

**AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA  
IM. ST. STASZICA W KRAKOWIE**  
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki  
Katedra Systemów Energetycznych i Urządzeń Ochrony  
Środowiska

**LABORATORIUM TERMODYNAMIKI**

Instrukcja do ćwiczeń laboratoryjnych:

**OBIEGI TERMODYNAMICZNE  
- POMPA CIEPŁA**

opracował: dr inż. Krzysztof Szczotka

|                          |
|--------------------------|
| <b>WSTĘP TEORETYCZNY</b> |
|--------------------------|

*Źródło: Szewczyk W., Wojciechowski J.: Wykłady z Termodynamiki z przykładami zadań. Część I – procesy termodynamiczne. Skrypt AGH, Kraków 2007. Rozdział 8. Druga zasada termodynamiki. Od str. 170.*

**Obiegiem termodynamicznym** nazywamy przemianę (lub cykl przemian), w której parametry termodynamiczne stanu początkowego i stanu końcowego czynnika są takie same.

Obiegi termodynamiczne są wykorzystywane do analizy pracy rzeczywistych urządzeń działających w sposób ciągły lub cykliczny, w których czynnik procesowy co pewien czas powraca do tego samego stanu.

Dla takich urządzeń można określić pewien **odwracalny obieg porównawczy**, pozwalający na przybliżoną ocenę jakości pracy urządzenia. Przybliżenie wynika z tego, że obieg porównawczy jest zawsze obiegiem idealnym, którego nie można w pełni zrealizować w rzeczywistości.

**Obieg termodynamiczny jest odwracalny, jeżeli wszystkie składające się nań przemiany są odwracalne oraz przepływ ciepła między czynnikiem i otoczeniem odbywa się przy  $dT = 0$ . Niespełnienie któregokolwiek z powyższych warunków czyni obieg nieodwracalnym.**

W każdym obiegu musi wystąpić kompresja czynnika, **praca kompresji ( $l_k$ )** jest doprowadzana do układu, oraz ekspansja czynnika powodująca oddanie **pracy ekspansji ( $l_{ex}$ )** przez układ. **Pracę obiegu ( $l_{ob}$ )** stanowi różnica pracy ekspansji i kompresji:

$$l_{ob} = l_{ex} - |l_k|$$

Równocześnie, aby prace ekspansji i kompresji mogły być wykonane, do czynnika w obiegu **ciepło musi być doprowadzane ( $q_d$ ) i odprowadzane ( $q_w$ )**.

Z definicji obiegu termodynamicznego (identyczność stanu początkowego i końcowego czynnika) wynika, że przyrost energii wewnętrznej jak również wszystkich innych parametrów i funkcji stanu) układu realizującego obieg jest równy zero ( $\Delta u = 0$ ).

Zatem - niezależnie od odwracalności lub nieodwracalności obiegu - z równania pierwszej zasady termodynamiki wynika, że dla urządzenia realizującego obieg, **bilans energii ma postać:**

$$q_d - |q_w| = l_{ob}$$

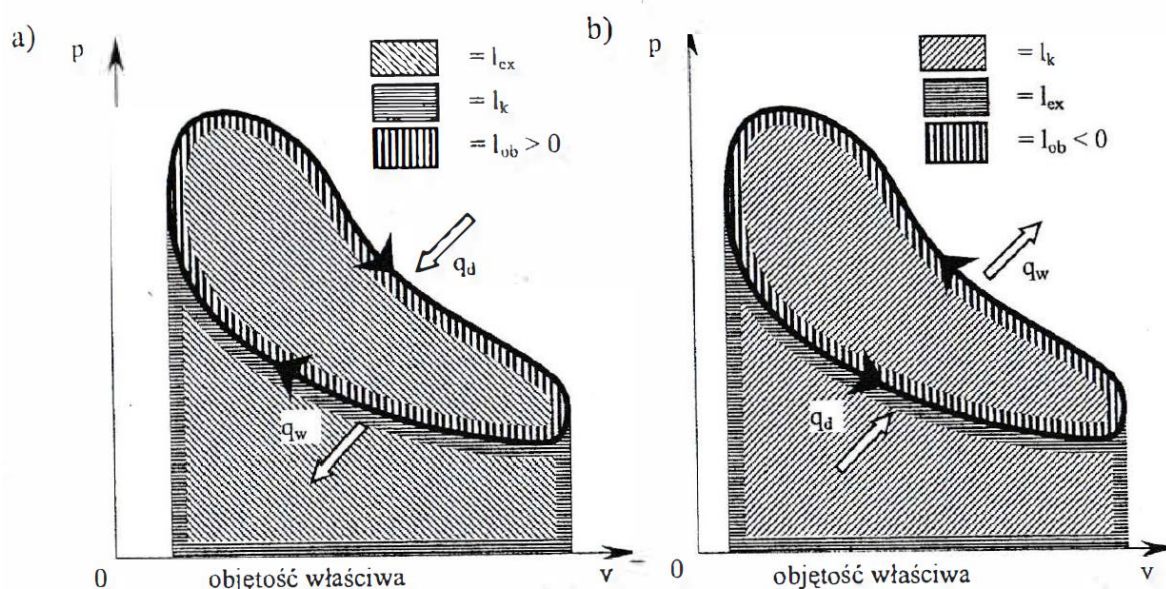
lub dla układu zamkniętego (całkowita ilość masy czynnika termodynamicznego):

$$Q_d - |Q_w| = L_{ob}$$

Biorąc pod uwagę **znak pracy ( $l_{ob}$ )**, obiegi termodynamiczne można podzielić na:

- ✓ **prawobieżne**, w których zmiana stanu czynnika procesowego odbywa się zgodnie z ruchem wskazówek zegara (niezależnie od układu współrzędnych, w którym przedstawiamy obieg);  
w obiegach tych  $q_d > |q_w|$  zatem praca  $l_{ob} > 0$  i dlatego obiegi prawobieżne nazywane są również **obiegami silnika cieplnego**; można powiedzieć, że realizowana w nich jest zamiana ciepła na pracę;
- ✓ **lewobieżne**, w których zmiana stanu czynnika procesowego odbywa się przeciwnie do ruchu wskazówek zegara (również niezależnie od układu współrzędnych); w obiegach tych  $q_d < |q_w|$  zatem praca  $l_{ob} < 0$  i dlatego obiegi lewobieżne nazywane są również **obiegami maszyn roboczych (ziębiarek i pomp ciepła)**; można powiedzieć, że realizowana w nich jest zamiana pracy na ciepło;

Na rysunku 8.1 przedstawiono krzywe zamknięte obiegu prawobieżnego (rys. 8.1a) i lewobieżnego (rys. 8.1b) z zaznaczeniem prac wykonywanych w czasie obiegu oraz ciepła doprowadzanego i odprowadzanego w trakcie obiegu.



Rys. 8.1. Obiegi w układzie współrzędnych ciśnienie ( $p$ ) – objętość właściwa ( $v$ ):

a) obieg prawobieżny (silnikowy);

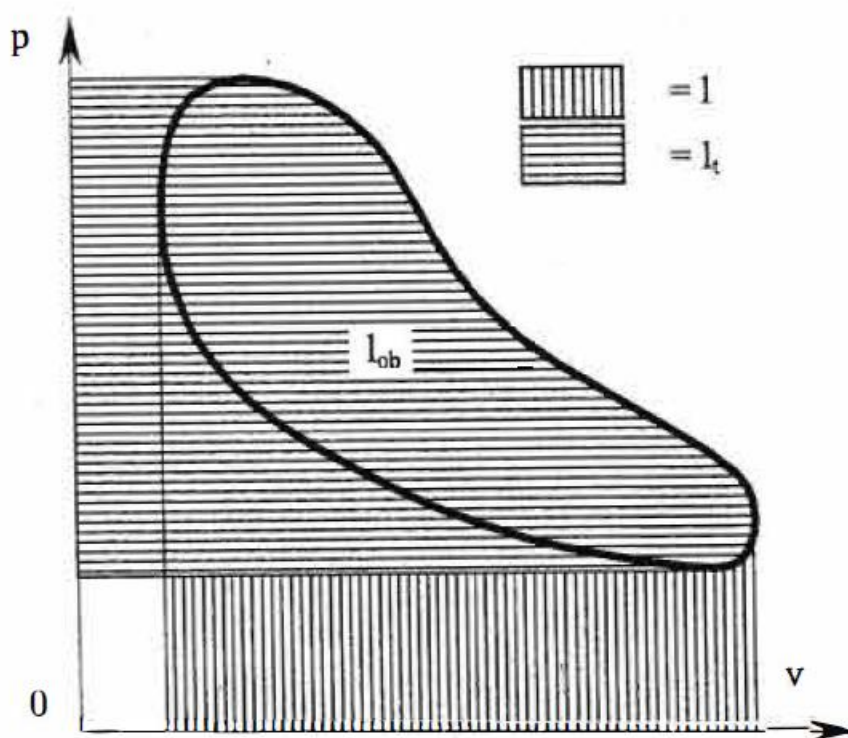
b) obieg lewobieżny (maszyny roboczej - ziębiarki i pompy ciepła);

Jak widać, w obiegu prawobieżnym praca ekspansji jest większa od pracy kompresji, czyli dodatnia praca obiegu (uzyskana dzięki temu, że ciepło dostarczone

do obiegu jest większe od oddanego) jest przekazywana na zewnątrz. Może ona zatem służyć do napędu maszyny roboczej. Stąd nazwa „obieg silnika cieplnego”.

Z kolei w obiegu lewobieżnym, praca ekspansji jest mniejsza od pracy kompresji. W rezultacie praca obiegu jest ujemna, co oznacza że musi być dostarczona do urządzenia realizującego ten obieg. Zatem, kosztem dostarczonej pracy urządzenie oddaje więcej ciepła niż pobiera. Stąd też pochodzi określenie „obieg maszyny roboczej”, który odnosi się do ziębiarki lub pompy ciepła.

Warto też zauważyć, że **pracę obiegu ( $l_{ob}$ )** można wyznaczyć zarówno jako różnicę, **prac ekspansji i kompresji (prac bezwzględnych)**, jak i **prac sprężania i rozprężania (prac technicznych)**, ponieważ dla obiegu odwracalnego, w obu tych przypadkach, różnica jest zawsze równa polu powierzchni zawartemu wewnątrz krzywej obiegu. Zasadę tę pokazano na rysunku 8.3.



Rys. 8.3. Praca obiegu ( $l_{ob}$ ) jako różnica prac bezwzględnych ( $l$ ) lub technicznych ( $l_t$ ) przemian tworzących krzywą obiegu.

## SPRAWNOŚĆ ENERGETYCZNA OBIEGU

Sprawność energetyczną obiegu możemy określić, posługując się definicją sprawności, która jest słuszna dla każdego urządzenia i w każdych warunkach, to znaczy: „przez sprawność rozumiemy stosunek efektu użytecznego do nakładów poniesionych na uzyskanie tego efektu”.

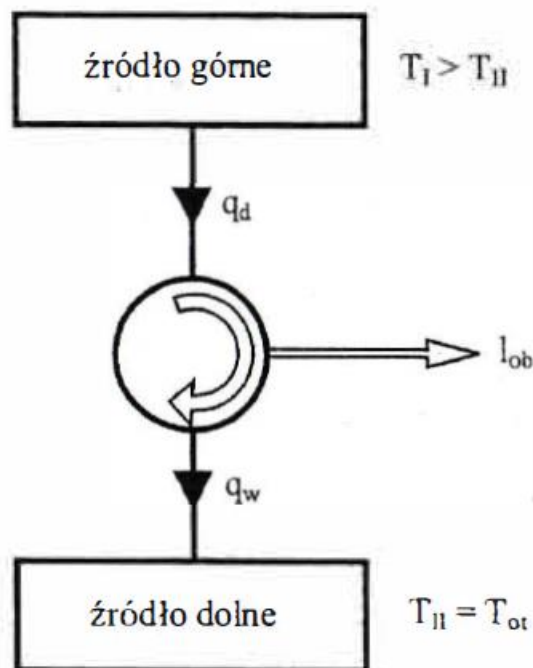
Oczywiście w tym przypadku zarówno przez efekty, jak i przez nakłady rozumiemy „efekty i nakłady energetyczne”. Aby zdefiniować sprawności obiegów termodynamicznych, zgodnie z powyższym jej rozumieniem, omówimy je odrębnie dla obiegu silnikowego i dla obiegów maszyn roboczych.

## SPRAWNOŚĆ SILNIKA CIEPLNEGO (OBIEG PRAWOBIEŻNY)

Obieg silnika pokazano na rysunku 8.1a.

Silnik pobiera ciepło ( $q_d$ ) ze źródła ciepła o temperaturze ( $T_I$ ) (zwanego górnym), wykonuje pracę obiegu ( $l_{ob}$ ) (większą od 0) i pozostałą z bilansu energii część ciepła oddaje do źródła o temperaturze ( $T_{II}$ ) (zwanego dolnym). Oczywiście aby taki kierunek przepływu ciepła mógł być zrealizowany, musi być zachowany warunek  $T_I > T_{II}$ .

Schemat takiego układu pokazano na rysunku 8.4.



Rys. 8.4. Schemat obiegu silnika cieplnego (obieg prawobieżny)

Z zasady, temperatura dolnego źródła jest dla silników równa temperaturze

otoczenia. Zgodnie z podaną wcześniej definicją sprawności, użytecznym efektem energetycznym wytworzonym przez silnik jest praca obiegu, natomiast nakładem energetycznym jest ciepło doprowadzone z górnego źródła.

Zatem, uwzględniając również bilans energii układu ( $q_d - |q_w| = l_{ob}$ ), możemy napisać:

$$\eta_{ts} = \frac{l_{ob}}{q_d} = \frac{q_d - |q_w|}{q_d} = 1 - \frac{|q_w|}{q_d}$$

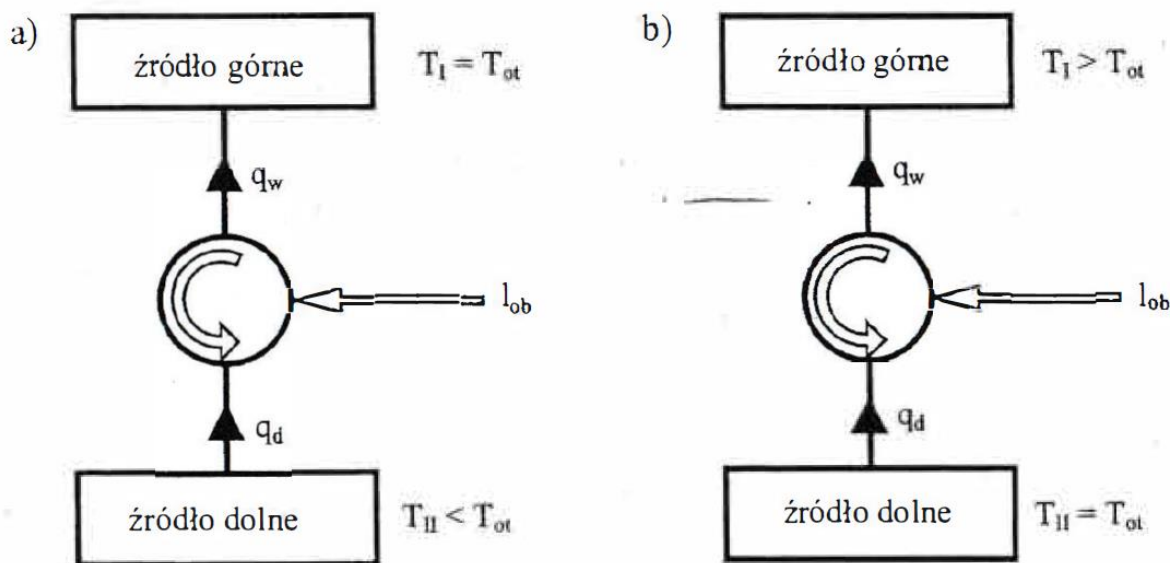
Ponieważ ( $q_d$ ) i ( $q_w$ ) są zawsze różne od zera ( $q_d, q_w \neq 0$ ), sprawność silnika cieplnego musi być zawsze mniejsza od jedności ( $\eta_{ts} < 1$ ).

### SPRAWNOŚĆ MASZYNY ROBOCZEJ (OBIEG LEWOBIEŻNY)

Obieg maszyny roboczej pokazano na rysunku 8.1b.

Maszyna robocza pobiera ciepło ( $q_d$ ) ze źródła ciepła o temperaturze ( $T_{II}$ ) (źródło dolne) kosztem pracy obiegu ( $l_{ob}$ ) (dostarczonej do obiegu czyli mniejszej od 0) i wynikające z bilansu energii ciepło ( $q_w$ ) oddaje do źródła o temperaturze ( $T_I$ ) (źródło górne). Ponieważ przepływ ciepła z dolnego do górnego źródła (kosztem dostarczonej pracy  $l_{ob}$ ) może się odbywać między różnymi poziomami temperaturowymi, można rozróżnić dwa urządzenia realizujące obieg maszyny roboczej.

Schematy obu układów pokazano na rysunku 8.5.



Rys. 8.5. Schemat obiegu maszyny roboczej (obieg lewobieżny):

a) ziębiarka (urządzenie chłodnicze); b) pompa ciepła;

Oba powyższe urządzenia realizują obieg lewobieżny kosztem dostarczonej do nich pracy, jednak ich przeznaczenie jest różne a z tym wiąże się również zasadnicza różnica w sposobie oceny sprawności energetycznej.

### Urządzenie chłodnicze (ziębiarka)

Ziębiarka (rys. 8.5a) pobiera ciepło z dolnego źródła, którym jest przestrzeń o temperaturze niższej od temperatury otoczenia (np. komora chłodnicza) i oddaje ciepło do górnego źródła, którym przeważnie jest otoczenie.

Zatem, zgodnie z jej funkcją, temperatura górnego źródła  $T_I = T_{ot}$ , a temperatura dolnego źródła  $T_{II} < T_{ot}$

Czyli, według definicji sprawności, użytecznym efektem energetycznym wytworzonym przez ziębiarkę jest ciepło pobrane z dolnego źródła, natomiast nakładem energetycznym jest praca obiegu. Uwzględniając również bilans energii układu, możemy napisać:

$$\varepsilon_z = \frac{q_d}{|l_{ob}|} = \frac{q_d}{|q_w| - q_d}$$

Zgodnie z powyższym równaniem wartość ilorazu ( $\varepsilon_z$ ) dla ziębiarki może być zarówno większa, jak i mniejsza od jedności ( $\varepsilon_z < 1$  lub  $\varepsilon_z > 1$ ).

W literaturze przeważnie jest on określany nazwą „współczynnik efektywności COP (Coefficient of Performance)”, „współczynnik wydajności” lub „współczynnik sprawności”, zamiast „sprawność”, dla której (zgodnie z powszechną umową) zarezerwowane są wartości mniejsze od 1.

### Pompa ciepła

O ile zadaniem ziębiarki jest chłodzenie dolnego źródła, o tyle zadanie pompy ciepła jest odwrotne, ma ona ogrzewać górne źródło. Dlatego też pompa ciepła (rys. 8.5b) pobiera ciepło z dolnego źródła, którym jest najczęściej otoczenie i oddaje ciepło do górnego źródła, którym jest np. ogrzewane pomieszczenie.

Czyli, zgodnie z jej przeznaczeniem, temperatura dolnego źródła  $T_{II} = T_{ot}$ , a temperatura górnego źródła  $T_I > T_{ot}$ .

Zatem, według definicji sprawności użytecznym, efektem energetycznym wytworzonym przez pompę jest ciepło dostarczone do górnego źródła, natomiast nakładem energetycznym jest praca obiegu (napędowa).

Uwzględniając również bilans energii układu, możemy napisać:

$$\varepsilon_{pc} = \frac{|q_w|}{|l_{ob}|} = \frac{|q_w|}{|q_w| - q_d}$$

Zgodnie ze powyższym równaniem wartość ilorazu ( $\epsilon_{pc}$ ) dla pompy ciepła jest zawsze większa od jedności ( $\epsilon_{pc} > 1$ ).

W związku z tym, z tych samych względów co dla ziębiarki, również dla pompy ciepła używa się nazwy współczynnik wydajności, współczynnik efektywności lub współczynnik sprawności, zamiast sprawność.

### CEL I ZAKRES ĆWICZENIA

Celem ćwiczenia jest poznanie budowy i zasady działania sprężarkowej pompy ciepła oraz nabycie umiejętności eksperymentalnego wyznaczenia idealnego oraz rzeczywistego współczynnika efektywności energetycznej pompy ciepła.

### WYKONANIE SPRAWOZDANIA I ZALICZENIE ĆWICZENIA

#### ✓ Sprawozdanie

W sprawozdaniu należy zamieścić kolejno, zgodnie z opisem zawartym w niniejszej instrukcji:

1. Tabelkę tytułową.
2. Cel i zakres ćwiczenia.
3. Opis przeprowadzonych badań zawarty w celu i zakresie ćwiczenia.
4. Wyniki i obliczenia do przeprowadzonych badań.

Tabelkę tytułową należy wykonać i czytelnie wypełnić wg poniższego wzoru. Wielkość tabelki jest orientacyjna.

|                                       |           |          |
|---------------------------------------|-----------|----------|
| Termodynamika - Laboratorium          |           |          |
| Obiegi termodynamiczne - pompa ciepłą |           |          |
| Nazwisko, Imię, Nr albumu             | Data wyk. | Grupa nr |

#### ✓ Zagadnienia do kolokwium zaliczeniowego po wykonaniu ćwiczenia

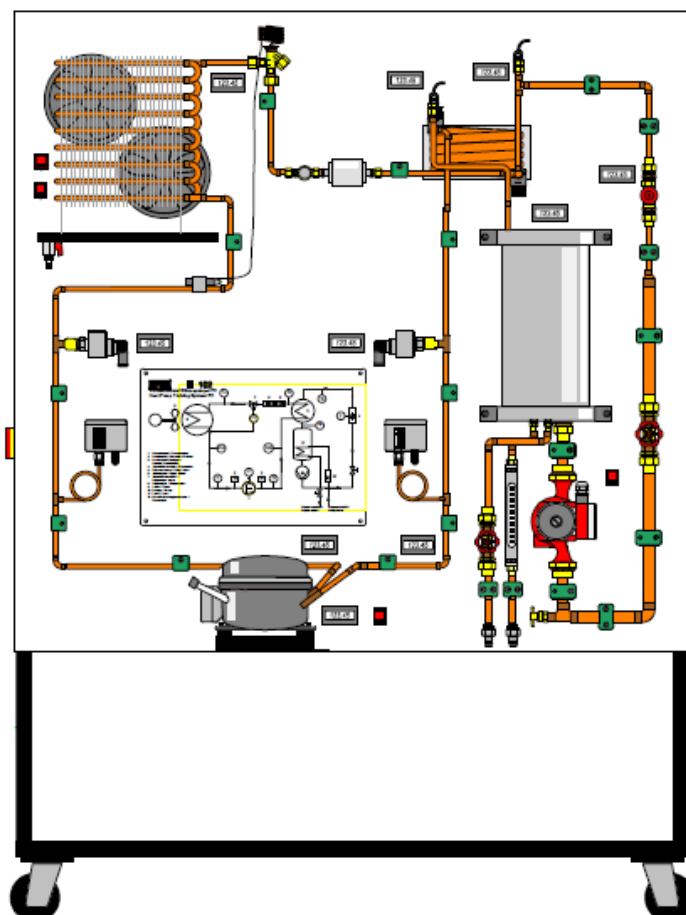
1. Rodzaje obiegu termodynamicznych, charakterystyka.
2. Schemat obiegu silnika cieplnego, sprawność.
3. Schemat obiegu maszyny roboczej, współczynniki efektywności energetycznej.



4. Schemat działania powietrznej pompy ciepła, bilansowa zasada działania.
5. Realizacja obiegu lewobieżnego na idealnym i rzeczywistym wykresie pracy powietrznej pompy ciepła w układzie ciśnienie-entalpia właściwa.

|  |
|--|
| ✓ <b>Zalecana literatura i pomoce naukowe:</b> |
|--|

1. Instrukcje do poszczególnych ćwiczeń laboratoryjnych.
2. Szewczyk W., Wojciechowski J.: Wykłady z Termodynamiki z przykładami zadań. Część I – procesy termodynamiczne. Skrypt AGH, Kraków 2007.
3. Szargut J.: Termodynamika. Wydawnictwo Naukowe PWN. Warszawa 2016.
4. Bader P., Błogowska K.: Laboratorium termodynamiki. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2008.
5. Domański R., Jaworski M., Rebow M., Kołtyś J.: Wybrane zagadnienia z termodynamiki w ujęciu komputerowym. PWN, Warszawa 2000.
6. Rubik M. - Pompy ciepła - poradnik, Ośrodek Informacji Technika instalacyjna w budownictwie, Warszawa, 2006.



## Instrukcja do eksperymentu

Instrukcja ta musi być przechowywana przez jednostkę.  
Przed rozpoczęciem eksploatacji urządzenia:

- Zapoznać się z instrukcją.
- Wszyscy użytkownicy muszą być poinformowani o sposobie obsługi urządzenia oraz niezbędnych środkach ostrożności.

## Spis treści

|   |    |
|---|----|
| 1. Wprowadzenie . . . . .                           | 4  |
| 1.1 Przeznaczenie . . . . .                         | 4  |
| 2. Bezpieczeństwo . . . . .                         | 5  |
| 2.1 Instrukcje bezpieczeństwa . . . . .             | 5  |
| 2.2 Instrukcje bezpieczeństwa . . . . .             | 6  |
| 3. Budowa jednostki. . . . .                        | 8  |
| 3.1 Budowa jednostki . . . . .                      | 8  |
| 3.1.1 Całość systemu . . . . .                      | 8  |
| 3.1.2 Obieg czynnika chłodniczego . . . . .         | 9  |
| 3.1.3 Obieg wody . . . . .                          | 10 |
| 3.1.4 Schemat systemu chłodzenia. . . . .           | 11 |
| 3.2 Cechy urządzenia. . . . .                       | 12 |
| 3.3 Komponenty systemu. . . . .                     | 13 |
| 3.3.1 Sprężarka. . . . .                            | 13 |
| 3.3.2 Parownik. . . . .                             | 14 |
| 3.3.3 Zawór rozprężny. . . . .                      | 14 |
| 3.3.4 Skraplacz . . . . .                           | 15 |
| 3.4 Uruchomienie systemu. . . . .                   | 16 |
| 3.5 Eksploatacja i konserwacja. . . . .             | 18 |
| 3.6 Gromadzenie danych PC. . . . .                  | 19 |
| 3.6.1 Instalacja sprzętu i oprogramowania . . . . . | 19 |
| 3.6.2 Uruchomienie oprogramowania . . . . .         | 19 |
| 4. Podstawy. . . . .                                | 21 |
| 4.1 Proces cykliczny . . . . .                      | 21 |
| 4.2 Cykliczny proces w pompie ciepła . . . . .      | 26 |
| 4.3 Porównanie pompy ciepła z lodówką. . . . .      | 27 |

|       |  |    |
|-------|--|----|
| 4.4   | Procesy w pompie ciepła na wykresie p-i . . . . .                                      | 29 |
| 4.4.1 | Budowa wykresu p-i . . . . .   | 31 |
| 4.4.2 | Idealny proces cykliczny . . . . .   | 33 |
| 4.4.3 | Rzeczywisty proces cykliczny . . . . .   | 35 |
| 4.5   | Współczynnik wydajności pompy ciepła. . . . .  | 37 |
| 4.5.1 | Obliczanie współczynnika wydajności z wykresu p-i . . . . .                            | 38 |
| 4.5.2 | Obliczanie współczynnika wydajności z poboru mocy i przyrostu ciepła. . . . .          | 39 |
| 5.    | Eksperymenty. . . . .  | 40 |
| 5.1   | Eksperymentalne określenie idealnego/prawdziwego współczynnika<br>wydajności . . . . . | 40 |
| 5.1.1 | Przeprowadzenie eksperymentu. . . . .  | 40 |
| 5.1.2 | Analiza eksperymentu . . . . .   | 41 |
| 5.2   | Eksperymentalne ustalenie rzeczywistego współczynnika wydajności . . . . .             | 45 |
| 5.2.1 | Przeprowadzenie eksperymentu. . . . .  | 46 |
| 6.    | Załącznik. . . . .   | 48 |
| 6.1   | Dane techniczne . . . . .  | 48 |
| 6.2   | Schemat systemu. . . . .   | 51 |
| 6.3   | Wykres p-i dla czynnika R134a . . . . .  | 52 |
| 6.4   | Tabelka do zapisywania wyników eksperymentu. . . . .                                   | 53 |
| 6.5   | Symbole i jednostki. . . . .   | 54 |

## 1. Wprowadzenie

Urządzenie ET-102 firmy G.U.N.T. Hamburg jest stanowiskiem pomiarowym do badania pompy ciepła z możliwością zapisu wyników na komputerze. System szkolenia zawiera kompletny model funkcjonalny pompy ciepła typu powietrze woda.

Stanowisko zawiera dobrze zorganizowany i przestronny układ komponentów, schematy budowy, oraz elektroniczne wyświetlacze parametrów pracy. Stworzone jest w celu ułatwienia zrozumienia budowy pompy ciepła.

Wszystkie elementy systemu są powszechnie stosowane w inżynierii grzewczo-chłodniczej. Są one więc uznane w tej dziedzinie i sprawiają że szkolenie zbliżone jest do praktyki, co niewątpliwie jest ważne przy nauce przyszłych specjalistów.

W systemie zainstalowane są liczne czujniki: ciśnienia, temperatury i prędkości przepływu. Zmierzone wartości są wyświetlane, umożliwia to studentom bezpośrednie badanie procesów zachodzących w pompie ciepła. Pomiar są jednocześnie przetwarzane i zapisywane na komputerze.

Oprócz analizy działania pompy ciepła do celów grzewczych, można zbadać przy użyciu tego systemu szkolenia podstawy chłodzenia.

Pompa ciepła pracuje cyklicznie wykorzystując przemiany termodynamiczne w związku z czym stanowisko może być używane do ich demonstracji i teoretycznego zilustrowania podstawowych procesów zachodzących w urządzeniu.

Ponadto pomiary parametrów odczytywane i zapisywane przez komputer umożliwiają dokładną analizę pracy systemu oraz doświadczalne obliczenie współczynnika wydajności cieplnej.




### 1.1 Przeznaczenie





Urządzenie ma być używane tylko do celów dydaktycznych.

## 2. Bezpieczeństwo

### 2.1 Instrukcja bezpieczeństwa

Słowa ostrzegawcze NIEBEZPIECZEŃSTWO, OSTRZEŻENIE lub UWAGA wskazują na prawdopodobieństwo wystąpienia poważnego zagrożenia lub szkody. Dodatkowy symbol wskazuje rodzaj zagrożenia.

| Słowo ostrzegawcze  | Wyjaśnienie   |
|---|---|
|  <b>DANGER</b>   | Oznacza sytuację która nie unikniona może doprowadzić do śmierci lub poważnych obrażeń.                                     |
|  <b>WARNING</b>  | Oznacza sytuację która nie unikniona może doprowadzić do śmierci lub poważnych obrażeń.                                     |
|  <b>CAUTION</b> | Oznacza sytuację która nie unikniona może spowodować średnie lub poważne obrażenia.   |
| <b>NOTICE</b>   | Oznacza instrukcje i wskazówki dotyczące obsługi urządzenia których nie przestrzeganie może spowodować uszkodzenie sprzętu. |

| Symbol  | Objaśnienie          |
|---|----------------------|
|  | prąd elektryczny     |
|  | zagrożenie (ogólnie) |
|  | gorące powierzchnie  |
|  | ogłoszenie           |

## 2.2 Instrukcja bezpieczeństwa

**⚠ WARNING**

(OSTRZEŻENIE)

Operacje wykonywane w wnętrzu otwartej obudowy mogą spowodować porażenie prądem.

- Odłączyć od zasilania przed otwarciem.
- Prace powinny być wykonywane wyłącznie przez wykwalifikowanych elektryków.
- Chronić wnętrze obudowy urządzenia przed wilgocią.

**⚠ WARNING**

(OSTRZEŻENIE)

Sprężarki, pompy i wentylator pracują pod napięciem elektrycznym 230V. Z tego powodu należy przestrzegać poniższe instrukcje bezpieczeństwa:

- Nie wolno dokonywać żadnych modyfikacji instalacji elektrycznej obiegu chłodniczego.
- Chronić przełączniki elektryczne przed wodą.
- W przypadku zagrożenia, odizolować system poprzez odłączenie zasilania.

**⚠ WARNING**

(OSTRZEŻENIE)

Niebezpieczeństwo poparzenia od rury łączącej sprężarkę z skraplaczem.

- Rura od sprężarki do skraplacza staje się bardzo gorąca podczas pracy, dlatego nie należy jej dotykać.
- Upewnij się, że system jest w odpowiedniej odległości od ścian i innych obiektów.

**NOTICE** (OGŁOSZENIE)

Czynnik roboczy (chłodziwo R134a) z czasem ulega zanieczyszczeniu i może obniżyć się jego poziom w układzie, więc:

- Spuść czynnik roboczy prawidłowo przed naprawą.
- Pod żadnym pozorem nie dokonywać żadnych modyfikacji w obiegu medium roboczego (rujnować, gwintować, dopasowywać, itp.)

System jest pod ciśnieniem.

- Nigdy nie ustawiać granicznych wartości dla czujników różnicy ciśnień (presostatów) i zaworów rozprężnych. Firma G.U.N.T. nie ponosi odpowiedzialności za wszelkie szkody spowodowane przez nieprawidłowe ustawienia.

**NOTICE** (OGŁOSZENIE)

Jeśli sprężarka ulegnie przeciążeniu:

Wyłącz urządzenie i pozostaw do ostygnięcia. Sprawdź ciśnienie robocze po restarcie systemu.

**NOTICE** (OGŁOSZENIE)

**Po transporcie urządzenia, należy pozostawić system na długotrwały postój przed włączeniem.**

**NOTICE** (OGŁOSZENIE)

Jeśli powietrze nie przepływa wokół żebrowanej rury wymiennika ciepła, istnieje ryzyko oblodzenia parownika.

**NOTICE** (OGŁOSZENIE)

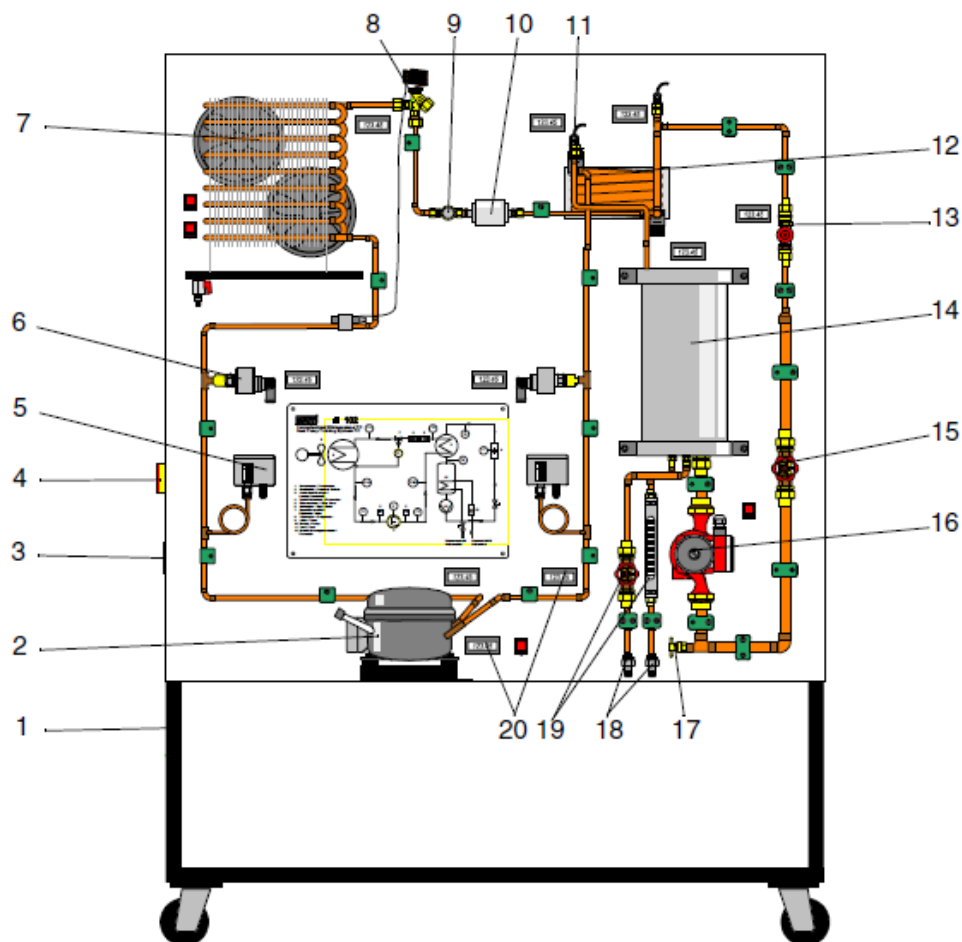
Długotrwałe działanie bez zewnętrznego chłodzenia wodą powoduje gwałtowny wzrost ciśnienia w układzie chłodzenia i wyłączenie sprężarki przez presostat po stronie wysokiego ciśnienia.



### 3. Budowa jednostki

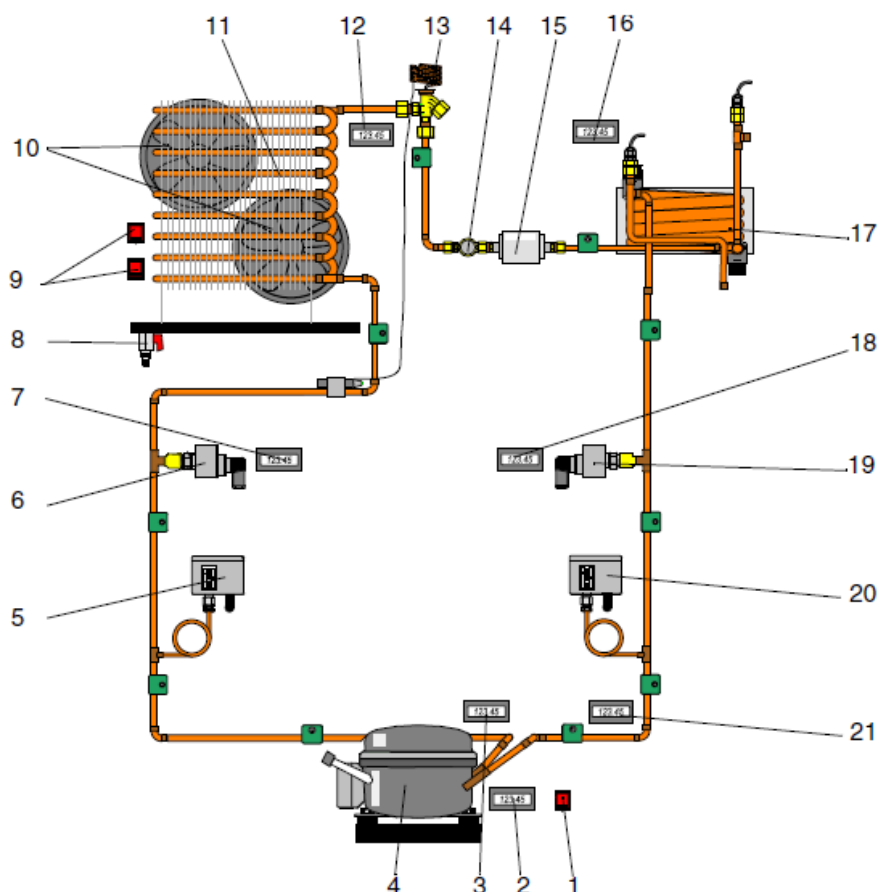
#### 3.1 Budowa jednostki

##### 3.1.1 Całość systemu



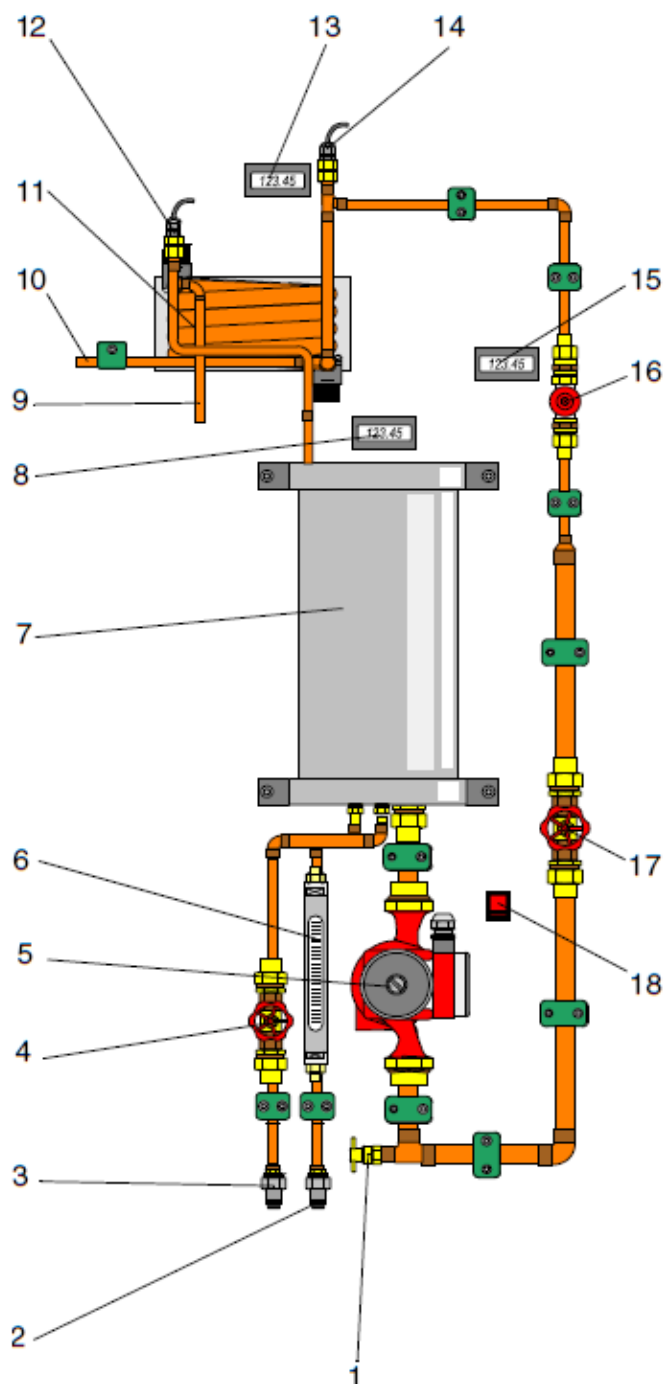
|    |                                  |    |                                      |
|----|----------------------------------|----|--------------------------------------|
| 1  | Obudowa z kółkami                | 11 | Czujnik temperatury                  |
| 2  | Kompresor                        | 12 | Skrapłacz                            |
| 3  | Gniazdo przekazywania danych     | 13 | Przeptywomierz (wody)                |
| 4  | Główny włącznik                  | 14 | Zbiornik na wodę z węzownicą         |
| 5  | Presostat                        | 15 | Zawór regulacyjny                    |
| 6  | Czujnik ciśnienia                | 16 | Pompa obiegowa                       |
| 7  | Parownik z wiatrakami            | 17 | Zawór spustowy                       |
| 8  | Zawór rozprężny                  | 18 | Podłączenia wody odbierającej ciepło |
| 9  | Wziernik (na czynnik chłodniczy) | 19 | Zawór regulacyjny i przepływomierz   |
| 10 | Filtr/osuszacz                   | 20 | Wyświetlacze cyfrowe                 |

Rys. 3.1 Cały system

**3.1.2 Obieg czynnika chłodniczego**


|    |  |    |  |
|----|--|----|--|
| 1  | Wyłącznik sprężarki                          | 12 | Temperatura czynnika przed parownikiem       |
| 2  | Wyświetlacz poboru mocy                      | 13 | Zawór rozprężny                              |
| 3  | Wyświetlacz temperatury sprężarki            | 14 | Wziernik na czynnik roboczy                  |
| 4  | Kompresor (sprężarka)                        | 15 | Filtr/osuszacz                               |
| 5  | Presostat po stronie podciśnienia            | 16 | Temperatura na wyjściu z skraplacza          |
| 6  | Czujnik ciśnienia                            | 17 | Skraplacz                                    |
| 7  | Wyświetlacz ciśnienia (po stronie zasysanej) | 18 | Wyświetlacz ciśnienia (po stronie tłoczącej) |
| 8  | Spust kondensatu                             | 19 | Czujnik ciśnienia                            |
| 9  | Wyłączniki wiatraków                         | 20 | Presostat po stronie nadciśnienia            |
| 10 | Wiatraki                                     | 21 | Temperatura czynnika na wyjściu z sprężarki  |
| 11 | Parownik                                     |    |  |

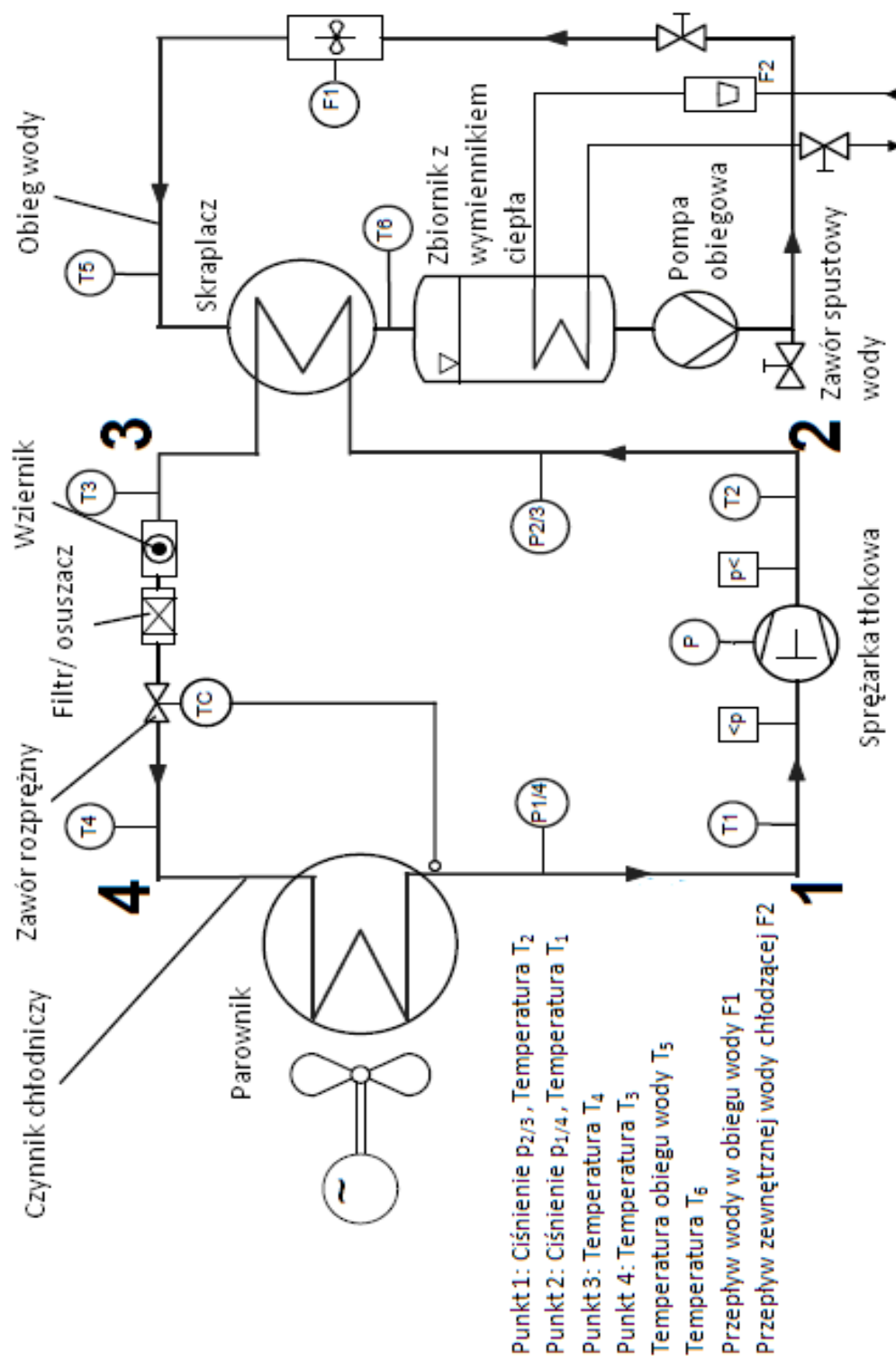
Rys. 3.2 Obieg czynnika chłodniczego

**3.1.3 Obieg wody**


|    |   |
|----|---|
| 1  | Zawór spustowy wody                               |
| 2  | Podłączenie wody wejście                          |
| 3  | Podłączenie wody wyjście                          |
| 4  | Zawór wody  |
| 5  | Pompa obiegowa                                    |
| 6  | Przeływomierz                                     |
| 7  | Zbiornik wody z węzownią                          |
| 8  | Temperatura na wyjściu z skraplacza               |
| 9  | Wejście czynnika chłodniczego                     |
| 10 | Wyjście czynnika chłodniczego                     |
| 11 | Skraplacz   |
| 12 | Czujnik temperatury wyjściowej wody z skraplacza  |
| 13 | Temperatura na wejściu do skraplacza              |
| 14 | Czujnik temperatury wejściowej wody do skraplacza |
| 15 | Wyświetlacz szybkości przepływu                   |
| 16 | Czujnik szybkości przepływu                       |
| 17 | Zawór   |
| 18 | Wyłącznik pompy obiegowej                         |

Rys. 3.3 Obieg wody

## 3.1.4 Schemat systemu chłodzenia



Rys. 3.4 Schemat

### 3.2 Cechy jednostki

Stanowisko pomiarowe ET 102 stanowi kompletny system szkolenia.

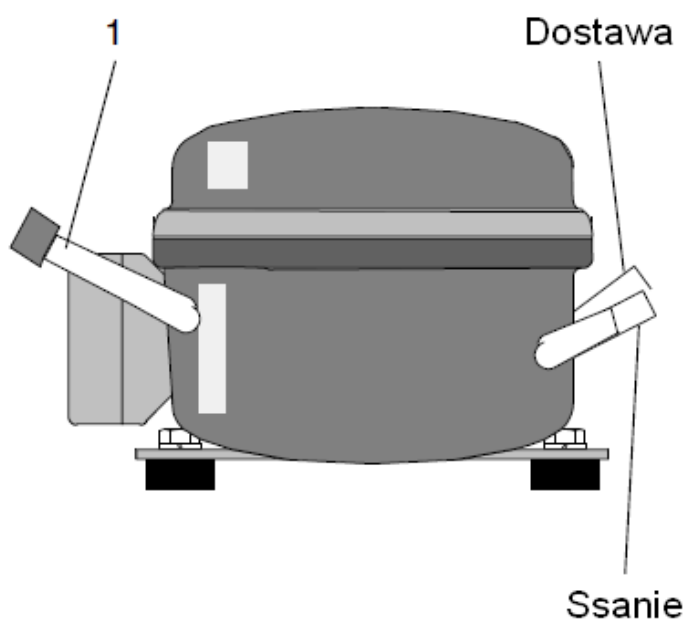
Umożliwia kompleksowe badania pompy ciepła, wykonywanie różnych eksperymentów i pomiarów.

System ten charakteryzuje się następującymi cechami:

- Dobrze zorganizowane rozmieszczenie wszystkich elementów w obudowie z blachy stalowej.
- Łatwość przesuwania dzięki blokowanym kółkom.
- Oryginalne części z pompą ciepła/chłodzenia, dostarczające praktycznej wiedzy
- Użyty przyjazny dla środowiska czynnik chłodniczy
- Liczne czujniki parametrów czynnika roboczego i wody oraz wziernik, umożliwiają właściwe śledzenie cyklicznego procesu zachodzącego w urządzeniu.
- Zmierzone wartości są wyświetlane na cyfrowych wyświetlaczach.
- Pomiary zapisywane i wyświetlane na komputerze PC.
- Umożliwia sporządzenie bilansu energii, oraz obliczenie współczynników wydajności.

### 3.3 Komponenty systemu

#### 3.3.1 Sprężarka



Rys. 3.5 Kompresor



#### **NOTICE** (OGŁOSZENIE)

Kompresor jest w pełni hermetyczną sprężarkom tłokową przeznaczoną do stosowania ze specjalnym czynnikiem chłodniczym (patrz Rozdział 6.1).

- Kompresor nie może być używany z żadnym innym czynnikiem!

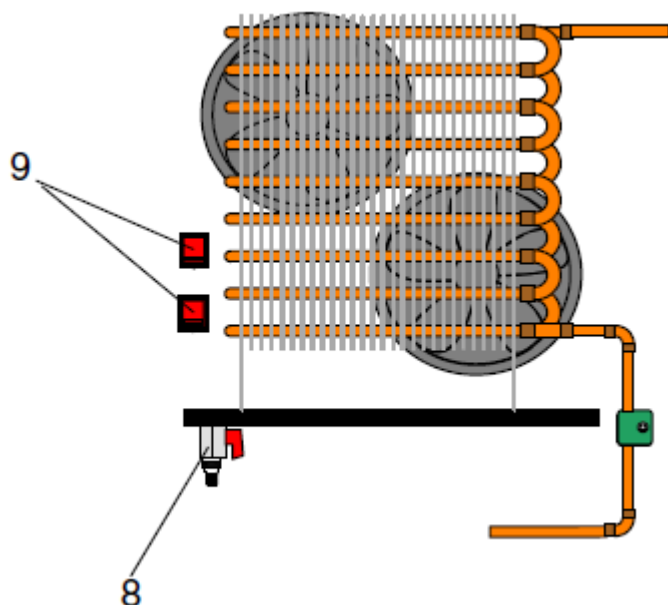
Sprężarka jest wyposażona w zabezpieczenie przed przeciążeniem, przyrząd uruchamia się jeśli kompresor się przegrzewa. Jeżeli zajdzie potrzeba spuszczenia lub napełnienia systemu czynnikiem chłodzącym, należy dokonać tego **w prawidłowy sposób** z użyciem zaworu (1) w sprężarce!



#### **NOTICE** (OGŁOSZENIE)

Czynnik chłodniczy nie może być uwalniany do atmosfery!

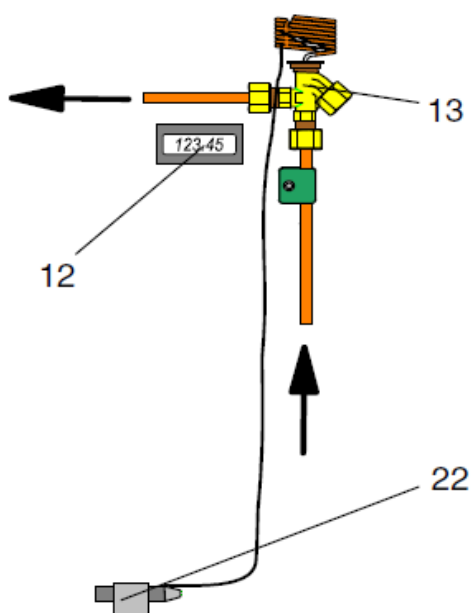
### 3.3.2 Parownik



Rys. 3.6 Parownik

Parownik jest wykonany z rurek żeberowanych tak by powierzchnia wymiany ciepła była jak największa. Czynnik chłodniczy przepływa wewnątrz parownika i przejmuje ciepło z powietrza opływającego parownik z zewnątrz. Pobór ciepła może być zwiększony przez uruchomienie dwóch wentylatorów, które zwiększają przepływ powietrza przez żeberka. Wiatraki uruchamiane są przyciskami (9). Czujniki umieszczone w rurach mierzą temperaturę czynnika na wlocie do i wylocie z parownika. Poniżej parownika jest rynienka zbiorcza i zawór spustowy (8) dla kondensatu.

### 3.3.3 Zawór rozprężny

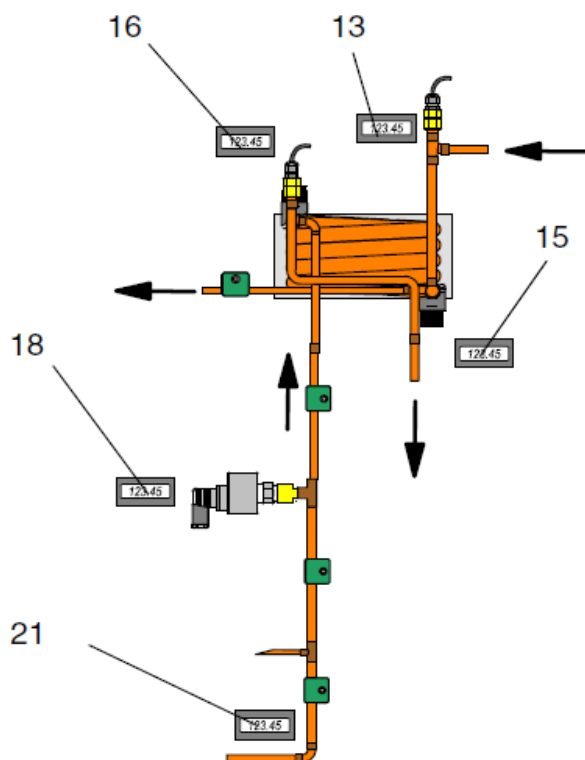


Rys. 3.7 Zawór rozprężny

Czynnik jest rozprężany w zaworze rozprężnym (13). W trakcie tego procesu spada jego temperatura. Spadek temperatury jest mierzony przez czujnik temperatury i pokazywany na wyświetlaczu (12).

By czynnik chłodniczy opuścił parownik lekko podgrzany, zawór rozprężny reguluje jego przepływ na podstawie temperatury wyjściowej z parownika mierzonej przez czujnik temperatury (22).

### 3.3.4 Skraplacz



Skraplacz jest wymiennikiem ciepła pracującym przeciwprądowo. Zbudowany jest z spirali rur współosiowych. Ciepło wymieniane jest dzięki różnicy temperatur czynnika chłodzącego i wody której temperatura wyjścia z skraplacza jest niższa. Zapewnia to największą możliwą do uzyskania wydajność.

Temperatury czynnika chłodniczego na wlocie do i wylocie z skraplacza mogą być odczytane na wyświetlaczach odpowiednio (16) i (21), wartości temperatury wody w obiegu widoczne są na wyświetlaczach cyfrowych (13) i (15). Wlot do skraplacza jest połączony z dostawczą częścią sprężarki tłokowej. Wartość ciśnienia w tym miejscu jest widoczna na wyświetlaczu (18).

Rys. 3.8 Skraplacz



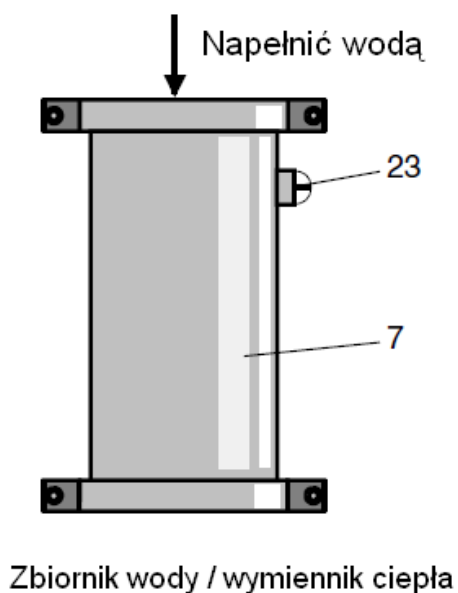
### 3.4 Uruchomienie systemu

Dostarczane urządzenie jest wypełnione czynnikiem chłodniczym.

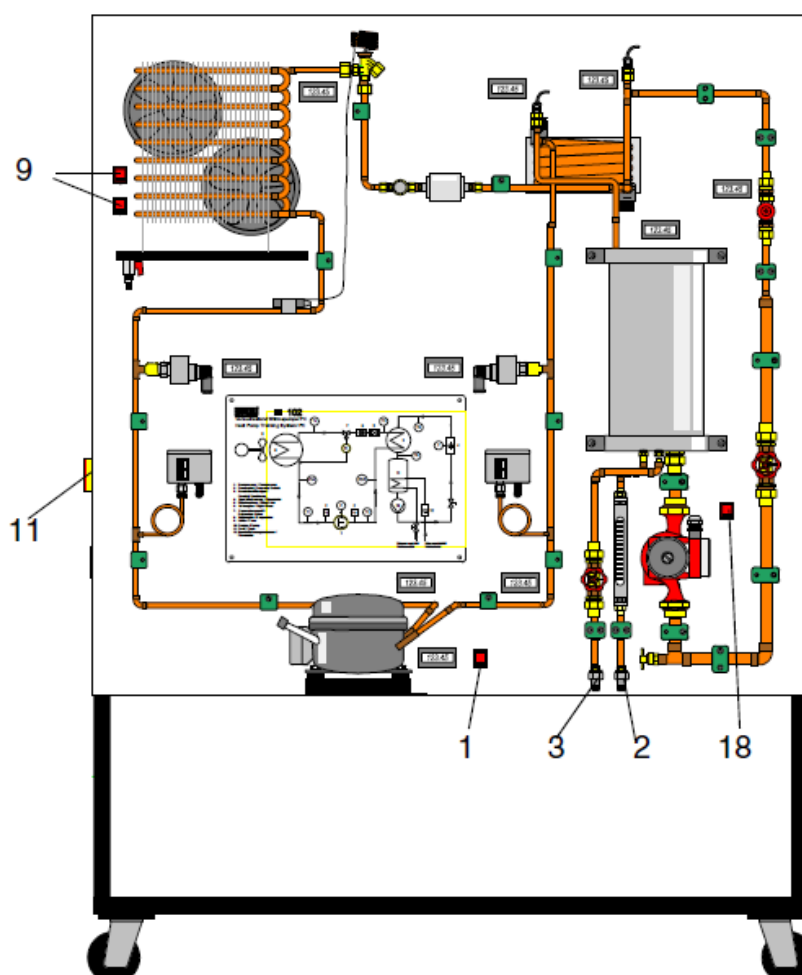


#### **NOTICE** (OGŁOSZENIE)

Pompa ciepła musi być pozostawiona na pewien czas przed pierwszym uruchomieniem, w przeciwnym razie kompresor może zostać uszkodzony!



Rys. 3.9



Rys. 3.10

Napełnić zbiornik (7) wodą przez otwór w górnej jego części za pomocą węża lub lejki, tak by poziom wody był widoczny w wzierniku(23).

Aby uruchomić pompę ciepła, system musi być podłączony do sieci zasilającej z włączonym głównym wyłącznikiem. Naciśnięcie przełącznika (1) uruchamia sprężarkę, zalecane jest również włączenie wiatraków przy parowniku poprzez przełączniki (9), ponieważ w przeciwnym razie system przymarznie i nie wyda żadnego ciepła.

Aby umożliwić pracę urządzenia przez dłuższy czas konieczne jest zewnętrzne chłodzenie zbiornika. W tym celu należy podłączyć źródło wody chłodzącej do rurek (2 i 3).

By podgrzewana była woda w zbiorniku pompy należy włączyć przełącznik (18).

System jest wyposażony w presostaty po stronie nadciśnienia (tłoczącej) i po stronie podciśnienia (zasysającej). Czujniki te wyłączają sprężarkę, gdy określone maksymalne ciśnienie zostanie przekroczone.



#### **NOTICE** (OGŁOSZENIE)

Dwa **presostaty** są dopasowane do systemu chłodzenia, **nie należy** zmieniać ich ustawień!

### 3.5 Eksploatacja i konserwacja

Pompa ciepła jest zaprojektowana by potrzebowała jak najmniej konserwacji, jednak by była dobrze utrzymana wymaga troszeczkę wysiłku.

Nie ma potrzeby wymiany wody w zbiorniku po każdym użyciu. Woda jednak powinna być od czasu do czasu usunięta by wyptukać zanieczyszczenia z rurociągu.

Gdy woda zacznie być zbyt mętna pomiary szybkości przepływu mogą być niepoprawne. W takim przypadku należy spuścić wodę z systemu poprzez zawór spustowy wody.



#### **NOTICE** (OGŁOSZENIE)

System należy **przechowywać** w miejscu wolnym od mrozu!  
(takim gdzie temperatura nie spada poniżej 1°C)

### 3.6 Gromadzenie danych PC

Urządzenie może być podłączone do komputera PC który umożliwia automatyczną rejestrację mierzonych wartości i wygodne oceny.

#### 3.6.1 Instalacja sprzętu i oprogramowania

Patrz oddzielna instrukcja.

#### 3.6.2 Uruchomienie oprogramowania

Przed włączeniem komputera, System szkolenia pompy ciepła musi być podłączony do zasilania.

- Włącz system Windows.
- Wybierz start wszystkie programy.
  - Wybierz G.U.N.T. z grupy programów
  - Wybierz ET 102 i uruchom
- Okno startowe otworzy się. Nad nim otwiera się również okno wyboru języka. Język można zmienić później w dowolnym czasie po wybraniu opcji "Language" na pasku menu.

Oprogramowanie stworzone przy użyciu LabView służy do wizualizacji danych pomiarowych. Oprogramowanie pracuje w Windows i jest w dużej mierze oczywiste ze względu na korzystanie z pomocy graficznych i systemu pomocy online. Pomoc online można wywołać wybierając "Pomoc" i "?" W pasku menu.

Program umożliwia pogląd na pięć głównych elementów:

- Wykresy
- Logarytmiczny wykres p-h
- Schemat systemu
- Schemat pomiaru
- Schemat obliczeń

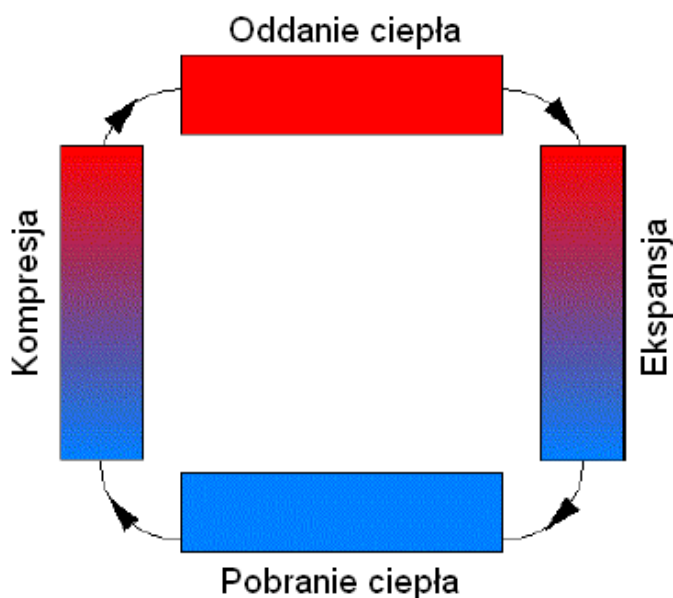
## 4. Podstawy

Pompa ciepła działa na podobnych zasadach jak system chłodzący. W obydwu przypadkach występują identyczne procesy.

W związku z tym informacje podane na temat procesów zachodzących w pompie ciepła mają również zastosowanie dla systemu chłodzącego.

W rozdziale 4.3 podane i omówione są różnice pomiędzy pompą ciepła a systemem chłodzącym.

### 4.1 Proces cykliczny



Podstawą działania pompy ciepła jest **cykliczny proces** termodynamiczny. W procesie tym przepływający czynnik roboczy przechodzi szereg zmian stanu, które powtarzane są cyklicznie. W ten sposób wielokrotnie powraca do stanu początkowego dlatego używamy określenia **proces cykliczny**

Rys. 4.1 Cykliczny proces

Termin **zmiana stanu** odnosi się do kompresji, ekspansji, ogrzewania lub chłodzenia:

- **Kompresja** (zmniejszenie objętości) polega na **absorpcji** energii mechanicznej
- **Ekspansja** (zwiększenie objętości) jest to **uwolnienie** zgromadzonej energii mechanicznej
- **Ogrzewanie** polega na **pobieraniu** energii w postaci ciepła
- **Chłodzenie** polega na **oddaniu** energii cieplnej.

Podczas zmiany stanu, zmieniają wartość zmienne stanu:

ciśnienie, objętość i temperatura czynnika roboczego.

Jako czynnik roboczy używane są gazy lub ciecze które łatwo wyparowują.

Czyste ciecze nie są odpowiednie, ponieważ są nie ściśliwe i nie mogą być sprężone.

Dzięki starannie zaprojektowanej sekwencji zmian stanu, możliwe jest przekazywanie energii cieplnej za pośrednictwem czynnika roboczego i energii mechanicznej.

Czynnik roboczy służy więc jako narzędzie do przesyłania energii.

Zmiany stanu nie zachodzą osobno, są ze sobą powiązane.

Na przykład podczas kompresji wzrasta również temperatura.

Kompresja ogólnie obejmuje:

- Wzrost temperatury  $T$
- Wzrost ciśnienia  $p$
- Zmniejszenie objętości  $V$ .

W przypadku gazów, zależność między zmiennymi stanu opisuje równanie stanu **gazu doskonałego** (zwane również równaniem Clapeyrona), dla układu zamkniętego przyjmuje postać:

$$p \cdot v = R \cdot T \quad (4.1)$$

$p$  – ciśnienie absolutne [Pa]

$v$  – objętość właściwa [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

$T$  – temperatura bezwzględna [K]

$R$  – indywidualna stała gazowa, [ $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ]

Rozważając zmiany stanu gazu, porównujemy dwie wartości:

- 1 – Wartość zmiennej stanu gazu przed przemianą
- 2 – Wartość zmiennej stanu gazu po przemianie

Przypadki w których jedna zmienna stanu podczas procesu pozostaje stała (=constant) mają szczególne znaczenie.

Dlatego przemiany te mają swoje nazwy:

| Nazwa przemiany: | Izobaryczna                         | Izochoryczna                        | Izotermiczna                        |
|------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|
| Warunki:         | $p = \text{constant}$               | $v = \text{constant}$               | $T = \text{constant}$               |
| Równanie stanu:  | $\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}$ | $\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$ | $\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}$ |
|                  | prawo Gay-Lussaca                   |                                     | prawo Boyle-Mariottea               |

Tab. 4.1 Szczególne przypadki równania stanu



Zmiana stanu bez odprowadzania ciepła do otoczenia jest nazywana **izentropową zmianą stanu** (specyficzna entropia).

Zmiana stanu bez wymiany ciepła z otoczeniem (ciepło nie jest ani pobierane ani oddawane) jest określana mianem **adiabaticznej zmiany stanu**.

W przypadku czystej kompresji lub ekspansji bez odprowadzania lub pochłaniania ciepła (odpowiednio izentropowej lub adiabaticznej), energia mechaniczna  $W_{1,2}$  konieczna do przejścia z stanu 1 do stanu 2 może być obliczona z wzorów:

$$W_{1,2} = m \cdot \frac{R}{\kappa - 1} \cdot (T_1 - T_2) \quad (4.2)$$

lub

$$W_{1,2} = m \cdot \frac{R}{\kappa - 1} \cdot (p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2) \quad (4.3)$$

$\kappa$  – wykładnik izentropy [ - ]

$m$  – masa gazu [kg]

W przypadku izochorycznego ogrzewania lub chłodzenia (np. stała objętość, jednak zwiększenie lub zmniejszenie temperatury), ilość ciepła doprowadzona do układu lub przez niego oddana  $Q_{1,2}$  wynosi:

$$Q_{1,2} = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (4.4)$$

$c_v$  – ciepło właściwe gazu przy stałej objętości [J/(kg · K)]

W przypadku gazów, rozróżniamy dwa rodzaje ciepła właściwego:

- $c_v$  – ciepło właściwe gazu przy stałej objętości [J/(kg · K)]

Ogrzewanie z  $T_1$  do  $T_2$  powoduje wzrost ciśnienia, objętość pozostaje stała

- $c_p$  – ciepło właściwe gazu przy stałym ciśnieniu [J/(kg · K)]

Ogrzewanie powoduje wzrost objętości, ciśnienie pozostaje stałe

Wkładnik izentropii określany jest jako stosunek ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu do ciepła właściwego przy stałej objętości:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.5)$$

W rzeczywistości gaz doskonały nie istnieje.

Procesy zmian stanu czynników roboczych w

powszechnie stosowanych systemach chłodniczych są znacznie

bardziej złożone. Dlatego by dokładniej je opisać

używane są dodatkowe zmienne stanu: entropia i entalpia.

Dzięki **kalorycznemu równaniu stanu**, zostały stworzone dla każdego

czynnika roboczego **wykresy p, i** (ciśnienie, entalpia) w formie

graficznej o wiele łatwiejsze w użyciu od matematycznych równań.

## 4.2 Cykliczny proces w pompie ciepła

Procesy zachodzące w konwencjonalnej elektrowni parowej wykorzystują przemianę energii cieplnej na mechaniczną. Pompa ciepła pracuje na odmiennej zasadzie wykorzystuje zasadę **transportu ciepła**

Termin "pompa ciepła" można wyjaśnić w następujący sposób:

Ciepło jest pompowane z obszaru o niskiej temperaturze do obszaru o temperaturze wyższej dzięki wykorzystaniu energii mechanicznej. Doprowadzona energia mechaniczna nie jest tracona, ona również gromadzona jest w obszarze wyższej temperatury w postaci energii cieplnej.

Procesy w konwencjonalnej elektrowni parowej są nieodwracalne.

W pompie ciepła lub instalacji chłodniczej kierunek przepływu ciepła może zostać odwrócony:

- **Kompresor** spręża gazowy czynnik roboczy, w tym procesie energia mechaniczna  $W_{in}$  jest wchłaniana.
- Ciepło  $Q_{out}$  jest od czynnika roboczego pobierane (przy stałej temperaturze) w **skraplaczu**, gaz ulega skropleniu.
- Ciekły czynnik roboczy rozpręża się w **zaworze rozprężnym**, w trakcie tego procesu czynnik roboczy ochładza się.
- Czynnik roboczy odparowuje w **parowniku** ciepło jest absorbowane w czasie tego procesu  $Q_{in}$ .

Czynnik roboczy następnie jest podawany z powrotem do sprężarki i cykliczny proces rozpoczyna się ponownie.

### 4.3 Porównanie pompy ciepła z lodówką

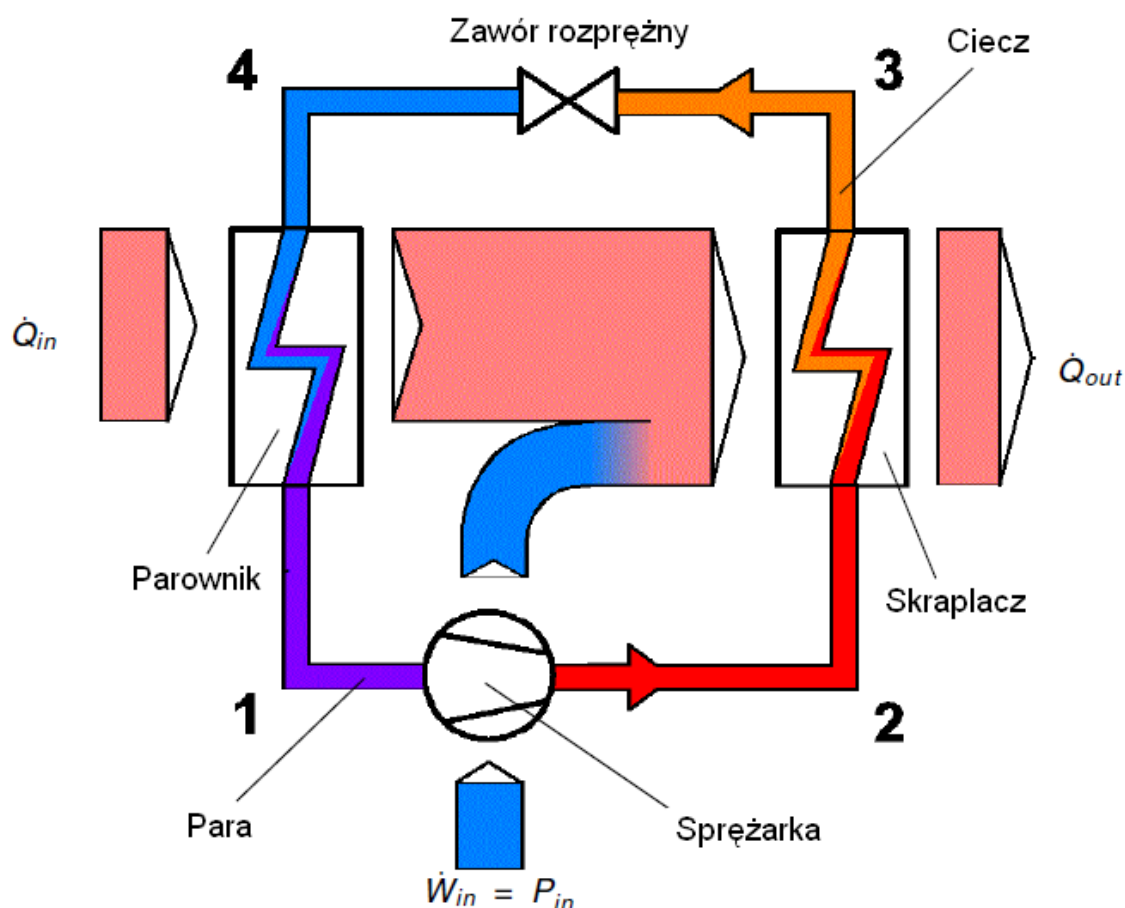
Zasada działania pompy ciepła i lodówki jest taka sama.

W systemie chłodzenia lodówki ciepło również jest pompowane z obszaru o niskiej energii 1 (z wnętrza lodówki) do obszaru o energii wyższej 2 (otoczenia).

W przypadku **pompy ciepła, użyteczne jest ciepło wydane  $\dot{Q}_{out}$ .**

W przypadku **lodówki, użyteczne jest ciepło pochłonięte  $\dot{Q}_{in}$ .**

W obu przypadkach wymagane jest doprowadzenie energii mechanicznej  $W_{in}$ .



Rys. 4.2 Cykliczny proces w pompie ciepła

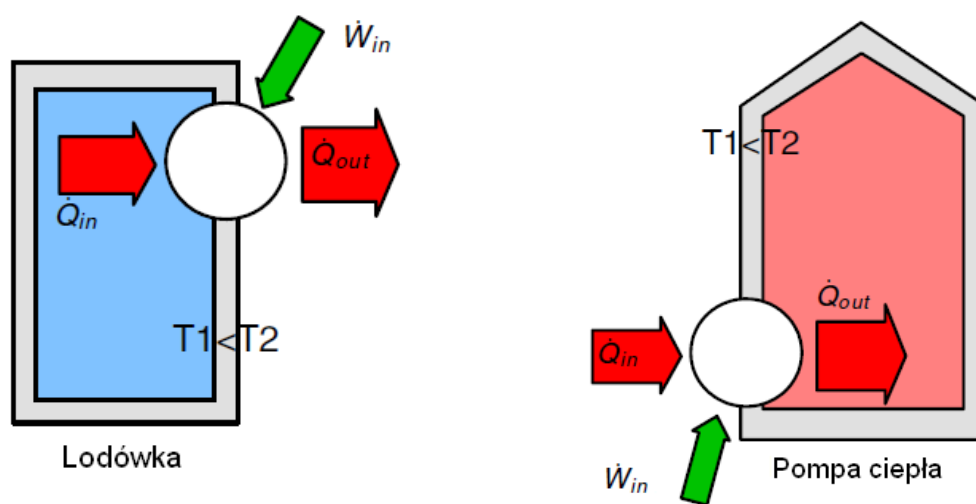
Zaletą procesów z użyciem odparowanej cieczy roboczej jest wysoka gęstość transportowanej energii. Podczas parowania czynnika roboczego absorbuje on ciepło przy niskiej różnicy temperatur. Przy skropleniu czynnik oddaje zgromadzone ciepło. Ciepło odparowania czynnika roboczego jest dużo większe od ciepła które może przenosić para.

Na przykład, woda:

Ilość ciepła potrzebnego do odparowania 1 kg wody 2256kJ,  
z drugiej strony zwiększenie temperatury pary od 100 do 200 [°C]  
wymaga tylko 199kJ ciepła (w obydwu przypadkach przy ciśnieniu 1 bara).

Transport energii o wysokiej gęstości znacznie zmniejsza koszty: dzięki temu może być zbudowany kompaktowy wysoko wydajny system.

Możliwy jest również cykliczny proces w pompie ciepła używającej czysto gazowego czynnika. Systemy tego typu są produkowane, działają na zasadzie Sterlinga. Jednak w związku z skomplikowanym i drogim procesem produkcji nie są rozpowszechnione



użyteczne jest ciepło pochłonięte  $\dot{Q}_{in}$

użyteczne jest ciepło wydane  $\dot{Q}_{out}$

Rys. 4.3

#### 4.4 Procesy w pompie ciepła na wykresie p-i

Zmiany stanu zachodzące w cyklicznym procesie mogą być przedstawione z dobrym skutkiem na wykresie p-i (ciśnienie, entalpia).

Na **wykresie p-i**, ciśnienie p jest przedstawione w zależności od entalpii i.

**Entalpia I** zdefiniowana jest by określić całkowitą ilość energii zawartej w gazie lub parze. Składa się z energii wewnętrznej U (miary energii cieplnej materiału), i pracy przetłaczania  $p \cdot V$

$$I = U + p \cdot V \quad (4.6)$$

Entalpia jest ekstensywnym parametrem stanu i podlega prawu sumowania. Natomiast po podzieleniu entalpii I przez masę czynnika, otrzymujemy entalpię właściwą:

$$i = u + p \cdot v \quad (4.7)$$

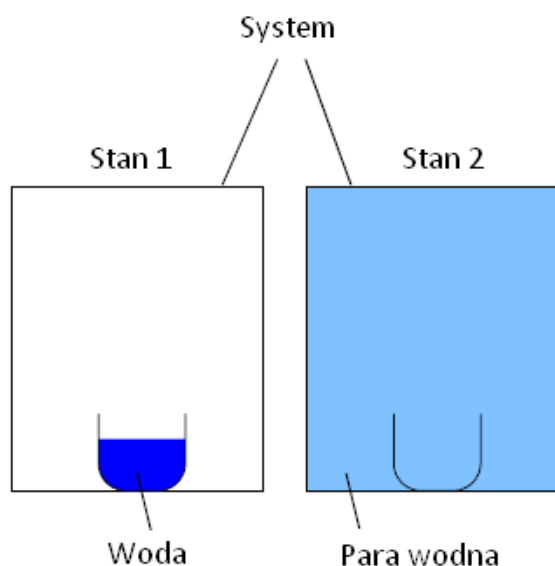
z wyszczególnieniem energii wewnętrznej właściwej:

$$u = u_0 + c_v \cdot (T - T_0) \quad (4.8)$$

Przy użyciu tego wzoru możemy liczyć energię wewnętrzną właściwą (jednostki masy) dla dowolnie wybranej różnicy parametrów:  $u_0$ ,  $T_0$  początkowych i  $u$ ,  $T$  końcowych.

W tym miejscu warto zdefiniować kolejną ważną zmienną stanu, **entropia S**. Pojęcie entropii może być wyjaśnione przy pomocy zbiornika z wodą stojącego w zamkniętym pomieszczeniu:

W stanie 1, woda w zbiorniku i powietrze mają tę samą temperaturę  $T$ , wymiana ciepła nie jest więc możliwa. Jeśli ktoś wyleje wodę z zbiornika to po



Rys. 4.4

pewnym czasie wyparuje ona (stan 2) i będzie obecna w pokoju jako para wodna. Pod warunkiem, że powietrze może absorbować wodę. Temperatury powietrza i wody są cały czas równe, żadna energia nie mogła uciec z zamkniętego układu. Dlatego entalpia wody pozostała taka sama, **nastąpił jednak wzrost entropii!** Dlaczego? Cząsteczki wody są teraz równomiernie rozmieszczone w przestrzeni pokoju i są w stanie naturalnej równowagi. Jest to stan, o najniższym stopniu "uporządkowania" a maksymalnym stopniu "zaburzenia". By umieścić wodę z powrotem w zbiorniku, czyli zwiększyć stopień uporządkowania, musi zostać wykonana praca.

Entropia jest miarą stopnia uporządkowania materii, jej wartość jest największą w stanie maksymalnego chaosu. Wszystkie materiały naturalnie dążą do stanu maksymalnej entropii!

Jednostką entropii  $S$  jest  $[J / K]$ , entropii właściwej  $s$  zaś  $[J / kgK]$  (odniesiona do jednostki masy).

#### 4.4.1 Budowa wykresu p-i

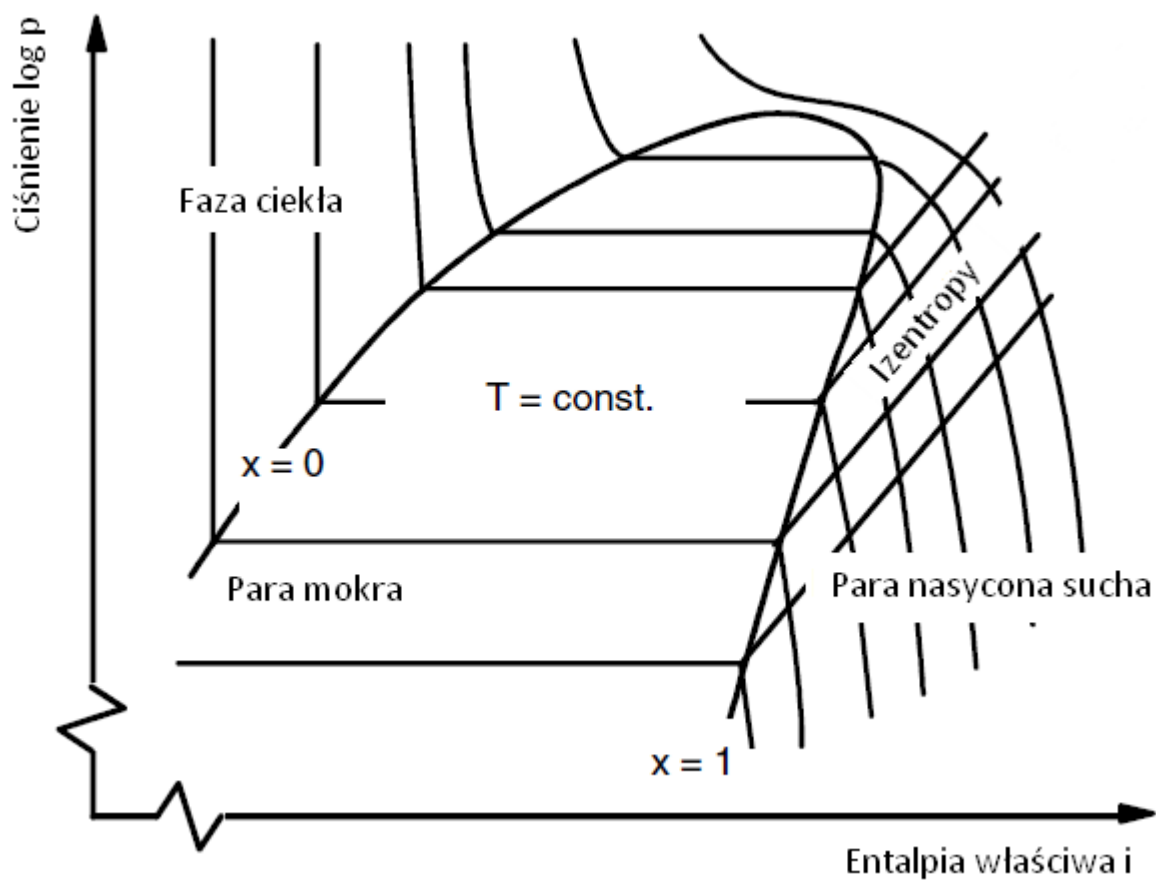
Dostępne są specjalne schematy p-i dla każdego rodzaju czynnika roboczego. Dla fazy ciekłej, pary mokrej i pary nasyconej suchej. Wszystkie regiony są na tych wykresach zaznaczone. Mokra para oznacza że czynnik roboczy jest w stanie mieszaniny pary i cieczy. Temperatura regionu pary mokrej jest temperaturą wrzenia. W regionie pary suchej czynnik jest obecny wyłącznie w postaci pary (przegrzanej), temperatura utrzymuje się zawsze powyżej punktu wrzenia.

Ponadto krzywe mogą być przedstawiane w stałej temperaturze  $T$  (izotermy), z stałym stopniem suchości pary  $x$ , stałą entropią  $s$  (izentropa) lub stałą objętością  $v$ .

Krzywa  $x = 1$  (zawartość pary wodnej 100%) zawsze stanowi granicę między regionem pary mokrej a regionem pary suchej (pary nasyconej),  
krzywa  $x = 0$  (zawartość cieczy 100%, zawartości pary 0%) stanowi granicę pomiędzy fazą ciekłą a regionem pary mokrej.

W regionie pary mokrej izotermy zawsze przebiegają poziomo!



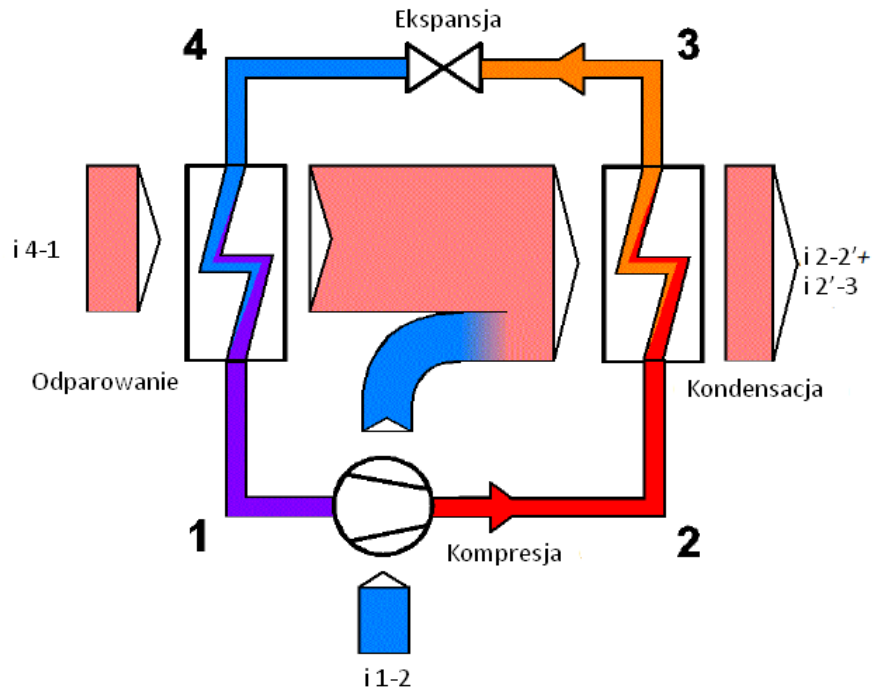


Rys. 4.5 Wykres p-i

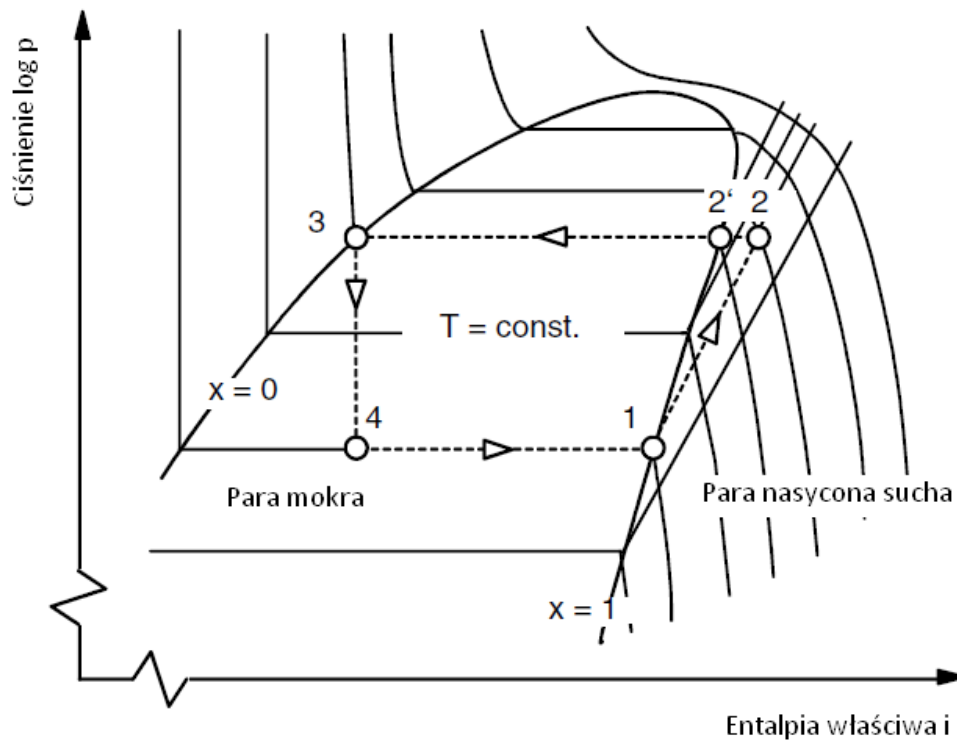
#### 4.4.2 Idealny proces cykliczny

Zmiany stanu czynnika roboczego, zachodzące cyklicznie w pompie ciepła zostaną teraz przedstawione na wykresie p-i :

- 1-2 izentropowe sprężanie do ostatecznej temperatury kompresji z przegrzaniem czynnika roboczego, bez odprowadzania ciepła
- 2-2' izobaryczne chłodzenie do temperatury kondensacji (skroplenia), uwolnienie entalpii przegrzania  $i_{2-2'}$
- 2'-3 izobaryczne skraplanie, uwolnienie entalpii przy wykonaniu kondensacji  $i_{2'-3}$
- 3-4 Rozprężanie czynnika w regionie pary mokrej, żadna entalpia nie jest uwalniana, chłodzenie i częściowe odparowanie
- 4-1 izobaryczne odparowanie, absorpcja entalpii odparowania  $i_{4-1}$



Rys. 4.6 Cykliczny proces pompy ciepła



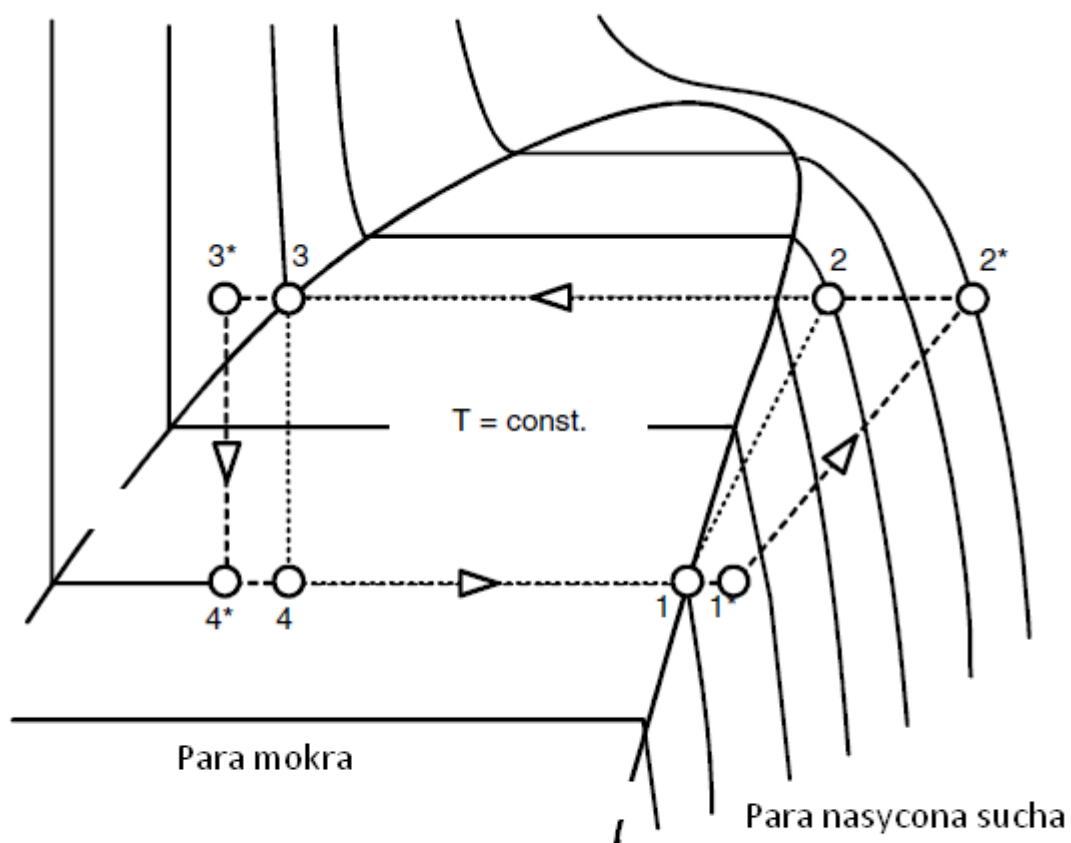
Rys. 4.7 wykres p-i dla pompy ciepła

#### 4.4.3 Rzeczywisty proces cykliczny

Najważniejszą różnicą między rzeczywistym a idealnym procesem cyklicznym jest to, że kompresja nie jest izentropowa (tzn. nie zachodzi bez strat ciepła); pkt. 2 jest przesunięty do 2\* przez straty spowodowane tarciem odparowanego czynnika roboczego oraz straty ciepła nagrzewającej się sprężarki. Tak więc więcej pracy potrzebne jest na sprężanie by osiągnąć to samo ciśnienie końcowe.

Ponadto przed kompresją niezbędne jest przegrzanie odparowanego czynnika roboczego, (z pkt. 1-1\*) by upewnić się, że do sprężarki nie ma możliwości dostać się ani kropla czynnika w postaci płynnej, gdyż mogło by to spowodować uszkodzenie sprężarki.

Objętość pary na wejściu do parownika jest zmniejszana przez chłodzenie cieczą, 3-3\*. W rezultacie może być zaabsorbowane więcej ciepła z pary.



Rys. 4.8 wykres log p-i dla rzeczywistego procesu cyklicznego

#### 4.5 Współczynnik wydajności pompy ciepła

By dokonać oceny efektywności pracy pompy ciepła używany jest współczynnik wydajności. Jego wartość jest ilorazem energii wykorzystanej i doprowadzonej. Energia wykorzystana jest w postaci ciepła  $\dot{Q}_{out}$ , doprowadzana w postaci mocy pobranej  $\dot{P}_{in}$  lub pobranej energii mechanicznej  $\dot{W}_{in}$ .

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{W}_{in}} \qquad \varepsilon = \frac{\dot{Q}_{uzyteczne}}{\dot{P}_{in}} \qquad (4.9)$$

W przeciwieństwie do efektywności innych maszyn i systemów, współczynnik wydajności pompy ciepła jest na ogół większy niż 1. Współczynnik wydajności nie może być nazywany sprawnością. Sprawność większą niż 1 można osiągnąć jedynie dzięki **perpetuum mobile**, urządzeniu które zgodnie z pierwszą zasadą termodynamiki nie istnieje. Fakt że współczynnik wydajności pompy ciepła przyjmuje wartości większe niż 1 wynika z tego że ciepło  $\dot{Q}_{in}$  może być pobierane z otoczenia dowolnie, więc nie jest ono wytwarzane przez pracę.

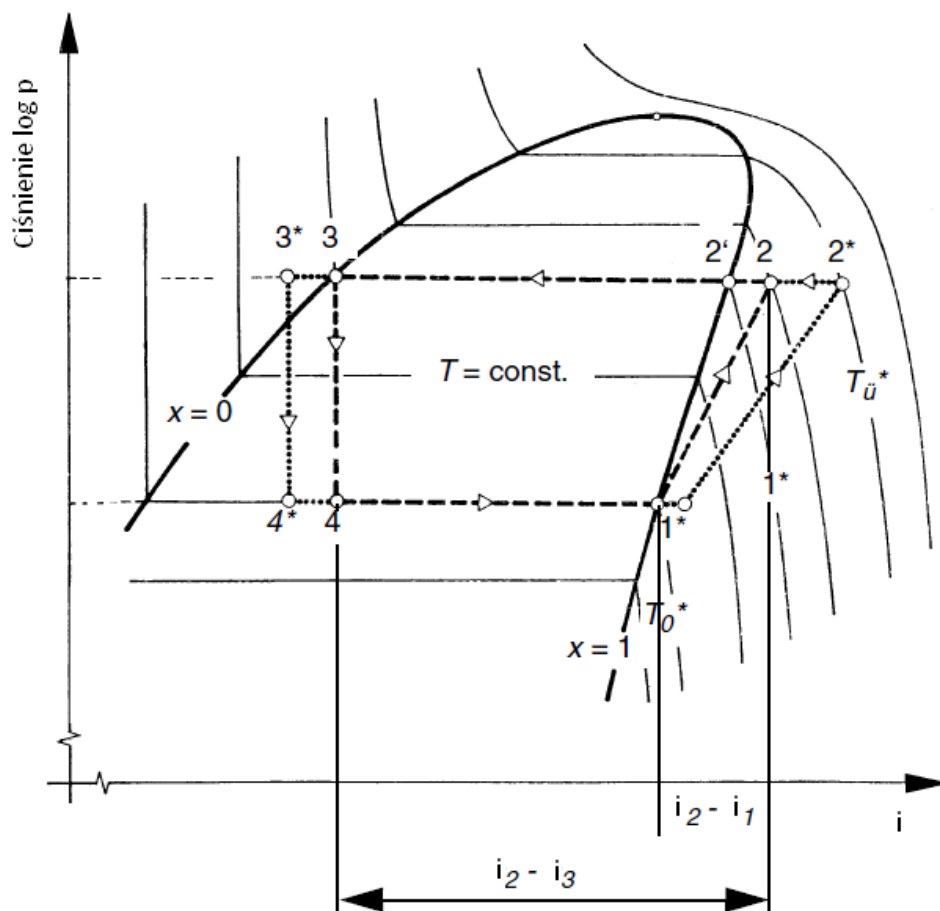
**4.5.1 Obliczanie współczynnika wydajności z wykresu p-i**

Ilości energii przetwarzanej w cyklicznym procesie może być odczytywana bezpośrednio z wykresu p-i jako różnica entalpii. W ten sposób współczynnik wydajności dla idealnego procesu może być łatwo obliczony z poniższego wzoru:

$$\varepsilon_{\text{ideal}} = \frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{\dot{W}_{\text{in}}} = \frac{i_2 - i_3}{i_2 - i_1} \quad (4.10)$$

Dla prawdziwego procesu z zasysaniem gazu, przegrzewaniem i przechadzaniem ciecżą obowiązuje wzór:

$$\varepsilon_{\text{real}} = \frac{i_2^* - i_3^*}{i_2^* - i_1^*} \quad (4.11)$$



Rys. 4.9 Odczytywanie współczynnika wydajności z wykresu p-i

#### 4.5.2 Obliczanie współczynnika wydajności z poboru mocy i przyrostu ciepła

Współczynnik wydajności pompy ciepła może być również obliczony z rzeczywistej ilości ciepła odebranej przez obieg wody ze skraplacza i rzeczywistego poboru mocy przez sprężarkę. Tu wszystkie straty z powodu tarcia, promieniowania, przewodzenia ciepła, itp. są również brane pod uwagę.

$$\varepsilon_{\text{rzecz}} = \frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{\dot{W}_{\text{in}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{użyteczne}}}{\dot{P}_{\text{in}}} \quad (4.12)$$

Strumień ciepła użytecznego, jest obliczany z iloczynu strumienia przepływającej wody, ciepła właściwego wody (przy stałym ciśnieniu) i różnicy temperatur mierzonej na wlocie i wylocie.

$$\dot{Q}_{\text{użyteczne}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \quad (4.13)$$

Im mniejsza różnica temperatur wody w rurociągu między wylotem a wlotem, tym większy współczynnik wydajności.



## 5. Eksperymenty

Wartości mierzone są dla danych warunków.

Nie należy myśleć że będą one takie same w każdych okolicznościach.

W zależności od podzespołów zastosowanych w systemie oraz panujących warunków klimatycznych, zmieniać się będą parametry urządzenia w większym lub mniejszym stopniu.

### 5.1 Eksperymentalne określenie idealnego /prawdziwego współczynnika wydajności

Współczynnik wydajności jest określony na podstawie różnicy entalpii na wykresie log p-h.

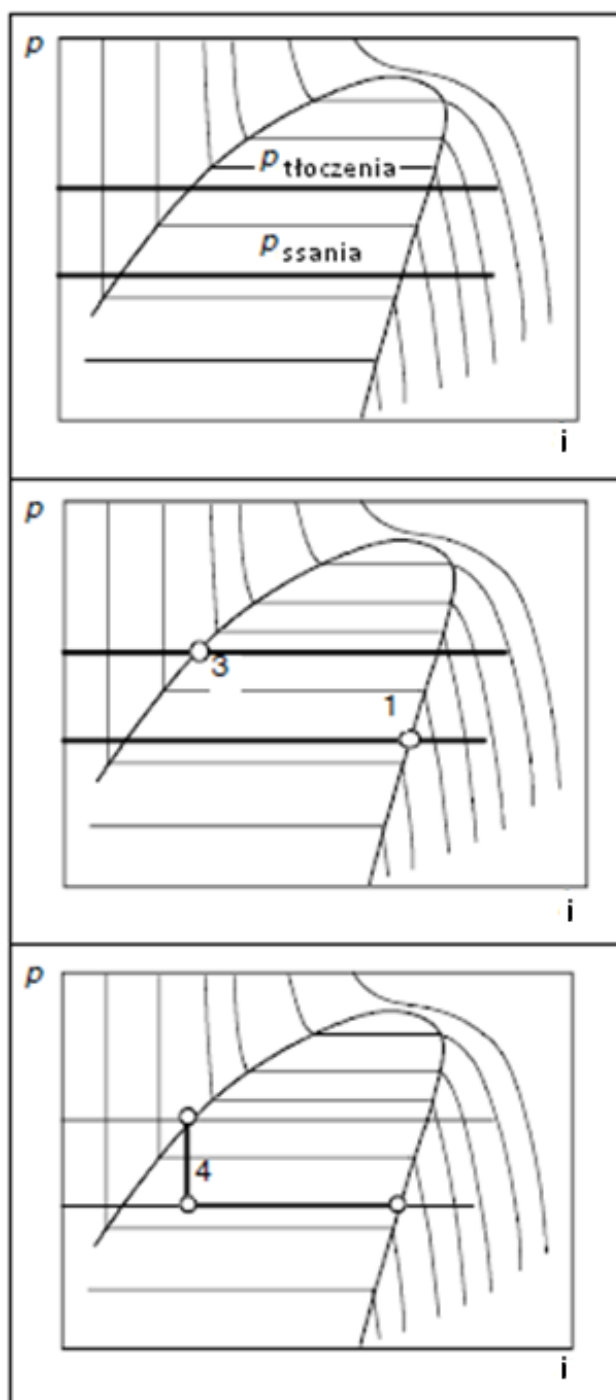
Aby to zrobić musimy dysponować wykresem log p-h cyklicznego procesu czynnika użytego w systemie.

#### 5.1.1 Przeprowadzenie eksperymentu

- Włączyć sprężarkę.
- Włączyć wiatraki.
- Włączyć pompę obiegową.
- W przypadku chłodzenia z użyciem wody z kranu, podłączyć węże z zimną wodą
- Pozostawić stanowisko badawcze włączone do momentu w którym ciśnienia po stronie ssawnej i tłoczącej ustabilizują się.
- Na zaworze kontrolnym ustawić przepływ w obiegu wody na poziomie około 20l / h.
- Odczytać i zanotować ciśnienie czynnika roboczego po stronie ssawnej i tłoczącej.

### 5.1.2 Analiza eksperymentu

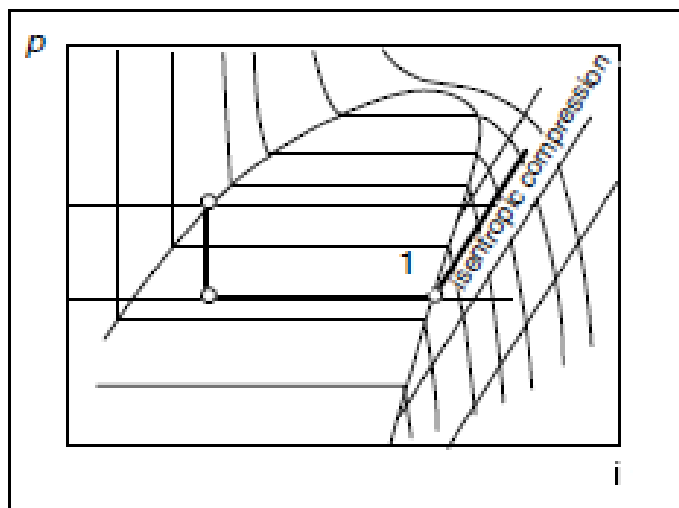
Etapy procesu cyklicznego przedstawione na wykresie p-h  
(6 podpunktów).



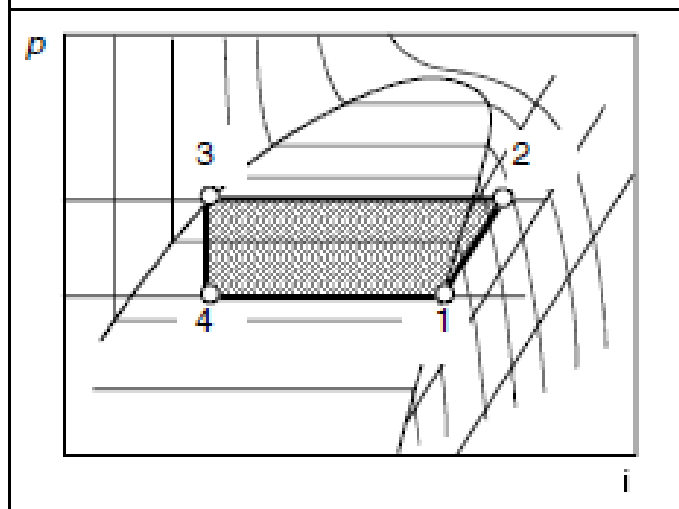
- Ciśnienie po stronie ssania i tłoczenia wyznaczają izobary, tworzą one dolną i górną granicę cyklicznego procesu na wykresie p-i.

- Przecięcie izobary o mniejszym ciśnieniu i krzywej granicznej (między obszarem pary mokrej i suchej nasyconej ( $x = 1$ )) to pkt. 1 wyjście z parownika czynnika w cyklicznym procesie. Przecięcie górnej izobary i krzywej granicznej (między obszarem cieczy i pary mokrej ( $x = 0$ )) to pkt.3 czynnik jest na wyjściu z skraplacza.

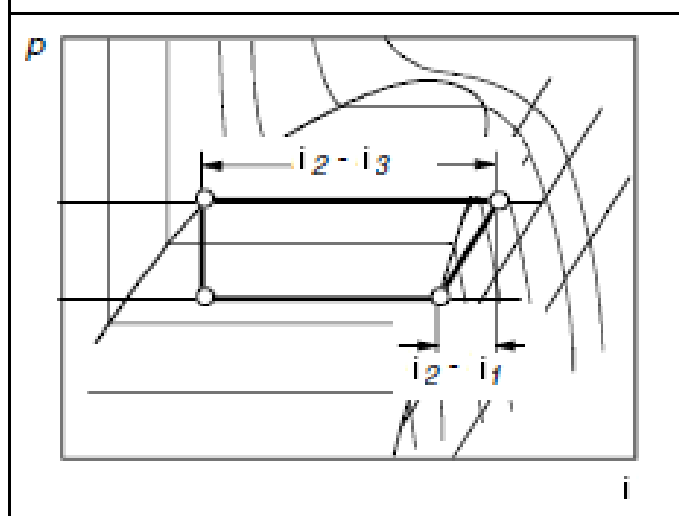
- Punkt 4 (wejście czynnika do parownika) jest punktem przecięcia między izobarą ciśnienia ssania i pionową prostą przechodzącą przez pkt.3 (ekspansja w zaworze rozprężnym).



- Z punktu 1 (wyjście z parownika, wejście do sprężarki) odbywa się izentropowa kompresja.



- Punkt 2 (wyjście z sprężarki, wlot do skraplacza) jest przecięciem izentropy i górnej izobary. Dla idealnego procesu jest w pełni określony przez punkty od 1-4.



- Ilości energii przekształconej w cyklicznym procesie może być odczytana bezpośrednio z wykresu log p-i jako różnice w entalpii  $i_2 - i_1$  oraz  $i_2 - i_3$ . Współczynnik wydajności może dzięki temu być określony dla idealnego procesu cyklicznego w prosty sposób.

$$\epsilon_{\text{ideal}} = \frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{\dot{W}_{\text{in}}} = \frac{i_2 - i_3}{i_2 - i_1}$$

Ciśnienia odczytane na wlocie i wylocie sprężarki są teraz umieszczane na wykresie p-h:

$$p_{1/4} = 4,18 \text{ bar abs.}$$

$$p_{2/3} = 12,90 \text{ bar abs.}$$

Wartości entalpii:

$$i_1 = 404 \text{ kJ / kg}$$

$$i_2 = 426 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{3,4} = 270 \text{ kJ/kg}$$

Stopień sprężania sprężarki:

$$\Psi = \frac{p_{2/3}}{p_{2/4}} = \frac{12,9}{4,18} = 3,09$$

Współczynnik wydajności idealnego procesu cyklicznego może teraz być obliczony z wykorzystaniem różnic w entalpii.

$$\varepsilon_{\text{ideal}} = \frac{i_2 - i_3}{i_2 - i_1} = \frac{156 \text{ kJ/kg}}{22 \text{ kJ/kg}} = 7,09$$

Aby określić prawdziwy (realny) współczynnik wydajności należy cykliczny proces nanieść na wykres p-h biorąc pod uwagę temperatury.

$$T_1 = 18,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 62,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 38,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_4 = 9,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

Wartości entalpii:

$$i_{1*} = 410 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{2*} = 437 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{3*,4} = 253 \text{ kJ/kg}$$

Współczynnik wydajności prawdziwego procesu cyklicznego przyjmuje wartość:

$$\varepsilon_{\text{real}} = \frac{i_{2*} - i_{3*}}{i_{2*} - i_{1*}} = \frac{184 \text{ kJ/kg}}{27 \text{ kJ/kg}} = 6,81$$

Wartości współczynników obliczanych z teoretycznych entalpii są zawsze nieco wyższe od rzeczywistych współczynników obliczanych na podstawie odczytanych parametrów wyjściowych. Dzieje się tak dlatego że ciepło jest tracone na ogrzanie obudowy sprężarki. Ciepło to jest pobierane od gorącego gazu przed wylotem z sprężarki

Punkt 2 na wykresie p-h w ten sposób przesuwa się w lewo i entalpia kompresji jest mniejsza o wartość entalpii straconej w sprężarce.

Efekt ten jest szczególnie widoczny podczas uruchamiania zimnego systemu, dużo ciepła pochłaniane jest wówczas na rozgrzanie zimnej sprężarki a mniej ciepła idzie do gorącego gazu.

## 5.2 Eksperymentalne ustalenie rzeczywistego współczynnika wydajności

Rzeczywisty współczynnik wydajności jest obliczany z ilości ciepła pobranej od czynnika przez obieg wody w skraplaczu i poboru mocy przez sprężarkę. Również wszystkie straty z powodu: promieniowania, przewodzenia ciepła, tarcia itp. są brane pod uwagę.

$$\varepsilon_{\text{rzecz}} = \frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{\dot{W}_{\text{in}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{użyteczne}}}{\dot{P}_{\text{in}}} \quad (5.1)$$

Korzyści, to strumień ciepła użytecznego, jest obliczany z iloczynu strumienia przepływającej wody, ciepła właściwego wody (przy stałym ciśnieniu) i różnicy temperatur mierzonej na wlocie i wylocie. ( $c_p = 4,19 \text{ kJ / kg K}$ ).

$$\varepsilon_{\text{rzecz}} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})}{\dot{P}_{\text{compr}}} = \frac{\dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})}{\dot{P}_{\text{compr}}} \quad (5.2)$$

$\dot{V}$  Przepływ wody w  $[\text{m}^3 / \text{s}]$

$\rho$  Gęstość w  $[\text{kg} / \text{m}^3]$

$\dot{P}_{\text{compr}}$  produkcja sprężarki w  $[\text{kJ} / \text{s}]$ , odpowiadających  $[\text{kW}]$

### 5.2.1 Przeprowadzanie eksperymentu

- W przypadku chłodzenia przy użyciu wody z kranu, podłączyć węże dostarczające wodę.
- Włączyć sprężarkę.
- Włączyć wiatraki.
- Włączyć pompę w obiegu wody.
- Na zaworze kontrolnym ustawić przepływ w obiegu wody na poziomie około 20 l / h.
- Pozostawić stanowisko badawcze włączone do momentu w którym ciśnienia po stronie ssawnej i tłoczącej ustabilizują się.
- Odczytać moc sprężarki na mierniku mocy.
- Odczytać wartość strumienia przepływu gorącej wody.
- Odczytać temperaturę gorącej wody na wejściu i wyjściu.

|   |                |
|---|----------------|
| Moc sprężarki $P_{\text{compr}}$                  | 175 [ kW ]     |
| Strumień przepływu $\dot{V}$                      | 20,4 [ l / h ] |
| Temperatura wejścia gorącej wody $T_{\text{in}}$  | 31,3 [ ° C ]   |
| Temperatura wyjścia gorącej wody $T_{\text{out}}$ | 39,5 [ ° C ]   |

Tab. 5.1 Wartości mierzone

Współczynnik wydajności może teraz być obliczany

$$\varepsilon_{\text{rzecz}} = \frac{\dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})}{\dot{P}_{\text{compr}}} \quad (5.3)$$

$$\varepsilon_{\text{rzecz}} = \frac{5,67 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 996 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 4,19 \text{ kJ}/\text{kgK} \cdot (39,5 \text{ ° C} - 31,3 \text{ ° C})}{0,175 \text{ kW}} = 1,11$$

Wartość rzeczywistego współczynnika wydajności jest znacznie niższa od wartości współczynników idealnego i prawdziwego, ze względu na straty ciepła wynikające z promieniowania i przewodzenia. Współczynnik wydajności pompy ciepła jest zależny od gradientu temperatury między gorącym czynnikiem po gorącej stronie, a źródłem ciepła po stronie zimnej. Im większa jest różnica temperatur tym niższy współczynnik wydajności. Efekt ten jest porównywalny z działaniem normalnej pompy: im wyżej górna część pompy, tym niższa jest jej przepustowość.



## 6. Załącznik

### 6.1 Dane techniczne

Obudowa malowana proszkowo biała

Rama, malowana proszkowo czarna

Szerokość 1380 mm

Długość 550 mm

Wysokość 1850 mm

Waga 90 kg

Zasilanie 230 V / 50 Hz, 6 A

(Opcjonalne alternatywne, patrz tabliczka znamionowa)

Sprężarka: (kompresor)

Typ Danfoss TL5GX

Pobór mocy 213 W

(50 Hz, temperatura skraplania = 55 °C, Temperatura otoczenia = 32 °C,

Temperatury cieczy = 55 °C, Temperatura parowania = 7,2 °C)

Skraplacz (węzownica z zawiniętych rur)

zewnątrzna średnica spirali 225 mm

zewnątrzna średnica rury D 25 mm

wewnętrzna średnica rury d 16 mm

Osiągi: 3 ... 10 kW

( $\Delta t_c = 7 \dots 20$  K,  $t_c = 45^\circ\text{C}$ , Strumień wody = 0,5 ... 2 m/s,  $t_H = \text{ca. } 65^\circ\text{C}$ ,  $T_{CU} = 4$  K)

Miedziana rura parownika

Wymiary 315 x 310 x 70 mm

Wiatraki

Ogólna wartość przepływu 380 m<sup>3</sup> / h

Zasilanie 230 V / 50 Hz

Pobór mocy 29 W

**Przetwornik ciśnienia**

|                  |                    |
|------------------|--------------------|
| Zakres pomiarowy | -1 ... 15 bar rel. |
| Sygnał wyjściowy | 0 ... 10 V DC      |
| Zasilanie        | 24 V DC            |

**Zasilanie przetwornika**

|                  |               |
|------------------|---------------|
| Zakres pomiarowy | 0 ... 600 W   |
| Sygnał wyjściowy | 0 ... 5 V DC  |
| Zasilanie        | + / - 15 V DC |

**Przepływomierz wody**

|                  |                      |
|------------------|----------------------|
| Zakres pomiarowy | 15 ... 160 l / godz. |
|------------------|----------------------|

**Czujnik natężenia przepływu z przetwornikiem (woda)**

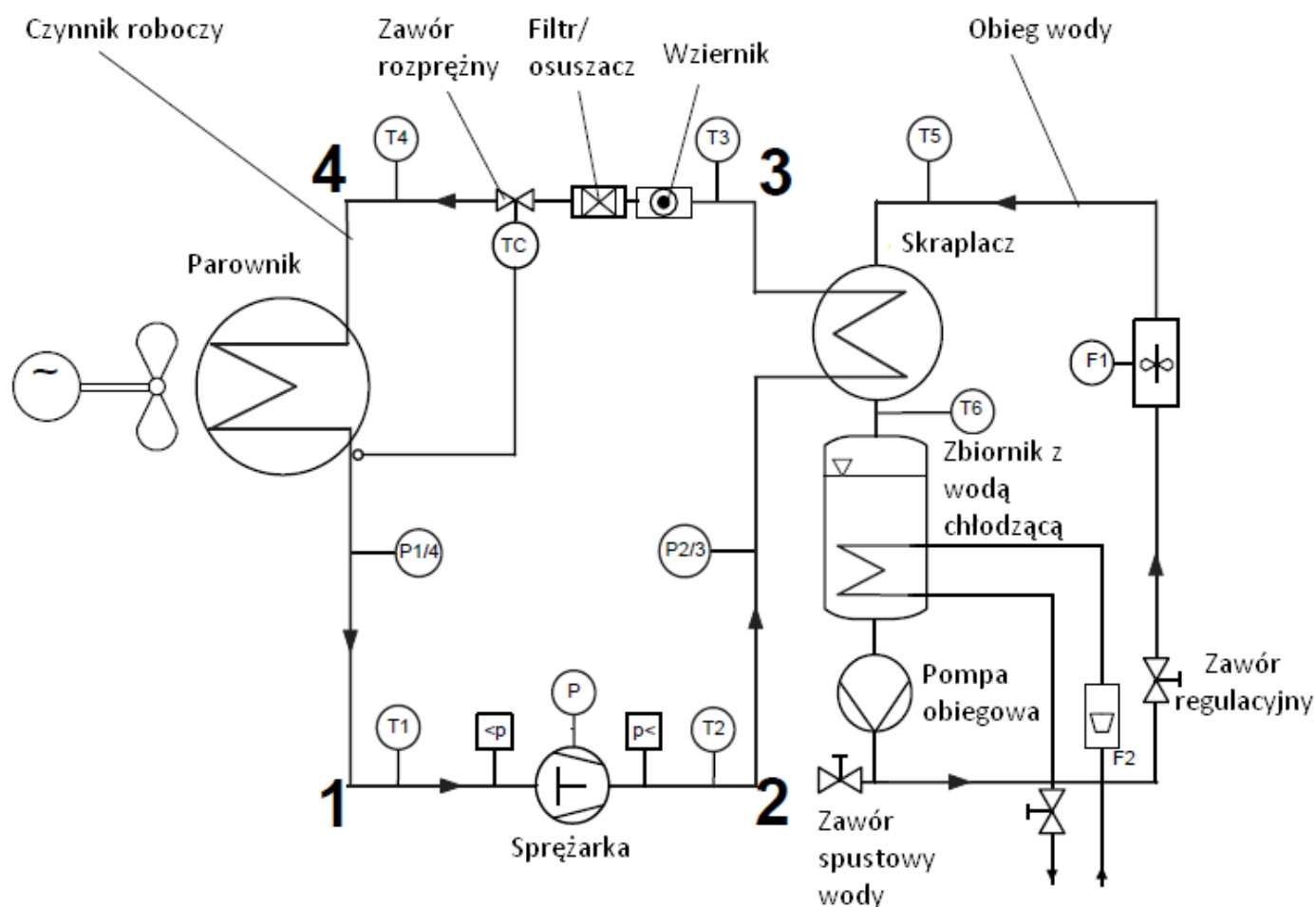
|                  |                      |
|------------------|----------------------|
| Typ              | DPL-18               |
| Zakres pomiarowy | 0,05 ... 1,8 l / min |
| Sygnał wyjściowy | 0 ... 5 V DC         |
| Zasilanie        | 24 V DC              |

**Czujnik temperatury z przetwornikiem**

|                  |               |
|------------------|---------------|
| Zakres pomiarowy | 0 ... 100 ° C |
| Sygnał wyjściowy | 0 ... 10 V DC |
| Zasilanie        | 24 V DC       |

**Pompa obiegowa (3 stopniowa regulacja)**

|                        |                               |
|------------------------|-------------------------------|
| Typ                    | BUP 20-1,5 U                  |
| Etap                   | prędkość/ pobór mocy          |
| 1                      | 2600 min <sup>-1</sup> / 58 W |
| 2                      | 2050 min <sup>-1</sup> / 43 W |
| 3                      | 1500 min <sup>-1</sup> / 28 W |
| Q <sub>max</sub>       | 1,9 m <sup>3</sup> / h        |
| H <sub>max</sub>       | 1,4 m                         |
| Czynnik chłodniczy     | R134a                         |
| Karta akwizycji danych |                               |
| typ                    | PCI-Base 1000 & MAD12         |
| Wejścia analogowe      | 16 SE, 12 bit, + / -10 VDC    |

**6.2 Schemat systemu**


Punkty pomiarowe:

Punkt 1: Ciśnienie  $p_{1/4}$ , temperatura  $T_1$

Punkt 2: Ciśnienie  $p_{2/3}$ , temperatura  $T_2$

Punkt 3: Temperatura  $T_3$

Punkt 4: Temperatura  $T_4$

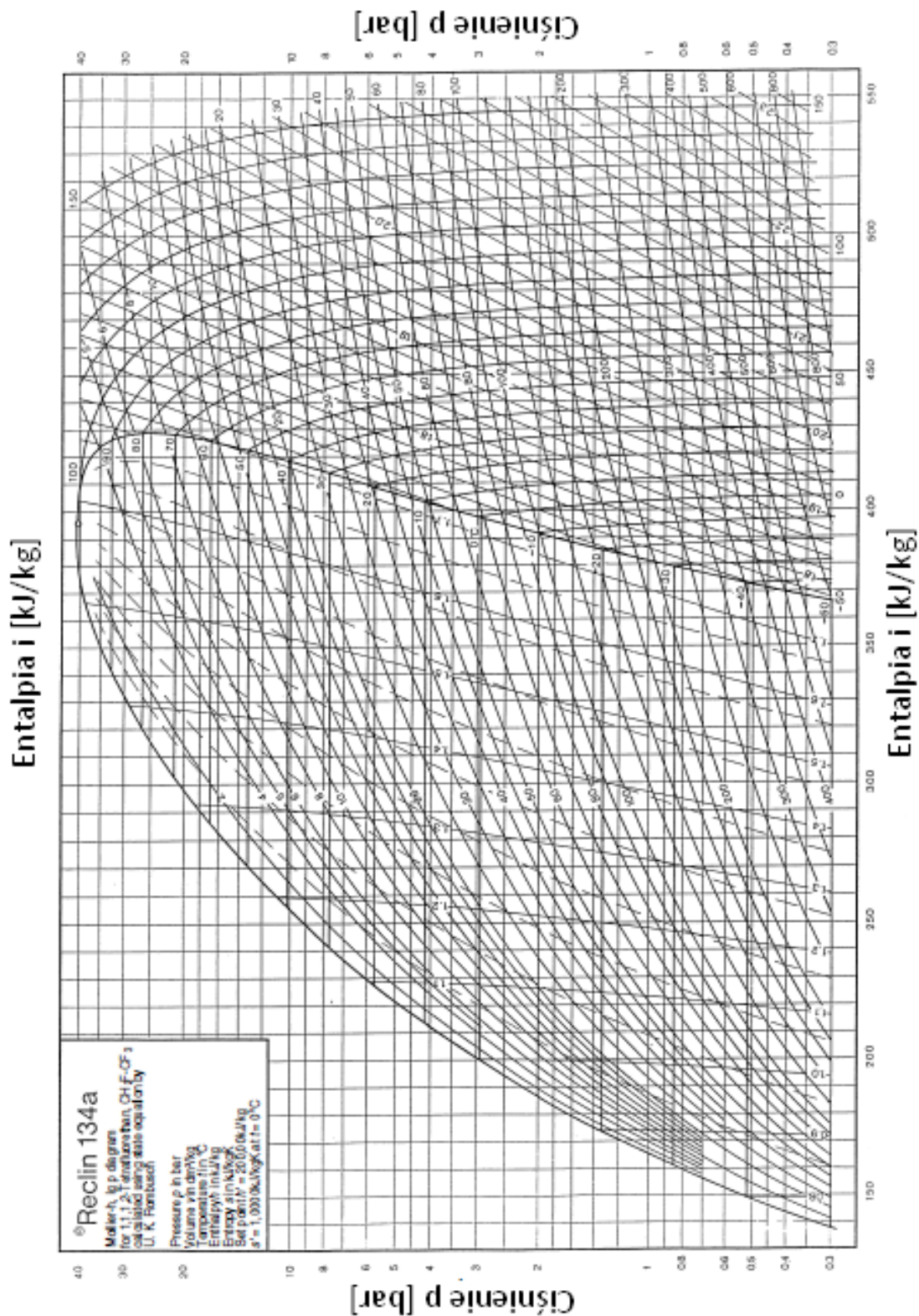
Obieg wody: Temperatura  $T_{in}$

Temperatura  $T_{out}$

Przepływ wody obiegu chłodzenia F1

Przepływ zewnętrznej wody chłodzącej F2

6.3 Wykres p-i dla czynnika R134a



**6.4 Tabelka do zapisywania wyników eksperymentu**

|                        |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
|------------------------|---|---|---|---|---|----------|---|---|--|
| Nazwisko:              |   |   |   |   |   | Data:    |   |   |  |
| Temperatura otoczenia: |   |   |   |   |   | Godzina: |   |   |  |
|                        | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6        | 7 | 8 |  |
| $T_1$<br>w °C          |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| $T_2$<br>w °C          |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| $T_3$<br>w °C          |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| $T_4$<br>w °C          |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| $T_5$<br>w °C          |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| $T_6$<br>w °C          |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| F1<br>w ltr/min.       |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| F2<br>w ltr/h          |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| $P_{el}$<br>w kW       |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| $P_{1/4}$<br>w bar     |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| $P_{2/3}$<br>w bar     |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| $i_1$<br>w kJ/kg       |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| $i_2$<br>w kJ/kg       |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| $i_3$<br>w kJ/kg       |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| $i_4$<br>w kJ/kg       |   |   |   |   |   |          |   |   |  |
| $\dot{m}_w$<br>w kg/s  |   |   |   |   |   |          |   |   |  |

## 6.5 Symbole i jednostki

|                              |                                       |                             |
|------------------------------|---------------------------------------|-----------------------------|
| $c_p, c_v$                   | Ciepło właściwe                       | $\text{kJ / kgK}$           |
| $i$                          | Entalpia właściwa                     | $\text{kJ/kg}$              |
| $\dot{m}_w$                  | Strumień przepływu masy wody          | $\text{kg/s}$               |
| $p_i$                        | Ciśnienie w punkcie pomiarowym i      | $\text{bar}$                |
| $P_{\text{compr}}$           | Moc sprężarki                         | $\text{W}$                  |
| $q$                          | Ciepło odniesione do jednostki masy   | $\text{kJ / kg}$            |
| $\dot{Q}_{\text{out}}$       | Strumień ciepła wyjściowy             | $\text{W}$                  |
| $\dot{Q}_{\text{in}}$        | Strumień ciepła pobranego             | $\text{W}$                  |
| $\dot{Q}_{\text{użyteczne}}$ | Strumień ciepła użytecznego           | $\text{W}$                  |
| $R$                          | Indywidualna stała gazowa             | $\text{kJ/kg K}$            |
| $s$                          | Entropia właściwa                     | $\text{kJ / kg K}$          |
| $T_i$                        | Temperatura w punkcie pomiarowym i    | $\text{K (}^\circ\text{C)}$ |
| $v$                          | Objętość właściwa                     | $\text{m}^3/\text{kg}$      |
| $\dot{V}_w$                  | Strumień przepływu wody               | $\text{l/h}$                |
| $w$                          | Praca właściwa sprężarki              | $\text{kJ/kg}$              |
| $W_{\text{out}}$             | Energia mechaniczna wydana            | $\text{W}$                  |
| $x$                          | Stopień zawilżenia czynnika roboczego | $\%$                        |
| $\varepsilon$                | Współczynnik wydajności (cop)         | $1$                         |
| $\varepsilon_{\text{ideal}}$ | Idealny współczynnik wydajności       | $1$                         |
| $\varepsilon_{\text{real}}$  | Prawdziwy współczynnik wydajności     | $1$                         |
| $\varepsilon_{\text{rzecz}}$ | Rzeczywisty współczynnik wydajności   | $1$                         |
| $\kappa$                     | Wykładnik izentropy                   | $1$                         |
| $\Psi$                       | Stopień sprężania sprężarki           | $1$                         |
| $\rho$                       | Gęstość                               | $\text{kg / m}^3$           |