

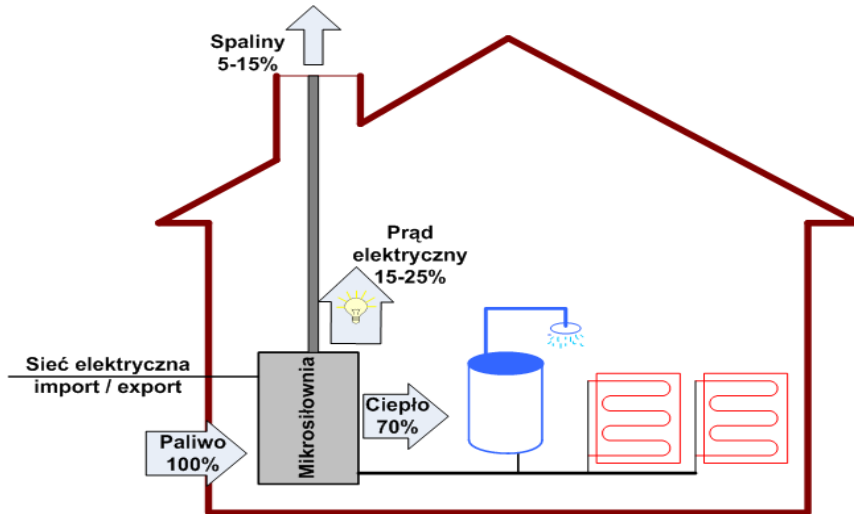
Badania teoretyczne i eksperymentalne elementów obiegu ORC

Jarosław Mikielwicz
IMP PAN
18 styczeń 2011

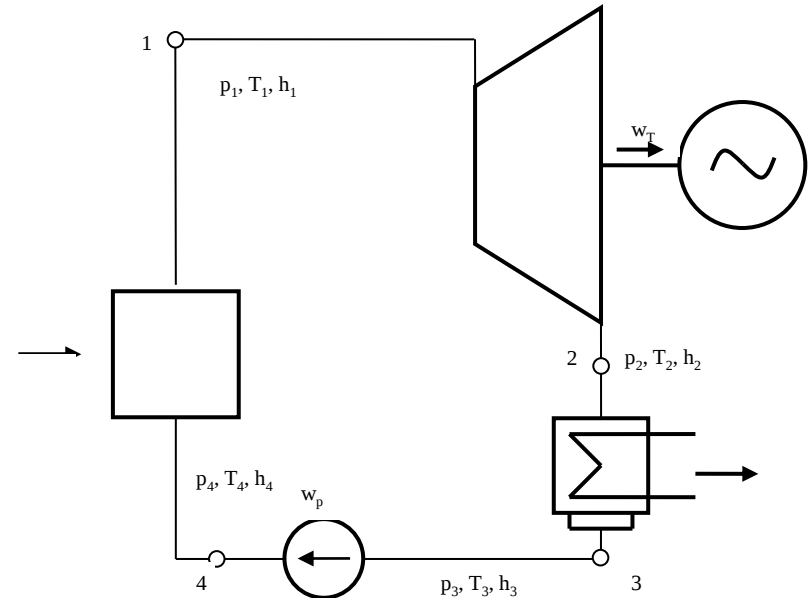
PLAN PREZENTACJI

1. Wprowadzenie
 - 1.1 Prace wykonane w latach ubiegłych w zakresie koncepcji obiegu oraz wymienników ciepła (parownika i skraplacza)
2. Prace wykonane w 2010r w zakresie tematyki ciepłno-przepływowej wykonane w Zakładzie O2/Z6
3. Prace wykonane w innych Zespołach Instytutu
 - 3.1 Prace nad mikroturbiną
 - 3.2 Prace nad pompą obiegu ORC
 - 3.3 Prace nad kotłem z mikrośirownią.

Mikrosiłownia kogeneracyjna



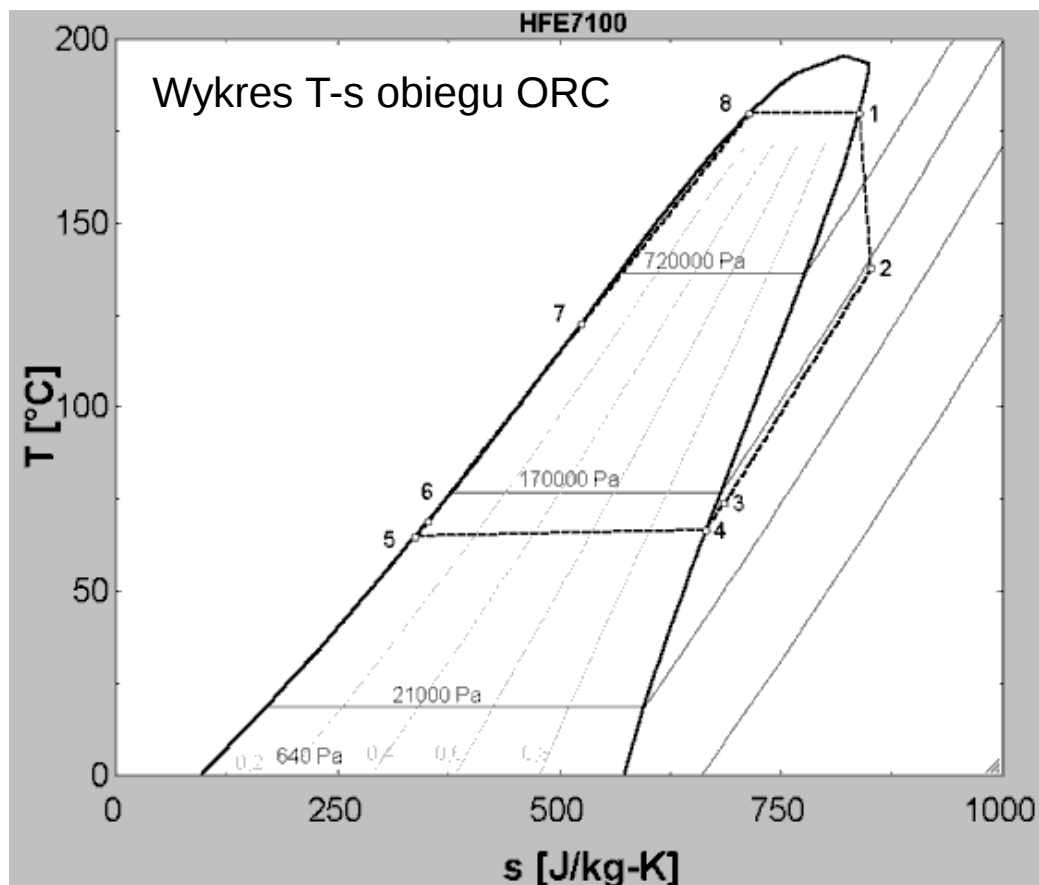
Domowa mikrosiłownia kogeneracyjna



Schemat obiegu ORC

W latach ubiegłych opracowano: koncepcję obiegu ORC, kryteria doboru czynnika roboczego, wybrano czynniki robocze, opracowano algorytmy obliczeń podstawowych wymiarów parownika i skraplacza

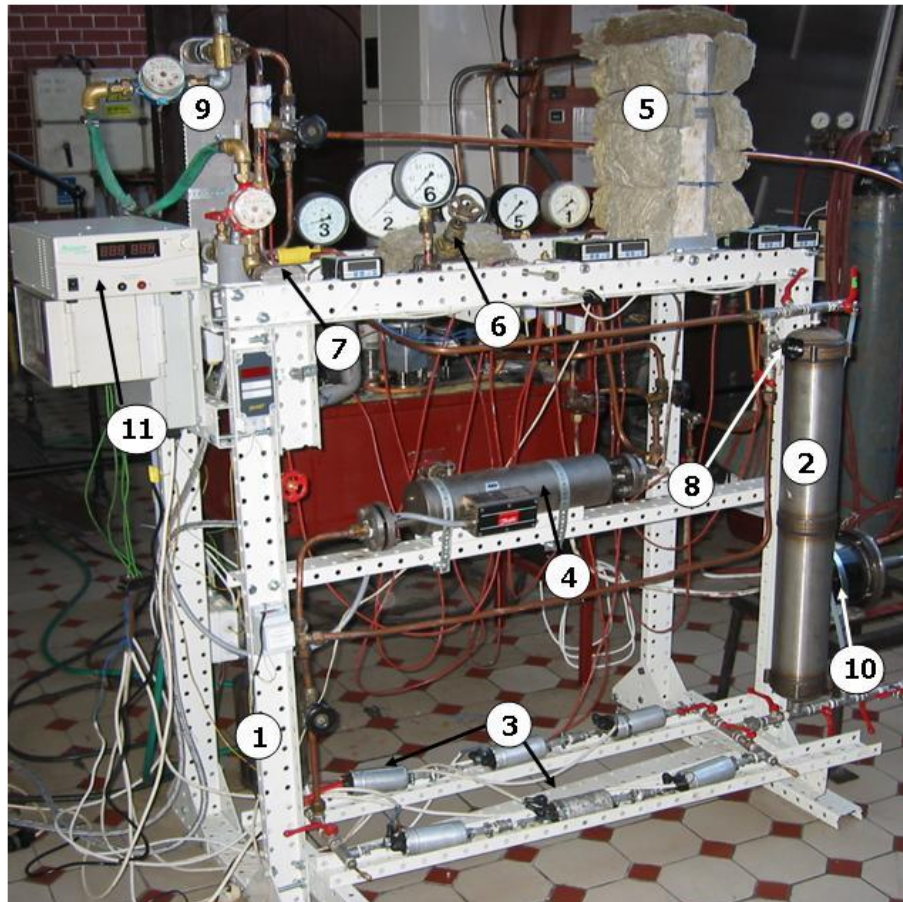
2. Analiza własnych algorytmów obliczeń wymienników ciepła typu płytowego, kanalikowego oraz płaszczowo-rurowego w pracy w układzie mikrośilowni z regeneratorem i bez



Uzyskane w 2010r rezultaty w zakresie wymienników ciepła

- ◆ Opracowano algorytmy i programy obliczeniowe dla mikrowymienników ciepła (skraplacza i parownika) typu mikrokanalikowego, płytowego, płaszczowo-rurkowego.
- ◆ Przeprowadzono symulację pracy parownika i skraplacza w warunkach nominalnych.
- ◆ Przeprowadzono analizę pracy skraplacza i parownika przy częściowym obciążeniu cieplnym skraplacza mikrośiłowni.
- ◆ Przeprowadzono analizę stanów dynamicznych skraplacza i parownika.
- ◆ W Katedrze Techniki Ciepłej Politechniki Gdańskiej we współpracy z IMP PAN badano prototyp mikrośiłowni z różnymi ekspanderami rotacyjnymi typu wyporowego ORC.

STANOWISKO LABORATORYJNE ORC



- 1 – konstrukcja nośna
 - 2 – zbiornik ciekłego czynnika
 - 3 – pompy
 - 4 – przepływomierz masowy
 - 5 – wymiennik ciepła – parownik
 - 6 – zawór dławiący
 - 7 – wymiennik ciepła
 - 8 – zawór „by-passu”
 - 9 – wymiennik ciepła – skraplacz
 - 10 – ekspander
 - 11 – zasilacz wysokoprądowy
- 7 – wymiennik ciepła do schładzania pary po ekspansji w zaworze
 6+7 – zespół symulujący pracę turbiny (ekspandera)



Prace dotyczące urządzeń ekspansyjnych

W ramach badań wyznaczono:

1. wydajność cieplną parownika,
2. moc wewnętrzną ekspandera,
3. moc efektywną na jego wale,
4. sprawność wewnętrzną ekspandera,
5. sprawność teoretyczną obiegu ORC,
6. sprawność maksymalną (obiegu Carnota)
7. sprawność egzergetyczną.

Wyniki analiz wyżej wymienionych wielkości zestawiono w tabelach. Badania przeprowadzono dla dwóch różnych płynów, tj. **R123 oraz etanolu**. Własności fizyczne płynów zaczerpnięto z bazy danych Refprop8. Medium robocze dla przypadku sprężarki spiralnej oraz wiertarki pneumatycznej stanowił czynnik chłodniczy R 123. Klucz pneumatyczny badany był dla przypadku etanolu jako czynnika roboczego.

Ekspander spiralny

Run	$\dot{m}_{R123}$	$\dot{Q}_{\text{evap}}$	$\dot{Q}_{\text{cond}}$	N_i	$\eta_t = N_i / (\eta_i \dot{Q}_{\text{evap}})$	η_c	η_i	η_b
	kg/s	kW	kW	kW	%	%	%	%
1	0.034	8.14	7.69	0.473	5.8	29.2	29.0	19.9
2	0.040	9.12	8.70	0.456	5.0	26.2	25.2	19.1
3	0.041	9.01	8.12	1.050	11.7	28.1	52.1	41.6
4	0.043	10.13	9.22	0.959	9.5	30.6	42.9	31.0

Silnik pneumatyczny – wiertarka pneumatyczna

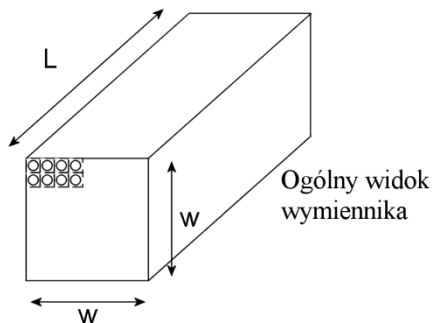
Run	$\dot{m}_{R123}$	$\dot{Q}_{\text{evap}}$	N_i	N_{eff}	η_t	η_c	η_i	η_b
	kg/s	kW	kW	kW	%	%	%	%
1	0.025	6.41	0.820	0.127	12.8	32.5	81.4	39.4
2	0.031	8.23	0.713	0.153	8.9	32.9	60.8	27.1
3	0.029	7.39	0.703	0.138	9.5	31.2	57.5	30.5
4	0.028	7.13	0.771	0.106	10.8	31.9	68.8	33.9
5	0.021	5.44	0.626	0.102	11.5	32.1	75.3	35.8

Silnik pneumatyczny – klucz pneumatyczny

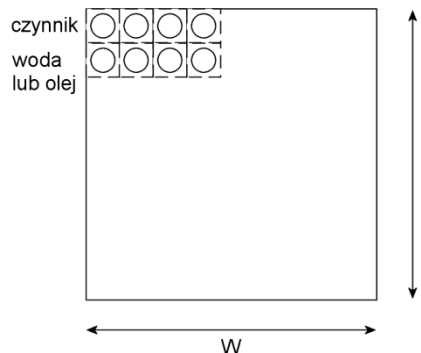
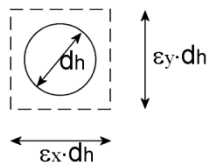
No.	$\dot{m}_{\text{etanol}}$	$\dot{Q}_{\text{par}}$	N_t	N_{el}	$\eta_t = N_t / \dot{Q}_{\text{evap}}$	η_c	η_i	η_b
	kg/s	kW	kW	kW	%	%	%	%
1	0,013	14,79	0,759	0,121	5,13	30,01	67,10	17,09
2	0,014	15,96	0,769	0,130	4,82	30,32	73,68	15,90
3	0,014	16,01	0,907	0,085	5,66	32,61	82,35	17,37
4	0,014	15,84	0,881	0,057	5,56	33,50	78,52	16,59

Podsumowanie prac z urządzeń ekspansyjnych

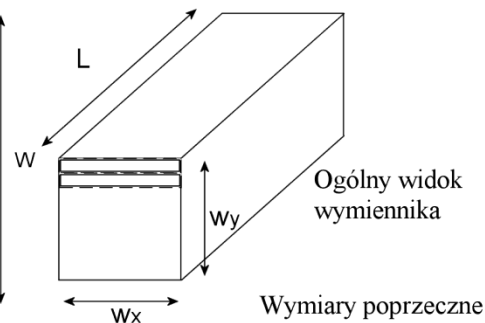
- ☐ Uzyskiwane sprawności wewnętrzne ekspandera powstałego na bazie maszyny pneumatycznej są znacznie wyższe od wartości określanych dla ekspanderów utworzonych na bazie sprężarki typu „scroll”.
- ☐ Należy zauważyć, że nominalny zakres prędkości obrotowej testowanej wiertarki pneumatycznej (ok. 3000 obr/min) jest bardzo korzystny z punktu widzenia współpracy z generatorem prądu elektrycznego.
- ☐ Reasumując, można stwierdzić, że „mechanizm turbinowy” stanowi alternatywę dla typowej turbiny parowej w układzie ORC.
- ☐ Prace w kierunku dalszej adaptacji takiej turbiny powinny być kontynuowane, ponieważ uzyskane sprawności wewnętrzne są bardzo wysokie w porównaniu do tych spotykanych w literaturze.
- ☐ Proponowana modyfikacja maszyny ekspansyjnej przypuszczalnie pozwoliłaby na zdecydowaną poprawę możliwej do osiągnięcia jej mocy, która w naszej opinii mogłaby wynosić nawet do 3kW.



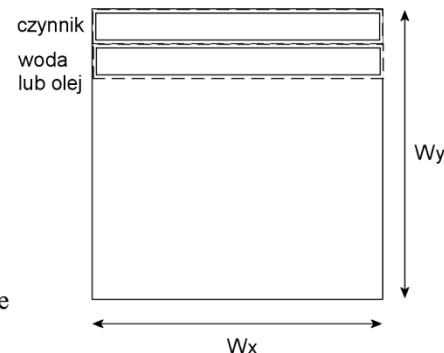
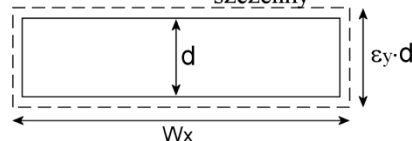
Wymiary poprzeczne kanałika



Przekrój poprzeczny z zaznaczeniem części podwójnej warstwy kanałików



Wymiary poprzeczne szczeliny



Przekrój poprzeczny z zaznaczoną jedną podwójną warstwą szczeliny

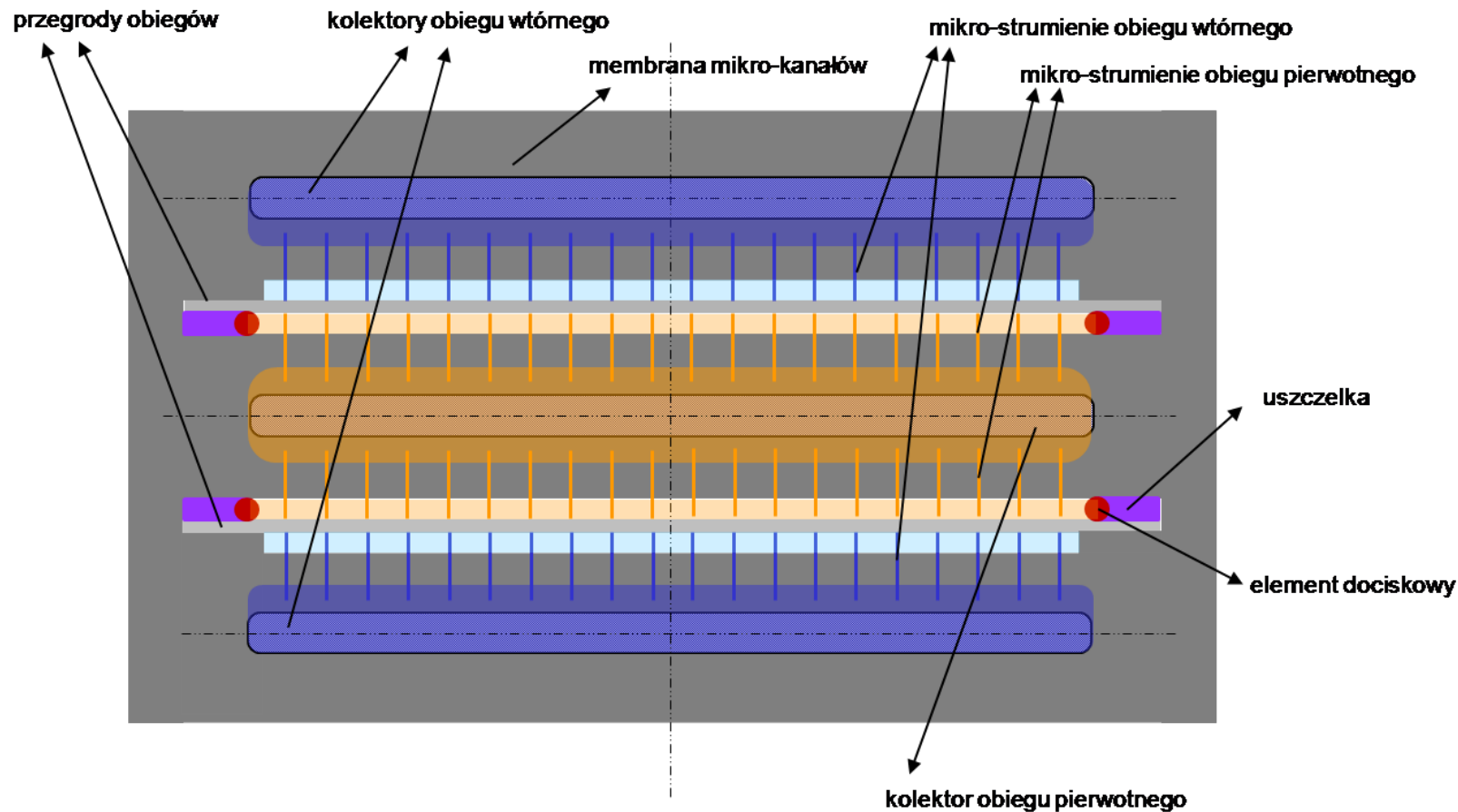
Schemat wymiennika kanałowego



Schemat wymiennika płytowego

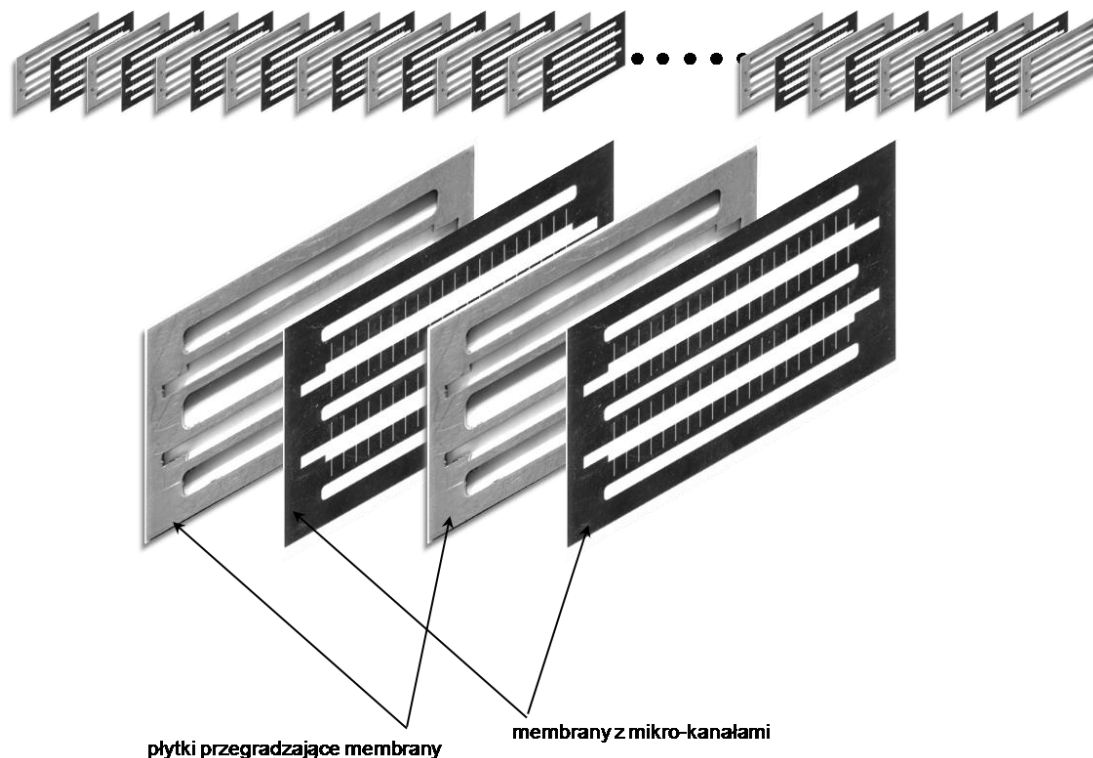


Widok wkładu wymiennika płaszczowo-rurowego (w trakcie montażu) wraz z sitami i przegrodami zmieniającymi kierunek opływu rurek



Rys. 2. Schemat działania mikro-strumieniowego wymiennik ciepła

3. Koncepcja, konstrukcja i wykonanie prototypu mikrowymiennika wykorzystującego mikro-strugi w obiegu mikrośłowni



Rys. 1. Struktura mikro-strumieniowego wymiennika ciepła

Koncepcja, konstrukcja i wykonanie prototypu mikrowymiennika wykorzystującego mikro-strugi w obiegu mikrośilowni

Mikro-strumieniowy wymiennik ciepła charakteryzuje się szczególnie wysoką intensywnością przejmowania ciepła dzięki uzyskiwaniu bardzo wysokiego współczynnika wymiany ciepła między obiegiem pierwotnym i wtórnym.

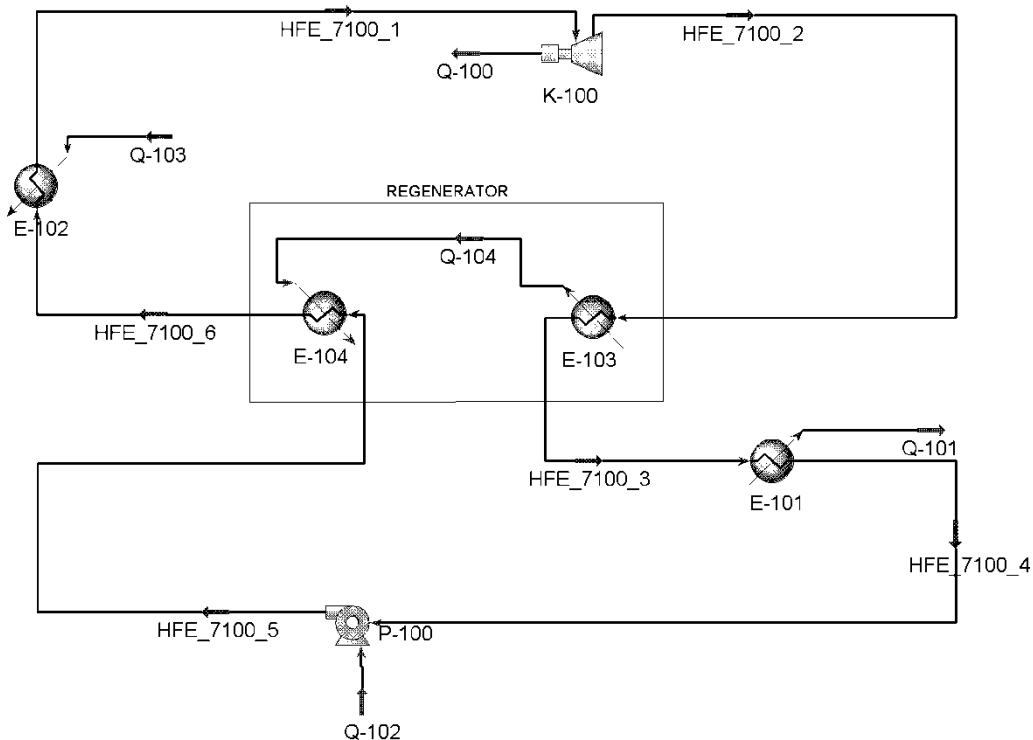
Mikro-strumieniowy wymiennik ciepła złożony jest z serii 28 membran z kwaso-odpornej stali z wyciętymi laserem mikro-kanalami o szerokości 200 mikrometrów i grubości 100 mikrometrów. Membrany przedzielone są płytkami ze stopu aluminiowego. Całość ściśnięta jest śrubami M5 i płytkami mosiężnymi doprowadzającymi i odprowadzającymi czynniki obiegów wymiany ciepła. Podłączenia rurek dopływowych jak też odpływowych wyposażone są w połączenia gwintowane G 1/8 ".

. Każda z mikro-kanalowych membran poddana została kontroli mikroskopowej w celu zapewnienia doskonałej jakości mikro-dysz i wyeliminowaniu jakichkolwiek ich zanieczyszczeń.

3. Koncepcja, konstrukcja i wykonanie prototypu mikrowymiennika wykorzystującego mikro-strugi w obiegu mikrośilowni

Wymiennik posiada jeden centralny kolektor obiegu pierwotnego o przekroju 420 mm² oraz dwa kolektory obiegu wtórnego o łącznym przekroju 600 mm². Czynniki w obu obiegach wpływają do mikro-kanalów w łącznej ilości w każdym z obiegów 1120. Średnica hydrauliczna mikro-kanalu wynosi 133 mikrometry a jego długość 2.5 mm. Utworzone mikro-strugi po przepłynięciu przez 1.5 milimetrową warstwę czynnika obiegowego prostopadle do jego ruchu napływają z dużą prędkością na płytki przegradzające obiegi. Płytki te mają grubość 1 mm i są wykonane ze stopu aluminium. Elementy dociskowe i uszczelnienia pokazane na rysunku gwarantują przepływy bez przecieku z jednego obwodu do drugiego.

Modelowanie pracy wymienników ciepła oraz symulacja dynamicznych zmian wybranych parametrów obiegu ORC mikrośilowni w programie komercyjnym **ASPEN**



K-100 – turbina, P-100 – pompa, E-101 – skraplacz, E-102 parownik, (E-103 E-104) – regenerator, (Q-100-Q104 strumienie energii), HFE7100_1-HFE7100_6 – strumienie masy cieczy roboczej.

Process Flow Diagram obiegu ORC stworzony przy wykorzystaniu programu ASPEN HYSYS V.7.1.

3. Modelowanie pracy wymienników ciepła oraz symulacja dynamicznych zmian wybranych parametrów obiegu ORC mikrośiłowni w programie komercyjnym ASPEN

Podstawowym parametrem podlegającym zmianom dynamicznym, a rozważanym w analizie jest wzrost ciśnienia pary na wylocie z turbiny spowodowany spadkiem obciążenia cieplnego skraplacza. W rzeczywistym układzie ORC skraplacz powiązany ma być z domową instalacją ciepłej wody użytkowej i centralnego ogrzewania, a odbiór energii cieplnej przez tą instalację jest zmienny i zależny od aktualnego zapotrzebowania.

Z analizy wyników obliczeń wynika, że wzrost ciśnienia na wylocie z turbiny spowoduje spadek mocy elektrycznej wytwarzanej w generatorze i jednocześnie spadek mocy elektrycznej potrzebnej do napędu pompy, jednak w ogólnym rozrachunku mamy do czynienia ze spadkiem energii elektrycznej N_{netto} pozyskiwanej z układu. Przedstawia to tabela.

	Ciśnienie na wylocie z turbiny [kPa]	Moc elektryczna generatora N_g [kW]	Moc potrzebna do napędu pompy N_p [kW]	$N_{\text{netto}} = N_g - N_p$ [kW]
Parametry projektowe	118,6	3,276	1,003	2,273
Wzrost ciśnienia na wylocie z turbiny	144,3	3,0	0,9794	2,0206
Kolejny wzrost ciśnienia na wylocie z turbiny	297	2,0	0,8383	1,1617

Aby tego uniknąć instalacja domowa powinna być wyposażona w dodatkowy odbiornik energii cieplnej w postaci chłodni wentylatorowej, jednak wpłynie to niekorzystnie na sprawność ogólną układu, ale zapewni stabilną pracę turbiny.

Należy także rozważyć możliwość zastosowania akumulatora cieplnego w postaci zbiornika wodnego lub wypełnionego parafiną w celu stabilizacji pracy układu, a także uniknięcia „zrzucania” energii cieplnej do otoczenia za pomocą chłodni wentylatorowej.

Analiza wykazała także wspomniany już wcześniej problem związany z brakiem dokładanej bazy danych fizykochemicznych cieczy roboczej HFE7100, co może być zweryfikowane dopiero podczas badań doświadczalnych.

Projekt kluczowy nr POIG.01.01.02-00-016/08
*Modelowe kompleksy agroenergetyczne jako przykład kogeneracji rozproszonej
opartej na lokalnych i odnawialnych źródłach energii*



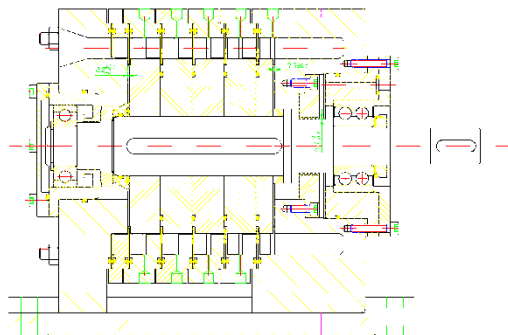
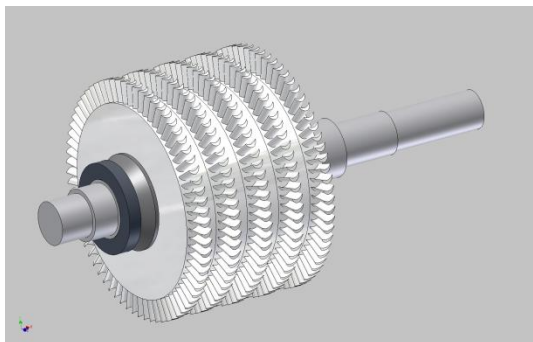
Zadanie 5.3. Opracowanie modeli symulacyjnych i obliczenia ...

St. Jabłonki, 10-11 stycznia 2010

Analiza własności dynamicznych wirnika turbogeneratora mikrośilowni parowej z uwzględnieniem wstępnej geometrii korpusu

Wariant I

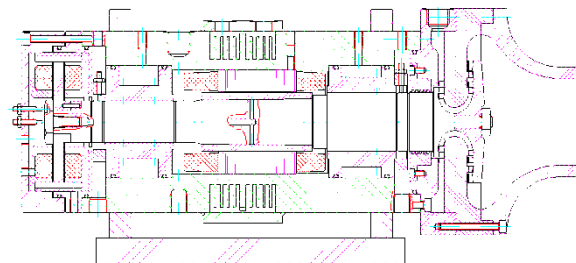
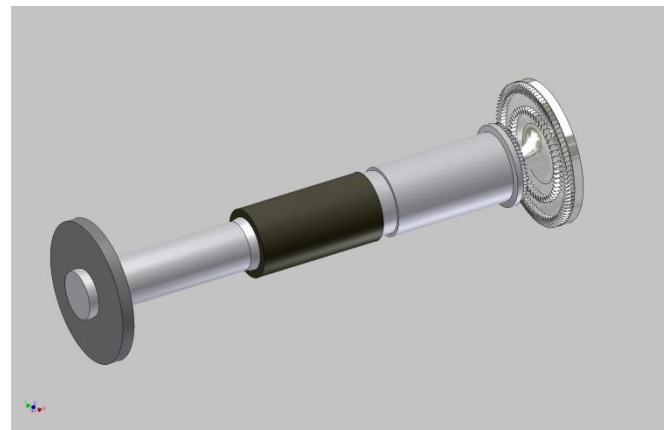
mikroturbina osiowa wg. Prof. K. Kosowskiego



Moc - ok. 3 kW
n - 8073 obr/min
D/L - 110/220 mm

Wariant II

mikroturbina promieniowa wg. Prof. Z. Kozaneckiego



Moc - ok. 3 kW
n - 23800 obr/min
D/L - 70/260 mm

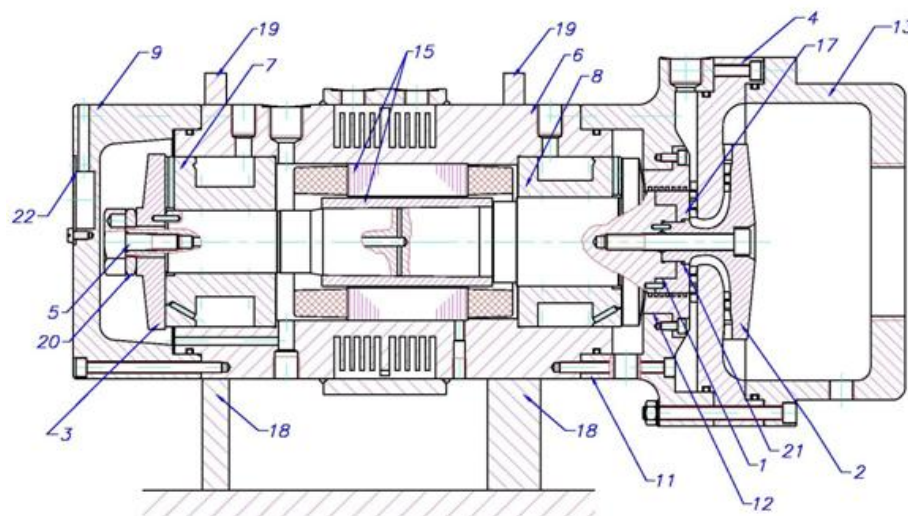
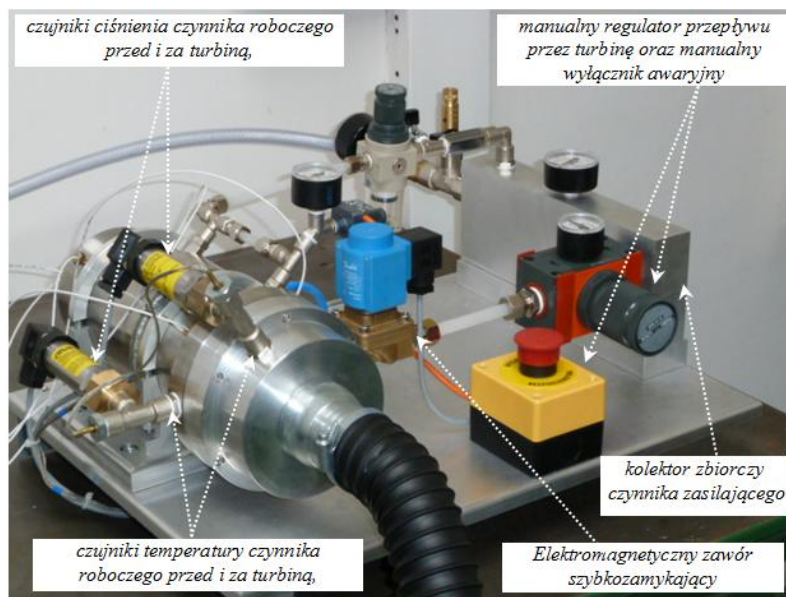
Zadanie 5.5. kierownik – Dr hab. inż. Z. Kozanecki Prof. PŁ

Badania eksperymentalne i prace projektowe zespołów łożysk, uszczelnień, wirników wysokoobrotowych oraz korpusów mikroturbiny

Przykłady wykonanych prac:

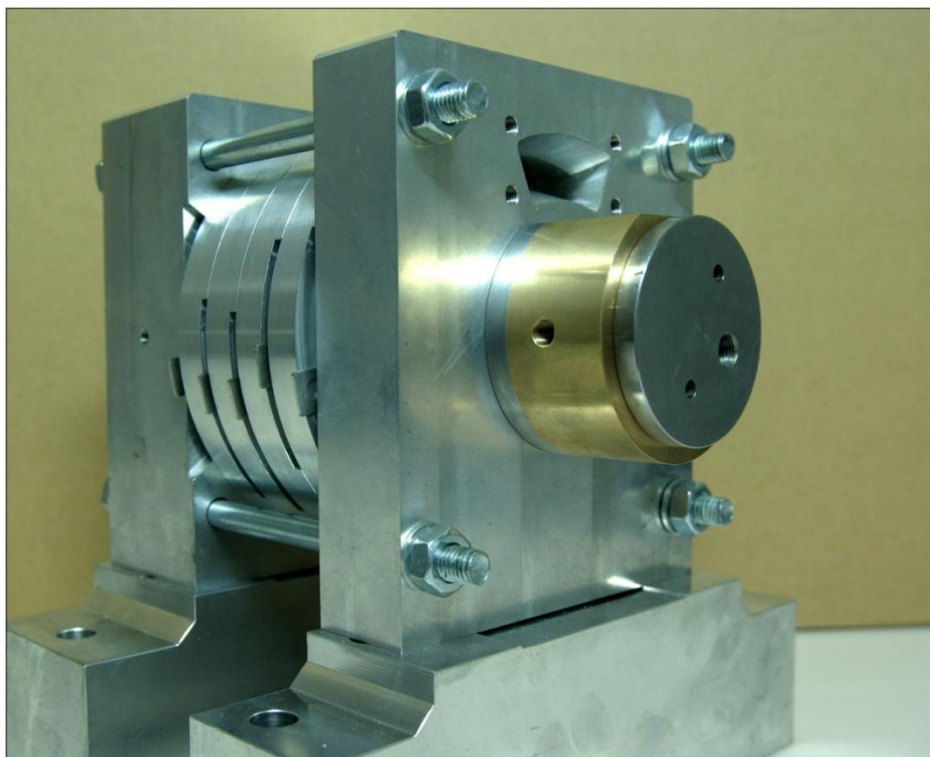
Badania dynamiczne I prototypu turbo-generatora
pod maksymalnym obciążeniem w warunkach
odbioru energii elektrycznej

Opracowanie dokumentacji wykonawczej II prototypu
turbo-generatora w wersji do badań z docelowym
czynnikiem HFE7100



**Badania eksperymentalne, prace projektowe
i obliczenia numeryczne turbogeneratora.**

Kierownik zadania: prof. K. Kosowski

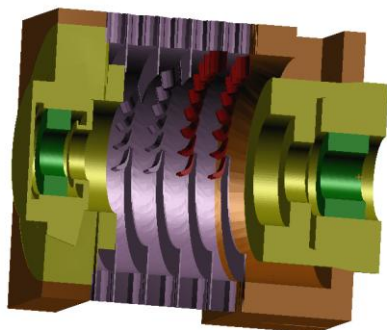


Mikroturbina

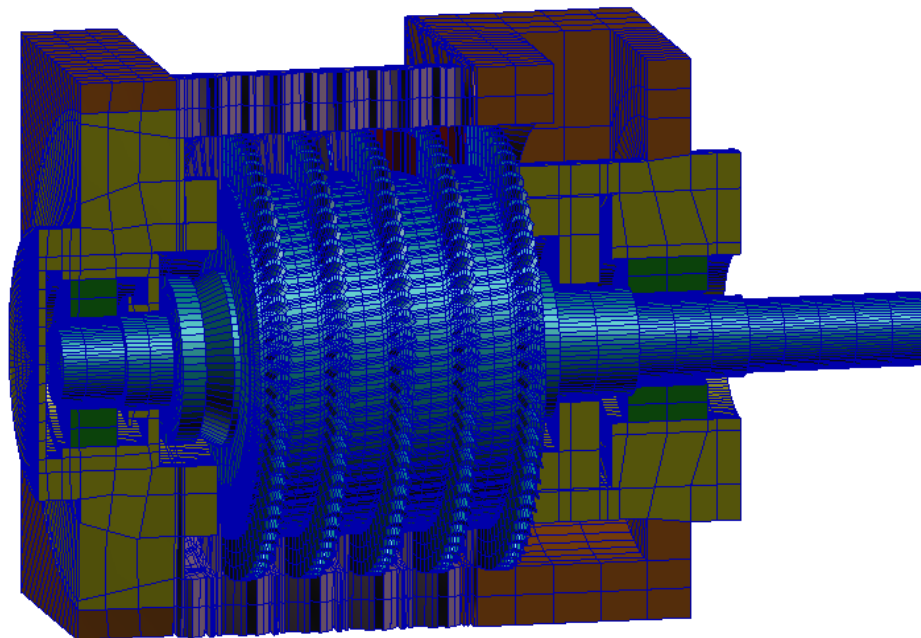
Analiza własności dynamicznych wirnika turbogeneratora mikrośiłowni parowej z uwzględnieniem wstępnej geometrii korpusu *prof. J. Kiciński*

Wariant I – mikroturbina osiowa

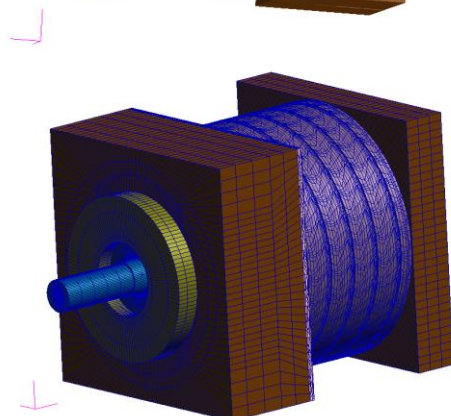
Geometria korpusu



Model MES korpusu i wirnika - przekrój



Model MES korpusu
i wirnika



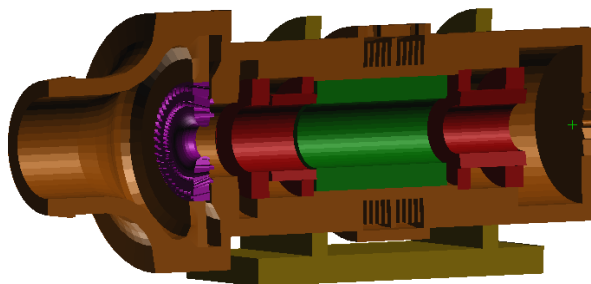
Zadanie 5.3. Opracowanie modeli symulacyjnych i obliczenia ...

St. Jabłonki, 10-11 stycznia 2010

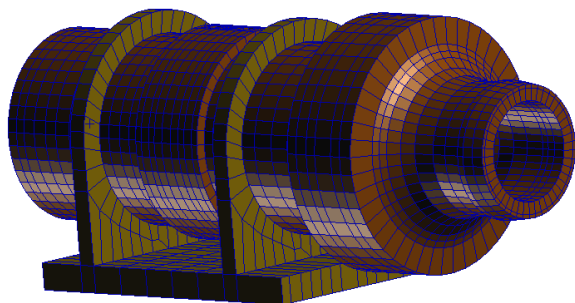
Analiza własności dynamicznych wirnika turbogeneratora mikrośiłowni parowej z uwzględnieniem wstępnej geometrii korpusu –prof. J. Kiciński

Wariant II – mikroturbina promieniowa

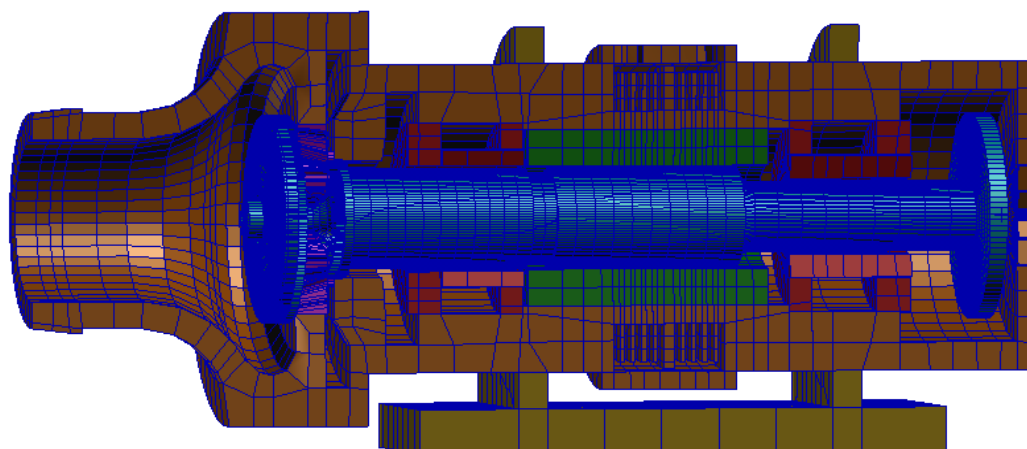
Geometria korpusu



Model MES (przestrzenny) korpusu i wirnika



Model MES korpusu i wirnika - przekrój



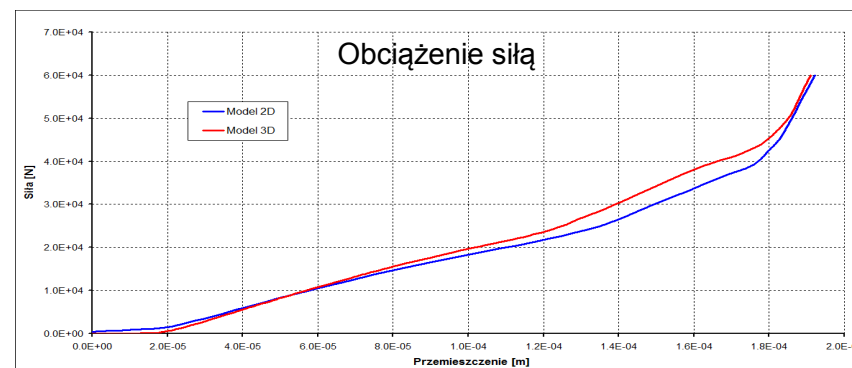
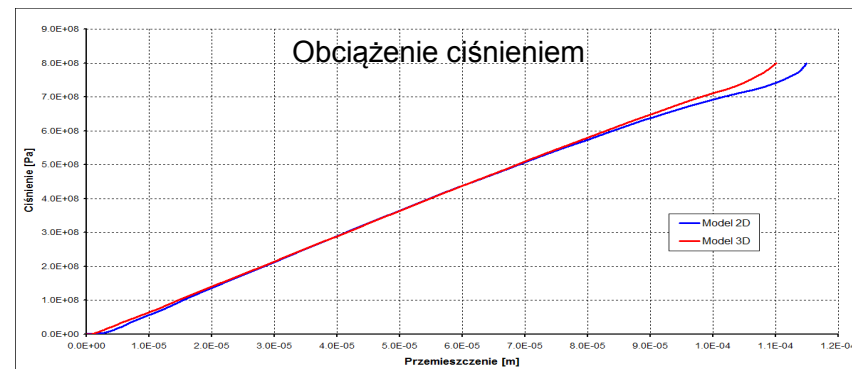
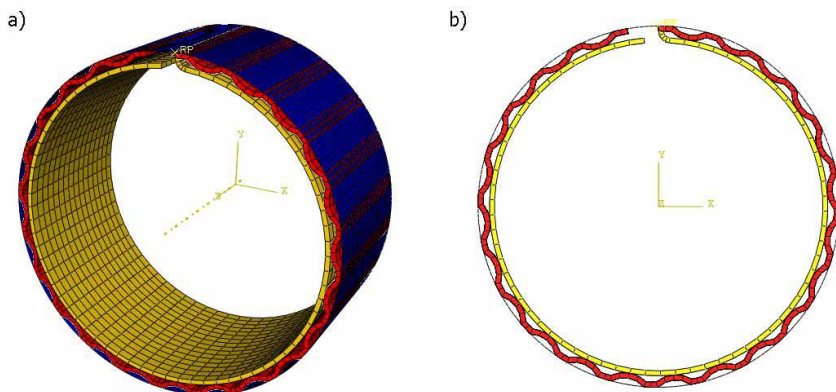
Zadanie 5.3. Opracowanie modeli symulacyjnych i obliczenia ...

St. Jabłonki, 10-11 stycznia 2010

Opracowanie dwuwymiarowego modelu MES strukturalnej warstwy nośnej łożyska foliowego – prof. J. Kiciński.

Model 3D i 2D strukturalnej warstwy nośnej łożyska foliowego

Porównanie charakterystyk model 3D i 2D strukturalnej
warstwy nośnej łożyska foliowego



Porównanie czasu obliczeń dla model 3D i 2D strukturalnej
warstwy nośnej łożyska foliowego

	Model 3D	Model 2D
Obciążenie ciśnieniem	442 s	7 s
Obciążenie siłą	1581 s	12 s

Badania eksperymentalne i obliczenia numeryczne procesu spalania i wymiany ciepła w kotle wielopaliwowym na biomasę i w reaktorze zgazowującym.

Kierownik zadania: D. Kardaś



Prace laboratoryjno/eksperymentalne

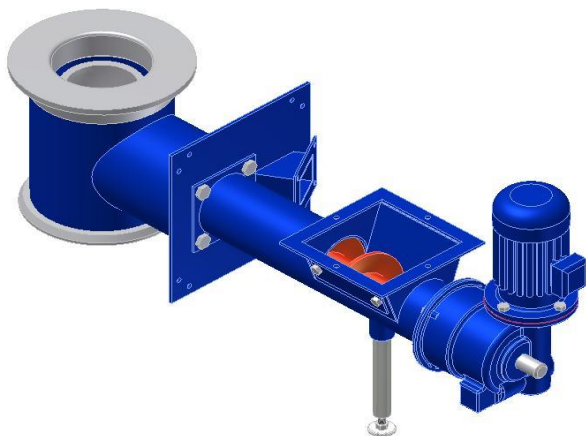
- ☐ usuwanie wad i błędów
- ☐ czyszczenie instalacji
- ☐ sprawdzanie i wzorcowanie aparatury pomiarowej

Prace teoretyczne

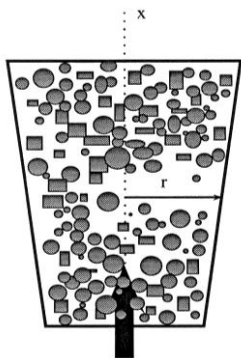
- ☐ odgazowanie biomasy
- ☐ spalanie gazów pirolitycznych
- ☐ spalanie powierzchniowe
- ☐ wymiana ciepła spaliny/olej

Projekt kluczowy nr POIG.01.01.02-00-016/o8

Modelowe kompleksy agroenergetyczne jako przykład kogeneracji rozproszonej opartej na lokalnych i odnawialnych źródłach energii



Palnik retortowy zasilany biomasą przez podajnik ślimakowy (IMP PAN Gdańsk).



Schemat uproszczonego modelu palnika.

$$\rho_s \frac{d\varepsilon_s}{dx} + \varepsilon_s \frac{d\rho_s}{dT} \frac{dT}{dx} = - \frac{W_\pi A}{\dot{V}}$$

$$\varepsilon_s \rho_s \frac{du_s}{dT} \frac{dT}{dx} + \frac{A}{\dot{V}} \frac{dq}{dx} = \frac{W_\pi Q_\pi A}{\dot{V}}$$

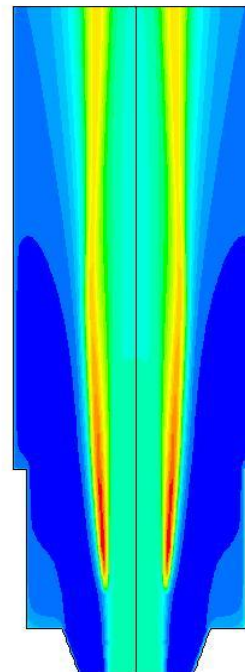
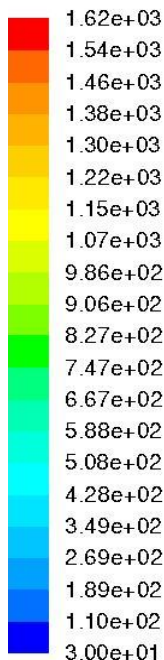
$$q = -\lambda_s \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$W_\pi = k \varepsilon_{s,0} \rho_{s,0} \left(\frac{\varepsilon_s \rho_s}{\varepsilon_{s,0} \rho_{s,0}} - Z_e \right)$$

$$Z = \frac{m_s}{m_{s,0}}$$

$$k = A_r e^{\left(-\frac{E_a}{RT} \right)}$$

- **Model 35 równaniowy spalania**
- ELEMENTS
- H O C N
- END
- SPECIES
- H O2 OH O H2 H2O HO2 CO CO2 CH3 CH4 HCO
- CH3O CH2O H2O2 N N2
- END
- THERMO
- END
- REACTIONS KJOULES/MOLE
- !Units are cm, mol, s, Kj/mole, and K.
- R1 H+O2=>OH+O 2.E+14 0.00 70.30
- R2 OH+O=>H+O2 1.57E+13 0.00 2.89
- R3 O+H2=>OH+H 1.8E+10 1.00 36.93
- R4 OH+H=>O+H2 8.E+09 1.00 28.29
- R5 OH+H2=>H2O+H 1.17E+09 1.30
-



Uwzględnione mechanizmy:

Dysocjacja –rekombinacja H2-O2

Powstawanie i zużycie HO2

Powstawanie i zużycie H2O2

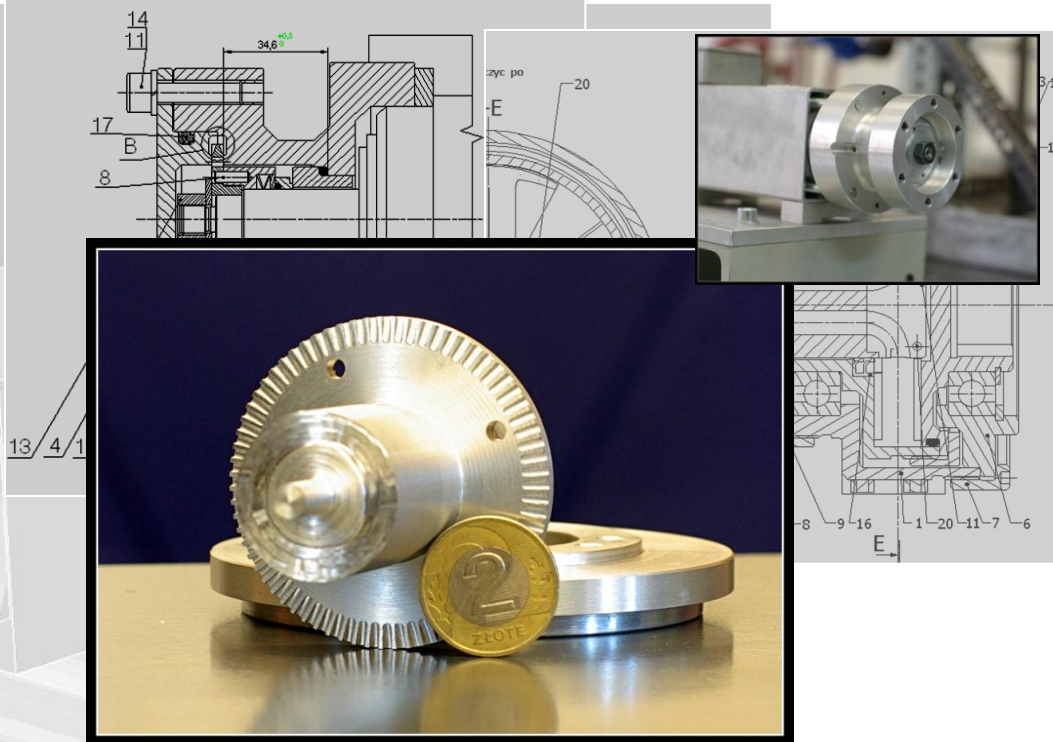
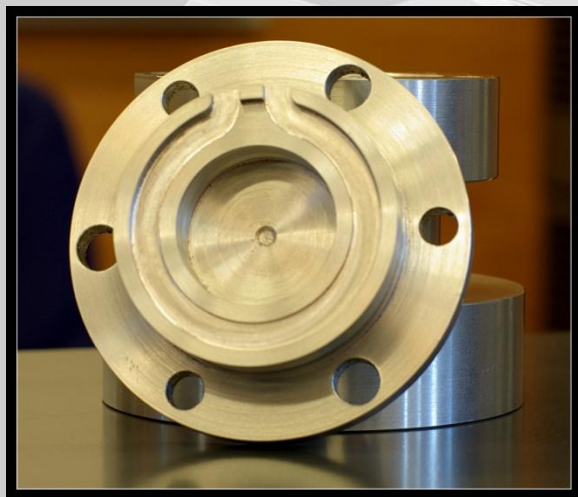
Utlenianie CO

Utlenianie CH4

Temperatura w kotle

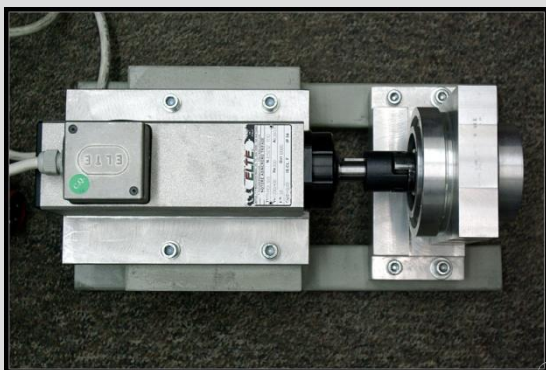
**Badania eksperymentalne, prace projektowe
i obliczenia numeryczne pompy obiegowej mikrośiłowni na czynnik niskowrzący.
Kierownik zadania: dr inż. M. Kaniecki**

**Wykonanie dwóch
modelowych agregatów
pompowych z pompami:
czterpakową i krążeniową**

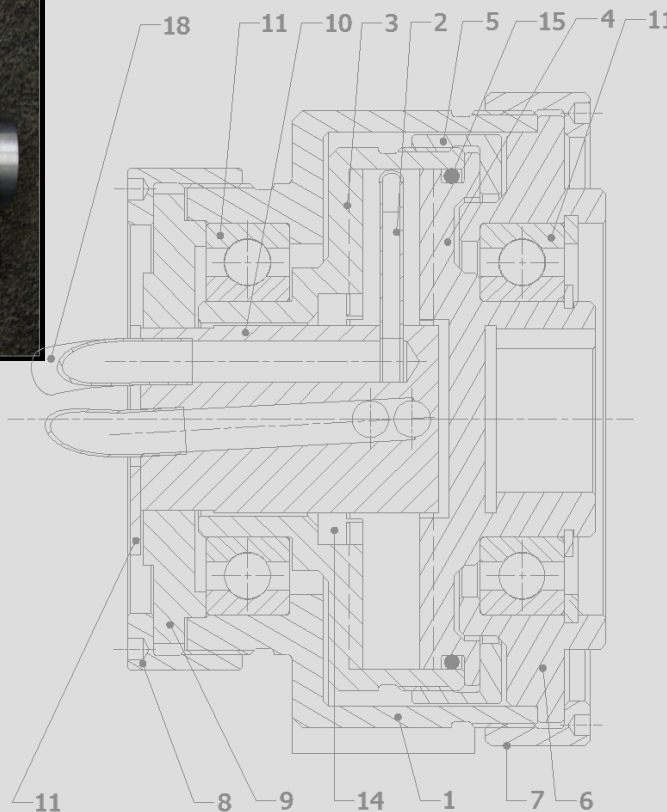


**Elementy korpusu oraz wirnika pompy
krążeniowej Pkr 50**

Agregat pompowy z pompą czerpakową



Czerpak poz.2

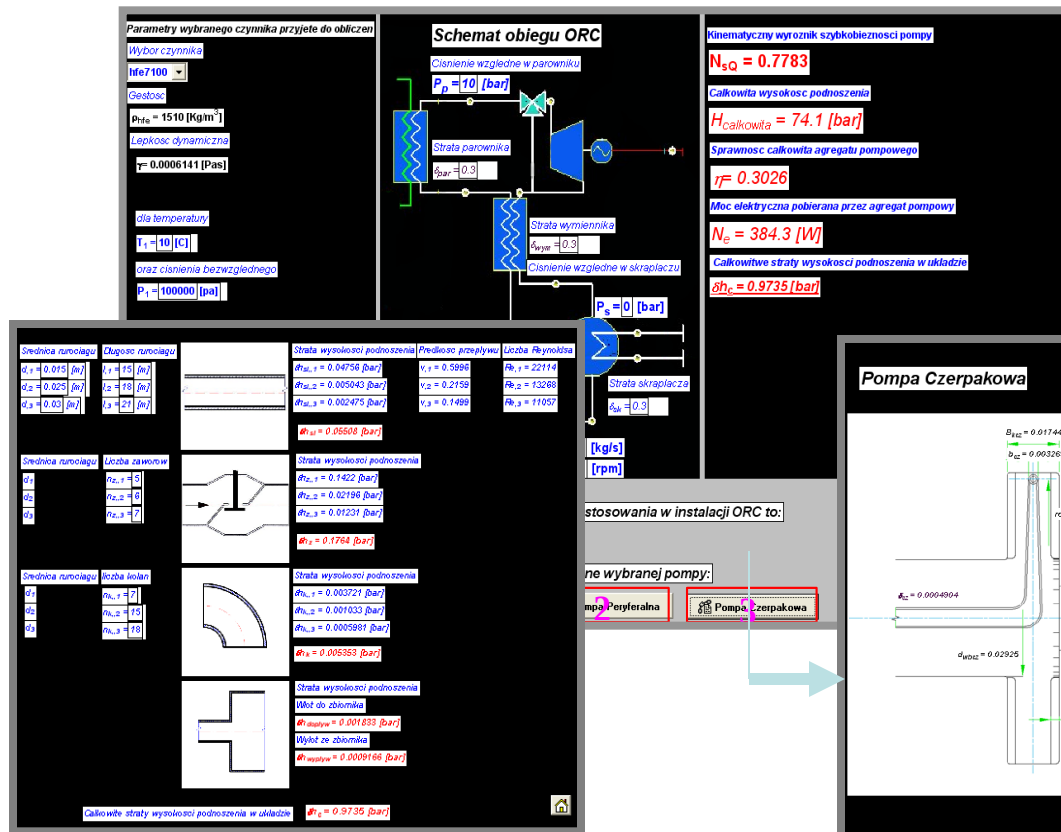


Elementy trzpienia czerpaka poz.10

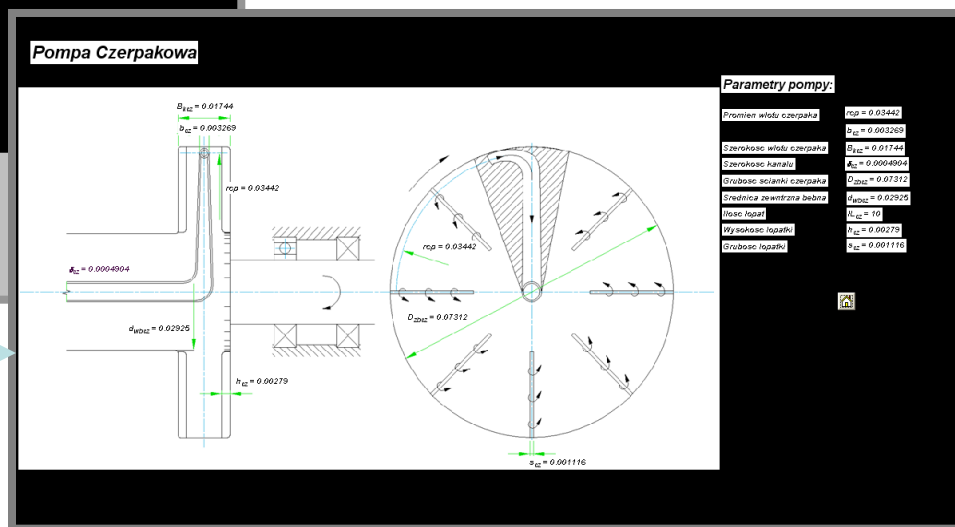


Bęben poz.3

Opracowanie programu do doboru pomp cyrkulacyjnych dla obiegu ORC



Główne oraz pokrewne okna dialogowe programu, opracowanego w środowisku EES, dla doboru pomp cyrkulacyjnych obiegów ORC



DZIĘKUJĘ ZA UWAGĘ