

# **POLITECHNIKA SZCZECIŃSKA**

Wydział Inżynierii Mechanicznej  
i Mechatroniki



mgr inż. Aleksandra Borsukiewicz - Gozdur

## **Efektywność pracy elektrowni geotermalnej z organicznym czynnikiem roboczym**

Praca doktorska

**Promotor:**  
prof. dr hab. inż. Władysław Nowak

Praca finansowana w ramach projektu badawczego  
MNiSzW N513 003 31/0252

Szczecin 2008

## SPIS TREŚCI:

Ważniejsze oznaczenia.....	4
<b>1. WSTĘP</b> .....	5
1.1. Produkcja energii elektrycznej ze źródeł odnawialnych .....	5
1.2. Energia geotermalna .....	7
1.3. Zasoby wód geotermalnych i ich klasyfikacja .....	7
1.4. Podstawowe rozwiązania elektrowni geotermalnych .....	9
1.4.1. Systemy pozyskiwania energii geotermalnej (SPEG).....	10
1.4.2. Systemy wykorzystania energii geotermalnej (SWEK) .....	11
1.4.2.1. Systemy bezpośrednie.....	11
1.4.2.2. Siłownie z pośrednim wykorzystaniem wody geotermalnej.....	13
1.5. Wybór metody generacji prądu .....	15
1.6. Podsumowanie .....	16
<b>2. PRZEGLĄD LITERATURY DOTYCZĄCEJ PRZETWARZANIA ENERGII GEOTERMALNEJ NA ENERGIĘ ELEKTRYCZNAŁ (ze szczególnym uwzględnieniem energii geotermalnej niskotemperaturowej)</b> .....	18
2.1. Wnioski z przeglądu literatury .....	29
<b>3. CEL I ZAKRES PRACY</b> .....	31
<b>4. SIŁOWNIE PAROWE</b> .....	33
4.1. Obiegi termodynamiczne .....	33
4.2. Obieg Clausiusa –Rankine’a.....	37
<b>5. CZYNNIK ROBOCZY</b> .....	40
5.1. Klasyfikacja czynników roboczych .....	40
5.1.1. Wskaźniki ekologicznej oceny czynników roboczych .....	40
5.1.2. Właściwości czynników roboczych .....	40
5.2. Zestawienie potencjalnych czynników roboczych .....	42
5.3. Podsumowanie .....	45
<b>6. MODEL MATEMATYCZNY SIŁOWNI PAROWEJ Z CZYNNIKIEM ORGANICZNYM</b> .....	46
6.1. Ogólne równanie bilansu energii.....	46
6.2. Dane wyjściowe i założenia upraszczające stosowane w obliczeniach .....	47
6.3. Model matematyczny geotermalnego wymiennika ciepła .....	48
6.4. Model matematyczny siłowni parowej z czynnikiem organicznym suchym.....	50
6.4.1. Turbina parowa .....	51
6.4.2. Ochładzacz pary .....	52
6.4.3. Skraplacz .....	53
6.4.4. Pompa.....	53
6.4.5. Podgrzewacz.....	54
6.4.6. Parowacz .....	55
6.4.7. Metodyka obliczania termicznych i kalorycznych parametrów stanu .....	55
6.5. Model matematyczny siłowni parowej z czynnikiem organicznym mokrym .....	57
6.5.1. Parowacz .....	58
6.5.2. Przegrzewacz.....	59
6.5.3. Metodyka obliczania termicznych i kalorycznych parametrów stanu .....	60
6.6. Parametry stanu czynników roboczych.....	62
6.7. Wyniki obliczeń wielkości charakterystycznych obiegu Clausiusa – Rankine’a .....	62
6.8. Porównanie wyników obliczeń prac sprężania i rozprężania w obiegu siłowni parowej z czynnikiem organicznym .....	64
6.9. Podsumowanie .....	67

## 7. ANALIZA TERMODYNAMICZNA ORGANICZNEGO OBIEGU CLAUSIUSA –RANKINE’A

<b>POD KĄTEM MAKSYMALIZACJI SPRAWNOŚCI OBIEGU .....</b>	<b>68</b>
7.1. Analiza porównawcza obiegu Clausiusa - Rankine'a z obiegiem Carnota .....	68
7.2. Model idealnego czynnika roboczego pod kątem maksymalizacji sprawności.....	72
7.3. Podsumowanie .....	72
<b>8. ANALIZA TERMODYNAMICZNA ORGANICZNEGO OBIEGU CLAUSIUSA –RANKINE'A</b>	
<b>POD KĄTEM MAKSYMALIZACJI MOCY OBIEGU .....</b>	<b>73</b>
8.1. Analiza wpływu właściwości czynnika roboczego na moc obiegu .....	75
8.2. Analiza stopnia wykorzystania energii zawartej w wodzie sieciowej .....	77
8.3. Model idealnego czynnika roboczego pod kątem maksymalizacji mocy .....	83
8.4. Podsumowanie .....	85
<b>9. WPŁYW PRZEGRZEWANIA PARY NA EFEKTYWNOŚĆ ELEKTROWNI GEOTERMALNEJ .....</b>	<b>87</b>
9.1. Analiza zasadności stosowania przegrzewania pary czynnika roboczego mokrego .....	87
9.2. Analiza zasadności stosowania przegrzewania pary czynnika roboczego suchego .....	92
9.3. Podsumowanie .....	94
<b>10. WPŁYW TEMPERATURY DOLNEGO ŹRÓDŁA CIEPŁA NA EFEKTYWNOŚĆ</b>	
<b>ORGANICZNEGO OBIEGU CLAUSIUSA - RANKINE'A.....</b>	<b>96</b>
10.1. Wpływ rodzaju skraplacza oraz czynnika chłodzącego skraplacz na efektywność siłowni .....	96
10.2. Wpływ obniżania temperatury dolnego źródła ciepła na efektywność siłowni .....	98
10.3. Podsumowanie .....	100
<b>11. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE.....</b>	<b>102</b>
<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>107</b>
<b>ZAŁĄCZNIKI .....</b>	<b>114</b>
Załącznik Z-1 Elektrownie geotermalne na świecie – zestawienie .....	116
Załącznik Z-2 Warianty realizacji obiegu podkrytycznego Clausiusa – Rankine'a w zależności od rodzaju i stanu czynnika roboczego w turbinie .....	117
Załącznik Z-3 Algorytm obliczeń kalorycznych parametrów stanu w obszarze pary przegrzanej na przykładzie izobutanu .....	119
Załącznik Z-4 Zestawienie równań stanu na podstawie, których wykonane zostały obliczenia parametrów termodynamicznych dla wybranych czynników roboczych .....	124
Załącznik Z-5 Wybrane wyniki obliczeń dla czynników mokrych i suchych .....	125
Załącznik Z-6 Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni ORC .....	127
Załącznik Z-7 Zestawienie rysunków i tabel zamieszczonych w pracy .....	136

**WAŻNIEJSZE OZNACZENIA:**

$c_p$	właściwa pojemność cieplna przy stałym ciśnieniu	$\text{kJ/kgK}$
$h$	entalpia właściwa	$\text{kJ/kg}$
$h_{fg}$	właściwa entalpia parowania	$\text{kJ/kg}$
$H$	entalpia	$\text{kJ}$
$\dot{H}$	strumień entalpii	$\text{kW}$
$l$	praca jednostkowa	$\text{kJ/kg}$
$L$	praca	$\text{kJ}$
$\dot{m}$	strumień masy czynnika	$\text{kg/s}$
$N, \dot{L}$	moc	$\text{kW}$
$p$	ciśnienie	$\text{MPa}$
$q$	ciepło jednostkowe	$\text{kJ/kg}$
$Q$	ciepło	$\text{kJ}$
$\dot{Q}$	strumień ciepła	$\text{kW}$
$s$	entropia właściwa	$\text{kJ/kgK}$
$T$	temperatura	$^{\circ}\text{C}$
$\dot{W}$	strumień pojemności cieplnej	$\text{kW/K}$
$x$	stopień suchości pary	-
$\Delta$	różnica temperatur	$\text{K}$
$\phi$	iloraz entalpii podgrzewania do entalpii parowania	-
$\eta$	sprawność	$\%$

**Indeksy dolne**

C	dotyczy obiegu Carnota
C-R	dotyczy obiegu Clausiusa – Rankine’a
d	dotyczy wielkości doprowadzanej
eks	dotyczy pracy ekspansji
g	dotyczy wody geotermalnej
geo	dotyczy wymiennika geotermalnego
kom	dotyczy pracy kompresji
min	minimalna różnica
n	dotyczy czynnika roboczego
ob	dotyczy pracy obiegu
och	dotyczy ochładzacza
ot	dotyczy otoczenia
p	dotyczy czynnika chłodzącego skraplacz
par	dotyczy parowacza
pod	dotyczy podgrzewacza
prze	dotyczy przegrzewacza
roz	dotyczy rozprężania
s	dotyczy wody sieciowej
spr	dotyczy sprężania
t	dotyczy pracy technicznej
u	dotyczy układu
w	dotyczy wielkości wyprowadzanej
1, 2, 2s, 3, 4, 5, 6	dotyczą punktów charakterystycznych obiegu

## 1. WSTĘP

Prąd elektryczny jest szczególnie wygodną i rozpowszechnioną formą przekazywania energii. Jest łatwy w przesyłaniu i dystrybucji oraz przetwarzaniu na inne użyteczne formy energii w trakcie czego nie zanieczyszcza środowiska naturalnego. Jednak wytwarzające prąd elektryczny klasyczne elektrownie i realizowane w nich procesy technologiczne mają znaczący wpływ na zanieczyszczenie środowiska, w szczególności powietrza atmosferycznego, gleby i wody, a za ich pośrednictwem na ludzi oraz organizmy zwierzęce i świat roślinny.

W okresie od 1950 do 2001 roku zużycie energii elektrycznej w gospodarstwach domowych w Polsce wzrosło z 596 GWh do 22052 GWh [37]. Obecnie tempo zwiększania zużycia energii elektrycznej nie jest już tak intensywne i wynosi około 1 % rocznie.

Wytwarzanie prądu elektrycznego w Polsce oparte jest na przetwarzaniu energii chemicznej paliw kopalnych, przede wszystkim węgla kamiennego i brunatnego w elektrowniach z siłowniami parowymi pracującymi według obiegu Clausiusa – Rankine’a. Prognozy stopniowego wyczerpywania zasobów paliw kopalnych oraz znacząca emisja gazów cieplarnianych są niewątpliwymi katalizatorami przekształceń w sektorze energetycznym zdominowanym przez technologie konwencjonalne. Oczywiście nie należy umniejszać znaczenia paliw kopalnych w ogólnym bilansie energetycznym świata zapewniających obecnie pokrycie około 80% istniejącego zapotrzebowania na energię. Jak dotychczas paliwa te są szeroko dostępne, a ponadto stosunkowo tanie w wydobyciu oraz łatwe w użyciu. Istnieją również infrastruktura do ich dostarczania i stosowania a technologie wykorzystania opanowane. Jednak wpływ skutków spalania paliw kopalnych na środowisko oraz nierównomierne rozłożenie zasobów paliw kopalnych, co ma wpływ na bezpieczeństwo energetyczne poszczególnych krajów to zasadnicze wady technologii konwencjonalnych. Należy podkreślić, że bezpieczeństwo energetyczne to nie tylko wzrost krajowej produkcji i zmniejszenie importu, ale także działania mające na celu zróżnicowanie źródeł i technologii wytwarzania użytecznych form energii.

### 1.1. PRODUKCJA ENERGII ELEKTRYCZNEJ ZE ŹRÓDEŁ ODNAWIALNYCH

W „starych” krajach Unii Europejskiej zmiany w obrębie sektora energetycznego mające na celu rozwiązanie problemu rosnącej zależności gospodarki od importu paliw z kilku obszarów świata oraz problemu zmian klimatycznych polegają przede wszystkim na opracowaniu strategii wsparcia dla energetyki odnawialnej. Celem działań Unii Europejskiej jest osiągnięcie w 2010 roku 12% udziału energii odnawialnej w całkowitym bilansie energetycznym oraz 20% w 2020 roku [86]. W Polsce ustawa Prawo energetyczne [91] z 10 kwietnia 1997 roku zawiera regulacje nakazujące wytwarzanie i zakup energii elektrycznej wytwarzanej ze źródeł odnawialnych. W tabeli 1.1 przedstawiono procentowy udział ilości energii elektrycznej wytworzonej ze źródeł odnawialnych w wykonanej całkowitej rocznej sprzedaży energii elektrycznej, przy którym uznaje się obowiązek ustawy za spełniony. Pomimo znacznego rozszerzenia i kolejnych modyfikacji prawa [92], ustawa opiera się raczej na systemie kar nakładanych przez Prezesa Urzędu Regulacji Energetyki za nie wypełnianie zawartych w niej postanowień niż na stosowaniu ulg i zachęt do działań proenergetycznych i proekologicznych związanych z wytwarzaniem energii ze źródeł odnawialnych.

Tabela 1.1. Procentowy udział energii elektrycznej wytworzonej z odnawialnych źródeł energii w całkowitym krajowym zużyciu energii elektrycznej ( wg założonych celów)

Rok	Dyrektywa 2001/77/WE z 27.09.2001	Dz. Ustaw 2003 nr 104 poz. 971	Dz. Ustaw 2005 nr 261 poz. 2187	Dz. Ustaw 2006 nr 205 poz. 1510 (obecnie obowiązująca)
2001	1,9			
2002	2,0			
2003	2,2	2,65		
2004	2,3	2,85		
2005	2,5	3,1	3,1	
2006	3,0	3,6	3,6	
2007	3,9	4,2	4,8	5,1
2008	5,0	5,0	6,0	7,0
2009	6,2	6,0	7,5	8,7
2010	7,5	7,5	9,0	10,4
2011	7,5		9,0	10,4
2012	7,5		9,0	10,4
2013	7,5		9,0	10,4
2014	7,5		9,0	10,4

Wyniki realizacji celów ilościowych w zakresie wytwarzania energii elektrycznej ze źródeł odnawialnych w latach 2000-2004 opracowane na podstawie danych Głównego Urzędu Statystycznego podano w raporcie opublikowanym w [94]. Wybrane wyniki tego raportu przedstawiono w tabeli 1.2.

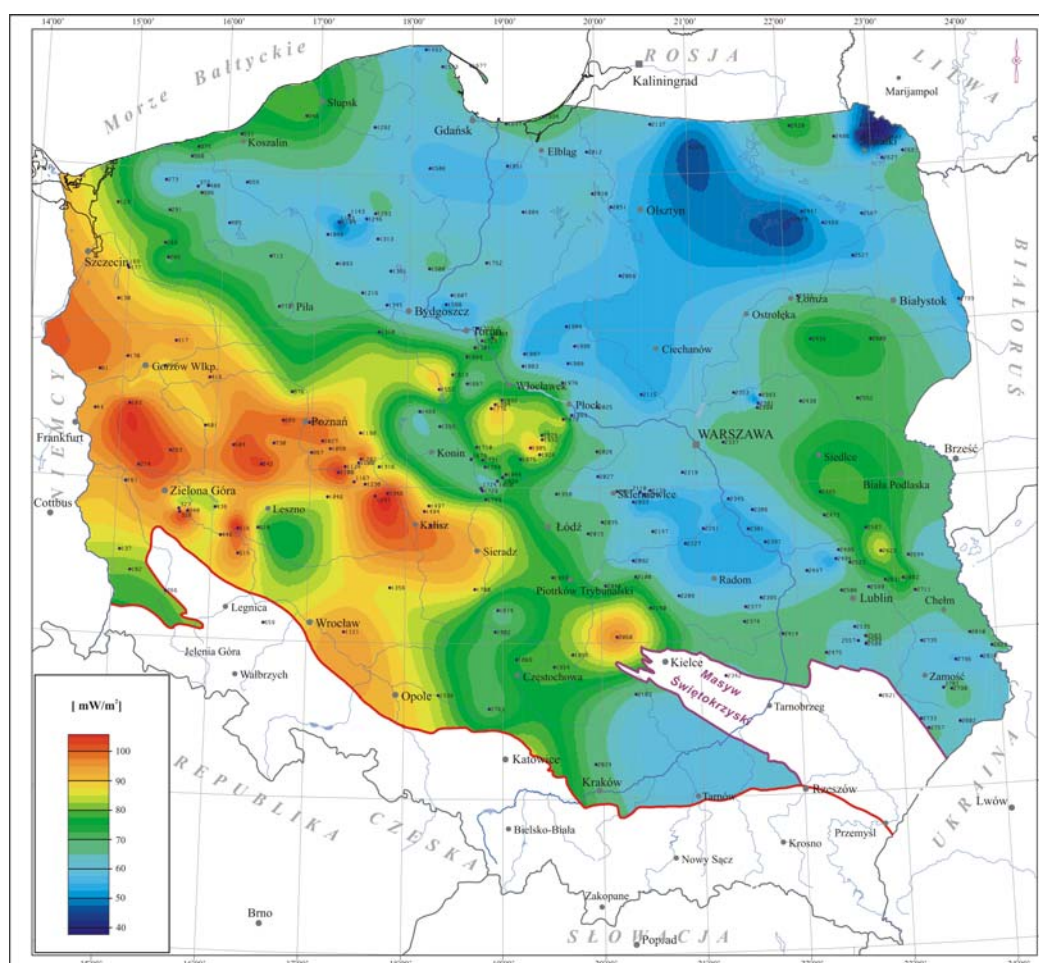
Tabela 1.2. Energia elektryczna wyprodukowana ze źródeł odnawialnych w latach 2000-2004 w GWh [94]

Rodzaj źródła	2000	2001	2002	2003	2004
Biogaz	31	41	48	56	66
Biomasa	190	402	379	398	604
Wiatr	6	14	61	124	142
Woda	2105	2325	2279	1672	2081
Produkcja energii elektrycznej z OZE	2331	2782	2767	2250	2893
Udział energii elektrycznej z OZE w całkowitym zużyciu energii elektrycznej	1,68%	2,00%	2,02%	1,59%	2,00%

Jak wynika z cytowanego raportu nadal istnieją znaczne bariery w realizacji zarówno dyrektywy Unijnej [93] jak i kolejnych rozporządzeń. Należy podkreślić, że jak do tej pory w Polsce nie pracuje żadna elektrownia zasilana lub współzasilana energią geotermalną natomiast określenie „woda” w tabeli 1.2 odnosi się do małych elektrowni wodnych.

## 1.2. ENERGIA GEOTERMALNA

Pozyskiwanie energii geotermalnej jest uwarunkowane istnieniem odpowiedniego szkieletu skalnego wraz z wypełniającymi jego przestrzeń porową wodami podziemnymi. Wody te muszą charakteryzować się odpowiednio wysokimi temperaturami. Parametrem, który w największym stopniu wpływa na temperaturę wód podziemnych jest gęstość strumienia ciepłego płynącego z wnętrza Ziemi ku jej powierzchni, przyjmowana na poziomie  $33 \text{ mW/m}^2$  (dla półkuli północnej). Na obszarze Niżu Polskiego występuje znaczne zróżnicowanie wartości strumienia ciepłego w zakresie od 38 do  $105 \text{ mW/m}^2$ , co przedstawiono na rysunku 1.1. Drugim istotnym i w znacznej mierze rozstrzygającym czynnikiem jest występowanie poziomów wodonośnych o odpowiedniej wydajności.



Rys. 1.1. Mapa rozkładu gęstości strumienia ciepłego na Niżu Polskim [5]

## 1.3. ZASOBY WÓD GEOTERMALNYCH I ICH KLASYFIKACJA

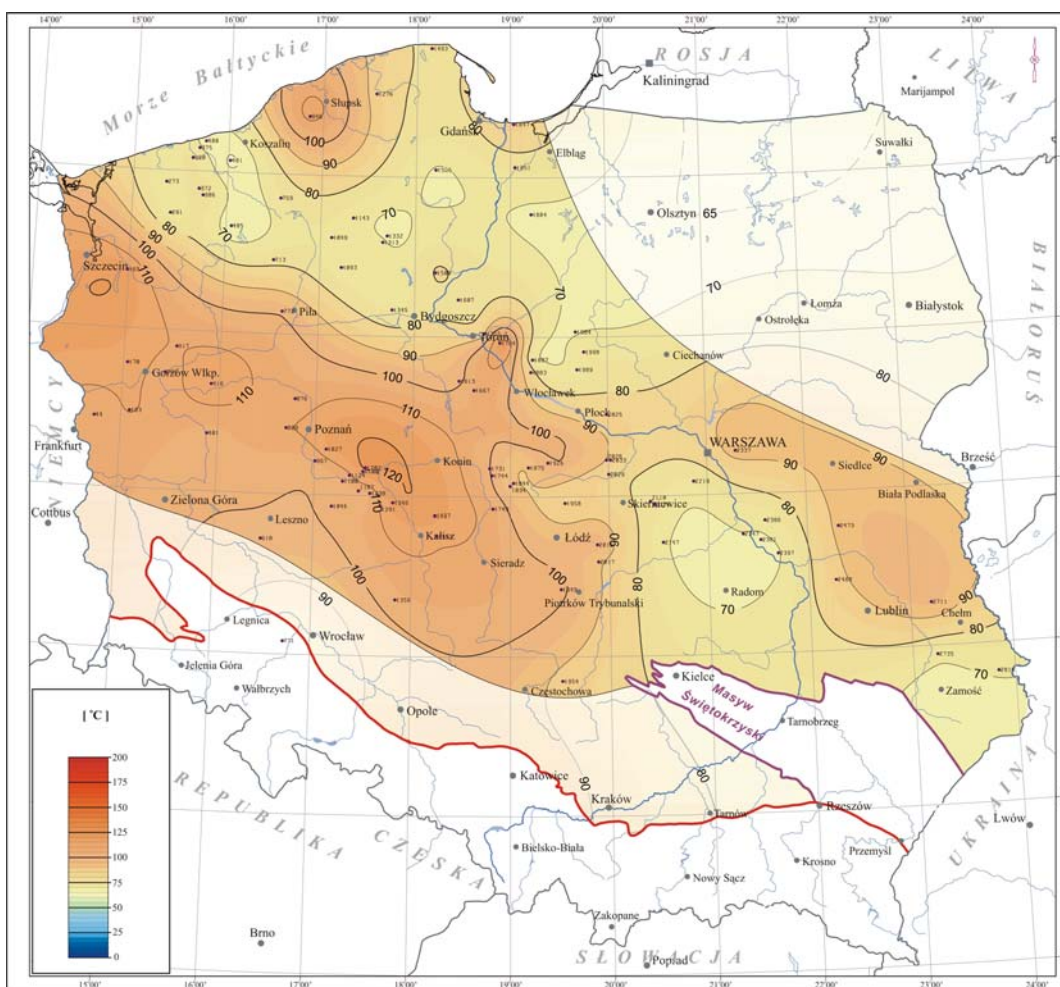
W literaturze nie spotyka się jednolitej klasyfikacji zasobów geotermalnych. Najczęściej, jako kryterium podziału przyjmowana jest temperatura płynu (geopłynu) będącego nośnikiem ciepła (tabela 1.3). Jednak według niektórych badaczy [60] klasyfikacja zasobów wg temperatury nie jest jednoznaczna, a przez to jest mało precyzyjna. Wynika to stąd, że na przykład woda o temperaturze  $150^\circ\text{C}$  w stanie cieczy nasyconej i w stanie pary nasyconej według Hochsteina [43] zostanie zakwalifikowana do źródeł o średniej temperaturze jednak entalpia właściwa w stanie pary nasyconej suchej przy tej temperaturze jest ponad czterokrotnie wyższa niż entalpia właściwa cieczy. Również klasyfikacja tylko według entalpii

źródła może być niejednoznaczna, czego przykładem może być porównanie wody w stanie cieczy nasyconej o temperaturze  $180^{\circ}\text{C}$  i entalpii  $2500\text{ kJ/kg}$  z wodą w stanie pary o temperaturze  $120^{\circ}\text{C}$  i entalpii  $2700\text{ kJ/kg}$ . Istnieje jeszcze szereg innych prób klasyfikowania zasobów wód geotermalnych, na przykład według maksymalnej pracy użytecznej, czyli egzergii płynu. Według Lee [60] wprowadzenie indeksu egzergii właściwej (z ang. specific exergy index) zmieniającego się pomiędzy wartością 0 dla cieczy a wartością 1 dla pary przegrzanej umożliwia jednoznaczną ocenę przydatności energetycznej źródła. Jednak jak na razie sposób ten nie przyjęty do stosowania w praktyce inżynierskiej.

Tabela 1.3. Klasyfikacja zasobów geotermalnych według temperatury [28]

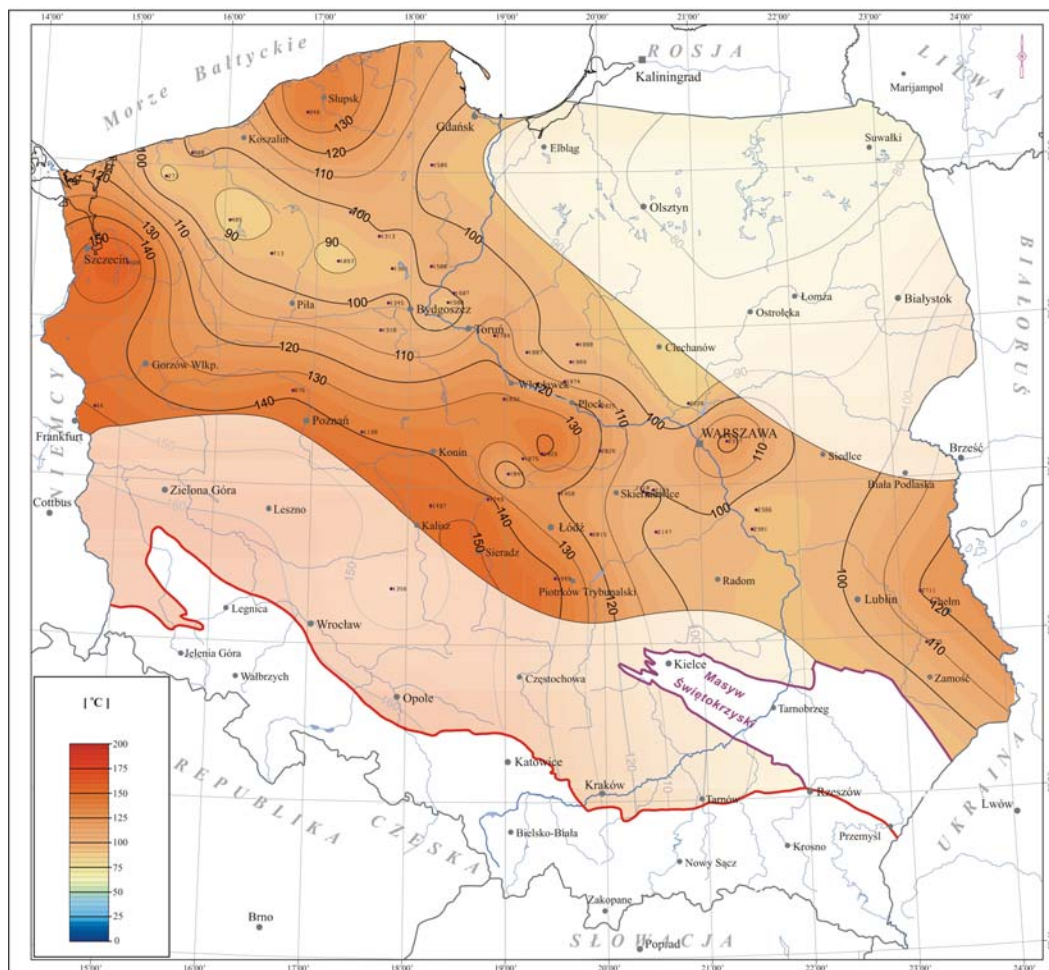
	Muffler i Cataldi 1978 [68]	Haenel et al. 1988 [41]	Benderitter i Cormy 1990 [13]	Hochstein 1990 [43]	Axelsson, Gunnlaugsson 2000 [6]
niskotemperaturowe	<90	<150	<100	<125	<190
średnotemperaturowe	90-150	-	100-200	125-225	-
wysokotemperaturowe	>150	>150	>200	>225	>190

Na rysunkach 1.2 i 1.3 przedstawiono mapy rozkładu temperatur na głębokości 3000 i 4000 m ppm na obszarze Niżu Polskiego [5].



Rys. 1.2. Mapa rozkładu temperatur na głębokości 3000 m ppm na obszarze Niżu Polskiego [5]





Rys. 1.3. Mapa rozkładu temperatur na głębokości 4000 m ppm na obszarze Niżu Polskiego [5]

Temperatura wnętrza Ziemi rośnie w kierunku jądra osiągając, według istniejących szacunków, od około 4500 - 6300°C w jądrze. Obecny stan technik wiertniczych pozwala na wykonanie trwałych odwiertów do głębokości około 2,5 - 3 km a eksploatacja zasobów znajdujących się na głębokościach około 4 km nadal pozostaje w sferze planów. Jak wynika z analizy map (rys. 1.2 i 1.3) to zgodnie z klasyfikacją podaną przez Muffler'a i Cataldi'ego, zasoby krajowe energii geotermalnej należy zaliczyć do zasobów energii niskotemperaturowej. Z uwagi na to, że zasoby te zgromadzone są tylko w płynach (geopłynach) występujących w stanie cieczy, podanie temperatury i ciśnienia oraz strumienia wydobywanej wody (geopłynu), jaka może być bezpiecznie eksploatowana całkowicie wystarcza do oceny potencjału energetycznego źródła.

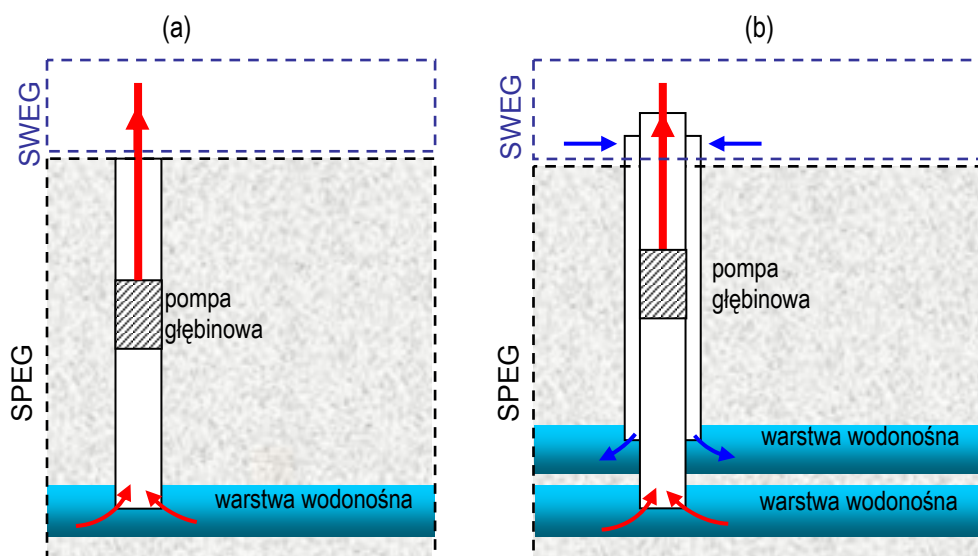
#### 1.4 PODSTAWOWE ROZWIĄZANIA ELEKTROWNI GEOTERMALNYCH

Elektrownia geotermalna składa się z dwóch współpracujących ze sobą systemów sprzężonych cieplnie: systemu pozyskiwania energii geotermalnej (SPEG) oraz systemu wykorzystania energii geotermalnej (SWEK), przy czym na efektywność pracy elektrowni mają wpływ efektywności obu wymienionych systemów. Podział ten jest istotny z punktu widzenia rozważań prowadzonych w tej pracy, obejmujących przede wszystkim analizę systemów wykorzystania energii geotermalnej do produkcji energii elektrycznej. Jednak w celu uzyskania pełnego obrazu instalacji geotermalnych w kolejnym podrozdziale omówiono również podstawowe rozwiązania systemów pozyskiwania energii geotermalnej

### 1.4.1. Systemy pozyskiwania energii geotermalnej (SPEG)

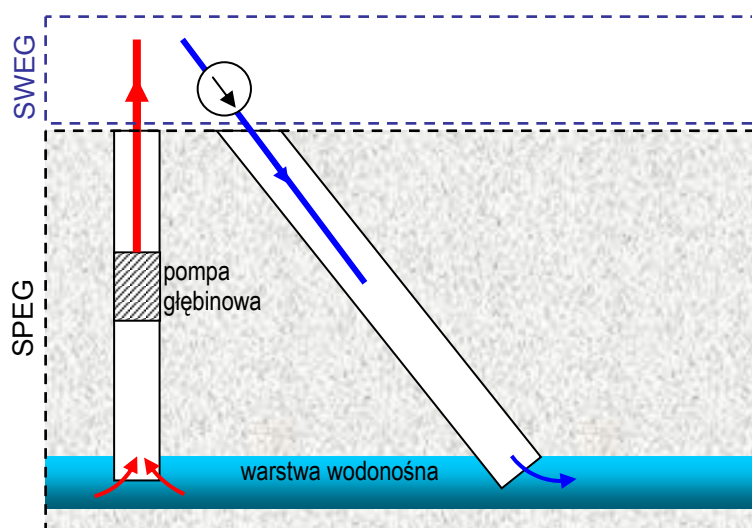
Typowy system pozyskiwania energii geotermalnej (SPEG) składa się na ogół ze znajdującego się na odpowiedniej głębokości górotworu, zbiornika geotermalnego, kanałów łączących górotwór z powierzchnią ziemi oraz płynnego nośnika energii [69]. Jeżeli za kryterium podziału przyjmie się system pozyskiwania nośnika energii geotermalnej to elektrownie można podzielić na:

- elektrownie z jednotworowym systemem wydobywczym (rys. 1.4a) lub wydobywczo-zatłaczającym (rys. 1.4b) [56, 57, 69]



Rys. 1.4. Jednotworowy system a) eksploatacyjny, b) eksploatacyjno - zatłaczający wody geotermalnej

- elektrownie z dwuotworowym systemem wydobywczo – zatłaczającym (rys. 1.5)



Rys. 1.5. Dwuotworowy system eksploatacyjno - zatłaczający wody geotermalnej tzw. dublet

Rodzaj zastosowanego systemu pozyskiwania energii geotermalnej zależy przede wszystkim od budowy geologicznej kanału umożliwiającego dostęp do złoża geotermalnego oraz od stopnia zmineralizowania wody geotermalnej. Stosowanie systemu przedstawionego na rysunku 1.4a możliwe jest tylko dla wód geotermalnych niezmineralizowanych lub słabo zmineralizowanych (do  $1\text{g/dm}^3$ ), które

po eksploatacji można przepompować do powierzchniowego zbiornika retencyjnego. Możliwe są również inne rozwiązania systemów wydobywczych będące rozwinięciem układów przedstawionych na rysunkach 1.4 i 1.5. Przykładem może być system składający się z jednego otworu wydobywczego i dwóch otworów zatłaczających wykorzystywanych naprzemiennie, stosowany przy małej chłonności złoża. Poza wymienionymi podstawowymi układami stosowane są również inne rozwiązania, omówione obszernie w pracach [55,69].

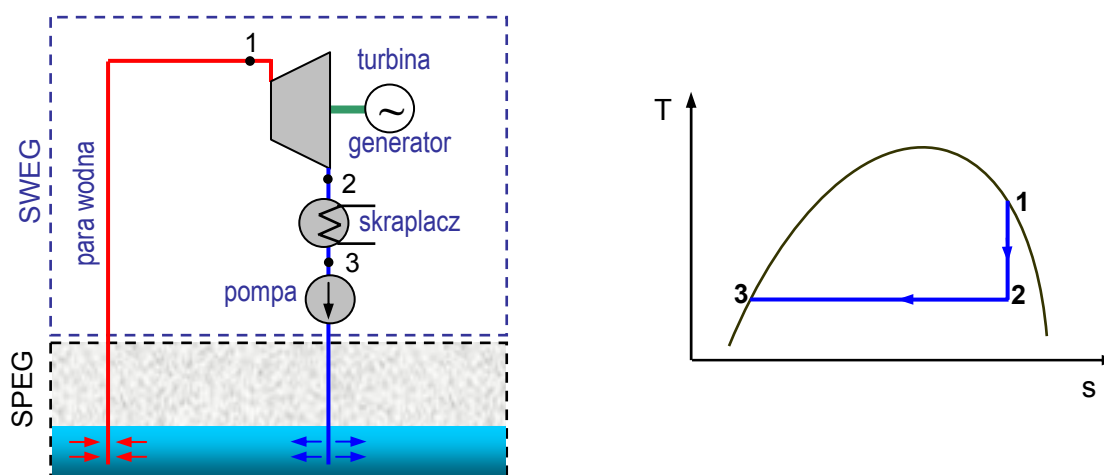
Z uwagi na to, że analiza wpływu systemu pozyskiwania energii geotermalnej na efektywność pracy elektrowni nie jest przedmiotem tej pracy, w dalszych rozważaniach założono, że rozpatrywany będzie, najczęściej stosowany w praktyce, dwuotworowy system wydobywczo - zatłaczający. System ten cechuje się wyższą efektywnością, w porównaniu do systemów jednootworowych, co spowodowane jest tym, że temperatura wody zatłaczanej nie ma bezpośredniego oddziaływania na temperaturę wody wydobywanej.

### 1.4.2. Systemy wykorzystania energii geotermalnej (SWEG)

Na system wykorzystania energii geotermalnej (SWEG) składają się wszystkie urządzenia techniczne i media umożliwiające wykorzystanie energii zawartej w wodzie geotermalnej, odpowiednio: na sposób ciepła w ciepłowniach, na sposób pracy w elektrowniach lub w elektrociepłowniach. W ramach tej pracy analizowane będą tylko możliwości wykorzystania wód termalnych do produkcji energii elektrycznej. Należy podkreślić, że rodzaj stosowanego rozwiązania systemu wykorzystania energii geotermalnej zależy od parametrów wody geotermalnej, a w szczególności od jej temperatury. Z uwagi na to, że rodzaj zastosowanego systemu wykorzystania energii geotermalnej ma istotny wpływ na efektywność pracy elektrowni charakterystyka poszczególnych systemów naziemnych została przedstawiona w odrębnych podrozdziałach.

#### 1.4.2.1. Systemy bezpośrednie

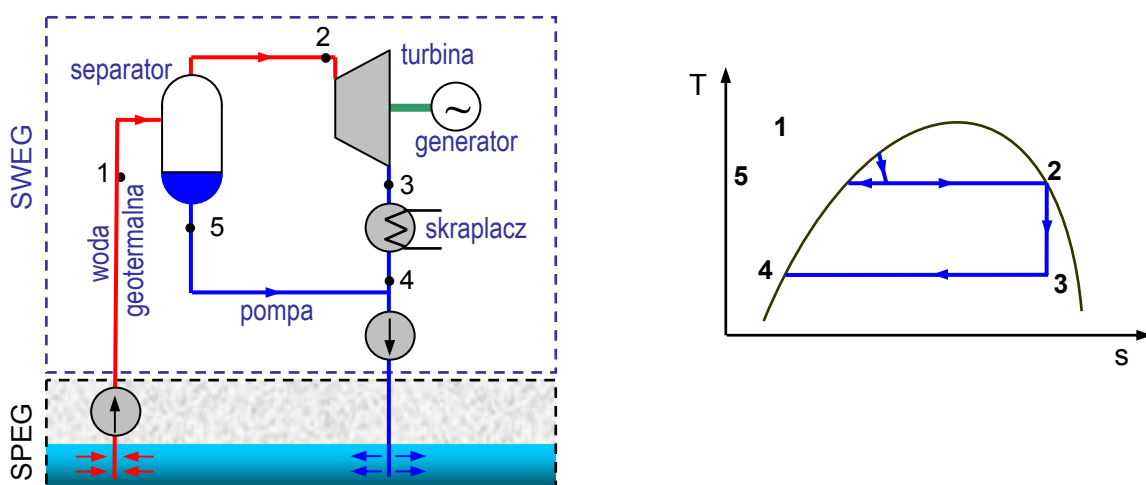
Cechą systemów bezpośrednich jest to, że wykorzystywana w nich woda geotermalna jest jednocześnie czynnikiem roboczym w obiegu elektrowni. Wśród spotykanych tutaj rozwiązań stosunkowo prostą zasadą działania i budową charakteryzuje się elektrownia na parę wodną nasyconą suchą (z ang. dry – steam) przedstawiona na rysunku 1.6.



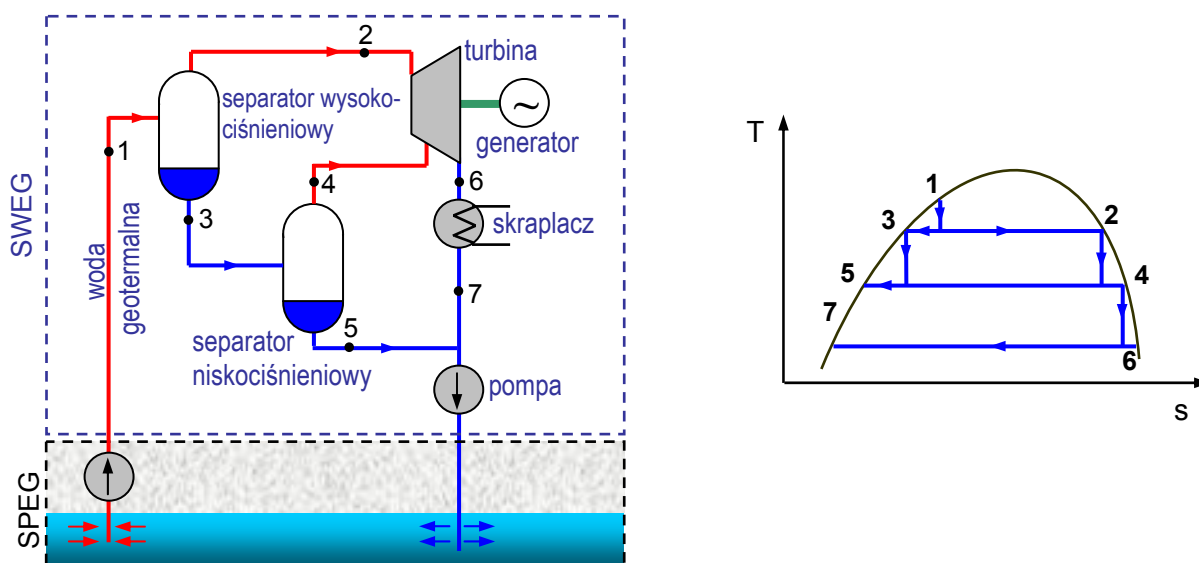
Rys. 1.6. Schemat instalacji elektrowni geotermalnej z bezpośrednim wykorzystaniem pary wodnej nasyconej suchej oraz cykl przemian realizowanych w rozpatrywanym systemie

Para wodna wydobywana z otworu wydobywczego kierowana jest bezpośrednio do turbiny parowej skąd po ekspansji płynie do skraplacza. Następnie kondensat zatłaczany jest otworem chłonnym do złoża. Zastosowanie tego rozwiązania ograniczone jest jednak tylko do tych obszarów gdzie występuje woda termalna w stanie pary nasyconej suchej lub pary przegrzanej. Pierwsza elektrownia geotermalna uruchomiona w 1904 roku w Larderello we Włoszech [30] pracowała w systemie dry-steam.

Innym rodzajem systemu bezpośredniego jest elektrownia z odparowaniem wody geotermalnej w rozprężaczu – separatorze. W rozwiązaniach tego typu parę wodną uzyskuje się w wyniku rozprężenia wody geotermalnej od stanu cieczy do stanu dwufazowego ciecz - para w wyniku obniżenia ciśnienia geopłynu poniżej ciśnienia nasycenia odpowiadającego temperaturze wody geotermalnej. Uzyskana w rozprężaczu para, po usunięciu kropeł wody w separatorze, kierowana jest do turbiny parowej. Rozprężona a następnie skroplona para wodna wraz z wodą wydzieloną w rozprężaczu/separatorze zatłaczana jest z powrotem do złoża. Systemy tego typu stosowane są w układzie z jednostopniowym rozprężaniem (single – flash system, rys.1.7) lub w układach z dwustopniowym rozprężaniem (double –flash system, rys. 1.8).



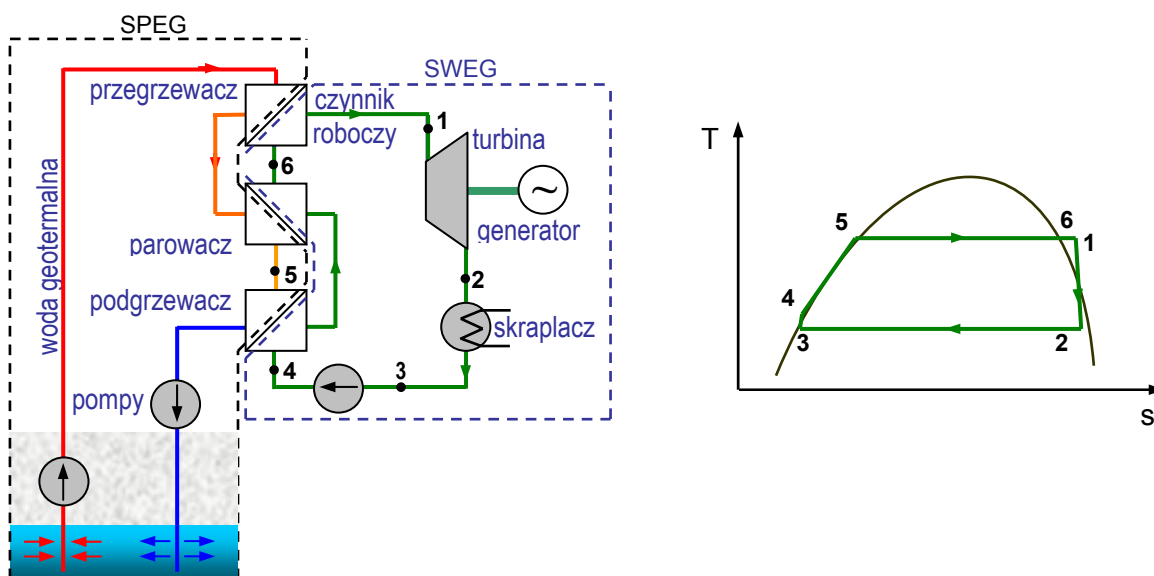
Rys. 1.7. Schemat instalacji elektrowni geotermalnej z jednostopniowym rozprężaniem wody geotermalnej oraz cykl przemian realizowanych w rozpatrywanym systemie [30, 69]



Rys. 1.8. Schemat instalacji elektrowni geotermalnej z dwustopniowym rozprężaniem wody geotermalnej oraz cykl przemian realizowanych w rozpatrywanym systemie [30, 44]

### 1.4.2.2. Siłownie z pośrednim wykorzystaniem wody geotermalnej

Gdy parametry termodynamiczne geopłynu (szczególnie temperatura) są niewystarczające, niemożliwa jest budowa elektrowni geotermalnych według zasad podanych w rozdziale 1.4.2.1. Przy odpowiedniej wartości entalpii wydobywanej wody możliwe jest zastosowanie rozwiązania, w którym zamiast wody (pary wodnej) jako czynnik roboczy używany jest płyn o niskiej (niższej niż dla wody) temperaturze wrzenia przy ciśnieniu otoczenia. Czynnik roboczy pracuje wówczas według obiegu porównawczego Clausiusa – Rankine'a, a przykładowy schemat tego typu instalacji przedstawiono na rysunkach 1.9 i 1.10 lub według obiegu Kaliny, którego schemat przedstawiono na rysunku 1.11.



Rys.1.9. Schemat instalacji elektrowni geotermalnej z niskowrzącym czynnikiem roboczym oraz cykl przemian realizowanych w rozpatrywanym systemie [21, 69]

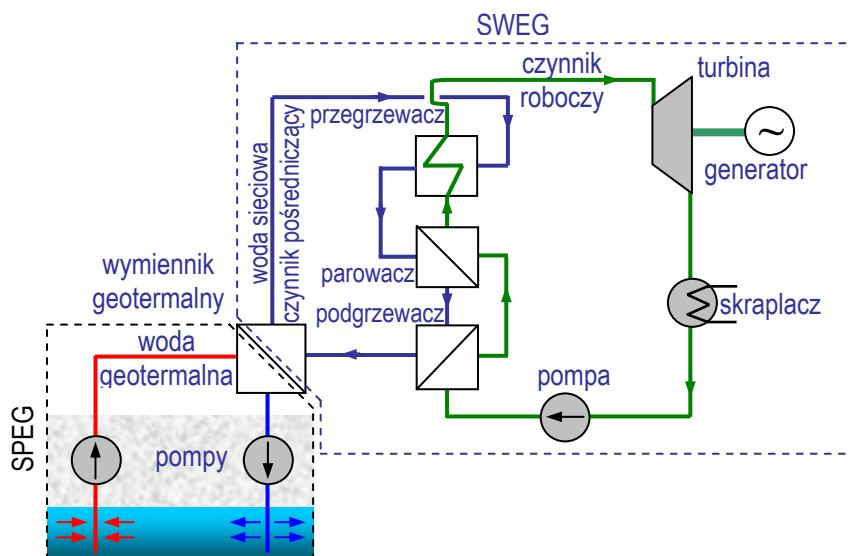
W przypadku systemów z pośrednim wykorzystaniem wody geotermalnej dalszy podział wynika z rodzaju zastosowanego czynnika roboczego, którym mogą być:

- substancje jednoskładnikowe lub mieszaniny o właściwościach azeotropowych [17] – charakteryzujące się tym, że proces odparowania i skraplania przebiega przy stałym ciśnieniu i temperaturze;
- substancje wieloskładnikowe zeotropowe [17] charakteryzującej się tym, że proces odparowania i skraplania przebiegający przy stałym ciśnieniu wiąże się ze zmianą temperatury.

W literaturze dość powszechnie spotykane jest nazwanie rozwiązania z czynnikiem pośrednim elektrownią binarną [20, 21, 36, 42, 52, 84, 87], co zdaniem autorki tej pracy nie jest poprawnym użyciem tego terminu. W elektrowni binarnej występują dwa obiegi z oddzielnie pracującymi, najczęściej różnymi czynnikami, przy czym czynniki te muszą być sprzężone ze sobą cieplnie. Należy podkreślić, że w elektrowni binarnej oba czynniki wykonują pracę rozprężania w turbinach. Natomiast w siłowni przedstawionej na rysunku 1.9 tylko czynnik organiczny jest czynnikiem roboczym, natomiast woda geotermalna jest tylko nośnikiem ciepła (czynnikiem pośrednim) i nie wykonuje pracy. W celu sprecyzowania nazewnictwa woda geotermalna doprowadzająca ciepło do poszczególnych wymienników ciepła siłowni, w tej pracy, nazywana jest czynnikiem pośrednim.

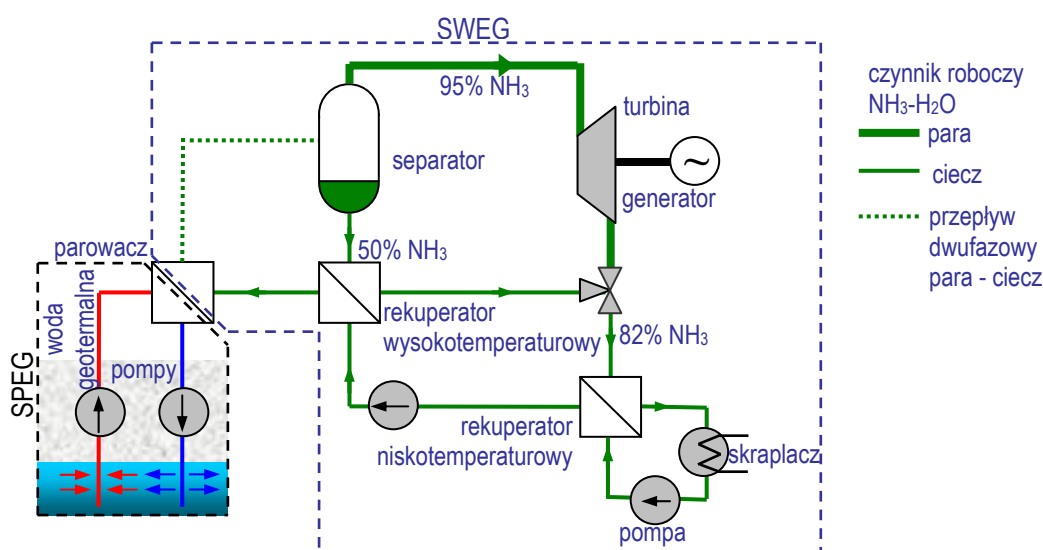
W przypadku, gdy chemiczne właściwości wody geotermalnej, na przykład agresywność chemiczna wpływająca na zużycie materiałów konstrukcyjnych, nie pozwala na bezpośrednie jej wykorzystanie, jako nośnika ciepła, należy zastosować dodatkowy wymiennik nazywany wymiennikiem geotermalnym. W wymienniku tym energia wody geotermalnej przekazywana jest wodzie sieciowej pełniącej rolę czynnika pośredniczącego jak to przedstawiono na rysunku 1.10.

Wydaje się, że bardziej odpowiednia nazwa dla rozwiązań przedstawionych na rysunkach 1.9 i 1.10 to określenia: obieg organiczny Rankine'a ORC (skrót z ang. organic Rankine cycle) lub niskotemperaturowy obieg Rankine'a LTC (skrót z ang. low temperature cycle), spotykane dość często w literaturze tematu.



Rys.1.10. Schemat instalacji elektrowni geotermalnej z pośrednim wykorzystaniem wody geotermalnej oraz czynnikiem pośredniczącym

Szczególnym przypadkiem obiegu z pośrednim wykorzystaniem wody geotermalnej jest tzw. obieg Kaliny. W obiegu tym płynem roboczym jest mieszanina związków nieorganicznych amoniaku i wody, wykazująca właściwości zeotropowe. Z uwagi na to, że istnieje wiele odmian obiegu Kaliny na rysunku 1.11 przedstawiono przykładowe rozwiązanie siłowni KCS 34.



Rys. 1.11. Obieg Kaliny KCS 34 [67]

W obiegu Kaliny (KCS-34) woda geotermalna przekazuje ciepło czynnikowi roboczemu w parowaczu. Czynnik roboczy, czyli mieszanina amoniaku i wody w stanie dwufazowym ciecz-para kierowana jest do separatora, w którym następuje oddzielenie kropelek cieczy. Uzyskana w separatorze para, w skład której wchodzi 95% amoniaku kierowana jest do turbiny parowej. Ciecz z separatora przepływa do wysokotemperaturowego rekuperatora, a następnie mieszana jest z rozprężoną parą z turbiny i kierowana do niskotemperaturowego rekuperatora gdzie następuje ochłodzenie czynnika. Skroplony czynnik o składzie 82%  $\text{NH}_3$  przepompowywany jest przez rekuperatory nisko i wysokotemperaturowy, w których ulega podgrzaniu.

W podrozdziale 1.4 omówiono, na podstawie danych literaturowych, podstawowe rodzaje siłowni umożliwiających konwersję energii zawartej w wodzie geotermalnej (solance) na energię elektryczną. Poza wymienionym stosowane są również inne rozwiązania, będące na przykład połączeniem dwóch różnych systemów – niektóre z nich omówiono w rozdziale 2 w ramach przeglądu literatury zagadnienia.

## 1.5. WYBÓR METODY GENERACJI PRĄDU

Przy wyborze systemu naziemnego przetwarzania ciepła geotermalnego na prąd elektryczny istotny wpływ mają przede wszystkim parametry wody geotermalnej wydobywanej z wnętrza Ziemi, to znaczy jej temperatura, stan termodynamiczny (para lub ciecz) oraz skład chemiczny (stopień mineralizacji). W tabeli 1.4 przedstawiono zakres stosowania poszczególnych rozwiązań według DiPippo [30]. Należy zaznaczyć, że są to tylko wytyczne orientacyjne, bo na przykład pierwsza komercyjna elektrownia z czynnikiem pośrednim – Paratunka Power Plant na Kamczatce zasilana była wodą o temperaturze tylko  $81^\circ\text{C}$  [19, 30]

Tabela 1.4. Zakres stosowania poszczególnych rozwiązań elektrowni geotermalnych w zależności od parametrów wody geotermalnej [30]

Typ elektrowni	Temperatura wody geotermalnej na wypływie	Koszt i stopień skomplikowania instalacji
system bezpośredni	180-300+	niski do średniego
system z jednostopniowym rozprężaniem wody geotermalnej	200-260	średni
system z dwustopniowym rozprężaniem wody geotermalnej	240-320	średni do wysokiego
system z czynnikiem pośrednim i/lub pośredniczącym	125-165	średni do wysokiego

W Polsce, jak dotychczas, woda geotermalna wykorzystywana była tylko w celach ogrzewczych, co znaczy, że nie ma ani jednej elektrowni zasilanej lub współzasilanej energią wody geotermalnej. Natomiast na świecie w lipcu 2004 roku wykorzystanie energii geotermalnej na sposób pracy obejmowało 467 jednostek o łącznej zainstalowanej mocy elektrycznej  $8872,52 \text{ MW}_{\text{el}}$ . Szczegółowe zestawienie elektrowni geotermalnych na świecie według zainstalowanej mocy dla poszczególnych rodzajów elektrowni przedstawiono w załączniku Z-1.

## 1.6. PODSUMOWANIE

Z przeprowadzonego przeglądu stanu techniki dotyczącego elektrowni geotermalnych wynika, że większość aktualnie pracujących na świecie elektrowni geotermalnych opiera się na współpracy dwóch systemów sprzężonych ze sobą cieplnie:

- dwuotworowego systemu pozyskiwania energii geotermalnej,
- systemu wykorzystania energii geotermalnej przy zastosowaniu odpowiedniego rozwiązania siłowni.

W przypadku systemu pozyskiwania energii geotermalnej mogą być stosowane także inne rozwiązania podobnie jak w przypadku jej pozyskiwania do zasilania ciepłowni geotermalnych.

Sposób rozwiązania siłowni zależy przede wszystkim od parametrów wody geotermalnej, a w szczególności od jej temperatury. W przypadku wyższych temperatur stosowane są rozwiązania siłowni z bezpośrednim odparowaniem wody geotermalnej w rozprężaczu – separatorze. Gdy woda geotermalna cechuje się szczególnie dobrymi parametrami ciśnienia i temperatury mogą być stosowane rozwiązania siłowni z bezpośrednim jej odparowaniem bez stosowania rozprężacza. Drugą grupę rozwiązań siłowni stanowią systemy, w których woda geotermalna pełni rolę czynnika pośredniego – nośnika ciepła, a jako czynnik roboczy używana jest substancja o odpowiednich właściwościach chemicznych, fizycznych i termodynamicznych.

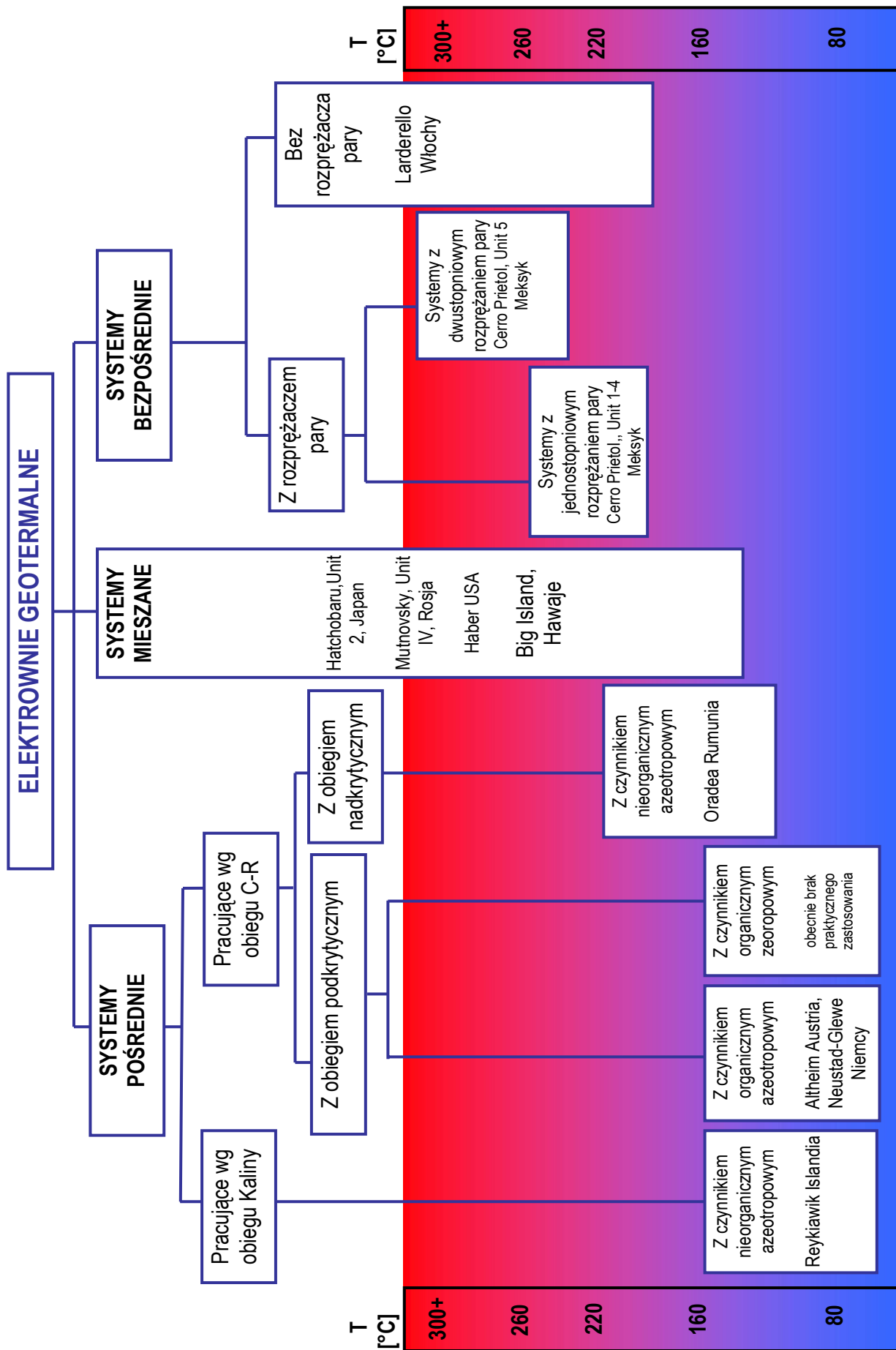
We wszystkich wyżej podanych przypadkach siłownie pracują według obiegu porównawczego Clausiusa – Rankine’a. Wyjątek stanowią siłownie pracujące według obiegu Kaliny, chociaż dość często obieg Kaliny uważany jest za modyfikację obiegu Clausiusa – Rankine’a.

Biorąc powyższe pod uwagę na rysunku 1.12 przedstawiono podział aktualnie pracujących elektrowni geotermalnych.

W ramach podrozdziału 1.3 przedstawiono mapy zasobów geotermalnych Polski. Jak z nich wynika w warunkach Niżu Polskiego temperatury wód geotermalnych rzadko przekraczają 120°C. W tej sytuacji dość trudne, a najczęściej niemożliwe, byłoby zastosowanie rozwiązań z bezpośrednim odparowaniem wody geotermalnej. Teoretycznie zastosowanie systemów bezpośrednich z rozprężaniem wody geotermalnej w separatorze omówionych w podrozdziale 1.4.2.1 jest możliwe, ale wiązałoby się z koniecznością utrzymania w instalacji podciśnienia, a szczególnie niskie ciśnienie musiałoby panować na ostatnich stopniach turbiny i w skraplaczu.

W efekcie przeprowadzony przegląd literatury zagadnienia wytwarzania energii elektrycznej z energii geotermalnej zawężony został do prac dotyczących produkcji prądu elektrycznego z wykorzystaniem niskotemperaturowych wód geotermalnych.





Rys. 1.12. Rodzaje elektrowni geotermalnych oraz zakres ich stosowania w zależności od temperatury wody geotermalnej

## 2. PRZEGLĄD LITERATURY DOTYCZĄCEJ PRZETWARZANIA ENERGII GEOTERMALNEJ NA ENERGIĘ ELEKTRYCZNĄ (ze szczególnym uwzględnieniem energii geotermalnej niskotemperaturowej)

Poniżej dokonano przeglądu literatury obejmującej produkcję energii elektrycznej z wykorzystaniem nisko i średniotemperaturowych źródeł ciepła.

Publikacje dotyczące tej tematyki podzielono na trzy grupy:

- 1) prace, w których prezentowane są istniejące lub hipotetyczne elektrownie geotermalne, najczęściej zawierające analizę działania siłowni pracującej z konkretnym czynnikiem i z omówieniem uzyskiwanych efektów, czasami zawierające propozycje poprawy efektywności pracy;
- 2) prace, których przedmiotem jest analiza wpływu wybranych parametrów na efektywność pracy hipotetycznej siłowni geotermalnej oraz artykuły niezwiązane bezpośrednio z energią wód termalnych, ale zawierające analizę wpływu określonych parametrów na efektywność utylizacji szeroko pojętego ciepła niskotemperaturowego i przetwarzania go na energię elektryczną;
- 3) prace zawierające porównania różnych typów elektrowni.

Prace zostały omówione w kolejności podanej powyżej.

Odnosnie prac należących do **grupy pierwszej** w literaturze można znaleźć wiele publikacji zawierających ogólne informacje na temat wybranych elektrowni geotermalnych [14, 31, 53, 74, 81, 82], przy czym tylko niektóre z tych pozycji wybrano i omówiono dokładniej.

Zbliżonymi do panujących w Polsce parametrami wody geotermalnej charakteryzują się dwie elektrownie. Pierwsza z nich [95] oddana do użytku pod koniec 2000 roku znajduje się w północnej Austrii nieopodal pięciotysięcznego miasteczka Altheim. Elektrownia zasilana jest wodą geotermalną o temperaturze 106°C i strumieniu 86 kg/s, natomiast temperatura wody na zatłaczaniu wynosi 70°C. Elektrownia chłodzona jest wodą o temperaturze 10°C i strumieniu 340 kg/s. Moc elektrowni wynosi 1 MW<sub>el</sub>. Początkowo czynnikiem roboczym w tej elektrowni był olej silikonowy jednak po kilku (9) wyciekach medium roboczego w sierpniu 2005 roku zmieniono czynnik na płyn o nazwie handlowej Solkatherm będący mieszaniną azeotropową perfluoropolietery (PFPE) i R365mfc [75]. Jednak główne problemy eksploatacyjne w tej elektrowni były związane z systemem chłodzenia. Przerwy w pracy elektrowni wywołane były zamrażaniem wody chłodzącej w okresach zimowych, zbyt wysoką temperaturą wody w okresach letnich i zanieczyszczaniem filtrów wody chłodzącej po każdym przestoju. Ilości energii elektrycznej dostarczonej do sieci miejskiej w poszczególnych latach zestawiono w tabeli 2.1.

Tabela. 2.1. Ilości energii elektrycznej z elektrowni Altheim doprowadzonej do sieci miejskiej w poszczególnych latach [75]

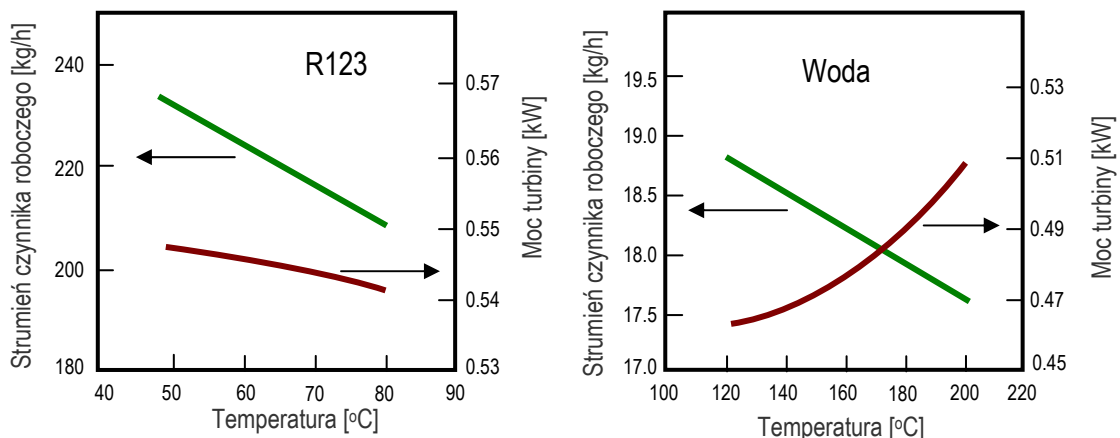
Rok	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006
Ilość energii elektrycznej [kWh]	60.808	388.374	2.020.742	1.819.408	1.005.904	916.468	1.101.132

W listopadzie 2003 roku uruchomiono pilotażową niemiecką elektrownię geotermalną w miejscowości Neustad – Glewe. Elektrownia Neustad – Glewe o mocy elektrycznej zainstalowanej 200 kW<sub>el</sub> zasilana jest wodą geotermalną o temperaturze 95 – 97°C [96]. Siłownia wyposażona jest w turbinę osiową

o sprawności wewnętrznej 70% i tytanowe wymienniki ciepła. Całkowita sprawność elektrowni wynosi 7,4%. W trakcie drugiego roku eksploatacji wystąpiły trzy przerwy w pracy systemu spowodowane: usterką przekładni generatora, uszkodzeniem zaworu i wyciekami czynnika roboczego - perfluoropentanu  $C_5F_{12}$  oraz uszkodzeniem pompy wody geotermalnej [33]. Z uwagi na to, że elektrownia nie osiągnęła zakładanej mocy nadal trwają prace nad jej modyfikacją.

W pracy [26] przedstawiono parametry oraz efektywność pracy elektrowni geotermalnej Denizi Kizildere w Turcji, pracującej w systemie bezpośrednim. Z uwagi na wysoką temperaturę wody powrotnej z elektrowni ( $148^{\circ}C$ ) zaproponowano zastosowanie dodatkowego obiegu z czynnikiem pośrednim - zasilanym strumieniem wody powrotnej. Analizie poddano ocenę efektywności stosowania izobutanu, izopentanu oraz R114 jako medium roboczego. Efektem dołączenia do istniejącej elektrowni z bezpośrednim odparowaniem wody dodatkowej jednostki z izobutanem jako czynnikiem roboczym byłby wzrost mocy elektrowni o około 18%.

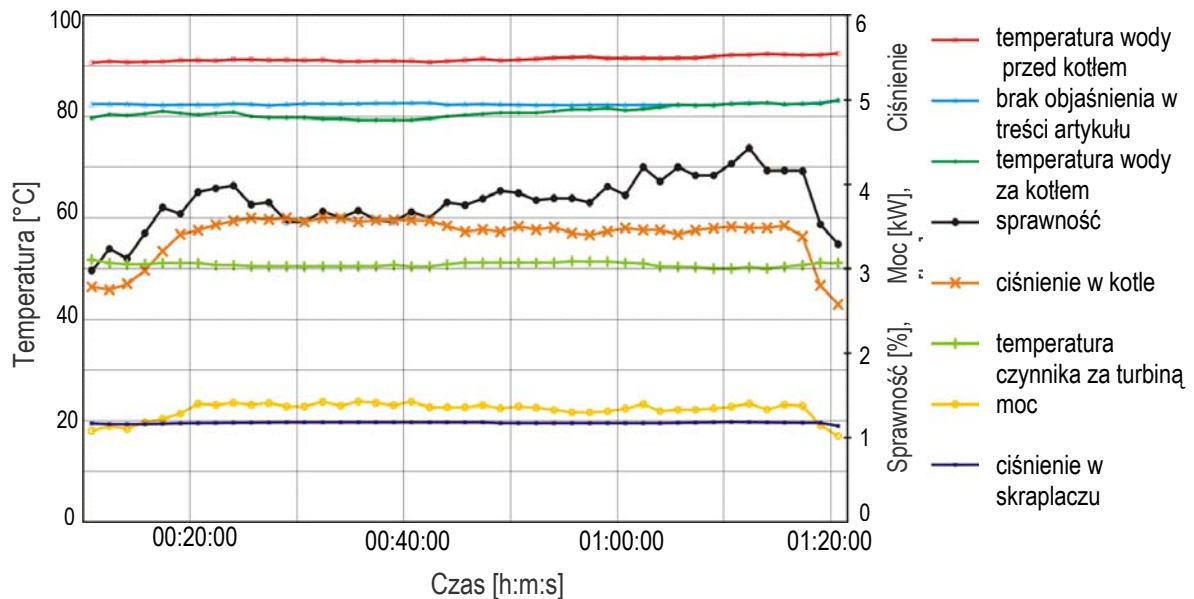
Wyniki analizy teoretycznej i weryfikacji doświadczalnej przedstawiono w [90]. Autorzy pracy wybrali czynnik R123 z uwagi na jego małą entalpię parowania. Eksperyment przeprowadzono w taki sposób, że czynnik był podgrzewany i odparowywany w przepływowym parowaczu, przy czym założono stały, wynoszący 12 kW strumień ciepła doprowadzanego w wymienniku. Badania prowadzono w zakresie temperatur  $50 - 80^{\circ}C$ , a regulacja następowała poprzez odpowiedni dobór strumienia masowego przepływającego czynnika. Wyniki uzyskane dla R123 porównywano z obiegiem wodnym. Dla obiegu wodnego badania prowadzone były przy takiej samej mocy doprowadzonej do układu jednak temperatura wody na wlocie do turbiny wynosiła od  $120$  do  $200^{\circ}C$ . Wyniki tego eksperymentu przedstawiono na rysunku 2.1. Z porównania efektywności pracy siłowni wodnej i siłowni z czynnikiem R123 wynika, że w przypadku zastosowania wody o temperaturze wlotowej do turbiny  $200^{\circ}C$  uzyskano moc  $0.51 \text{ kW}_{el}$  natomiast zastosowanie czynnika R123 pozwala uzyskać wyższą moc nawet przy temperaturach poniżej  $80^{\circ}C$ .



Rys. 2.1. Wpływ temperatury czynnika roboczego na dopływie do turbiny na strumień czynnika krążącego w obiegu oraz moc turbiny przy stałej ilości ciepła doprowadzonego 12kW [90]

Wyniki testów laboratoryjnych prototypowej elektrowni małej mocy przedstawiono w artykule [71]. Instalacja pracująca według podstawowego obiegu Clausiusa - Rankine'a zasilana była wodą o temperaturze  $93^{\circ}C$  na wlocie do wymiennika ciepła i  $83^{\circ}C$  na wypływie o strumieniu  $0,8 \text{ kg/s}$ . Czynnikiem roboczym był pentan, który pracował w zakresie temperatur  $62 - 81^{\circ}C$ , strumień czynnika  $0,1 \text{ kg/s}$ . Przy tak określonych parametrach pracy uzyskano moc  $1,44 \text{ kW}_{el}$  oraz sprawność systemu

4.3%. Jak podkreślają autorzy pracy główną przyczyną niskiej efektywności instalacji była mała sprawność wewnętrzna turbiny wynosząca 49,8%. Przykładowe wyniki pomiarów przedstawiono na rysunku 2.2.

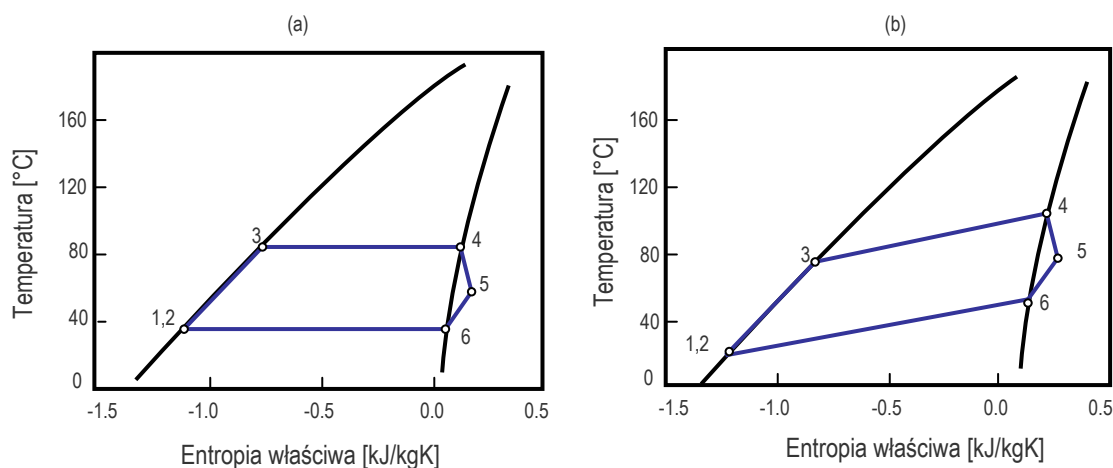


Rys. 2.2. Wyniki pomiarów i obliczeń prototypowej elektrowni ORC [71]

Analizę możliwości pozyskiwania energii elektrycznej ze źródła geotermalnego z wykorzystaniem otworu wiertniczego zlokalizowanego na terenie Politechniki Łódzkiej zawiera praca [25]. W artykule omówiono możliwości wykorzystania wody geotermalnej o temperaturze 104°C i strumieniu 204,48 m<sup>3</sup>/h oraz 128°C i 96,45 m<sup>3</sup>/h dla trzech rozwiązań elektrowni: z bezpośrednim odparowaniem wody, z obiegiem pośrednim z zastosowaniem izobutanu jako czynnika roboczego oraz sprzężonego obiegu parowego z silnikiem turbospalinowym. Dla elektrowni z bezpośrednim odparowaniem wody uzyskano odpowiednio moc 560 kW<sub>el</sub> dla wody o temperaturze 104°C i 500 kW<sub>el</sub> dla wody o temperaturze 128°C. Dla siłowni niskotemperaturowej z izobutanem osiągnięto moce wyższe, odpowiednio o 35 i 31%. Zastosowanie obiegu parowego z silnikiem GTD-350 pozwala zwiększyć moc sumaryczną do około 1200 i 1050 kW<sub>el</sub>.

Prototypową siłownię geotermalną o sprawności 6,7% i mocy 50 kW<sub>el</sub> zasilanej wodą o temperaturze 85°C i strumieniu 16,24 kg/s opisano w pracy [32]. W artykule omówiono procedurę doboru czynnika niskowrzącego, jaką stosowano przy wyborze substancji roboczej do tej instalacji: stabilność chemiczna w całym zakresie temperatur pracy, brak agresywności chemicznej w stosunku do stosowanych materiałów, z których wykonane były poszczególne urządzenia oraz znajomość właściwości termodynamicznych. W pracy opisano także dwie inne instalacje doświadczalne małej mocy.

Ocenę możliwości stosowania w obiegu Clausiusa - Rankine'a mieszanin zeotropowych podano w pracy [2] i porównywano z efektami uzyskanymi dla substancji jednoskładnikowej, co przedstawiono graficznie na rysunku 2.3. Autorzy pracy podkreślają, że tego typu rozwiązania być może znajdują praktyczne zastosowanie w elektrowniach zasilanych ze źródeł nie izotermicznych jednak wymaga to dalszy prac i analiz. Z przedstawionych porównań wynika, że przyrosty mocy są, co najwyżej kilkuprocentowe a obliczenia znacznie utrudnione z powodu braku łatwych w stosowaniu zależności opisujących parametry termodynamiczne mieszanin.



Rys. 2.3. Obieg Clausiusa - Rankine'a przy zastosowaniu, jako czynników roboczych a) substancji azeotropowej pentanu, b) mieszaniny zeotropowej 50% butanu + 50% heksanu [2]

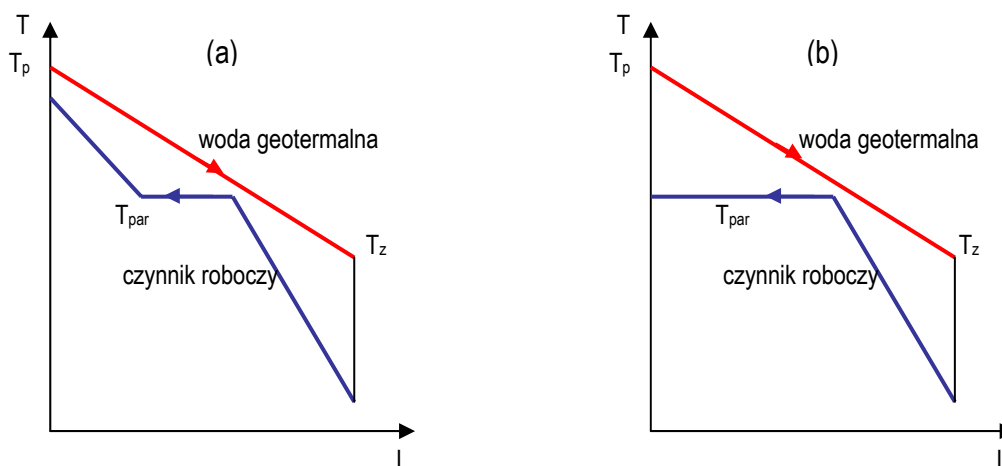
W pracy [49] omówiona została elektrownia Stillwater znajdująca się w Reno w północnej Newadzie (USA). Elektrownia ta zasilana jest wodą geotermalną o temperaturze 158°C i strumieniu 555,9 kg/s. W ramach pracy analizowano możliwości zwiększenia mocy tej elektrowni, przy czym w pierwszym etapie przeanalizowano wpływ temperatury skraplania czynnika roboczego w zależności od systemu chłodzenia skraplacza. Autorzy zwrócili uwagę na fakt, że moc siłowni obniża się nawet o 50% w czasie upalnych, suchych dni. W związku z tym zaproponowano zmianę systemu chłodzenia z chłodnicy powietrznej na system czasowego (12 godzin w ciągu dnia przez cztery letnie miesiące) nawilżania powietrza wodą z pobliskiego podziemnego ujęcia wody (w okolicy nie ma dostępu do wód powierzchniowych). Ze względu na koszty inwestycyjne rozwiązanie takie zostało określone, jako „drogie”, jednak pozwoliłoby osiągnąć przyrost mocy nawet o 28,9%. Rozważono także możliwość zastąpienia izobutanu innym czynnikiem organicznym oraz optymalizowano obieg z izobutanem pod kątem jak najwyższej mocy obiegu. Poglądowe wyniki tych analiz zostały zamieszczone w tabeli 2.2.

Tabela 2.2. Optymalne warunki pracy elektrowni Stillwater dla różnych czynników roboczych [49]

Czynnik roboczy	Ciśnienie na wlocie do turbiny, (kPa)	Moc netto, (kW)	Temperatura wody zatlaczanej, (°C)	Sprawność termiczna (%)	Przyrost mocy/strata (kW)
Izobutan	2100	17545	75,9	9,46	472 (2,76%)
Butan	1500	17438	76,3	9,45	365 (2,14%)
R114	1450	17494	73,2	9,13	421 (2,47%)
Izopentan	700	16763	77,8	9,26	-310 (-1,82%)
Pentan	550	16848	77,3	9,25	-225 (-1,32%)
Izobutan (aktualna konfiguracja)	3250	17073	90,2	11,14	

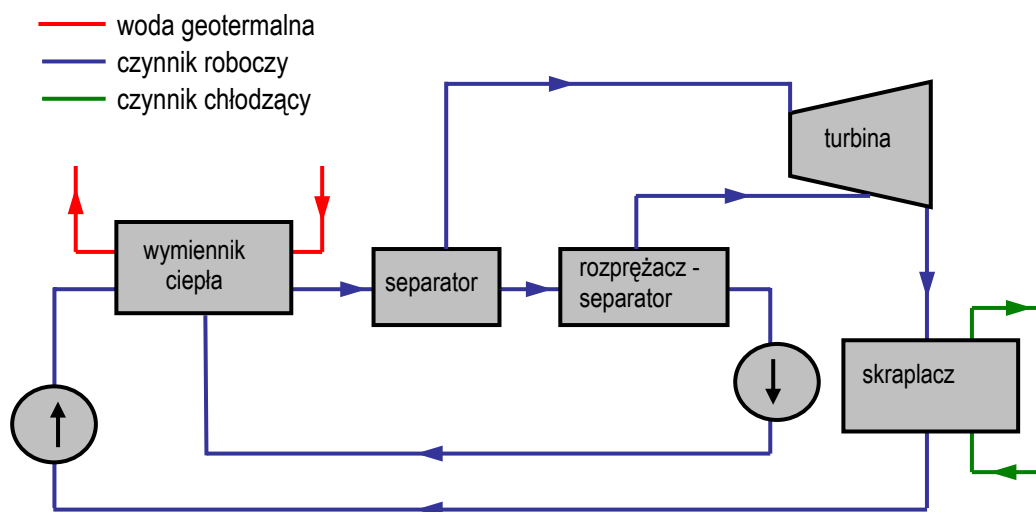
Jak wynika z danych zamieszczonych w tabeli 2.2 zamiana czynnika roboczego na R114 spowodowałaby przyrost mocy o 2,47% a dla butanu o 2,14%. Zmiana warunków pracy siłowni, przy zachowaniu tego samego czynnika roboczego, z obecnych, to jest, ciśnienia w parowaczu i na wlocie do turbiny 3250 kPa i temperatury przegrzania czynnika 146,8°C na: odparowanie przy ciśnieniu 2100 kPa, (co odpowiada temperaturze 103°C przyp. autora) oraz rezygnacji z przegrzewania czynnika, wpłynęłaby na wzrost mocy o 2,76%. Jednak autorzy artykułu negują rozwiązanie bez przegrzewania

pary czynnika, jako generujące straty egzergii w wymiennikach ciepła, szczególnie w parowaczu, co przedstawiono na rysunku 2.4.



Rys. 2.4. Pole temperatury nośników ciepła (wody geotermalnej i czynnika roboczego) gdy czynnik roboczy opuszcza ostatni wymiennik a) w stanie pary przegrzanej, b) w stanie pary suchej nasyconej ( $T_p$  temperatura początkowa wody geotermalnej,  $T_z$  temperatura wody geotermalnej zatłaczanej do złoża,  $T_{par}$  – temperatura odparowania czynnika roboczego) [49]

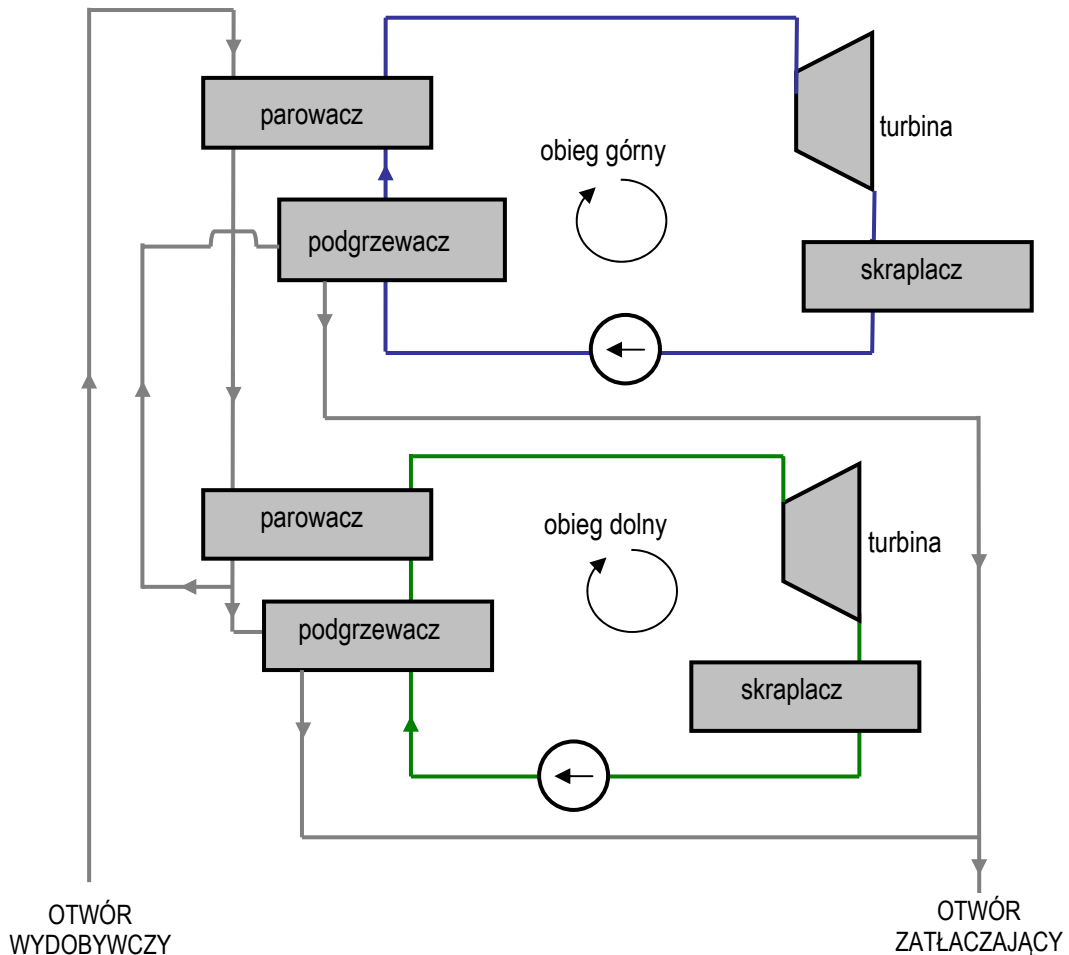
W pracy [66] przedstawiono zmodyfikowaną wersję obiegu Clausiusa - Rankine'a (rys. 2.5).



Rys. 2.5. Schemat zmodyfikowanej elektrowni z czynnikiem organicznym [66]

Woda geotermalna o temperaturze  $120^{\circ}\text{C}$  doprowadza energię do wymiennika ciepła. Czynnik roboczy ulega podgrzaniu i odparowaniu w tym wymienniku, a następnie kierowany jest do separatora. Strumień czynnika ulega rozdzieleniu, przy czym para kierowana jest do turbiny natomiast ciecz do rozprężacza-separatora. Po obniżeniu ciśnienia uzyskana para niskoprężna kierowana jest na niższe stopnie turbiny. W pracy oceniono możliwość i efektywność stosowania amoniaku oraz izobutanu, jako czynnika roboczego. Wyniki obliczeń porównano z wynikami uzyskanymi dla jednoczynnikowego obiegu Clausiusa - Rankine'a. Zastosowanie układu z dodatkowym rozprężaniem pary i doładowaniem turbiny wpłynęło na wzrost mocy obiegu o 23% w przypadku zastosowania jako czynnika roboczego izobutanu, o 23% dla freonu (nie podano dokładnej nazwy) oraz o 29% dla amoniaku.

Możliwość poprawy efektywności pracy elektrowni poprzez zastosowanie tak zwanej elektrowni dwupoziomowej przedstawionej schematycznie na rysunku 2.6. zaproponowano w pracy [47]. Pomimo, że autor pracy podaje, iż analiza dotyczy wymienionej wcześniej elektrowni Stillwater w Nowadzie to przyjęto w niej inne parametry wody geotermalnej, uzyskując dla strumienia wody 339 kg/s o temperaturze 163°C moc elektrowni 12383 kW<sub>el</sub>, przy zastosowaniu izopentanu jako medium roboczego.



Rys. 2.6. Schemat elektrowni „dwupoziomowej” z czynnikiem organicznym [47]

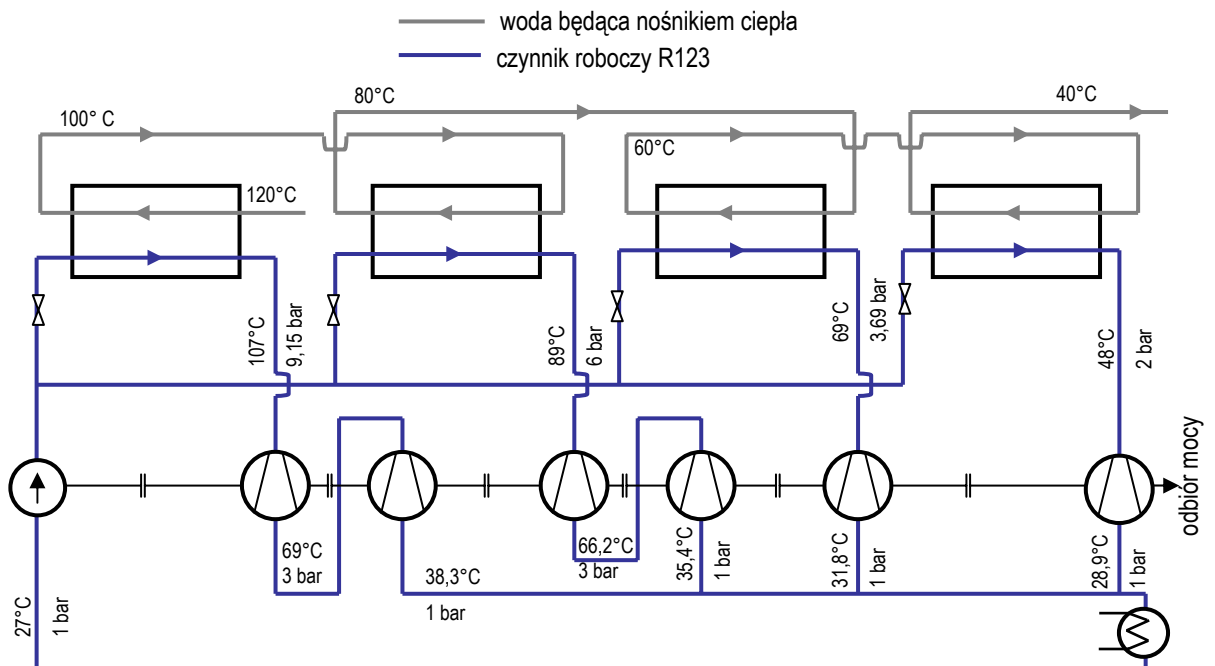
W kolejno analizowanej pracy [39] przedstawiono możliwość poprawy efektywności działania poprzez zastosowanie obiegu nadkrytycznego. Rozważono możliwość zastosowania niskowrzących czynników (R125, R134a, propanu) i porównano moc rozpatrywanych siłowni do danych literaturowych. Przy założeniu, że temperatura wody geotermalnej ma 229,4°C, a strumień wynosi 230,2 kg/s uzyskano wyniki podane w tabeli 2.3. We wnioskach autorzy pracy podają, że uzyskane dla propanu i R134a moce są wyższe niż te opisane w pracy [48] dla obiegu podkrytycznego.

Tabela 2.3. Dane podstawowe i wyniki obliczeń nadkrytycznego obiegu Clausiusa - Rankine'a dla wybranych czynników roboczych

Parametr	Propan	R125	R134a
Temperatura skraplania $T_2$ , K	320	319	328,4
Ciśnienie skraplania, $p_2$ , MPa	1,6	2,1	1,5
Temperatura na wlocie do turbiny, $T_4$ , K	443,6	407,8	414,8
Ciśnienie na wlocie do turbiny, $p_4$ , MPa	6,4	8,4	6,0
Strumień czynnika roboczego, $m_r$ , kg/s	365	1050	850
Moc turbogenerators, $P_{ad}$ , kW	29040	28730	27269
Moc pompy, $P_{pump}$ , kW	5688	8203	4829
Moc netto, $P_{out}$ , kW	19849	17447	19074
Temperatura wody zatlaczanej, $T_{reinj}$ , K	320	319	333
Sprawność termiczna	11,6	10,2	12,0

Analizę porównawczą obiegu nadkrytycznego z podkrytycznym obiegiem Clausiusa – Rankine'a przeprowadzono także w pracy [22].

Metodykę wykorzystania ciepła zawartego w strumieniu wody o temperaturze początkowej 120°C przedstawiono w pracy [38]. Autorzy zaproponowali elektrownię nazwaną przez nich wieloobiegowym silnikiem ORC (rys. 2.7) oraz zaprezentowali maszynę ekspansyjną nowej konstrukcji pracującą z czynnikiem R123.



Rys. 2.7. Schemat technologiczny elektrowni [38]

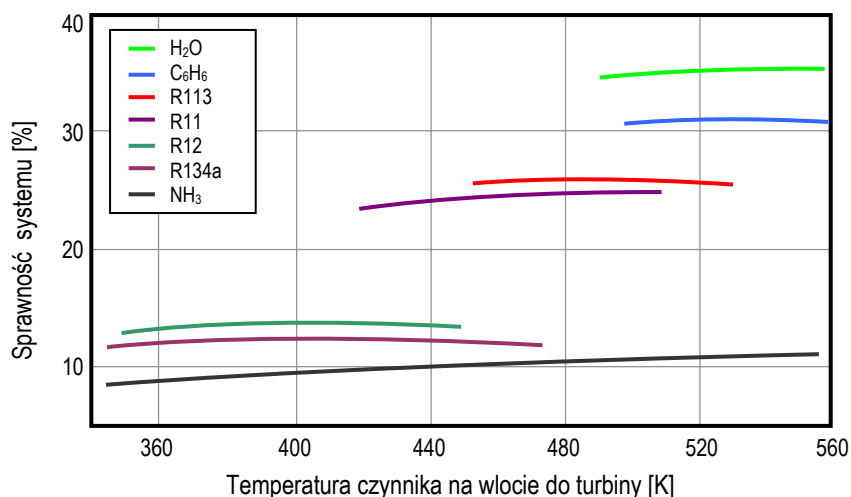
Rozważano możliwość zastosowania jednego, dwóch oraz trzech wymienników ciepła, z których każdy pracuje przy innym ciśnieniu. Najwyższe wartości zarówno mocy jak i sprawności osiągnięto dla układu z czterema wymiennikami ciepła.



W ramach **drugiej grupy** publikacji, których przedmiotem jest analiza wpływu określonych parametrów na efektywność utylizacji ciepła niskotemperaturowego i przetwarzania go na energię elektryczną poniżej omówiono prace [7, 11, 45, 46, 62, 64, 65, 70, 72, 84].

W pracy [84] przeanalizowano wpływ temperatury wody geotermalnej oraz temperatury skraplania na sprawność i moc elektrowni z czynnikiem R113, zwracając uwagę na znaczący wpływ temperatury odparowania czynnika roboczego w parowaczu na moc elektrowni przy określonej temperaturze wody geotermalnej i wykazując, że istnieje pewna optymalna wartość temperatury odparowania czynnika roboczego, przy której moc obiegu jest maksymalna.

Zastosowanie różnych czynników roboczych analizowano w artykule [46]. Rozpatrzono w nim wpływ użycia benzenu, R11, R12, R134a, R113 oraz  $\text{NH}_3$ , jako czynników roboczych na sprawność obiegu (nie analizowano mocy) oraz porównano sprawność obiegu organicznego z obiegiem parowym wodnym. Symulacje prowadzono przy założeniu stałej wartości ciśnienia w parowaczu na poziomie 2,5 MPa i przegrzewaniu czynników do temperatury z zakresu od 90 do 290°C.



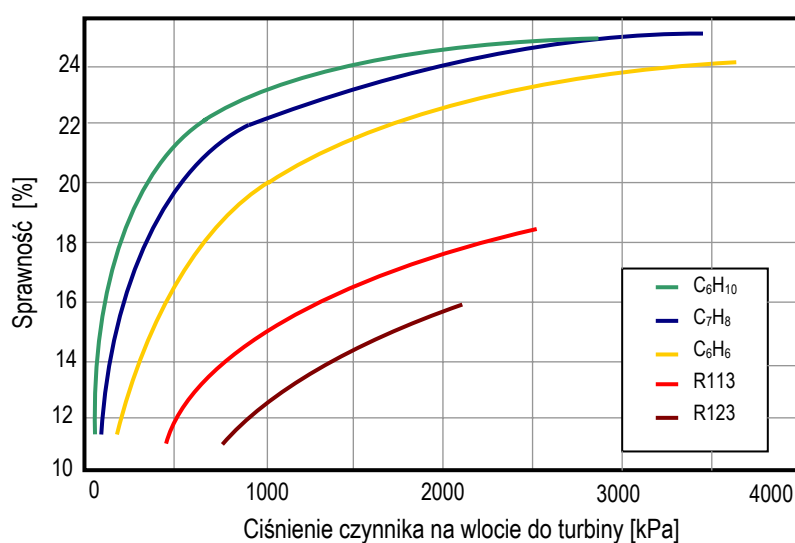
Rys. 2.8. Sprawność systemu w funkcji temperatury wlotowej do turbiny dla różnych czynników roboczych przy założeniu, że ciśnienie w parowaczu wynosi 2,5 MPa [46]

Z przedstawionych na rysunku 2.8 zależności wynika, że najwyższe „sprawności systemu” (w pracy nie podano sposobu obliczania tej wielkości) uzyskano dla wody i benzenu około 35 i 30 % w zakresie temperatur 220 – 290°C, oraz dla R113 i R11 około 25% w zakresie temperatur 140 do 260°C. Najniższe sprawności uzyskano dla amoniaku (od 7 do 10%) w całym badanym zakresie temperatur. Należy jednak wyjaśnić, że założenie stałej wartości ciśnienia w parowaczu wpływa na temperaturę odparowania czynnika i tak przy ciśnieniu 2,5 MPa temperatura parowania wynosi dla amoniaku 58,1°C, dla R134a 77°C, dla R12 84°C, dla R11 193°C, dla benzenu 237°C, a dla wody 223°C (informacji tej nie podano w artykule). Skutkiem tak poczynionych założeń przeprowadzenia symulacji jest pojawiające się w tym artykule stwierdzenie, że „sprawność prawie nie zależy od temperatury wlotowej czynnika roboczego do turbiny”.

W publikacji [70] analizowano możliwości zastosowania różnych czynników roboczych pod kątem najbardziej efektywnego wykorzystania niskotemperaturowej wody geotermalnej o parametrach zbliżonych do parametrów wody dostępnej w krajowych instalacjach geotermalnych (Stargard

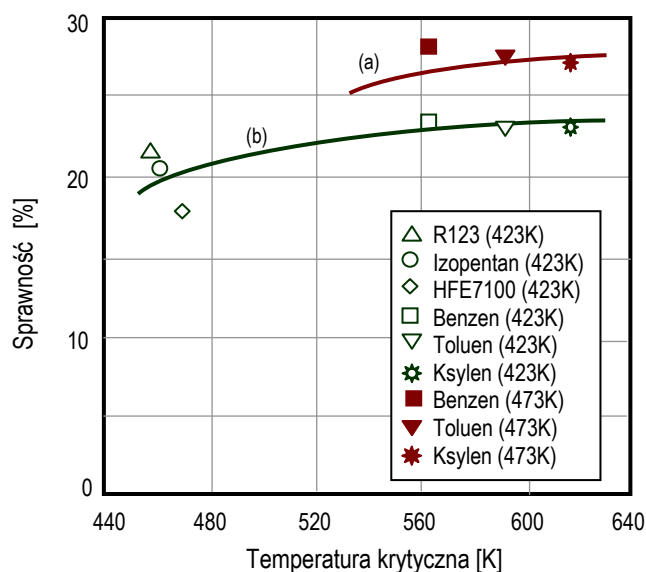
Szczeciński, Zakopane). We wnioskach artykułu podano, iż przy zbliżonych wartościach sprawności siłowni dla różnych czynników uzyskano różne wielkości mocy, przy czym najwyższe wartości mocy uzyskano dla czynników, dla których temperatura wody geotermalnej jest najbardziej zbliżona do temperatury krytycznej czynnika.

W kolejnej pracy [45] porównywano sprawność obiegu Rankine'a dla czynników: R123, R113 oraz benzenu, toluenu i ksylenu. Także w tej pracy założono, że porównania dokonywane były dla określonych wartości ciśnienia w parowaczu, przy czym czynniki nie były przegrzewane. Jako wynik symulacji podano wniosek, że obiegi z benzenem, toluenem i ksylenem charakteryzują się mniejszą nieodwracalnością niż czynniki R123 i R113. Uzyskane w pracy wyniki obliczeń sprawności obiegu zostały przedstawione na rysunku 2.9, z którego wynika, że najwyższą sprawność uzyskano dla ksylenu i że sprawność ta rośnie wraz ze wzrostem ciśnienia w parowaczu.



Rys. 2.9. Sprawność obiegu ORC dla różnych czynników w funkcji ciśnienia w parowaczu [45]

W pracy [62] ujęta jest analiza wpływ temperatury krytycznej czynnika na sprawność obiegu ORC (rys.2.10).



Rys. 2.10. Sprawność termiczna w funkcji temperatury krytycznej  $T_c$  [K] dla wybranych czynników [62] (temperatury odparowania czynnika: (a) 473 K i (b) 423K, temperatura skraplania 303K)

Autorzy posługując się sprawnością obiegu analizują sześć czynników i ich przydatność w zastosowaniu do obiegu Clausiusa - Rankine'a. Wśród wielu wniosków wynikających z tej pracy podano, że temperatura krytyczna czynnika roboczego ma nieznaczny wpływ na sprawność termiczną obiegu, przy czym substancje o niższych temperaturach krytycznych cechują się mniejszymi sprawnościami. Podano także, że obecność wiązań wodorowych w niektórych cząsteczkach takich jak woda, amoniak, etanol skutkuje dużymi wartościami entalpii parowania i dlatego substancje takie nie są polecane, jako czynniki robocze dla ORC. Należy podkreślić, że wniosek ten podano bez żadnej wcześniejszej analizy, a żadna z tych substancji nie była przedmiotem rozważań zawartych w treści artykułu.

Analizę możliwości podnoszenia sprawności obiegu ORC przeprowadzono w pracy [65]. W referacie omówiono klasyczne metody podnoszenia sprawności obiegu Clausiusa - Rankine'a tj. regenerację ciepła, przegrzewanie pary, zwiększanie różnicy ciśnień oraz przegrzewanie międzystopniowe przy założeniu, że czynnikiem roboczym jest substancja organiczna. We wnioskach autorzy podkreślają, że w przypadku stosowania czynników organicznych w obiegu Clausiusa - Rankine'a niektóre z klasycznych metod podnoszenia sprawności nie mogą być stosowane ze względów technicznych (upusty regeneracyjne pary, przegrzewanie międzystopniowe). Przegrzewanie pary na wylocie z turbiny jest możliwe do zastosowania jednak nie wpływa to korzystnie na sprawność obiegu. Autorzy pracy zaznaczają, że podgrzewanie cieczy przed doprowadzeniem do parowacza ciepłem przegrzania pary opuszczającej turbinę pozwala na podniesienie sprawności cieplnej układu nawet o 10% w stosunku do sprawności klasycznego obiegu Clausiusa - Rankine'a. W pracy nie analizowano wpływu poszczególnych metod podnoszenia sprawności na moc obiegu.

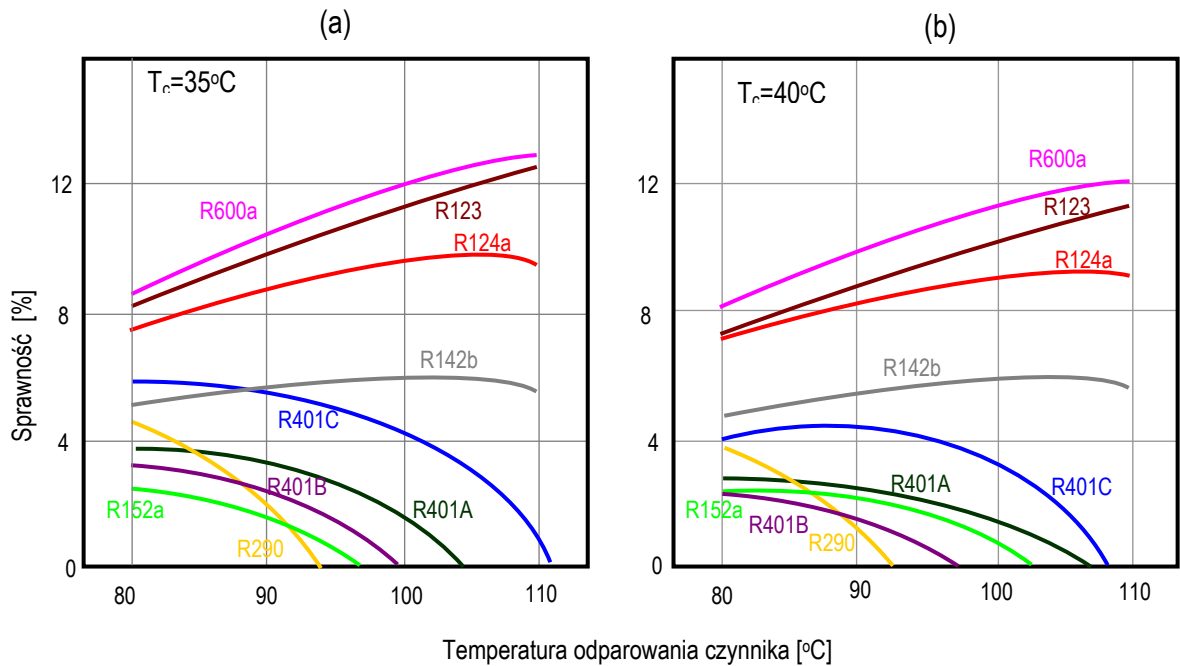
Wiele aspektów pracy organicznego obiegu Clausiusa - Rankine'a badał zespół: Badr, Probert i O'Callaghan [7, 8, 9, 10, 11] jednak na szczególną uwagę zasługuje praca [8], w której powołując się między innymi na prace [34, 35, 88] przedstawiono listę 68 potencjalnych substancji, które mogłyby pełnić rolę czynnika roboczego w obiegu Rankine'a realizowanego w zakresie temperatur: odparowanie czynnika 120°C oraz skraplanie 40°C. W pracy tej między innymi podano 13 pożądanych cech termodynamicznych i fizycznych czynnika roboczego stosowanego w obiegu Clausiusa - Rankine'a, przedstawiono kryteria, jakimi należy się kierować przy jego wyborze. Znaczna część pracy poświęcona jest obliczaniu właściwości termodynamicznych czynników organicznych w funkcji temperatury i/lub ciśnienia oraz zagadnieniom wymiany ciepła w poszczególnych wymiennikach ciepła. Z uwagi na to, że jest to jedna z najobszerniejszych prac poświęconych tej tematyce, a ponadto jest często cytowana, poniżej przytoczono dwa wynikające z niej ważne wnioski:

- wśród 13 cech jakie powinien mieć czynnik roboczy wymieniono między innymi dużą wartość entalpii parowania.
- podano także, że dobrze dobrany czynnik roboczy powinien skutkować maksymalną ogólną sprawnością obiegu.

Podobne wytyczne odnośnie pożądanych cech czynnika roboczego pracującego w obiegu Clausiusa - Rankine'a podano w pracy [34].

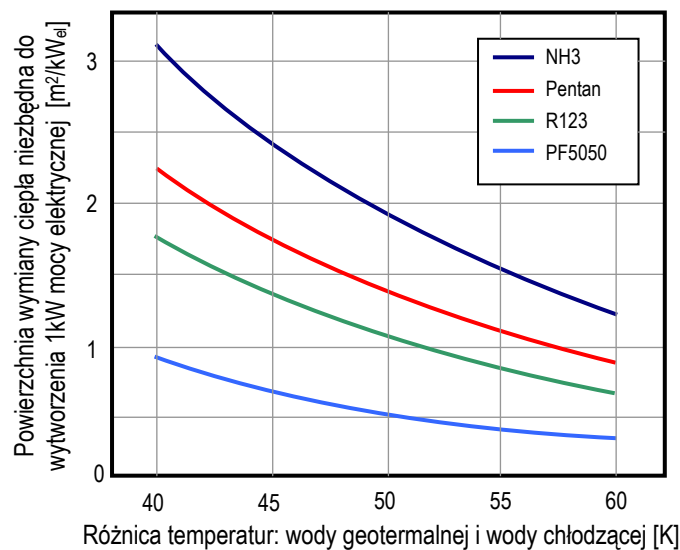
W pracy [64] autorzy zaproponowali 20 potencjalnych substancji mogących spełniać rolę czynnika roboczego w podstawowym obiegu Clausiusa - Rankine'a, realizowanym w zakresie temperatur 35 - 110°C. Także w tej pracy wśród wytycznych dotyczących cech czynnika roboczego w obiegu ORC wymieniono między innymi, dużą wartość entalpii parowania. W pracy tej analizowano wpływ rodzaju

czynnika na sprawność obiegu (nie rozpatrywano mocy) a przykładowe wyniki cytowane są na rysunku 2.11. Na podstawie uzyskanych wyników autorzy rekomendują, jako perspektywiczne do zastosowania w ORC czynniki R123 i R124.



Rys. 2.11. Zależność sprawności obiegu Rankine'a w funkcji temperatury parowania czynnika  $T_v$  dla różnych czynników roboczych przy temperaturze skraplania  $T_c$  a)  $35^\circ\text{C}$ , b)  $40^\circ\text{C}$  [64]

W pracy [42] jako kryterium optymalizacji niskotemperaturowego obiegu Clausiusa - Rankine'a została przyjęta minimalizacja powierzchni wymiany ciepła wymienników niezbędna do wytworzenia określonej mocy elektrycznej. Jak wynika z przytoczonego wykresu przedstawionego na rysunku 2.12, spośród czterech analizowanych substancji roboczych, zastosowanie czynnika PF5050 generuje najmniejszą powierzchnię wymiany ciepła w elektrowni.



Rys. 2.12. Powierzchnia wymiany ciepła niezbędna do wytworzenia 1kW mocy elektrycznej netto w elektrowni geotermalnej w funkcji różnicy temperatur wody geotermalnej i wody chłodzącej [42]

Także w pracy [72] autorzy przedstawili listę 54 substancji, które mogłyby być stosowane jako czynniki robocze w obiegu Clausiusa - Rankine'a pracującym w zakresie temperatur 50 - 175°C. Przyjmując, jako kryterium wyboru medium roboczego uzyskanie najwyższej sprawności obiegu wybrano cztery substancje: aceton, R11, R30 oraz acetonitryl. Autorzy doszli do wniosku, że korzystny wpływ na sprawność obiegu ma duża wartość stosunku entalpii parowania do ciepła właściwego cieczy czynnika. Oprócz wartości uzyskiwanej sprawności termicznej analizowane czynniki były oceniane także pod kątem minimalizacji rozmiaru turbiny oraz kosztów inwestycyjnych. Wpływ rodzaju czynnika na moc obiegu nie był analizowany.

Przykładami prac z **grupy trzeciej**, w których dokonywano porównywania różnych typów elektrowni są [27, 29, 51, 83] W pracy [27] porównano efektywność stosowania systemu bezpośredniego z jedno i dwustopniowym rozprężaniem pary z dwoma konfiguracjami obiegu Clausiusa - Rankine'a (prostego i z regeneracją) z zastosowaniem amoniaku oraz mieszaniny amoniak-woda jako czynnika roboczego w obiegu. Dodatkowo wyniki porównano z efektami uzyskanymi przy zastosowaniu obiegu Kaliny (KCS 12). Obliczenia dla wszystkich wariantów wykonano przy założeniu, że temperatura wody geotermalnej wynosi 150, 180 i 200°C. Najwyższą moc obiegu uzyskano dla obiegu Clausiusa - Rankine'a z regeneracją ciepła.

Porównanie obiegu Rankine'a z obiegiem Kaliny przedstawiono w pracy [29]. Analizę przeprowadzono na przykładzie: Japońskiej elektrowni Otake Pilot Plant zasilanej wodą o temperaturze 130°C, pracującej z izobutanem, jako medium roboczym; znajdującej się w USA elektrowni Heber o temperaturze wody geotermalnej 165°C z izopentanem, jako medium roboczym oraz Islandzkiej elektrowni Husavik pracującej według obiegu Kaliny (KCS-34) zasilanej wodą o temperaturze 124°C. Z porównania wynika, iż sprawność wynikająca z II zasady termodynamiki dla elektrowni z obiegiem Kaliny jest ok. 3 % wyższa od sprawności organicznego obiegu Clausiusa - Rankine'a.

Analizę możliwości wykorzystania energii wód geotermalnych o odpowiednio wyższych temperaturach (powyżej 200°C) można znaleźć między innymi w pracach [3, 4, 31, 50, 58, 61, 89]

## 2.1 WNIOSKI Z PRZEGLĄDU LITERATURY

W literaturze krajowej odnaleziono zaledwie kilka pozycji literatury, w których poruszono tematykę możliwości wykorzystania wód geotermalnych do produkcji energii elektrycznej [25, 54, 65, 70].

W literaturze zagranicznej dość dobre jest rozeznanie zagadnień wykorzystania wód geotermalnych o wysokiej i średniej entalpii do wytwarzania energii elektrycznej, czego przykładem jest szereg istniejących elektrowni geotermalnych z systemami bezpośrednimi. Znacznie słabiej rozeznana jest tematyka wykorzystania energii niskotemperaturowej zwłaszcza, gdy temperatura wody nie przekracza 120°C.

Na podstawie schematu pokazanego na rysunku 1.12 oraz przeglądu literatury, drogą eliminacji wytypowano, że najbardziej obiecujący do wykorzystania zasobów geotermalnych w Polsce będzie system pośredni z czynnikiem azeotropowym organicznym pracującym przy parametrach podkrytycznych. Uzasadnieniem tego wyboru jest to, że rozwiązania z bezpośrednim wykorzystaniem wody geotermalnej są trudne lub niewykonalne przy parametrach wody geotermalnej dostępnej w Polsce. Wybór systemu pośredniego z czynnikiem azeotropowym organicznym (ORC) wynika stąd, że:

- 1) obecnie nie jest znana żadna substancja nieorganiczna (oprócz wody), która mogłaby pełnić rolę czynnika roboczego w obiegu podkrytycznym,
- 2) analiza obiegu z czynnikiem zeotropowym wymaga stosowania dokładnych i w miarę prostych narzędzi do określania parametrów termodynamicznych i fizycznych mieszanin, co nie zostało jeszcze dostatecznie opanowane w praktyce.

Pomimo wielu publikacji traktujących o niskotemperaturowym obiegu Clausiusa – Rankine’a odczuwalny jest wyraźny brak prac przekrojowych, porównawczo analizujących zarówno sprawność jak i moc obiegu Clausiusa – Rankine’a dla perspektywicznych czynników roboczych. Pośród tych, którymi dysponuje autorka pracy zaledwie w trzech publikacjach podano wytyczne jak dobrać czynnik do obiegu ORC, przy czym wytyczne te są czasami sprzeczne. Jako przykład mogą posłużyć prace [9, 64], w których podano, iż duża wartość entalpii parowania jest cechą pożądaną, natomiast w pracach [12, 58, 80] stwierdzono, że wskazane jest, aby entalpia parowania była raczej mała. Wskazówki te są dość często wymieniane bez podania jakiegokolwiek uzasadnienia. Wynika stąd, między innymi, że zagadnienie wykorzystania ciepła zawartego w wodach geotermalnych przy wykorzystaniu niskotemperaturowego obiegu Rankine’a z czynnikiem organicznym wymaga dalszej, całościowej i dogłębnej analizy.

### 3. CEL I ZAKRES PRACY

Na podstawie przeglądu literatury przedmiotu oraz przeprowadzonej analizy stanu wiedzy dotyczącej możliwości wykorzystania niskotemperaturowych zasobów energii geotermalnej do produkcji energii elektrycznej można stwierdzić, że:

- publikowane materiały dotyczą głównie istniejących geotermalnych elektrowni binarnych i nie obejmują zmian i wymagań wynikających z tzw. Protokołu Montrealskiego odnośnie redukcji użycia czynników chłodniczych z grupy CFC,
- dobrze rozeznany jest temat dotyczący wykorzystania wód wysoko i średniotemperaturowych,
- brak jest przekrojowych ocen i analiz porównawczych odnośnie sprawności i mocy elektrowni geotermalnych dla różnych czynników szczególnie dla siłowni zasilanych niskotemperaturową energią wód geotermalnych,
- dość często spotykane są sprzeczne informacje i wytyczne odnośnie doboru czynnika roboczego w siłowni geotermalnej,
- brak jest wytycznych odnośnie doboru warunków pracy siłowni na przykład spadków temperatury nośników ciepła w poszczególnych wymiennikach ciepła oraz doboru optymalnych parametrów czynnika roboczego w siłowni.

W związku z tym, w niniejszej pracy sformułowano następującą **Tezę**:

Analiza sprawności termicznej niskotemperaturowego obiegu Clausiusa - Rankine'a nie jest wystarczającym kryterium oceny efektywności pracy elektrowni geotermalnej. Dla czynników wykazujących najwyższą sprawność w danym zakresie temperatur nie zawsze uzyskuje się najwyższe wartości mocy. Niektóre właściwości czynników, takie jak entalpia parowania czy parametry krytyczne mają zasadniczy wpływ na ich przydatność jako medium roboczego siłowni.

Tym samym **Celem pracy** jest opracowanie modelu matematycznego dla organicznego, podkrytycznego obiegu Clausiusa – Rankine'a oraz algorytmów obliczeń dla poszczególnych grup czynników organicznych pełniących rolę czynnika roboczego w siłowni zasilanej energią wody geotermalnej. Ponadto integralną część pracy powinna stanowić analiza wpływu rodzaju czynnika oraz temperatury górnego i dolnego źródła ciepła na sprawność i moc elektrowni pozwalająca określić optymalne warunki pracy elektrowni organicznej. Efektem pracy mają być wytyczne ułatwiające projektowanie elektrowni geotermalnych z organicznym czynnikiem roboczym oraz wytyczne ułatwiające dobór czynnika organicznego oraz parametrów jego pracy w instalacji. Ponadto w pracy powinna być zawarta analiza zasadności stosowania klasycznych metod podnoszenia efektywności siłowni parowej, takich jak przegrzewanie pary czynnika oraz regeneracyjne podgrzewanie cieczy.

W ramach pracy zaplanowano:

1. Opracowanie analitycznych modeli matematycznych elektrowni geotermalnych zasilanych wodą o niskiej entalpii, przy założeniach odpowiednich spadków temperatury w poszczególnych wymiennikach ciepła.

2. Opracowanie algorytmów obliczeń dla poszczególnych grup organicznych czynników roboczych (naturalnych i syntetycznych jednoskładnikowych płynów roboczych).
3. W oparciu o uzyskane zależności wykonanie obliczeń komputerowych sprawności i mocy rozpatrywanych wariantów siłowni.
4. Analiza i ocena uzyskanych wyników obliczeń.
5. Przeprowadzenie analizy zasadności pomijania mocy pompowania przy obliczaniu efektywności pracy siłowni z czynnikiem organicznym.
6. Opracowanie wniosków na podstawie uzyskanych wyników obliczeń wraz z sugestią kierunków dalszych badań.

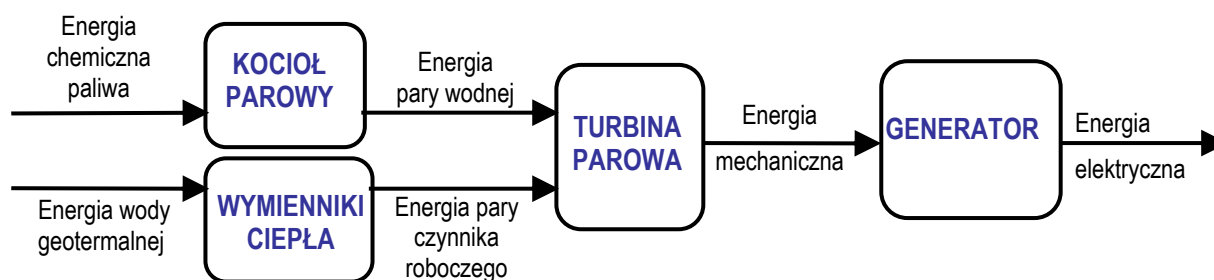


## 4. SIŁOWNIE PAROWE

Praca konwencjonalnej elektrowni polega na kolejnej realizacji odpowiednich, niżej podanych procesów konwersji energii:

- w kotle: zamiana energii chemicznej paliwa w energię pary wodnej,
- w turbinie parowej: zamiana energii pary wodnej w energię mechaniczną,
- w generatorze: zamiana energii mechanicznej w energię elektryczną.

Produkcja prądu elektrycznego ze źródeł geotermalnych polega na konwersji energii zawartej w wodzie geotermalnej na energię elektryczną. Proces zamiany jednej formy energii na drugą przebiega poprzez stan pośredni, jakim jest energia mechaniczna. Obydwa przypadki przedstawiono na rysunku 4.1.



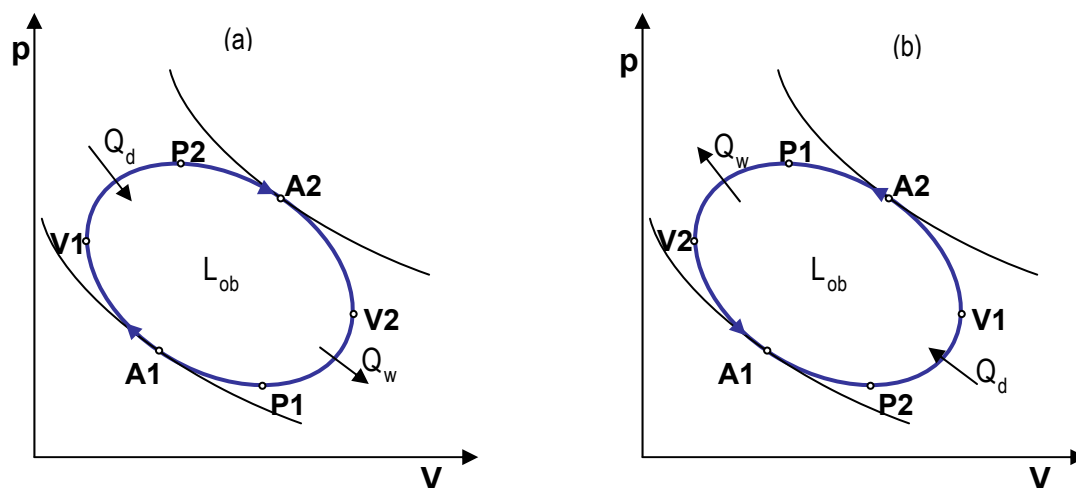
Rys. 4.1. Schemat obrazujący podstawowe urządzenia oraz kolejno realizowane procesy konwersji energii w elektrowni konwencjonalnej i w elektrowni geotermalnej

W obu wyżej wymienionych przypadkach taka realizacja jest możliwa z wykorzystaniem obiegu siłowni parowej, jednak w przypadku elektrowni geotermalnych obieg ten zawiera się w dużo niższym zakresie temperatur. Poniżej podane są podstawowe informacje, częściowo zaczerpnięte z literatury [24, 73, 85], dotyczące obiegów termodynamicznych, sposobów wyrażania pracy obiegu oraz definiowania sprawności obiegu. Podano także podstawowe zależności odnoszące się do obiegu Carnota i obiegu Clausiusa - Rankine'a.

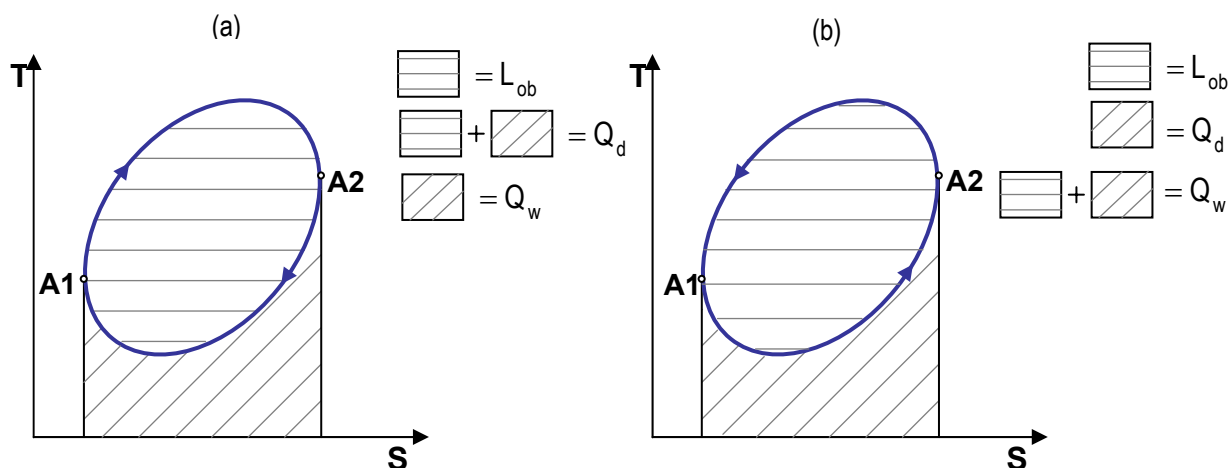
### 4.1. OBIEGI TERMODYNOMICZNE

Obiegiem termodynamicznym nazywa się cykl kolejno po sobie zachodzących przemian, po których stan końcowy czynnika jest identyczny ze stanem początkowym. Obieg termodynamiczny inaczej zwany jest cyklem lub przemianą kołową, gdyż jego obrazem geometrycznym w dowolnym układzie współrzędnych jest linia zamknięta. Na rysunku 4.2 i rysunku 4.3 pokazano dwa typowe obiegi termodynamiczne przedstawione odpowiednio w układach  $p,V$  i  $T,S$ . Obiegi termodynamiczne można podzielić na obiegi prawobieżne, realizowane w silnikach cieplnych, oraz obiegi lewobieżne, według których pracują urządzenia chłodnicze (ziębiarki) oraz pompy grzejne.

W obiegu prawobieżnym średnia temperatura czynnika obiegowego podczas doprowadzania ciepła jest wyższa niż podczas jego oddawania, zaś w obiegu lewobieżnym średnia temperatura czynnika podczas doprowadzania ciepła jest niższa niż przy oddawaniu ciepła.

Rys. 4.2. Obiegi termodynamiczne w układzie  $p,V$  a) obieg prawobieżny, b) obieg lewobieżny

W celu wyrażenia pracy obiegu w funkcji ciepła doprowadzonego i wyprowadzonego z obiegu wprowadza się dwa punkty adiatermiczne A1 i A2, które otrzymuje się kreśląc dwie adiatermy styczne do linii obiegu. Dzielią one krzywą obiegu na dwie linie: jedną, wzdłuż której czynnik termodynamiczny pochłania ciepło w ilości  $Q_d$  (A1-V1-P2-A2 na rysunku 4.3a i A2-V1-P2-A1 na rysunku 4.3b) i drugą, podczas której czynnik termodynamiczny ciepło oddaje w ilości  $Q_w$  (A2-V2-P1-A1 na rysunku 4.2a i A1-V2-P1-A2 na rysunku 4.2b)

Rys. 4.3. Obiegi termodynamiczne w układzie  $T,S$  a) obieg prawobieżny, b) obieg lewobieżny

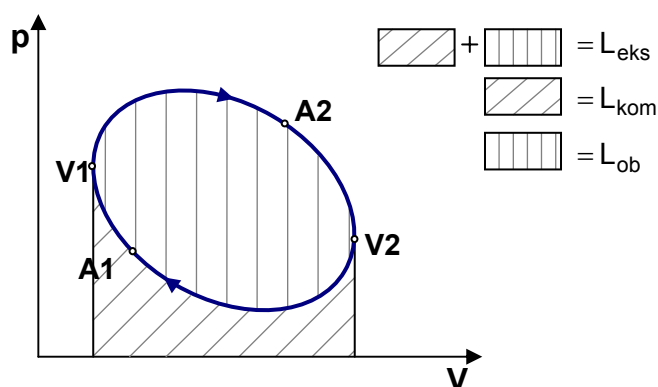
Silnik cieplny wykonuje dodatnią pracę  $L_{ob}$  kosztem ciepła napędowego  $Q_d$  doprowadzanego ze źródła o temperaturze wyższej niż temperatura otoczenia, natomiast ciepło  $Q_w$  odprowadzane jest do źródła o temperaturze niższej (zwykle do otoczenia).

Zadaniem urządzenia chłodniczego jest pobieranie ilości ciepła  $Q_d$  z dolnego źródła ciepła tj. z przestrzeni, której temperatura jest niższa od temperatury otoczenia przy równoczesnym odprowadzaniu ciepła do górnego źródła ciepła (najczęściej otoczenia) w wyniku doprowadzania pracy

$L_{ob}$  do układu. W pompie grzejnej ciepło w ilości  $Q_d$  doprowadzane jest z dolnego źródła ciepła o temperaturze otoczenia lub wyższej przy równoczesnym odprowadzaniu ilości ciepła  $Q_w$  do przestrzeni ogrzewanej, a do napędu służy praca napędowa  $L_{ob}$  wykonana na układzie.

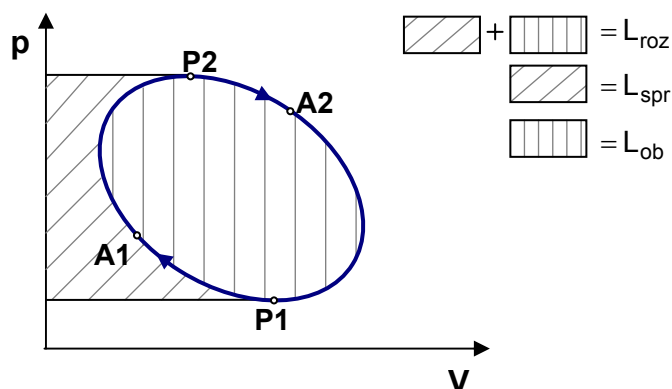
Z uwagi na to, że w ramach tej pracy rozpatrywane są zagadnienia związane z realizacją przemian mających na celu zamianę ciepła na pracę dalsze wywody zawężone zostały do obiegów prawobieżnych - beztarciowych.

Obieg termodynamiczny można podzielić na dwie części. W zależności od przyjętego, jednego z trzech, kryteriów podziału otrzymuje się sześć charakterystycznych punktów obiegu, tak zwane punkty zwrotne. Poza wspomnianymi wcześniej punktami adiatermicznymi A1 i A2 wprowadza się także punkty izochoryczne V1 i V2, które otrzymuje się w wyniku poprowadzenia stycznie do obiegu dwu izochor. Punkty izochoryczne dzielą krzywą zamkniętą obiegu na linię ekspansji (V1-A2-V2) i linię kompresji (V2-A1-V1), jak to przedstawiono na rysunku 4.4.



Rys. 4.4. Praca obiegu prawobieżnego wyrażona jako funkcja prac bezwzględnych ekspansji i kompresji

Punkty izobaryczne P1 i P2 otrzymuje się prowadząc stycznie do obiegu dwie izobary, które dzielą obieg na część, podczas której następuje rozprężanie (P2-A2-P1) oraz część, w której następuje sprężanie czynnika roboczego (P1-A1-P2).



Rys. 4.5. Praca obiegu prawobieżnego wyrażona jako funkcja prac technicznych rozprężania i sprężania

Z powyższymi kryteriami podziału wiążą się trzy sposoby wyrażania pracy obiegu:

- w funkcji ciepła doprowadzonego i odprowadzonego (rys. 4.3.a)

$$L_{ob} = Q_d - Q_w \quad (4.1)$$

- w funkcji pracy ekspansji i kompresji (rys. 4.4)

$$L_{ob} = L_{eks} - L_{kom} \quad (4.2)$$

- w funkcji pracy rozprężania i sprężania (rys. 4.5)

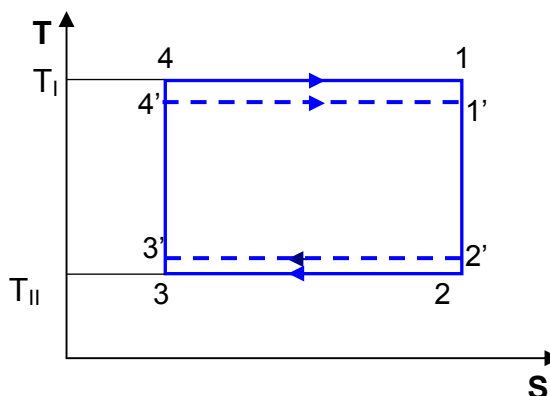
$$L_{ob} = L_{roz} - L_{spr} \quad (4.3)$$

Obiegi termodynamiczne realizowane są w kolejnych częściach układu, z których każda musi być urządzeniem przepływowym. Należy jednak podkreślić, że w przypadku silników cieplnych tłokowych wygodniej jest posługiwać się pracą obiegu zdefiniowaną, jako różnica prac ekspansji i kompresji (rys. 4.4) natomiast w przypadku maszyn przepływowych, w których następuje wzrost ciśnienia (sprężarki) lub spadek ciśnienia (rozprężarki) wygodniej jest odnosić się do pracy obiegu jako różnicy prac technicznych rozprężania i sprężania (rys. 4.5).

Działanie obiegu można scharakteryzować za pomocą sprawności energetycznej (termicznej) definiowanej, jako stosunek użytecznych efektów energetycznych uzyskanych w procesie do energii napędowej i w przypadku silnika cieplnego jest to stosunek pracy obiegu  $L_{ob}$  do ciepła doprowadzonego  $Q_d$ .

$$\eta_t = \frac{L_{ob}}{Q_d} \quad (4.4)$$

Zgodnie z drugą zasadą termodynamiki sprawność termiczna silnika cieplnego nigdy nie osiąga jedności natomiast z prawa wzrostu entropii wynika, że sprawność termiczna obiegu prawobieżnego nieodwracalnego jest mniejsza od sprawności termicznej obiegu odwracalnego, jeżeli silnik pracuje między tymi samymi źródłami ciepła. Nie można praktycznie zrealizować obiegu odwracalnego jednak pojęcie takiego obiegu, szczególnie obiegu Carnota, oddaje duże usługi w badaniach urządzeń cieplnych. Na rysunku 4.6. przedstawiono prawobieżny obieg Carnota, którego obrazem graficznym w układzie T,S jest prostokąt składający się z dwóch izoterm 2-3 i 4-1 oraz dwóch izentrop 1-2 i 3-4.



Rys. 4.6. Odwracalny (1-2-3-4-1) i pseudoodwracalny (1'-2'-3'-4'-1') prawobieżny obieg Carnota

Sprawność obiegu odwracalnego opisuje zależność,

$$\eta_{tc} = 1 - \frac{T_{II}}{T_I} \quad (4.5)$$

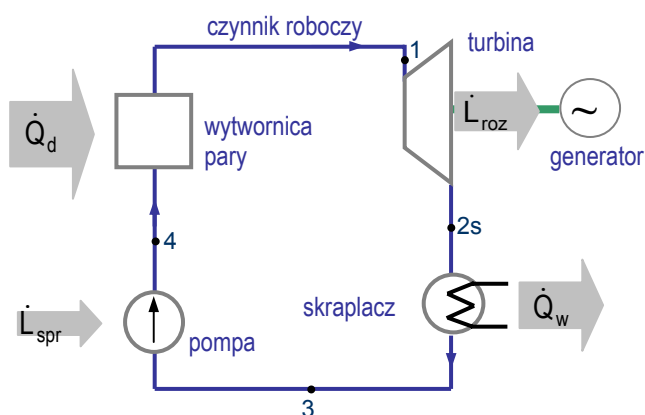
która jest zarazem maksymalną sprawnością energetyczną silnika cieplnego, natomiast sprawność obiegu pseudoodwracalnego Carnota można zapisać wzorem

$$\eta_{pc} = 1 - \frac{T_3}{T_1} \quad (4.6)$$

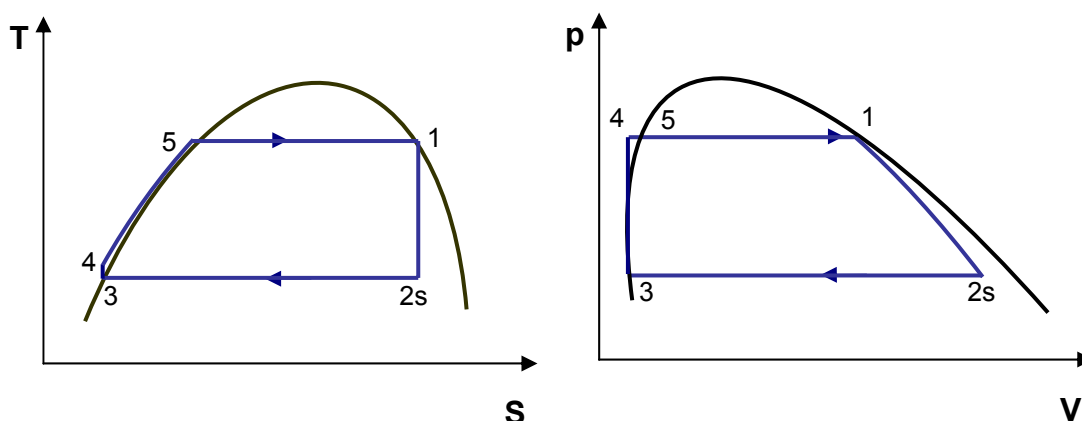
Z zależności (4.6) wynika, że korzystny wpływ na sprawność będą miały: jak najwyższa temperatura czynnika obiegowego  $T_1$  podczas doprowadzania ciepła  $Q_d$  oraz jak najniższa temperatura czynnika obiegowego  $T_3$  podczas oddawania ciepła  $Q_w$ .

## 4.2. OBIEG CLAUSIUSA – RANKINE’A

Obieg Carnota stwarza najkorzystniejsze warunki zamiany ciepła na pracę, jednak analiza obiegu [23, 85] wykazała brak praktycznej możliwości realizacji tego cyklu, szczególnie przemian izotermicznych. Z uwagi na to, że procesy izotermiczne nie występują w technice, ale powszechne są procesy izobaryczne, stąd propozycja realizacji obiegu w obszarze pary mokrej, gdzie izoterma pokrywa się z izobarą. Stwarza to możliwość pseudoizotermicznego dostarczania i odprowadzania ciepła z obiegu. Zrealizowanie adiabatycznego rozprężania (1-2), w przypadku małej zawartości cieczy w parze, nie następuje większych problemów jednak zrealizowanie przemiany (3-4) zarówno w obszarze pary mokrej jak i w obszarze cieczy jest albo niewykonalne technicznie albo stwarza duże trudności. W związku z tym, na rysunku 4.7 przedstawiona jest propozycja realizacji obiegu silnikowego, nazywanego obiegiem Clausiusa - Rankine’a lub obiegiem siłowni parowej. Należy dodać, że obieg ten ma wiele odmian.



Rys. 4.7. Schemat urządzeń stosowanych przy realizacji obiegu Clausiusa – Rankine’a



Rys. 4.8. Obieg C-R na parę nasyconą w układzie T,S oraz p,V

Obieg Clausiusa – Rankine’a na parę wodną nasyconą składa się z następujących po sobie przemian (rys. 4.8), gdzie:

- 1-2 izentropowe rozprężania pary nasyconej;
- 2-3 izobaryczne (izotermiczne) skraplanie pary;
- 3-4 izentropowe sprężanie kondensatu pary od ciśnienia w chłodnicy do ciśnienia w kotle;
- 4-5 izobaryczne podgrzewanie wody w stanie cieczy;
- 5-1 izobaryczne (izotermiczne) odparowanie cieczy.

Pracę obiegu Clausiusa – Rankine’a najwygodniej jest definiować zgodnie ze wzorem (4.3) jako różnicę prac technicznych rozprężania w turbinie  $L_{roz}$  i sprężania w pompie  $L_{spr}$ , co w przypadku przemian izentropowych równe jest odpowiednim spadkom entalpii:

$$\dot{L}_{roz} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_{2s}) \quad (5.1)$$

$$\dot{L}_{spr} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) \quad (5.2)$$

Natomiast ciepło doprowadzone do obiegu:

$$\dot{Q}_d = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (5.3)$$

Zgodnie ze wzorem (3.4) sprawność obiegu Clausiusa – Rankine’a można wyrazić zależnością:

$$\eta_{C-R} = \frac{(h_1 - h_{2s}) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (5.4)$$

natomiast moc obiegu:

$$N_{C-R} = \dot{m} \cdot [(h_1 - h_{2s}) - (h_4 - h_3)] \quad (5.6)$$

przy założeniu, że strumień czynnika w każdym punkcie obiegu jest niezmienny.

W przypadku obiegu siłowni parowej z wodą, jako medium roboczym praca pompy jest wielokrotnie mniejsza od pracy turbiny [63], co pozwala na pominięcie pracy sprężania w pompie we wzorze na sprawność termiczną obiegu Clausiusa – Rankine’a:

$$\eta_{C-R} = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_4} \quad (5.7)$$

W związku z tym, moc teoretyczna obiegu Clausiusa – Rankine’a może być określana zależnością (5.8)

$$N_{C-R} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_{2s}) \quad (5.8)$$

Realizacja obiegu za pomocą pary ma istotne zalety. Oprócz wymienionych wcześniej: izotermiczności przemian izobarycznego doprowadzania ciepła oraz małej pracy izentropowego sprężania kondensatu, dodatkową zaletą jest duża intensywność przenoszenia ciepła w procesach wrzenia cieczy i skraplania pary.

W klasycznej realizacji obiegu Clausiusa-Rankine’a górnym źródłem ciepła najczęściej jest paliwo kopalne a czynnikiem roboczym w obiegu – woda. Gdy temperatura nośnika ciepła jest niższa niż ta, jaką można uzyskać w wyniku procesu spalania wpływa to na efektywność procesu. Dodatkowo, gdy temperatura nośnika ciepła nie przekracza 120° C dość trudne jest zastosowanie wody, jako substancji roboczej ze względu na konieczność utrzymania w zasadniczej części instalacji ciśnienia niższego niż ciśnienie otoczenia. Jednym ze sposobów poprawy efektywności niskotemperaturowego obiegu Clausiusa –Rankine’a oraz uniknięcia kłopotów związanych z podciśnieniem jest stosowanie innej niż woda substancji roboczej.

## 5. CZYNNIK ROBOCZY

Teoretycznie każdy płyn może być użyty jako czynnik roboczy w obiegu termodynamicznym w odpowiednim zakresie temperatur. W praktyce jednak istnieje wiele szczególnych cech, jakie powinien posiadać lub być pozbawiony płyn, aby z powodzeniem mógł być zastosowany, jako medium robocze w danym rodzaju obiegu. Dotychczas najczęściej stosowanym czynnikiem roboczym jest woda, jednak w zakresie temperatur od 40 do 120 °C substancja ta cechuje się bardzo niskim zakresem ciśnień roboczych (tabela 5.1). Na podstawie tego parametru, a także innych, opisanych w dalszej części rozdziału w tabeli 5.1 zestawiono potencjalne substancje mogące pełnić funkcję czynnika roboczego w siłowni geotermalnej.

### 5.1. KLASYFIKACJA CZYNNIKÓW ROBOCZYCH

Istnieje kilka kryteriów klasyfikowania czynników roboczych np.: ze względu na budowę chemiczną, ze względu na pochodzenie czy ze względu na skład. Na tym etapie rozważań przedstawione zostaną tylko te kryteria, które są najistotniejsze z punktu widzenia zastosowania substancji w obiegach prawobieżnych.

#### 5.1.1. Wskaźniki ekologicznej oceny czynników roboczych

Woda jest substancją nietoksyczną, a jej właściwości nie szkodzą środowisku naturalnemu, jednak każda inna substancja wywiera mniejszy lub większy wpływ na otoczenie. Dlatego należy bardzo starannie analizować właściwości poszczególnych substancji i konsekwencje ich stosowania. Z drugiej strony należy podkreślić, że obieg siłowni parowej jest układem zamkniętymi i ewentualne wycieki substancji roboczej do otoczenia mogą mieć miejsce tylko w przypadku awarii.

Do najczęściej używanych wskaźników oceny ekologicznej związków chemicznych należą:

- ODP (z ang. Ozone Depletion Potential) charakteryzujący wpływ danej substancji na szybkość rozkładu ozonu stratosferycznego, odniesiony do czynnika R11, dla którego ODP=1;
- GWP (z ang. Global Warming Potential) określający potencjał tworzenia ocieplenia globalnego, porównujący wpływ 1 kilograma danego gazu na ocieplenie klimatu w ciągu 100 lat z oddziaływaniem 1 kilograma CO<sub>2</sub> dla którego przyjęto GWP=1.

#### 5.1.2. Właściwości czynników roboczych

Do istotnych z punktu widzenia zastosowania w obiegu siłowni parowej należy zaliczyć takie właściwości cieplno - fizyczne jak: położenie punktów potrójnego i krytycznego, zakres ciśnień roboczych, entalpia parowania, entalpia przegrzania, ciepła właściwe: pary i cieczy, objętość właściwa pary, przewodzenie ciepła, lepkość, napięcie powierzchniowe. Nie bez znaczenia są także inne właściwości, takie jak: fizjologiczne oraz eksploatacyjne. W tabeli 5.1 zestawiono właściwości eksploatacyjne, fizjologiczne i niektóre właściwości fizyczne, jakimi powinien cechować się czynnik roboczy bez względu na to, czy realizowany obieg jest prawo czy lewobieżny. W tabeli tej zestawiono tylko te cechy, które nie budzą wątpliwości odnośnie ich korzystnego lub niekorzystnego wpływu na efektywność pracy instalacji.



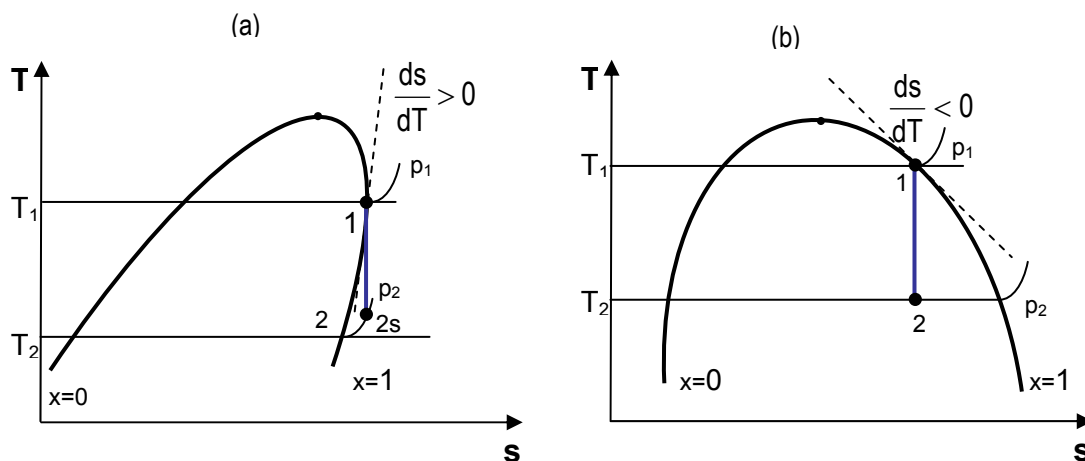
Tabela 5.1. Właściwości czynników roboczych wspólne dla obiegu chłodniczego i obiegu Clausiusa – Rankine’a

<b>właściwości eksploatacyjne</b>
Czynnik powinien być tani, łatwo dostępny oraz powinien być łatwy w transporcie
<b>właściwości fizjologiczne</b>
Nietoksyczny, wskazane jest, aby posiadał woń
<b>właściwości fizyczne</b>
Temperatura punktu potrójnego czynnika powinna być odpowiednio mniejsza do spodziewanej minimalnej temperatury w obiegu natomiast temperatura krytyczna powinna być odpowiednio wyższa do najwyższej temperatury czynnika w obiegu (przy założeniu, że rozważany jest obieg podkrytyczny)
Czynnik powinien wykazywać stabilność chemiczną w pełnym zakresie temperatur pracy
Jest wskazane, aby czynnik był pozbawiony wybuchowości, był niepalny, o zerowej wartości ODP i niskiej wartości GWP, zaś instalacja pracująca z tym czynnikiem powinna charakteryzować się jak najniższą wartością wskaźnika TEWI (czyli urządzenie pracujące z tym czynnikiem powinna cechować wysoka efektywność energetyczna)
Niekorodujący i kompatybilny z elementami konstrukcyjnym
Czynnik powinien mieć wysoką wartość współczynnika przejmowania ciepła
Lepkość powinna być mała, aby nie powodować dodatkowych spadków ciśnienia w układzie
Przy najniższej wymaganej temperaturze w parowniku (obiegi chłodnicze) i w skraplaczu (obieg Clausiusa – Rankine’a) powinno panować nadciśnienie, aby zapobiec ewentualnym możliwościom dopływu powietrza i wilgoci do wnętrza układu
Objętość właściwa pary nasyconej suchej oraz czynnika w stanie ciekłym powinna być mała, co wiąże się z mniejszymi rozmiarami sprężarki (w obiegach chłodniczych) oraz mniejszymi wymiarami pompy i turbiny na ostatnich stopniach (w obiegu Clausiusa – Rankine’a)

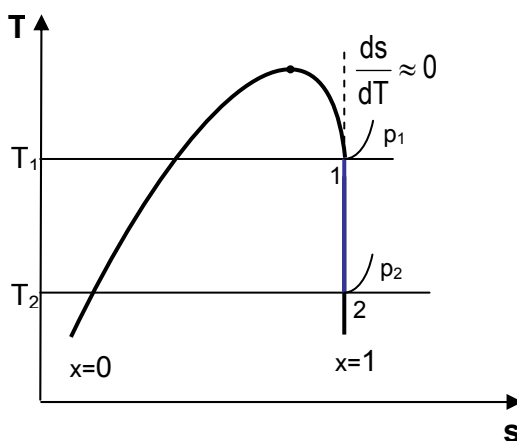
W niniejszej pracy szczególny nacisk położono na analizę właściwości termodynamicznych substancji chemicznych, oferowanych przez przemysł chemiczny, które spełniają podstawowe wymagania, jakie stawia się czynnikom roboczym w obiegach siłowni parowych. Analiza ta ma na celu wyszczególnienie tych cech, które decydują o przewadze stosowania niektórych substancji w stosunku do pozostałych, dlatego wpływ pozostałych właściwości cieplno-fizycznych (przede wszystkim entalpii parowania) zamieszczony został w podsumowaniu rozdziału 8.

Z uwagi na to, że model matematyczny siłowni oraz metodyka określania termicznych parametrów stanu zależą od kształtu krzywych nasycenia, dlatego ta cecha czynników organicznych została opisana obszerniej. Właściwie trudno jest jednoznacznie określić, które wielkości mają decydujący wpływ na kształt krzywych nasycenia danej substancji. Na rysunkach 5.1 i 5.2 przedstawiono podział substancji na trzy grupy ze względu na kształt linii. Do grupy pierwszej (rys. 5.1a) zaliczono te czynniki,

kóre charakteryzują się tym, że pochodna  $ds/dT > 0$ . Noszą one nazwę czynników „suchych”. Do grupy drugiej (rys. 5.1b) zaliczane są te czynniki, dla których pochodna  $ds/dT < 0$ . Są to tzw. czynniki mokre. Wyszczególniono także trzecią grupę czynników, dla których pochodna  $ds/dT \approx 0$ , co znaczy, że krzywa nasycenia  $x=1$  jest równoległa do linii stałej entropii (rys. 5.2). W praktyce oznacza to, że proces izentropowego rozprężania przebiega wzdłuż linii nasycenia lub równoległe do niej, jednak czynników spełniających ten wymóg jest niewiele. Należy dodać że wartość pochodnej  $ds/dT$  nie jest stała w całym zakresie temperatur i dla większości czynników suchych ma wartość mniejszą od zera w okolicy punktu krytycznego.



Rys. 5.1. Kształt krzywych nasycenia na wykresie temperatura – entropia a) czynnik suchy, b) czynnik mokry



Rys. 5.2. Kształt krzywych nasycenia na wykresie temperatura – entropia, dla czynników o pochodnej  $ds/dT \approx 0$

## 5.2. ZESTAWIENIE POTENCJALNYCH CZYNNIKÓW ROBOCZYCH

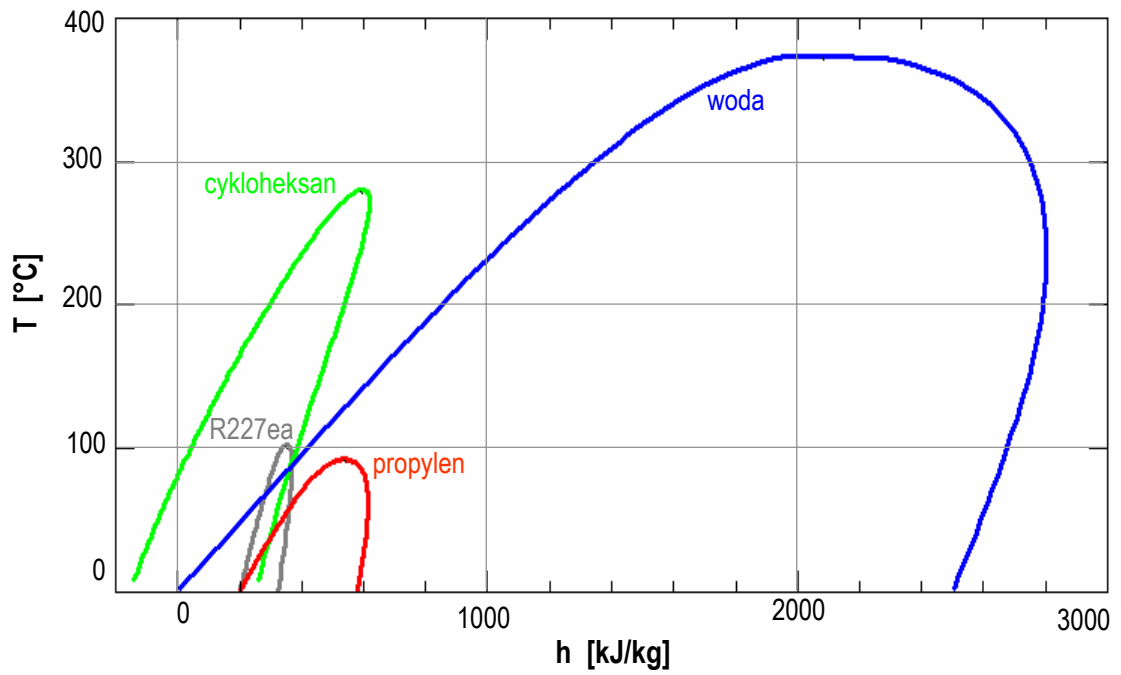
Ze względu na temperaturę krytyczną, położenie punktu potrójnego oraz zakres ciśnień roboczych wybrano i zestawiono w tabeli 5.1 substancje, które mogą być rozpatrywane jako potencjalne czynniki robocze w obiegu siłowni parowej. Czynniki zestawiono w kolejności rosnącej wartości  $\Delta s/\Delta T$ , natomiast substancje wybrane do analiz przedstawionych w dalszej części pracy zaznaczono pogrubioną czcionką. Wybrano cztery substancje z grupy tzw. czynników mokrych i pięć z grupy czynników suchych. Ponieważ lista substancji suchych jest obszerna wybrano czynniki o różnych temperaturach krytycznych i o dopuszczalnych wartościach wskaźników ekologicznych. Krzywe

nasycenia wybranych substancji pokazane na wykresach  $T, h$ ,  $T, s$  oraz  $p, h$  przedstawiono na rysunkach od 5.3 do 5.5. Ze względu na fakt, że woda jest czynnikiem roboczym stosowanym w siłowni parowej i tym samym spełnia funkcję porównawczą dla innych substancji roboczych jej podstawowe dane zamieszczono również w tabeli 5.2 i na rysunkach 5.3, 5.4 i 5.5.

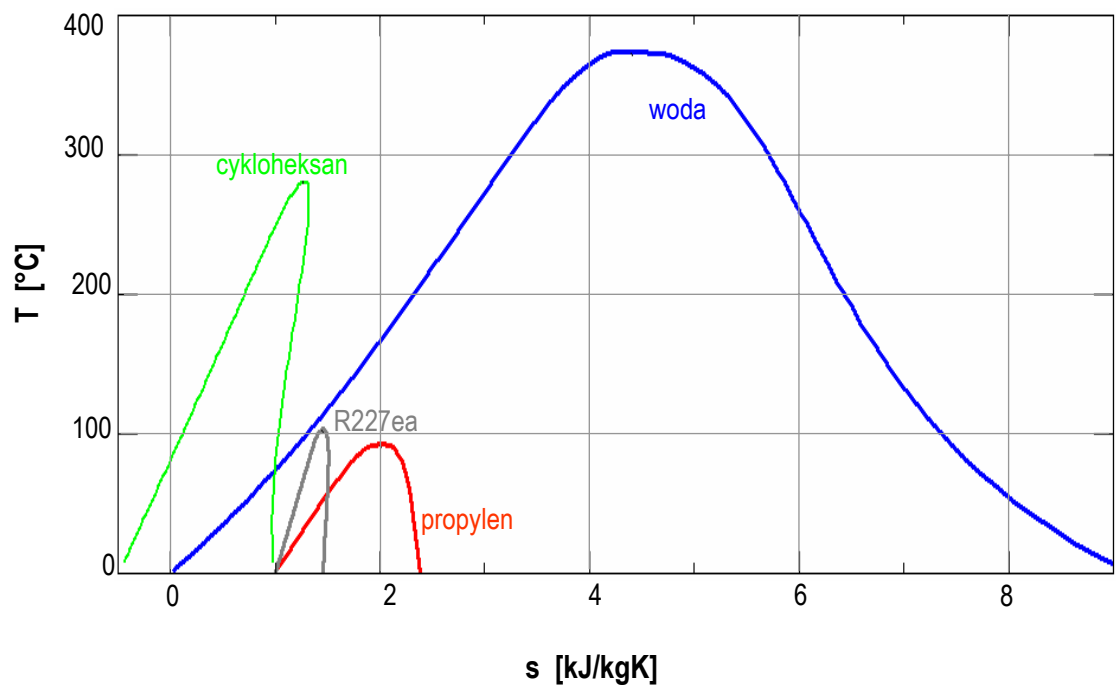
Tabela.5.2. Zestawienie wybranych wielkości charakteryzujących czynniki robocze wg [79]

Lp	Nazwa czynnika	$\Delta s/\Delta T$ odpowiadający zakresowi temperatur 40 - 100°C	Rodzaj czynnika	Temperatura krytyczna °C	Zakres ciśnień roboczych MPa odpowiadający zakresowi temperatur 40 - 100°C
1	woda H <sub>2</sub> O	-0.01502	mokry	373.95	0.007-0.101
2	<b>propylen</b> CH <sub>2</sub> =CH-CH <sub>3</sub>	-0.00332	mokry	92.4	1.652-4.467 *)
3	<b>R290 propan</b> CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	-0.00179	mokry	96.7	1.370-3.764 *)
4	<b>R134a</b> CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	-0.00167	mokry	101.06	1.017-3.972
5	<b>R152a</b> CHF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	-0.00167	mokry	113.25	0.909-3.505
6	benzen C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	-0.00014	mokry do 75. suchy od 75 do 265	288.9	0.024-0.180
7	<b>R 227ea</b> CF <sub>3</sub> CHFCF <sub>3</sub>	0.00006	suchy do 80 powyżej mokry	102.8	0.703-2.833
8	R124 CHClFCF <sub>3</sub>	0.00007	suchy do 85 powyżej mokry	122.28	0.593-2.3787
	Toluene CH <sub>3</sub> C <sub>6</sub> H <sub>5</sub>	0.00032	suchy do 300 powyżej mokry	318.6	0.008-0.074
9	<b>R 236fa</b> CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	0.00050	suchy do 100 powyżej mokry	124.9	0.438-1.940
10	R245fa CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CHF <sub>2</sub>	0.00056	suchy do 100 powyżej mokry	154.01	0.250-1.265
11	R114 CCl <sub>2</sub> CCLF <sub>2</sub>	0.00058	suchy do 135 powyżej mokry	145.68	0.338-1.420
12	R113 CCl <sub>2</sub> FCClF <sub>2</sub>	0.00061	suchy do 190 powyżej mokry	214.06	0.078-0.437
13	R245ca CHF <sub>2</sub> CF <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> F	0.00071	suchy do 150 powyżej mokry	174.42	0.173-0.928
14	R236ea CF <sub>3</sub> CHFCHF <sub>2</sub>	0.00074	suchy do 125 powyżej mokry	139.29	0.338-1.572
15	<b>RC 318 cyklo-C<sub>4</sub>F<sub>8</sub></b>	0.00081	suchy do 100 powyżej mokry	115.2	0.492-2.051
16	<b>izobutan</b> CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> <b>R600a</b>	0.00094	suchy do 105 powyżej mokry	134.7	0.531-1.986
17	<b>cykloheksan</b> <b>cyklo-C<sub>6</sub>H<sub>12</sub></b>	0.00096	suchy do 270 powyżej mokry	280.5	0.025-0.174
18	perfluorobutan C <sub>4</sub> F <sub>10</sub>	0.00109	suchy do 105 powyżej mokry	113.18	0.423-1.786
19	butan CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> )CH <sub>3</sub>	0.00113	suchy do 135 powyżej mokry	151.9	0.379-1.526
20	perfluoropentan C <sub>5</sub> F <sub>12</sub>	0.00153	suchy	147.41	0.146-0.773

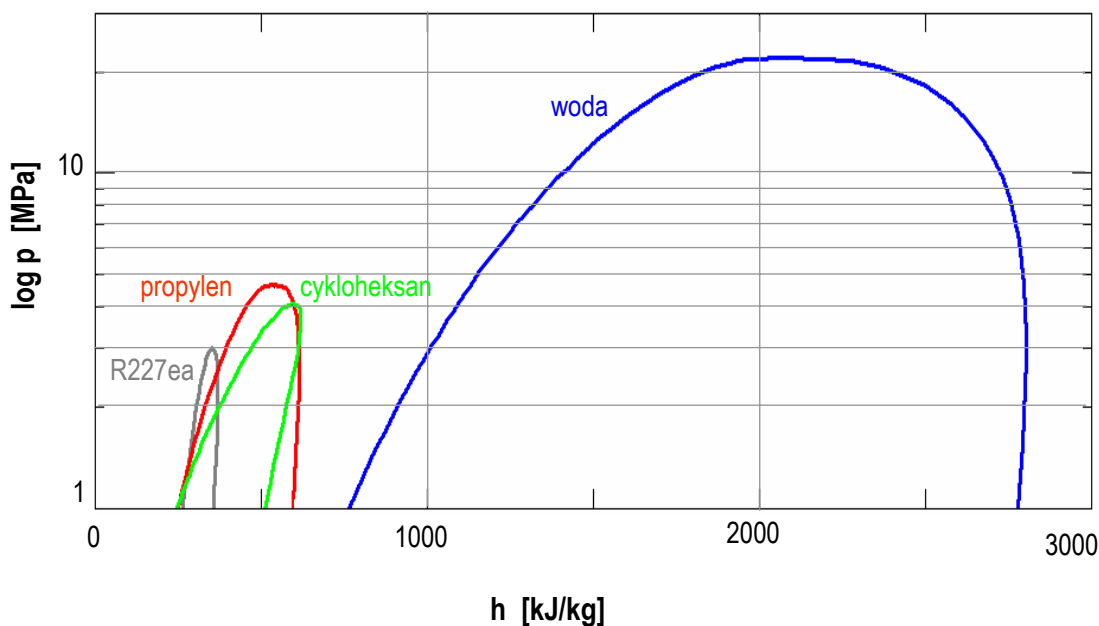
\*) z uwagi na położenie punktu krytycznego podano zakres ciśnień roboczych odpowiadający temperaturom 40 - 90°C



Rys. 5.3. Kształt krzywych nasycenia na wykresie T,h dla wybranych czynników wg [79]



Rys. 5.4. Kształt krzywych nasycenia na wykresie T,s dla wybranych czynników wg [79]



Rys. 5.5. Kształt krzywych nasycenia na wykresie p,h dla wybranych czynników

### 5.3. PODSUMOWANIE

Przemysł chemiczny oferuje dość dużą ilość substancji, które ze względu na zakres ciśnień odpowiadających temperaturom od 40 do 120°C mogłyby stać się potencjalnymi czynnikami roboczymi. Należy podkreślić, że są to substancje, których skład był opracowywany głównie pod kątem odpowiednich właściwości, ale w zastosowaniu do obiegów lewo bieżnych: chłodniczych i klimatyzacyjnych. W chwili obecnej nie ma wyodrębnionej grupy czynników z przeznaczeniem do stosowania w obiegach siłowni parowych głównie dlatego, że nie ma jednoznacznych wytycznych, jakie właściwości powinien posiadać taki czynnik a jakich nie. To ostatnie stwierdzenie tyczy się głównie właściwości termodynamicznych. W związku z tym, celem tej pracy jest wytypowanie cech czynników, które mają szczególny wpływ na efektywność pracy obiegu siłowni parowej z czynnikiem organicznym. W tym celu wytypowano dziewięć substancji, dla których będzie prowadzona dalsza analiza. Przy wyborze kierowano się kilkoma założeniami. Przede wszystkim wybrano tylko substancje perspektywiczne, to znaczy o niskich wartościach wskaźników ODP (niezawierające chloru) i GWP. Wybrano substancje o różnych składach chemicznych cechujące się różnymi wartościami temperatur krytycznych oraz różnymi kształtami krzywych nasycenia.

## 6. MODEL MATEMATYCZNY SIŁOWNI PAROWEJ Z CZYNNIKIEM ORGANICZNYM

W rozdziale 6.1 podano ogólne, natomiast w rozdziałach 6.3, 6.4 i 6.5 szczegółowe równania bilansu energii w układach zamkniętych bez strat do otoczenia oraz zamieszczono modele matematyczne siłowni parowych dla czynników suchych i mokrych.

### 6.1. OGÓLNE RÓWNANIE BILANSU ENERGII

W celu pełnego opisu matematycznego siłowni parowej z czynnikiem organicznym poniżej przedstawiono równania bilansu wszystkich elementów wchodzących w skład rozpatrywanej siłowni. Punktem wyjścia do rozważań jest ogólne sformułowanie pierwszej zasady termodynamiki:

$$E_d = \Delta E_u + E_w \quad (6.1)$$

W związku z tym, że urządzenia energetyczne bilansowane są dla tzw. stanów ustalonych, co znaczy, że:

$$\Delta E_u = 0 \quad (6.2)$$

równanie bilansu przyjmie postać:

$$\dot{E}_d = \dot{E}_w \quad (6.3)$$

W urządzeniach rozpatrywanych w ramach tej pracy będą miały miejsce trzy sposoby przekazywania energii: na sposób ciepła, przez wykonanie pracy mechanicznej oraz za pomocą strugi czynnika. Pomimo zaznaczenia na schematach generatora prądu ten element instalacji nie będzie bilansowany, dlatego też przekazywanie energii za pomocą prądu elektrycznego nie będzie dalej omawiane.

W ramach tej pracy rozpatrywane będą idealne maszyny przepływowe oraz wymienniki ciepła, a w takim przypadku wygodnie jest posługiwać się wzorem wyrażającym bilans energii idealnej maszyny przepływowej działającej w sposób ciągły [85]:

$$\dot{Q}_d + \dot{H}_d = \dot{H}_w + \dot{L}_t \quad (6.4)$$

gdzie na strumień energii doprowadzonej  $\dot{E}_d$  składa się: entalpia strumienia czynnika doprowadzanego do maszyny  $\dot{H}_d$  oraz strumień ciepła doprowadzanego z zewnętrznych źródeł  $\dot{Q}_d$ ; natomiast na strumień energii wyprowadzonej  $\dot{E}_w$  składają się entalpia strumienia czynnika odprowadzanego  $\dot{H}_w$  oraz praca techniczna  $\dot{L}_t$ .

Dla wymiennika ciepła równanie bilansu energii można ogólnie zapisać

$$\dot{H}_{d1} + \dot{H}_{d2} = \dot{H}_{w1} + \dot{H}_{w2} + \dot{Q}_{ot} \quad (6.5)$$

gdzie indeks 1 odnosi się do czynnika grzejącego natomiast 2 do czynnika ogrzewanego. W ramach tej pracy przyjęto, że straty ciepła do otoczenia w wymiennikach ciepła nie występują, to znaczy, że

$$\dot{Q}_{ot} = 0. \quad (6.6)$$

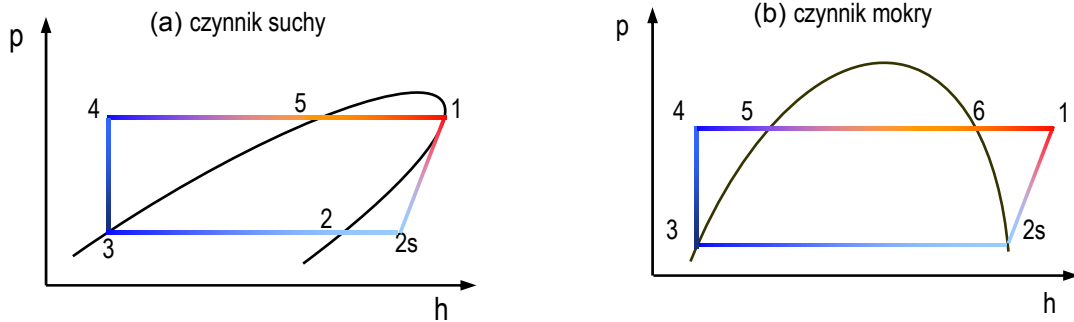
## 6.2. DANE WYJŚCIOWE I ZAŁOŻENIA UPRASZCZAJĄCE STOSOWANE W OBLICZENIACH

Dane wyjściowe do obliczeń:

- a) założono, że rozpatrywana siłownia pracuje według podkrytycznego obiegu Clausiusa - Rankine'a, a ze względu na mineralizację wody geotermalnej w instalacji niezbędne jest zastosowanie wymiennika geotermalnego, tak jak to przedstawiono na rysunku 1.10. Przyczynę tak postawionego założenia oraz jego dalsze konsekwencje omówiono w podrozdziale 6.3;
- b) temperatura wody geotermalnej  $T_{g1} = 82-122^{\circ}\text{C}$ ; (założenie wynikające z oceny zasobów geotermalnych w Polsce – podrozdział 1.3);
- c) przyjęto, że strumień masowy wody sieciowej, to jest czynnika pośredniczącego pomiędzy wodą geotermalną a czynnikiem roboczym wynosi  $\dot{m}_{s1} = 28 \text{ kg/s}$  o właściwej pojemności cieplnej  $c_{pw} = 4,19 \text{ kJ/kgK}$ ;
- d) skraplanie czynnika roboczego przebiega przy ciśnieniu nasycenia odpowiadającym temperaturze  $30^{\circ}\text{C}$ , z wyłączeniem rozdziału 10, w którym analizie poddano wpływ zastosowanego systemu chłodzenia czynnika roboczego na efektywność pracy siłowni;
- e) założono stały spadek temperatury wody sieciowej w parowaczu wynoszący  $\Delta T_{par} = 20 \text{ K}$ ;
- f) minimalna różnica temperatur pomiędzy czynnikami przekazującymi sobie ciepło w wymiennikach wynosi  $\Delta T_{min} = 5\text{K}$ , z wyłączeniem wymiennika geotermalnego, dla którego przyjęto  $\Delta T_{geo} = 2 \text{ K}$ ;
- g) założono, że nie występuje spadek ciśnienia płynów w wymiennikach ciepła oraz straty energii do otoczenia.

Ze względu na różne właściwości termodynamiczne substancji roboczych poczyniono założenia mające na celu uzyskanie wyników pozwalających na, w miarę możliwości, obiektywne porównanie efektywności pracy elektrowni geotermalnej dla obu wymienionych grup czynników. Do wspomnianych założeń należą:

- h) założono, że proces izentropowego rozprężania pary w turbinie przebiega w całości w obszarze pary przegrzanej i dla czynników suchych zaczyna się na linii nasycenia  $x=1$  a dla czynników mokrych kończy się na tej linii, tak jak to przedstawiono na rysunku 6.1. Z uwagi na to, że do analizy wybrano czynniki zarówno suche jak i mokre trudno jest porównywać efektywność układów, w których się je stosuje. Podstawą przyjęcia tego założenia jest zapewnienie podobnych warunków pracy turbiny parowej niezależnie od rodzaju czynnika. W załączniku Z-2 przedstawiono inne możliwe warianty realizacji obiegu Clausiusa - Rankine'a w zależności od stanu czynnika roboczego w turbinie.



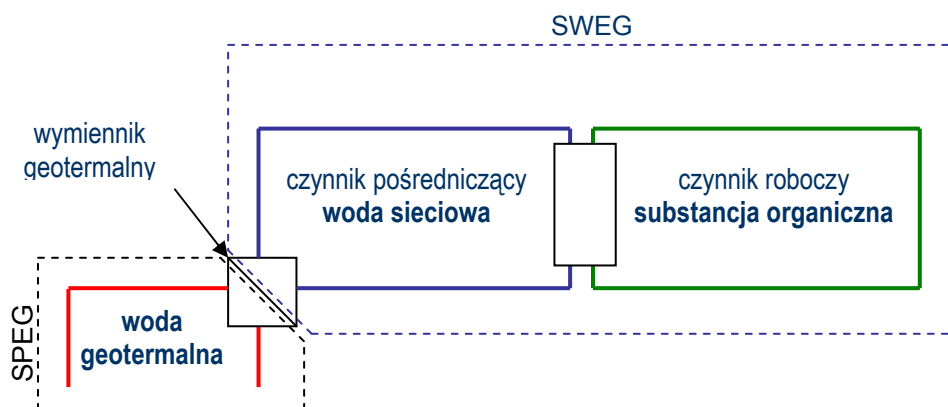
Rys. 6.1. Cykl przemian termodynamicznych czynnika roboczego w obiegu Clausiusa – Rankine'a realizowanego w obszarze pary przegrzanej a) dla czynnika suchego, b) dla czynnika mokrego

- i) założono 100% sprawności wewnętrznej turbiny. Jako uzasadnienie tego założenia należy podać, że układy rzeczywiste z czynnikiem organicznym charakteryzują się w zależności od konstrukcji turbiny sprawnościami 80 - 85% [58], 85% [90], 75 - 80% [1], 49,8 % [71] jednak brak jest wyników pomiarów sprawności wewnętrznej dla poszczególnych czynników roboczych, natomiast założenie mniejszej sprawności turbiny (jednakowej dla wszystkich czynników) nie ma wpływu na względną ocenę efektywności pracy siłowni.

Wszystkie obliczenia zostały wykonane w arkuszu kalkulacyjnym Excel firmy Microsoft według modeli obliczeniowych, które zamieszczono w podrozdziałach 6.4 i 6.5. Wyniki przedstawiono na odpowiednich wykresach i w tabelach.

### 6.3. MODEL MATEMATYCZNY GEOTERMALNEGO WYMIENNIKA CIEPŁA

Wody geotermalne występujące na obszarze Polski charakteryzują się większym lub mniejszym stopniem mineralizacji, dlatego w pracy przyjęto, że wydobywana woda geotermalna nie będzie zasilala bezpośrednio urządzeń siłowni, lecz poprzez wymiennik geotermalny będzie przekazywała część zawartej w niej energii strumieniowi wody sieciowej. Woda sieciowa, pełniąc funkcję czynnika pośredniczącego pomiędzy wodą geotermalną a czynnikiem roboczym jest nośnikiem ciepła zasilającym poszczególne wymienniki ciepła siłowni: parowacz, podgrzewacz i przegrzewacz (rys. 6.2).

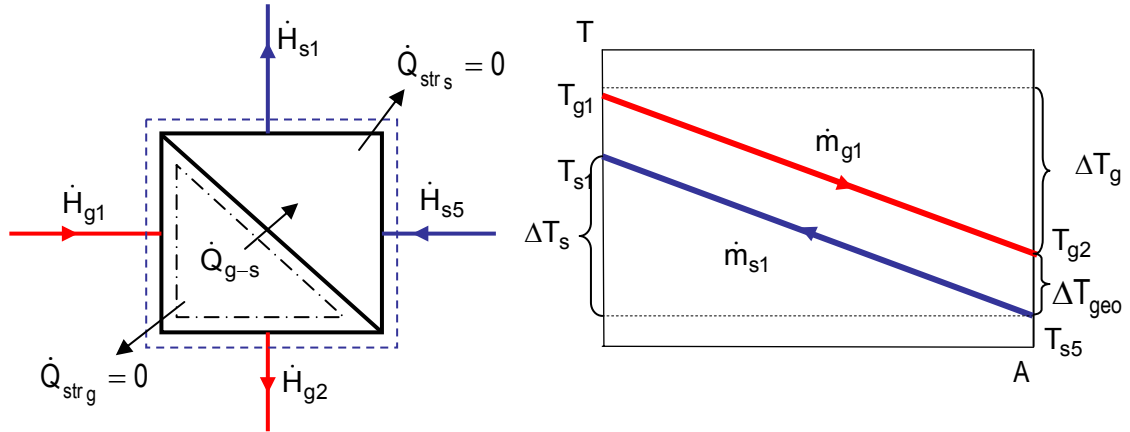


Rys. 6.2. Uproszczony schemat elektrowni geotermalnej z czynnikiem pośredniczącym - wodą sieciową oraz organicznym czynnikiem roboczym



Wymiennik geotermalny musi charakteryzować się szczególną odpornością na związki, jakie zawiera woda geotermalna, dlatego dość często wykonywany jest on ze specjalnego materiału lub zawiera odpowiednią powłokę ochronną od strony wody geotermalnej, na przykład tytanową.

Poniżej zamieszczono model matematyczny geotermalnego wymiennika ciepła wraz z odpowiednim schematem i polem temperatury podanym na rysunku 6.3.



Rys. 6.3. Schemat geotermalnego wymiennika ciepła oraz pole temperatury tego wymiennika

Równanie bilansu energii dla całego wymiennika ciepła (zewnętrzna osłona bilansowa), przy założeniu, że  $\dot{Q}_{str_g} = \dot{Q}_{str_s} = 0$  można zapisać w postaci:

$$\dot{H}_{g1} + \dot{H}_{s5} = \dot{H}_{g2} + \dot{H}_{s1} \quad (6.7)$$

Równanie bilansu energetycznego dla czynnika grzejącego (wewnętrzna osłona bilansowa):

$$\dot{Q}_{g-s} = \dot{m}_{g1} c_{pg} \Delta T_g \quad (6.8)$$

oraz analogicznie dla czynnika grzanego:

$$\dot{Q}_{g-s} = \dot{m}_{s1} c_{ps} \Delta T_s \quad (6.9)$$

Po wprowadzeniu pojemności cieplnych strumieni  $\dot{W}_g$ ,  $\dot{W}_s$  zdefiniowanych poniżej:

$$\dot{W}_g = \dot{m}_g c_{pg} \quad (6.10)$$

$$\dot{W}_s = \dot{m}_{s1} c_{ps} \quad (6.11)$$

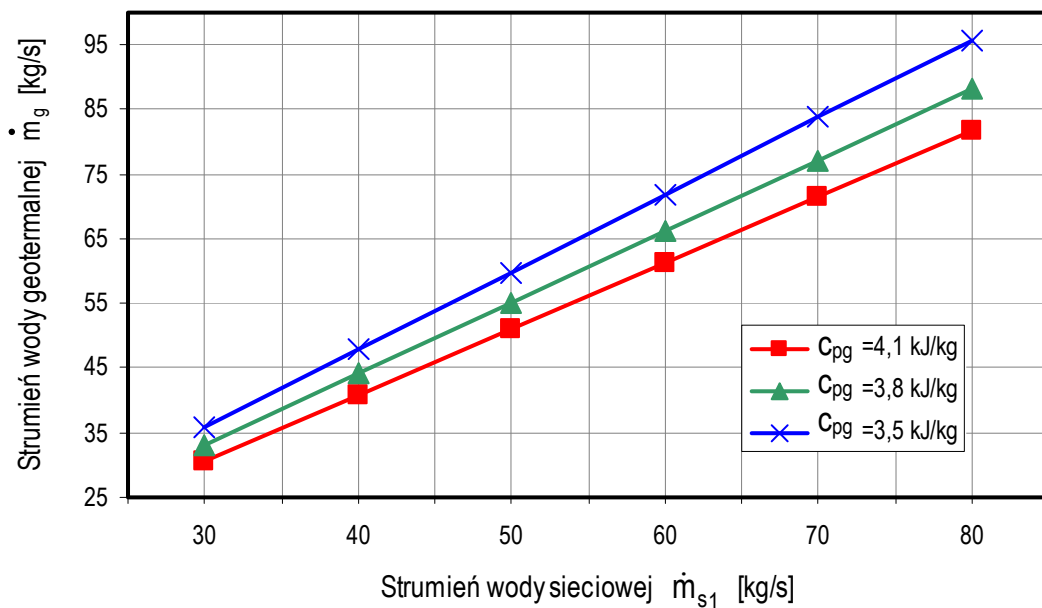
gdzie  $c_{pg}$  i  $c_{ps}$  są średnimi właściwymi pojemnościami cieplnymi obu czynników, strumień ciepła przekazywanego w geotermalnym wymienniku ciepła można określi równaniem (6.12):

$$\dot{Q}_{g-s} = \dot{W}_g \Delta T_g = \dot{W}_{s1} \Delta T_s \quad (6.12)$$

Z uwagi na to, że przyjęto  $\dot{W}_g = \text{idem}$  i  $\dot{W}_s = \text{idem}$  oraz, że:

$$\dot{W}_g = \dot{W}_s \quad (6.13)$$

zastosowanie zależności (6.13) pozwala na uniezależnienie wyników obliczeń dla siłowni parowej od składu chemicznego wody geotermalnej. Zostanie to osiągnięte w ten sposób, że wszystkie wyniki obliczeń odnoszące się do siłowni parowej będą wykonane przy założeniu, określonej wartości strumienia wody sieciowej ( $\dot{m}_{s1} = 30 \text{ kg/s}$ ) oraz średniej właściwej pojemności cieplnej ( $c_{pw} = 4,19 \text{ kJ/kg}$ ). Natomiast na podstawie zależności (6.13) można wyznaczyć strumień wody geotermalnej  $\dot{m}_g$  (o określonej właściwej pojemności cieplnej  $c_{pg}$ ), jaki jest niezbędny do zasilania elektrowni geotermalnej. Taki sposób postępowania pozwoli nadać wynikom obliczeń uniwersalny charakter. Korzystając w wykresu 6.4 można dla określonego strumienia wody sieciowej  $\dot{m}_s$  wyznaczyć strumień wody geotermalnej  $\dot{m}_g$  w zależności od średniej właściwej pojemności cieplnej tej wody.



Rys. 6.4. Wykres umożliwiający przeliczenie parametrów wody sieciowej na parametry wody geotermalnej

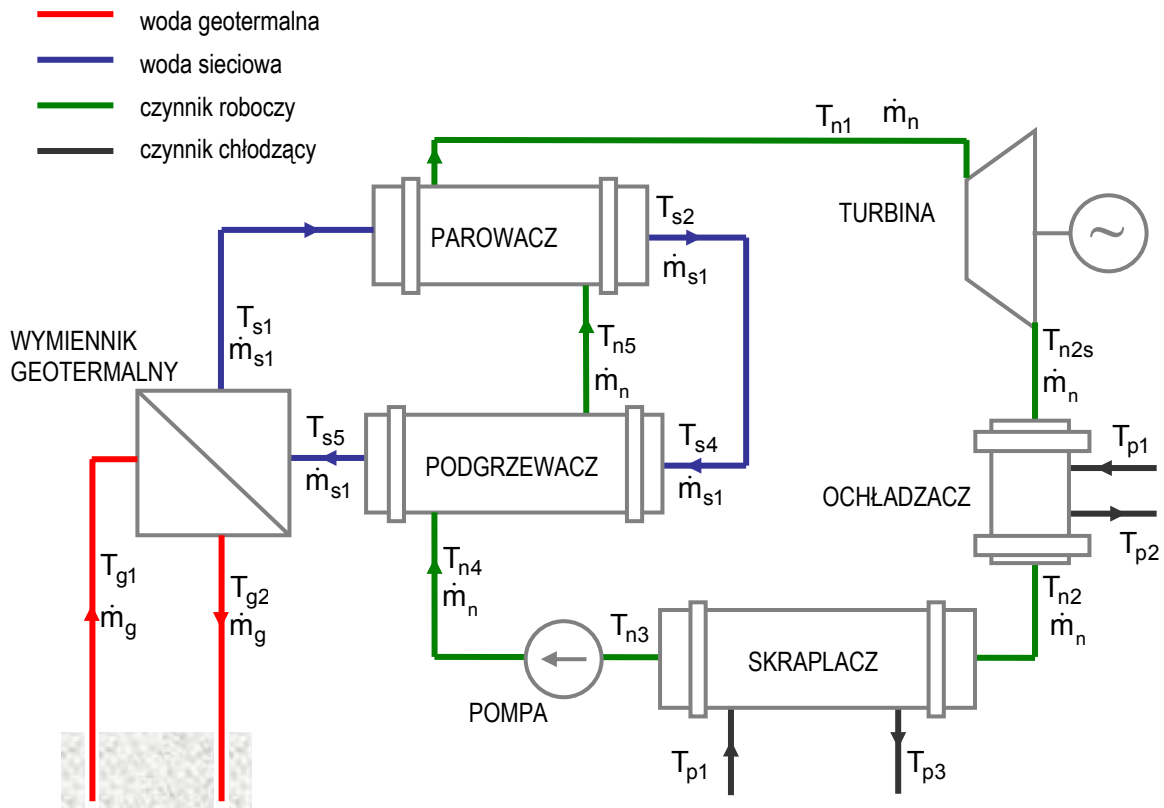
Tak jak podano w założeniach wyjściowych do obliczeń przyjęto wartości temperatury wody geotermalnej równe: 82, 92, 102, 112, 112°C i przy założeniu, że  $\Delta T_{geo} = 2\text{K}$ , a z zależności (6.14) wyznaczono odpowiadające im wartości temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$ .

$$T_{s1} = T_{g1} - \Delta T_{geo} \quad (6.14)$$

## 6.4. MODEL MATEMATYCZNY SIŁOWNI PAROWEJ Z CZYNNIKIEM ORGANICZNYM SUCHYM

Instalacja siłowni parowej pracującej z czynnikiem suchym została przedstawiona na rysunku 6.5. Siłownia obejmuje następujące urządzenia: wymiennik geotermalny, turbinę z generatorem prądotwórczym, ochładzacz pary, skraplacz, pompę obiegową, podgrzewacz i parowacz. Para nasycona sucha kierowana jest do turbiny parowej, w której następuje izentropowa ekspansja do ciśnienia panującego w skraplaczu. Następnie para kierowana jest do skraplacza, a skroplony czynnik organiczny kierowany jest do podgrzewacza i parowacza. Po uwzględnieniu założenia odnośnie

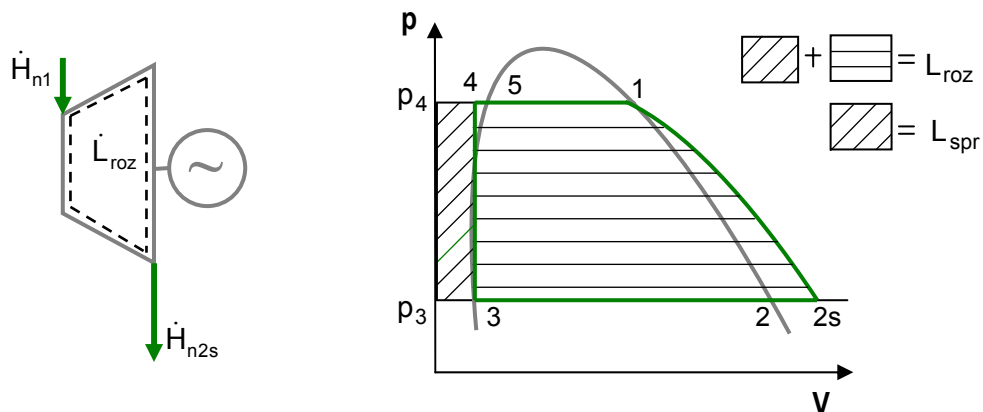
przeprowadzania procesu rozprężania pary w turbinie dla czynnika suchego (rys. 6.1a) nie ma potrzeby stosowania przegrzewacza pary czynnika roboczego, natomiast należy uwzględnić stosowanie ochładzacza pary.



Rys. 6.5. Schemat instalacji siłowni parowej z suchym czynnikiem organicznym

Poniżej przedstawiono poszczególne elementy instalacji wraz ze schematami tych urządzeń oraz zapisano podstawowe równania bilansów, które zostały wykorzystane w dalszych obliczeniach. Pominięto bilans wymiennika geotermalnego, który przedstawiono w podrozdziale 6.3.

#### 6.4.1. Turbina parowa



Rys. 6.6. Schemat turbiny parowej wraz z naniesionymi strumieniami entalpii czynnika oraz obieg Clausiusa – Rankine'a dla czynnika suchego na wykresie  $p, V$  z naniesionymi polami pracy sprężania i rozprężania

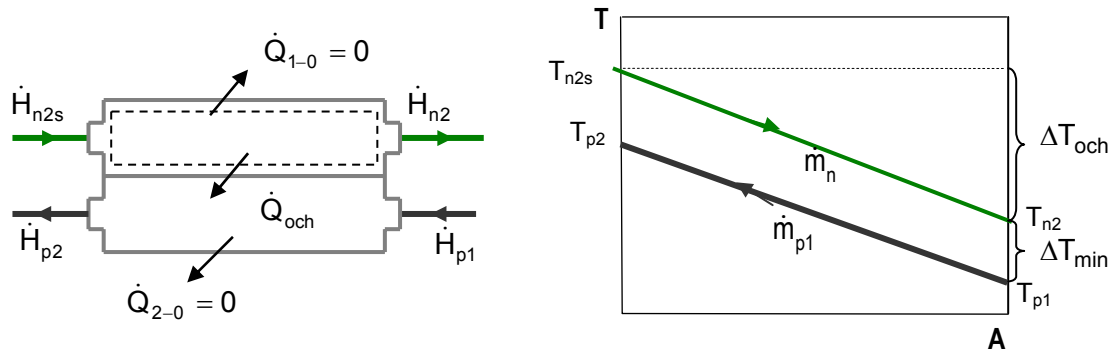
Bilans energii turbiny parowej:

$$\dot{H}_{n1} = \dot{L}_{roz} + \dot{H}_{n2s} \quad (6.15)$$

Po wykonaniu przekształcenia zależność (6.15) można zapisać w postaci:

$$\dot{L}_{roz} = \dot{H}_{n1} - \dot{H}_{n2s} = \dot{m}_n (h_{n1} - h_{n2}) \quad (6.16)$$

### 6.4.2. Ochładzacz pary



Rys. 6.7. Schemat wymiennika ciepła pełniącego rolę ochładzacza pary czynnika roboczego oraz pole temperatury nośników ciepła

Bilans energii czynnika grzejącego:

$$\dot{H}_{n2s} = \dot{H}_{n2} + \dot{Q}_{och} + \dot{Q}_{1-0} \quad (6.17)$$

Bilans energii czynnika grzanego:

$$\dot{H}_{p2} + \dot{Q}_{och} = \dot{H}_{p1} + \dot{Q}_{2-0} \quad (6.18)$$

Po uwzględnieniu założenia, że rozpatrywany wymiennik ciepła jest wymiennikiem diatermicznym, to znaczy, że:

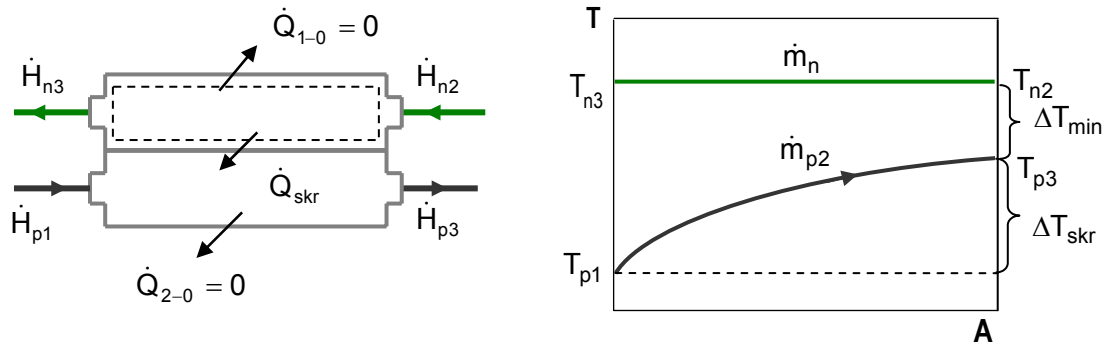
$$\dot{Q}_{1-0} = \dot{Q}_{2-0} = 0 \quad (6.19)$$

oraz na podstawie zależności (6.17), (6.18) strumień ciepła przekazywanego w ochładzacz pary  $\dot{Q}_{och}$  można określić z równania bilansu energii:

$$\dot{Q}_{och} = \dot{m}_n (h_{n2s} - h_{n2}) = \dot{m}_{p1} c_p (T_{p2} - T_{p1}) \quad (6.19)$$

W praktyce strumień ciepła odprowadzonego od czynnika roboczego w ochładzacz pary jest mały w stosunku do strumienia ciepła odprowadzanego w skraplaczu, dlatego proces ochładzania pary przegrzanej do stanu nasycenia odbywa się w skraplaczu.

## 6.4.3. Skraplacz



Rys. 6.8 Schemat skraplacza czynnika roboczego oraz pole temperatury nośników ciepła

Bilans energii czynnika grzejącego:

$$\dot{H}_{n2} = \dot{H}_{n3} + \dot{Q}_{skr} + Q_{1-0} \quad (6.20)$$

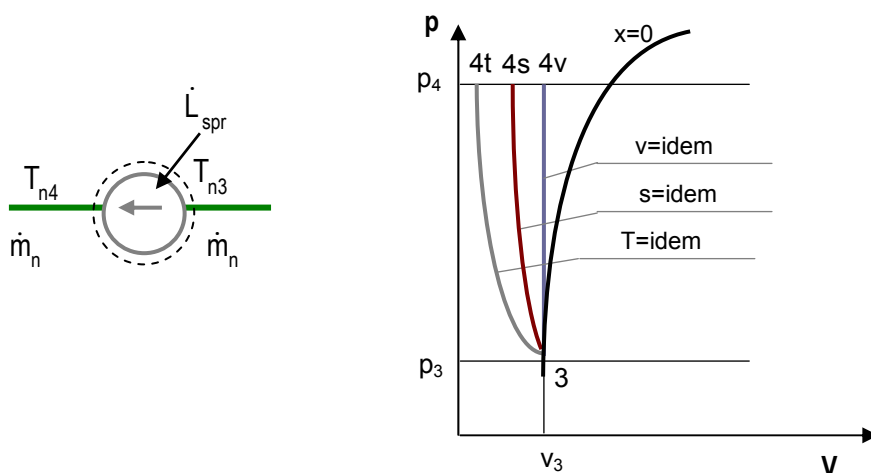
Bilans energii czynnika grzanego:

$$\dot{H}_{p1} + \dot{Q}_{skr} = \dot{H}_{p3} + \dot{Q}_{2-0} \quad (6.21)$$

Po uwzględnieniu założenia, że rozpatrywany wymiennik ciepła jest wymiennikiem adiatermicznym oraz na podstawie zależności (6.20) i (6.21) strumień ciepła przekazywanego w skraplaczu  $\dot{Q}_{skr}$  można określić z równania bilansu energii:

$$\dot{Q}_{skr} = \dot{m}_n (h_{n2} - h_{n3}) = \dot{m}_{p2} c_{pp} (T_{p3} - T_{p1}) \quad (6.22)$$

## 6.4.4. Pompa



Rys. 6.9. Schemat pompy z naniesionymi strumieniami masy czynnika oraz przemiany charakterystyczne, które mogą opisywać proces sprężania cieczy w pompie

Bilans energii pompy obiegowej:

$$\dot{H}_{n3} + \dot{L}_{\text{spr}} = \dot{H}_{n4} \quad (6.23)$$

Po wykonaniu przekształcenia zależność (6.23) można zapisać w postaci:

$$\dot{L}_{\text{spr}} = \dot{H}_{n4} - \dot{H}_{n3} = \dot{m}_n (h_{n4} - h_{n3}) \quad (6.24)$$

Zgodnie ze wzorem (5.2) sprężanie cieczy w pompie jest przemianą izentropową (krzywa 3-4s na rysunku 6.9), ale może być, z dobrym przybliżeniem, uznane również za przemianę izotermiczną (krzywa 3-4t) lub izochoryczną (3-4v) [76].

Na podstawie założenia o izotermiczności procesu sprężania cieczy w pompie przyjęto:

$$T_{n4} = T_{n3} \quad (6.25)$$

oraz

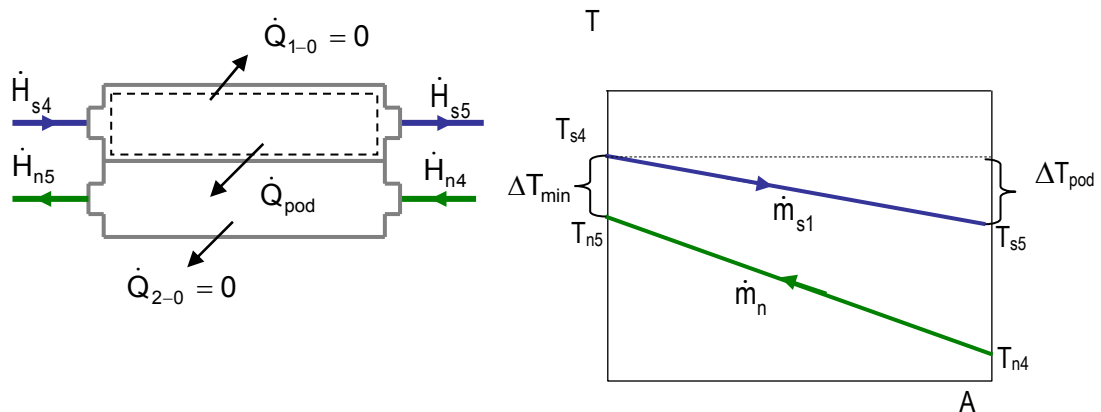
$$h_{n3} = h_{n4} \quad (6.26)$$

co wiąże się z przyjęciem, że

$$\dot{L}_{\text{spr}} = 0 \quad (6.27)$$

W punkcie 6.8 zestawiono wartości pracy pompowania określone dla wybranych czynników w zależności od przemiany charakterystycznej, jaka została przyporządkowana procesowi sprężania oraz zestawiono wyniki obliczeń mających na celu porównanie bezwzględnych wartości prac: rozprężania i sprężania jako sprawdzenie słuszności tego założenia, często stosowanego w obliczeniach siłowni z czynnikiem organicznym.

#### 6.4.5. Podgrzewacz



Rys. 6.10. Schemat podgrzewacza czynnika roboczego oraz pole temperatury nośników ciepła

Bilans energii czynnika grzejącego:

$$\dot{H}_{s4} = \dot{H}_{s5} + \dot{Q}_{\text{pod}} + \dot{Q}_{1-0} \quad (6.28)$$

Bilans energii czynnika grzanego:

$$\dot{H}_{n4} + \dot{Q}_{\text{pod}} = \dot{H}_{n5} + \dot{Q}_{2-0} \quad (6.29)$$

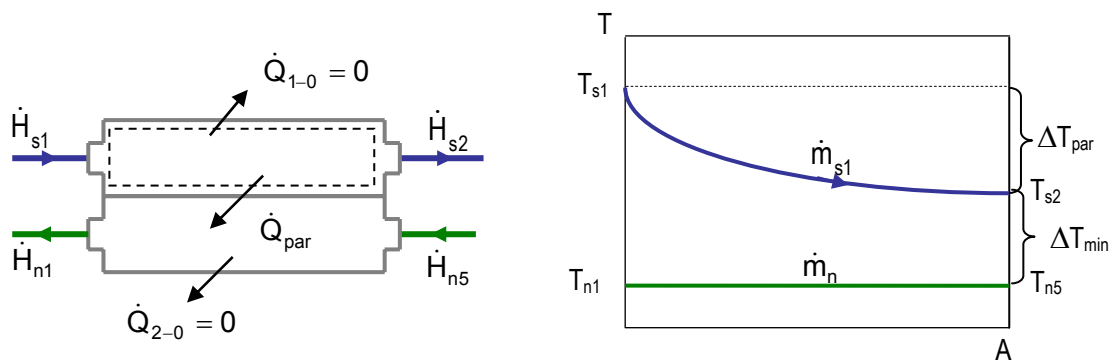
Po uwzględnieniu założenia, że rozpatrywany wymiennik ciepła jest wymiennikiem adiatermicznym oraz na podstawie zależności (6.28) i (6.29) strumień ciepła przekazywanego w skraplaczu  $\dot{Q}_{\text{pod}}$  można określić z równania bilansu energii:

$$\dot{Q}_{\text{pod}} = \dot{m}_n (h_{n5} - h_{n4}) = \dot{m}_{s1} c_{ps} \Delta T_{\text{pod}} \quad (6.30)$$

przy czym:

$$\Delta T_{\text{pod}} = T_{s4} - T_{s5} \quad (6.31)$$

#### 6.4.6. Parowacz



Rys. 6.11. Schemat parowacza czynnika roboczego oraz pole temperatury nośników ciepła

Bilans energii czynnika grzejącego:

$$\dot{H}_{s1} = \dot{H}_{s2} + \dot{Q}_{\text{par}} + \dot{Q}_{1-0} \quad (6.32)$$

Bilans energii czynnika grzanego:

$$\dot{H}_{n5} + \dot{Q}_{\text{par}} = \dot{H}_{n1} + \dot{Q}_{2-0} \quad (6.33)$$

Po uwzględnieniu założenia, że rozpatrywany wymiennik ciepła jest wymiennikiem adiatermicznym oraz na podstawie zależności (6.32) i (6.33) strumień ciepła przekazywanego w skraplaczu  $\dot{Q}_{\text{par}}$  można określić z równania bilansu energii:

$$\dot{Q}_{\text{par}} = \dot{m}_n (h_{n5} - h_{n1}) = \dot{m}_{s1} c_{ps} \Delta T_{\text{par}} \quad (6.34)$$

przy czym:

$$\Delta T_{\text{par}} = T_{s1} - T_{s2} \quad (6.35)$$

#### 6.4.7. Metodyka obliczania termicznych i kalorycznych parametrów stanu

Dla grupy czynników suchych obliczenia zaczyna się od ustalenia temperatury parowania  $T_{n5}$ , którą określa zależność:

$$T_{n5} = T_{n1} = T_{s1} - \Delta T_{\text{par}} - \Delta T_{\text{min}} \quad (6.36)$$

Tak jak podano w podrozdziale 6.2e i 6.2f w obliczeniach przyjęto:

$$\Delta T_{\text{par}} = 20 \text{ K} \quad (6.37)$$

oraz:

$$\Delta T_{\text{min}} = 5 \text{ K} \quad (6.38)$$

Następnie dla stanu w punkcie 1 na podstawie równości temperatur  $T_{n5} = T_{n1}$  określa się wartości entalpii właściwej  $h_{n1}$  i entropii właściwej  $s_{n1}$  na linii nasycenia  $x = 1$ .

Zgodnie z założeniem podanym w podrozdziale 6.2d przyjęto temperaturę:

$$T_{n2} = T_{n3} = 30^\circ \text{ C} \quad (6.39)$$

jednakową dla wszystkich rozpatrywanych w pracy wariantów. Na tej podstawie wyznacza się odpowiadającą tej temperaturze wartość ciśnienia skraplania dla poszczególnych czynników roboczych:

$$p_{n3}(T_{n3}) = p_{n2}(T_{n3}) \quad (6.40)$$

Mając na uwadze fakt izentropowej ekspansji 1-2s, w związku z czym:

$$s_{n2s} = s_{n1} \quad (6.41)$$

oraz wcześniej określone dla poszczególnych czynników roboczych ciśnienie  $p_{n3} = p_{n2}$  można określić temperaturę  $T_{ns2}$  i kaloryczne parametry stanu: entalpię  $h_{n2s}$ ,  $h_{n2}$  i  $h_{n3}$ .

Z bilansu energii parowacza (6.34) należy wyznaczyć strumień czynnika niskowrzącego  $\dot{m}_n$ .

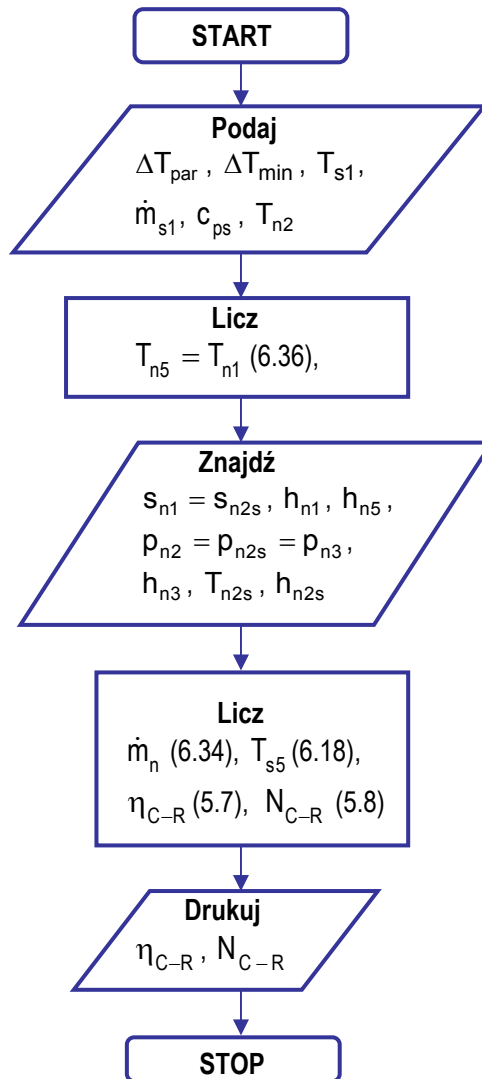
Kolejno z bilansu energii podgrzewacza (6.30) i zależności (6.31) można wyznaczyć temperaturę zatłaczanej wody geotermalnej  $T_{s5}$ :

$$T_{n5} = T_{n4} - \frac{\dot{m}_n (h_{n5} - h_{n4})}{\dot{m}_{s1} c_{ps}} \quad (6.42)$$

oraz sprawność (5.5) i moc (5.6) siłowni geotermalnej.

Na rysunku 6.12 przedstawiono, w formie algorytmu, kolejność obliczeń dla czynnika suchego. W nawiasach umieszczonych przy poleceniach „Licz” podano numer zależności, z których należy skorzystać w celu obliczenia żądanej wielkości.

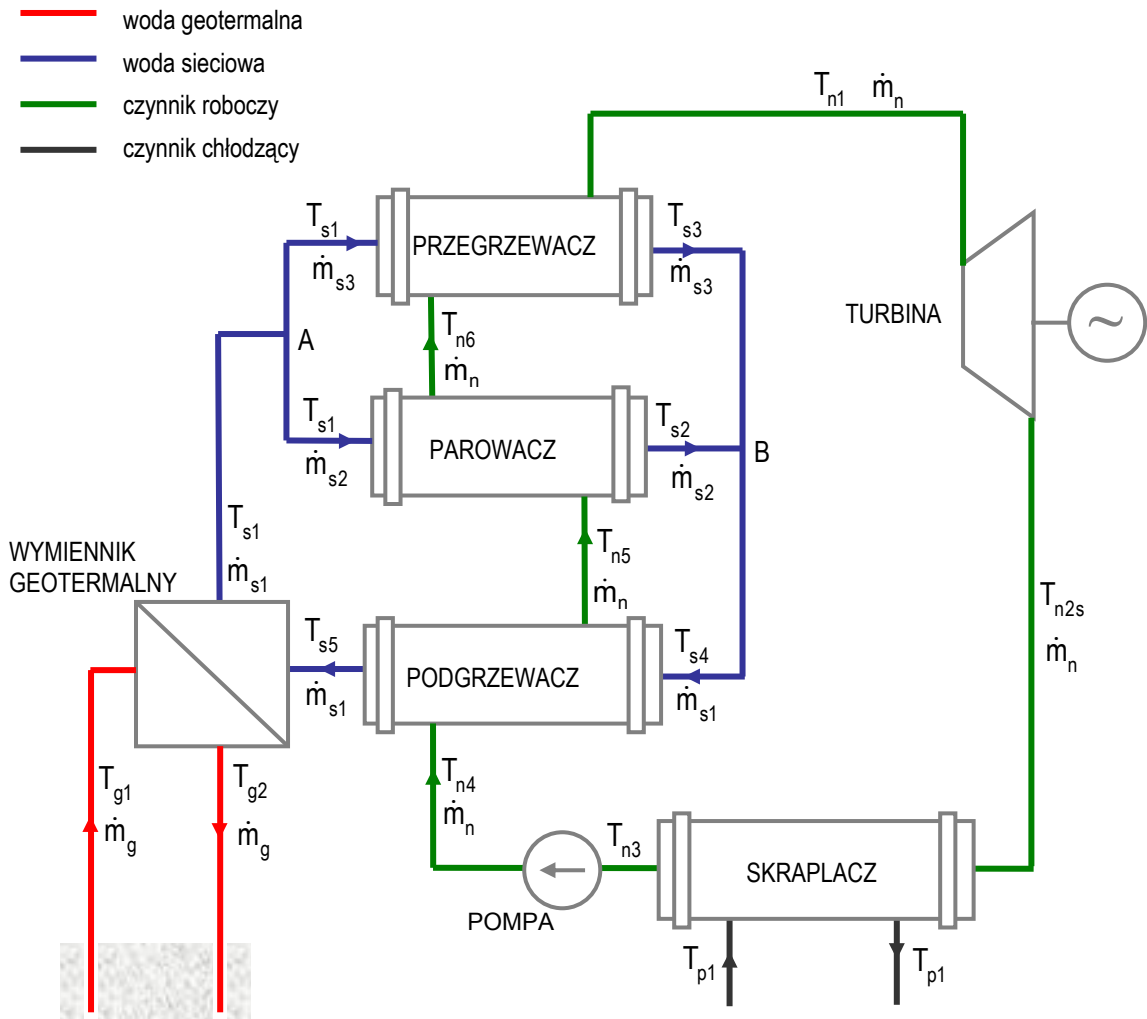




Rys. 6.12. Algorytm obliczeń sprawności i mocy obiegu Clausiusa – Rankine’a z czynnikiem suchym

## 6.5. MODEL MATEMATYCZNY SIŁOWNI PAROWEJ Z CZYNNIKIEM ORGANICZNYM MOKRYM

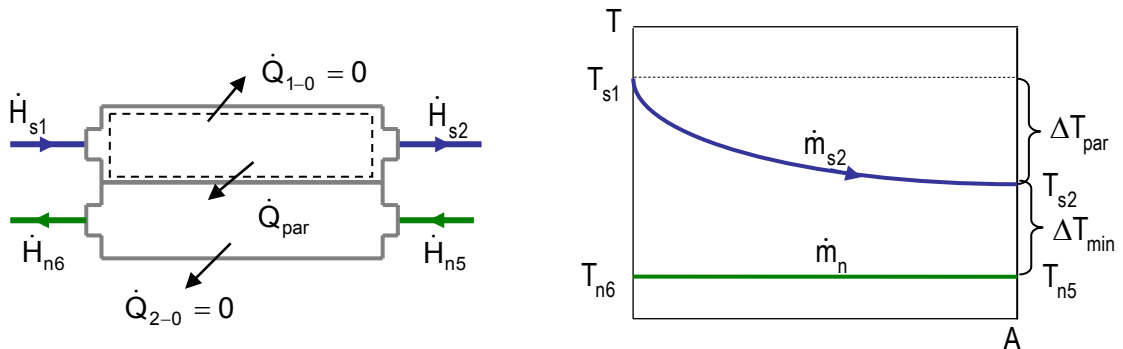
Instalację siłowni parowej pracującej z czynnikiem mokrym przedstawiono na rysunku 6.13. Schemat siłowni obejmuje następujące urządzenia: wymiennik geotermalny, turbinę z generatorem prądotwórczym, skraplacz, pompę obiegową, podgrzewacz, parowacz i przegrzewacz czynnika roboczego. Para nasycona przegrzana kierowana jest do turbiny parowej, w której następuje jej izentropowa ekspansja do ciśnienia panującego w skraplaczu. Następnie czynnik w stanie pary nasyconej suchej kierowany jest do skraplacza, a skroplony czynnik przesyłany jest do podgrzewacza, parowacza i przegrzewacza.



Rys. 6.13. Schemat instalacji siłowni parowej z mokrym czynnikiem organicznym

Schematy i bilanse turbiny parowej, skraplacza, pompy oraz podgrzewacza są analogiczne do omówionych w podrozdziale 6.4. Po uwzględnieniu założeń odnośnie realizacji procesu rozprężania pary w turbinie dla czynnika mokrego (rys. 6.1b) należy zastosować przegrzewacz pary czynnika roboczego, nie ma natomiast potrzeby stosowania ochładzacza pary.

### 6.5.1. Parowacz



Rys. 6.14. Schemat parowacza czynnika roboczego oraz pole temperatury nośników ciepła

Bilans energii czynnika grzejącego:

$$\dot{H}_{s1} = \dot{H}_{s2} + \dot{Q}_{par} + \dot{Q}_{1-0} \quad (6.43)$$

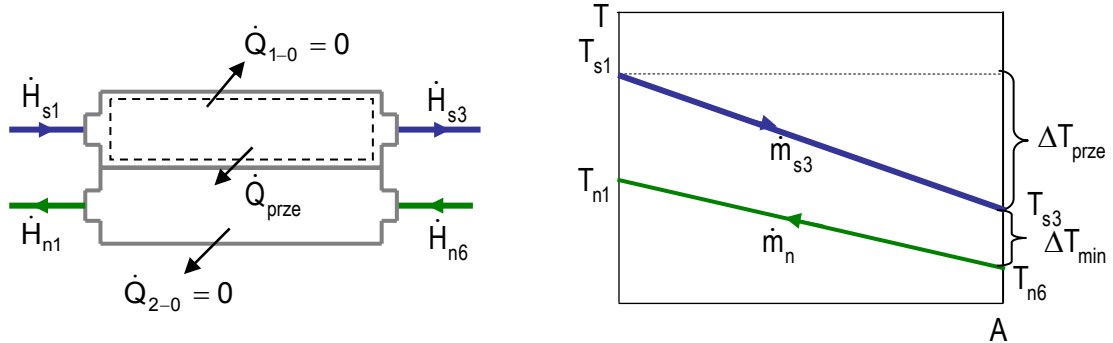
Bilans energii czynnika grzanego:

$$\dot{H}_{n5} + \dot{Q}_{par} = \dot{H}_{n6} + \dot{Q}_{2-0} \quad (6.44)$$

Po uwzględnieniu założenia, że rozpatrywany wymiennik ciepła jest wymiennikiem adiatermicznym oraz na podstawie zależności (6.43) i (6.44) strumień ciepła przekazywanego w skraplaczu  $\dot{Q}_{par}$  można określić z równania bilansu energii:

$$\dot{Q}_{par} = \dot{m}(h_{n6} - h_{n5}) = \dot{m}_{s2} c_{ps} \Delta T_{par} \quad (6.45)$$

### 6.5.2. Przegrzewacz



Rys. 6.15. Schemat przegrzewacza czynnika roboczego oraz pole temperatury nośników ciepła

Bilans energii czynnika grzejącego:

$$\dot{H}_{s1} = \dot{H}_{s3} + \dot{Q}_{prze} + \dot{Q}_{1-2} \quad (6.46)$$

Bilans energii czynnika grzanego:

$$\dot{H}_{n6} + \dot{Q}_{prze} = \dot{H}_{n1} + \dot{Q}_{2-0} \quad (6.47)$$

Po uwzględnieniu założenia, że rozpatrywany wymiennik ciepła jest wymiennikiem adiatermicznym oraz na podstawie zależności (6.46) i (6.47) strumień ciepła przekazywanego w skraplaczu  $\dot{Q}_{prz}$  można określić z równania bilansu energii:

$$\dot{Q}_{prze} = \dot{m}_n (h_{n1} - h_{n6}) = \dot{m}_{s3} c_{ps} \Delta T_{prze} \quad (6.48)$$

przy czym:

$$\Delta T_{prze} = T_{s1} - T_{s3} \quad (6.49)$$

### 6.5.3. Metodyka obliczania termicznych i kalorycznych parametrów stanu

W przypadku czynników mokrych obliczenia należy rozpocząć od ustalenia temperatury czynnika w skraplaczu  $T_{n2} = T_{n3}$  (zgodnie z założeniem poczynionym w pkt. 6.2d) i zależnego od tej temperatury ciśnienia  $p_{n2} = p_{n3}$  oraz odpowiadających im wartości  $h_{n2s}$ ,  $h_{n3}$  oraz  $s_{n2s}$ .

Dla czynników mokrych powinny być spełnione jednocześnie dwa warunki:

$$T_{n1} \leq T_{s1} - \Delta T_{\min} \quad (6.50)$$

oraz

$$T_{n5} = T_{n6} \leq T_{s1} - \Delta T_{\text{par}} - \Delta T_{\min} \quad (6.51)$$

Z zależności (6.50) należy wyznaczyć maksymalną wartość temperatury  $T_{n1}$  i określić wartości entalpii  $h_{n1}$  oraz ciśnienia  $p_{n1}$  w punkcie przecięcia izentropy  $s_{n1} = s_{n2s}$  oraz izotermy  $T_{n1}$ . Dla ciśnienia  $p_{n1} = p_{n5} = p_{n6}$  należy odczytać wartość temperatury  $T_{n5} = T_{n6}$  oraz entalpii  $h_{n5}$  i  $h_{n6}$ . Następnie należy sprawdzić czy spełniony jest warunek (6.51). Jeżeli warunek ten jest spełniony wyznaczenia strumienia czynnika roboczego  $\dot{m}_n$  i strumieni wody będącej nośnikiem ciepła w parowaczu  $\dot{m}_{s2}$  i przegrzewaczu  $\dot{m}_{s3}$  można dokonać poprzez rozwiązanie układu równań (6.45), (6.48) i bilansu masowego w węźle „A” (rys. 6.13):

$$\dot{m}_{s1} = \dot{m}_{s2} + \dot{m}_{s3} \quad (6.52)$$

przy czym  $\Delta T_{\text{par}}$  występująca w zależności (6.45) jest wielkością założoną (przyjęto  $\Delta T_{\text{par}} = 20$  K tak jak dla czynników suchych) natomiast  $\Delta T_{\text{prze}}$  można wyznaczyć z zależności:

$$\Delta T_{\text{prze}} = T_{n1} - T_{n6} \quad (6.53)$$

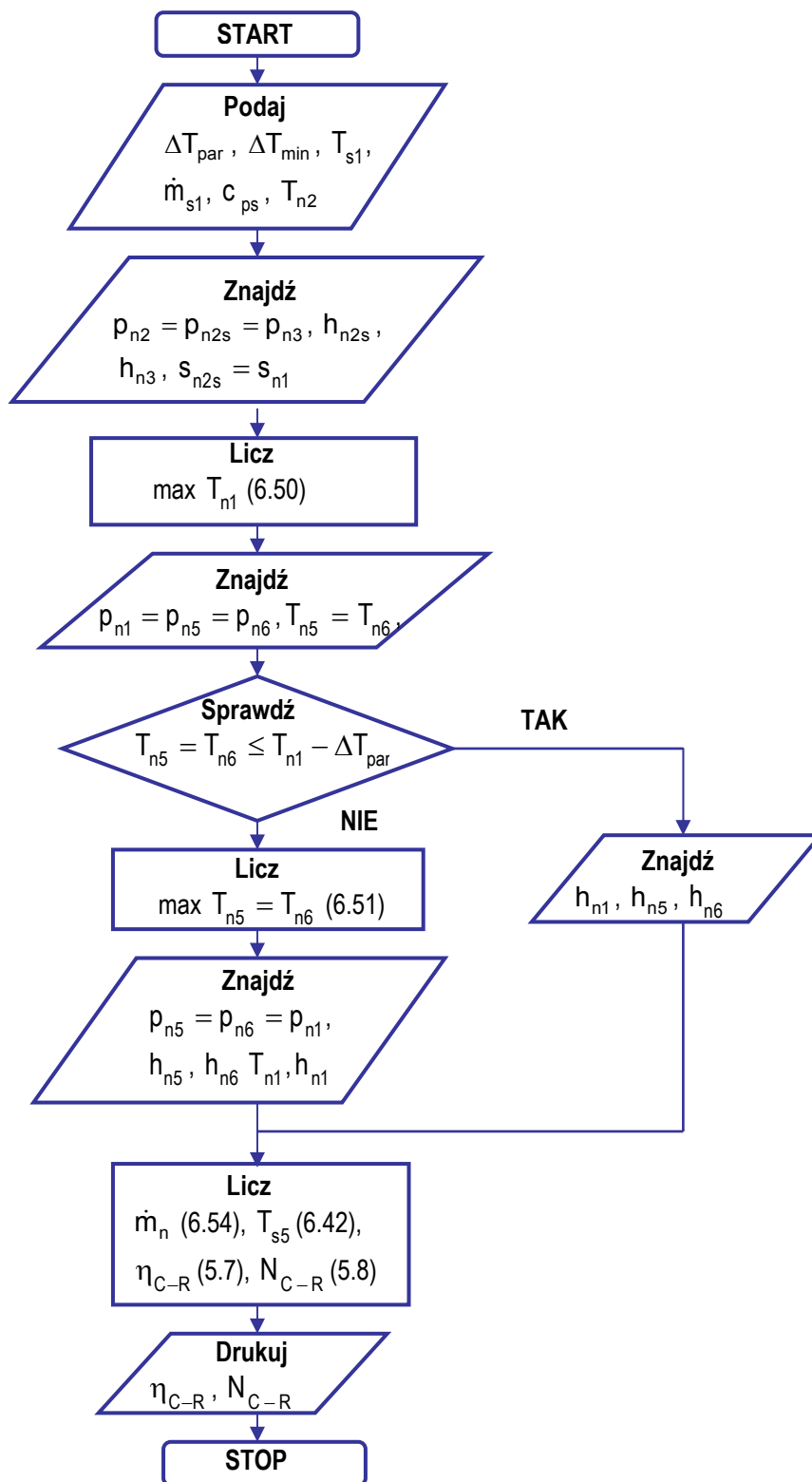
Przy tak określonych założeniach wzór na strumień czynnika roboczego zapisano zależnością:

$$\dot{m}_n = \frac{\dot{m}_{s1}}{\frac{h_{n6} - h_{n5}}{c_{ps} \Delta T_{\text{par}}} + \frac{h_{n1} - h_{n6}}{c_{ps} \Delta T_{\text{prze}}}} \quad (6.54)$$

Jeżeli warunek (6.51) nie jest spełniony, odpowiednio z zależności (6.51) należy wyznaczyć maksymalną wartość temperatury parowania czynnika  $T_{n5} = T_{n6}$  i odpowiadające jej wartości parametrów  $p_{n5} = p_{n6}$ ,  $h_{n5}$ ,  $h_{n6}$ . Następnie należy wyznaczyć punkt przecięcia izobary  $p_{n6}$  i izentropy  $s_{n2s} = s_{n1}$ . Następnie należy wyznaczyć strumień czynnika roboczego  $\dot{m}_n$  z zależności (6.54). Kolejno z zależności (6.42) można wyznaczyć temperaturę końcową wody sieciowej  $T_{s5}$ , przy czym temperaturę  $T_{s4}$  należy obliczyć korzystając z bilansu w węźle „B” (rys. 6.13)

$$T_{s4} \dot{m}_{s1} = T_{s2} \dot{m}_{s2} + T_{s3} \dot{m}_{s3} \quad (6.55)$$

W dalszej kolejności należy wyznaczyć sprawność (5.7) i moc (5.8) siłowni geotermalnej.



Rys. 6.16. Algorytm obliczeń sprawności i mocy obiegu Clausiusa – Rankine’a z czynnikiem mokrym

Dla obu grup czynników temperatura  $T_{n5} = T_{n6}$  powinna być mniejsza od  $T_{kr}$ , aby spełnione było założenie podane w podrozdziale 6.2a i dotyczące realizacji obiegu podkrytycznego.

## 6.6. PARAMETRY STANU CZYNNIKÓW ROBOCZYCH

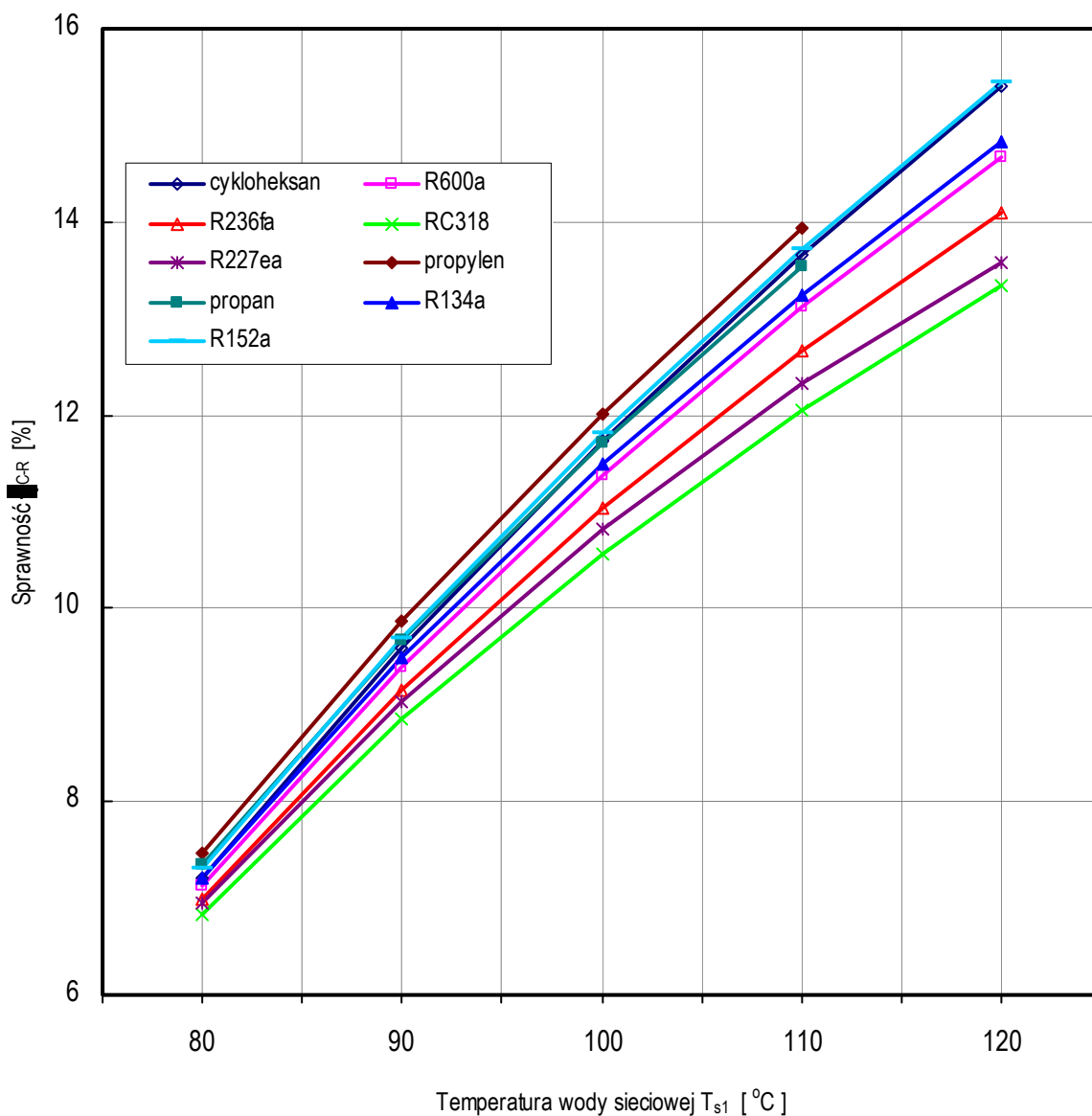
Właściwości termodynamiczne płynów określone są najczęściej w oparciu o równania stanu, na przykład często stosowane dla czynników chłodniczych równanie Rombusch'a [77, 78]. W praktyce jednak, z uwagi na uciążliwość stosowania równań stanu do obliczania właściwości płynów roboczych, korzysta się najczęściej z tablicowych zestawień właściwości czynników lub odpowiednich wykresów [97]. Do obliczania wartości parametrów stanu można stosować odpowiednie korelacje opisujące własności płynów. W pracy [15,16] zamieszczono proste korelacje umożliwiające obliczanie wybranych wielkości opisujących stan termodynamiczny czynnika w stanie cieczy nasyconej i pary nasyconej suchej w funkcji temperatury nasycenia uzyskane w wyniku aproksymacji wielomianem piątego stopnia danych tablicowych. Taki sposób przedstawiania właściwości substancji jest szczególnie wygodny w obliczeniach komputerowych jednak ma ograniczenie w zakresie ważności stosowania współczynników występujących w konkretnej korelacji, dlatego też każdorazowo podawany jest zakres ważności tych współczynników. Do ustalenia wybranego parametru czynnika w obszarze pary mokrej lub na linii nasycenia potrzebna jest znajomość dwóch parametrów z wymienionych: temperatura, ciśnienie, entalpia, entropia stopień suchości pary. Trudniej dostępne są wartości parametrów stanu płynu roboczego w obszarze pary przegrzanej. W początkowym etapie prac nad siłownią geotermalną wykorzystywana była metoda obliczania kalorycznych parametrów stanu w punkcie 2s dla czynników suchych z wykorzystaniem korelacji przedstawionych w [16]. Istotę oraz algorytm tej metody podano w załączniku Z-3 oraz w pracy [18].

Obliczenia prezentowane w tej pracy wykonywane były przy użyciu specjalistycznej bazy danych REFPROP 7.0 [79]. W programie REFPROP 7.0 parametry stanu substancji obliczane są na podstawie równań stanu różnej postaci, przy czym użytkownik ma zazwyczaj możliwość wyboru jednego z kilku dostępnych równań stanu, a także samodzielnego tworzenia zależności, według których będą wykonywane obliczenia parametrów stanu. W załączniku Z-4 zestawiono równania stanu, używane w obliczeniach realizowanych w ramach tej pracy.

## 6.7 WYNIKI OBLICZEŃ WIELKOŚCI CHARAKTERYSTYCZNYCH OBIEGU CLAUSIUSA – RANKINE'A

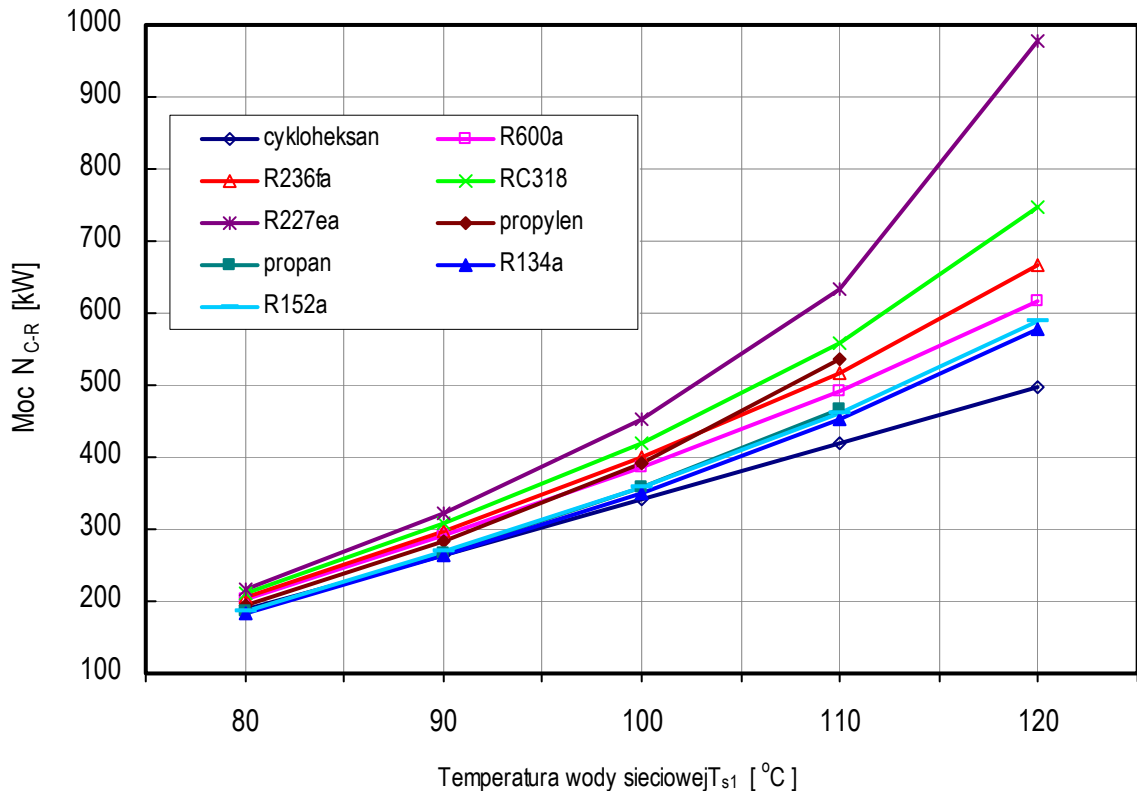
Wszystkie obliczenia i wykresy wykonano w arkuszu kalkulacyjnym Excel firmy Microsoft. Obliczenia prowadzono na podstawie zależności przedstawionych w rozdziale 6. Poniżej na kolejnych wykresach podano wyniki obliczeń sprawności  $\eta_{C-R}$  i mocy  $N_{C-R}$  obiegu Clausiusa – Rankine'a.

Na rysunku 6.17 przedstawiono sprawność obiegu Clausiusa – Rankine'a w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$  określoną dla obu grup czynników. Jak wynika z danych przedstawionych na tym wykresie najwyższe sprawności uzyskano dla siłowni pracującej z propylenem, R152a oraz cykloheksanem jako czynnikami roboczymi, jednak wartości sprawności dla wszystkich czynników organicznych są do siebie zbliżone przy określonej temperaturze wody sieciowej. Należy dodać, iż sprawność termiczna siłowni z wodą jako medium roboczym mieści się w zakresie od 3,4% dla wody geotermalnej o temperaturze  $T_{g1} = 89^{\circ}\text{C}$  do 6,2% dla  $T_{g1} = 120^{\circ}\text{C}$ . Spośród czynników organicznych najniższe wartości sprawności uzyskano dla RC318, R227ea oraz R236fa.



Rys. 6.17. Sprawność obiegu Clausiusa – Rankine'a w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$  dla wybranych czynników roboczych

Na rysunku 6.18 przedstawiono wykres zależności mocy teoretycznej obiegu w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$ . Najwyższe wartości mocy uzyskano dla czynnika R227ea, RC318, R236fa i propylenu najniższe zaś dla cykloheksanu oraz R134a.

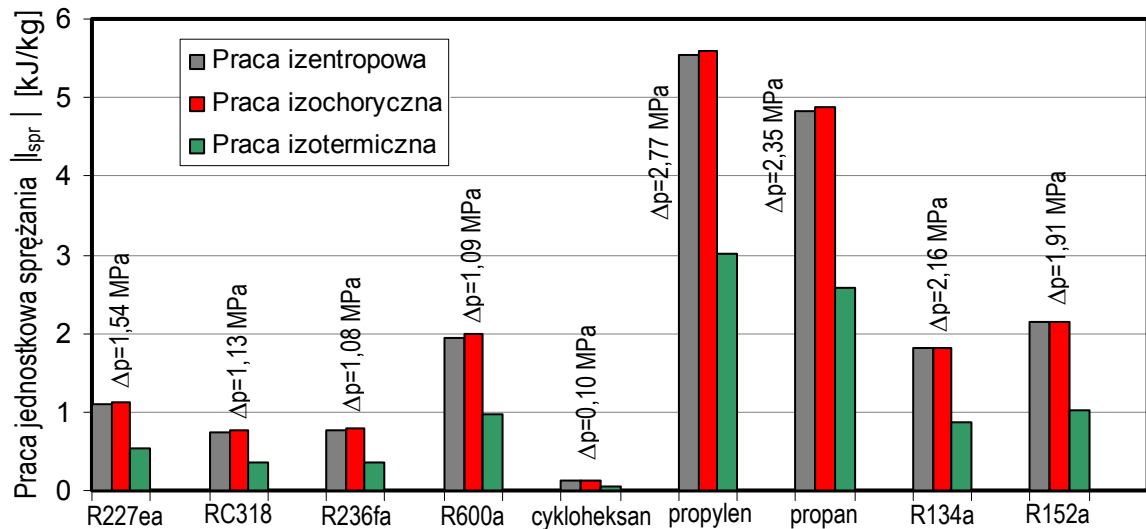


Rys. 6.18. Moc obiegu Clausiusa – Rankine'a w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$  dla wybranych czynników roboczych

## 6.8 PORÓWNANIE WYNIKÓW OBLICZEŃ PRAC SPRĘŻANIA I ROZPRĘŻANIA W OBIEGU SIŁOWNI PAROWEJ Z CZYNNIKIEM ORGANICZNYM

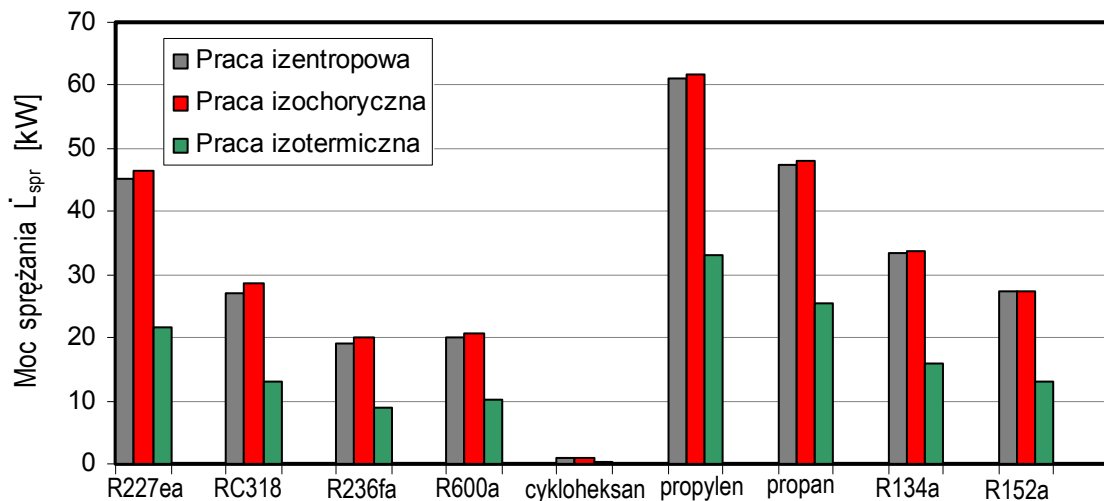
W trakcie przeglądu literatury, zarówno krajowej jak i zagranicznej, nie znaleziono ani jednej pozycji literatury obejmującej analizę wpływu pomijania pracy sprężania czynnika w pompie obiegowej przy obliczaniu efektywności pracy siłowni. Należy nadmienić, że uproszczenie to jest dość powszechnie stosowane przy obliczaniu zarówno sprawności jak i mocy elektrowni. Poniżej przedstawiono wyniki obliczeń prac sprężania, realizowanych według różnych przemian charakterystycznych w zakresie ciśnień odpowiadających obiegowi realizowanemu w zakresie temperatur  $T_{n1}=95^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{n3}=30^{\circ}\text{C}$  (rys. 6.19). Jak wynika z analizy danych przedstawionych na rysunku 6.19 wartości prac sprężania realizowanych według przemiany izentropowej i izochorycznej mają zbliżone wartości (dla danego czynnika) natomiast praca sprężania realizowana według przemiany izotermicznej jest w przybliżeniu dwukrotnie mniejsza. Należy jednak podkreślić, że pomimo założenia takiej samej różnicy temperatur, pomiędzy którymi realizowany jest obieg, to dla różnych czynników temu zakresowi temperatur odpowiada inna różnica ciśnień. Różnice ciśnień dla poszczególnych czynników zostały naniesione na wykres.





Rys. 6.19. Jednostkowa praca sprężania przy różnicy ciśnień odpowiadających realizacji obiegu w zakresie temperatur  $T_{n1} = 85^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{n3} = 30^{\circ}\text{C}$  obliczonych według różnych przemian charakterystycznych dla wybranych czynników suchych

Ze względu na fakt, iż w zależności od rodzaju stosowanego czynnika roboczego strumienie masowe czynników w obiegu różnią się od siebie (co przedstawiono na rysunku 8.2) wydaje się, iż bardziej odpowiednie jest analizowanie wielkości mocy sprężania i jej wpływu na efektywność siłowni aniżeli jednostkowej pracy sprężania. Odpowiednie wartości tych mocy przedstawiono na rysunku 6.20.



Rys. 6.20. Moc sprężania przy różnicy ciśnień odpowiadających realizacji obiegu w zakresie temperatur  $T_{n1} = 85^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{n3} = 30^{\circ}\text{C}$  obliczonych według różnych przemian charakterystycznych dla wybranych czynników suchych

Jak wspomniano wcześniej praca sprężania jest zazwyczaj pomijana w obliczaniu sprawności i mocy siłowni parowej. Prawdopodobnie wynika to z faktu, iż najczęściej stosowanym czynnikiem roboczym w siłowni parowej jest woda, dla której praca ta może zostać pominięta, ze względu na niską wartość

w stosunku do pracy rozprężania. Jednak, jak wynika z rysunków 6.19 i 6.20 wartości pracy (mocy) sprężania czynników organicznych są różne (praca jednostkowa propylenu jest ponad 60-krotnie większa od pracy sprężania cykloheksanu przy porównywalnych warunkach pracy siłowni).

W celu określenia niedokładności obliczeń wynikających z pomijania mocy sprężania wprowadzono wskaźnik zmiany mocy uwzględniający wpływ nieuwzględniania mocy sprężania na moc siłowni. Wskaźnik ten zdefiniowano zależnością:

$$\Delta N_{C-R} = \frac{N_{brutto} - N_{netto}}{N_{netto}} \cdot 100\% \quad (6.57)$$

gdzie:

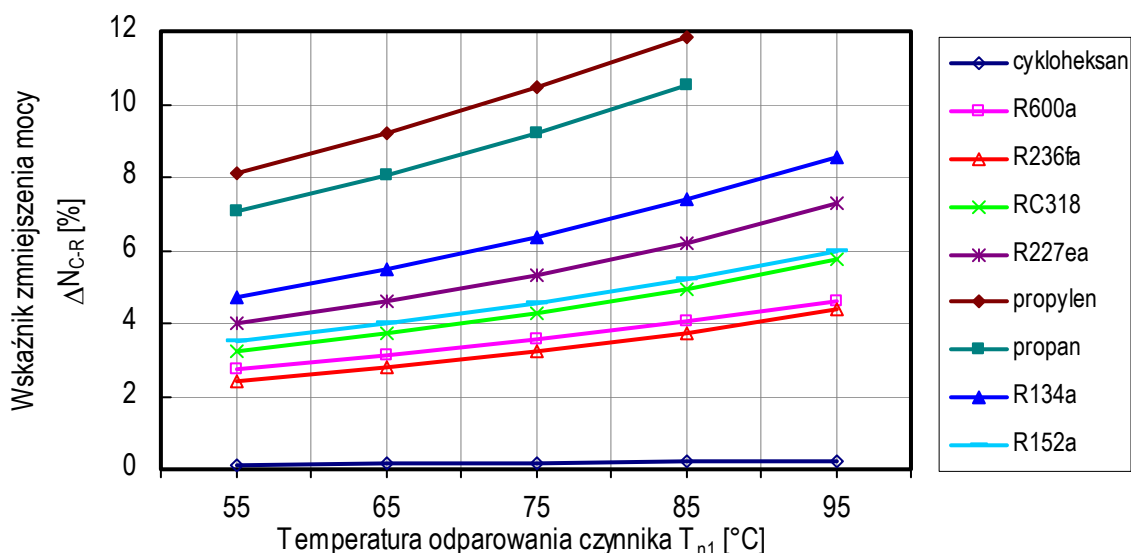
$$N_{brutto} = \dot{L}_{roz} \quad (6.58)$$

natomiast:

$$N_{netto} = \dot{L}_{roz} - \dot{L}_{spr} \quad (6.59)$$

Odpowiednie wartości mocy rozprężania i sprężania opisują zależności (6.16) i (6.24). W analogiczny sposób można ustalić wskaźnik zmiany sprawności  $\Delta \eta_{C-R}$ , który przy założeniu, że praca sprężania jest liczona według tej samej przemiany charakterystycznej jest, co do wartości, równy wskaźnikowi  $\Delta N_{C-R}$ .

Na rysunku 6.21 przedstawiono wartości wskaźnika  $\Delta N_{C-R}$  przy uwzględnieniu, że praca sprężania była obliczana według przemiany izochorycznej.



Rys. 6.21. Wskaźnik obniżenia mocy  $\Delta N_{C-R}$  siłowni parowej

Z analizy danych przedstawionych na wykresie wynika, że nie uwzględnianie mocy sprężania, powoduje zawyżanie sprawności i mocy siłowni w zakresie od 0,2 do 12% w zależności od rodzaju czynnika roboczego oraz zakresu temperatur realizacji obiegu. Dla porównania powyższy wskaźnik w przypadku

obiegu siłowni parowej z wodą jako medium roboczym nie przekracza 1% i zależy przede wszystkim od ciśnienia pary świeżej. W przypadku siłowni parowej wodnej o parametrach pary na dolocie do turbiny: temperatura 350°C, ciśnienie 2MPa oraz ciśnieniu skraplania 0,01 MPa wskaźnik  $\Delta N_{C-R}$  wynosi 0,2% [63].

## 6.9. PODSUMOWANIE

Z analizy opracowanych wykresów sprawności i mocy obiegu Clausiusa – Rankine’a dla różnych czynników organicznych można zauważyć, że dla czynników, dla których uzyskano najwyższe wartości sprawności z reguły nie uzyskiwano najwyższej mocy teoretycznej obiegu, na przykład w grupie czynników suchych najniższą sprawność uzyskano dla R227ea natomiast moc obiegu z tym czynnikiem jest najwyższa.

Z uwagi na to, że analizowanie tylko sprawności obiegu może powodować mylne wnioski, co ma miejsce w kilku wcześniej cytowanych artykułach w dalszej części tej pracy przeprowadzono odrębną analizę termodynamiczną obiegu Clausiusa – Rankine’a pod kątem maksymalizacji sprawności obiegu i pod kątem maksymalizacji mocy obiegu.

Na podstawie przeprowadzonych w ramach podrozdziału 6.8 obliczeń wartości pracy sprężania stwierdzono, że dla niektórych stosowanych czynników organicznych moc pompy obiegowej nie może być pomijana przy obliczaniu mocy elektrowni geotermalnej.

## 7. ANALIZA TERMODYNAMICZNA ORGANICZNEGO OBIEGU CLAUDIUSA - RANKINE’A POD KĄTEM MAKSYMALIZACJI SPRAWNOŚCI OBIEGU

### 7.1. ANALIZA PORÓWNAWCZA OBIEGU CLAUDIUSA - RANKINE’A Z OBIEGIEM CARNOTA

Analizę tą przeprowadzono na zasadzie porównania obiegu Clausiusa-Rankine’a z czynnikiem suchym do obiegu Carnota. Adekwatne wyniki obliczeń dla czynników mokrych zamieszczono w załączniku Z-5.

Wykorzystując zależność (4.6) oraz zależność na elementarną ilość ciepła pochłoniętą przez jednostkę masy czynnika związaną z entropią:

$$dq = Tds \quad (7.1)$$

można zapisać, że

$$\eta_{C-R} = 1 - \frac{\int_1^3 T_{n3} ds}{\int_1^3 T_{n1} ds} = 1 - \frac{\bar{T}_w}{\bar{T}_d} \quad (7.2)$$

gdzie  $\bar{T}_d$ ,  $\bar{T}_w$  uśrednione entropowo temperatury w procesach wymiany ciepła odpowiednio pochłaniania i oddawania ciepła.

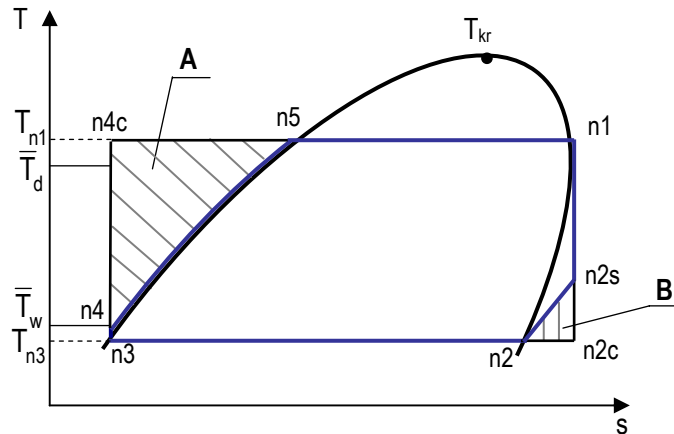
$$\bar{T}_d = \frac{1}{s_{n3} - s_{n1}} \int_1^3 T_{n3} ds \quad (7.3)$$

$$\bar{T}_w = \frac{1}{s_{n3} - s_{n1}} \int_1^3 T_{n1} ds \quad (7.4)$$

Porównanie sprawności obiegu Clausiusa-Rankine’a dla różnych czynników możliwych przeprowadzić oceniając stosunek

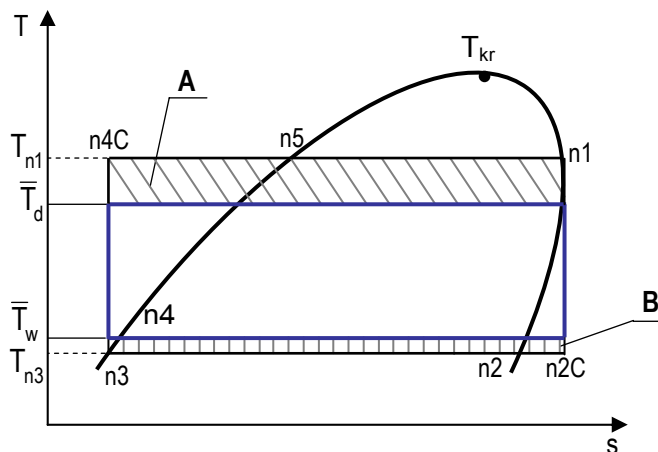
$$\frac{\eta_{C-R}}{\eta_{pC}} = \frac{1 - \frac{\bar{T}_w}{\bar{T}_d}}{1 - \frac{T_{n1}}{T_{n3}}} \quad (7.5)$$

Na rysunku 7.1 przedstawiono graficznie różnicę pomiędzy obiegiem Carnota i obiegiem Clausiusa-Rankine’a na przykładzie czynnika suchego.



Rys. 7.1. Obraz obiegu Carnota i obiegu Clausiusa-Rankine’a na przykładzie czynnika suchego

Pole 1-2c-3-4-4c-5-1 przedstawia pracę obiegu Carnota natomiast pole 1-2s-2-3-4-5-1 pracę porównawczego obiegu Clausiusa – Rankine’a. Pole pracy obiegu Clausiusa – Rankine’a jest mniejsze od pola pracy obiegu Carnota o pola A i B.

Rys. 7.2. Obieg Carnota i równoważny obiegowi Clausiusa – Rankine’a obieg Carnota realizowany w zakresie temperatur  $\bar{T}_w$ ,  $\bar{T}_d$ 

Na rysunku 7.2 naniesiono uśrednione entropowo temperatury: doprowadzania  $\bar{T}_d$  i odprowadzania  $\bar{T}_w$  ciepła do obiegu Clausiusa – Rankine’a. W ten sposób można zastąpić obieg Clausiusa – Rankine’a o temperaturze górnego źródła ciepła  $T_{n1}$  i dolnego  $T_{n3}$  równoważnym obiegiem Carnota realizowanym w zakresie temperatur  $\bar{T}_w$  i  $\bar{T}_d$ .

Średnią temperaturę czynnika przy doprowadzaniu ciepła  $\bar{T}_d$  dla czynnika suchego można obliczyć z zależności:

$$\bar{T}_d = \frac{q_d}{\Delta s_d} = \frac{h_{n5} - h_{n4} + h_{fg}(T_{n1})}{s_{n1} - s_{n4}} \quad (7.6)$$

Dokonując odpowiednich przekształceń zależności (7.6) można ją sprowadzić do dwóch kolejnych zależności:

$$\bar{T}_d = \frac{c_{pc}(T_{n5} - T_{n4}) + h_{fg}(T_{n1})}{c_{pc} \ln \frac{T_{n5}}{T_{n4}} + \frac{h_{fg}(T_{n1})}{T_{n5}}} \quad (7.7)$$

$$\frac{T_{n1}}{\bar{T}_d} = \frac{\frac{h_{fg}(T_{n1})}{c_{pc}} + T_{n1} \ln \frac{T_{n5}}{T_{n4}}}{\frac{h_{fg}(T_{n1})}{c_{pc}} + (T_{n5} - T_{n4})} \quad (7.8)$$

Dla czynników tzw. suchych średnią temperaturę czynnika przy odprowadzaniu ciepła  $\bar{T}_w$  oblicza się w następujący sposób:

$$\bar{T}_w = \frac{h_{n2s-n2} + h_{fg}(T_{n3})}{s_{n2s} - s_{n3}} \quad (7.9)$$

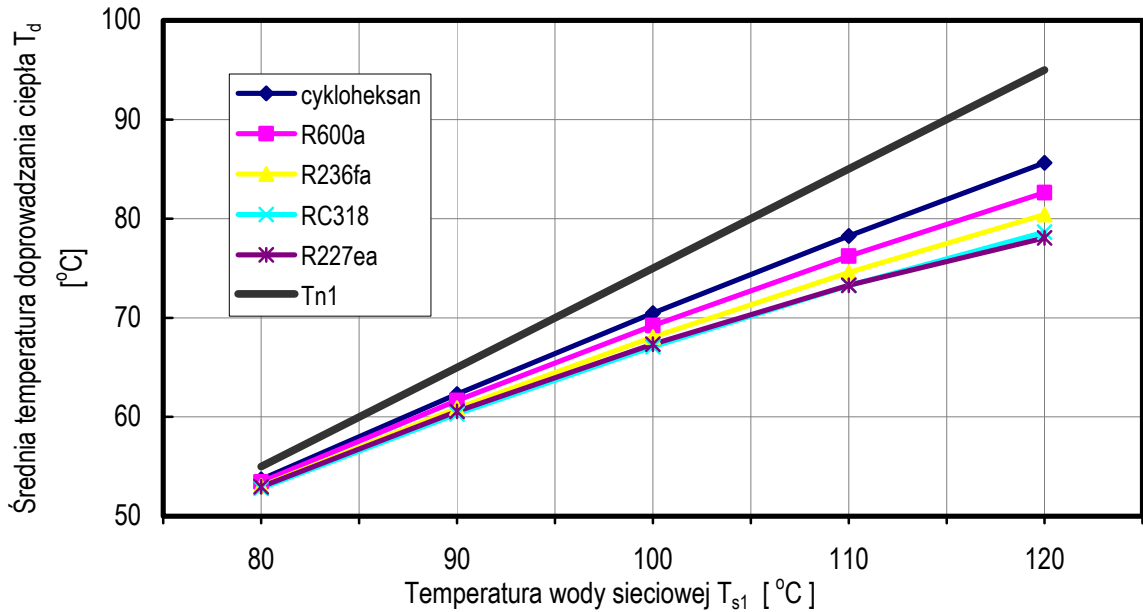
Dokonując odpowiednich przekształceń, zależność (7.9) można sprowadzić do postaci:

$$\bar{T}_w = \frac{c_{pp}(T_{n2s} - T_{n2}) + h_{fg}(T_{n3})}{c_{pp} \ln \frac{T_{n2s}}{T_{n2}} + \frac{h_{fg}(T_{n3})}{T_{n3}}} \quad (7.10)$$

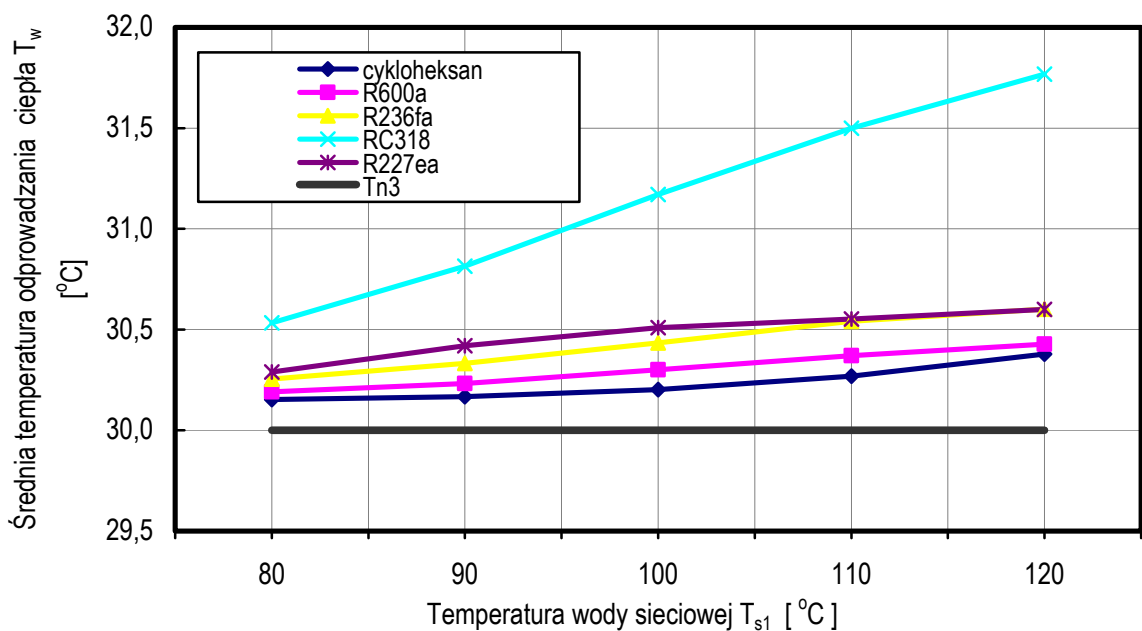
$$\frac{\bar{T}_w}{T_{n3}} = \frac{(T_{n2s} - T_{n2}) + \frac{h_{fg}(T_{n3})}{c_{pp}}}{T_{n3} \ln \frac{T_{n2s}}{T_{n2}} + \frac{h_{fg}(T_{n3})}{c_{pp}}} \quad (7.11)$$

Interpretując zależność (7.8) można zapisać, że im bardziej  $\bar{T}_d$  będzie zbliżone do  $T_{n1}$  tzn. im bardziej średnia temperatura doprowadzania ciepła do obiegu będzie zbliżona do najwyższej temperatury w obiegu oraz interpretując zależność (7.11), z której wynika, że im bardziej  $\bar{T}_w$  będzie zbliżone do  $T_{n3}$  tzn. im bardziej średnia temperatura wyprowadzania ciepła z obiegu będzie zbliżona do najniższej temperatury w obiegu tym bardziej  $\eta_{C-R}$  będzie zbliżona do  $\eta_C$ . Zgodnie z rysunkiem 7.2 można zapisać, że pole A jest tym mniejsze im  $T_{n1}/\bar{T}_d$  jest bliższe jedności, natomiast pole B jest tym mniejsze im  $\bar{T}_w/T_{n3}$  jest bliższe jedności.

Zależność średniej temperatury doprowadzania ciepła  $\bar{T}_d$  do obiegu wraz z maksymalną temperaturą czynnika roboczego w obiegu  $T_{n1}$  przedstawiono na rysunku 7.3, natomiast na rysunku 7.4 przedstawiono średnią temperaturę odprowadzania ciepła z obiegu  $\bar{T}_w$  oraz minimalną temperaturę czynnika w obiegu  $T_{n3}$  dla czynników suchych. Jak wynika z poniższych wykresów najwyższą temperaturą doprowadzania ciepła  $\bar{T}_d$  charakteryzuje się obieg z cykloheksanem, jako czynnikiem roboczym, najniższą zaś z R227ea. Wyniki te są zgodne z przedstawionymi na rysunku 6.17 tzn. dla cykloheksanu uzyskano najwyższą sprawność obiegu natomiast dla R227ea najniższą spośród czynników suchych. Najwyższą wartość średniej temperatury wyprowadzania ciepła z obiegu  $\bar{T}_w$  uzyskano dla czynnika RC318 jednak jest ona wyższa od  $T_{n3}$  nie więcej niż 2K.



Rys. 7.3. Wykres zależności średniej temperatury doprowadzania ciepła  $\bar{T}_d$  do obiegu w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$  dla czynników suchych



Rys. 7.4. Wykres zależności średniej temperatury odprowadzania ciepła z obiegu  $\bar{T}_w$  w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$  dla czynników suchych

Z analizy zależności (7.8) i (7.11) wynika, że ilorazy  $T_{n1}/\bar{T}_d$  i  $\bar{T}_w/T_{n3}$  będą tym bliższe jedności, im większe będą wartości stosunku  $h_{fg}/c_{pc}$  dla temperatury  $T_{n1}$  oraz  $h_{fg}/c_{pp}$  dla temperatury  $T_{n3}$ . W tabeli 7.1 przedstawiono wartości  $h_{fg}/c_{pc}$  w temperaturze  $T_{n1}=100^\circ\text{C}$  oraz wartości  $h_{fg}/c_{pp}$  w temperaturze  $T_{n3}=40^\circ\text{C}$ .

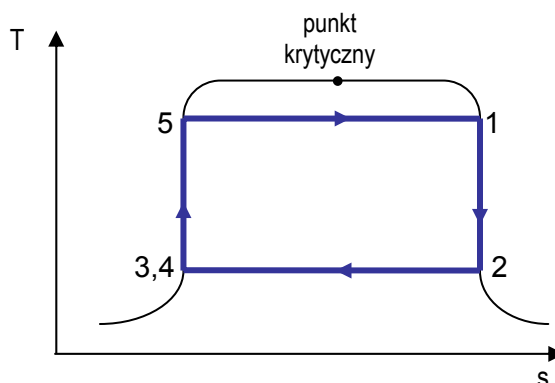
Tabela 7.1. Wartości  $h_{fg}/c_{pc}$  i  $h_{fg}/c_{pp}$  dla czynników suchych

Czynnik roboczy	$h_{fg}/c_{pc}$ w temperaturze $T_{n1}=100^{\circ}\text{C}$	$h_{fg}/c_{pp}$ w temperaturze $T_{n3}=40^{\circ}\text{C}$
cykloheksan	152,06	0,5366
izobutan	63,46	0,1892
R236fa	46,41	0,1389
RC318	30,18	0,0121
R227ea	5,05	0,0872

W załączniku Z-5 przedstawiono zależność  $h_{fg}/c_{pc}$  oraz  $h_{fg}/c_{pp}$  w funkcji temperatury dla wybranych czynników mokrych i suchych.

## 7.2. MODEL IDEALNEGO CZYNNIKA ROBOCZEGO POD KĄTEM MAKSYMALIZACJI SPRAWNOŚCI

Zgodnie z analizą przedstawioną powyżej maksymalizacja sprawności ma miejsce wtedy, gdy pola A i B są jak najmniejsze. Na tej podstawie na rysunku 7.6 zaproponowano kształt krzywych nasycenie idealnego czynnika roboczego w siłowni parowej. Należy podkreślić, że przy takim kształcie krzywych nasycenia bez znaczenia pozostaje temperatura krytyczna czynnika roboczego – istotne jest to, aby była wyższa od temperatury odparowania czynnika.



Rys. 7.6. Kształt krzywych nasycenia idealnego, z punktu widzenia maksymalizacji sprawności obiegu, czynnika roboczego w obiegu Clausiusa – Rankine’a

## 7.3. PODSUMOWANIE

W rozdziale 7 przedstawiono analizę termodynamiczną obiegu Clausiusa – Rankine’a z różnymi czynnikami roboczymi prowadzoną pod kątem maksymalizacji sprawności obiegu siłowni. Z analizy tej wynika, że aby obieg cechował się maksymalną sprawnością należy dążyć do tego, aby energia była doprowadzana do obiegu przy jak najwyższej temperaturze. Wyprowadzono zależności na obliczanie uśrednionych entropowo temperatur doprowadzania i odprowadzania energii z obiegu. Z analizy zależności 7.8 i 7.11 wynika, że sprawność obiegu Clausiusa – Rankine’a rośnie wraz ze wzrostem wartości ilorazu entalpii parowania do właściwej pojemności cieplnej cieczy  $h_{fg}/c_{pc}$  oraz ilorazu entalpii parowania do właściwej pojemności cieplnej pary  $h_{fg}/c_{pp}$ . Na podstawie przeprowadzonych analiz zaproponowano model idealnego czynnika roboczego o kształcie krzywych nasycenia zapewniającym maksymalne zbliżenie wartości sprawności obiegu Clausiusa – Rankine’a do wartości sprawności obiegu Carnota.



## 8. ANALIZA TERMODYNAMICZNA ORGANICZNEGO OBIEGU CLAUSIUSA - RANKINE’A POD KĄTEM MAKSYMALIZACJI MOCY OBIEGU

Sprawność termiczna zdefiniowana zależnością (5.7) zawsze stanowiła ważne kryterium oceny termodynamicznej obiegu porównawczego Clausiusa - Rankine’a. Informacje zawarte w rozdziale 7 mogą pomóc w doborze czynnika roboczego w obiegu, jeżeli jako kryterium oceny przyjmie się uzyskanie jak najwyższej sprawności obiegu. Jednak nawiązując do przeprowadzonej analizy w rozdziale 6 i wynikających z niej wniosków wyjaśnienia wymagają rozbieżności pomiędzy sprawnościami i mocami obiegów Clausiusa - Rankine’a z różnymi czynnikami organicznymi (rys. 6.17 i 6.18). To zróżnicowanie można wyjaśnić analizując zależność (8.1) określającą sprawność termiczną.

$$\eta_{C-R} = \frac{\dot{L}_{ob}}{\dot{Q}_d} \quad (8.1)$$

Ocenę termodynamiczną obiegu w oparciu o uzyskaną wartość sprawności  $\eta_{C-R}$  powinno się prowadzić przy zachowaniu stałego punktu odniesienia, którym w przypadku sprawności powinna być:

- a) stała wartość strumienia ciepła doprowadzonego do obiegu  $\dot{Q}_d$  dla wszystkich czynników i obliczona wielkość uzyskiwanej mocy obiegu  $N_{C-R}$ , a następnie na tej podstawie określona wielkość sprawności,

lub

- b) stała wartości mocy obiegu  $N_{C-R}$  oraz obliczona wartość strumień ciepła doprowadzanego  $\dot{Q}_d$ , jaki jest niezbędny do uzyskania tej mocy i na tej podstawie określona wielkość sprawności.

Specyfika siłowni parowej zasilanej strumieniem przepływającej cieczy, zgodnie z założeniami wyjściowymi przedstawionymi w podrozdziale 6.2, według których wykonano wszystkie dotychczasowe obliczenia, jest taka, że narzucona jest temperatura wody na wypływie z głowicy otworu wydobywczego i strumień tej wody. To z kolei determinuje strumień wody sieciowej i jego temperaturę. Nie narzuca się natomiast temperatury wody sieciowej powrotnej, a tym samym temperatury wody geotermalnej na zatłaczaniu do otworu chłonnego. Są to wielkości wynikowe zależne od założonych spadków temperatur w poszczególnych wymiennikach oraz właściwości termodynamicznych czynnika roboczego. W efekcie strumień ciepła doprowadzanego do obiegu  $\dot{Q}_d$  jest wielkością zmienną. Zmienność  $\dot{Q}_d$  jest spowodowana zmienną wartością ciepła doprowadzanego w podgrzewaczu  $\dot{Q}_{pod}$ , co, z kolei wynika z różnych wartości entalpii podgrzewania czynnika roboczego i wpływa na różne wartości spadków temperatury wody sieciowej w podgrzewaczu. Ponieważ założono taki sam spadek temperatury w parowaczu dla poszczególnych czynników roboczych strumień ciepła doprowadzanego w parowaczu  $\dot{Q}_{par}$  ma niezmienną wartość dla wszystkich wariantów obliczeń. Wartości strumieni ciepła doprowadzanego w parowaczu i podgrzewaczu dla wybranych czynników suchych i różnych temperatur wody sieciowej zestawiono w tabeli 8.1.

Tabela 8.1. Zestawienie wielkości ciepła doprowadzonego do obiegu w parowaczu i podgrzewaczu

	TEMPERATURA $T_{s1}$ [°C]				
	80	90	100	110	120
	Ciepło doprowadzone w parowaczu $\dot{Q}_{par}$ [kW]				
	2328	2328	2328	2328	2328
CZYNNIK	Ciepło doprowadzone w podgrzewaczu $\dot{Q}_{pod}$ [kW]				
R227ea	789	1238	1846	2794	4880
RC318	760	1159	1653	2303	3266
R236fa	606	915	1287	1756	2395
R600a	514	770	1067	142	1873
cykloheksan	301	436	579	733	896

Ponadto jednostkowa praca obiegu jest wielkością zależną od różnicy ciśnień w turbinie parowej, a ta jest wielkością ściśle zależną od rodzaju czynnika. Ponadto jak wynika z zależności (6.34) i (6.54) strumień czynnika roboczego jest wielkością zależną od entalpii parowania czynnika roboczego. W efekcie uzyskuje się różne wartości mocy obiegu  $N_{C-R}$  dla różnych czynników. W konsekwencji przy porównywaniu siłowni z różnymi czynnikami organicznymi na podstawie wartości sprawności termicznej tych siłowni porównuje się obiegi, w których każdy z nich cechuje się inną wartością strumienia ciepła doprowadzonego  $\dot{Q}_d$  i uzyskanej mocy  $N_{C-R}$  (tabela 8.2).

Tabela 8.2. Zestawienie wartości strumieni całkowitego ciepła doprowadzonego oraz mocy siłowni

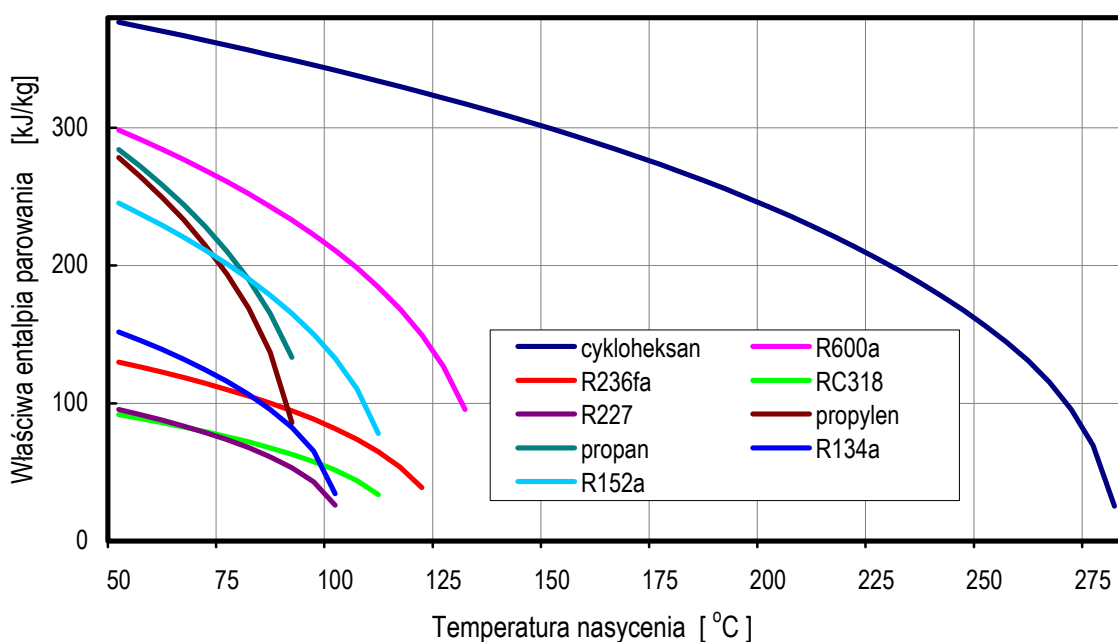
	TEMPERATURA $T_{s1}$ [°C]									
	80		90		100		110		120	
	Całkowite ciepło doprowadzone do obiegu $\dot{Q}_d$ / Moc obiegu $N_{C-R}$ [kW]									
CZYNNIK	$\dot{Q}_d$	$N_{C-R}$	$\dot{Q}_d$	$N_{C-R}$	$\dot{Q}_d$	$N_{C-R}$	$\dot{Q}_d$	$N_{C-R}$	$\dot{Q}_d$	$N_{C-R}$
R227ea	3117	217	3566	322	4174	452	5122	632	7208	979
RC318	3088	211	3487	309	3980	421	4631	558	5594	746
R236fa	2933	205	3242	297	3614	399	4084	517	4723	666
R600a	2842	203	3097	291	3395	386	3752	493	4201	617
cykloheksan	2629	190	2764	265	2907	341	3060	418	3224	497

Efektom rozważań zamieszczonych powyżej jest stwierdzenie, że sprawność termiczna opisana zależnością (3.4) czy (8.1) nie pozwala na pełną, jednoznaczną ocenę efektywności pracy obiegu, a analiza tylko sprawności termicznej obiegu może prowadzić do błędnych wniosków. Dlatego, w dalszej części rozdziału, analizie termodynamicznej poddano obieg siłowni parowej pod kątem maksymalizacji mocy obiegu. Analizę przeprowadzono w dwóch etapach. Pierwszy etap obejmuje analizę termodynamiczną obiegu od strony czynnika roboczego, a przede wszystkim doboru

parametrów pracy oraz wpływu jego właściwości termodynamicznych na moc silowni. Drugi etap obejmuje analizę obiegu od strony wody sieciowej oraz stopnia wykorzystania energii w niej zawartej w zależności od rodzaju czynnika oraz poczynionych założeń.

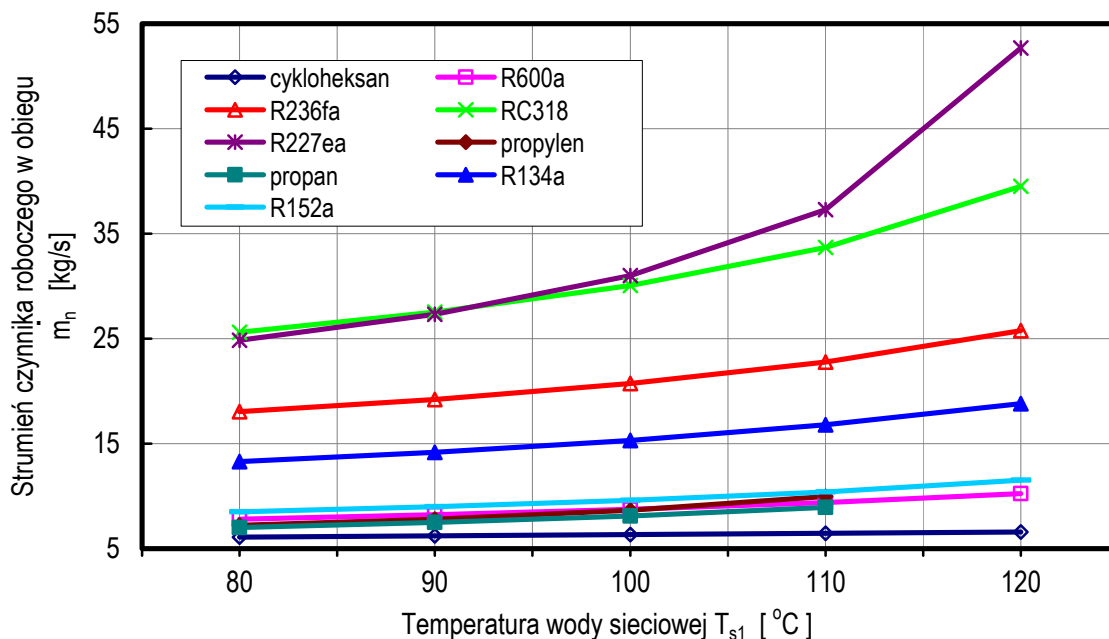
## 8.1. ANALIZA WPŁYWU WŁAŚCIWOŚCI CZYNNIKA ROBOCZEGO NA MOC OBIEGU

Zgodnie z zależnością (5.8) moc obiegu zależy od strumienia czynnika roboczego krążącego w obiegu i pracy jednostkowej obiegu. Strumień czynnika w obiegu jest tym większy im mniejsza jest entalpia parowania czynnika. Entalpia parowania czynnika jest wielkością charakterystyczną dla każdego czynnika, malejącą wraz ze wzrostem temperatury i ciśnienia aż do wartości minimalnej przy parametrach krytycznych czynnika (rys. 8.1).



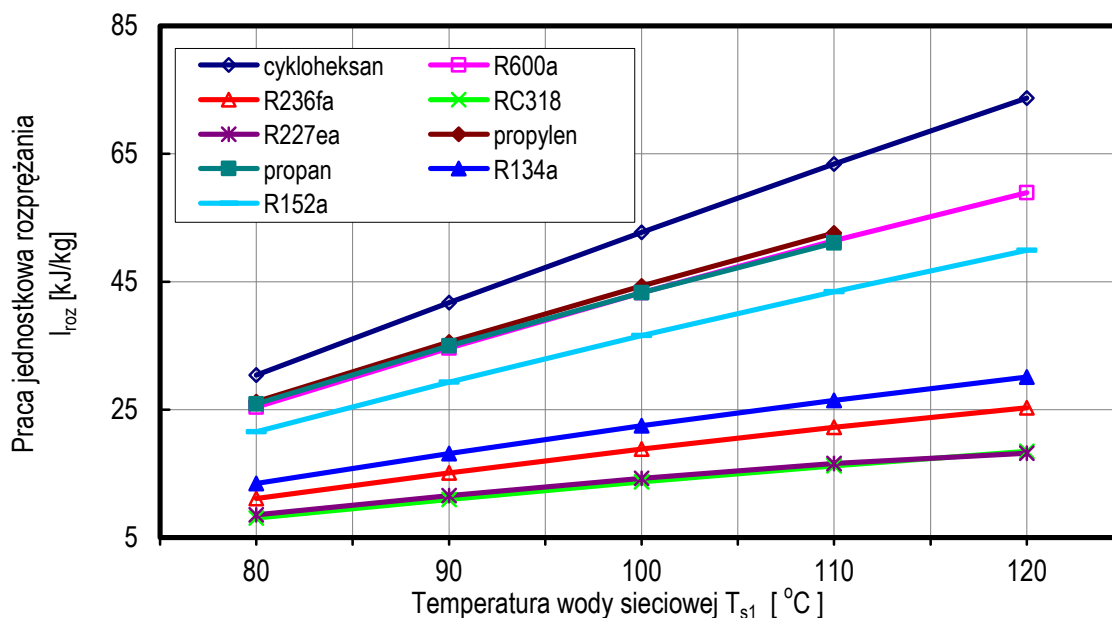
Rys. 8.1. Właściwe entalpie parowania wybranych czynników organicznych w funkcji temperatury nasycenia

Z analizy wyników przedstawionych na rysunku 6.18 oraz na rysunku 8.1 wynika, że wyższe moce uzyskano dla czynników o mniejszej entalpii parowania. Ponadto im proces odparowywania czynnika roboczego przebiega bliżej punktu krytycznego, tym mniejsza jest entalpia parowania czynnika, a to skutkuje większym strumieniem masowym tego czynnika w obiegu (rys. 8.2).



Rys. 8. 2. Strumień czynnika roboczego w obiegu C-R w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$  dla wybranych czynników organicznych

Na kolejnym rysunku 8.3 pokazano wyniki obliczeń pracy jednostkowej rozprężania w turbinie. Jak wynika z danych przedstawionych na tym wykresie czynniki o większych wartościach entalpii parowania cechują się także większymi wartościami jednostkowej pracy rozprężania.

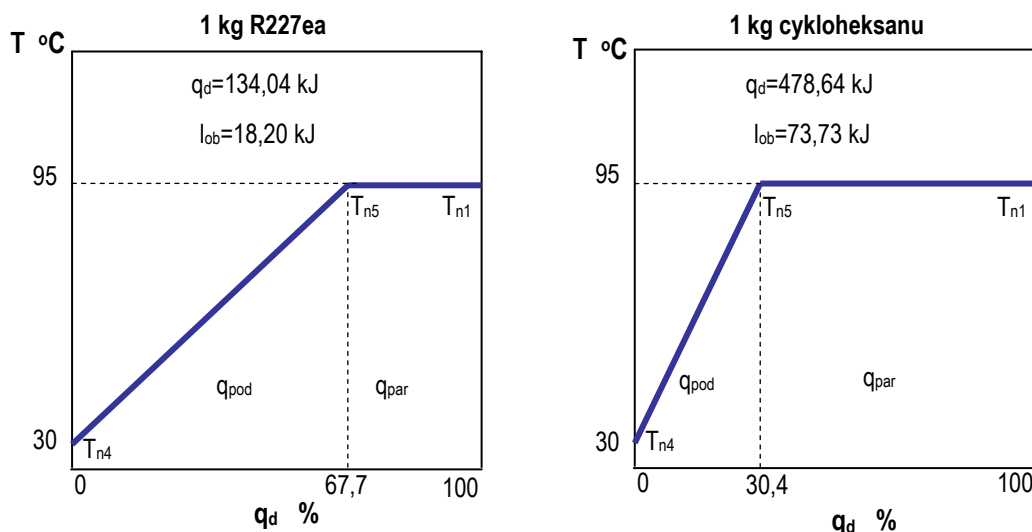


Rys. 8.3. Praca jednostkowa rozprężania w turbinie w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$  dla wybranych czynników organicznych

Oczywiście duża wartość pracy rozprężania jest cechą korzystną z punktu widzenia efektywności obiegu jednak w przypadku czynników o małej pracy jednostkowej możliwe jest stosowanie turbin o mniejszej liczbie stopni rozprężania, co wpływa na ich prostszą konstrukcję i niższą cenę. Jednak

ostatecznie na moc obiegu istotny wpływ ma iloczyn tych dwóch wielkości, co zostało już pokazane na rysunku 6.15.

Na rysunku 8.4 przedstawiono procentowy podział energii doprowadzonej w parowaczu i podgrzewaczu w celu podgrzania i odparowania czynnika dla R227ea i cykloheksanu (czynników z grupy „suchych” o najmniejszej i największej entalpii parowania).

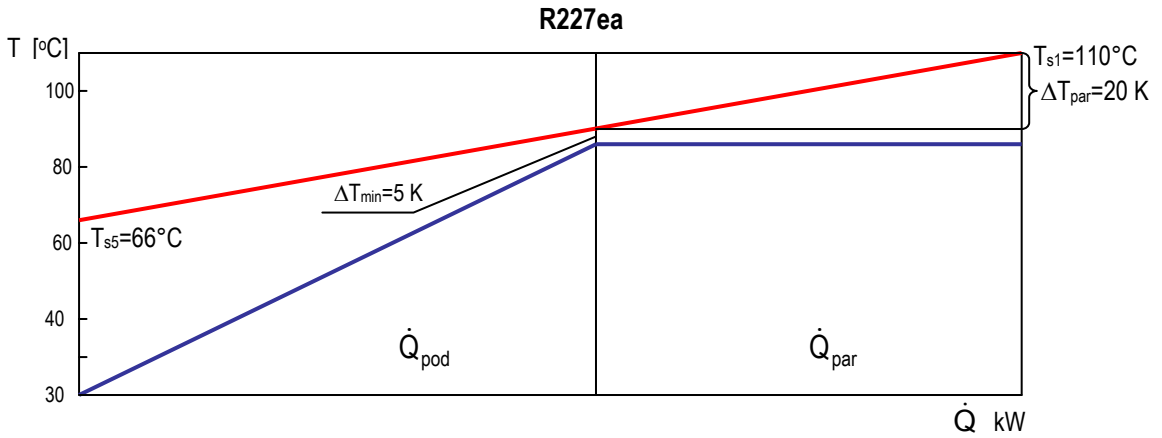


Rys. 8.4. Procentowy podział energii doprowadzanej w parowaczu  $q_{\text{par}}$  i podgrzewaczu  $q_{\text{pod}}$  w celu podgrzania i odparowania wybranych czynników roboczych

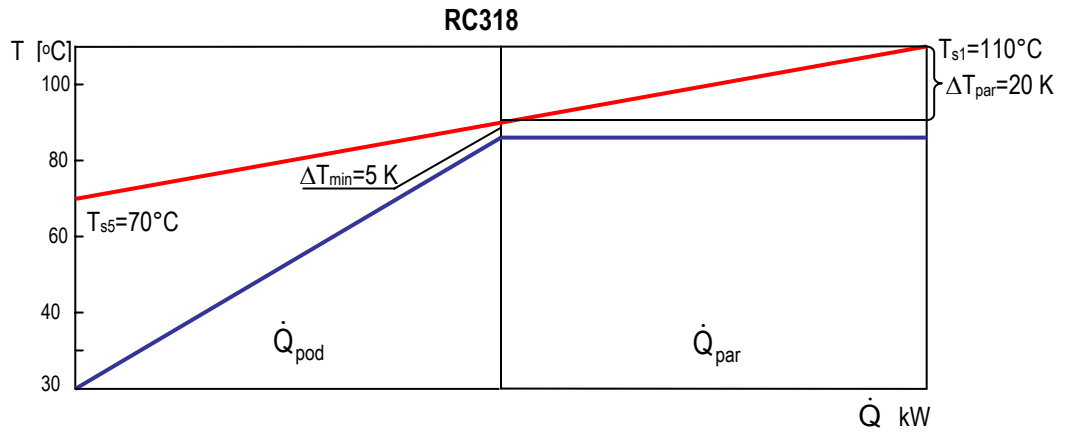
Z analizy powyższych danych wynika, że w celu doprowadzenia ciepła do 1 kg czynnika R227ea od stanu cieczy o temperaturze 30°C do stanu pary nasyconej suchej o temperaturze 95°C należy doprowadzić 134,04 kJ energii, z czego 67,7% doprowadzane jest w podgrzewaczu (w zakresie temperatur od 30 do 95°C), natomiast energia doprowadzana w parowaczu stanowi 32,3% całkowitej ilości energii doprowadzonej. W przypadku cykloheksanu proporcje są odwrotne tzn. 30,4% całkowitej energii wynoszącej 478,64 kJ na kilogram czynnika doprowadzane jest w podgrzewaczu, pozostała część 69,6% w parowaczu. Pomimo, że w celu podgrzania i odparowania 1 kilograma cykloheksanu potrzeba 3,6 raza więcej energii i uzyskuje się 4,0 raza więcej pracy jednostkowej to dla czynnika R227ea uzyskano wyższą moc obiegu Clausiusa – Rankine’a. Wynika to z dużo wyższego strumienia czynnika roboczego (rys. 8.2), który dla R227ea jest około 8 razy większy niż dla cykloheksanu. Wiąże się to z wymienioną wcześniej, małą wartością entalpii parowania.

## 8.2. ANALIZA STOPNIA WYKORZYSTANIA ENERGII ZAWARTEJ W WODZIE SIECIOWEJ

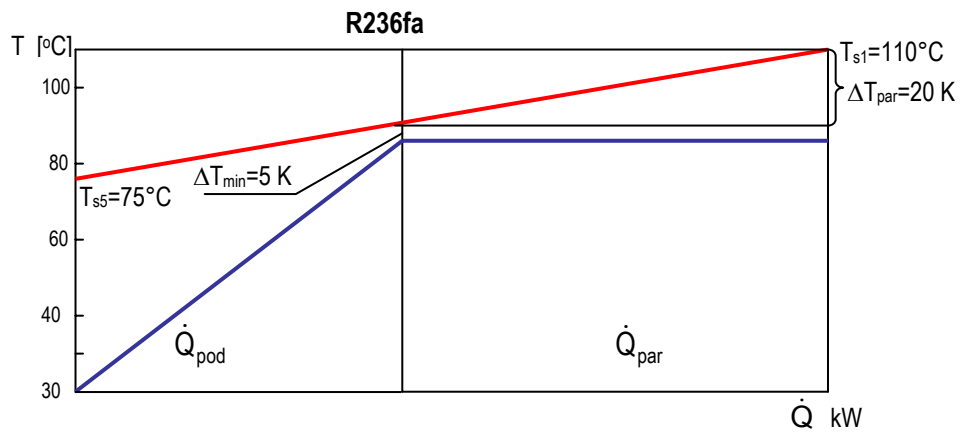
Jak wynika z wcześniejszych obliczeń przedstawionych w tabeli 8.1 strumień ciepła doprowadzanego w parowaczu  $\dot{Q}_{\text{par}}$  jest stały (co wynika ze stałego wynoszącego  $\Delta T_{\text{par}} = 20$  K spadku temperatury wody sieciowej w parowaczu oraz założenia stałego strumienia masowego wody sieciowej), natomiast strumień ciepła doprowadzanego w podgrzewaczu  $\dot{Q}_{\text{pod}}$  zmienia się w zależności od czynnika roboczego i dla poszczególnych czynników rośnie wraz ze wzrostem temperatury wody sieciowej i temperatury odparowywania czynnika. Przedstawiono to na rysunkach od 8.5 do 8.9.



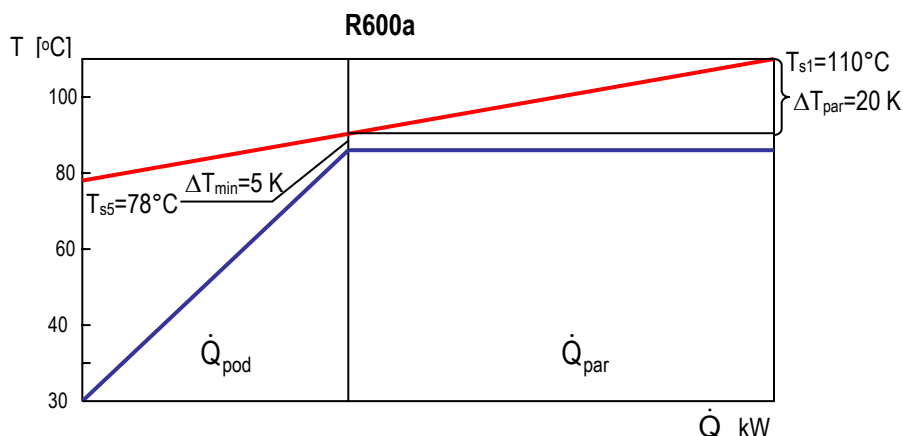
Rys. 8.5. Pole temperatury oraz strumienie ciepła doprowadzanego w parowaczu i podgrzewaczu zgodnie z założeniami podanymi w podrozdziale 6.2 dla czynnika R227ea przy temperaturze wody geotermalnej 110°C



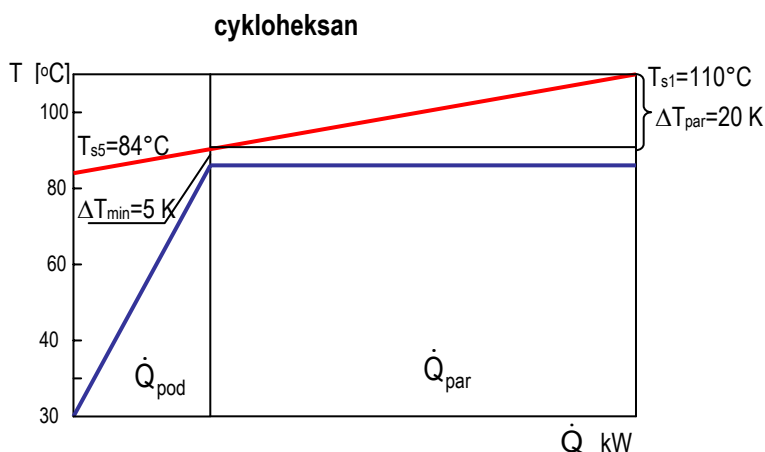
Rys. 8.6. Pole temperatury oraz strumienie ciepła doprowadzanego w parowaczu i podgrzewaczu zgodnie z założeniami podanymi w podrozdziale 6.2 dla czynnika RC318 przy temperaturze wody geotermalnej 110°C



Rys. 8.7. Pole temperatury oraz strumienie ciepła doprowadzanego w parowaczu i podgrzewaczu zgodnie z założeniami podanymi w podrozdziale 6.2 dla czynnika R227ea przy temperaturze wody geotermalnej 110°C

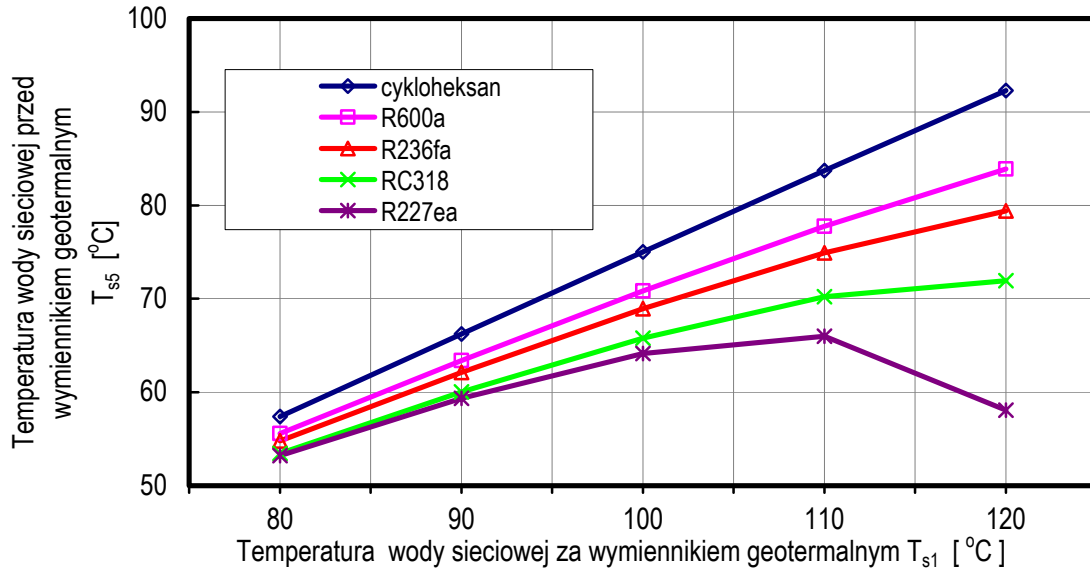


Rys. 8.8. Pole temperatury oraz strumienie ciepła doprowadzanego w parowaczu i podgrzewaczu zgodnie z założeniami podanymi w podrozdziale 6.2 dla czynnika R 600a przy temperaturze wody geotermalnej 110°C



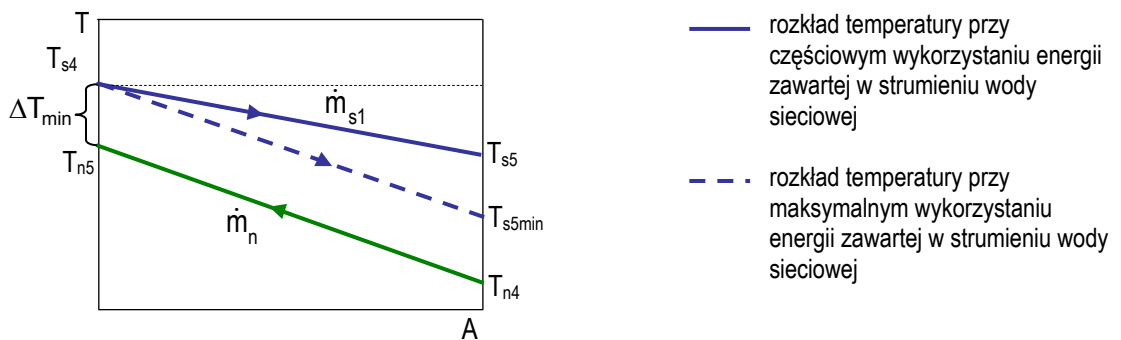
Rys. 8.9. Pole temperatury oraz strumienie ciepła doprowadzanego w parowaczu i podgrzewaczu zgodnie z założeniami podanymi w podrozdziale 6.2 dla cykloheksanu przy temperaturze wody geotermalnej 110°C

Z analizy danych przedstawionych na rysunkach od 8.5 do 8.9 wynika, że im większy udział strumienia ciepła doprowadzanego w podgrzewaczu  $\dot{Q}_{pod}$  w całkowitym doprowadzanym strumienia ciepła  $\dot{Q}_d$  tym większe obniżenie temperatury wody sieciowej końcowej  $T_{s5}$ . Zależność temperatur wody sieciowej końcowej  $T_{s5}$  od temperatury wody sieciowej początkowej  $T_{s1}$  dla wszystkich wariantów obliczeń przedstawiono na rysunku 8.10. Oczywiście temperatura końcowa wody sieciowej ma bezpośredni wpływ na wartość temperatury wody geotermalnej zatłaczanej do górotworu  $T_{g2}$ . Należy podkreślić, że im niższa temperatura zatłaczanej wody geotermalnej tym lepsze wykorzystanie energii zawartej w strumieniu tej wody. Dodatkowo, czynniki charakteryzujące się większymi strumieniami ciepła doprowadzanego w podgrzewaczu to te, dla których uzyskano najwyższe wartości mocy obiegu. Jednocześnie, należy podkreślić, że duży udział strumienia ciepła doprowadzanego w podgrzewaczu (proces przebiegający przy zmiennej temperaturze) wpływa na niższą wartość średniej temperatury doprowadzania ciepła  $\bar{T}_D$ . W efekcie czynniki, dla których uzyskano lepsze wykorzystanie energii zawartej w strumieniu wody geotermalnej i większą moc charakteryzują się mniejszymi wartościami sprawności obiegu.



Rys. 8.10. Temperatura wody sieciowej przed wymiennikiem geotermalnym  $T_{s5}$  w funkcji temperatury wody sieciowej za wymiennikiem geotermalnym  $T_{s1}$  dla wybranych czynników suchych

Najlepsze wykorzystanie energii zawartej w wodzie geotermalnej dla czynników tzw. suchych będzie miało miejsce w sytuacji, gdy temperatura wody sieciowej przed wymiennikiem geotermalnym  $T_{s5}$  oraz związana z nią temperatura wody geotermalnej zatłaczanej  $T_{g2}$  będzie miała najniższą możliwą temperaturę, to znaczy, gdy pole temperatury w podgrzewaczu będzie takie jak przedstawiono na rysunku 8.11.



Rys. 8.11. Pole temperatury nośników ciepła w podgrzewaczu przy maksymalnym i częściowym wykorzystaniu energii zawartej w strumieniu wody sieciowej

Poniżej przeprowadzono rozważania mające na celu ustalenie, czy taka sytuacja (pełnego wykorzystania energii strumienia wody geotermalnej) może mieć w ogóle miejsce, a jeżeli tak to, jakie warunki muszą być spełnione. W tym celu podzielono stronami równanie bilansu podgrzewacza (6.30) i parowacza (6.34) oraz uwzględniono fakt, że strumień czynnika roboczego  $\dot{m}_n$  oraz wody sieciowej  $\dot{m}_{s1}$  krążą w obiegach zamkniętych i są w każdym punkcie obiegu niezmiennie. W ten sposób uzyskano zależność:

$$\Delta T_{\text{pod}} \cdot (h_{n5} - h_{n1}) = \Delta T_{\text{par}} (h_{n5} - h_{n4}) \quad (8.2)$$



lub

$$\frac{\Delta T_{\text{pod}}}{\Delta T_{\text{par}}} = \frac{h_{n5} - h_{n4}}{h_{\text{fg}}} \quad (8.3)$$

gdzie:

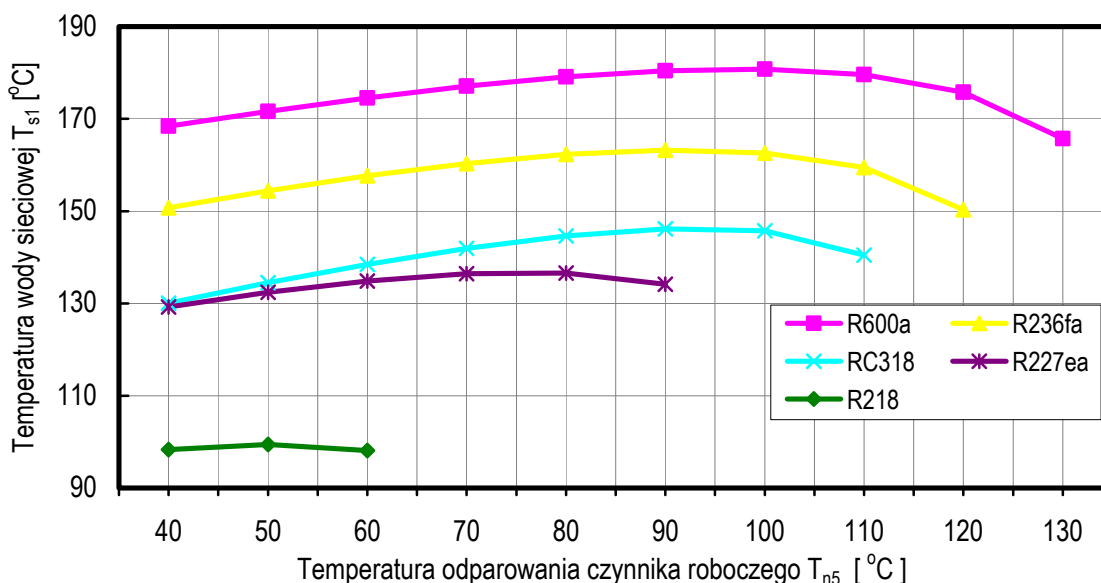
$h_{\text{fg}} = h_{n1} - h_{n5}$  jest entalpią parowania czynnika roboczego w temperaturze  $T_{n1}$ .

$h_{n5} - h_{n4}$  jest entalpią podgrzewania czynnika roboczego od temperatury  $T_{n4}$  do  $T_{n5}$ .

Wielkości występujące w zależności (8.3) są ze sobą powiązane to znaczy: entalpia parowania i entalpia podgrzewania są wielkościami charakterystycznymi dla danego czynnika roboczego i zależą od: entalpia parowania a ta od temperatury, w jakiej czynnik jest odparowywany, natomiast entalpia podgrzewania od temperatury, w jakiej czynnik jest skraplany i w jakiej jest odparowywany. Oznacza to, że trzy wielkości  $\Delta T_{\text{pod}}$ ,  $h_{n5} - h_{n4}$  oraz  $h_{\text{fg}}$  ściśle zależą od warunków pracy siłowni i rodzaju czynnika.

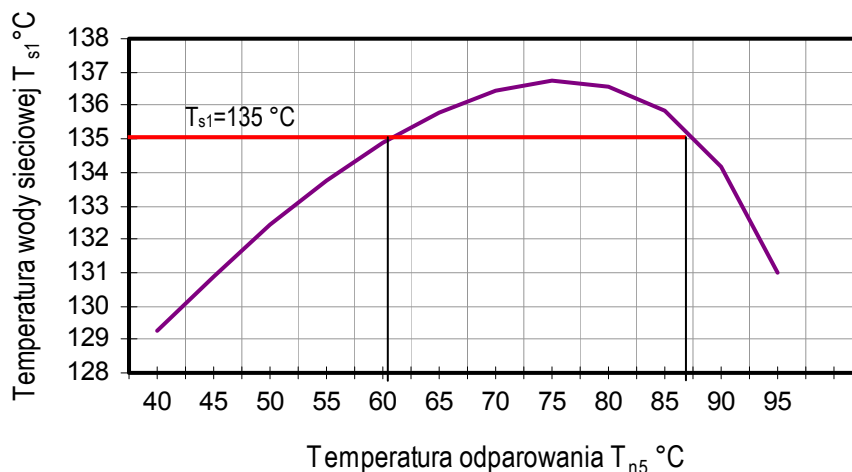
Jednak zależność (8.3) może zostać wykorzystana do obliczenia optymalnej różnicy temperatur w parowaczu  $\Delta T_{\text{par}}$  a z zależności 6.35 (rys. 6.11) można wyznaczyć początkową temperaturę wody sieciowej  $T_{s1}$  zapewniającej maksymalne wykorzystanie energii zawartej w strumieniu wody geotermalnej dla określonego czynnika.

Na rysunku 8.12 przedstawiono wyniki obliczeń temperatury  $T_{s1}$ , dla której możliwe jest uzyskanie maksymalnego obniżenia temperatury wody sieciowej (w ramach tej pracy nazwano taki przypadek pełną regeneracją ciepła w podgrzewaczu) dla różnych czynników suchych. Pominięto cykloheksan z uwagi na to, że dla tej substancji zakres pełnej regeneracji ciepła w podgrzewaczu można uzyskać dla wody sieciowej o temperaturze od 250 do 318°C, natomiast zamieszczono wyniki obliczeń dla czynnika R218, który, co prawda nie został wybrany do obliczeń, ale jako jeden z niewielu dostępnych czynników pozwala na uzyskanie pełnej regeneracji ciepła dla elektrowni zasilanej wodą geotermalną o temperaturze z zakresu 80 - 120°C.



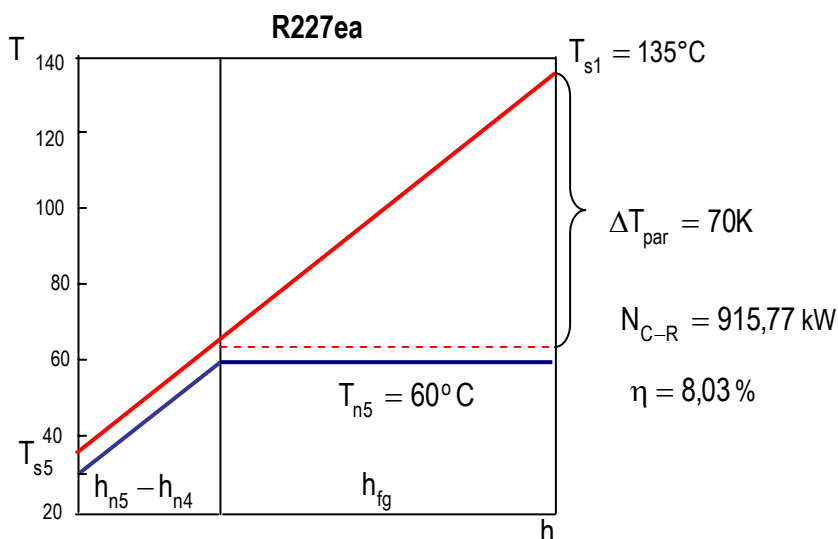
Rys. 8.12. Wykres możliwości uzyskania pełnej regeneracji ciepła dla wybranych czynników

Na kolejnych rysunkach 8.13, 8.14 i 8.15 przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń dla czynnika R227ea. Na rysunku 8.13 przedstawiono krzywą charakterystyczną tego czynnika.

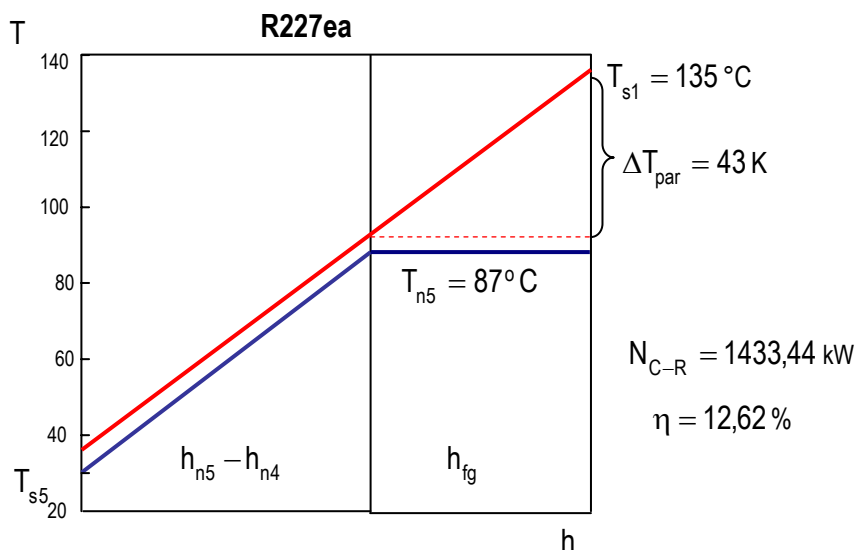


Rys. 8.13. Wykres możliwości uzyskania pełnej regeneracji ciepła dla czynnika R227ea w zależności od temperatury odparowania czynnika i temperatury wody sieciowej

Jak wynika z danych przedstawionych na rysunku 8.13 spełnienie warunku pełnej regeneracji ciepła w podgrzewaczu przy zastosowaniu czynnika R227ea jest możliwe, gdy temperatura wody sieciowej będzie wynosić od 129,2°C do 136,8°C. Czerwoną linią zaznaczono przykładowo wybraną temperaturę wody sieciowej z tego zakresu  $T_{s1} = 135^\circ\text{C}$ . Pełną regenerację ciepła dla wody sieciowej o tej temperaturze można uzyskać, jeżeli temperatura odparowania czynnika  $T_{n5} = T_{n1}$  wynosi 60°C lub 87°C, ale tylko dla wyższej z nich uzyskano maksymalną moc siłowni. Dodatkowo przypadki te przedstawiono na rysunkach 8.14 i 8.15.



Rys. 8.14. Interpretacja graficzna zależności 8.4 dla czynnika R227ea przy założeniach, że czynnik jest podgrzewany od temperatury 30°C i odparowywany w temperaturze 60°C, a temperatura wody sieciowej wynosi 135°C

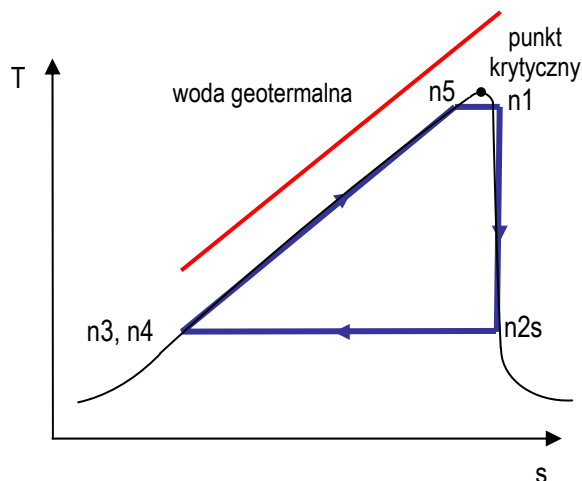


Rys. 8.15 Interpretacja graficzna zależności 8.4 dla czynnika R227ea przy założeniach, że czynnik jest podgrzewany od temperatury 30°C i odparowywany w temperaturze 87°C, a temperatura wody sieciowej wynosi 135°C

Z porównania danych pokazanych na rysunkach 8.14 i 8.15 wynika, że spełnienie warunku pełnej regeneracji nie zawsze zapewnia maksymalną moc obiegu. W obu przypadkach realizacji siłowni parowej z tym samym czynnikiem, oraz taką samą temperaturą wody sieciowej i temperaturą skraplania, lecz przy innych temperaturach odparowania czynnika osiągnięto tak zwaną pełną regenerację ciepła, jednak przy temperaturze odparowania czynnika 87°C uzyskano moc o 56% wyższą od tej uzyskanej przy 60°C.

### 8.3. MODEL IDEALNEGO CZYNNIKA ROBOCZEGO POD KĄTEM MAKSYMALIZACJI MOCY

Zdaniem autorki pracy bardzo istotne w obiegu siłowni geotermalnej z czynnikiem organicznym jest to, że ciepło jest doprowadzane w przepływie, a źródło ciepła (strumień wody geotermalnej) trudno uznać za izotermiczne. Jest to zasadnicza cecha różniąca siłownię geotermalną od siłowni klasycznej. Na rysunku 8.16 przedstawiono przykładowy kształt krzywych nasycenia idealnego czynnika roboczego w siłowni geotermalnej, jeżeli jako kryterium oceny przyjmie się maksymalizację wykorzystania energii zawartej w strumieniu wody zasilającej siłownię oraz maksymalizację mocy elektrowni. Należy podkreślić, że w przypadku idealnego czynnika, który ma pozwolić na maksymalizację mocy siłowni istotna jest jego temperatura krytyczna.

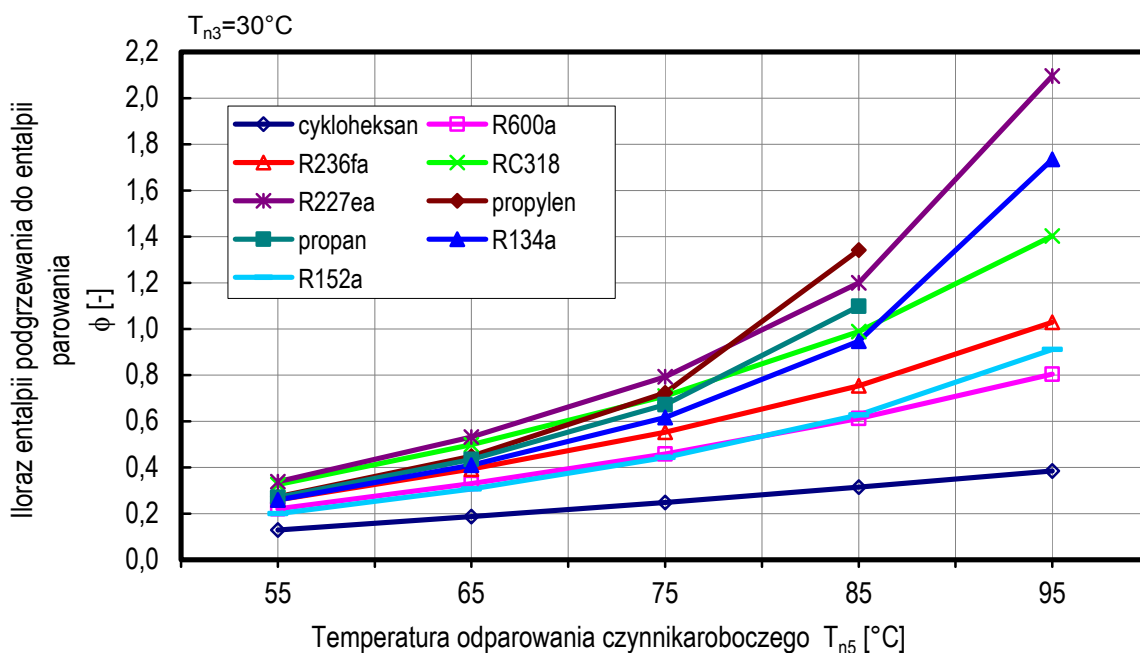


Rys. 8.16. Kształt krzywych nasycenia czynnika roboczego umożliwiające maksymalne wykorzystanie energii wody geotermalnej w obiegu Clausiusa – Rankine’a

Jak wspomniano wcześniej entalpia parowania i podgrzewania są wielkościami charakteryzującymi dany czynnik, dlatego wprowadzono współczynnik  $\phi$  zdefiniowany zależnością:

$$\phi = \frac{h_{n5} - h_{n4}}{h_{fg}} \quad (8.4)$$

Im większa wartość tego współczynnika tym mniejszy będzie spadek temperatury wody geotermalnej w parowaczu i bardziej można zbliżyć się do idealnego modelu czynnika roboczego, a pole pracy obiegu kształtem zbliżone jest do trójkąta prostokątnego. Wartości tego współczynnika dla wybranych czynników roboczych przedstawiono na rysunku 8.17.



Rys. 8.17. Wykres wartości wskaźnika  $\phi$  dla wybranych czynników w funkcji temperatury parowania czynnika  $T_{n5}$

Należy podkreślić, że im współczynnik  $\phi$  będzie większy tym lepsze będzie wykorzystanie energii zawartej w wodzie geotermalnej, ale jednocześnie tym mniejsza będzie wartość średniej temperatury doprowadzania ciepła, a to w świetle rozdziału 7 wiąże się z niższymi wartościami sprawności obiegu.

#### 8.4. PODSUMOWANIE

W rozdziale przedstawiono analizę termodynamiczną obiegu Clausiusa – Rankine’a z różnymi czynnikami roboczymi prowadzona pod kątem maksymalizacji mocy obiegu siłowni geotermalnej. Zauważono wyraźny wpływ niektórych cech czynnika na moc siłowni a przede wszystkim wartości entalpii podgrzewania i parowania czynnika. Obie te wielkości zostały ujęte we wskaźniku  $\phi$  opisanym zależnością (8.4). Przedstawiono pożądaną, ze względu na maksymalne wykorzystanie energii zawartej w strumieniu wody sieciowej (geotermalnej) kształt krzywych nasycenia czynnika roboczego. Kształt ten powinien być taki, aby obieg Clausiusa – Rankine’a realizowany za pomocą tego czynnika zbliżony był kształtem do trójkąta prostokątnego. Jest to możliwe dla czynników, których temperatura krytyczna jest niższa lub zbliżona do temperatury wydobywanej wody geotermalnej, a sam proces odparowywania czynnika realizowany jest w temperaturze zbliżonej do temperatury krytycznej.

W rozdziale tym przedstawiono także zależność (8.3) oraz jej interpretację graficzną. Graficznym jej obrazem jest krzywa, która może spełniać rolę charakterystyki danego czynnika roboczego w praktyce inżynierskiej. Na podstawie takiej charakterystyki można określić przybliżoną efektywność stosowania danego czynnika dla określonej temperatury wody geotermalnej, a także podstawowe parametry siłowni, przy których efektywność pracy elektrowni będzie najwyższa. Należy podkreślić, że projektując siłownią geotermalną, należy przede wszystkim odpowiednio dobrać czynnik roboczy, ale także parametry poszczególnych wymienników, przy czym najistotniejsza wydaje się być temperatura odparowania czynnika i związany z nią spadek temperatury wody sieciowej w parowaczu  $\Delta T_{\text{par}}$ .

Na podstawie analiz przeprowadzonych w rozdziale 8 oraz danych literaturowych [15, 16, 40] dotyczących obiegów lewobieżnych w tabeli 8.3 zestawiono wybrane właściwości czynników roboczych oraz oczekiwania związane z ich wartościami.

Tabela 8.3. Wybrane właściwości czynników roboczych w zależności od rodzaju zastosowanego obiegu

OBIEG LEWOBIĘŻNY	OBIEG PRAWOBIĘŻNY
Pożądane jest duże ciepło parowania	Ciepło parowania powinno być jak najmniejsze.
Mała jednostkowa praca sprężania (niski nakład energii)	Duża jednostkowa praca rozprężania jest korzystna z punktu widzenia sprawności obiegu, mała jednostkowa praca obiegu jest korzystna z punktu widzenia rozwiązań konstrukcyjnych turbin.
Mała masa cząsteczkowa	Masa cząsteczkowa powinna być raczej duża, z uwagi na to, że turbiny napędzane ciężkimi substancjami mają małe prędkości obwodowe i mogą mieć małą liczbę stopni

Z zapisów zamieszczonych w tabeli 5.1 oraz tabeli 8.3 wynika, że wymogi odnośnie właściwości fizjologicznych, eksploatacyjnych i częściowo fizycznych są takie same bez względu na to czy obieg jest prawo czy lewobieżny. Jednak wymagania odnośnie właściwości termodynamicznych są różne a właściwie sprzeczne. Można z tego wyciągnąć wniosek, że substancja, która ma być czynnikiem do stosowania w obiegu parowym powinna być komponowana (opracowywana) pod kątem takiego właśnie zastosowania.

## 9. WPŁYW PRZEGRZEWANIA PARY NA EFEKTYWNOŚĆ PRACY ELEKTROWNI GEOTERMALNEJ

W klasycznej siłowni parowej w celu podwyższenia sprawności energetycznej podwyższa się temperaturę pary przegrzanej doprowadzanej do turbiny, a głównym ograniczeniem wartości tej temperatury jest wytrzymałości materiałów konstrukcyjnych użytych do budowy ostatnich sekcji przegrzewacza. W przypadku siłowni zasilanej strumieniem wody geotermalnej o określonej temperaturze podwyższenie temperatury przegrzania pary świeżej doprowadzanej do turbiny możliwe jest na kilka różnych sposobów. Jeżeli jednak z dalszych rozważań wykluczy się możliwość doprowadzania strumienia ciepła z dodatkowego, zewnętrznego źródła ciepła, gdyż przedmiotem tej pracy są rozwiązania siłowni zasilanej wyłącznie strumieniem wody geotermalnej o określonych parametrach, to efekt przegrzewania pary można uzyskać na dwa niżej wymienione sposoby:

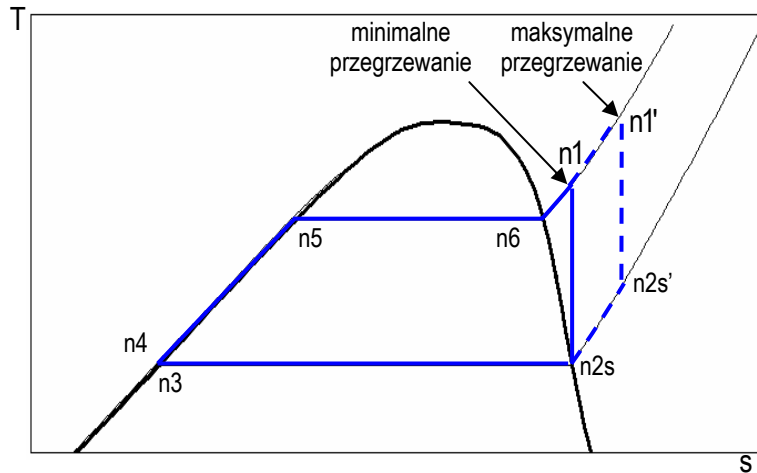
1. podwyższanie temperatury pary świeżej, ale w bardzo ograniczonym zakresie to znaczy maksymalnie do temperatury  $T_{s1}-\Delta T_{\min}$ ;
2. obniżanie ciśnienia pary świeżej w wyniku obniżenia ciśnienia (i temperatury) odparowania czynnika roboczego.

Z uwagi na kształt krzywych nasycenia czynników obiegowych należących do dwóch różnych grup czynników analiza zasadności stosowania przegrzewania pary została przeprowadzona oddzielnie dla grupy czynników mokrych (w podrozdziale 9.1) oraz dla czynników suchych (w podrozdziale 9.2).

### 9.1. ANALIZA ZASADNOŚCI STOSOWANIA PRZEGRZEWANIA PARY CZYNNIKA ROBOCZEGO MOKREGO

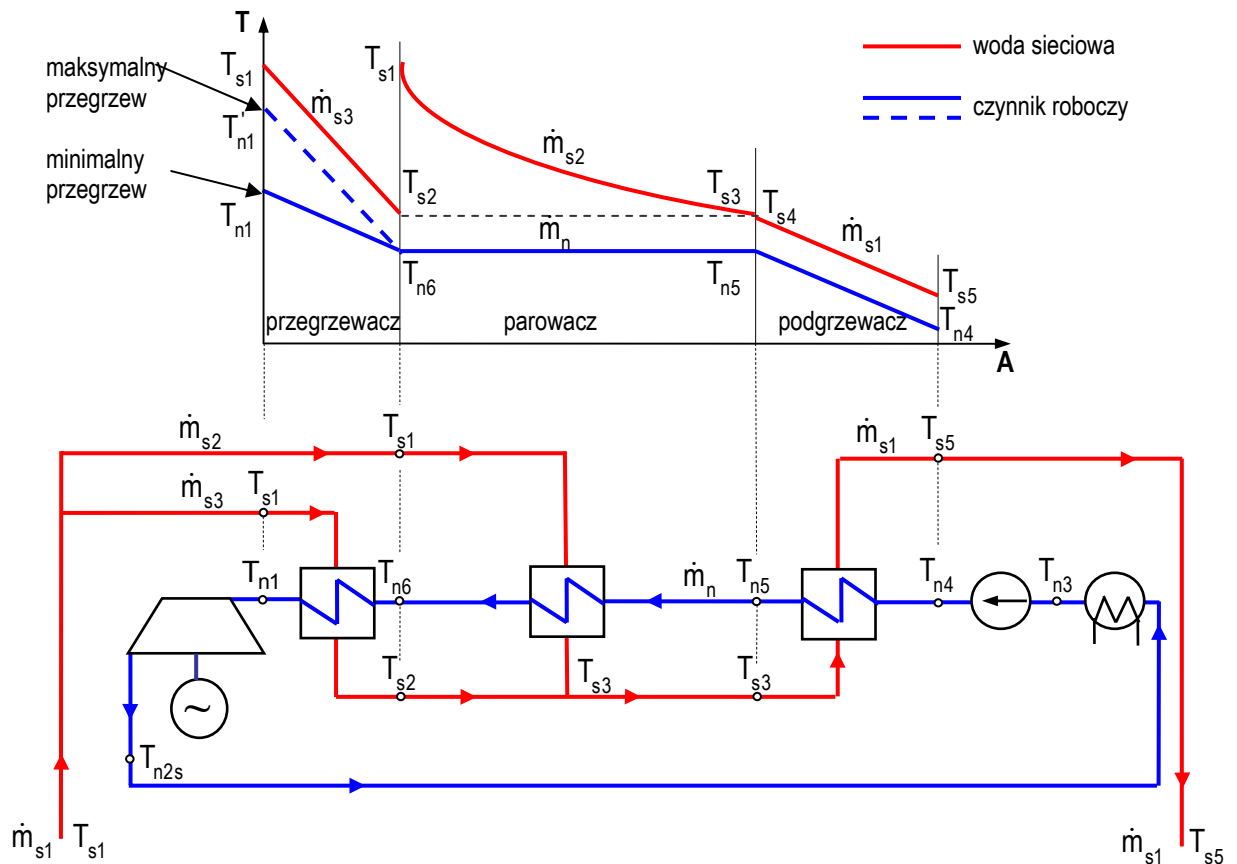
Wyniki obliczeń sprawności i mocy obiegu siłowni parowej z czynnikami mokrymi zamieszczone w 6 rozdziale pracy wykonano przy założeniu tzw. minimalnego stopnia przegrzania pary to znaczy, przy najmniejszym możliwym przegrzewie pary zapewniającym proces ekspansji izentropowej w obszarze pary przegrzanej, gdy jej koniec znajduje się na linii nasycenia  $x=1$  (rysunek 9.1 obieg  $n1-n2s-n3-n4-n5-n6-n1$ ). W takim przypadku temperatura przemiany fazowej  $n5-n6$  wynikała z założonego spadku temperatury wody sieciowej w parowaczu  $\Delta T_{\text{par}}$ , a to determinowało ciśnienie, przy którym prowadzony był proces przegrzewania pary czynnika.

Poniżej przeprowadzono analizę zasadności stosowania przegrzewania pary dla siłowni o określonej temperaturze wody sieciowej. W pierwszej kolejności analizowano wpływ podwyższania temperatury pary przegrzanej (przy niezmiennym ciśnieniu) na moc siłowni geotermalnej. Analizę przeprowadzono poprzez porównanie wyników obliczeń obiegu z minimalnym przegrzewaniem pary z obiegiem realizowanym przy założeniu maksymalnego stopnia przegrzania (obieg  $n1'-n2'-n3-n4-n5-n6-n1'$  na rysunku 9.1), przy takiej samej początkowej temperaturze wody sieciowej  $T_{s1}$ .



Rys. 9.1. Porównanie obiegu Clausiusa –Rankine’a z minimalnym stopniem przegrzania pary świeżej n1-n2s-n3-n4-n5-n6-n1’ z obiegiem o maksymalnym stopniu przegrzania pary - obieg n1’-n2’-n3-n4-n5-n6-n1’

W celu pełniejszego opisu różnic pomiędzy obiegiem z minimalnym przegrzewem a obiegiem, w którym realizowany jest proces maksymalnego przegrzewania pary czynnika, poza przedstawionymi obiegami na wykresie T,s (rys. 9.1) powiązano je z polem temperatury czynnika roboczego oraz nośnika ciepła w poszczególnych wymiennikach ciepła instalacji (rys. 9.2).



Rys. 9.2. Schemat siłowni geotermalnej wraz z polem temperatury w poszczególnych wymiennikach ciepła obrazujący podwyższania temperatury pary świeżej



W przypadku obiegu z minimalnym przegrzewaniem pary bilans przegrzewacza można zapisać następująco:

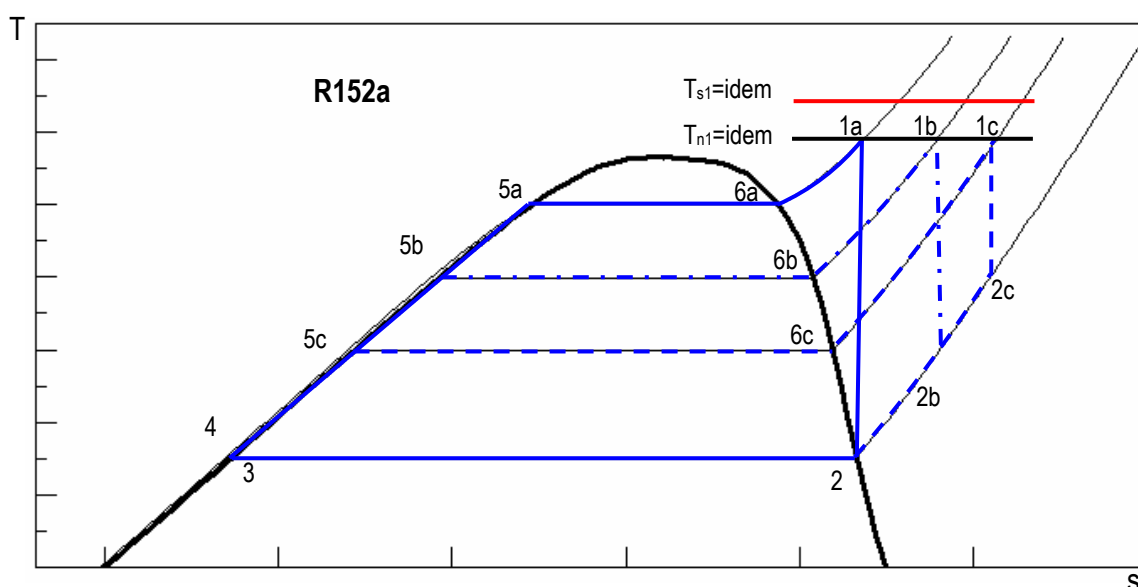
$$\dot{m}_n (h_{n1} - h_{n6}) = \dot{m}_{s3} c_{pg} \Delta T_{prze} \quad (9.1)$$

natomiast dla obiegu z maksymalnym przegrzewaniem pary:

$$\dot{m}'_n (h'_{n1} - h_{n6}) = \dot{m}'_{s3} c_{pg} \Delta T_{prze} \quad (9.2)$$

Z uwagi na to, że  $h'_{n1} > h_{n1}$  to strumień wody sieciowej  $\dot{m}'_{s3}$ , jaki należy wyodrębnić z całkowitego strumienia wody  $\dot{m}_{s1}$  jest większy niż w przypadku minimalnego przegrzewania, a to z kolei wpływa na wielkość strumienia czynnika roboczego w obiegu, co można ogólnie zapisać nierównością  $\dot{m}'_{n1} < \dot{m}_{n1}$ . Z drugiej strony wyższa wartość entalpii pary świeżej  $h'_{n1}$  pozytywnie wpływa na wartość pracy jednostkowej obiegu, a także na sprawności termiczną obiegu.

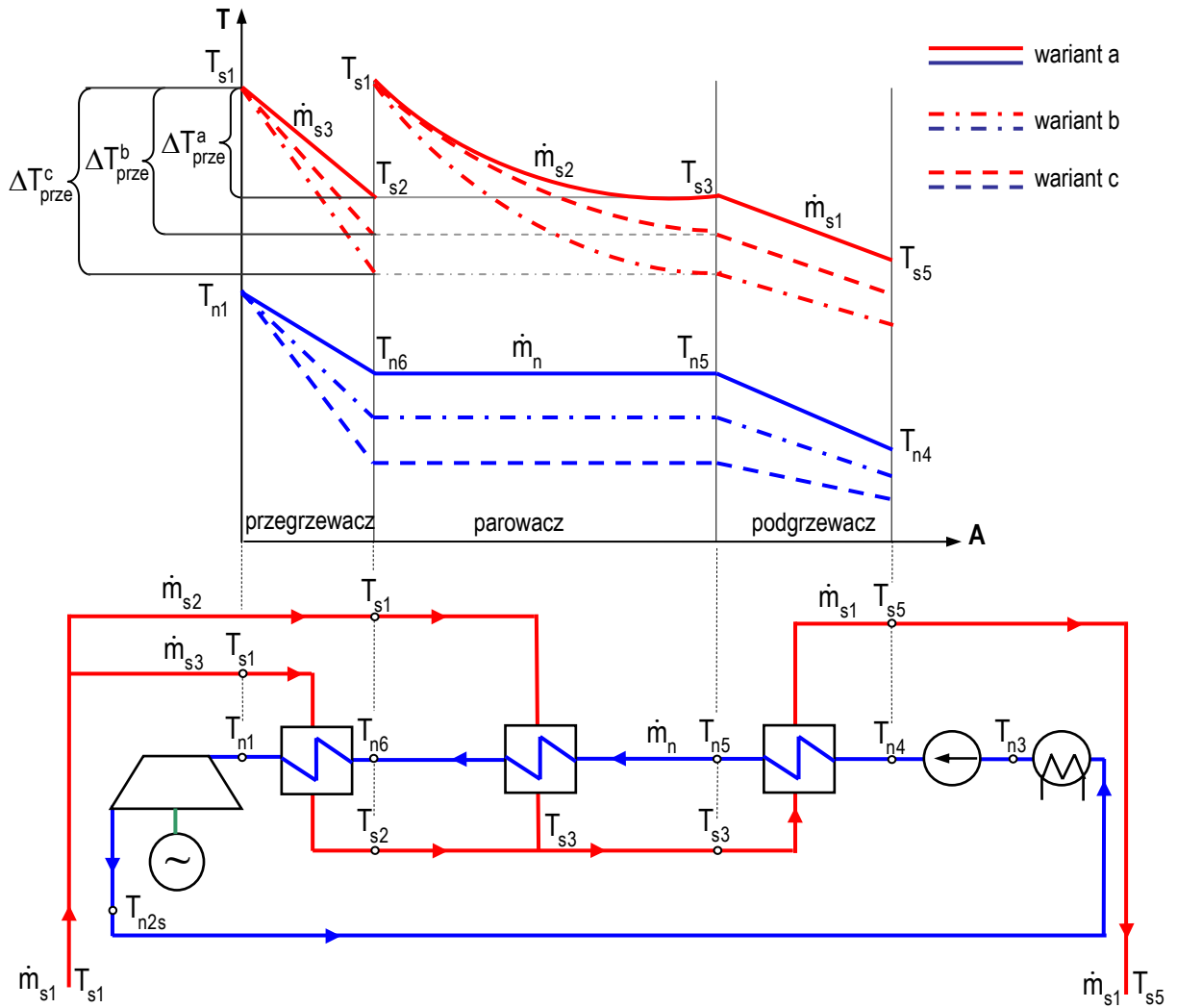
Analogicznie jak w przypadku podwyższania temperatury pary świeżej, także drugi sposób zmiany parametrów pary polegający na obniżaniu ciśnienia pary przedstawiano na wykresie T,s (rys. 9.3) wraz z polem temperatury wymienników ciepła: przegrzewacza, parowacza i podgrzewacza oraz schematem siłowni (rys. 9.4).



Rys. 9.3. Obiegi C-R z przegrzewaniem pary czynnika roboczego w wyniku obniżania ciśnienia pary świeżej

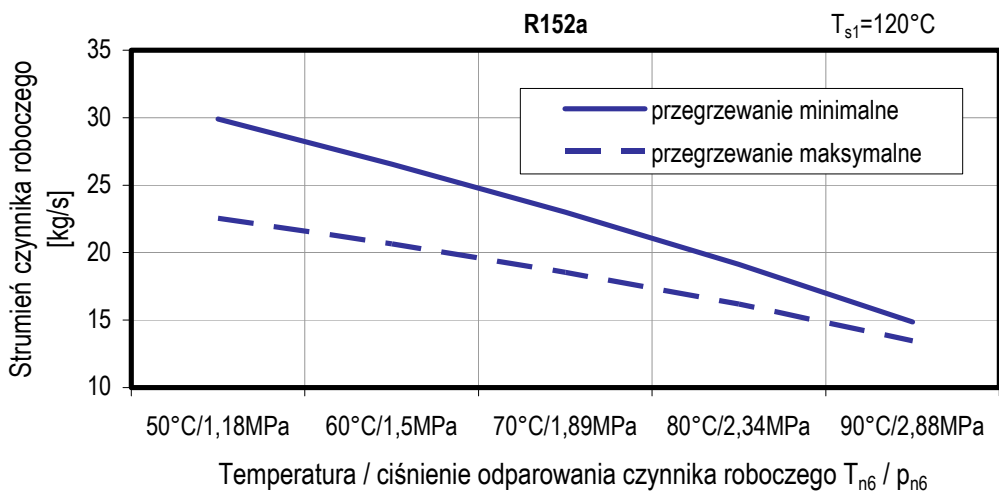
Przedstawiony na rysunku 9.3 obieg:

- 1a-2-3-4-5a-6a-1a to obieg realizowany przy najwyższym ciśnieniu odpowiadający wariantowi „a” z rysunku 9.4,
- 1b-2b-2-3-4-5b-6b-1b obieg realizowany przy średnim ciśnieniu odpowiadający wariantowi „b” z rysunku 9.4 oraz
- 1c-2c-2-3-4-5c-6c-1c obieg realizowany przy najniższym ciśnieniu odpowiadający wariantowi „c” z rysunku 9.4.



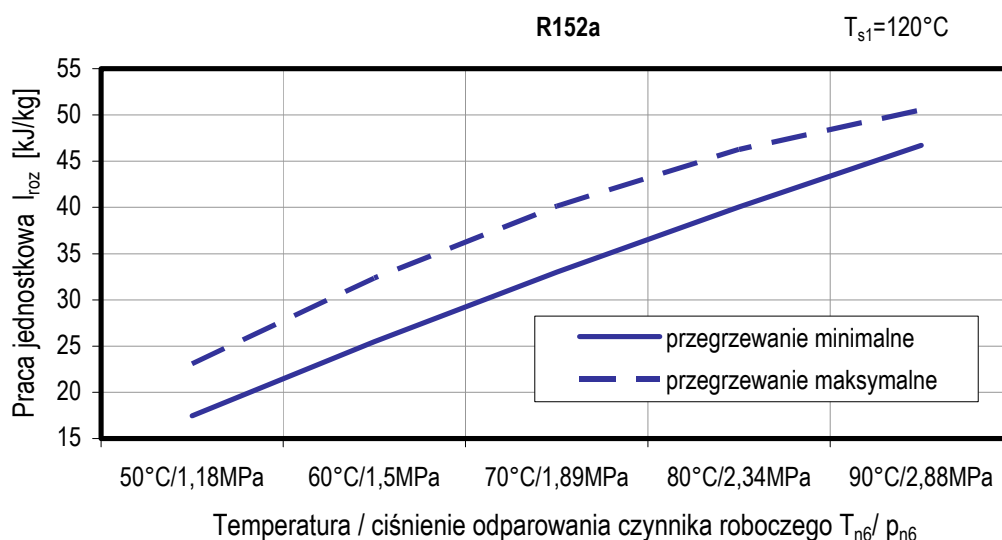
Rys. 9.4. Schemat siłowni geotermalnej oraz pole temperatury w poszczególnych wymiennikach ciepła obrazujący wpływ obniżenia ciśnienia pary świeżej

Poniżej przedstawiono wyniki obliczeń dla poszczególnych wariantów elektrowni z czynnikiem roboczym R152a.



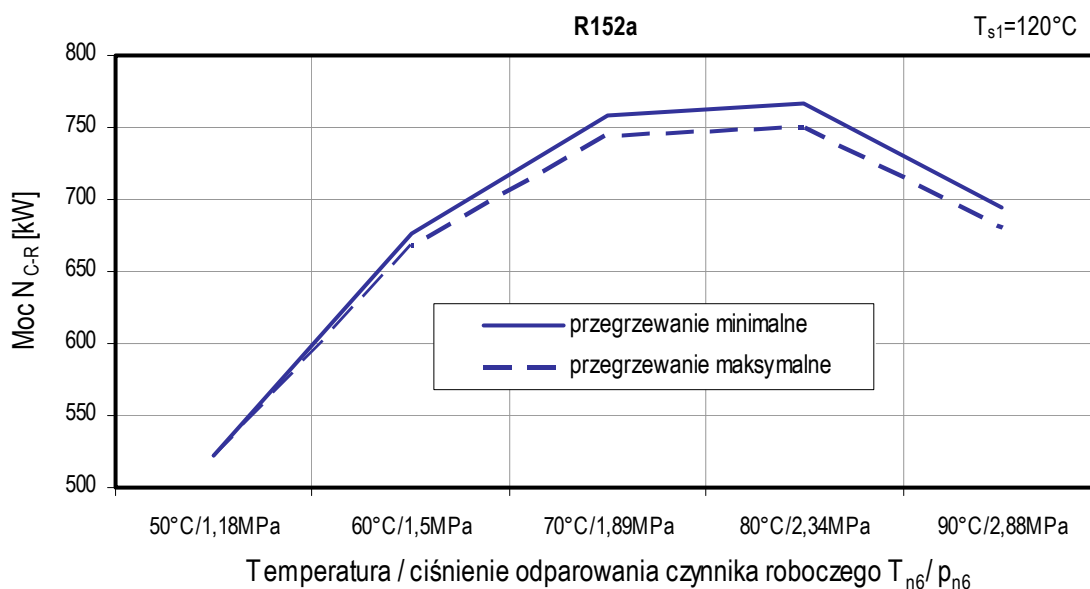
Rys. 9.5. Wpływ stopnia przegrzania pary świeżej oraz temperatury odparowania czynnika roboczego na strumień czynnika roboczego w obiegu

Na rysunku 9.5 przedstawiono jak zmienia się strumień czynnika w obiegu oraz wartości pracy jednostkowej (rys. 9.6) w funkcji temperatury i ciśnienia odparowania czynnika roboczego dla obiegu z maksymalnym i minimalnym przegrzewaniem pary.



Rys. 9.6. Wpływ stopnia przegrzania pary świeżej oraz temperatury odparowania czynnika roboczego na wielkość pracy jednostkowej obiegu

Na rysunku 9.7 przedstawiono wyniki obliczeń mocy siłowni z zależności od stopnia przegrzania pary świeżej oraz temperatury odparowania czynnika roboczego.

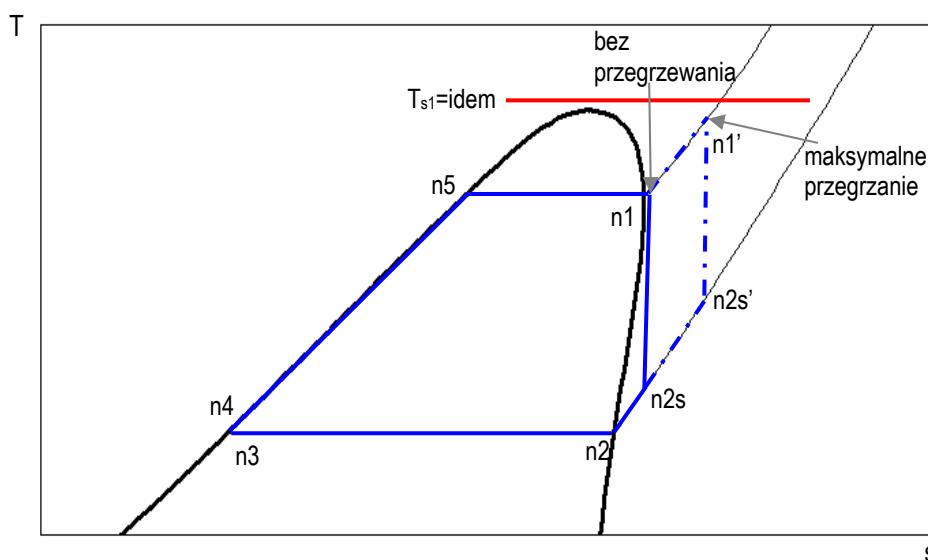


Rys. 9.7. Moc siłowni z czynnikiem R152a o różnym stopniu przegrzania pary świeżej w funkcji temperatury odparowania czynnika

Jak wynika z rysunku 9.7 stosowanie maksymalnego przegrzewania pary świeżej nieznacznie obniża moc obiegu w stosunku do obiegu z minimalnym przegrzewaniem pary. Dużo większy wpływ na przyrost mocy siłowni ma ciśnienie (i temperatura) odparowania czynnika roboczego, co zostało już omówione w rozdziale 8.

## 9.2. ANALIZA ZASADNOŚCI STOSOWANIA PRZEGRZEWANIA PARY CZYNNIKA ROBOCZEGO SUCHEGO

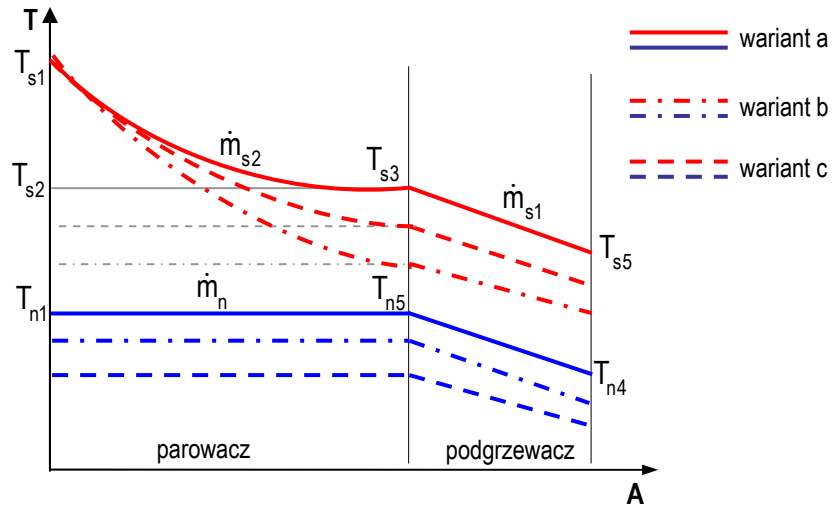
Analizy wpływu parametrów pary przegrzanej na efektywność siłowni parowej z czynnikiem suchym dokonano poprzez porównanie mocy i innych wielkości charakterystycznych uzyskanych dla siłowni bez przegrzewania pary z siłownią z maksymalnym przegrzewaniem pary czynnika. Możliwość zmiany parametrów pary świeżej na przykładzie czynnika suchego R236fa przedstawiono na rysunku 9.8. Na rysunku tym obieg  $n1-n2s-n2-n3-n4-n5-n1$  to obieg bez przegrzewania pary natomiast obieg na parę przegrzaną zawiera się w konturze  $n1'-n2s'-n2-n3-n4-n5-n1-n1'$  obydwa zasilane są strumieniami wody sieciowej o temperaturze  $T_{s1}$ .



Rys. 9.8. Porównanie obiegu C-R bez przegrzewania pary świeżej  $n1-n2s-n2-n3-n4-n5-n1$  z obiegiem o maksymalnym stopniu przegrzania pary - obieg  $n1'-n2s'-n2-n3-n4-n5-n1-n1'$

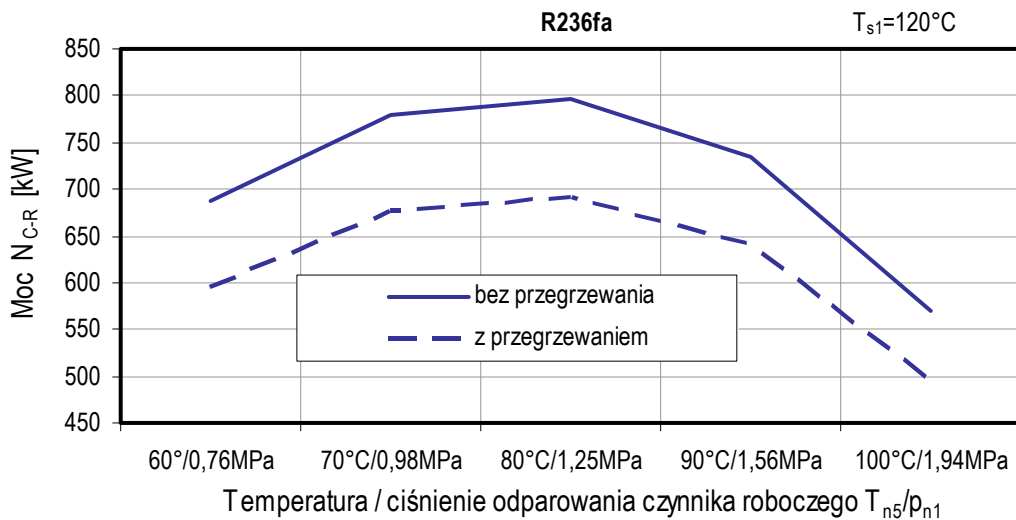
Podobnie jak dla czynników mokrych analizowano również wpływ obniżania ciśnienia w parowaczu, co umożliwia jednocześnie podwyższenie stopnia przegrzania pary świeżej na moc siłowni.

Pole temperatury nośnika ciepła i czynnika roboczego dla obiegu z przegrzewaniem pary przedstawia się tak jak na rysunku 9.2 i 9.3 (maksymalne przegrzewanie) natomiast pole temperatury w poszczególnych wymiennikach ciepła dla obiegu bez przegrzewania pary przedstawiono na rysunku 9.9. Łatwo zauważyć, że przegrzewanie pary w siłowni z czynnikiem suchym wiąże się z dodatkowym wymiennikiem ciepła – przegrzewaczem oraz nakładem energii na proces przegrzewania.



Rys. 9.9. Schemat siłowni geotermalnej oraz pole temperatury w poszczególnych wymiennikach ciepła obrazujący wpływ obniżenia ciśnienia pary świeżej dla obiegu bez przegrzewania pary

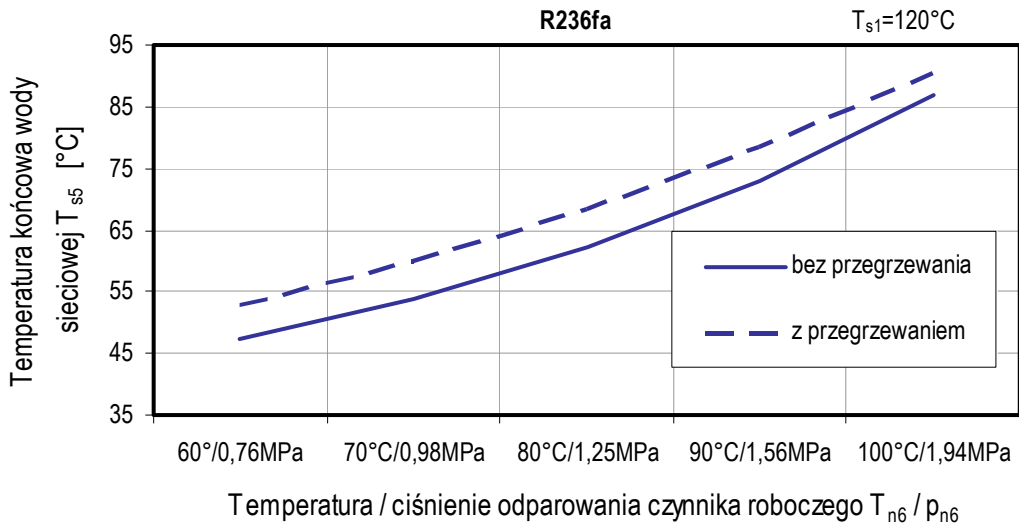
Na rysunku 9.10 przedstawiono wyniki obliczeń mocy siłowni na parę nasyconą suchą oraz przegrzaną w funkcji temperatury odparowania czynnika.



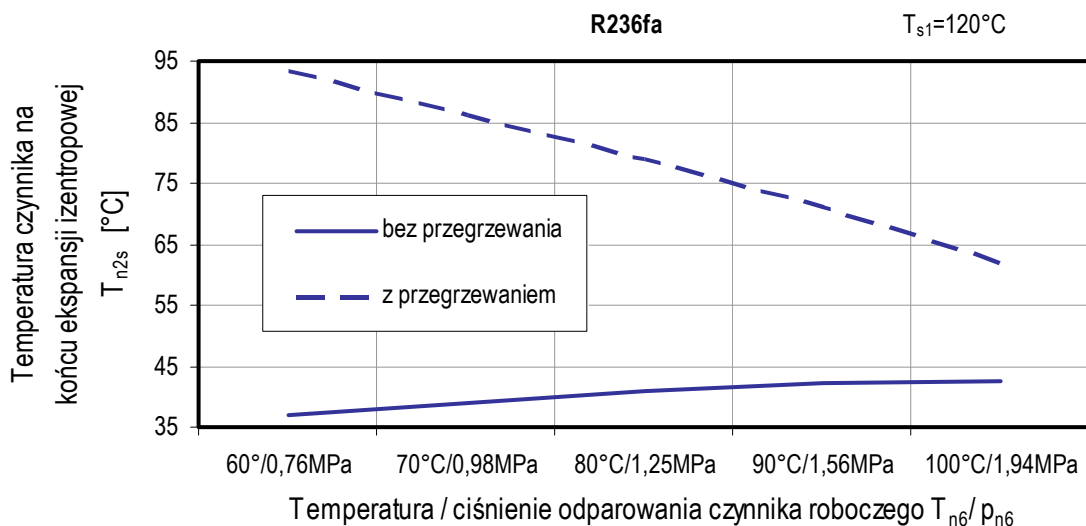
Rys. 9.10. Moc siłowni z przegrzewaniem i bez przegrzewania pary czynnika roboczego R236fa w funkcji temperatury odparowania czynnika

Jak wynika z analizy rysunku 9.10 przegrzewanie pary w siłowni parowej zasilanej wodą geotermalną bez doprowadzania energii z dodatkowego źródła powoduje obniżenie mocy tej siłowni.

Na kolejnym rysunku 9.11 przedstawiono jak stopień przegrzania pary świeżej czynnika roboczego oraz temperatura i odparowania czynnika roboczego wpływają na temperaturę czynnika przy końcu ekspansji izentropowej  $T_{n2s}$  natomiast na rysunku 9.12 przedstawiono wpływ wcześniej wymienionych parametrów na temperaturę końca ekspansji izentropowej czynnika.



Rys. 9.11. Temperatura końcowa wody sieciowej  $T_{n2s}$  w przypadku siłowni z przegrzewaniem i bez przegrzewania pary czynnika roboczego R236fa w funkcji temperatury odparowania czynnika



Rys. 9.12. Temperatura czynnika roboczego na końcu ekspansji izentropowej  $T_{n2s}$  w przypadku siłowni z przegrzewaniem i bez przegrzewania pary czynnika R236fa w funkcji temperatury odparowania czynnika

W przypadku obiegu na parę nasyconą suchą temperatura  $T_{n2s}$  nieznacznie rośnie wraz ze wzrostem temperatury czynnika w parowaczu, natomiast w przypadku obiegu na parę przegrzaną temperatura  $T_{n2s}$  maleje wraz ze wzrostem temperatury odparowania czynnika.

### 9.3. PODSUMOWANIE

Przegrzewanie pary świeżej czynnika roboczego w siłowni parowej jest powszechnie stosowanym zabiegiem podwyższającym sprawność i moc siłowni klasycznych. Jednak w przypadku siłowni zasilanej strumieniem wody geotermalnej podwyższanie stopnia przegrzewania pary wiąże się z:

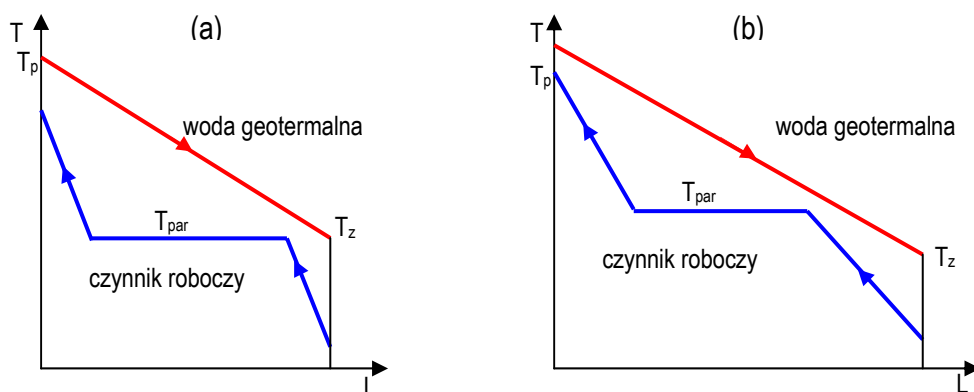
- zwiększeniem strumienia wody sieciowej zasilającej przegrzewacz – dla czynników mokrych,
- wyodrębnieniem dodatkowego strumienia wody sieciowej zasilającej przegrzewacz – dla czynników suchych.

Każdorazowo wpływa to na obniżenie strumienia czynnika roboczego krążącego w obiegu oraz zwiększenie pracy jednostkowej. Z uwagi na to, że moc siłowni jest iloczynem tych dwu wielkości a przyrost pracy jednostkowej jest mniejszy niż zmniejszenie strumienia czynnika roboczego w obiegu z przegrzewaniem pary można stwierdzić, że stosowanie przegrzewania w elektrowniach geotermalnych dla czynników suchych nie jest zalecane natomiast dla czynników mokrych jest zalecane, ale tylko w minimalnym stopniu, takim aby proces ekspansji w turbinie przebiegał w obszarze pary przegrzanej lub nasyconej suchej. Stosowanie przegrzewania pary świeżej dla rozpatrzonych przypadków spowodowało spadek mocy siłowni o około 1,5% dla czynników mokrych oraz średnio o 13% dla czynników suchych.

Należy jednak podkreślić, że w przypadku skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła stosowanie przegrzewu może mieć korzystny wpływ na temperaturę wody sieciowej, która poza zasilaniem elektrowni może być dalej wykorzystywana do zasilania ciepłowni. Dość wysokie temperatury czynnika roboczego na końcu ekspansji izentropowej mogą wpłynąć na zasadność stosowania regeneracyjnego wymiennika ciepła w przypadku obiegów o znacznym stopniu przegrzania pary.

Wnioski zawarte z tym punkcie pracy są sprzeczne z tymi dość powszechnie podawanymi w literaturze. Odnosi się to na przykład do artykułu [49] wymienionego w rozdziale 2, którego autorzy przedstawiają przegrzewanie pary świeżej jako rozwiązanie korzystne, zmniejszające straty egzergii w instalacji siłowni, co przedstawiono na rysunku 2.5.

Zdaniem autorki tej monografii takie wnioski mogą wynikać z braku korelacji pomiędzy przykładami przedstawionymi na rysunkach 2.5a i 2.5b. W przypadku porównywania siłowni bez przegrzewania, dla której pole temperatury w wymiennikach ciepła przedstawiono tak jak na rysunku 2.5b, adekwatne pole temperatury siłowni (z tym samym czynnikiem roboczym) lecz z uwzględnieniem procesu przegrzewania powinna wyglądać tak jak to przedstawiono na rysunku 9.13. Na rysunku 9.13a przedstawiono możliwość zastosowania przegrzewania pary czynnika z zachowaniem takiej jak na rysunku 2.5 temperatury początkowej wody geotermalnej lecz wiąże się to z obniżeniem temperatury parowania czynnika i wzrostem entalpii parowania natomiast na rysunku 9.13b z zachowaniem takiej samej temperatury odparowania czynnika (i entalpii parowania czynnika) jak na rysunku 2.5b lecz w tej sytuacji temperatura wody geotermalnej musiałaby być wyższa.



Rys. 9.13. Pole temperatury nośników ciepła (wody geotermalnej i czynnika roboczego), gdy czynnik roboczy opuszcza ostatni wymiennik w stanie pary przegrzanej

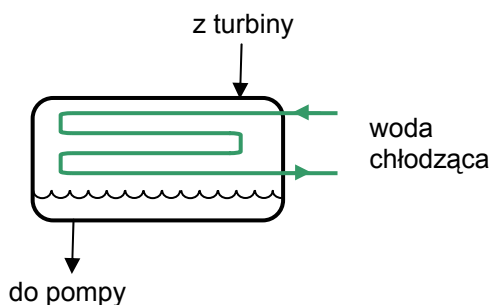
Natomiast na rysunku 2.5 porównywano czynniki charakteryzujące się różnymi entalpiami parowania przy takiej samej temperaturze, czyli różne czynniki robocze.

## 10. WPŁYW TEMPERATURY DOLNEGO ŹRÓDŁA CIEPŁA NA EFEKTYWNOŚĆ ORGANICZNEGO OBIEGU CLAUDIUSA - RANKINE'A

### 10.1. WPŁYW RODZAJU SKRAPLACZA ORAZ CZYNNIKA CHŁODZĄCEGO SKRAPLACZ NA EFEKTYWNOŚĆ SIŁOWNI

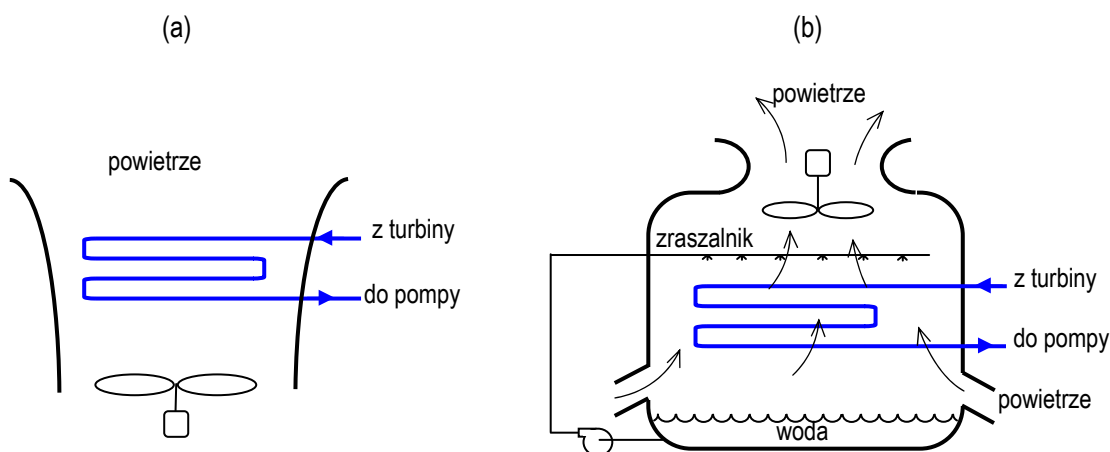
Zgodnie z drugą zasadą termodynamiki do praktycznej realizacji obiegu termodynamicznego niezbędne są dwa źródła ciepła: górne, którym w przypadku siłowni geotermalnej jest woda geotermalna oraz dolne źródło ciepła, które odbierze energię w skraplaczu. W dotychczasowych obliczeniach przyjmowano, że czynnik skraplany był w temperaturze 30°C bez podawania sposobu realizacji tego założenia. W niniejszym punkcie przedstawiono różne metody prowadzenia procesu skraplania czynnika roboczego oraz ich wpływ na efektywność obiegu.

System skraplania czynnika organicznego może wyglądać tak jak to przedstawiono na rysunku 10.1, gdzie wodę chłodzącą skraplacz pobiera się z rzeki lub innych naturalnych zbiorników wodnych. Istnieje także możliwość wykonania płytkiego odwiertu geotermalnego i wykorzystanie wód tzw. podskórnych do chłodzenia skraplacza. Tego typu rozwiązanie pozwala na uzyskanie dość niskiej temperatury skraplania jednak woda chłodząca płynie w układzie otwartym, co związane jest z ciągłym kontrolowaniem i dostosowywaniem właściwości chemicznych wody chłodzącej do wymagań instalacji.



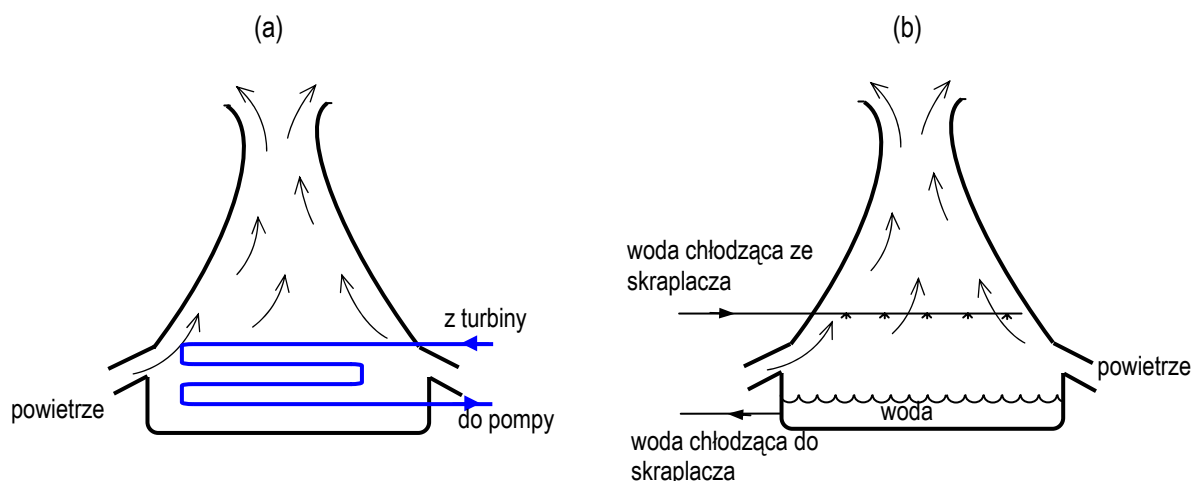
Rys. 10.1. Skraplacz czynnika organicznego w formie płaszczowo-rurowego lub płytowego wymiennika ciepła

Jeżeli w pobliżu nie ma odpowiednich zbiorników ani cieków wodnych wtedy niezbędne jest stosowanie suchych lub mokrych chłodni wentylatorowych (rys. 10.2) lub chłodni kominowych (rys. 10.3).



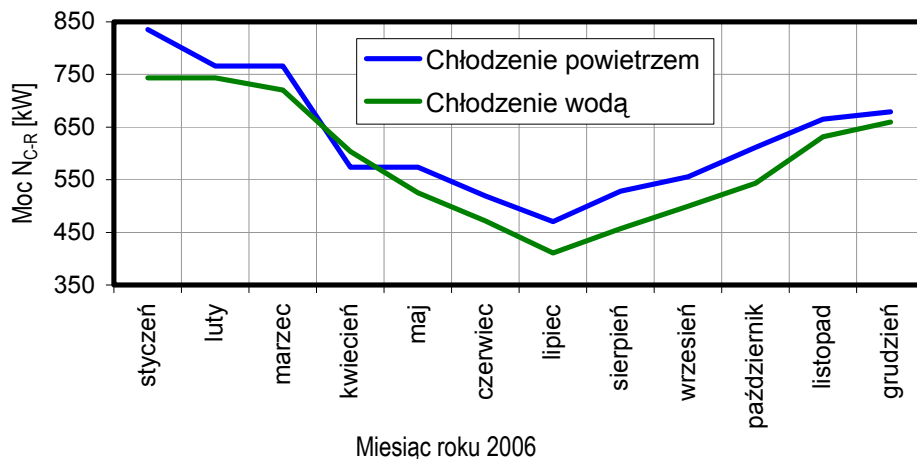
Rys. 10.2. Skraplacz czynnika organicznego w formie chłodni wentylatorowej a) suchej, b) mokrej [59]



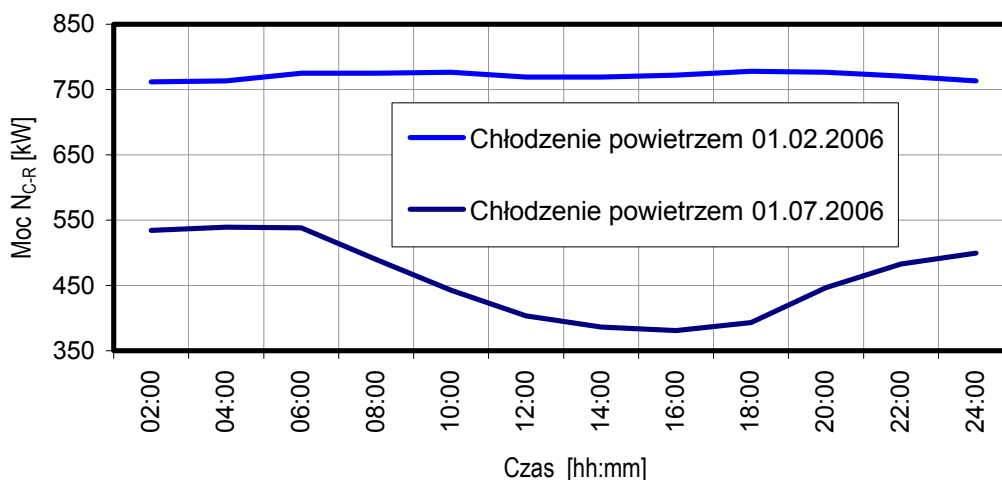


Rys. 10.3. Skraplacz czynnika organicznego w formie chłodni kominowej a) suchej, b) mokrej [85]

Typ stosowanego systemu skraplania czynnika roboczego wpływa na sprawność i moc elektrowni, przy czym każdy posiada cechy korzystne jak i wady. Skraplacze w formie chłodni wentylatorowej cechują się stosunkowo dużą niezawodnością pracy jednak nie mogą być stosowane, jeżeli elektrownia usytuowana jest blisko terenu zamieszkałego ze względu na hałas powodowany przez wentylatory. Skraplacze chłodzone wodą cechują się dużo mniejszymi rozmiarami (mniejszą powierzchnią wymiany ciepła) w porównaniu do tych chłodzonych powietrzem jednak mają większą awaryjność. Należy podkreślić, że o ile przy planowaniu elektrowni konwencjonalnych dostęp do naturalnych zbiorników wodnych jest jednym z istotnych elementów wpływających na wybór lokalizacji tego typu przedsięwzięcia o tyle wybór lokalizacji elektrowni geotermalnej jest determinowany przede wszystkim dostępnością do zasobów wód geotermalnych i dalsze czynniki mają mniejsze znaczenie. Dlatego też skraplacze w elektrowniach geotermalnych zazwyczaj są chłodzone powietrzem w chłodniach wentylatorowych różnego rodzaju. Na rysunku 10.4 przedstawiono wpływ rodzaju medium chłodzącego skraplacz na moc elektrowni. Obliczenia wykonano dla czynnika RC318 przy założeniu, że elektrownia zasilana jest wodą geotermalną o temperaturze 112°C oraz chłodzona odpowiednio wodą lub powietrzem. Dane na temat średnich miesięcznych temperatur wody i powietrza chłodzącego uzyskano z Rejonowego Zarządu Gospodarki Wodnej w Szczecinie (Nadzór Wodny Szczecin – Podjuchy, 734 km rzeki Regalicy, 2006 rok) [98]. Na kolejnym rysunku 10.5 przedstawiono wpływ zmian temperatury powietrza chłodzącego w ciągu doby na moc siłowni na przykładzie wybranych dni (01.02.2006 i 01.07.2006). Jak wynika z rysunku 10.4, przy takich samych założeniach spadków temperatur czynnika chodzącego skraplacz ( $\Delta T_{skr}$ ) w przypadku powietrza (ze względu na niższe temperatury średnie miesięczne) uzyskano wyższe wartości mocy elektrowni. Jednak chłodzenie powietrzem cechuje się większymi wahaniami mocy elektrowni w ciągu doby ze względu na znaczne amplitudy temperatury powietrza, szczególnie w miesiącach letnich (rys. 10.5).



Rys. 10.4. Wpływ rodzaju medium chłodzącego skraplacz na moc elektrowni

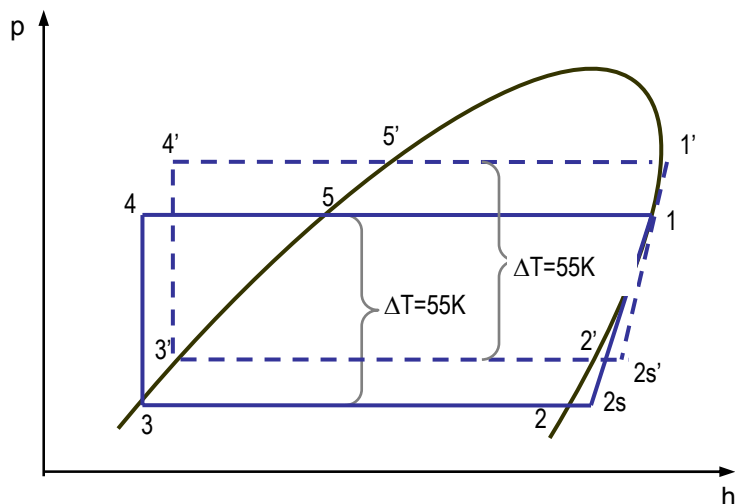


Rys. 10.5. Wpływ zmienności temperatury powietrza chodzącego skraplacz w ciągu doby na moc elektrowni

## 10.2. WPŁYW OBNIŻANIA TEMPERATURY DOLNEGO ŹRÓDŁA CIEPŁA NA EFEKTYWNOŚĆ SIŁOWNI

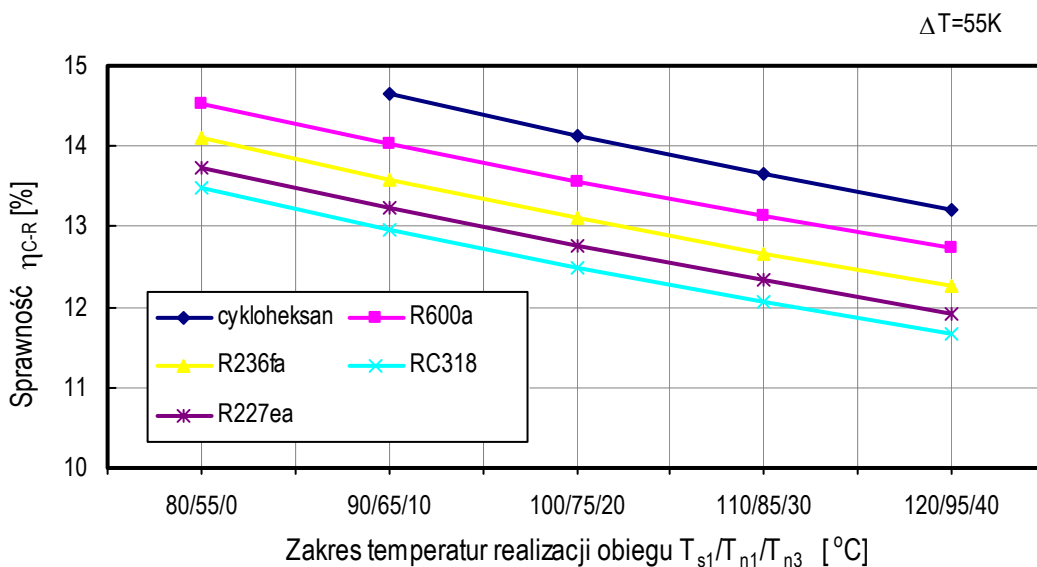
Efektywność pracy siłowni parowej zależy od wielu parametrów, ale przede wszystkim od temperatur: górnego i dolnego źródła ciepła. W pracy [24] autor przeprowadził analizę, której efektem końcowym jest udowodnienie, że temperatura dolnego źródła ciepła ma większy wpływ na sprawność obiegu Carnota niż temperatura górnego źródła ciepła. Oznacza to, że w wyniku obniżenia temperatury skraplania czynnika o określoną różnicę temperatur uzyskuje się większy przyrostu sprawności obiegu niż poprzez podwyższenie najwyższej temperatury w obiegu o taką samą wartość. Jak wiadomo sprawność siłowni parowej pracującej według obiegu porównawczego Clausiusa – Rankine'a nie zależy tylko od temperatur górnego i dolnego źródła ciepła, ale także od właściwości termodynamicznych czynnika roboczego odpowiadających tym właśnie temperaturom. Poniżej rozważaniom poddano, która z temperatur ma większy wpływ na sprawność i moc siłowni parowej. Analizę tą przeprowadzono porównując wyniki obliczeń sprawności i mocy obiegów realizowanych przy różnicy skrajnych

temperatur czynnika  $\Delta T = T_{n1} - T_{n3} = 55 \text{ K}$  dla grupy czynników suchych, tak jak to przedstawiono na rysunku 10.6.

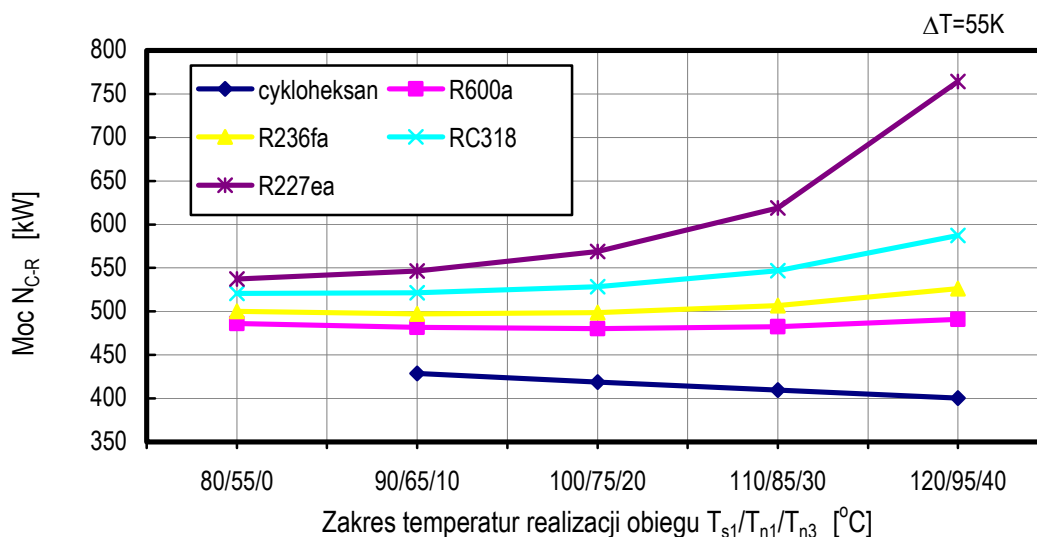


Rys. 10.6. Obiegi siłowni parowych realizowanych przy takiej samej różnicy temperatur pomiędzy najwyższą i najniższą temperaturą w obiegu na przykładzie czynnika suchego

Wyniki obliczeń sprawności i mocy siłowni parowej przy założeniu, że obieg jest realizowany w zakresie temperatur  $T_{n1} = 55^\circ\text{C}$ ,  $T_{n3} = 0^\circ\text{C}$ , następnie dla  $T_{n1} = 65^\circ\text{C}$ ,  $T_{n3} = 10^\circ\text{C}$  itd. dla grupy czynników suchych przedstawiono na rysunkach 10.7 i 10.8.



Rys. 10.7. Wpływ zakresu temperatur, pomiędzy, którymi realizowany jest obieg siłowni parowej przy stałej napędowej różnicy temperatur na sprawność obiegu dla wybranych czynników suchych



Rys. 10.8. Wpływ zakresu temperatur, pomiędzy, którymi realizowany jest obieg siłowni parowej przy stałej napędowej różnicy temperatur na moc obiegu dla wybranych czynników suchych

Z analizy wyników obliczeń sprawności przedstawionych na rys. 10.7 wynika, że podobnie jak dla obiegu Carnota sprawność obiegu porównawczego Clausiusa –Rankine'a maleje wraz ze wzrostem zakresu temperatur, przy których jest realizowany obieg. Jednak, jak wynika z rysunku 10.8, tendencja zmian mocy siłowni nie jest tak jednoznaczna jak sprawności. Zauważono, że im czynnik ma niższą temperaturę krytyczną (R227ea, RC318, R236fa) tym widoczny jest silniejszy przyrost mocy w kierunku realizacji tego obiegu przy wyższym zakresie temperatur. Dla izobutanu (R600a) zależność mocy od zakresu realizacji obiegu jest bardzo słaba, natomiast dla cykloheksanu, który cechuje się najwyższą temperaturą krytyczną moc obiegu rośnie w miarę obniżania zakresu temperatur, pomiędzy którymi realizowany jest obieg.

### 10.3. PODSUMOWANIE

Temperatura dolnego źródła ciepła bezpośrednio wpływa na efektywność siłowni parowej, dlatego rodzaj stosowanego skraplacza powinien być każdorazowo analizowany. W tabeli 10.1 zestawiono podstawowe zalety (+) i wady (-) dwóch najczęściej stosowanych mediów chłodzących skraplacza.

Tabela 10.1. Zestawienie cech charakterystycznych najczęściej stosowanych mediów chłodzących skraplacza

Cecha	powietrze	woda
średnia miesięczna temperatura	+	-
średnia dobową temperatura	-	+
dostępność	+	-
niezawodności działania	+	-
hałas	-	+
powierzchnia wymiany ciepła	-	+

Z analizy przeprowadzonej w podrozdziale 10.2 można zapisać wniosek, że dla większości czynników podwyższanie temperatury górnego źródła ciepła ma większy wpływ na moc obiegu niż obniżanie dolnego źródła o taką samą różnicę temperatur i zależność ta jest tym silniejsza im bliżej temperatury krytycznej realizowany jest obieg. Stwierdzenie to może być użyteczne w dalszych pracach nad poprawą efektywności pracy elektrowni geotermalnej, gdzie w zależności od właściwości termodynamicznych stosowanego czynnika roboczego można rozważać albo stosowanie kotła (lub innego urządzenia) podwyższającego temperaturę górnego źródła ciepła lub stosowanie na przykład zasilanej strumieniem wody geotermalnej chłodnicy absorpcyjnej obniżającej temperaturę skraplania czynnika.

## 11. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

Praca poświęcona jest analizie możliwości wykorzystania niskotemperaturowej energii zawartej w wodach geotermalnych oraz jej konwersji na energię elektryczną.

W rozdziale 1 i 2 dokonano przeglądu literatury odnośnie znanych i stosowanych metod generacji prądu z wykorzystaniem „ciepła z Ziemi”. Przeanalizowano metody, które mogą znaleźć zastosowanie w przypadku utylizacji ciepła geotermalnego dostępnego w warunkach Niżu Polskiego. Z uwagi na zakres temperatur wody geotermalnej dostępnej w Polsce celem dalszej analizy wyselekcjonowano model siłowni parowej pracującej według obiegu porównawczego Clausiusa - Rankine’a.

W związku z powyższym w rozdziale 4 przedstawiono zarys informacji odnośnie obiegów termodynamicznych ze szczególnym uwzględnieniem obiegu Carnota – charakteryzującego się najwyższą sprawnością termiczną spośród wszystkich znanych obiegów oraz obiegu Clausiusa - Rankine’a.

W punkcie 5 zaproponowano listę substancji, które mogą być potencjalnymi czynnikami roboczymi w siłowni geotermalnej oraz ich zwięzłą charakterystykę. Następnie, w rozdziale 6, opracowano modele matematyczne w zależności od rodzaju czynnika podając jednocześnie założenia, przy jakich wykonano obliczenia wielkości charakterystycznych siłowni parowej: sprawności i mocy w zależności od temperatury wody geotermalnej. Brak korelacji w wynikach obliczeń sprawności i mocy przedstawionych na rysunkach 6.14 i 6.15 spowodował podjęcie dalszej analizy termodynamicznej obiegu siłowni parowej odrębnie pod kątem maksymalizacji sprawności oraz maksymalizacji mocy obiegu.

Analiza maksymalizacji sprawności obiegu przeprowadzona w rozdziale 7 polegała na porównaniu obiegu Clausiusa – Rankine’a do obiegu Carnota oraz wyznaczeniu uśrednionych entropowo temperatur doprowadzania ciepła.

W toku tej analizy otrzymano następujący wniosek:

**1) biorąc pod uwagę kryterium maksymalizacji sprawności obiegu czynnik roboczy powinien być odparowywany jak najbliżej temperatury górnego źródła ciepła, czyli temperatury wody sieciowej (geotermalnej) oraz powinien charakteryzować się jak największą wartością entalpii parowania.**

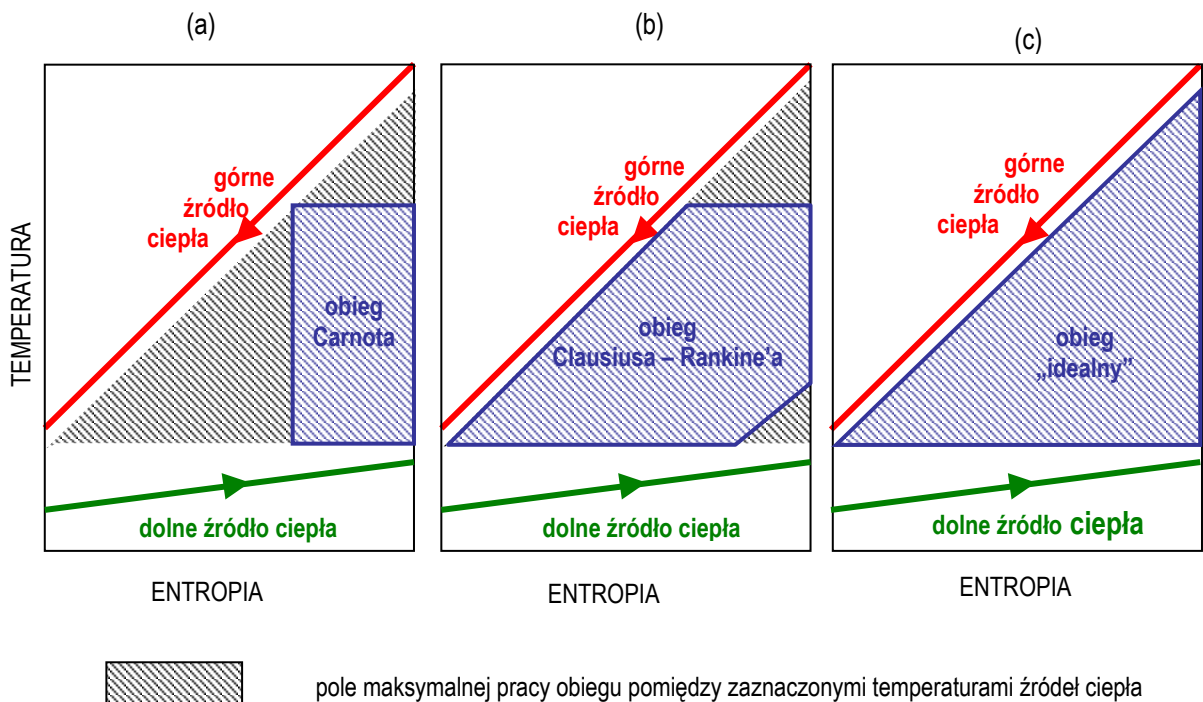
Taki sposób doboru parametrów pracy siłowni zapewnia dużą wartość średniej temperatury doprowadzania ciepła do obiegu, a temperatura ta ma bezpośredni wpływ na dużą wartość sprawności termicznej obiegu. Na tej podstawie zaproponowano idealny kształt krzywych nasycenia czynnika roboczego (rys. 7.6), które zapewniają maksymalną, zbliżoną do sprawności obiegu Carnota sprawność termiczną obiegu.

Należy nadmienić, że założenie poczynione w punkcie 6.2e odnośnie spadku temperatury wody sieciowej w parowaczu na poziomie  $\Delta T_{\text{par}} = 20 \text{ K}$  wynikało właśnie z potrzeby uzyskania dość wysokiej temperatury  $T_{n1}$ , która ma bezpośredni wpływ na sprawność obiegu.

Jednak analiza przeprowadzona w rozdziale 8 wykazała, że:

**2) w zależności od rodzaju stosowanego czynnika roboczego dla danej temperatury wody geotermalnej należy każdorazowo dobierać optymalny spadek temperatury wody sieciowej w parowaczu, jeżeli kryterium oceny jest uzyskanie maksymalnej mocy siłowni geotermalnej.**

Przyczyny takiego stanu rzeczy należy upatrywać w charakterze górnego źródła ciepła. Jak wspomniano wcześniej obieg Carnota jest idealnym rozwiązaniem, ale w przypadku izotermicznego źródła ciepła, natomiast strumień przepływającej wody geotermalnej (bez przemiany fazowej), będącej źródłem energii w elektrowni geotermalnej raczej za takie uznany być nie może (chyba, że  $\dot{m}_g \rightarrow \infty$ ), co poglądowo pokazano na rysunku 11.1.



Rys. 11.1. Linie zmiany temperatury górnego i dolnego źródła ciepła w elektrowni geotermalnej oraz pola pracy obiegów: a) Carnota, b) Clausiusa-Rankine'a, c) „idealnego” z punktu widzenia mocy obiegu

Z analizy danych przedstawionych na rysunku 11.1 wynikają dalsze, niżej podane wnioski:

**3) aby moc obiegu była jak największa pole pracy powinno być jak najbardziej zbliżone do obszaru zakresowanego znajdującego się pomiędzy liniami temperatur górnego i dolnego źródła ciepła czyli **trójkąta prostokątnego**. Aby spełnić ten postulat czynnik powinien charakteryzować się odpowiednim kształtem krzywych nasycenia.**

Ponadto:

**4) im bardziej obieg Clausiusa - Rankine'a zbliżony jest kształtem do trójkąta tym lepsze wykorzystanie energii zawartej w strumieniu wody sieciowej (geotermalne), co objawia się niższą temperaturą wody sieciowej powrotnej i wody geotermalnej zatłaczanej, zwłaszcza, gdy czynnik cechuje się małą wartością entalpii parowania i dużym stosunkiem entalpii podgrzewania do parowania.**

Należy jednak podkreślić, że zgodnie z analizą równania 8.4 **dobrze wykorzystanie energii strumienia wody sieciowej (geotermalnej) nie zawsze wiąże się z maksymalną mocą obiegu siłowni parowej.**

Równanie 8.4 pozwala na określenie, dla każdego czynnika roboczego z grupy tzw. czynników suchych, zakresu optymalnych temperatur wody geotermalnej świeżej oraz dobór temperatury odparowania czynnika w parowaczu, przy których uzyskiwana moc będzie najwyższa.

Odrębnej analizie poddano zasadność pomijania pracy (mocy) sprężania cieczy w pompie obiegowej przy obliczaniu sprawności i mocy obiegu siłowni parowej z czynnikiem organicznym. Wyniki obliczeń mocy sprężania pozwalają na stwierdzenie, iż:

**5) moc sprężania organicznego czynnika roboczego w pompie może wpływać na obniżenie sprawności i moc siłowni parowej w znacznym stopniu,** a stopień ten zależy przede wszystkim od właściwości czynnika roboczego (najwyższe wartości mocy sprężania uzyskano dla węglowodorów łańcuchowych) oraz od zakresu temperatur, w jakim realizowany jest obieg siłowni.

W kolejnych rozdziałach analizie poddano inne parametry wpływające na efektywności pracy obiegu Clausiusa – Rankine’a. W rozdziale 9 badano wpływ przegrzewania pary czynnika roboczego przy założeniu braku doprowadzania energii ze źródeł zewnętrznych. Na podstawie wyników obliczeń stwierdzono, że:

**6) stosowanie przegrzewania w elektrowniach geotermalnych dla czynników suchych nie podnosi sprawności ani mocy obiegów i dlatego nie jest zalecane. Natomiast dla czynników mokrych jest zalecane, ale tylko w minimalnym stopniu, takim, aby proces ekspansji w turbinie przebiegał w obszarze pary przegrzanej lub nasyconej suchej.**

Z analizy wpływu rodzaju skraplacza i medium chłodzącego skraplacz (podrozdział 10.1) na podstawie danych meteorologicznych dla województwa zachodniopomorskiego stwierdzono, że:

**7) zarówno chłodzenie wodą jak i powietrzem cechuje się pewnymi zaletami jak i wadami. Wybór medium chłodzącego powinien zależeć od usytuowania geograficznego elektrowni geotermalnej (odległość od siedlisk ludzkich i dostępności wód powierzchniowych, gruntowych czy innych).**

W ramach podrozdziału 10.2 analizowano, która z temperatur: górnego czy dolnego źródła ciepła ma większy wpływ na efektywność pracy elektrowni geotermalnej. Z analizy wyników obliczeń sprawności wynika, że sprawność obiegu porównawczego Clausiusa – Rankine’a maleje wraz ze wzrostem zakresu temperatur natomiast tendencja zmian mocy siłowni nie jest tak jednoznaczna jak sprawności. Zauważono, że

**8) im czynnik ma niższą temperaturę krytyczną tym widoczny jest silniejszy przyrost mocy w kierunku realizacji tego obiegu przy wyższym zakresie temperatur.** Dla izobutanu (R600a) zależność mocy od zakresu realizacji obiegu jest bardzo słaba, natomiast dla cykloheksanu, który cechuje się najwyższą temperaturą krytyczną moc obiegu rośnie w miarę obniżania zakresu temperatur, pomiędzy którymi realizowany jest obieg.

Z uwagi na temperatury czynników na końcu procesu izentropowej ekspansji, które dla czynników suchych są niewiele niższe od temperatur skraplania, natomiast dla czynników mokrych są równe temperaturze skraplania, celowo pominięto inną powszechnie stosowaną metodę podnoszenia



efektywności pracy siłowni parowej polegającej na regeneracyjnym podgrzewaniu cieczy. Nie analizowano także możliwości karnotyzacji obiegu, która ma zastosowanie w sytuacji, gdy parą z upustów w turbinie podgrzewa się ciecz czynnika w wymiennikach mieszkankowych. Spowodowane jest to dostatecznym (a zazwyczaj nadmiarowym) strumieniem ciepła niezbędnego do podgrzewania czynnika pochodzącego ze strumienia wody sieciowej wypływającej z parowacza.

W rozdziale 5 i 10 zestawiono właściwości, jakimi powinien cechować się lub jakich nie powinien posiadać czynnik, którego przeznaczeniem jest stosowanie, jako medium robocze w obiegu siłowni parowej. Należy podkreślić, że nie istnieje odrębna baza czynników roboczych dla siłowni parowych, a te zaproponowane do stosowania w elektrowni geotermalnej to czynniki przeznaczone przede wszystkim do stosowania w chłodnictwie i/lub klimatyzacji. Zestawienia przedstawione w tabelach 5.1 i 8.3 mogą być użyteczne przy komponowaniu nowych substancji przeznaczonych do stosowania w siłowniach parowych.

Należy podkreślić, że, jak wynika z tabeli 8.3, pod względem właściwości termodynamicznych

### **9) cechy korzystne dla czynników obiegowych przeznaczonych do stosowania w obiegach prawo i lewo bieżnych są różne.**

Zdaniem autorki pracy, jako **kryterium wyboru najkorzystniejszego rozwiązania** siłowni parowej zasilanej strumieniem wody geotermalnej (pod kątem termodynamicznym, a nie eksploatacyjnym, gdyż nie to było przedmiotem analiz w tej pracy) **powinna być przede wszystkim uzyskiwana wielkość mocy elektrowni**. Przy wyborze optymalnego rozwiązania nie należy kierować się sprawnością termiczną siłowni, ani też stopniem wykorzystania energii zawartej w strumieniu wody geotermalnej (stopniem obniżenia temperatury wody geotermalnej).

**W rozdziale 3 przedstawiono tezę pracy, która została sformułowana na etapie opracowywania wniosków wynikających z przeglądu literatury, jednak po wykonaniu obliczeń i ich analizach przedstawionych w tej pracy stwierdzono, że teza powinna być sformułowana następująco: Wnioski wynikające z analizy pracy i doświadczeń eksploatacyjnych klasycznej siłowni parowej z wodą, jako czynnikiem roboczym, nie mogą być przenoszone wprost do stosowania w siłowni parowej z czynnikiem organicznym, zasilanej strumieniem wody geotermalnej.**

Niniejsza rozprawa nie wyczerpuje tematyki badań dotyczących siłowni parowych z czynnikiem organicznym zasilanych niskotemperaturową energią geotermalną. Moim zdaniem, jako dalsze kierunki badań należy wymienić:

- badania nad optymalnym doбором konstrukcji turbiny parowej, wpływ rodzaju czynnika na efektywność pracy i rozmiary turbiny;
- badania eksperymentalne mające na celu określenie jak „zachowuje się” czynnik organiczny w obszarze bliskokrytycznym oraz określenie wpływu parametrów bliskokrytycznych na proces przekazywania ciepła, a w szczególności w procesie wrzenia cieczy;

- opracowanie składu chemicznego substancji, spełniającej funkcję czynnika roboczego w obiegu siłowni parowej z uwzględnieniem różnic odnośnie cech pożądaných dla czynników roboczych w obiegach prawo i lewobieżnych zamieszczonych w tabeli 8.3 oraz cech wspólnych zestawionych w tabeli 5.1;
- prace nad możliwościami podnoszenia efektywności pracy siłowni zasilanych strumieniem wody geotermalnej poprzez skojarzone wytwarzanie ciepła i prądu, podnoszenie temperatury górnego źródła ciepła poprzez doprowadzanie energii ze źródeł dodatkowych (kocioł, agregat ciepłno - prądowy),
- analiza możliwości wykorzystania energii zawartej w strumieniu wody geotermalnej w układach wieloobiegowych binarnych i trinarnych, w których energia geotermalna jest tylko dodatkowym źródłem ciepła.

## BIBLIOGRAFIA

1. Abbin J.P., Leuenberger W.R.: Program CYCLE: a Rankine cycle analysis routine, Technical Report No. SAND-74-0099, Sandia Labs., Albuquerque, Nowy Meksyk, USA, 1974.
2. Angelino G, Colonna di Paliano P.: Multicomponent working fluids for Organic Rankine Cycles, *Energy*; 23 (6), 1998, pp. 449-463.
3. Angelino G., Colonna di Paliano P.: Air cooled siloxane bottoming cycle for Molten Carbonate Fuel Cells. Proceedings of Fuel Cell Seminar, Oregon Convention Center, 30 October-2 November, Portland, US, 2000.
4. Angelino G., Colonna di Paliano P.: Organic Rankine Cycles (ORCs) for Molten carbonate. Proceedings of Fuel Cells. 35th Intersociety Energy Conversion Engineering, Las Vegas, Nevada, 2000.
5. Atlas zasobów geotermalnych na Niżu Polskim, Formacje Mezozoiku, Edytor Górecki W., Wydawca: Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, 2006.
6. Axelsson G., Gunnlaugsson E.: Background: Geothermal utilization, management and monitoring. In. Long-term monitoring of high- and low-enthalpy fields under exploitation, World Geothermal Congress Japan, Short Courses, 2000, pp. 3- 0.
7. Badr O., O'Callaghan W.P., Probert S.D.: Performances of Rankine-Cycle engines as functions of their expanders' efficiencies. *Applied Energy* 18, 1984, pp. 15-27.
8. Badr O., O'Callaghan W.P., Probert S.D.: Thermodynamic and Thermophysical Properties of Organic Working fluids for Rankine-cycle Engine. *Applied Energy* 19, 1985, pp. 1-40.
9. Badr O., Probert S.D., O'Callaghan W.P.: Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine. *Applied Energy* 21, 1985, pp. 1-42.
10. Badr O., O'Callaghan P.W., Probert S.D.: Rankine-Cycle Systems for Harnessing Power from Low-Grade Energy Sources. *Applied Energy* 36, 1990, pp. 263-92.
11. Badr O., Probert S.D.: Thermal – Design Data for Evaporators of ORC Engines Utilising Low-Temperature Heat Sources. *Applied Energy* 37, 1990, pp. 111-138.
12. Barber R.E.: Rankine-Cycle Systems for Waste Heat Recovery. *Chemical Engineering*, November 25, 1974.
13. Benderitter Y., Cormy G.: Possible approach to geothermal research and relative costs In: Dickson MH Fanelli M (Eds) *Small Geothermal Resources: A guide to Development and Utilization*. Wydawca UNITAR Nowy Jork, 1990, pp. 59-69.
14. Bloomquist G.: Integrating small power plant into agricultural projects. *Geothermics* 32, 2003, pp. 475-485.
15. Bohdal T., Charun H., Czapp M.: Urządzenia chłodnicze sprężarkowe parowe, Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, 2003.
16. Bonca Z., Butrymowicz D., Dambek D., Depta A., Targański W.: *Poradnik – Czynniki chłodnicze i Nośniki Ciepła*, Wydawca IPPU Masta, 1998.
17. Bonca Z., Butrymowicz D., Targański W., Hajduk T.: *Poradnik – Czynniki chłodnicze i Nośniki Ciepła*, Wydawca IPPU Masta, 2004.
18. Borsukiewicz-Gozdur A.: Algorithm For Calculation of Selected Properties of Superheated Steam of R 600A, International Institute of Refrigeration, Refrigeration Science and Technology CD Proceedings of Natural Working Fluids 6<sup>th</sup> IIR Gustaw Lorentzen Conference, No.2004-2, Glasgow, UK, 2004.

19. Boyarski M. Yu, Nikolski A.I., Sapozhnikov M.B., Shipkov A.A.: Comparative performance of working fluids in low-temperature vapor-turbine cycle, CD Proceedings of International Geothermal Workshop, Sochi, Russia, 2003.
20. Breeze P.: Power Generation Technologies, Wydawca Elsevier, 2005.
21. Campbell R.R.: Drafting a geothermal project for funding, World Geothermal Congress Pre-congress Courses Proceedings, Pisa, Italy, 1995.
22. Chen Y., Lundqvist P., Johansson A., Platell P.: A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste recovery, Applied Thermal Engineering, 26, 2006, pp. 2142-2147.
23. Chmielniak T.: Technologie energetyczne, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2004.
24. Chmielniak T.: Obiegi termodynamiczne turbin ciepłych, Wydawnictwo Polskiej Akademii Nauk, Zakład Narodowy im. Ossolińskich, 1988.
25. Chodkiewicz R., Hanausek P., Porochnicki J.: Pozyskiwanie energii elektrycznej ze źródła geotermalnego (na przykładzie możliwości wykorzystania otworu wiertniczego na terenie Politechniki Łódzkiej). Ciepłe Maszyny Przepływowe - Turbomachinery, nr 120, 2001, pp. 19-37.
26. Dagdas A., Ozturk R., Bekdemir S.: Thermodynamic evaluation of Denizil Kizildere geothermal power plant and its performance improvement, Energy Conversion and Management 46, 2005, pp. 245-256.
27. Desideri U., Bidini G.: Study of possible optimisation criteria for geothermal power plants, Energy Conversion and Management Vol. 38, No. 15 -17, 1997, pp.1681-1691.
28. Dickson M.H., Fanelli M. (Eds): Geothermal Energy: Utilization and Technology. Wydawca Earthscan with UNESCO, 2005.
29. DiPippo R.: Second low assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids, Geothermics, 33, 2004, pp. 565-586.
30. DiPippo R.: Geothermal Power Plants Principles, Applications and Case Studies, Wydawca Elsevier Advanced Technology, 2005.
31. Drescher U., Bruggemann D.: Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, Applied Thermal Engineering, 27, 2007, pp. 223-228.
32. Facchini U.: Low Temperature Geothermal Engines and Experimental Work under the CNR Geothermal Project (Italy), Geothermics, vol. 17, No. 1, 1988, pp. 93-118.
33. Funke T., Köhler S.: ORC power plant Neustadt-Glewe operational experience since 2004, Electricity generation from Enhanced Geothermal Systems - Strasbourg, France, Workshop ENGINE 5, 14-16.09.2006, Francja, 2006.
34. Ganic E.N., Wu J.: On the selection of working fluids for OTEC power plant. Energy Conversion and Management; 20, 1980, pp. 9-22.
35. Garay P.N.: Application of chemical fluids in Rankine-cycle plant, Proceedings IECEC, 1975, pp. 1435-1438.
36. Gawlik K., Hassani V.: Advanced Binary Cycles: Optimum Working Fluids, Resources Council, Annual Meeting, California, US, 1998.
37. Główny Urząd Statystyczny, Rocznik Statystyczny, 2003

38. Gnutek Z., Bryszewska – Mazurek A.: The thermodynamic analysis of multicycle ORC engine, *Energy* 26, 2001, pp. 1075-1082.
39. Gu Z., Sato H.: Performance of supercritical cycles for geothermal binary design. *Energy Conversion and Management* 43, 2002, pp.961-971.
40. Gutkowski K.M.: *Chłodnictwo i Klimatyzacja*, Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, 2003.
41. Haenel R., Rybach L., Stegena L.: Fundamentals of geothermics. In: Haenel R., Rybach L., Stegena L (Eds) *Handbook of Terrestrial Heat-Flow Density Determination*. Wydawca Kluwer Academic, 1988, pp. 9-57.
42. Hettiarachchia H.D.M, Golubovica M., Woreka W.M., Yasuyuki I.: Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources *Energy* 32, 2007, pp. 1698–1706.
43. Hochstein M.P.: Classification and assessment of geotherma resources In: Dickson MH Fanelli M (Eds) *Small Geothermal Resources: A guide to Development and Utilization*. Wydawca UNITAR Nowy Jork, 1990, pp. 31-57.
44. Hudson R.B.: Electricity Generation. In: Dickson, M. H., Fanelli, M. (Eds.), *Geothermal energy: utilization and technology*. Wydawca Earthscan with UNESCO, 2005, pp. 29-49.
45. Hung T.C.: Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids. *Energy Conversion and Management*, Vol 42, 2001, pp. 539-53.
46. Hung T.C., Shai T.Y., Wang S.K.: A review of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy*; 22 (7), 1997, pp. 661-667.
47. Kanoglu M.: Exergy analysis of dual-level binary geothermal power plant. *Geothermics*; 31, 2002, pp. 709-724.
48. Kanoglu M., Cengel Y.A.: Improving the Performance of an Existing Air-Cooled Binary Geothermal Power Plant: A Case Study, *Transaction of ASME, Journal of Ebergy Resources Technology*, Vol.121, 1999, pp. 196-202.
49. Kanaoglu M., Cengel Y.A.: Retrofitting a geothermal power plant to optimize performance: case study. *ASME Journal Energy Resources Technology*, 121, 1999, pp. 295-301.
50. Kiciński J., Ihnatowicz E.: Kogeneracja rozproszona oparta na OZE – Mikrośilownie parowe, *Materiały konferencyjne Energia odnawialna w zastosowaniach*, Jurata, 2007, pp. 191-200.
51. Köhler S.: *Geothermisch angetriebene Dampfkraftprozesse – Analyse und Prozessvergleich binarer Kraftwerke*, Praca Doktorska ,Technischen Universitat Berlin, 2005.
52. Köhler S., Saadat A.: Thermodynamic Modeling of Binary Cycles Looking for Best Scenarios, *Proceedings of International Geothermal Conference*, Reykjavik, Islandia, 2003, pp. 14-19.
53. Kose R.: Research on the generation of electricity from the geothermal resources in Simav region, Turkey. *Renewable Energy* 30, 2005, pp. 67-79.
54. Krysiński J., Chodkiewicz R., Hanausek P., Porochnicki J., Sadowski J.: Możliwości efektywnego wykorzystania energii geotermalnej z odwiertu na terenie campusu Politechniki Łódzkiej. *Ciepłne Maszyny Przepływowe -Turbomachinery*, nr 123, 2003, s. 53-60.
55. Kujawa T., Nowak W.: Influence of the geothermal heat exchanger length (in single bore-hole acquisition system) on its characteristics. *Archives of Thermodynamics* Vol. 26, No. 2, 2005, pp. 17-28.

56. Kujawa T., Nowak W., Stachel A.A.: Heat-flow characteristics of one-hole and two-hole systems for winning geothermal heat. *Applied Energy* 74, 2003, pp. 21-31.
57. Kujawa T., Nowak W., Stachel A.A.: Utilization of existing deep geological wells for acquisitions of geothermal energy. *Energy* 31, 2006, pp. 650-664.
58. Larjola J.: Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC), *Int. J. Production Economics*, 41, 1995, pp. 227-235.
59. Laudyn D., Pawlik M., Strzelczyk F.: *Elektrownie*, Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, 1990.
60. Lee K.C.: Classification of geothermal resources by exergy. *Geothermics* 30, 2001, pp. 431-442.
61. Lee K.M., Kuo S.F., Chien M.L., Shih Y.S.: Parametara analysis of Organic Rankine Cycle Energy Recovey System, *Energy Conversion and Managements*, Vol.28, No. 2, 1988, pp. 129-136.
62. Liu B.T., Chien K.H., Wang C.C.: Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*, 29, 2004, pp. 1207-1217.
63. Madejski J.: *Termodynamika Techniczna*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, 2000.
64. Maizza V., Maizza A.: Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems. *Applied Thermal Engineering* 21, 2001, pp. 381-390.
65. Mazurek W., Świeboda T., Bryszewska-Mazurek A., Juchim S.: Metody podnoszenia sprawności siłowni ORC. I Konferencja Naukowo – Techniczna „Współczesne technologie i urządzenia energetyczne”, Kraków, 2007, pp. 383 – 395.
66. Michaelides E.E., Scott G.J.: A binary –Flashing geothermal power plant. *Energy* Vol. 9, No. 4, 1984, pp. 323-331.
67. Mirolli M., Hjartarson H., Mlcak H. A., Ralph M.: Testing and Operating Experience of the 2 MW Kalina Cycle Geothermal Power Plant in Húsavík, Iceland. *Power Plant: Operatiom, Maintenance and Materials Issue OMMI Internet Journals*, Vol. 1 Issue 2, 2002.
68. Muffler P., Cataldi R.: Methods for regional assessmentof geothermal resources. *Geothermics*, Vol. 7, 1978, pp. 53-89.
69. Nowak W., Sobański R., Kabat M., Kujawa T.: *Systemy pozyskiwania i wykorzystania energii geotermicznej*, Wydawnictwo Politechniki Szczecińskiej, Szczecin, 2000.
70. Nowak W., Stachel A.A.: Ocena możliwości budowy elektrowni geotermalnej w warunkach polskich. *Energia odnawialna na Pomorzu Zachodnim – Wykorzystanie energii odnawialnej, szanse i zagrożenia*, Praca zbiorowa pod redakcją P. Lewandowskiego, Wydawca: Hogben, 2007, pp. 287-298.
71. Nguyen V.M., Doherty P.S., Riffat S.B.: Development of prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system, *Applied Thermal Engineering*, 21, 2001, pp.169-181.
72. Palmer D.A., Sirovich B.: Selection of a Rakne Cycle fluid for recovery of work from heat at moderate temperature. *ASME paper 789606*, 1978, pp.1500 - 1506.
73. Pastucha L., Mielczarek E.: *Podstawy termodynamiki Technicznej*, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa, 1998.
74. Pernecker G.: Low-enthalpy power generation with ORC-turbogenerator the Altheim Project, Upper Austria. *GHC Bulletin* Vol.23, No 1, 2002.

75. Pernecker G.: ORC plant Altheim - a progress report, Electricity generation from Enhanced Geothermal Systems - Strasbourg, France, Workshop ENGINE 5, 14-16.09.2006, Francja, 2006.
76. Pudlik W.: Termodynamika, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 1998.
77. Rombusch U.K.: Ein Erweitertes Korrespondenzprinzip zur Bestimmung von Zustandsgrossen, Allgemeine Wärmetechnik No. 8/9, 1962, pp. 133-145.
78. Rombusch U.K., Giesen H.: Neue Mollier H-Ig P Diagramme für die Kältemittel R11, 12,13 und R21.Kältetechnik, No. 2, 1966, pp. 37—40.
79. REFPROP 7.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Database 23, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, US, 2002.
80. Saleh B., Koglbauer G., Wendland M., Fischer J.: Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles, Energy 32, 2007, pp. 1210-1221.
81. Sanner B., Bussmann W.: Current status, prospects and economics framework of geothermal power production in Germany. Geothermics 32, 2003, pp. 429-438.
82. Schochet D.N.: Performance of Ormat Geothermal Binary and Combined Steam/Binary Cycle Power Plant with Moderate and High Temperature Resources. Renewable Energy Vol. 10, No.2/3, 1997, pp. 379-387.
83. Srinophakun T., Laowithayangkul S., Ishida M.: Simulation of power cycle with energy utilization diagram. Energy Conversion and Management 42, 2001, pp.1437-1456.
84. Subbiah S., Natarajan R.: Thermodynamic Analysis of Binary-Fluid Rankine Cycle for Geothermal Power Plants, Energy Conversion and Management, Vol.28, No.1, 1988, pp.47-52.
85. Szargut J.: Termodynamika Techniczna, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2000.
86. Taradejna R.: Obowiązek zakupu energii elektrycznej ze źródeł odnawialnych, Biuletyn Urzędu Regulacji Energetyki, Nr 4/2005.
87. Ura K., Saitou S.: Geothermal Binary Power Generation System, Proceedings of Geothermal Congress, Japan, May 28-June10, 2000, pp. 3327-3332.
88. Wali E.: Optimal working fluids for solar-powered Rankine-cycle cooling of buildings, Solar Energy 25, 1980, pp. 235-241.
89. Wei D., Lu X., Lu Z., Gu J.: Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery, Energy Conversion and Management 48, 2007, pp. 1113-1119.
90. Yamamoto T., Tomohiko F., Norio A., Koichi M.: Design and testing of the Organic Rankine Cycle, Energy 26, 2001, pp. 239-251.
91. Dz. U. z 1997 r. Nr 54, poz. 348 tekst pierwotny.
92. Dz. U. z 2003 r. Nr 153, poz. 1504 tekst jednolity. Dalsze zmiany: Dz. U. z 2006 r. Nr 96, poz. 625 tekst jednolity z dalszymi zmianami.
93. Dyrektywa Unijna 2001/77/WE, 2001.
94. Monitor Polski nr 31, poz. 343, 2006.

**Strony internetowe** (stan na 31.01.2008)

95. [http://www.geothermie.de/gte/gte36-37/altheim\\_gaia.htm](http://www.geothermie.de/gte/gte36-37/altheim_gaia.htm)
96. <http://geoheat.oit.edu/bulletin/bull26-2/art8.pdf>
97. <http://www.solvaychemicals.com>
98. [www.rzgw.szczecin.pl](http://www.rzgw.szczecin.pl)

**Publikacje z udziałem autora związane z realizacją pracy:**

- 1) Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A.: Feasibility study and energy efficiency estimation of binary geothermal power station based on medium enthalpy water, Proceedings of 2<sup>nd</sup> Dubrovnik Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems, Dubrovnik, Chorwacja, 2003.
- 2) Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A.: Analysis and assessment of the effectiveness of operation of binary power plant utilizing geothermal water with a medium enthalpy, **Transactions of the IFFM**, Nr 114, pp.57-69, 2003.
- 3) Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A.: Duales Heizwerk gespeist mit einem Geothermalen wasser einer mittlern enthalpie, 1. Fachkongress Geothermischer Strom „Start in eine neue Energiezukunft“, Neustadt Glewe, Gemany, 2003.
- 4) Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A.: Ocena wpływu własności czynników niskowrzących na sprawność elektrowni, **Prace Naukowe – Mechanika**, Politechnika Warszawska, Zeszyt 202, pp.119-126, 2003.
- 5) Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W., Stachel A.A.: Ocena możliwości wykorzystania energii geotermalnej i geotermicznej do zasilania elektrowni, Konferencja Naukowa: Problemy Jakościowe, Energetyczne i Eksploatacyjne w Maszynach Ciepłych, ATR Bydgoszcz, 2004.
- 6) Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A.: Binary Geothermal Power Plant with Absorption Cooler, XIV Internationale Tagung “Forschung – Praxis – Didaktik im modernen Maschinenbau“, Stralsund, Germany, 2004.
- 7) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Ocena możliwości wykonania elektrowni geotermalnej w Stargardzie Szczecińskim, Mat. konferencyjne Rozwój Energii Odnawialnej na Pomorzu Zachodnim, Praca zbiorowa: red. P. Lewandowski i W. Nowak, 2004.
- 8) Borsukiewicz-Gozdur A.: Algorithm For Calculation of Selected Properties of Superheated Steam of R 600A, International Institute of Refrigeration, Refrigeration Science and Technology CD Proceedings of Natural Working Fluids 6<sup>th</sup> IIR Gustaw Lorentzen Conference, No. 2004-2, Glasgow, United Kingdom, 2004.
- 9) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Proposals of small scale binary geothermal power plant working in the polish lowland conditions, International Geothermal Days, Zakopane, 2004.
- 10) Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W.: Desirable Thermophysical Properties of Fluids in Low-Temperature Clausius-Rankine Cycle, International Institute of Refrigeration, Refrigeration Science and Technology CD Proceedings of Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants Conference, No.2005-3, Vicenza, Italy, 2005.
- 11) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Geothermal Power Plant Co-Operating With a Heat Pump, Heat-SET 2005 Conference, Grenoble, France, 2005.
- 12) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Analiza możliwości skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej z ujęcia geotermalnego w Stargardzie Szczecińskim, XIX Zjazd Termodynamików, Gdańsk, 2005.
- 13) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Beurteilung der anwendungsmöglichkeiten von abwärme in niedrigtemperaturen – Rankine – kreislauf, 12. Symposium - Nutzung Regenerativer Energiequellen und Wasserstofftechnik, Stralsund, Germany, 2005.
- 14) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Analysis of Possibility of Utilizations of Geothermal Resource in Stargard Szczeciński for Construction of Binary Power Station, **Ciepłne Maszyny Przepływowe**, No. 128, pp.405-412, 2005.
- 15) Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W.: Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine Cycle, 19<sup>th</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems ECOS 2005, Trondheim, Norway, 2005 pp.785 -792.



- 16) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Ocena możliwości wykorzystania ciepła odpadowego w niskotemperaturowym obiegu Rankine'a, Paliwa z odpadów: praca zbiorowa, Tom V pod red. J. W. Wandrasza i K. Pikonia, Wydawnictwo Helion, Gliwice, 2005
- 17) Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur.: Feasibility study and energy efficiency estimation of binary geothermal power station based on medium enthalpy water, Sustainable development of energy, water and environment systems: 2<sup>nd</sup> Dubrovnik Conference, Vol. II Ed: N. H. Afgan, Z. Bogdan, N Duic, Z. Guzovic, pp. 105 – 112, 2006.
- 18) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Possibilities of implementation of absorption heat pump in realization of ORC in geothermal power station, Heat pipes, heat pumps, efrigerators: Preceedings of the 6<sup>th</sup> Minsk International Seminar, Mińsk, 2006.
- 19) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Effectiveness of binary power station operation co-utilizing geothermal water in the case of water and organic liquid as working fluids, 19<sup>th</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems ECOS 2006, Aghia Pelagia, Greece, 2006.
- 20) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Assessment of effectiveness of operation of geothermal power plant with evaporators supplied in series and external supply of heat. XV Scientific Conference Aplikacia Experimentalnych a Numerickych Metod v Mechanike Tekutin, Strečno, Slowacja, 2006.
- 21) Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A, Stachel A.A.: Implementation of low-temperature Clausis-Rankine cycle for cooling of technical appliances. XV Scientific Conference Aplikacia Experimentalnych a Numerickych Metod v Mechanike Tekutin, Strečno, Slowacja, 2006.
- 22) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A. Utilization of geothermal energy for heating purposes in Poland, Renewable Energy Based units and Systems REBUS' 06, ST. Petersburg, Russia, 2006.
- 23) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A. Effectiveness of binary power station with water and organic fluid as working medium. Renewable Energy Based units and Systems REBUS' 06, ST. Petersburg, Russia, 2006.
- 24) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.:Assessment of the influence of evaporation temperature on effectiveness of operation of binary power plant with superheated steam.Proceedings of the XI International Symposium on Heat transfer and Renewable sources of energy, Międzyzdroje, 2006.
- 25) Nowak W. Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Assessment of the influence of organic fluid on the effectiveness of binary power plant operation. 13. Symposium - Nutzung Regenerativer Energiequellen und Wasserstofftechnik, Stralsund, 2006.
- 26) Nowak W. Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Assessment of effectiveness of operation of geothermal power plant with evaporators supplied in series. 13. Symposium - Nutzung Regenerativer Energiequellen und Wasserstofftechnik, Stralsund, 2006.
- 27) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Influence of evaporation temperature and organic fluid properties in the lower cycle of binary power plant on its efficiency and power, **Archives of Thermodynamics**, Vol. 27, No. 4, pp.1-10, 2006.
- 28) Nowak W. Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Assessment of the effectiveness of operation of geothermal power plant aided by CHP unit and supplying evaporators connected serially. 9. Geothermische Fachtagung: Mehr Energie von unten. Karlsruhe, 2006.
- 29) Nowak W. Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: The impact of geothermal water parameters on the performance of a binary power plant, if water and an organic substance are used as working fluid. 9. Geothermische Fachtagung: Mehr Energie von unten. Karlsruhe, 2006.
- 30) Stachel A.A., Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A.: Effectiveness of Operation of the Geothermal Power Plant with a Single Medium Power Cycle and Binary Cycle. Tagung "Forschung – Praxis – Didaktik im modernen Maschinenbau, Stralsund, 2007.
- 31) Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A., Stachel A.A.: Improving the performance of power plant by substituting water steam power plant for the binary power plant. Proceedings of 14 Symposium Nutzung regenerativer Energiequellen und wasserstofftechnik, Stralsund, 2007.
- 32) Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W.: Desirable Thermophysical Properties of Working Fluids in Organic Rankine Cycle, Proceedings European Geothermal Congress 2007 Unterhaching, Germany, 2007.
- 33) Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A.: The Influence of Evaporator Parameters on the Effectiveness of Geothermal Power Plant Operation, Proceedings European Geothermal Congress 2007 Unterhaching, Germany, 2007.

- 34) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Improving the performance of geothermal power plant by substituting water steam power plant for the binary power plant, Proceedings European Geothermal Congress 2007 Unterhaching, Germany, 2007.
- 35) Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W.: The Influence Of Evaporation Temperature Of Working Fluid On Geothermal Power Plant Effectiveness, **Acta Metallurgica Slovaca**, 3, 2007, pp. 44-51.
- 36) Nowak W. Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.: Comparison of effectiveness of operation of the geothermal power plant as an effect of replacement a single component power cycle with a binary installation, **Acta Metallurgica Slovaca**, 3, 2007, pp. 257-263.
- 37) Wiśniewski S., Borsukiewicz-Gozdur A.: Analiza efektywności pracy trój-kanalowego pionowego geotermicznego wymiennika ciepła z zaizolowaną rurą wewnętrzną, XIII Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy, Koszalin – Darłówko 3-6 Września 2007.
- 38) Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W.: Feasibility Study and Energy Efficiency Estimation of a Geothermal Power Station Based on Medium Enthalpy Water, **Thermal Science**, Vol.11 No. 3, 2007, pp. 135-142.
- 39) Nowak W. Borsukiewicz-Gozdur A.: Assessment Of Influence Of Steam Superheating On The Effectiveness Of Operation Of Generating Plant In Binary Power Plant, **Acta Mechanica Slovaca**, 4-D, 2007, pp. 205 - 210.
- 40) Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W.: Influence of a kind of organic fluid and its evaporation temperature on the effectiveness of operation of geothermal power plant, **Acta Mechanica Slovaca**, 4-D, 2007, pp. 439 – 444.
- 41) Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W.: Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine Cycle, **Energy**, 32, 2007, pp. 344-352.
- 42) Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W.: Maximising the working fluid flow as a way of increasing power output of geothermal power plant, **Applied Thermal Engineering**, 27, 2007, pp. 2074-2078.

# POLITECHNIKA SZCZECIŃSKA

## Wydział Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki



**mgr inż. Aleksandra Borsukiewicz - Gozdur**

## **Efektywność pracy elektrowni geotermalnej z organicznym czynnikiem roboczym**

Praca doktorska

### **Załączniki**

Załącznik Z-1	Elektrownie geotermalne na świecie – zestawienie	116
Załącznik Z-2	Warianty realizacji obiegu podkrytycznego Clausiusa – Rankine'a w zależności od rodzaju i stanu czynnika roboczego w turbinie	117
Załącznik Z-3	Algorytm obliczeń kalorycznych parametrów stanu w obszarze pary przegrzanej na przykładzie izobutanu	119
Załącznik Z-4	Zestawienie równań stanu na podstawie, których wykonane zostały obliczenia parametrów termodynamicznych dla wybranych czynników roboczych	124
Załącznik Z-5	Wybrane wyniki obliczeń dla czynników mokrych i suchych	125
Załącznik Z-6	Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni ORC	127
Załącznik Z-7	Zestawienie rysunków i tabel zamieszczonych w pracy	136

## ZAŁĄCZNIKI

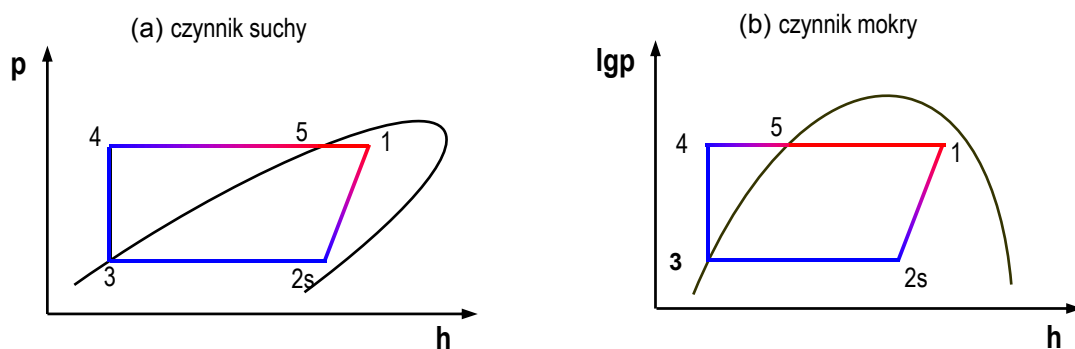
### Z-1. ELEKTROWNIE GEOTERMALNE NA ŚWIECIE - ZESTAWIENIE

Tabela Z.1. Elektrownie geotermalne na świecie: zestawienie wg zainstalowanej mocy w MW<sub>el</sub> dla każdego typu elektrowni (stan z lipca 2004) [30]

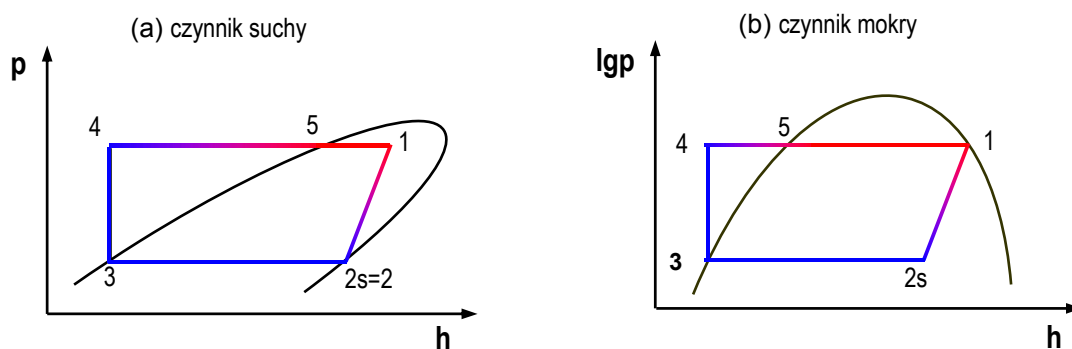
KRAJ	System bezpośredni	System z jednostopniowym rozprężaniem pary	System z dwustopniowym rozprężaniem pary	System z trzystopniowym rozprężaniem pary	Organiczny obieg Clausiusa–Rankine’a oraz obieg Kaliny	Systemy mieszane	Razem
USA	1471	43	707.3	49	<b>193.8</b>	<b>31</b>	2495.1
Filipiny	0	1276.44	496.74	0	<b>16</b>	<b>142</b>	1931.18
Meksyk	0	487	470	0	<b>3.3</b>	<b>0</b>	960.3
Indonezja	140	667	0	0	<b>0</b>	<b>0</b>	807
Włochy	770.5	20	0	0	<b>0.7</b>	<b>0</b>	791.2
Japonia	23.5	351.75	160	0	<b>2.49</b>	<b>0</b>	537.74
Nowa Zelandia	55	15	226.8	44.8	<b>6.5</b>	<b>97</b>	445.1
Islandia	0	129.7	60	0	<b>10.7</b>	<b>0</b>	200.4
Costa Rica	0	142.5	0	0	<b>15.5</b>	<b>0</b>	58
El Salvador	0	116	35	0	<b>0</b>	<b>0</b>	151
Kenja	0	11	0	0	<b>1.8</b>	<b>12</b>	128.8
Nikaragua	0	70	0	0	<b>7.5</b>	<b>0</b>	77.5
Rosja	0	73	0	0	<b>0</b>	<b>0</b>	73
Gwatemala	0	5	0	0	<b>0</b>	<b>24.6</b>	29.6
Chiny	0	0.6	26	0	<b>1</b>	<b>0</b>	27.6
Turcja	0	20.4	0	0	<b>0</b>	<b>0</b>	20.4
Portugalia	0	3	0	0	<b>13</b>	<b>0</b>	16
Francja	0	0	14.7	0	<b>0</b>	<b>0</b>	14.7
Nowa Gwinea	0	6	0	0	<b>0</b>	<b>0</b>	6
Austria	0	0	0	0	<b>1.25</b>	<b>0</b>	1.25
Tajlandia	0	0	0	0	<b>0.3</b>	<b>0</b>	0.3
Niemcy	0	0	0	0	<b>0.2</b>	<b>0</b>	0.2
Australia	0	0	0	0	<b>0.15</b>	<b>0</b>	0.15
<b>Razem</b>	<b>2460</b>	<b>3541.39</b>	<b>2196.54</b>	<b>93.8</b>	<b>274.19</b>	<b>306.6</b>	<b>8872.52</b>

## Z-2. WARIANTY REALIZACJI OBIEGU PODKRYTYCZNEGO CLAUSIUSA – RANKINE’A W ZALEŻNOŚCI OD RODZAJU I STANU CZYNNIKA ROBOCZEGO W TURBINIE

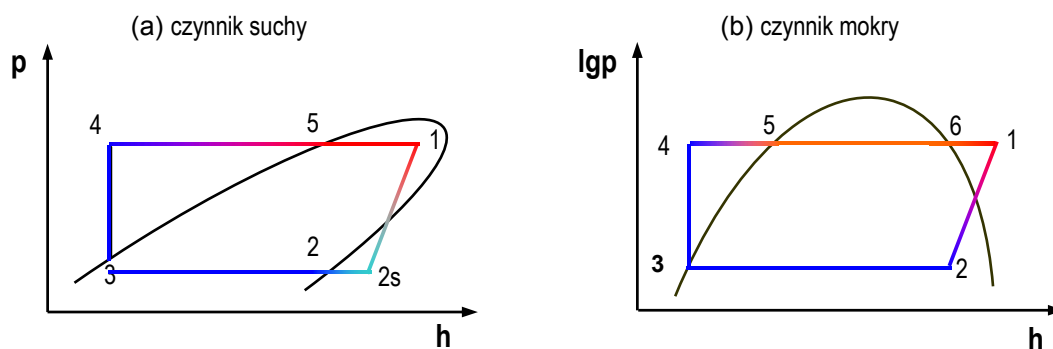
Poniżej przedstawiono wszystkie możliwe warianty realizacji podkrytycznego obiegu Clausiusa-Rankine’a w zależności od rodzaju (mokry, suchy) i stanu czynnika roboczego w turbinie.



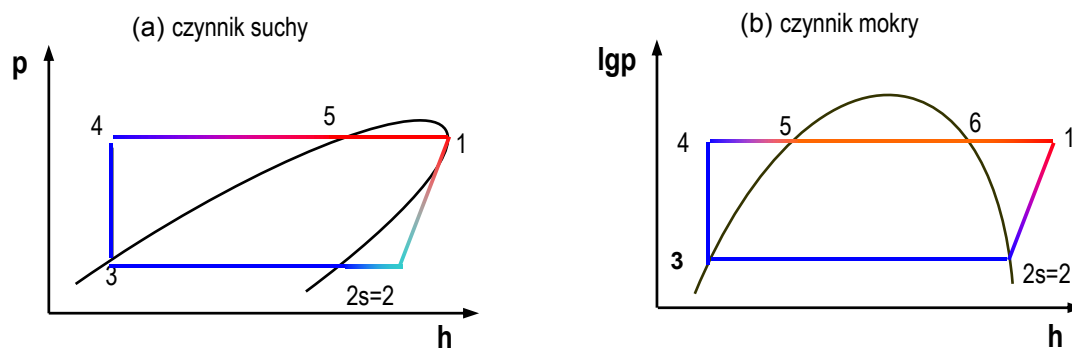
Rys. Z.1. Cykl przemian termodynamicznych czynnika roboczego w obiegu Clausiusa – Rankine’a, jeżeli proces rozprężania izentropowego w turbinie przebiega w obszarze pary mokrej



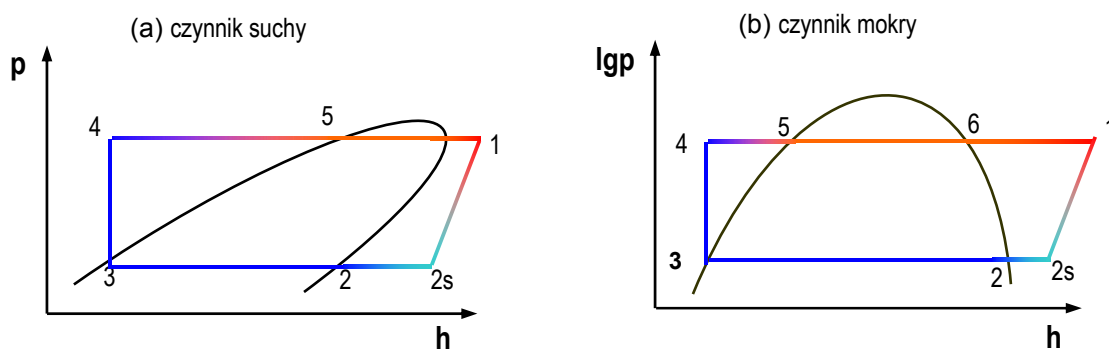
Rys. Z.2. Cykl przemian termodynamicznych czynnika roboczego w obiegu Clausiusa – Rankine’a, jeżeli proces rozprężania izentropowego w turbinie przebiega w obszarze pary mokrej oraz a) kończy się na linii nasycenia  $x=1$  dla czynników suchych, b) zaczyna się na linii nasycenia  $x=1$  dla czynników mokrych



Rys. Z.3. Cykl przemian termodynamicznych czynnika roboczego w obiegu Clausiusa – Rankine’a, jeżeli proces rozprężania izentropowego w turbinie przebiega częściowo w obszarze pary mokrej a częściowo w obszarze pary przegrzanej



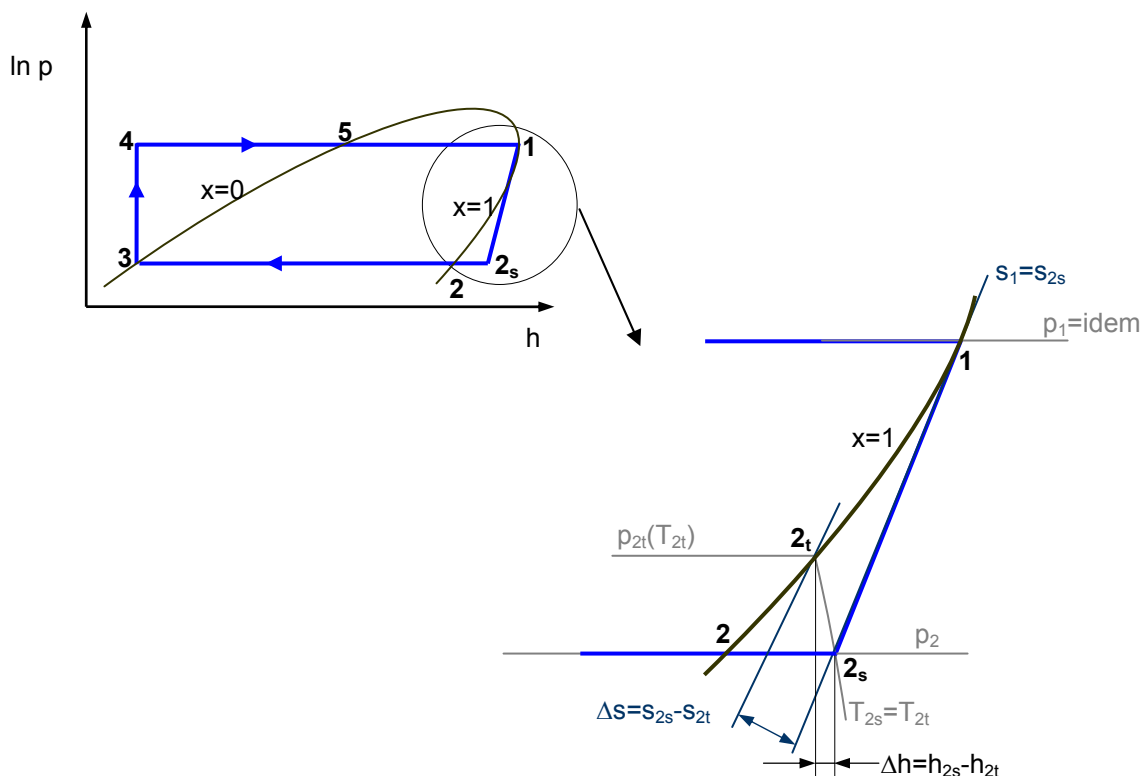
Rys. Z.4. Cykl przemian termodynamicznych czynnika roboczego w obiegu Clausiusa – Rankine'a, jeżeli proces rozprężania izentropowego w turbinie przebiega w obszarze pary przegrzanej oraz a) zaczyna się na linii nasycenia  $x=1$  dla czynników suchych, b) kończy się na linii nasycenia  $x=1$  dla czynników mokrych



Rys. Z.5. Cykl przemian termodynamicznych czynnika roboczego w obiegu Clausiusa – Rankine'a, jeżeli proces rozprężania izentropowego w turbinie przebiega w obszarze pary przegrzanej

### Z-3. ALGORYTM OBLICZEŃ KALORYCZNYCH PARAMETRÓW STANU W OBSZARZE PARY PRZEGRZANEJ NA PRZYKŁADZIE IZOBUTANU

Na podstawie danych literaturowych można określić wartości temperatur, ciśnień, entalpii właściwej i entropii właściwej na liniach granicznych  $x=0$  i  $x=1$  dla najczęściej stosowanych czynników chłodniczych. Jednak w przypadku, gdy proces rozprężania pary w turbinie przebiega w obszarze pary przegrzanej istnieje potrzeba określenia wartości niektórych termicznych parametrów stanu dla tego właśnie obszaru (rys.Z.6).



Rys. Z.6. Cykl przemian termodynamicznych obiegu Clausiusa – Rankine’a oraz schemat do metody „własnej” obliczania właściwości czynnika w obszarze pary przegrzanej

Aby określić temperaturę  $T_{2s}=T_{2t}$  należy rozważyć izotermiczne przejście z punktu 2t (leżącego na linii nasycenia  $x=1$ ) do punktu 2s.

W tym celu wykorzystano pierwszą zasadę termodynamiki w postaci różniczkowej

$$Tds = dh - vdp \quad (Z.1)$$

oraz jedną z postaci termicznego równania stanu dla gazu rzeczywistego opracowanego przez Barthelota [73 s. 258] w formie:

$$pv = RT + Bp \quad (Z.2)$$

gdzie

$$B = \frac{9}{128} R \frac{T_k}{P_k} - \frac{27}{64} R \frac{T_k^3}{p_k} \frac{1}{T^2} \quad (Z.3)$$

Po przekształceniu zależności (Z.2) do postaci:

$$\frac{v}{T} = \frac{R}{p} + \frac{B}{T} \quad (\text{Z.4})$$

oraz po podstawieniu do (Z.1) otrzymano zależność:

$$ds = \frac{dh}{T} - \left( \frac{R}{p} + \frac{B}{T} \right) dp \quad (\text{Z.5})$$

Po scałkowaniu powyższej zależności przy izotermicznym przejściu z punktu 2t do 2s otrzymano wyrażenie:

$$s_{2s} - s_{2t}'' = \frac{h_{2s} - h_{2t}}{T} - R \ln \frac{p_{2s}}{p_{2t}} - \frac{B}{T} (p_{2s} - p_{2t}) \quad (\text{Z.6})$$

Aby określić  $\Delta h$  w funkcji termicznych parametrów stanu wykorzystano funkcję Gibbsa oraz termiczne równanie stanu Berthelota i otrzymano zależność:

$$\left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_T = \frac{9}{128} R \frac{T_k}{p_k} \left[ 1 - 18 \left( \frac{T_k}{T} \right)^2 \right]. \quad (\text{Z.7})$$

Po scałkowaniu zależności (Z.7) w granicach od  $p_{2t}$  do  $p_3$  dla przemiany izotermicznej  $T_{2t} = T_{2s}$  otrzymano:

$$\Delta h = - \frac{9}{128} R \frac{T_k}{p_k} \left[ 1 - 18 \left( \frac{T_k}{T} \right)^2 \right] (p_{2t} - p_3) \quad (\text{Z.8})$$

Po wykorzystaniu zależności (Z.8) wyrażenie (Z.6) przyjmuje postać:

$$s_1 - s_{2t}'' = - \frac{9}{128} R \frac{T_k}{T p_k} \left[ 1 - 18 \left( \frac{T_k}{T} \right)^2 \right] (p_{2t} - p_2) + R \ln \frac{p_{2t}}{p_{2s}} + \left( \frac{9}{128} R \frac{T_k}{T p_k} - \frac{27}{64} R \frac{T_k^3}{p_k T^3} \right) (p_{2t} - p_{2s}) \quad (\text{Z.9})$$

Następnie należy tak dobrać wartość ciśnienia  $p_{2t}$  i związanej z nim temperatury  $T_{2t}$  oraz entropii właściwej  $s_{2t}$ , aby spełnione było równanie (Z.9). Przy znanej wartości  $p_{2t}$  z zależności (Z.8) można obliczyć  $\Delta h$  co równoznaczne jest z określeniem  $h_{2s}$  z poniższej zależności:

$$h_{2s} = \Delta h + h_{2t}. \quad (\text{Z.10})$$

Poniżej przedstawiono propozycję algorytmu obliczeniowego, który w prosty sposób można zrealizować na przykład przy użyciu popularnego programu Excel. Największą trudność stanowi rozwiązanie równania (Z.9), ponieważ po prawej stronie równania występuje poszukiwane ciśnienie  $p_{2t}$  i związana z nim temperatura  $T_{2s}$ , oraz  $s_{2t}$  występująca po lewej stronie równania zależna jest od wartości ciśnienia



$T_{2t}$  (krok 5 na rysunku Z.6). Jedną z metod, która może zostać użyta w celu przyspieszenia poszukiwania ciśnienia  $p_{2t}$  jest zastosowanie opcji Solver – funkcji dostępnej w dodatkach programu Microsoft Excel. Solver używa nieliniowej optymalizacji Generalized Reduced Gradient (GRG2) służącej do ustalania maksymalnej lub minimalnej wartości określonej komórki poprzez zmianę wartości innych komórek. W algorytmie obliczeń wykorzystano także współczynniki umożliwiające obliczanie własności właściwych czynnika (entalpię, entropię, temperaturę oraz ciśnienie) na linii pary nasyconej suchej aproksymowane wielomianem piątego stopnia w funkcji temperatury (Z.11) lub temperaturę nasycenia w funkcji ciśnienia (Z.12) [16], co pozwala uniknąć każdorazowego odczytywania niezbędnych wielkości np. z tablic.

$$Y''(t) = \exp \sum_{k=0}^5 \alpha_k t^k \quad t = [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{Z.11})$$

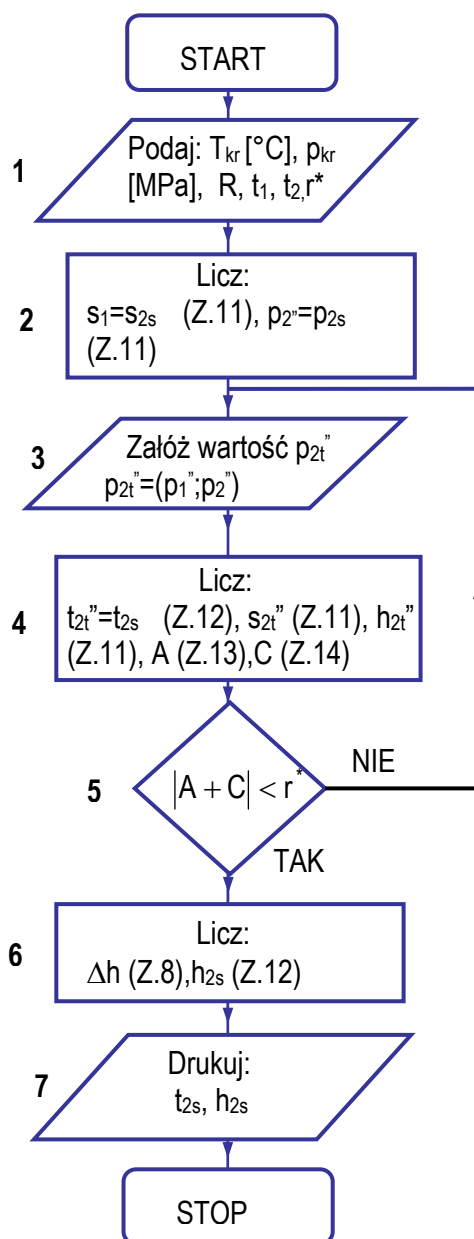
$$t = \sum_{k=0}^5 \alpha_k [\ln(p)]^k \quad p = [\text{bar}] \quad (\text{Z.12})$$

Dla potrzeb algorytmu obliczeniowego, przedstawionego na rysunku Z.7 równanie (Z.9) rozdzielono na dwie części:

$$A = -\frac{9}{128} \frac{R}{T} \frac{T_k}{p_k} \left[ 1 - 18 \left( \frac{T_k}{T} \right)^2 \right] (p_{2t} - p_2) +$$

$$+ R \ln \frac{p_{2t}}{p_{2s}} + \left( \frac{9}{128} \frac{R}{T} \frac{T_k}{p_k} - \frac{27}{64} R \frac{T_k^3}{p_k T^3} \right) (p_{2t} - p_{2s}) \quad (\text{Z.13})$$

$$C = s_1 - s_{2t}'' \quad (\text{Z.14})$$



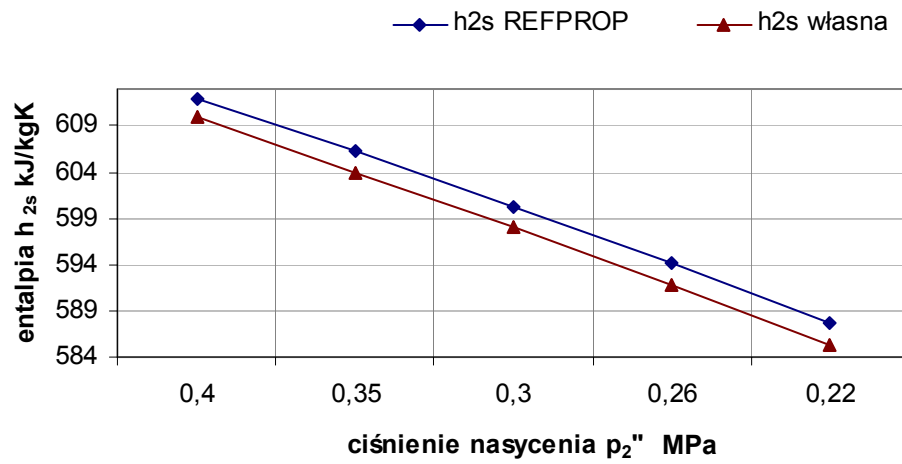
Rys. Z.7 Algorytm obliczeń wybranych właściwości pary przegrzanej czynnika R600a (w nawiasach podano numery równań, z których należy obliczać dana wielkość,  $r^*$  - założona dokładność obliczeń numerycznych)

Tabela Z.2. Współczynniki umożliwiające obliczenie wybranych parametrów czynnika R600a [16]

wielkość	$\alpha_0$	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$
$t$ [°C]	-12,28341	26,124127	2,6858431	0,29048061	0,036309135	-0,003381327
$p$ [MPa]	0,44844738	0,034811083	-0,00013126	4,95E-07	-1,77E-09	7,81E-12
$h''$ [kJ/kg]	6,3061529	0,002447225	-2,03E-06	-1,34E-08	4,98E-12	-3,08E-13
$s''$ [kJ/kg]	0,82144275	9,28E-05	6,18E-06	-3,64E-08	7,5E-11	-3,03E-13

Na rysunku Z.8 porównano wyniki obliczeń metodą „własną” wartości entalpii właściwej pary przegrzanej dla różnych wartości ciśnienia nasycenia z wynikami uzyskanymi z programu Refprop 7.0

[79]. Wartości entalpii właściwej różnią się średnio o 2 kJ/kg od wartości uzyskanych z programu Refprop7.0.



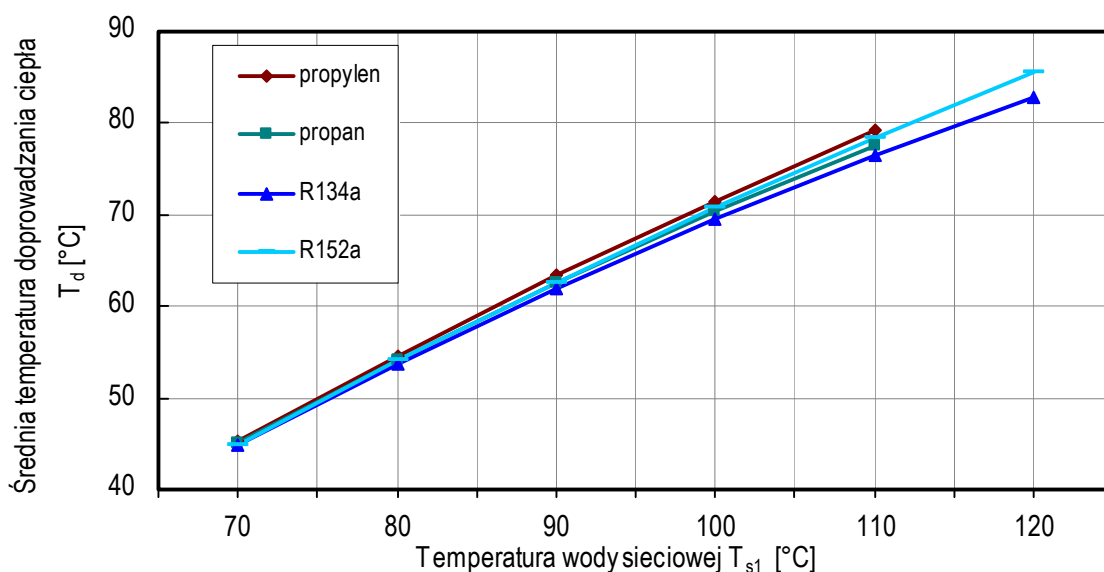
Rys. Z.8. Entalpia pary przegrzanej w funkcji ciśnienia nasycenia dla entropii właściwej  $s=2.369$  kJ/kgK

## Z-4. ZESTAWIENIE RÓWNAŃ STANU NA PODSTAWIE, KTÓRYCH WYKONANE ZOSTAŁY OBLICZENIA PARAMETRÓW TERMODYNOMICZNYCH DLA WYBRANYCH CZYNNIKÓW ROBOCZYCH

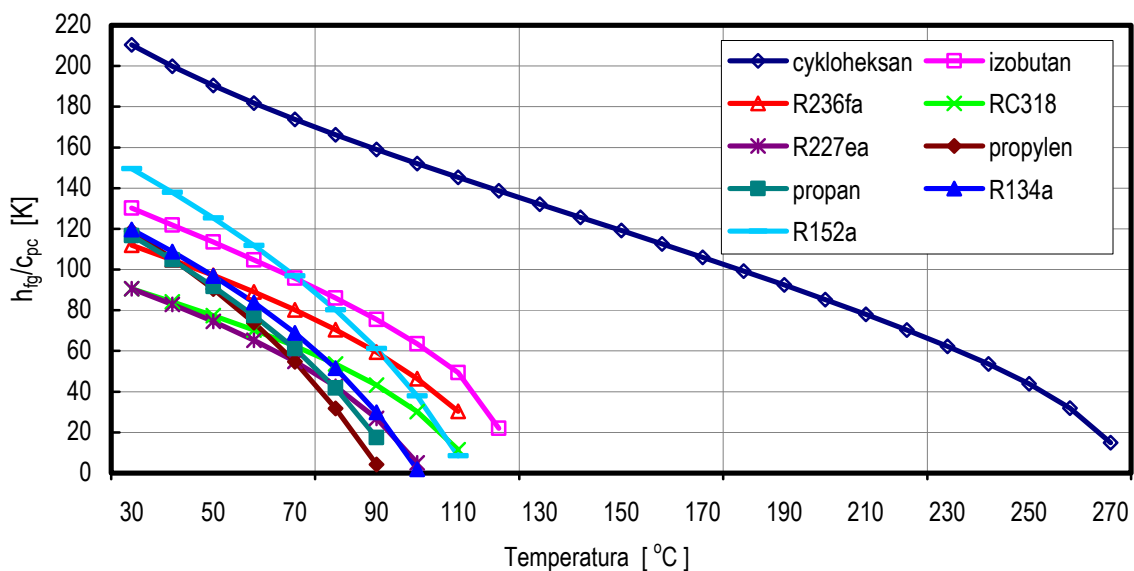
Tabela Z.3. Zestawienie równań stanu na podstawie, których wykonane zostały obliczenia właściwości termodynamicznych dla wybranych czynników roboczych

Nazwa czynnika	Równanie stanu
cykloheksan	Równanie FEQ Helmholtz dla cykloheksanu opracowane przez Penoncello et.al. Literatura: Penoncello, S.G., Goodwin, A.R.H., and Jacobsen, R.T., "A Thermodynamic Property Formulation for Cyclohexane", Int. J. Thermophys., 16(2), pp. 519-531, 1995.
izobutan	Równanie FEQ Helmholtz dla izobutanu opracowane przez Miyamoto et.al.. Literatura: Miyamoto, H. and Watanabe, K. "A Thermodynamic Property Model for Fluid-Phase Isobutane", Int. J. Thermophys., 23(2), pp. 477-499, 2002.
propan	Równanie FEQ Helmholtz dla propanu opracowane przez Miyamoto et.al.. Literatura: Miyamoto, H., and Watanabe, K., "A thermodynamic property model for fluid-phase propane", Int. J. Thermophys., 21(5), pp. 1045-1072, 2000.
propylen	Równanie FEQ Helmholtz dla propylenu opracowane przez Angus et.al. Literatura: Angus, S., Armstrong, B., and de Reuck, K.M., "International Thermodynamic Tables of the Fluid State-7 Propylene", International Union of Pure and Applied Chemistry, Pergamon Press, Oxford, 1980.
R134a	Równanie FEQ Helmholtz dla R134a opracowane przez Tillner-Roth et.al. Literatura: Tillner-Roth, R. and Baehr, H.D., "An international standard formulation of the thermodynamic properties of 1,1,1,2-tetrafluoroethane (HFC-134a) covering temperatures from 170 K to 455 K at pressures up to 70 MPa", J. Phys. Chem. Ref. Data, 23, pp. 657-729, 1994.
R152a	Zmodyfikowane równanie Benedict-Webb-Rubin dla R152a opracowane przez Outcalt et.al. Literatura: Outcalt, S.L. and McLinden, M.O., "A modified Benedict-Webb-Rubin equation of state for the thermodynamic properties of R152a (1,1-difluoroethane)", J. Phys. Chem. Ref. Data, 25(2), pp. 605-636, 1996.
R227ea	Skrócone równanie FEQ Helmholtz dla R227ea opracowane przez Lemmon et.al. nie podano dokładnych danych literaturowych
R 236fa	Zmodyfikowane równanie Benedict-Webb-Rubin dla R236fa opracowane przez Outcalt et.al. Literatura: Outcalt, S.L. and McLinden, M.O., "An equation of state for the thermodynamic properties of R236fa" NIST report to sponsor (U.S. Navy, David Taylor Model Basin) under contract N61533-94-F-0152, 1995.
RC318	Równanie FEQ Helmholtz dla RC-318 opracowane przez Platzera et.al. Literatura: Platzner, B., Polt, A., and Maurer, G., "Thermophysical properties of refrigerants," Berlin: Springer-Verlag, 1990.

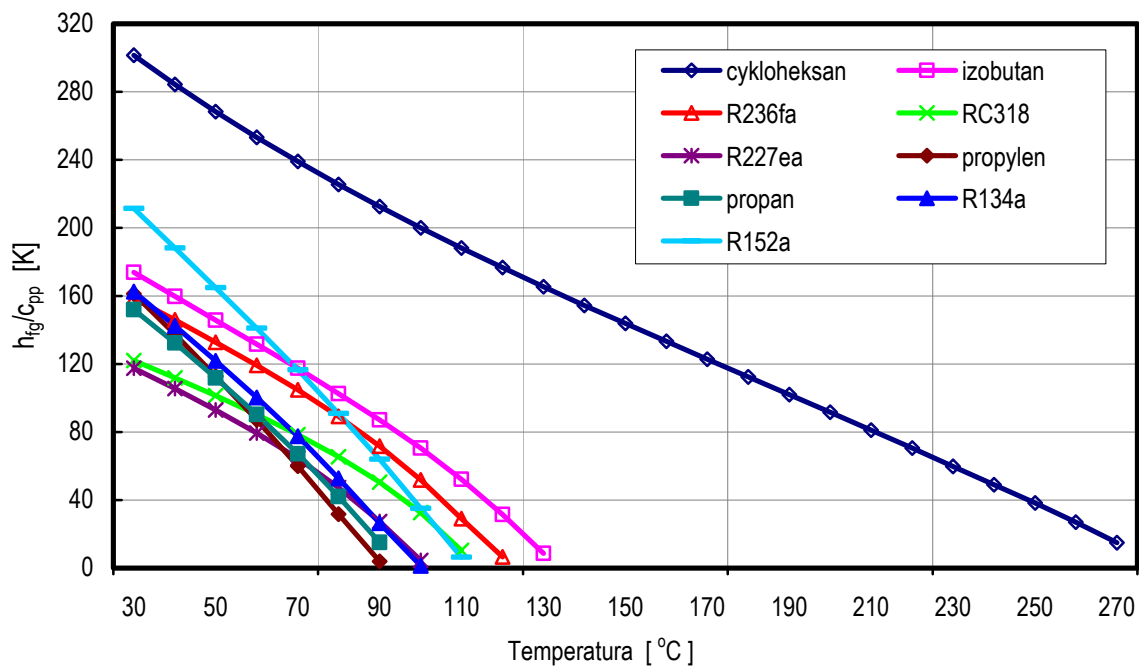
## Z-5. WYBRANE WYNIKI OBLICZEŃ DLA CZYNNIKÓW MOKRYCH I SUCHYCH



Rys. Z.9. Wykres zależności średniej temperatury doprowadzania ciepła  $\bar{T}_d$  do obiegu w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$  dla czynników mokrych



Rys. Z.10. Zależność wielkości ilorazu entalpii właściwej parowania do właściwej pojemności cieplnej cieczy  $h_{fg}/c_{pc}$  w funkcji temperatury dla wybranych czynników organicznych



Rys. Z.11. Zależność wielkości ilorazu entalpii właściwej parowania do właściwej pojemności cieplnej pary  
**Błąd! Nie można tworzyć obiektów przez edycję kodów pól.**w funkcji temperatury dla wybranych czynników organicznych

## Z-6. ZESTAWIENIE DANYCH WYJŚCIOWYCH DO OBLICZEŃ ORAZ WYNIKÓW OBLICZEŃ WYBRANYCH WIELKOŚCI SIŁOWNI ORC

Tabela Z.4. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z R227ea, jako czynnikiem roboczym

Czynnik R227ea	$T_{s1} = 80^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 90^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 100^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 110^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 120^{\circ}\text{C}$
$T_{n1} = T_{n5}$ [°C]	55,0	65,0	75,0	85,0	95,0
$T_{n2s}$ [°C]	36,3	38,4	39,9	40,3	38,0
$T_{n3} = T_{n4}$ [°C]	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
$T_{s3} = T_{s4}$ [°C]	60,0	70,0	80,0	90,0	100,0
$T_{s5}$ [°C]	53,2	59,4	64,1	85,0	58,1
$\bar{T}_d$ [°C]	52,98	60,6	67,3	73,3	78,1
$\bar{T}_w$ [°C]	30,29	30,4	30,5	30,6	30,6
$p_{n1} = p_{n4} = p_{n5}$ [MPa]	1,0401	1,3249	1,6659	2,0720	2,5558
$p_{n2s} = p_{n2} = p_{n3}$ [MPa]	0,5288	0,5288	0,5288	0,5288	0,5288
$h_{n1}$ [kJ/kg]	357,49	362,42	366,51	369,19	368,67
$h_{n2s}$ [kJ/kg]	348,94	350,87	352,24	352,56	350,47
$h_{n2}$ [kJ/kg]	343,12	343,12	343,12	343,12	343,12
$h_{n3} = h_{n4}$ [kJ/kg]	234,63	234,63	234,63	234,63	234,63
$h_{n5}$ [kJ/kg]	265,73	279,00	292,96	308,02	325,38
$s_{n1} = s_{n2s}$ [kJ/kgK]	1,4963	1,5025	1,5069	1,5079	1,5012
$s_{n3}$ [kJ/kgK]	1,1194	1,1194	1,1194	1,1194	1,1194
$\dot{m}_{s1}$ [kg/s]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
$\dot{m}_n$ [kg/s]	27,40	30,14	34,18	41,12	58,07
$\phi$ [-]	0,34	0,53	0,79	1,20	2,09
$l_{roz}$ [kJ/kg]	8,55	11,55	14,27	16,60	18,20
$l_{s=idem}$ [kJ/kg]	0,37	0,58	0,83	1,10	1,27
$l_{v=idem}$ [kJ/kg]	0,38	0,59	0,84	1,13	1,48
$l_{t=idem}$ [kJ/kg]	0,26	0,36	0,44	0,53	0,61
$\eta_{C-R}^{netto}$ [%]	6,66	8,58	10,19	11,52	12,63
$\eta_{C-R}^{brutto}$ [%]	6,96	9,04	10,82	12,34	13,58
$N_{C-R}^{netto}$ [kW]	224,0	330,5	459,3	636,1	970,7
$N_{C-R}^{brutto}$ [kW]	234,3	348,1	487,8	682,6	1056,9

Tabela Z.5. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z RC318, jako czynnikiem roboczym

Czynnik <b>RC318</b>	$T_{s1} = 80^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 90^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 100^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 110^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 120^{\circ}\text{C}$
$T_{n1} = T_{n5}$ [°C]	<b>55,0</b>	<b>65,0</b>	<b>75,0</b>	<b>85,0</b>	<b>95,0</b>
$T_{n2s}$ [°C]	39,5	43,2	46,6	49,5	51,5
$T_{n3} = T_{n4}$ [°C]	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
$T_{s3} = T_{s4}$ [°C]	60,0	70,0	80,0	90,0	100,0
$T_{s5}$ [°C]	53,5	60,0	65,8	70,2	71,9
$\bar{T}_d$ [°C]	52,81	60,32	67,10	73,3	78,66
$\bar{T}_w$ [°C]	30,53	30,82	31,17	31,5	31,77
$p_{n1} = p_{n4} = p_{n5}$ [MPa]	0,7390	0,9488	1,2003	1,4991	1,8520
$p_{n2s} = p_{n2} = p_{n3}$ [MPa]	0,3656	0,3656	0,3656	0,3656	0,3656
$h_{n1}$ [kJ/kg]	350,76	356,78	362,4	367,41	371,38
$h_{n2s}$ [kJ/kg]	342,69	345,80	348,7	351,17	352,89
$h_{n2}$ [kJ/kg]	334,67	334,67	334,67	334,67	334,67
$h_{n3} = h_{n4}$ [kJ/kg]	232,71	232,71	232,71	232,71	232,71
$h_{n5}$ [kJ/kg]	261,77	273,96	286,56	299,71	313,68
$s_{n1} = s_{n2s}$ [kJ/kgK]	1,4754	1,4853	1,4944	1,5021	1,5074
$s_{n3}$ [kJ/kgK]	1,1131	1,1131	1,1131	1,1131	1,1131
$\dot{m}_{s1}$ [kg/s]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
$\dot{m}_n$ [kg/s]	28,25	30,35	33,15	37,13	43,57
$\phi$ [-]	0,33	0,50	0,71	0,99	1,40
$l_{roz}$ [kJ/kg]	8,07	10,98	13,70	16,24	18,49
$l_{s=idem}$ [kJ/kg]	0,22	0,37	0,53	0,73	0,98
$l_{v=idem}$ [kJ/kg]	0,25	0,40	0,57	0,77	1,00
$l_{t=idem}$ [kJ/kg]	0,17	0,24	0,29	0,35	0,40
$\eta_{C-R}^{netto}$ [%]	6,65	8,55	10,16	11,52	12,63
$\eta_{C-R}^{brutto}$ [%]	6,84	8,85	10,56	12,06	13,33
$N_{C-R}^{netto}$ [kW]	220,84	321,32	435,41	574,60	761,79
$N_{C-R}^{brutto}$ [kW]	227,98	333,30	454,14	603,06	805,61



Tabela Z.6. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z R236fa, jako czynnikiem roboczym

Czynnik <b>R236fa</b>	$T_{s1} = 80^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 90^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 100^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 110^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 120^{\circ}\text{C}$
$T_{n1} = T_{n5}$ [°C]	55,0	65,0	75,0	85,0	95,0
$T_{n2s}$ [°C]	35,7	38,0	40,0	41,7	42,5
$T_{n3} = T_{n4}$ [°C]	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
$T_{s3} = T_{s4}$ [°C]	60,0	70,0	80,0	90,0	100,0
$T_{s5}$ [°C]	54,8	62,1	68,9	74,9	79,4
$\bar{T}_d$ [°C]	53,04	60,9	68,1	74,6	80,4
$\bar{T}_w$ [°C]	30,2	30,3	30,4	30,5	30,6
$p_{n1} = p_{n4} = p_{n5}$ [MPa]	0,6699	0,8694	1,1109	1,4002	1,7440
$p_{n2s} = p_{n2} = p_{n3}$ [MPa]	0,3210	0,3210	0,3210	0,3210	0,3210
$h_{n1}$ [kJ/kg]	396,52	402,55	408,12	413,01	416,85
$h_{n2s}$ [kJ/kg]	385,39	387,43	389,27	390,75	391,54
$h_{n2}$ [kJ/kg]	380,23	380,23	380,23	380,23	380,23
$h_{n3} = h_{n4}$ [kJ/kg]	237,30	237,30	237,30	237,30	237,30
$h_{n5}$ [kJ/kg]	270,15	283,9	298,09	312,84	328,35
$s_{n1} = s_{n2s}$ [kJ/kgK]	1,6173	1,6239	1,6298	1,6345	1,6370
$s_{n3}$ [kJ/kgK]	1,1289	1,1289	1,1289	1,1289	1,1289
$\dot{m}_{s1}$ [kg/s]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
$\dot{m}_n$ [kg/s]	19,89	21,19	22,85	25,10	28,41
$\phi$ [-]	0,26	0,39	0,55	0,75	1,03
$l_{roz}$ [kJ/kg]	11,13	15,12	18,85	22,26	25,31
$l_{s=idem}$ [kJ/kg]	0,26	0,41	0,59	0,76	1,06
$l_{v=idem}$ [kJ/kg]	0,25	0,40	0,58	0,80	1,07
$l_{t=idem}$ [kJ/kg]	0,18	0,24	0,30	0,35	0,41
$\eta_{C-R}^{netto}$ [%]	6,83	8,90	10,69	12,23	13,50
$\eta_{C-R}^{brutto}$ [%]	6,99	9,15	11,03	12,67	14,09
$N_{C-R}^{netto}$ [kW]	216,25	311,72	417,25	538,50	688,87
$N_{C-R}^{brutto}$ [kW]	221,42	320,37	430,69	558,67	718,98

Tabela Z.7. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z R600a, jako czynnikiem roboczym

Czynnik R600a	$T_{s1} = 80^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 90^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 100^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 110^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 120^{\circ}\text{C}$
$T_{n1} = T_{n5}$ [°C]	55,0	65,0	75,0	85,0	95,0
$T_{n2s}$ [°C]	33,9	35,7	37,4	39,0	40,3
$T_{n3} = T_{n4}$ [°C]	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
$T_{s3} = T_{s4}$ [°C]	60,0	70,0	80,0	90,0	100,0
$T_{s5}$ [°C]	55,6	63,4	70,8	77,8	83,9
$\bar{T}_d$ [°C]	53,5	61,7	69,3	76,2	82,62
$\bar{T}_w$ [°C]	30,1	30,2	30,3	30,37	30,43
$p_{n1} = p_{n4} = p_{n5}$ [MPa]	0,7726	0,9732	1,2097	1,4862	1,807
$p_{n2s} = p_{n2} = p_{n3}$ [MPa]	0,4045	0,4045	0,4045	0,4045	0,4045
$h_{n1}$ [kJ/kg]	627,85	640,35	652,29	663,41	673,33
$h_{n2s}$ [kJ/kg]	602,46	605,75	609,01	612,00	614,40
$h_{n2}$ [kJ/kg]	595,20	595,20	595,20	595,20	595,20
$h_{n3} = h_{n4}$ [kJ/kg]	271,80	271,80	271,80	271,80	271,80
$h_{n5}$ [kJ/kg]	336,23	363,36	391,38	420,45	450,84
$s_{n1} = s_{n2s}$ [kJ/kgK]	2,3383	2,3490	2,3595	2,3691	2,3768
$s_{n3}$ [kJ/kgK]	1,2477	1,2477	1,2477	1,2477	1,2477
$\dot{m}_{s1}$ [kg/s]	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
$\dot{m}_n$ [kg/s]	8,62	9,08	9,64	10,35	11,30
$\phi$ [-]	0,22	0,33	0,46	0,61	0,80
$l_{roz}$ [kJ/kg]	25,39	34,60	43,28	51,41	58,93
$l_{s=idem}$ [kJ/kg]	0,68	1,04	1,48	1,98	2,57
$l_{v=idem}$ [kJ/kg]	0,67	1,05	1,49	1,99	2,58
$l_{t=idem}$ [kJ/kg]	0,48	0,65	0,82	0,97	1,114
$\eta_{C-R}^{netto}$ [%]	6,94	9,11	10,99	12,63	14,04
$\eta_{C-R}^{brutto}$ [%]	7,13	9,39	11,37	13,13	14,68
$N_{C-R}^{netto}$ [kW]	213,04	304,53	402,75	511,36	636,87
$N_{C-R}^{brutto}$ [kW]	218,88	314,03	417,02	531,96	665,87

Tabela Z.8. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z cykloheksanem, jako czynnikiem roboczym

Czynnik <b>cykloheksan</b>	$T_{s1} = 80^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 90^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 100^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 110^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 120^{\circ}\text{C}$
$T_{n1} = T_{n5}$ [°C]	<b>55,0</b>	<b>65,0</b>	<b>75,0</b>	<b>85,0</b>	<b>95,0</b>
$T_{n2s}$ [°C]	31,7	33,6	35,9	38,7	41,8
$T_{n3} = T_{n4}$ [°C]	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
$T_{s3} = T_{s4}$ [°C]	60,0	70,0	80,0	90,0	100,0
$T_{s5}$ [°C]	57,4	66,3	75,0	83,7	92,3
$\bar{T}_d$ [°C]	53,7	62,31	70,5	78,26	85,62
$\bar{T}_w$ [°C]	3,2	30,2	30,2	30,3	30,4
$p_{n1} = p_{n4} = p_{n5}$ [MPa]	0,0435	0,0615	0,0850	0,1150	0,1526
$p_{n2s} = p_{n2} = p_{n3}$ [MPa]	0,0162	0,0162	0,0162	0,0162	0,0162
$h_{n1}$ [kJ/kg]	320,03	333,74	347,79	362,14	376,77
$h_{n2s}$ [kJ/kg]	289,62	291,98	295,05	298,74	303,04
$h_{n2}$ [kJ/kg]	287,37	287,37	287,37	287,37	287,37
$h_{n3} = h_{n4}$ [kJ/kg]	-101,87	-101,87	-101,87	-101,87	-101,87
$h_{n5}$ [kJ/kg]	-53,56	-33,183	-12,25	9,2188	31,21
$s_{n1} = s_{n2s}$ [kJ/kgK]	0,9816	0,9894	0,9993	1,0112	1,0249
$s_{n3}$ [kJ/kgK]	-0,3098	-0,3098	-0,3098	-0,3098	-0,3098
$\dot{m}_{s1}$ [kg/s]	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
$\dot{m}_n$ [kg/s]	6,73	6,85	6,98	7,12	7,28
$\phi$ [-]	0,13	0,19	0,25	0,32	0,39
$l_{roz}$ [kJ/kg]	30,41	41,76	52,74	63,4	73,73
$l_{s=idem}$ [kJ/kg]	0,03	0,06	0,09	0,13	0,17
$l_{v=idem}$ [kJ/kg]	0,04	0,06	0,09	0,14	0,18
$l_{t=idem}$ [kJ/kg]	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05
$\eta_{C-R}^{netto}$ [%]	7,20	9,57	11,71	13,64	15,37
$\eta_{C-R}^{brutto}$ [%]	7,21	9,59	11,73	13,66	15,40
$N_{C-R}^{netto}$ [kW]	204,40	285,72	367,64	450,67	535,10
$N_{C-R}^{brutto}$ [kW]	204,64	286,12	368,26	451,62	536,39

Tabela Z.9. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z propylenem, jako czynnikiem roboczym

Czynnik <b>propylen</b>	$T_{s1} = 80^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 90^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 100^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 110^{\circ}\text{C}$
$T_{n1}$ [°C]	60,5	72,8	85,1	97,4
$T_{n2s} = T_{n3} = T_{n4}$ [°C]	30,0	30,0	30,0	30,0
$T_{n5} = T_{n6}$ [°C]	<b>55,0</b>	<b>65,0</b>	<b>75,0</b>	<b>85,0</b>
$T_{s2}$ [°C]	60,0	70,0	80,0	90,0
$T_{s3}$ [°C]	74,5	82,2	89,9	97,6
$T_{s4}$ [°C]	62,3	72,5	82,6	93,0
$T_{s5}$ [°C]	57,8	65,3	72,0	77,0
$\bar{T}_d$ [°C]	54,6	63,3	71,5	79,2
$\bar{T}_w$ [°C]	30,0	30,0	30,0	30,0
$p_{n1} = p_{n4} = p_{n5}$ [MPa]	2,2861	2,7981	3,3922	4,0810
$p_{n2s} = p_{n2} = p_{n3}$ [MPa]	1,3084	1,3084	1,3084	1,3084
$h_{n1}$ [kJ/kg]	628,32	637,67	646,44	654,69
$h_{n2s} = h_{n2}$ [kJ/kg]	602,08	602,08	602,08	602,08
$h_{n3} = h_{n4}$ [kJ/kg]	277,21	277,21	277,21	277,21
$h_{n5}$ [kJ/kg]	349,47	381,71	417,46	461,03
$h_{n6}$ [kJ/kg]	614,13	614,94	611,33	598,06
$s_{n1} = s_{n2s}$ [kJ/kgK]	2,3348	2,3348	2,3348	2,3348
$s_{n3}$ [kJ/kgK]	1,2631	1,2631	1,2631	1,2631
$\dot{m}_{s1}$ [kg/s]	30,0	30,0	30,0	30,0
$\dot{m}_{s2}$ [kg/s]	25,14	23,98	22,05	18,0
$\dot{m}_{s3}$ [kg/s]	4,86	6,02	7,95	12,0
$\dot{m}_n$ [kg/s]	7,96	8,62	9,53	11,01
$\phi$ [-]	0,27	0,45	0,72	1,34
$l_{roz}$ [kJ/kg]	26,24	35,59	44,36	52,61
$l_{s=idem}$ [kJ/kg]	1,96	2,99	4,17	5,55
$l_{v=idem}$ [kJ/kg]	1,97	3,01	4,21	5,59
$l_{t=idem}$ [kJ/kg]	1,47	2,01	2,52	3,00
$\eta_{C-R}^{netto}$ [%]	6,92	9,04	10,88	12,47
$\eta_{C-R}^{brutto}$ [%]	7,47	9,87	12,01	13,94
$N_{C-R}^{netto}$ [kW]	193,17	280,80	382,79	517,42
$N_{C-R}^{brutto}$ [kW]	208,87	306,70	422,88	578,99

Tabela Z.10. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z propanem, jako czynnikiem roboczym

Czynnik <b>propan</b>	$T_{s1} = 80^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 90^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 100^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 110^{\circ}\text{C}$
$T_{n1}$ [°C]	57,4	68,6	80,0	91,8
$T_{n2s} = T_{n3} = T_{n4}$ [°C]	30,0	30,0	30,0	30,0
$T_{n5} = T_{n6}$ [°C]	<b>55,0</b>	<b>65,0</b>	<b>75,0</b>	<b>85,0</b>
$T_{s2}$ [°C]	60,0	70,0	80,0	90,0
$T_{s3}$ [°C]	77,6	86,4	95,0	103,2
$T_{s4}$ [°C]	62,9	73,2	83,8	94,7
$T_{s5}$ [°C]	58,3	66,3	73,7	80,4
$\bar{T}_d$ [°C]	54,19	62,6	70,4	77,6
$\bar{T}_w$ [°C]	30,0	30,0	30,0	30,0
$p_{n1} = p_{n4} = p_{n5}$ [MPa]	1,9071	2,3427	2,8489	3,4357
$p_{n2s} = p_{n2} = p_{n3}$ [MPa]	1,0793	1,0793	1,0793	1,0793
$h_{n1}$ [kJ/kg]	631,41	640,48	648,85	656,58
$h_{n2s} = h_{n2}$ [kJ/kg]	605,53	605,53	605,53	605,53
$h_{n3} = h_{n4}$ [kJ/kg]	279,35	279,35	279,35	279,35
$h_{n5}$ [kJ/kg]	353,07	385,52	420,76	460,92
$h_{n6}$ [kJ/kg]	625,12	629,84	631,20	626,17
$s_{n1} = s_{n2s}$ [kJ/kgK]	2,3472	2,3472	2,3472	2,3472
$s_{n3}$ [kJ/kgK]	1,2712	1,2712	1,2712	1,2712
$\dot{m}_{s1}$ [kg/s]	30,0	30,0	30,0	30,0
$\dot{m}_{s2}$ [kg/s]	25,11	24,10	22,47	19,42
$\dot{m}_{s3}$ [kg/s]	4,89	5,90	7,53	10,58
$\dot{m}_n$ [kg/s]	7,73	8,27	8,95	9,85
$\phi$ [-]	0,27	0,43	0,67	1,10
$l_{roz}$ [kJ/kg]	25,88	34,95	43,32	51,05
$l_{s=idem}$ [kJ/kg]	1,69	2,59	3,63	4,83
$l_{v=idem}$ [kJ/kg]	1,71	2,61	3,66	4,87
$l_{t=idem}$ [kJ/kg]	1,27	1,73	2,16	2,58
$\eta_{C-R}^{netto}$ [%]	6,87	8,96	10,74	12,25
$\eta_{C-R}^{brutto}$ [%]	7,35	9,68	11,72	13,53
$N_{C-R}^{netto}$ [kW]	186,95	267,32	354,90	454,76
$N_{C-R}^{brutto}$ [kW]	200,18	288,89	387,61	502,70

Tabela Z.11. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z R134a, jako czynnikiem roboczym

Czynnik R134a	$T_{s1} = 80^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 90^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 100^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 110^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 120^{\circ}\text{C}$
$T_{n1}$ [°C]	57,4	68,6	80,0	91,7	103,7
$T_{n2s} = T_{n3} = T_{n4}$ [°C]	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
$T_{n5} = T_{n6}$ [°C]	<b>55,0</b>	<b>65,0</b>	<b>75,0</b>	<b>85,0</b>	<b>95,0</b>
$T_{s2}$ [°C]	60,0	70,0	80,0	90,0	100,0
$T_{s3}$ [°C]	77,6	86,4	95,0	103,3	111,3
$T_{s4}$ [°C]	62,7	72,9	83,3	93,9	105,2
$T_{s5}$ [°C]	58,2	66,2	73,7	80,6	86,5
$\bar{T}_d$ [°C]	53,7	61,94	69,5	74,5	82,9
$\bar{T}_w$ [°C]	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
$p_{n1} = p_{n4} = p_{n5}$ [MPa]	1,4915	1,8898	2,3641	2,9258	3,5912
$p_{n2s} = p_{n2} = p_{n3}$ [MPa]	0,7702	0,7702	0,7702	0,7702	0,7702
$h_{n1}$ [kJ/kg]	428,28	432,97	437,29	441,26	444,94
$h_{n2s} = h_{n2}$ [kJ/kg]	414,82	414,82	414,82	414,82	414,82
$h_{n3} = h_{n4}$ [kJ/kg]	241,72	241,72	241,72	241,72	241,72
$h_{n5}$ [kJ/kg]	279,47	295,76	313,13	332,22	355,25
$h_{n6}$ [kJ/kg]	425,15	427,82	429,03	427,76	420,67
$s_{n1} = s_{n2s}$ [kJ/kgK]	1,7145	1,7145	1,7145	1,7145	1,7145
$s_{n3}$ [kJ/kgK]	1,1435	1,1435	1,1435	1,1435	1,1435
$\dot{m}_{s1}$ [kg/s]	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
$\dot{m}_{s2}$ [kg/s]	25,48	24,64	23,34	21,11	16,20
$\dot{m}_{s3}$ [kg/s]	4,52	5,36	6,66	8,89	13,80
$\dot{m}_n$ [kg/s]	14,65	15,64	16,88	18,52	20,75
$\phi$ [-]	0,26	0,41	0,62	0,95	1,74
$l_{roz}$ [kJ/kg]	13,46	18,15	22,47	26,44	30,12
$l_{s=idem}$ [kJ/kg]	0,61	0,94	1,34	1,81	2,37
$l_{v=idem}$ [kJ/kg]	0,61	0,95	1,35	1,82	2,38
$l_{t=idem}$ [kJ/kg]	0,43	0,58	0,73	0,87	1,00
$\eta_{C-R}^{netto}$ [%]	6,89	9,00	10,80	12,34	13,66
$\eta_{C-R}^{brutto}$ [%]	7,21	9,49	11,49	13,25	14,82
$N_{C-R}^{netto}$ [kW]	188,35	269,04	356,61	455,98	575,73
$N_{C-R}^{brutto}$ [kW]	197,25	283,78	379,26	489,59	625,03

Tabela Z.12. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z R152a, jako czynnikiem roboczym

Czynnik R152a	$T_{s1} = 80^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 90^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 100^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 110^{\circ}\text{C}$	$T_{s1} = 120^{\circ}\text{C}$
$T_{n1}$ [°C]	61,3	73,5	85,7	97,9	110,2
$T_{n2s} = T_{n3} = T_{n4}$ [°C]	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
$T_{n5} = T_{n6}$ [°C]	<b>55,0</b>	<b>65,0</b>	<b>75,0</b>	<b>85,0</b>	<b>95,0</b>
$T_{s2}$ [°C]	60,0	70,0	80,0	90,0	100,0
$T_{s3}$ [°C]	73,7	81,5	89,3	97,1	104,8
$T_{s4}$ [°C]	61,6	71,5	81,4	91,3	101,2
$T_{s5}$ [°C]	58,0	66,1	73,9	81,1	87,3
$\bar{T}_d$ [°C]	54,0	62,7	70,7	78,4	85,52
$\bar{T}_w$ [°C]	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
$p_{n1} = p_{n4} = p_{n5}$ [MPa]	1,3317	1,6853	2,1051	2,5996	3,1791
$p_{n2s} = p_{n2} = p_{n3}$ [MPa]	0,6898	0,6898	0,6898	0,6898	0,6898
$h_{n1}$ [kJ/kg]	547,49	555,25	562,54	569,40	575,86
$h_{n2s} = h_{n2}$ [kJ/kg]	535,96	535,96	535,96	525,96	525,96
$h_{n3} = h_{n4}$ [kJ/kg]	252,80	252,80	252,80	252,80	252,80
$h_{n5}$ [kJ/kg]	300,34	320,64	341,98	364,74	389,71
$h_{n6}$ [kJ/kg]	537,95	541,21	543,14	543,13	539,95
$s_{n1} = s_{n2s}$ [kJ/kgK]	2,0828	2,0828	2,0828	2,0828	2,0828
$s_{n3}$ [kJ/kgK]	1,1817	1,1817	1,1817	1,1817	1,1817
$\dot{m}_{s1}$ [kg/s]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
$\dot{m}_{s2}$ [kg/s]	26,59	26,09	25,42	24,42	22,81
$\dot{m}_{s3}$ [kg/s]	3,41	3,91	4,58	5,58	7,19
$\dot{m}_n$ [kg/s]	9,38	9,91	10,59	11,47	12,72
$\phi$ [-]	0,20	0,31	0,44	0,63	0,91
$l_{roz}$ [kJ/kg]	21,53	29,29	36,58	43,44	49,0
$l_{s=idem}$ [kJ/kg]	0,73	1,12	1,60	2,15	2,80
$l_{v=idem}$ [kJ/kg]	0,73	1,12	1,60	2,16	2,81
$l_{t=idem}$ [kJ/kg]	0,51	0,70	0,87	1,03	1,19
$\eta_{C-R}^{netto}$ [%]	7,06	9,31	11,29	13,04	14,58
$\eta_{C-R}^{brutto}$ [%]	7,31	9,68	11,81	13,72	15,45
$N_{C-R}^{netto}$ [kW]	195,10	279,21	370,39	473,66	599,10
$N_{C-R}^{brutto}$ [kW]	201,89	290,34	387,29	498,38	634,81

## Z-7. ZESTAWIENIE RYSUNKÓW I TABEL ZAMIESZCZONYCH W PRACY

- Rys. 1.1. Mapa rozkładu gęstości strumienia ciepłego na Niżu Polskim [5]
- Rys. 1.2. Mapa rozkładu temperatur na głębokości 3000 m ppm. na obszarze Niżu Polskiego
- Rys. 1.3. Mapa rozkładu temperatur na głębokości 4000 m ppm. na obszarze Niżu Polskiego
- Rys. 1.4. Jednotworowy system a) eksploatacyjny, b) eksploatacyjno - zatłaczający wody geotermalnej
- Rys. 1.5. Dwuotworowy system eksploatacyjno - zatłaczający wody geotermalnej tzw. dublet
- Rys. 1.6. Schemat instalacji elektrowni geotermalnej z bezpośrednim wykorzystaniem pary wodnej nasyconej suchej oraz cykl przemian realizowanych w rozpatrywanym systemie
- Rys. 1.7. Schemat instalacji elektrowni geotermalnej z jednostopniowym rozprężaniem wody geotermalnej oraz cykl przemian realizowanych w rozpatrywanym systemie [30, 69]
- Rys. 1.8. Schemat instalacji elektrowni geotermalnej z dwustopniowym rozprężaniem wody geotermalnej oraz cykl przemian realizowanych w rozpatrywanym systemie [30, 44]
- Rys.1.9. Schemat instalacji elektrowni geotermalnej z czynnikiem roboczym oraz cykl przemian realizowanych w rozpatrywanym systemie [21, 69]
- Rys.1.10. Schemat instalacji elektrowni geotermalnej z pośrednim wykorzystaniem wody geotermalnej oraz czynnikiem pośredniczącym
- Rys. 1.11. Obieg Kaliny KCS 34 [67]
- Rys. 1.12. Rodzaje elektrowni geotermalnych oraz zakres ich stosowania z zależności od temperatury wody geotermalnej
- Rys. 2.1. Wpływ temperatury czynnika roboczego na dopływie do turbiny na strumień czynnika roboczego w obiegu oraz moc turbiny przy stałej ilości ciepła doprowadzonego 12kW [90]
- Rys. 2.2. Wyniki pomiarów i obliczeń prototypowej elektrowni ORC [71]
- Rys. 2.3. Obieg Clausiusa - Rankine'a przy zastosowaniu, jako czynników roboczych a) substancji azeotropowej pentanu, b) mieszaniny zeotropowej 50% butanu + 50% heksanu [2]
- Rys. 2.4. Pole temperatury nośników ciepła (wody geotermalnej i czynnika roboczego) gdy czynnik roboczy opuszcza ostatni wymiennik a) w stanie pary przegrzanej, b) w stanie pary suchej nasyconej [49]
- Rys. 2.5. Schemat zmodyfikowanej elektrowni z czynnikiem organicznym [66]
- Rys. 2.6. Schemat elektrowni „dwupoziomowej” z czynnikiem organicznym [47]
- Rys. 2.7. Schemat technologiczny elektrowni [38]
- Rys. 2.8. Sprawność systemu w funkcji temperatury wlotowej do turbiny dla różnych czynników roboczych przy założeniu, że ciśnienie w parowaczu wnosi 2,5 MPa [46]
- Rys. 2.9. Sprawność obiegu ORC dla różnych czynników w funkcji ciśnienia w parowaczu [45]
- Rys. 2.10. Sprawność termiczna w funkcji temperatury krytycznej  $T_c$  [K] dla wybranych czynników [62]
- Rys. 2.11. Wykres zależności sprawności obiegu Rankine'a w funkcji temperatury parowania czynnika  $T_v$  dla różnych czynników roboczych przy temperaturze skraplania a) 35°C, b) 40°C [64]
- Rys. 2.12. Powierzchnia wymiany ciepła niezbędna do wytworzenia 1kW mocy elektrycznej netto w elektrowni geotermalnej w funkcji różnicy temperatur wody geotermalnej i wody chłodzącej [42]



- Rys. 4.1. Schemat obejmujący podstawowe urządzenia oraz kolejno realizowane procesy konwersji energii w elektrowni konwencjonalnej i w elektrowni geotermalnej
- Rys. 4.2. Obiegi termodynamiczne w układzie p,V a) obieg prawobieżny, b) obieg lewobieżny
- Rys. 4.3. Obiegi termodynamiczne w układzie T-S a) obieg prawobieżny, b) obieg lewobieżny
- Rys. 4.4. Praca obiegu prawobieżnego wyrażona, jako funkcja prac bezwzględnych ekspansji i kompresji
- Rys. 4.5. Praca obiegu prawobieżnego wyrażona, jako funkcja prac technicznych rozprężania i sprężania
- Rys. 4.6. Odwracalny (1-2-3-4-1) i pseudoodwracalny (1'-2'-3'-4'-1') prawobieżny obieg Carnota
- Rys. 4.7. Schemat urządzeń stosowanych przy realizacji obiegu Clausiusa – Rankine'a
- Rys. 4.8. Obieg C-R na parę nasyconą w układzie T,S oraz p,V
- Rys. 5.1. Kształt krzywych nasycenia na wykresie temperatura – entropia a) czynnik suchy, b) czynnik mokry
- Rys. 5.2 Kształt krzywych nasycenia na wykresie temperatura – entropia, dla czynników o pochodnej  $\frac{dT}{ds} \sim 0$
- Rys. 5.3. Kształt krzywych nasycenia na wykresie T, h dla wybranych czynników
- Rys. 5.4. Kształt krzywych nasycenia na wykresie T, s dla wybranych czynników
- Rys. 5.5. Kształt krzywych nasycenia na wykresie p, h dla wybranych czynników
- Rys. 6.1. Cykl przemian termodynamicznych czynnika roboczego w obiegu Clausiusa – Rankine'a realizowanego w obszarze pary przegrzanej a) dla czynnika suchego, b) dla czynnika mokrego
- Rys. 6.2. Uproszczony schemat elektrowni geotermalnej z czynnikiem pośredniczącym - wodą sieciową oraz organicznym czynnikiem roboczym
- Rys. 6.3. Schemat geotermalnego wymiennika ciepła oraz pole temperatury tego wymiennika
- Rys. 6.4. Wykres umożliwiający przeliczenie parametrów wody sieciowej na parametry wody geotermalnej
- Rys. 6.5. Schemat instalacji siłowni parowej z suchym czynnikiem organicznym
- Rys. 6.6. Schemat turbiny parowej wraz z naniesionymi strumieniami entalpii czynnika oraz obieg C-R dla czynnika suchego na wykresie p-V z naniesionymi polami pracy sprężania  $L_{sp}$  i rozprężania  $L_{roz}$
- Rys. 6.7. Schemat wymiennika ciepła pełniącego rolę ochładzacza pary czynnika roboczego oraz pole temperatury nośników ciepła
- Rys. 6.8. Schemat skraplacza czynnika roboczego oraz pole temperatury nośników ciepła
- Rys. 6.9. Schemat pompy z naniesionymi strumieniami masy czynnika oraz przemiany charakterystyczne, które mogą być przypisane procesowi sprężania cieczy w pompie
- Rys. 6.10. Schemat podgrzewacza czynnika roboczego oraz pole temperatury nośników ciepła
- Rys. 6.11. Schemat parowacza czynnika roboczego oraz pole temperatury nośników ciepła
- Rys. 6.12. Algorytm obliczeń sprawności i mocy obiegu Clausiusa – Rankine'a z czynnikiem suchym
- Rys. 6.13. Schemat instalacji siłowni parowej z mokrym czynnikiem organicznym

- Rys. 6.14. Schemat parowacza czynnika roboczego oraz pole temperatury nośników ciepła
- Rys. 6.15. Schemat przegrzewacza czynnika roboczego oraz pole temperatury nośników ciepła
- Rys. 6.16. Algorytm obliczeń sprawności i mocy obiegu Clausiusa – Rankine’a z czynnikiem suchym
- Rys. 6.17. Sprawność obiegu Clausiusa – Rankine’a w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$  dla wybranych czynników roboczych
- Rys. 6.18. Moc obiegu Clausiusa – Rankine’a w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$  dla wybranych czynników roboczych
- Rys. 6.19. Jednostkowa praca sprężania przy różnicy ciśnień odpowiadających realizacji obiegu w zakresie temperatur  $T_{n1}=85^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{n3}=30^{\circ}\text{C}$  obliczonych według różnych przemian charakterystycznych dla wybranych czynników suchych
- Rys. 6.20. Moc sprężania przy różnicy ciśnień odpowiadających realizacji obiegu w zakresie temperatur  $T_{n1}=85^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{n3}=30^{\circ}\text{C}$  obliczonych według różnych przemian charakterystycznych dla wybranych czynników suchych
- Rys. 6.21. Wskaźnik obniżenia mocy  $\Delta N_{C-R}$  siłowni parowej
- Rys. 7.1. Obraz obiegu Carnota i obiegu Clausiusa-Rankine’a na przykładzie czynnika suchego
- Rys. 7.2. Obieg Carnota i równoważny obiegowi Clausiusa – Rankine’a obieg Carnota realizowany w zakresie temperatur  $\bar{T}_w$ ,  $\bar{T}_d$
- Rys. 7.3. Wykres zależności średniej temperatury doprowadzania ciepła  $\bar{T}_d$  do obiegu w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$  dla czynników suchych
- Rys. 7.4. Wykres zależności średniej temperatury odprowadzania ciepła z obiegu  $\bar{T}_w$  w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$  dla czynników suchych
- Rys. 7.6. Kształt krzywych nasycenia idealnego, z punktu widzenia sprawności obiegu, czynnika roboczego w obiegu C-R
- Rys. 8.1. Właściwe entalpie parowania wybranych czynników organicznych w funkcji temperatury nasycenia
- Rys. 8.2. Strumień czynnika roboczego w obiegu C-R w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$  dla wybranych czynników organicznych
- Rys. 8.3. Praca jednostkowa rozprężania w turbinie w funkcji temperatury wody sieciowej  $T_{s1}$  dla wybranych czynników organicznych
- Rys. 8.4. Procentowy podział energii doprowadzanej w parowaczu  $q_{par}$  i podgrzewaczu  $q_{pod}$  w celu podgrzania i odparowania wybranych czynników roboczych
- Rys. 8.5. Pole temperatury oraz strumienie ciepła doprowadzanego w parowaczu i podgrzewaczu zgodnie z założeniami podanymi w pkt. 6.2 dla czynnika R227ea przy temperaturze wody geotermalnej  $110^{\circ}\text{C}$
- Rys. 8.6. Pole temperatury oraz strumienie ciepła doprowadzanego w parowaczu i podgrzewaczu zgodnie z założeniami podanymi w pkt. 6.2 dla czynnika RC318 przy temperaturze wody geotermalnej  $110^{\circ}\text{C}$
- Rys. 8.7. Pole temperatury oraz strumienie ciepła doprowadzanego w parowaczu i podgrzewaczu zgodnie z założeniami podanymi w pkt. 6.2 dla czynnika R227ea przy temperaturze wody geotermalnej  $110^{\circ}\text{C}$

- Rys. 8.8. Pole temperatury oraz strumienie ciepła doprowadzanego w parowaczu i podgrzewaczu zgodnie z założeniami podanymi w pkt. 6.2 dla czynnika R 600a przy temperaturze wody geotermalnej 110°C
- Rys. 8.9. Pole temperatury oraz strumienie ciepła doprowadzanego w parowaczu i podgrzewaczu zgodnie z założeniami podanymi w pkt. 6.2 dla cykloheksanu przy temperaturze wody geotermalnej 110°C
- Rys. 8.10. Temperatura wody sieciowej przed wymiennikiem geotermalnym  $T_{s5}$  w funkcji temperatury wody sieciowej za wymiennikiem geotermalnym  $T_{s1}$  dla wybranych czynników suchych
- Rys. 8.11. Pole temperatury nośników ciepła w podgrzewaczu przy maksymalnym i częściowym wykorzystaniu energii zawartej w strumieniu wody sieciowej
- Rys. 8.12. Wykres możliwości uzyskania pełnej regeneracji ciepła dla wybranych czynników
- Rys. 8.13. Wykres możliwości uzyskania pełnej regeneracji ciepła dla czynnika R227ea w zależności od temperatury odparowania czynnika i temperatury wody sieciowej
- Rys. 8.14. Interpretacja graficzna zależności 8.4 dla czynnika R227ea przy założeniach, że czynnik jest podgrzewany od temperatury 30°C i odparowywany w temp. 60°C a temperatura wody sieciowej wynosi 135°C
- Rys. 8.15. Interpretacja graficzna zależności 8.4 dla czynnika R227ea przy założeniach, że czynnik jest podgrzewany od temperatury 30°C i odparowywany w temp. 87°C a temperatura wody sieciowej wynosi 135°C
- Rys. 8.16. Wykres możliwości uzyskania pełnej regeneracji ciepła dla wybranych czynników
- Rys. 8.17. Wykres wartości wskaźnika  $\eta$  dla wybranych czynników w funkcji temperatury parowania czynnika  $T_{n1}$
- Rys. 9.1. Porównanie obiegu C-R z minimalnym stopniem przegrzania pary świeżej n1-n2s-n3-n4-n5-n6-n1' z obiegiem o maksymalnym stopniu przegrzania pary - obieg n1'-n2'-n3-n4-n5-n6-n1''
- Rys. 9.2. Schemat siłowni geotermalnej wraz z polem temperatury w poszczególnych wymiennikach ciepła obrazujący podwyższania temperatury pary świeżej
- Rys. 9.3. Obiegi C-R z przegrzewaniem pary czynnika roboczego w wyniku obniżania ciśnienia pary świeżej
- Rys. 9.4. Schemat siłowni geotermalnej oraz pole temperatury w poszczególnych wymiennikach ciepła obrazujący wpływ obniżania ciśnienia pary świeżej
- Rys. 9.5. Wpływ stopnia przegrzania pary świeżej oraz temperatury odparowania czynnika roboczego na strumień czynnika roboczego w obiegu
- Rys. 9.6. Wpływ stopnia przegrzania pary świeżej oraz temperatury odparowania czynnika roboczego na wielkość pracy jednostkowej obiegu
- Rys. 9.7. Moc siłowni z czynnikiem R152a o różnym stopniu przegrzania pary świeżej w funkcji temperatury odparowania czynnika
- Rys. 9.8. Porównanie obiegu C-R bez przegrzewania pary świeżej n1-n2s-n2-n3-n4-n5-n1 z obiegiem o maksymalnym stopniu przegrzania pary - obieg n1'-n2s'-n2-n3-n4-n5-n1-n1'
- Rys. 9.9. Schemat siłowni geotermalnej oraz pole temperatury w poszczególnych wymiennikach ciepła obrazujący wpływ obniżania ciśnienia pary świeżej dla obiegu bez przegrzewania pary

- Rys. 9.10. Moc siłowni z przegrzewaniem i bez przegrzewania pary czynnika roboczego R236fa w funkcji temperatury odparowania czynnika
- Rys. 9.11. Temperatura końcowa wody sieciowej  $T_{s5}$  w przypadku siłowni z przegrzewaniem i bez przegrzewania pary czynnika roboczego R236fa w funkcji temperatury odparowania czynnika
- Rys. 9.12. Temperatura czynnika roboczego na końcu ekspansji izentropowej  $T_{n2s}$  w przypadku siłowni z przegrzewaniem i bez przegrzewania pary czynnika R236fa w funkcji temperatury odparowania czynnika
- Rys. 9. 13. Pole temperatury nośników ciepła (wody geotermalnej i czynnika roboczego), gdy czynnik roboczy opuszcza ostatni wymiennik w stanie pary przegrzanej
- Rys. 10.1. Skraplacz czynnika organicznego w formie płaszczowo-rurowego lub płytowy wymiennika ciepła
- Rys. 10.2. Skraplacz czynnika organicznego w formie chłodni wentylatorowej a) suchej, b) mokrej [59]
- Rys. 10.3. Skraplacz czynnika organicznego w formie chłodni kominowej a) suchej, b) mokrej [85]
- Rys. 10.4. Wpływ rodzaju medium chłodzącego skraplacz na moc elektrowni
- Rys. 10.5. Wpływ zmienności temperatury powietrza chodzącego skraplacz w ciągu doby na moc elektrowni
- Rys. 10.6. Obiegi siłowni parowych realizowanych przy takiej samej różnicy temperatur pomiędzy najwyższą i najniższą temperaturą w obiegu na przykładzie czynnika suchego
- Rys. 10.7. Wpływ zakresu temperatur, pomiędzy, którymi realizowany jest obieg siłowni parowej przy stałej napędowej różnicy temperatur na sprawność obiegu dla wybranych czynników suchych
- Rys. 10.8. Wpływ zakresu temperatur, pomiędzy, którymi realizowany jest obieg siłowni parowej przy stałej napędowej różnicy temperatur na moc obiegu dla wybranych czynników suchych
- Rys. 11.1. Linie zmiany temperatury górnego i dolnego źródła ciepła w elektrowni geotermalnej oraz pola pracy obiegów: a) Carnota, b) Clausiusa-Rankine'a, c) „idealnego” z punktu widzenia mocy obiegu
- Rys. Z.1. Cykl przemian termodynamicznych czynnika roboczego w obiegu Clausiusa – Rankine'a, jeżeli proces rozprężania izentropowego w turbinie przebiega w obszarze pary mokrej
- Rys. Z.2. Cykl przemian termodynamicznych czynnika roboczego w obiegu Clausiusa – Rankine'a, jeżeli proces rozprężania izentropowego w turbinie przebiega w obszarze pary mokrej oraz a) kończy się na linii nasycenia  $x=1$  dla czynników suchych, b) zaczyna się na linii nasycenia  $x=1$  dla czynników mokrych
- Rys. Z.3. Cykl przemian termodynamicznych czynnika roboczego w obiegu Clausiusa – Rankine'a, jeżeli proces rozprężania izentropowego w turbinie przebiega częściowo w obszarze pary mokrej a częściowo w obszarze pary przegrzanej
- Rys. Z.4. Cykl przemian termodynamicznych czynnika roboczego w obiegu Clausiusa – Rankine'a, jeżeli proces rozprężania izentropowego w turbinie przebiega w obszarze pary przegrzanej oraz a) zaczyna się na linii nasycenia  $x=1$  dla czynników suchych, b) kończy się na linii nasycenia  $x=1$  dla czynników mokrych
- Rys. Z.5. Cykl przemian termodynamicznych czynnika roboczego w obiegu Clausiusa – Rankine'a, jeżeli proces rozprężania izentropowego w turbinie przebiega w obszarze pary przegrzanej
- Rys. Z.6. Cykl przemian termodynamicznych obiegu Clausiusa – Rankine'a oraz schemat do metody „własnej” obliczania właściwości czynnika w obszarze pary przegrzanej

- Rys. Z.7 Algorytm obliczeń wybranych właściwości pary przegrzanej czynnika R600a (w nawiasach podano numery równań, z których należy obliczać dana wielkość,  $r^*$  - założona dokładność obliczeń numerycznych)
- Rys. Z.8. Entalpia pary przegrzanej w funkcji ciśnienia nasycenia dla entropii właściwej  $s=2.369$  kJ/kgK
- Rys. Z.9. Wykres zależności średniej temperatury doprowadzania ciepła do obiegu w funkcji temperatury wody sieciowej dla czynników mokrych
- Rys. Z.10. Zależność wielkości ilorazu entalpii właściwej parowania do właściwej pojemności cieplnej cieczy w funkcji temperatury dla wybranych czynników organicznych
- Rys. Z.11. Zależność wielkości ilorazu entalpii właściwej parowania do właściwej pojemności cieplnej pary w funkcji temperatury dla wybranych czynników organicznych
- Tabela 1.1. Procentowy udział energii elektrycznej wytworzonej z odnawialnych źródeł energii w całkowitym krajowym zużyciu energii elektrycznej brutto wg założonych celów
- Tabela 1.2. Energia elektryczna wyprodukowana ze źródeł odnawialnych w latach 2000-2004 wg [94].
- Tabela 1.3. Klasyfikacja zasobów geotermalnych wg temperatury [28]
- Tabela 1.4. Zakres stosowania poszczególnych rozwiązań elektrowni geotermalnych w zależności od parametrów wody geotermalnej [30]
- Tabela 2.1. Ilości energii elektrycznej z elektrowni Altheim doprowadzonej do sieci miejskiej w poszczególnych latach [75]
- Tabela 2.2. Optymalne warunki pracy dla różnych czynników roboczych [49]
- Tabela 2.3. Dane podstawowe i wyniki obliczeń nadkrytycznego obiegu Clausiusa - Rankine'a dla wybranych czynników roboczych
- Tabela 5.1. Właściwości czynników roboczych wspólne dla obiegu chłodniczego i Clausiusa - Rankine'a
- Tabela.5.2. Zestawienie wybranych wielkości charakteryzujących czynniki robocze
- Tabela 7.1. Wartości  $\frac{h_{fg}}{c_{pc}}$  i  $\frac{h_{fg}}{c_{pp}}$  dla czynników suchych
- Tabela 8.1. Zestawienie wielkości ciepła doprowadzonego do obiegu w parowaczu i podgrzewaczu
- Tabela 8.2. Zestawienie wartości strumieni całkowitego ciepła doprowadzonego oraz mocy siłowni
- Tabela 8.3. Wybrane właściwości czynników roboczych w zależności od rodzaju zastosowanego obiegu
- Tabela 10.1. Zestawienie cech charakterystycznych najczęściej stosowanych mediów chłodzących skraplacz
- Tabela Z.1. Elektrownie geotermalne na świecie: zestawienie wg zainstalowanej mocy w  $MW_{el}$  dla każdego typu elektrowni (stan z lipca 2004) [30]
- Tabela Z.2. Współczynniki umożliwiające obliczenie wybranych parametrów czynnika R600a [16]
- Tabela Z.3. Zestawienie równań stanu na podstawie, których wykonywane były obliczenia właściwości termodynamicznych dla wybranych czynników roboczych
- Tabela Z.4. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z R227ea, jako czynnikiem roboczym

- Tabela Z.5. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z RC318, jako czynnikiem roboczym
- Tabela Z.6. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z R236fa, jako czynnikiem roboczym
- Tabela Z.7. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z R600a, jako czynnikiem roboczym
- Tabela Z.8. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z cykloheksanem, jako czynnikiem roboczym
- Tabela Z.9. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z propylenem, jako czynnikiem roboczym
- Tabela Z.10. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z propanem, jako czynnikiem roboczym
- Tabela Z.11. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z R134a, jako czynnikiem roboczym
- Tabela Z.12. Zestawienie danych wyjściowych do obliczeń oraz wyników obliczeń wybranych wielkości siłowni parowej z R152a, jako czynnikiem roboczym