 601–613.
- [5] BANSAL P., RUPASINGHE A. An empirical model for sizing capillary tubes. *International Journal of Refrigeration* 19, 8 (1996), 497–505.
- [6] BANSAL P., RUPASINGHE A. An homogeneous model for adiabatic capillary tubes. *Applied Thermal Engineering*, 18 (1998), 207–219.
- [7] BANSAL P., YANG C. Reverse heat transfer and re-condensation phenomena in non-adiabatic capillary tubes. *Applied Thermal Engineering*, 25 (2005), 3187–3202.
- [8] BIAŁKO B., KRÓLICKI Z. Wartości parametrów pracy małego systemu sprężarkowego napełnionego mieszaniną propan - izobutan. *Chłodnictwo XXXV*, 1 (2000), 8–12.
- [9] BODIO E., CHOROWSKI M., WILCZEK M. Badania chłodziarek domowych napełnionych mieszaniną propanu-butanu. *Chłodnictwo XXVI*, 6 (1991), 3–6.
- [10] BOHDAL T., CHARUN H., CZAPP M. *Urządzenia chłodnicze sprężarkowe parowe*. WNT, Warszawa, 2003.
- [11] BUTRYMOWICZ D., BONCA Z. Problematyka doboru rurki kapilarnej jako elementu dławiącego dla nowych czynników chłodniczych. Część 1. *Chłodnictwo XXXII*, 7 (1997), 32–39.
- [12] BUTRYMOWICZ D., BONCA Z. Problematyka doboru rurki kapilarnej jako elementu dławiącego dla nowych czynników chłodniczych. Część 2. *Chłodnictwo XXXII*, 7 (1997), 7–12.
- [13] BUTRYMOWICZ D., KORNECKI I. Rurki kapilarne w małych urządzeniach chłodniczych. *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, 1 (1996), 27–32.
- [14] BUTRYMOWICZ D., TRELA M. Dobór pola powierzchni wymiany ciepła skraplacza zasilanego parą o wysokim przegrzaniu. *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, 1 (2005), 5–11.
- [15] CABAJ M., KĘDZIA J. Wymiennik ciepła jako dochładzacz / przegrzewacz w obiegu chłodniczym. *Chłodnictwo XXXIX*, 11 (2004), 22–24.
- [16] CALM J., DOMAŃSKI P. Substytucja R22 - stan obecny. *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, 8 (2005), 268–275.
- [17] CHARUN H. Eksperymentalne charakterystyki energetyczne sprężarki tłokowej z czynnikiem R134a. *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, 8 (2005), 290–296.
- [18] CHŁOPECKI A. Metodologia badań obiegów jedno- i wielostopniowych w instalacjach chłodniczych. *Chłodnictwo XXV*, 7 (1990), 3–9.
- [19] DE BOER P. Analysis of basic pulse-tube refrigerator. *Cryogenics* 35, 9 (1995), 547–553.

- [20] DEKA A., KULESZA J. Problemy wymiany ciepła i ukształtowania skraplaczy rurowo-drutowych dla chłodziarek domowych. *Chłodnictwo XXIII*, 1 (1988), 6–10.
- [21] DOMANSKI P., YASHAR D., KIM M. Performance of a finned-tube evaporator optimized for different refrigerants and its effect on system efficiency. *International Journal of Refrigeration*, 28 (2005), 820–827.
- [22] ESLAMI H., MEHDIPOUR N., BOUSHEHRI A. An analytical equation of state for refrigerant mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 29 (2006), 150–154.
- [23] FATOUH M., EL KAFIFY M. Assessment of propane/commercial butane mixtures as possible alternatives to R134a in domestic refrigerators. *Energy Conversion and Management*, 47 (2006), 2644–2658.
- [24] FIJAŁKOWSKI S., WARMIŃSKA A. Analiza strat energii przy guasi-ustalonym działaniu sprężarkowych chłodziarek małej mocy. Część I : Analiza czynników warunkujących powstanie istotnych strat energii w chłodziarkach małej mocy. *Chłodnictwo XXXII*, 4 (1997), 14–19.
- [25] FIJAŁKOWSKI S., WARMIŃSKA A. Analiza strat energii przy guasi-ustalonym działaniu sprężarkowych chłodziarek małej mocy. Część II : O poziomie wykorzystania energii napędowej w procesie chłodniczym przy zmiennej temperaturze przestrzeni schładzania. *Chłodnictwo XXXII*, 5 (1997), 9–17.
- [26] FLOREK R., KRÓLICKI Z. Diabatyczność procesu dławienia. dobór geometrii układu rurka kapilarna - przewód ssawny sprężarki. *Chłodnictwo XXXIX*, 1-2 (2004), 22–28.
- [27] GERLACH-KOLASA Z. Celowość stosowania optymalizacji wielokryterialnej w projektowaniu chłodniczych wymienników ciepła. *Chłodnictwo XXVIII*, 2 (1993), 8–12.
- [28] JEONG S. How difficult is it to make a micro reffigerator ? *International Journal of Refrigeration*, 27 (2004), 309–313.
- [29] JEONG S., JANG K., KO J. A novel concept of rapid cooling method of refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 28 (2005), 176–182.
- [30] KABELAC S. A simple set of equations of state for process calculations and its application to R134a and R152a. *International Journal of Refrigeration* 14, 4 (1991), 217–222.
- [31] KARPIŃSKI W. *Termodynamiczne podstawy budowy urządzeń przemysłu spożywczego, chłodnictwa i klimatyzacji. Część I Urządzenia Chłodnicze*. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź, 1993.
- [32] KOZIOŁ J., GAZDA W. Wpływ czynników eksploatacyjnych na sprawność obiegów jednostopniowych ziębiarek sprężarkowych. *Chłodnictwo XXXV*, 1 (2000), 14–18.
- [33] KOZIOŁ J., MRÓZ M. Czynnik obiegowy a straty dławienia w chłodziarkach sprężarkowych. *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, 1 (1996), 12–16.
- [34] KRÓLICKI Z. Badania doziębiaczy sprężarkowych chłodziarek domowych. *Chłodnictwo XX*, 10 (1985), 3–5.
- [35] KRZYŻA G., GAZIŃSKI B., ZAPOLSKA D. Freony a ochrona środowiska. Własności freonu R134a. *Chłodnictwo XXVIII*, 4 (1993), 11–16.
- [36] KRZYŻANIAK G., STOCKFISH N. Alternatywne czynniki chłodnicze dla R22. *Chłodnictwo XL*, 4 (2005), 28–30.

- [37] KULESZA (PRACA ZBIOROWA) J. *Pomiary cieplne*. WNT, Warszawa, 1995.
- [38] LANGE G., STOLARSKI M., ŻAK M. Model matematyczny domowej chłodziarki sprężarkowej. *Chłodnictwo*, 2 (1983), 20–23.
- [39] LEPAVKA A., NEMCEV A. Povyshenie ehffektivnosti malykh kholodilnykh mashin. *Kholodilnaja Tekhnika*, 1 (1996), 21.
- [40] LORENTZEN G. Oszczędzanie energii w chłodnictwie. *Chłodnictwo XXV*, 1-2 (1990), 17–21.
- [41] MCGOVERN J., HARTE S. An exergy method for compressor performance analysis. *International Journal of Refrigeration* 18, 6 (1995), 421–433.
- [42] MEUNIER F. Refrigeration carnot-type cycle based on isothermal vapour compression. *International Journal of Refrigeration*, 29 (2006), 155–158.
- [43] MIESZKOWSKI (PRACA ZBIOROWA) M. *Pomiary cieplne i energetyczne*. WNT, Warszawa, 1985.
- [44] NADZIAKIEWICZ J. Numeryczne modelowanie procesu sprężania czynników chłodniczych w sprężarce tłokowej. *Chłodnictwo XXX*, 3 (1995), 21–25.
- [45] PALIWODA A. Uszkodzenia i awarie sprężarek chłodniczych. *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, 3 (1999), 117–118.
- [46] PALIWODA A. Postęp techniczny w budowie wymienników ciepła urządzeń chłodniczych, klimatyzacyjnych i pomp ciepła. Część I. Wymienniki płaszczowo - rurowe. *Chłodnictwo*, 11 (2001), 428–431.
- [47] PALIWODA A. Postęp techniczny w budowie wymienników ciepła urządzeń chłodniczych, klimatyzacyjnych i pomp ciepła. Część II. Wymienniki ciepła o budowie wysoko zwartej. *Chłodnictwo*, 12 (2001), 469–473.
- [48] POPOVIC P., SHAPIRO H. A semi-empirical method for modeling a reciprocating compressor in refrigeration systems. *ASHRAE Transactions* 101, 2 (1995), 367–382.
- [49] RESZEWSKI S., BIAŁKO B., KRÓLICKI Z. Kondensacja zeotropowych roztworów węglowodorów nasyconych w skraplaczach konwekcyjnych małych urządzeń chłodniczych - analiza teoretyczna procesu. *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, 8 (2003), 274–281.
- [50] SALEH B., WENDLAND M. Screening of pure fluids as alternative refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 29 (2006), 260–269.
- [51] SEKHAR S., LAL D. HFC 134a/HC600a/HC290 mixture a retrofit for CFC12 systems. *International Journal of Refrigeration*, 28 (2005), 735–743.
- [52] SELBAS R., KIZILKAN O., SENCAN A. Thermoeconomic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle. *Energy*, 31 (2006), 2108–2128.
- [53] STOLARSKI M., SZARYNGER J., ŻAK M. Racjonalny model do obliczeń optymalizacyjnych domowej chłodziarki sprężarkowej. *Chłodnictwo XX*, 7 (1985), 13–20.
- [54] SZARGUT J. Sprawności cząstkowe ziębiarki parowej sprężarkowej. *Chłodnictwo XXXII*, 6 (1997), 10–12.
- [55] SZARGUT J. Straty energetyczne w ziębiarce parowej sprężarkowej spowodowane oporami przepływu czynnika chłodniczego. *Chłodnictwo XXXII*, 1 (1997), 9–12.
- [56] TALARCZYK R. Badania chłodniczych skraplaczy płytowych firmy wtt. *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, 1 (2006), 22–26.

- [57] TASHTOUSH B., TAHAT M., SHUDEIFAT M. Experimental study of new refrigerant mixtures to replace R12 in domestic refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 22 (2002), 495–506.
- [58] TASSOU S., GRACE I. Fault diagnosis and refrigerant leak detection in vapour compression refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 28 (2005), 680–688.
- [59] ULLRICH H. *Technika chłodnicza - Poradnik*. Tom 2. IPPU MASTA, 1999.
- [60] WARCZAK W. Rozwój konstrukcji sprężarek chłodniczych w okresie ostatnich kilkudziesięciu lat i prognoza dalszych kierunków rozwoju. Część 1. *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, 1 (2001), 11–14.
- [61] WARCZAK W. Rozwój konstrukcji sprężarek chłodniczych w okresie ostatnich kilkudziesięciu lat i prognoza dalszych kierunków rozwoju. Część 2. *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, 2 (2001), 66–71.
- [62] WESOŁOWSKI A. *Urządzenia chłodnicze i kriogeniczne oraz ich pomiary cieplne*. WNT, Warszawa, 1980.
- [63] ZAJCEV A., PROCENKO V., SAFONOV V. Obobshhonnyj metod teplovogo rascheta inspritelej i kondensatorov. *Kholodilnaja Tekhnika*, 9 (1989), 45–48.
- [64] ŻAK M., ŻÓŁTANIECKI A. Projektowanie ziębiarki sprężarkowej do oziębiania cieczy w zadanym czasie i przedziale temperatur. *Chłodnictwo XXXV*, 9 (2000), 20–23.
- [65] ZAKRZEWSKI B. Regeneracja ciepła w jednostopniowym obiegu chłodniczym z nowym czynnikiem R134a. *Chłodnictwo XXIX*, 11 (1994), 17–21.
- [66] ZAKRZEWSKI B., HABEREK J. Badania urządzenia chłodniczego z czynnikiem forane 134a. *Chłodnictwo XXX*, 4 (1995), 21–24.
- [67] ZALEWSKI W., NIEZGODA B., GRYGLASZEWSKI P. Matematyczny model działania skraplaczy wyparnych. *Chłodnictwo XXV*, 3-4 (1990), 3–7.

Spis rysunków

1.1.	Urządzenia do schładzania stosowane w technice chłodniczej	10
1.2.	Układ najważniejszych procesów w sprężarkowej chłodziarce parowej z regeneracją ciepła	11
1.3.	Schemat metodologii badania układów chłodziarek sprężarkowych . . .	12
3.1.	Schemat sprężarkowej chłodziarki parowej z regeneracją ciepła ; $\dot{Q}_O$ – strumień ciepła pobieranego w parowniku, $\dot{Q}$ – strumień ciepła oddawany w skraplaczu, $\dot{Q}_R$ – strumień ciepła przekazywany w regeneratorze, N – moc dostarczana na wał sprężarki	27
3.2.	Obieg termodynamiczny z regeneracją ciepła w układzie T-s i lg p-i . .	28
3.3.	Schemat hipotetycznego przebiegu procesu chłodniczego w urządzeniu rzeczywistym (a) w układzie lg p-i (b) w układzie T-s. Przedstawione procesy: 1-2 – proces zasysania i sprężania czynnika przez sprężarkę, 3-4 – proces ochładzania i skraplania czynnika w skraplaczu, 5-6 – proces dochładzania czynnika w regeneratorze, 6-7 – proces dławienia czynnika w rurce kapilarnej, 8-9 – proces wrzenia czynnika w parowniku, 10-11 – proces w regeneracyjnym wymienniku ciepła	32
3.4.	Schemat modelu chłodziarki w ujęciu systemowym, E_i – strumień energii, $\dot{m}_i$ – strumień masy (substancji), $\dot{S}^W$ – źródła wewnętrznych strat energii, $\dot{S}^Z$ – źródła zewnętrznych strat energii.	35
3.5.	Schemat podsystemu sprężarki – Ω_{SP} wraz ze sprzężeniami wewnętrznymi i zewnętrznymi	37
3.6.	Schemat podsystemu skraplacza Ω_{SK} wraz ze sprzężeniami wewnętrznymi i zewnętrznymi	38
3.7.	Schemat podsystemu parownika Ω_{PA} wraz ze sprzężeniami wewnętrznymi i zewnętrznymi	39
3.8.	Schemat podsystemu regeneratora – Ω_{RG} i urządzenia rozprężającego – Ω_{RK} wraz ze sprzężeniami wewnętrznymi i zewnętrznymi	40
3.9.	Schemat powiązań najważniejszych czynników celowych wpływających na przetwarzanie energii w podsystemie sprężarki	41
3.10.	Schematy powiązań najważniejszych czynników celowych wpływających na procesy przetwarzania energii przy ruchu ciepła w podsystemie skraplacza	42
3.11.	Schematy powiązań najważniejszych czynników celowych wpływających na procesy przetwarzania energii przy ruchu ciepła w podsystemie parownika	42

3.12.	Schematy powiązań najważniejszych czynników celowych wpływających na (a) ruch ciepła i jego skutki w regeneratorze oraz na (b) przetwarzanie energii przy rozprężaniu czynnika chłodniczego w podsystemie urządzenia rozprężającego (rurki kapilarnej)	43
3.13.	Schemat powiązań najważniejszych czynników warunkujących powstawanie strat w procesie przetwarzania energii w podsystemie sprężarki	45
3.14.	Schematy powiązań najważniejszych czynników warunkujących powstanie strat przy przetwarzaniu energii w podsystemie skraplacza .	46
3.15.	Schematy powiązań najważniejszych czynników warunkujących powstanie strat przy przetwarzaniu energii w podsystemie parownika .	47
3.16.	Schematy powiązań najważniejszych czynników warunkujących powstanie strat przy przetwarzaniu energii (a) w podsystemie regeneratora i w podsystemie urządzenia rozprężającego (b)	47
4.1.	Schemat schładzarki zanurzeniowej do mleka firmy ALFA LAVAL z zaznaczeniem podstawowych podzespołów urządzenia	50
4.2.	Schemat struktury bilansu strumieni energii dla przestrzeni wypełnionej schładzaną cieczą	55
4.3.	Przebieg procesu schładzania cieczy (a) schemat powiązań najważniejszych czynników celowych wpływających na procesy przetwarzania energii przy schładzaniu cieczy (b) schemat powiązań najważniejszych czynników warunkujących powstawanie strat przy przetwarzaniu energii przy schładzaniu cieczy	58
4.4.	Schemat obliczeń iteracyjnych β_m	59
4.5.	Zależność współczynnika przenikania ciepła k_p i współczynnika przejmowania ciepła α_{PM} oraz β_m i C_{pz} od prędkości obrotowej mieszadła	60
4.6.	Zmiany prędkości schładzania cieczy $\frac{d\Theta}{d\tau_0}$ i bezwymiarowego czasu schładzania τ_0 (wykresa, b) oraz zależność zmiany temperatury cieczy T_m od czasu schładzania τ (wykres c) obrotowej mieszadła	60
4.7.	Schemat układu urządzeń chłodziarki wraz ze zbiornikiem schładzanej cieczy z naniesionymi źródłami najważniejszych strat	62
4.8.	Schemat badanego urządzenia z zaznaczonymi punktami pomiarowymi odpowiadającymi przekrojom kontrolnym przepływu czynnika: 1 – przekrój na wejściu do sprężarki, 2 – przekrój na wyjściu ze sprężarki, 3 – przekrój przed skraplaczem, 4 – przekrój za skraplaczem, 5 – przekrój przed rurką kapilarną, 6 – przekrój przed parownikiem, 7 – przekrój za parownikiem	63
4.9.	Schematy głowic pomiarowych do pomiaru temperatury i ciśnienia: a) w pojedynczym przewodzie, b) w podwójnym przewodzie koncentrycznym	64
4.10.	Agregat chłodniczy z zamontowanymi głowicami pomiarowymi	65
4.11.	Parownik zanurzeniowy ze zbiornikiem adiabatycznym służącym do chłodzenia cieczy	66

4.12. Widok ogólny stanowiska badawczego	66
4.13. Schemat układu torów pomiarowych temperatur i ciśnień	67
4.14. Schemat metodologii badania układów chłodziarek sprężarkowych . . .	67
5.1. Metody badania urządzeń chłodniczych jednostopniowych	70
5.2. Schematyczne przedstawienie metody niszczenia wydajności chłodniczej parownika do chłodzenia cieczy: 1 – parownik, 2 – zbiornik z osłoną adiabatyczną, 3 – ciecz chłodzona, 4 – grzałka elektryczna . . .	72
5.3. Wyznaczanie strumienia masy czynnika chłodniczego w badanym urządzeniu metodą niszczenia wydajności chłodniczej 1 – parownik, 2 – mieszanina, 3 – grzałka elektryczna, 4 – zbiornik izolowany cieplnie, 5 – ciecz chłodzona	73
6.1. Zmiany ciśnienia i temperatury w czasie chłodzenia, (a) punkt 1, (b) punkt 2, (c) punkt 3, zadana temperatura chłodzenia 10°C	76
6.2. Zmiany ciśnienia i temperatury w czasie chłodzenia - ciąg dalszy, (d) punkt 4, (e) punkt 5, (f) zmiana mocy i sprężu sprężarki, zadana temperatura chłodzenia 10°C	77
6.3. Zmiany ciśnienia i temperatury w czasie jednego cyklu chłodzenia, (a) punkt 1, (b) punkt 2, (c) punkt 3, zadana temperatura chłodzenia 10°C	78
6.4. Zmiany ciśnienia i temperatury w czasie jednego cyklu chłodzenia - ciąg dalszy, (d) punkt 4, (e) punkt 5, (f) zmiana mocy i sprężu sprężarki, zadana temperatura chłodzenia 10°C	79
6.5. Wykres zmian mocy napędowej w zależności od temperatury otoczenia w funkcji czasu dla temperatury chłodzenia cieczy 4°C	80
6.6. Wykresy przedstawiające zmianę ciśnienia p_{pa} dla takiej samej ilości cieczy, a) temperatura chłodzenia 4°C , b) temperatura chłodzenia 10°C	80
6.7. Wykres zmian ciśnienia p_{pa} i p_{sk} w czasie schładzania cieczy przy różnych temperaturach początkowych dla tej samej masy cieczy	81
6.8. Wykres zmian stosunku p_{sk}/p_{pa} w czasie schładzania cieczy przy różnych temperaturach początkowych dla tej samej masy cieczy	81
6.9. Wykresy przedstawiające zmiany (a) temperatury i (b) ciśnienia w rurociągu za sprężarką i przed skraplaczem	82
6.10. Wykresy przedstawiające zmiany temperatury i ciśnienia w rurociągu między skraplaczem a regeneracyjnym wymiennikiem ciepła	82
6.11. Wykresy przedstawiające zmiany temperatury i ciśnienia przed i za skraplaczem	83
6.12. Zmiany sprawności egzergicznej η_b i termicznej η_{ch} oraz mocy obiegu N_{sp} podczas pracy urządzenia chłodniczego	85
6.13. Wykres zmian współczynnika przetłaczania λ w zależności od sprężu sprężarki	86
6.14. Wykres zmian średniego strumienia ciepła dopływającego do zbiornika w funkcji temperatury otoczenia	87
6.15. Udział procentowy poszczególnych części i zespołów tłokowej sprężarki chłodniczej w częstotliwości występowania awarii	88

6.16. Częstotliwość występowania awarii sprężarek chłodniczych w zależności od wywołujących je przyczyn	89
6.17. Straty energii odniesione do teoretycznego zapotrzebowania pracy napędowej	89
6.18. Wykres zmian średniej jednostkowej energii napędowej w zależności od masy cieczy chłodzonej dla zadanej temperatury chłodzenia cieczy $4^{\circ}C$ i $10^{\circ}C$	90

Spis tabel

2.1. Zestawienie ważniejszych prac badawczych dotyczących parowych sprężarkowych urządzeń chłodniczych	26
4.1. Podstawowe dane techniczne urządzenia IC/P 253	51
4.2. Bezwymiarowe związki uwzględnione w równaniu energii i ich rzędy wielkości	56

Streszczenie

W pracy zawarto wyniki badań teoretycznych i doświadczalnych strat energii napędowej powstających podczas pracy sprężarkowych chłodziarek zanurzeniowych małej mocy. Działanie chłodziarki przedstawiono w ujęciu systemowym rozdzielając system na podukłady. W każdym podukładzie wskazano procesy w nim zachodzące oraz wyznaczono ich wzajemne oddziaływanie oraz wpływ na otoczenie. Na podstawie przeprowadzonej analizy wyodrębniono czynniki i źródła najważniejszych strat wewnętrznych i zewnętrznych oraz ich rozmieszczenie w układzie chłodniczym. Badania eksperymentalne przeprowadzono na wykonanym stanowisku pomiarowym pozwalającym na pomiar ciśnienia i temperatury w wybranych punktach. Pomiary przeprowadzono przy różnych temperaturach początkowych cieczy schładzanej i otoczenia, zmiennej masie cieczy podlegającej schładzaniu oraz różnych zadanych wartościach temperatury chłodzenia.

Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono, że największe straty energii występują podczas rozruchu urządzenia. Ponadto wykazano ścisły związek między ilością chłodzonej cieczy a energią zużywaną do jej schłodzenia. Zużycie energii napędowej potrzebnej do schłodzenia masy jednostkowej w jednym cyklu istotnie zależy od masy cieczy chłodzonej. Wynika z tego praktyczny wniosek, że dla danego urządzenia chłodniczego można dobrać odpowiednią masę schładzanej cieczy przy której zużycie energii napędowej przypadające na jednostkę masy będzie jak najmniejsze.

Abstract

Results of theoretical and experimental investigations of loss of energy which arise in the small refrigerating compressors used in agriculture and food industry have been presented in the dissertation. Operation of the refrigerating compressor has been treated as a system, composed of subsystems which represent the main parts of the set. In each subsystem all internal processes have been defined and then relationships between subsystems and the external environment have been found. On the basis of the proposed model, the main factors and sources of the internal and external losses and their localization have been distinguished. Experimental investigations have been done on an especially design experimental setup, allowing for measurement of pressure and temperature in selected characteristics points. The experimental results have been obtained for various sets of initial temperature of the refrigerated liquid and external environmental temperature, varied mass of refrigerated liquid and two different sets of cooling temperature. The analysis has shown that the most essential energy losses have occurred during starting period of the refrigerating compressor work. The relationship between an amount of refrigerated liquid and energy used in cooling process has been determined. It has been found that energy, used for refrigerating of unit mass in one cooling cycle, depends essentially on the amount of the refrigerated mass. This leads to a conclusion that it is possible to chose an adiabatic tank of an optimal size, adequate for a chosen refrigerating compressor. Such solution may allow for minimizing the energy supplied for refrigerating system with respect to the amount of refrigerated mass.