

AUTOREFERAT

dr inż. Sławomir Wiśniewski

Energetyczna ocena efektywności pracy wieloobiegowych elektrowni ORC zasilanych nisko i średniotemperaturowymi nośnikami energii

Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki
Katedra Techniki Ciepłej
Al. Piastów 19, 70-310 Szczecin

1. Imię i nazwisko: **Sławomir Wiśniewski**
2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe/ artystyczne – z podaniem nazwy, miejsca i roku ich uzyskania oraz tytułu rozprawy doktorskiej.
 - 2009 stopień naukowy **doktora nauk technicznych** uzyskany na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie; dziedzina nauk technicznych w zakresie budowa i eksploatacja maszyn , specjalność: gospodarka energetyczna; tytuł rozprawy „**Wpływ parametrów pozyskiwania i wykorzystania energii geotermalnej na efektywność pracy ciepłowni geotermalnej z regulacją ilościową**”, promotor: prof. dr hab. inż. Władysław Nowak,
 - 2002 tytuł **magistra inżyniera** uzyskany na Wydziale Mechanicznym Politechniki Szczecińskiej na kierunku mechanika i budowa maszyn w zakresie systemów i urządzeń energetycznych; temat pracy magisterskiej: „Konwekcja mieszana przy poprzecznym opływie walca w warunkach wysokich ciśnień”, promotor: dr inż. Aleksander Stachel.
3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych/ artystycznych.

01.10.2010 – nadal: Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki, Katedra Techniki Ciepłej, Al. Piastów 19, 70-310 Szczecin, Adiunkt (pracownik naukowo-dydaktyczny),

01.10.2007 - 30.09.2010 Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki, Katedra Techniki Ciepłej, Al. Piastów 19, 70-310 Szczecin, Asystent (pracownik naukowo-dydaktyczny),

26.02.2007 - 17.06.2007 Politechnika Szczecińska, Wydział Mechaniczny, Katedra Techniki Ciepłej, Al. Piastów 19, 70-310 Szczecin, Umowa zlecenie na prowadzenie zajęć dydaktycznych,

23.10.2006 - 26.01.2007 Politechnika Szczecińska, Wydział Mechaniczny, Katedra Techniki Ciepłej, Al. Piastów 19, 70-310 Szczecin, Umowa zlecenie na prowadzenie zajęć dydaktycznych,

17.03.2006 - 19.06.2006 Politechnika Szczecińska, Wydział Mechaniczny, Katedra Techniki Ciepłej, Al. Piastów 19, 70-310 Szczecin, Umowa zlecenie na prowadzenie zajęć dydaktycznych,

09.05.2005 - 17.06.2005 Politechnika Szczecińska, Wydział Mechaniczny, Katedra Techniki Ciepłej, Al. Piastów 19, 70-310 Szczecin, Umowa zlecenie na prowadzenie zajęć dydaktycznych.

4. Wskazanie osiągnięcia wynikającego z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U. 2017 r. poz. 1789):

4.1. Tytuł osiągnięcia naukowego

Energetyczna ocena efektywności pracy wieloobiegowych elektrowni ORC zasilanych nisko i średnotemperaturowymi nośnikami energii

4.2. Osiągnięcia naukowe złożone z jednotematycznego cyklu publikacji

4.2.1. Monografia

- [1] Wiśniewski Sławomir: **Energetyczna ocena efektywności pracy wieloobiegowych elektrowni ORC zasilanych nisko i średniotemperaturowymi nośnikami energii**, Wydawnictwo Uczelniane Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie, ISBN: 978-83-7663-288-9, Szczecin, 2019 (udział **100%**).

Recenzenci wydawniczy: prof. dr hab. inż. Jan Łach
prof. dr hab. inż. Dariusz Butrymowicz

4.2.2. Artykuły w czasopismach z listy B MNiSW:

- [2] Stachel A., **Wiśniewski S.**, Influence of the type of working fluid in the lower cycle and superheated steam parameters in the upper cycle on effectiveness of operation of binary power plant, Archives of Thermodynamics, 2015, ISSN 1231-0956, EISSN 2083-6023, Tom 36, Zeszyt 1, Strony 111-123, (udział **50%**).
- [3] Nowak W., **Wiśniewski S.**, Borsukiewicz-Gozdur A., Siłownia parowa z wieloźródłowym zasilaniem, Archiwum Energetyki Tom XLII, Tom XLII (2012) Nr 2, str.103-112, (lista B, 4 pkt.) (udział **55%**).
- [4] Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A., **Wiśniewski S.**, Influence of working fluid evaporation temperature in the near-critical point region on the effectiveness of ORC power plant operation, Archives of Thermodynamics Vol. 33, no 3 (2012), pp. 77-87, (udział **55%**).
- [5] Stachel A.A., Wiśniewski S., Ocena efektywności pracy siłowni binarnej współzasilanej energią geotermalną, 2011, Energetyka, Zeszyt tematyczny nr XXII, Listopad 2011, str. 43-46, (udział **50%**).

4.2.3. Artykuł z materiałów konferencyjnych (konferencja zagraniczna):

- [6] **Wiśniewski S.**, Borsukiewicz-Gozdur A., Zwarycz-Makles K., Analysis of Cooperation of Gas Turbine With Dual-Fluid Organic Power Plant, 11th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems - digital proceedings (Strony: 1-12), (udział **70%**).

4.3. Omówienie celu naukowego/artystycznego ww. pracy/prac i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania.

Zestawione powyżej prace, w skład których wchodzi: 1 monografia, 4 artykuły opublikowane w czasopismach z listy B MNiSW oraz 1 artykuł zamieszczony w materiałach konferencyjnych, stanowią jednotematyczny cykl publikacji. Głównym zagadnieniem poruszonym w tych publikacjach jest analiza energetyczna wieloobiegowych układów siłowni ORC zasilanych nisko i średniotemperaturowymi źródłami energii. Analiza efektywności pracy rozpatrywanych siłowni ORC oparta została na ocenie podstawowych parametrów termodynamicznych obiegu Clausiusa-Rankine'a. Zatem dla każdego analizowanego wariantu siłowni określona została moc obiegu oraz jego sprawność termiczna.

Motywacja i celowość podjęcia tematyki związanej z wykorzystaniem układów ORC, zwłaszcza tych, które są zasilane odpadowymi i odnawialnymi nośnikami energii szczegółowo

została opisana w monografii [1]. Słuszność podjęcia tej tematyki udowodniono, wskazując na szereg globalnych problemów aktualnie nas dotykających. W skrócie można stwierdzić, że problemy te w największym stopniu dotyczą obszaru związanego z energią, a dokładniej z jej pozyskiwaniem i wykorzystywaniem. Na potwierdzenie tego, we wprowadzeniu w monografii [1] podano, że w świetle ogromnego rozwoju technologicznego, przemysłowego i społecznego oraz perspektywy ciągłego wzrostu zapotrzebowania na energię stajemy przed nie lada wyzwaniem polegającym na diametralnej zmianie struktury pozyskiwania nośników energii w kierunku zwiększenia udziału źródeł odnawialnych w tej strukturze. Podstawowym powodem, dla którego należy dokonać tego jak najszybciej, jest to, że wykorzystywanie paliw kopalnych (sektor energetyczny, transport i inne gałęzie przemysłu) przyczynia się do daleko idących zmian klimatycznych spowodowanych emisją do atmosfery ditlenku węgla (CO_2). Drugi aspekt związany jest z wyczerpalnością tych zasobów. Widmo wyczerpania się zasobów paliw kopalnych jest dużym impulsem do poszukiwania innych, alternatywnych źródeł energii. Zmniejszenie zużycia energii, w skali globalnej, można uzyskać również poprzez wzrost efektywności energetycznej w różnych procesach technologicznych. To właśnie w tym obszarze, poza energią geotermalną, upatruje się znacznego zwiększenia zastosowania układów ORC. Wynika to z tego, że układy ORC z powodzeniem można zasilać odpadowymi strumieniami energii.

Z przeglądu dostępnych publikacji związanych z układami ORC wynika, że najczęściej wykorzystywanym źródłem energii w tych układach jest energia geotermalna. Poza tym źródłem ciepła w literaturze analizowane są również układy ORC zasilane energią słoneczną, biomasą oraz energią odpadową, zwłaszcza energią odpadową z silników spalinowych. W wielu publikacjach analizowane są możliwości zastosowania układów ORC w takich gałęziach przemysłu jak: przemysł hutniczy, cementownie czy nawet przemysł spożywczy. Celem tych rozważań jest możliwość zwiększenia efektywności energetycznej tych procesów poprzez wykorzystanie strumieni energii odpadowych.

Z przeglądu literatury tematu wynika, że większość przedstawianych analiz efektywności pracy układów ORC dotyczy przypadku zasilania tych układów z jednego źródła ciepła. W praktyce mamy do czynienia z wieloma gałęziami przemysłu, w których istnieje wiele różnych strumieni energii. Różnych zarówno pod względem temperatury, jak i rodzaju substancji będącej nośnikiem ciepła. Przykładowo, w powszechnie występujących silnikach spalinowych są do dyspozycji dwa strumienie odpadowych nośników energii. Pierwszym strumieniem jest strumień spalin, a drugim strumień czynnika chłodzącego silnik. Jako kolejny przykład można podać dwa strumienie wody geotermalnej wydobywane z różnych poziomów wodonośnych.

Biorąc powyższe pod uwagę, podstawowym celem pracy jest analiza układów ORC pozwalających na jednoczesne wykorzystanie wielu źródeł ciepła. Możliwość takiego zasilania może być zrealizowana poprzez zastosowanie rozwiązania z wieloobiegowymi siłowniami ORC. W przedstawionym cyklu publikacji [1-6] przeprowadzono analizy funkcjonowania tego typu układów.

W monografii [1] przedstawiono badania własne dotyczące możliwości zasilania układów ORC z wielu źródeł ciepła. W analizie uwzględniono cztery układy ORC (układy hybrydowe), w których do zasilania wykorzystane są dwa lub trzy źródła ciepła. Trzy rozwiązania wieloobiegowych układów ORC spośród analizowanych w monografii [1] zostały opatentowane (jestem autorem i współautorem tych patentów [C-2, C-3, C-7]).

Pierwsza z przedstawionych analiz w pracy [1] dotyczyła układu siłowni binarnej z dolnym obiegiem ORC, która jest sprzężona cieplnie z dodatkowym obiegiem ORC. W dodatkowym

obiegu ORC zastosowano rozwiązanie polegające na możliwości zawracania nośnika ciepła z za parowacza przed parowacz. Stwarza to możliwość regulacji temperatury nośnika ciepła opuszczającego ten parowacz. Nośnik ciepła w dalszej kolejności kierowany jest do podgrzewacza układu dodatkowego oraz do podgrzewacza obiegu dolnego siłowni binarnej. Jak wykazały obliczenia, takie rozwiązanie pozwala na zwiększenie mocy i sprawności całego układu, jak również stwarza możliwość większego schłodzenia nośników energii doprowadzanych ze źródeł ciepła.

Drugi z analizowanych układów składa się z jednej turbiny, jednego skraplacza oraz kilku grup wymienników ciepła (parowacz z zastosowaną cyrkulacją nośnika energii i podgrzewacz) i pomp obiegowych. Liczba grup wymienników ciepła i pomp zależy do liczby wykorzystywanych źródeł ciepła. Przeprowadzona analiza pracy tego układu wykazała, że istnieje możliwość zastosowania zróżnicowanych źródeł ciepła, nie tylko pod kątem temperatury nośnika ciepła, ale również, co jest bardzo istotne, pod kątem rodzaju substancji będącej tym nośnikiem. Budowa proponowanego układu ORC stwarza możliwość regulacji temperatury nośnika ciepła poprzez zastosowanie cyrkulacji nośnika ciepła w parowaczach, a zastosowanie osobnych obiegów, z których para kierowana jest do wspólnego kolektora zbiorczego, a dalej do turbiny, nie powoduje mieszania się nośników energii z poszczególnych źródeł ciepła. Poza analizą przedstawioną w pracy [1] układ ten opisano również w patencie [C-2] oraz pracach [E-38]].

Istotną rzeczą, jaką zweryfikowano wykonując analizę efektywności pracy tego układu, było potwierdzenie zasadności stosowania odparowania czynnika obiegowego w obszarze bliskopodkrytycznym. Obliczenia wykazały, że w przypadku przeprowadzenia procesu odparowania w temperaturze zbliżonej do temperatury krytycznej uzyskuje się znaczny wzrost mocy układu, wynikający ze zwiększenia strumienia czynnika obiegowego.

Trzecim analizowanym układem jest układ siłowni binarnej obejmującej nadkrytyczny obieg górny oraz podkrytyczny obieg dolny. W analizie tego układu uwzględniono różne czynniki organiczne, różne temperatury strumieni wody zasilających siłownię binarną oraz różne wartości temperatury skraplania czynnika niskowrzącego w obiegu górnym siłowni binarnej. Przeprowadzone obliczenia pozwoliły na określenie wpływu tych parametrów na osiąganą moc, sprawność siłowni binarnej oraz poszczególnych jej obiegów. Uzyskane wyniki obliczeń wskazują, że dla przyjętych założeń wprowadzenie dodatkowego obiegu dolnego wykorzystującego ciepło skraplania czynnika z obiegu górnego (nadkrytycznego) wpływa korzystnie na parametry pracy całego układu. Wzrasta zarówno moc jak i sprawność obiegu.

Czwartym analizowanym układem w pracy [1], jest układ dwuobiegowej siłowni ORC, w której rozpatrywane obiegi w zakresie kilku przemian pokrywają się ze sobą. Chodzi o przemiany zachodzące w skraplaczu, pompie obiegowej oraz dwóch wymiennikach ciepła typu podgrzewacz i parowacz. Rozpatrywany układ zasilany jest z dwóch różnotemperaturowych źródeł ciepła, z których nośniki energii w układzie ORC przed wprowadzeniem do parowacza łączą się ze sobą. Zatem korzystnie jest, jeżeli nośniki energii doprowadzane ze źródeł, pod względem rodzaju substancji są takie same (w przypadku różnych nośników można zastosować wymiennik pośredni). Dla układu dwuobiegowej siłowni ORC przedstawiona została szeroka analiza wpływu poszczególnych parametrów układu na efektywność pracy całej siłowni. W analizie tej uwzględniono zmienność temperatury odparowania oraz przegrzania, wpływ strumieni masowych wody doprowadzanych ze źródeł ciepła, jak i też temperatury tych źródeł. Uzyskane wyniki analizy porównane zostały z siłownią referencyjną, czyli jednoobiegową siłownią ORC zasilaną z tych samych źródeł ciepła co analizowany układ siłowni dwuobiegowej.

Uzyskane wyniki jednoznacznie wskazują, że w zakresie analizowanych parametrów korzystniej pod względem efektywności pracy wypada układ siłowni dwuobiegowej.

W monografii [1] pierwszy i trzeci analizowany układ to układy siłowni binarnych. Sformułowanie siłownia binarna w odniesieniu do tych układów oznacza, że mamy dwa obiegi Clausiusa-Rankin'e sprzężone z sobą cieplnie wymiennikiem typu skraplacz-parowacz. Idea funkcjonowania takiego układu polega na tym, że ciepło skraplania czynnika roboczego obiegu górnego jest wykorzystywane do odparowania czynnika roboczego w obiegu dolnym.

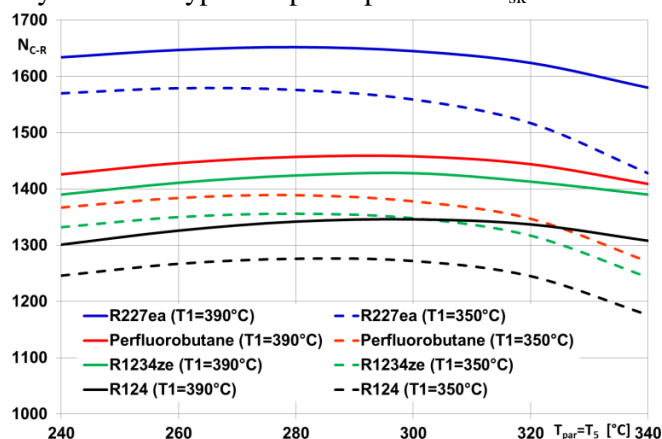
Trzeci układ siłowni ORC analizowany w monografii [1] to siłownia binarna z dwoma obiegami C-R z czynnikami niskowrzącymi. Oznacza to, że zarówno w obiegu górnym, jak i dolnym substancją roboczą jest inna substancja niż woda. Natomiast układ pierwszy analizowany w monografii [1] oraz układy siłowni binarnych będące przedmiotem analizy w pracach [2, 3, 4, 5] są układami siłowni binarnej z górnym obiegiem parowym z wodą jako czynnikiem obiegowym.

W pracy [2] przedstawiono analizę i ocenę efektywności pracy siłowni binarnej z dwoma podkrytycznymi obiegami Clausiusa-Rankine'a: górnym, w którym czynnikiem obiegowym jest woda i dolnym, w którym zastosowano organiczny czynnik niskowrzący odparowujący w obszarze blisko podkrytycznym. W rozważaniach oceniono wpływ parametrów pary przegrzanej w obiegu górnym oraz temperatury i rodzaju czynnika roboczego krążącego w obiegu dolnym.

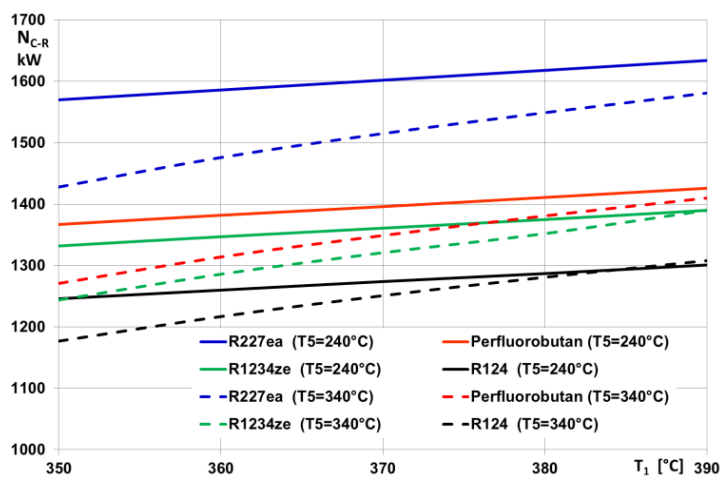
Wyniki obliczeń odniesiono do jednobiegowej klasycznej siłowni parowej wodnej jako siłowni referencyjnej, w założeniu pracującej przy takich samych parametrach pary przegrzanej i takim samym strumieniu wody krążącej w obiegach obu siłowni (1 kg/s).

Obliczenia układu prowadzono dla jednostkowego strumienia wody (pary) krążącej w obiegu górnym siłowni binarnej i w siłowni referencyjnej ($\dot{m}_p = 1$ kg/s), przy założonej temperaturze przegrzania pary w zakresie 350 - 390°C oraz temperaturze parowania wody 240 - 340°C. Temperaturę skraplania pary wodnej w obiegu górnym przyjęto w zakresie 95 - 125°C, zaś temperatura skraplania w obiegu dolnym i w siłowni referencyjnej wynosiła 30°C. Przyjęto różnicę temperatur w wymienniku typu skraplacz - parowacz $\Delta T = 3$ K. Badania prowadzono dla wybranych organicznych czynników roboczych z grupy tzw. czynników suchych.

Na rysunkach nr 1 i 2 przedstawiono zależność mocy siłowni binarnej w funkcji temperatur: parowania i przegrzania pary wodnej w obiegu górnym, przy czym wyniki odniesiono do wybranych (różnych) czynników roboczych pracujących w obiegu dolnym, przy założeniu temperatury skraplania w wymienniku typu skraplacz-parowacz $T_{sk} = 100^\circ\text{C}$.



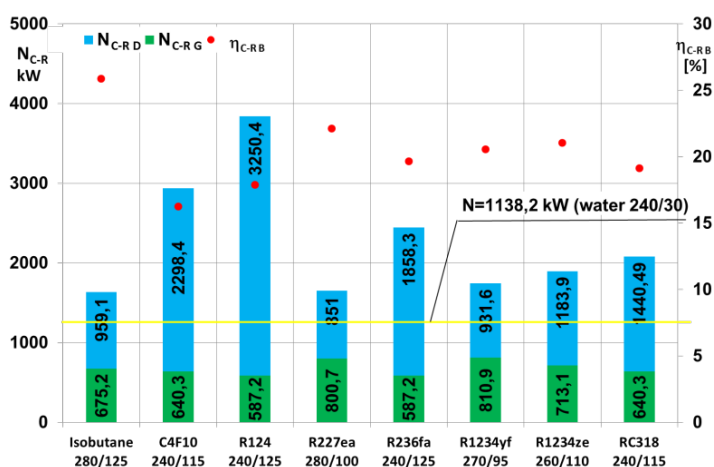
Rys. 1. Wpływ temperatury przegrzania pary wodnej w obiegu górnym na wielkość mocy siłowni binarnej, dla różnych czynników roboczych w obiegu dolnym



Rys. 2. Wpływ temperatury odparowania wody w obiegu górnym na wielkość mocy siłowni binarnej, dla różnych czynników roboczych w obiegu dolnym

Na rysunku 3 pokazano i porównano moc maksymalną siłowni binarnej, a także wartości mocy uzyskiwane w obiegu górnym (para wodna) i dolnym (czynnik organiczny), możliwe do uzyskania przy odpowiednim doborze czynników roboczych i parametrów pracy instalacji. Na rysunku 7 pokazano dla tych konfiguracji sprawność siłowni binarnej.

Na poszczególnych wykresach przedstawiono także wartości mocy możliwe do uzyskania w siłowni referencyjnej pracującej przy temperaturze przegrzania 390°C i temperaturze skraplania 30°C.



Rys. 3. Moc maksymalna siłowni binarnej dla różnych rodzajów czynników roboczych w obiegu dolnym, uzyskana przy określonych temperaturach odparowania i skraplania pary wodnej w obiegu górnym ($T_{przeg} = 390^{\circ}\text{C}$)

Szczegółowa analiza wyników obliczeń uzyskanych w pracy [2] pozwala stwierdzić, że efektywność pracy siłowni binarnej zależy zarówno od rodzaju czynnika roboczego użytego w obiegu dolnym, jak również od parametrów pary wodnej krążącej w obiegu górnym (temperatura przegrzania, temperatura parowania lub ekwiwalentne ciśnienie parowania).

Podwyższenie temperatury przegrzania powoduje wzrost mocy i sprawności instalacji binarnej. Natomiast wzrost temperatury parowania (ciśnienia parowania) nie przekłada się na jednoznaczny wzrost efektywności pracy instalacji. Istotną wielkością, którą należy uwzględnić przy ocenie pracy siłowni binarnej jest także temperatura skraplania/parowania w wymienniku typu skraplacz-parowacz łączącym obiegi górny i dolny siłowni. Z prowadzonych analiz wynika,

że wzrost temperatury skraplania przekłada się na wzrost mocy i sprawności instalacji binarnej. Dlatego przy wyborze optymalnego wariantu pracy siłowni binarnej, poza doбором czynnika roboczego, należy ustalić temperatury parowania (skraplania) tak, aby uzyskać maksymalną moc, uwzględniając jednocześnie wpływ niskotemperaturowego czynnika roboczego.

Analiza wyników obliczeń pozwala stwierdzić, iż moc siłowni binarnej przewyższa, w niektórych przypadkach znacznie, moc jednoobiegowej parowej siłowni referencyjnej, pracującej przy takich samych parametrach doprowadzenia i odprowadzenia ciepła. Wynika to z uzyskiwanej mocy obiegu niskotemperaturowego (dolnego), której wielkość powoduje znaczący wzrost mocy sumarycznej siłowni binarnej. Jednocześnie siłownia binarna, w porównaniu z referencyjną, charakteryzuje się mniejszą sprawnością niż analogiczna siłownia referencyjna.

Podobna analiza przy stałej temperaturze przegrzania pary w obiegu górnym przeprowadzona została w pracy [5]. W rozważaniach przyjęto, że temperatura pary przegrzanej na dopływie do turbiny w obiegu górnym wynosi 370°C. Obliczenia wykonano dla trzech różnych temperatur odparowania tj. 220, 260 oraz 300°C.

Temperatura skraplania pary wodnej w siłowni referencyjnej, podobnie jak temperatura skraplania pary czynnika organicznego w obiegu dolnym siłowni binarnej, wynosi 29°C.

Dla wszystkich wariantów uzyskane wyniki obliczeń dotyczą jednostkowego strumienia czynnika w obiegu górnym ($\dot{m}_g = 1$ kg/s).

Analizie poddano kilka wariantów wartości temperatury pary wodnej opuszczającej turbinę obiegu górnego. Wartości tych temperatur są jednocześnie temperaturami skraplania pary wodnej w wymienniku typu skraplacz-parowacz i wynoszą odpowiednio: 53, 63, 73, 83, 93 i 103°C. W wymienniku typu skraplacz-parowacz przyjęto, że różnica temperatur pomiędzy czynnikami wynosi $\Delta T = 3$ K, co powoduje, że czynnik organiczny w zależności od wariantu odparowuje w temperaturze, odpowiednio: 50, 60, 70, 80, 90 i 100°C.

W obiegu dolnym siłowni binarnej od podgrzania czynnika organicznego wykorzystano energię zawartą w wodzie geotermalnej. W obliczeniach przyjęto, że w podgrzewaczu obiegu dolnego różnica temperatury pomiędzy czynnikiem organicznym, a wodą geotermalną wynosi $\Delta T = 3$ K. Dla tak przyjętej charakterystyki podgrzewacza, w zależności od temperatury odparowania czynnika organicznego, wymagana temperatura wody geotermalnej na dopływie do podgrzewacza powinna wynosić odpowiednio: 53, 63, 73, 83, 93 i 103°C.

Uzyskane wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Parametry charakteryzujące efektywność pracy układu binarnego, gdy w układzie dolnym czynnikiem roboczym jest czynnik RC318

RC318	Temp. odparowania czynnika obiegu dolnym w °C	Temperatura odparowania wody w obiegu górnym					
		220°C		260°C		300°C	
		Moc	Sprawność	Moc	Sprawność	Moc	Sprawność
		kW	%	kW	%	kW	%
Siłownia binarna	50	1070,13	29,99	1136,00	32,57	1159,28	34,49
	60	1089,96	28,70	1154,10	31,23	1175,82	33,15
	70	1119,54	26,99	1181,64	29,39	1201,08	31,23
	80	1166,83	25,30	1225,50	27,54	1241,46	29,28
	90	1245,12	23,61	1298,12	25,64	1308,41	27,23
	100	1390,86	21,80	1433,40	23,53	1433,01	24,92
Siłownia referencyjna	-	1079,1	35,35	1144,2	38,12	1166,8	40,14

Jak pokazują wyniki zamieszczone w tabeli 1, co prawda zastosowanie układu binarnego zmniejsza sprawność wytwarzania energii elektrycznej, jednak w większości przypadków uzyskuje się wyraźne zwiększenie mocy rozpatrywanego układu.

Jednocześnie należy zaznaczyć, że w tym przypadku parametrem ważniejszym jest uzyskiwana moc układu, a nie wysoka sprawność. Należy również stwierdzić, że dzięki zastosowaniu siłowni binarnej jest możliwe wykorzystanie do produkcji prądu elektrycznego energii wód geotermalnych o temperaturze od 50 do 100°C.

W kolejnej pracy [3] przedstawiono analizę układu siłowni binarnej sprzężonej cieplnie z jednoobiegową siłownią ORC. Jest to układ podobny do układu drugiego analizowanego w monografii [1]. Jednakże w układzie analizowanym w pracy [3] w siłowni jednoobiegowej zastosowano parowacz z wewnętrzną cyrkulacją nośnika ciepła. Jestem współtwórcą rozwiązania tego parowacza. Rozwiązanie to zostało opatentowane - patent [C-1]. W pracy [3] położono duży nacisk na określenie wpływu cyrkulacji nośnika ciepła w parowaczu siłowni jednoobiegowej na moc całej siłowni hybrydowej. Z obliczeń jasno wynika, że dla danych parametrów temperaturowych źródła ciepła i rodzaju zastosowanego czynnika istnieje optymalna wartość współczynnika cyrkulacji. Przedstawione to zostało w tabeli 2.

Tabela 2. Wpływ współczynnika cyrkulacji na parametry pracy siłowni jednoobiegowej ORC

ϕ	$T_{sl}^{\phi 2}$	$T_{sl}^{\phi 2}$	T_{par}	\dot{m}_n	\dot{Q}_{par}	\dot{Q}_{pod}	N_{C-R}	η_{C-R}	$\dot{m}_{sl'}$	$\dot{m}_{sl''}$
-	°C	°C	°C	kg/s	kW	kW	kW	5	kg/s	kg/s
0,0	148	138	133	2,41	418,0	722,63	214,70	18,82	1,66	8,34
0,5	143	133	128	3,29	627,0	928,86	286,39	18,41	2,24	7,76
1,0	138	128	123	4,07	836,0	1078,60	343,75	17,95	2,75	7,25
1,5	133	123	118	4,78	1045,0	1186,22	389,43	17,45	3,19	6,81
2,0	128	118	113	5,44	1254,0	1260,36	425,39	16,92	3,59	6,41
2,5	123	113	108	6,05	1463,0	1306,66	452,75	16,35	3,96	6,04
3,0	118	108	103	6,63	1672,0	1329,49	472,05	15,73	4,30	5,70
3,5	113	103	98	7,18	1881,0	1331,75	484,16	15,07	4,62	5,38
4,0	108	98	93	7,70	2090,0	1315,62	489,31	14,37	4,92	5,08
4,5	103	93	88	8,21	2299,0	1283,03	487,82	13,62	5,20	4,80
5,0	98	88	83	8,70	2508,0	1235,50	479,93	12,82	5,47	4,53
5,5	93	83	78	9,18	2717,0	1174,07	465,72	11,97	5,73	4,27

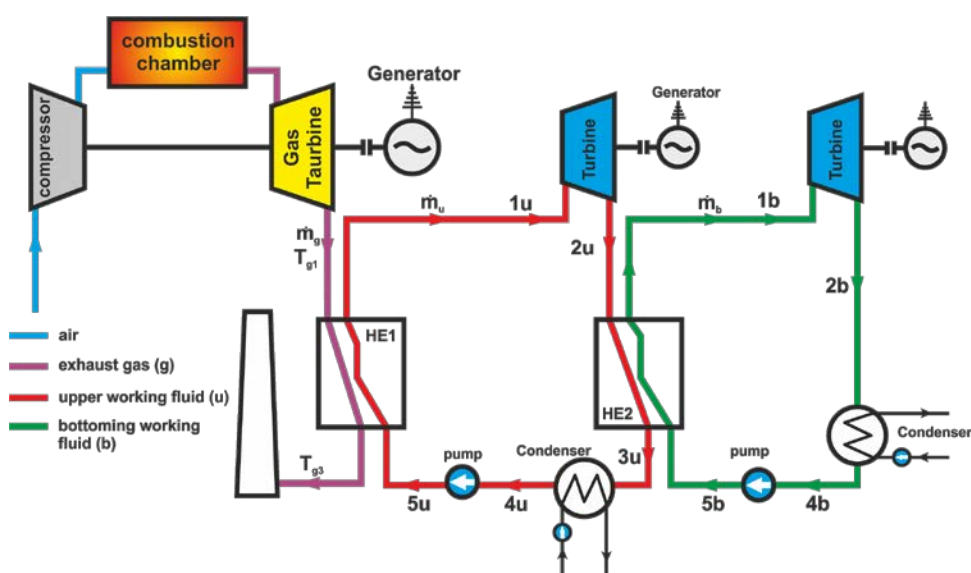
Przeprowadzona analiza wykazała, że dzięki zastosowaniu w siłowni jednoobiegowej parowacza z cyrkulacją wewnętrzną, mając do dyspozycji dwa różnotemperaturowe źródła ciepła, można tak dobrać współczynnik cyrkulacji, aby część niewykorzystanego strumienia wody w podgrzewaczu siłowni jednoobiegowej skierować do podgrzewacza obiegu dolnego siłowni binarnej. Dodatkową korzyścią wynikającą z tego rozwiązania jest to, że w większym stopniu wykorzystujemy energię zawartą w strumieniach wód doprowadzanych ze źródeł ciepła.

W pracy [4] przedstawiona została analiza efektywności pracy układu siłowni binarnej z zastosowaniem zabiegu polegającego na odparowaniu czynnika roboczego w obiegu dolnym

w obszarze blikopodkrytycznym. Analiza siłowni binarnej była przeprowadzona w dwóch wariantach. Wariant pierwszy polegał na założeniu parametrów pracy obiegu górnego, przy wynikowych parametrach obiegu dolnego, natomiast drugi wariant polegał na określeniu strumienia czynnika w obiegu dolnym na podstawie bilansu podgrzewacza, a następnie określeniu wymaganych parametrów w obiegu górnym. Przeprowadzona analiza wykazała, że w celu maksymalizacji mocy siłowni binarnej należy w obiegu dolnym odparowywać czynnik w obszarze bliskopodkrytycznym.

W artykule [6] przedstawiona została analiza efektywności pracy siłowni ORC z dwoma sprzężonymi z sobą cieplnie obiegami, zasilanej spalinami z turbiny gazowej. W analizowanym układzie do wymiennika HE1 pierwszego obiegu siłowni ORC doprowadzane są spaliny wylotowe z turbiny gazowej. Energia cieplna spalin w tym wymienniku przekazywana jest do czynnika roboczego obiegu pierwszego, którym jest czynnik organiczny z grupy czynników suchych. W analizie uwzględniono następujące czynniki w obiegu pierwszym: propylocykloheksan, dodekan, D6, MD4M, toluen, nonan, oktan, dekan, D4, D5 oraz MD2M. Zastosowanie czynnika suchego w obiegu powoduje, że para czynnika roboczego opuszczającego turbinę obiegu pierwszego ma dość wysoką temperaturę. To sprawia, że ciepło zawarte w tej parze można wykorzystać do zasilania drugiego obiegu siłowni ORC. Obieg drugi siłowni ORC sprzężony jest cieplnie z obiegiem pierwszym za pomocą wymiennika ciepła HE2. W wymienniku tym czynnik roboczy pierwszego obiegu oddaje ciepło do czynnika roboczego obiegu drugiego. W obiegu drugim uwzględniono następujące czynniki suche: RC318, perfluorobutan, R236fa, isopentan, RC365mfc, R245ca i cis-butan. Najkorzystniejsze pod względem uzyskiwanej mocy zestawienie czynników to: oktan, jako czynnik roboczy w pierwszym obiegu oraz cis-butan jako czynnik roboczy w drugim obiegu.

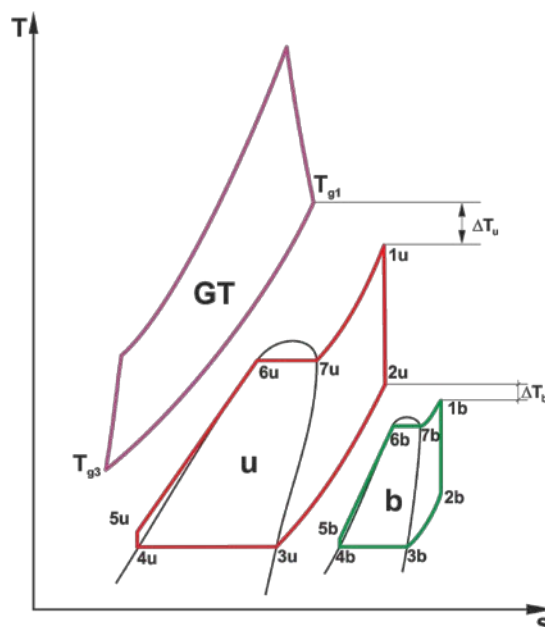
Schemat rozpatrywanego układu siłowni ORC [6] przedstawiono na rysunku 4. Zgodnie z tym schematem wymiennik HE2 stanowi element łączący dwa obiegi ORC, czyli obiegi te są ze sobą sprzężone cieplnie za pośrednictwem tego wymiennika.



Rys. 4. Schemat układu siłowni binarnej zasilanej spalinami z układu turbiny gazowej

Sprzężenie cieplne poszczególnych obiegów łatwo zobrazować z wykorzystaniem wykresu T-s (temperatura - entropia). Na rysunku 2 przedstawiono obiegi termodynamiczne poszczególnych układów na jednym wykresie. Jako porównawczy obieg przemian zachodzących

w turbinie gazowej zastosowano obieg Braytona. Ciepło wyprowadzone z obiegu Braytona (GT) przekazywane jest do pierwszego obiegu Clausiusa-Rankine'a. Następnie ciepło pochodzące z wychłodzenia pary przegrzanej w obiegu pierwszym przekazywane jest do obiegu drugiego. Temperaturny skraplania czynników w obu obiegach c-r są takie same. Na wykresie tym wyraźnie widać możliwości przekazywania ciepła pomiędzy odpowiednimi obiegami.



Rys. 2. Cykle przemian termodynamicznych poszczególnych czynników roboczych układu

Wyniki obliczeń dotyczące pierwszego i drugiego obiegu przedstawiono w tabeli 3. W tabeli tej podano wartości mocy elektrycznych osiąganych w poszczególnych obiegach, mocy całkowitej siłowni ORC oraz mocy sumarycznej układu ORC i zespołu turbiny gazowej.

Tabela 3. Zestawienie wyników obliczeń analizowanego układu dla różnych czynników roboczych w pierwszym i drugim obiegu siłowni ORC

Obieg 1	Obieg 2							ORC (1+2)		ORC +GT		
Czynnik	Czynnik	m_{n2}	T_{2s1}	N_{p2}	N_{t2}	N_{el2}	η_{el2}	N_{elORC}	η_{elORC}	N_{el}	η_{el}	Δn
-	-	kg/s	°C	kW	kW	kW	%	kW	%	kW	%	%
Toluen	RC318	28,78	42,9	56,5	508,8	452,3	9,5	6939,4	19,9	25999,4	46,0	36,4
	Perfluorobutan	30,81	41,5	49,0	462,6	413,6	8,6	6900,6	19,8	25960,6	45,9	36,2
	R236fa	24,45	46,0	63,6	566,6	503,1	10,8	6990,1	20,1	26050,1	46,1	36,7
Nonan	Isopentan	19,24	57,8	126,4	1862,4	1736,0	15,3	8046,1	23,1	27106,1	47,9	42,2
	RC365mfc	34,34	54,7	107,7	1853,9	1746,2	15,2	8056,2	23,1	27116,2	47,9	42,3
	R245ca	35,96	45,5	116,9	1929,9	1813,0	15,1	8123,0	23,3	27183,0	48,1	42,6
	cis-butan	19,39	48,9	156,2	1987,7	1831,4	15,5	8141,4	23,4	27201,4	48,1	42,7
Oktan	Isopentan	18,54	67,5	110,6	1824,0	1713,4	15,2	7978,1	22,9	27038,1	47,8	41,9
	RC365mfc	32,95	65,5	93,1	1807,3	1714,2	15,0	7979,0	22,9	27039,0	47,8	41,9
	R245ca	37,00	46,9	114,2	1987,0	1872,8	15,0	8137,5	23,4	27197,5	48,1	42,7
	cis-butan	20,14	49,1	156,9	2064,0	1907,1	15,4	8171,8	23,5	27231,8	48,1	42,9
Dekan	Isopentan	16,68	56,6	111,3	1604,5	1493,2	14,5	7438,0	21,4	26498,0	46,8	39,0
	RC365mfc	25,82	85,3	81,0	1394,3	1313,3	15,2	7258,1	20,8	26318,1	46,5	38,1
	R245ca	29,42	64,6	95,6	1578,9	1483,3	15,1	7428,1	21,3	26488,1	46,8	39,0
	cis-butan	16,26	63,1	131,1	1667,3	1536,2	15,5	7481,1	21,5	26541,1	46,9	39,3

Wyniki analizy efektywności pracy obiegu pierwszego siłowni ORC wskazują na to, że najwyższe moce uzyskujemy w tym obiegu, gdy czynnikiem roboczym jest toluen. Po uwzględnieniu analizy efektywności pracy drugiego obiegu, wariant z toluenem jako czynnikiem roboczym obiegu pierwszego wypada najmniej korzystnie. Spowodowane jest to tym, że w przypadku trzech pozostałych czynników w obiegu pierwszym to jest nonanu, oktanu i dodekanu temperatura pary T_{2s1} na wypływie z turbiny jest znacznie wyższa niż w przypadku toluenu. Ta temperatura przekłada się na możliwość uzyskania znacznie większej efektywności pracy obiegu drugiego siłowni ORC. Ma to swoje odzwierciedlenie w wynikach przedstawionych w tabeli 6. Spośród analizowanych czynników najkorzystniejsze zestawienie czynników w obiegach siłowni ORC jest następujące: obieg pierwszy – oktan, obieg drugi – cis-butan. W przypadku nonanu, oktanu i dekanu moce elektryczne i sprawności siłowni ORC, dla wszystkich rozpatrywanych czynników roboczych obiegu drugiego są do siebie zbliżone. W wariantach tych przyrost mocy układu (w stosunku do mocy zespołu turbiny gazowej) mieści się w granicach od 39.0 do 42.7 %.

Przeprowadzona analiza wykazała, że zastosowanie siłowni ORC do wykorzystania entalpii wylotowej spalin opuszczających turbinę gazową daje korzystne efekty. Ogólna sprawność elektryczna w najlepszym wariantcie wzrosła od 33,7 % (sprawność samej turbiny gazowej) do 48.1 % dla układu z siłownią ORC. Moc układu GT+ORC również znacząco wzrosła w stosunku do mocy elektrycznej turbiny gazowej. W przypadku, gdy czynnikami roboczymi w siłowni ORC były odpowiednio: w obiegu pierwszym oktan, a w obiegu drugim cis-butan moc elektryczna siłowni ORC wynosiła $N_{elORC}=8171,8$ kW, co przekłada się na wskaźnik przyrostu mocy wynoszący $\Delta n=42.9\%$ (całkowita moc układu wynosi $N_{el}=27231,8$ kW).

Przeprowadzona analiza wykazała również, że moc siłowni ORC (jej poszczególnych obiegów) w dużej mierze zależy od zastosowanych czynników. Przy czym, w przypadku analizowanego układu, należy w pierwszej kolejności kierować się całkowitą mocą siłowni ORC. To oznacza, że trzeba brać pod uwagę sumaryczną moc obiegu pierwszego i drugiego. Doskonale jest to widoczne na przykładzie toluenu, dla którego spośród analizowanych czynników w obiegu pierwszym, osiągnięto najwyższą moc elektryczną. Natomiast w przypadku uwzględnienia obiegu drugiego siłowni ORC z toluenem, jako czynnikiem roboczym w obiegu pierwszym, uzyskała najmniejszą moc elektryczną.

Analiza procesów zachodzących w obiegach analizowanej siłowni ORC wykazała również, że korzystniej wypadają te czynniki robocze, dla których proces odparowania przebiega w obszarze bliskopodkrytycznym. Oznacza to, że najkorzystniej odparowywać czynniki robocze przy temperaturach niewiele niższych o temperatury punktu krytycznego.

W monografii oraz w pięciu artykułach wykazano, że w układach siłowni ORC istnieje możliwość zastosowania wielu rozwiązań związanych z budową układu, sposobem zasilania układu różnymi strumieniami ciepła, jak i rodzajem zastosowanego czynnika. Właściwości fizyczne i termodynamiczne czynników roboczych stosowanych w układach ORC pozwalają na wykorzystywanie różnych źródeł energii do generacji energii elektrycznej, nawet źródeł energii o niskiej jakości (energii odpadowej, energii geotermalnej). Szeroki wachlarz możliwych rozwiązań powoduje, że dla konkretnego źródła ciepła trzeba przeanalizować wiele wariantów układu ORC w celu znalezienia optymalnego rozwiązania. Rozwiązanie to powinno być optymalne nie tylko z punktu widzenia efektywności pracy samego układu ORC, ale również funkcjonowania źródła ciepła. W wielu przypadkach istotną rolę odgrywa temperatura nośnika energii powracającego do źródła ciepła. Jako przykład można tutaj przytoczyć układy chłodzenia

silników spalinowych, które pracują w ściśle określonych warunkach temperaturowych. Zatem korzystając z ciepła chłodzenia silników spalinowych, nośnik tego ciepła (najczęściej w postaci wody) nie może być wychłodzony w wymiennikach układu ORC do zbyt niskiej temperatury. Podobnie rzecz się ma w przypadku układów chłodzenia ogniwo paliwowych.

To sprawia, że trudno wskazać uniwersalne rozwiązanie, sprawdzające się dobrze w każdych warunkach, niezależnie od parametrów układu i parametrów określających źródło lub źródła ciepła. Każdy przypadek powinien być dokładnie przeanalizowany.

Na podstawie przeprowadzonej analizy oraz innych opublikowanych prac można sformułować kilka wniosków natury ogólnej:

- Dla analizowanych układów ORC z podkrytycznym obiegiem C-R istnieje optymalna wartość temperatury odparowania, dla której w układzie osiągnięta jest maksymalna moc układu.

- W przypadku stosowania znacznego przegrzewu pary w układach ORC z suchym czynnikiem obiegowym należy wziąć pod uwagę parametry pary opuszczającej turbinę (ściślej mówiąc jej temperaturę) i przeprowadzić analizę możliwości zastosowania wewnętrznej regeneracji ciepła lub możliwości zastosowania dodatkowego układu umożliwiającego wykorzystanie energii zawartej w tej parze.

- W przypadku wykorzystywania źródeł ciepła, w których ograniczana jest temperatura nośnika ciepła powracającego do źródła, również należy rozważyć możliwość zastosowania układu ORC z suchym czynnikiem obiegowym z odpowiednio dobranymi parametrami pary na dopływie do turbiny. Taki zabieg stwarza możliwość zastosowania w układzie siłowni ORC wewnętrznej regeneracji ciepła, przez co zmniejsza się stopień wychłodzenia nośnika ciepła dostarczanego z danego źródła (wstępny podgrzew realizowany jest w wymienniku regeneracyjnym).

- W przypadku układów ORC zasilanych odpadowymi i odnawialnymi strumieniami energii, oceniając ich efektywność pracy, należy kierować się wartością mocy układu. Sprawność ma w tym przypadku mniej istotne znaczenie. W niektórych przypadkach okazuje się, że przy pewnych czynnikiem obiegowych układ osiąga większą moc, przy mniejszej sprawności termicznej obiegu. Spowodowane jest to różnym stopniem wykorzystania energii ze źródła ciepła. Zatem optymalizując układy ORC zasilane ze źródeł ciepła, w których nie ma ograniczeń co do temperatury powrotnej nośnika energii, należy kierować się wielkością uzyskiwanej mocy w obiegu.

- W przypadku wykorzystywania źródeł ciepła, w których ograniczana jest temperatura nośnika ciepła powracającego do źródła, również należy rozważyć możliwość zastosowania układu ORC z suchym czynnikiem obiegowym z odpowiednio dobranymi parametrami pary na dopływie do turbiny. Taki zabieg stwarza możliwość zastosowania w układzie siłowni ORC wewnętrznej regeneracji ciepła, przez co zmniejsza się stopień wychłodzenia nośnika ciepła dostarczanego z danego źródła (wstępny podgrzew realizowany jest w wymienniku regeneracyjnym).

5. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo - badawczych (artystycznych).

W okresie przed doktoratem moja działalność naukowa była skupiona na przygotowaniu rozprawy doktorskiej. Zagadnienia analizowane w tym okresie dotyczyły przede wszystkim możliwości wykorzystania zasobów geotermalnych w układach ciepłowniczych. Tematyka pracy doktorskiej ukierunkowana była na analizę wpływu parametrów zewnętrznych oraz parametrów sieciowych na efektywność pracy ciepłowni geotermalnej. Owocem tych analiz była obroniona z wyróżnieniem praca doktorska pt. „Wpływ parametrów pozyskiwania i wykorzystania energii geotermalnej na efektywność pracy ciepłowni geotermalnej z regulacją ilościową „oraz wiele prac opublikowanych w czasopiśmie oraz materiałach konferencyjnych [E-1, E-2, E-6, E-29, E-30, E-31, E-34].

Poza pracami związanymi z wykorzystaniem zasobów geotermalnych do celów ciepłowniczych, rozpocząłem również prace związane z analizami układów ORC [E-3, E-4, E-5, E-33].

Po doktoracie kontynuowałem badania nad analizą funkcjonowania ciepłowni zasilanych wodą geotermalną czego skutkiem było opublikowanie następujących prac [E-7, E-37].

W pracy [E-23] przedstawione zostały zagadnienia związane z przewodzeniem ciepła w ciałach przy zadanej temperaturze na powierzchni.

Główną tematyką prowadzonych badań po doktoracie, co wynika z pierwszej części autoreferatu, są układy ORC. Prace nad tymi układami pozwoliły na uzyskanie finansowania badań nad układami ORC w ramach projektu [J-11] pt. „Poprawa efektywności pracy hybrydowych układów turbin gazowych i ogniw paliwowych poprzez zastosowanie nowych rozwiązań sprzężeń cieplnych z siłownią organiczną”, którego byłem kierownikiem i głównym wykonawcą. Głównym celem projektu była analiza układów hybrydowych turbin gazowych sprzężonych cieplnie z układami ORC oraz ogniw paliwowych sprzężonych cieplnie z układami ORC. Prace związane z realizacją tego projektu opublikowano w [E-8, E-10, E-11, E-12, E-15, E-16, E-17, E-40]. Wyniki uzyskane w projekcie potwierdziły, że sprzężenie cieplne układu ORC z turbinami gazowymi i układami ogniw paliwowych znacząco poprawia sprawność konwersji energii w tych układach.

Ostatnio realizowane prace związane z pełnioną funkcją promotora pomocniczego w przewodzie doktorskim (Zał. Nr 4, punkt III, K, nr 3), dotyczące analizy układów ORC zasilanych wodą geotermalną zostały opublikowane w [E-20, E-21, E-22, E-26, E-27].

Sumaryczny impact factor według listy Journal Citation Reports (JCR) na dzień redagowania wniosku wynosi 6,708

Liczba cytowań publikacji według bazy Web of Science (WoS): 39, bez autoryzowań 37, według bazy Scopus: 63, Google Scholar: 87.

Indeks Hirscha według bazy Web of Science (WoS): 2 , według bazy Scopus: 3, według Google Scholar: 4.

Sumaryczna liczba punktów z uwzględnieniem moich udziałów po doktoracie wynosi 239,9 pkt. (całkowita 458)

Od roku 2016 jestem kierownikiem Laboratorium Miernictwa Ciepłego w Katedrze Techniki Ciepłej WIMiM ZUT w Szczecinie.

Jestem promotorem 11 prac magisterskich i 17 prac inżynierskich.

Pozostałe osiągnięcia szczegółowo zostały wymienione w załączniku 4.

Sławomir Wiśniewski