

CIEPLNE MASZyny PRZEPLYWOWE

No. 141

TURBOMACHINERY

2012

Łukasz ANTCZAK, Tomasz FIJAŁKOWSKI, Marcin RUCIŃSKI

Politechnika Łódzka

Instytut Maszyn Przepływowych

lukasz.antczak@p.lodz.pl, tomasz.fijalkowski@p.lodz.pl, 154347@edu.p.lodz.pl

**BADANIA EKSPLOATACYJNE RUROCIĄGÓW OBIEGU
PAROWEGO DOŚWIADCZALNEJ MIKROSIŁOWNI BINARNEJ**

Streszczenie: Poniższy artykuł przedstawia analizę numeryczną układu rurociągów parowych doświadczalnej mikrosiłowni binarnej. Analizie poddano stan pracy normalnej obiegu parowego. Omówiono wyniki obliczeń dla naprężeń pochodzących od masy własnej rurociągu, ciśnienia wewnętrznego i przemieszczeń termicznych.

Słowa kluczowe: mikrosiłownia binarna, obieg ORC

**OPERATION INVESTIGATIONS OF STEAM CYCLE IN
EXPERIMENTAL MICRO – BINARY POWER PLANT**

Abstract: The article presents numerical analysis of steam pipelines in Experimental Micro - Hybrid Power Plant. Normal operation condition for steam cycle has been analyzed. Results of stress analysis from dead load and thermal expansion have been discussed.

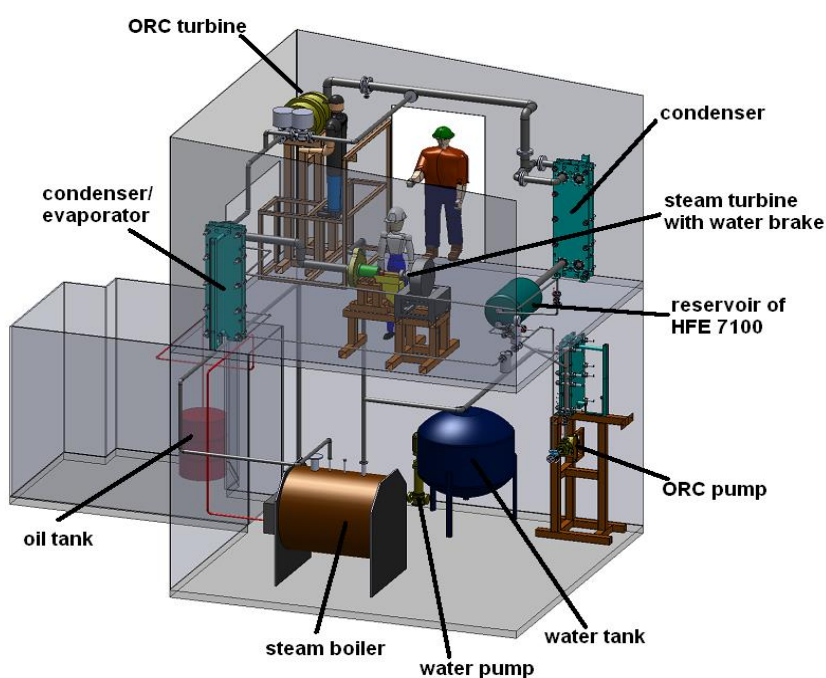
Keywords: micro – binary power plant, ORC cycle

1. WSTĘP

Mikrosiłownia hybrydowa będąca głównym przedmiotem niniejszego artykułu działa w oparciu o dwa obiegi termodynamiczne pracujące na dwóch różnych czynnikach. Pierwszy z nich to obieg parowy (którego instalacja została poddana analizie) jest obiegiem wysokotemperaturowym. W obiegu drugim (ORC) czynnikiem roboczym jest płyn Novec 7100. Koncepcja siłowni wywodzi się od dużo wcześniejszych prób zwiększenia sprawności siłowni polegających na podniesieniu temperatury górnego źródła ciepła i stworzeniu bloku energetycznego „nadbudowanego” układem turbiny pracującej w zakresie znacznie wyższych temperatur. W tym celu w obiegu górnym stosowano jako medium robocze np. parę rtęci. Opisywana siłownia powstała natomiast w wyniku dążenia do obniżenia dolnego źródła ciepła. Rozwiązanie takie daje możliwość wykorzystania źródeł ciepła o niższym potencjale temperaturowym,

choćby takich jak wody geotermalne. Wymaga ono jednak zastosowania zamiast wody czynnika roboczego o niższej temperaturze wrzenia, którego przykładem może być Novec 7100.

Schemat ideowy mikrośilowni przedstawia Rys.1. Podstawowymi jego elementami są: kocioł będący źródłem ciepła dla obiegu parowego, wspólny wymiennik pełniący funkcję skraplacza dla obiegu wysokotemperaturowego i parownika dla obiegu z czynnikiem Novec 7100, skraplacz ORC oraz pompa obiegowa, turbina i zbiornik medium roboczego dla każdego obiegu z osobna.



Rys. 1. Stanowisko badawcze doświadczalnej mikrośilowni hybrydowej [3]

Fig. 1 Experimental Micro - Hybrid Power Plant test stand [3]

W dalszej części artykułu szczegółowej analizie został poddany układ wysokotemperaturowy. Wynika to bezpośrednio z warunków pracy układu. W obiegu parowym mamy postawione znacznie wyższe warunki pracy aniżeli w obiegu ORC. Maksymalne ciśnienie w obiegu ORC przewidywane podczas pracy nie przekracza 3 bar, przy temperaturze 90 °C natomiast maksymalna temperatura pary w obiegu wysokotemperaturowym wynosi około 180 °C, przy ciśnieniu przekraczającym 10 bar.

2. UKŁAD PAROWY MIKROSIŁOWNI HYBRYDOWEJ

Rurociągi oraz elementy kształtowe (kolana, trójniki, itp.) rozpatrywanego układu parowego wykonane są z materiału P235GH (stal kotłowa, przeznaczona do pracy przy podwyższonych temperaturach), o średnicy DN 50 i grubości ścianki 4 mm. Grubość izolacji dla całego układu wynosi 30 mm. W miejscach połączeń z turbiną, kotłem i wymiennikami zastosowano połączenia kołnierzowe. Również zawory wyposażone są w kołnierze. Układ zamocowań został ograniczony do jednego ciągu oraz jednego punktu stałego (utwierdzenia), usytuowanego na rurociągu wylotowym z kotła (Rys. 2.). Pozostałe miejsca podparć (utwierdzeń) stanowią połączenia kołnierzowe z turbiną, kotłem i wymiennikami (przemieszczenia urządzeń zostały pominięte w obliczeniach). W miejscach przejść rurociągów przez strop założono brak ograniczeń ruchu (otwory w stropie zawierają elastyczne wypełnienie).

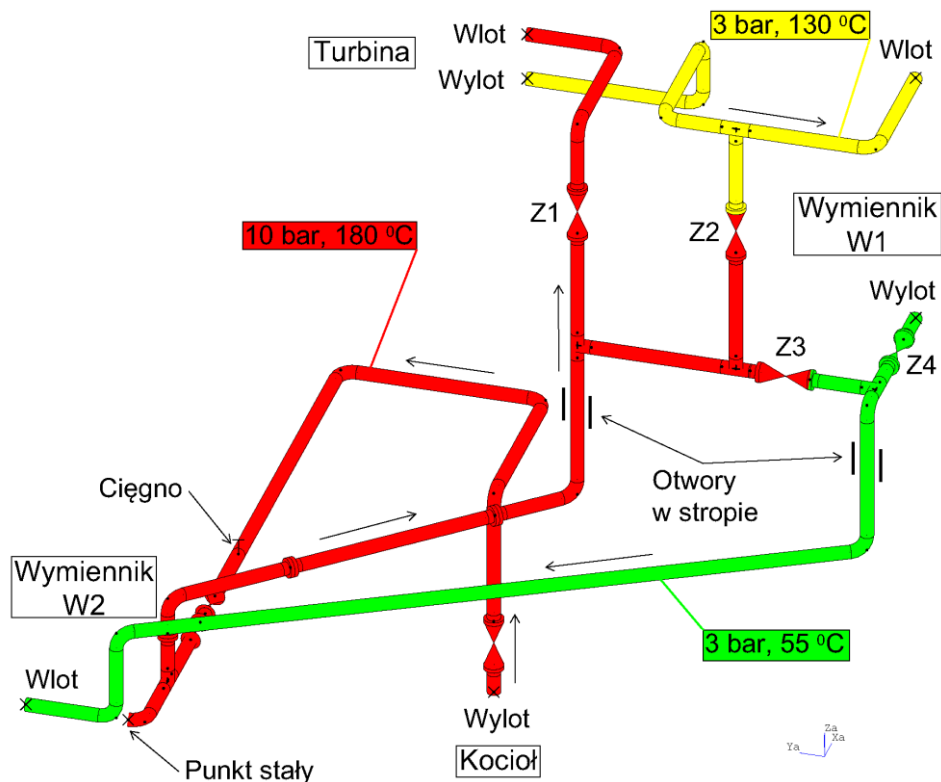
3. MODEL OBLICZENIOWY

Obliczenia statyczne zostały przeprowadzone zgodnie z normą [1]. Długości poszczególnych sekcji rurociągów oraz lokalizacje zaworów zostały określone na podstawie dokumentacji montażowej oraz na bazie obmiarów rzeczywistego obiektu. Dla uproszczenia modelu, przyjęto wagi wszystkich zaworów po około 15 kg każdy. W układzie pominięto wszelkie oprzyrządowanie pomiarowe (pomiar ciśnienia i temperatury), przemieszczenia urządzeń (na ich króćcach przyjęto punkty stałe – utwierdzenia) oraz kompensatory na wlocie i wylocie turbiny.

Obliczenia uwzględniają masę własną rurociągów (5,6 kg/mb rurociągu), izolacji (4,1 kg/mb rurociągu, przy założeniu gęstości izolacji: 130kg/m^3) i zaworów oraz obciążenie ciśnieniem wewnętrznym (są to obciążenia niezmiennie – *dead loads*) i przemieszczenia termiczne (*thermal expansion*). Przemieszczenia termiczne wynikają z różnicy pomiędzy temperaturą czynnika w zadanym wariancie obliczeniowym a temperaturą montażową rurociągów (przyjęto $t_{\text{mont.}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$).

4. ROZPATRYWANY WARIANT OBLICZENIOWY

Analizę numeryczną wykonano dla jednego stanu pracy układu rurociągów parowych. Rys. 2. pokazuje sposób przyporządkowania wartości ciśnień i temperatur odpowiednim sekcjom rurociągów dla wariantu obliczeniowego „stan pracy normalnej”. Stan taki zakłada niezakończoną pracę układu na parametrach nominalnych. Na poniższym rysunku przedstawiono również kierunek przepływu czynnika oraz oznaczenia wlotów i wylotów poszczególnych urządzeń.



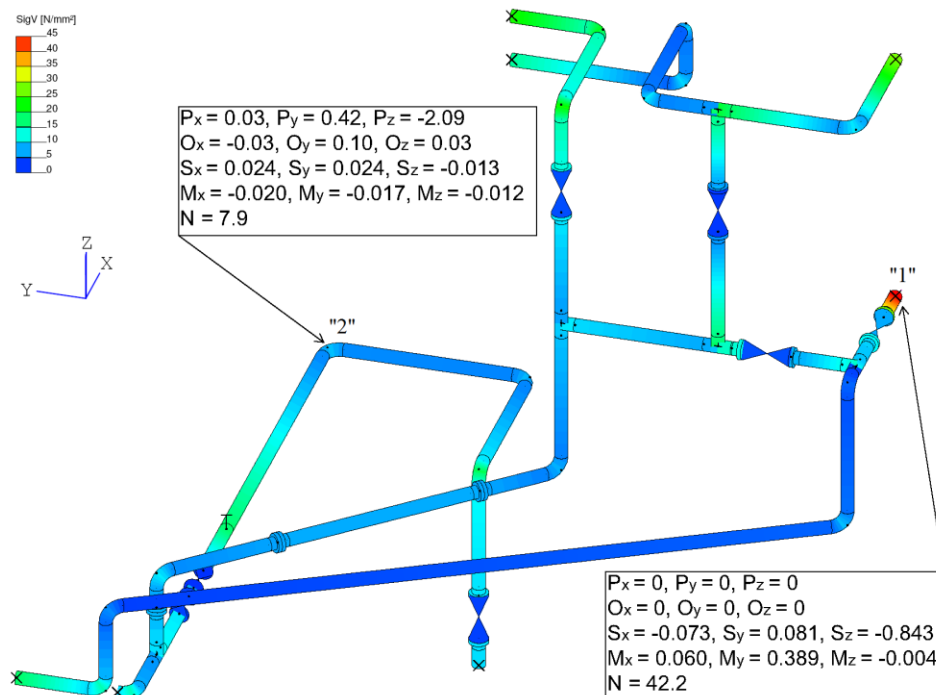
Rys. 2. Właściwości segmentów dla wariantu obliczeniowego „stan pracy normalnej”
 Fig. 2. Segments properties for “normal operation” calculation variant

W wariantcie „stan pracy normalnej” sekcji rurociągów od wylotu kotła do wlotu turbiny nadano wartości ciśnienia i temperatury: $p = 10 \text{ bar}$, $t = 180 \text{ °C}$; od wylotu turbiny do wlotu wymiennika W1: $p = 3 \text{ bar}$, $t = 130 \text{ °C}$; natomiast od wylotu wymiennika W1 do wlotu wymiennika W2: $p = 3 \text{ bar}$, $t = 55 \text{ °C}$ (założono brak spadku ciśnienia w wymiennikach). W wariantcie tym zawory Z2 i Z3 są zamknięte, pozostałe są otwarte. Temperaturę montażową rurociągów przyjęto $t_{\text{mont.}} = 20 \text{ °C}$.

5. WYNIKI OBLICZEŃ I ICH ANALIZA

Ze względu na obszerność zbiorów wyników, pokazano graficzną reprezentację tylko dla naprężeń oraz podano dodatkowo wartości przemieszczeń, obrotów, sił, momentów i naprężeń dla wybranych elementów układu. Pominięto graficzne reprezentacje wyników dla próby wodnej, maksymalnych i minimalnych wartości naprężeń, ich superpozycji, strzałek ugięcia, itp.

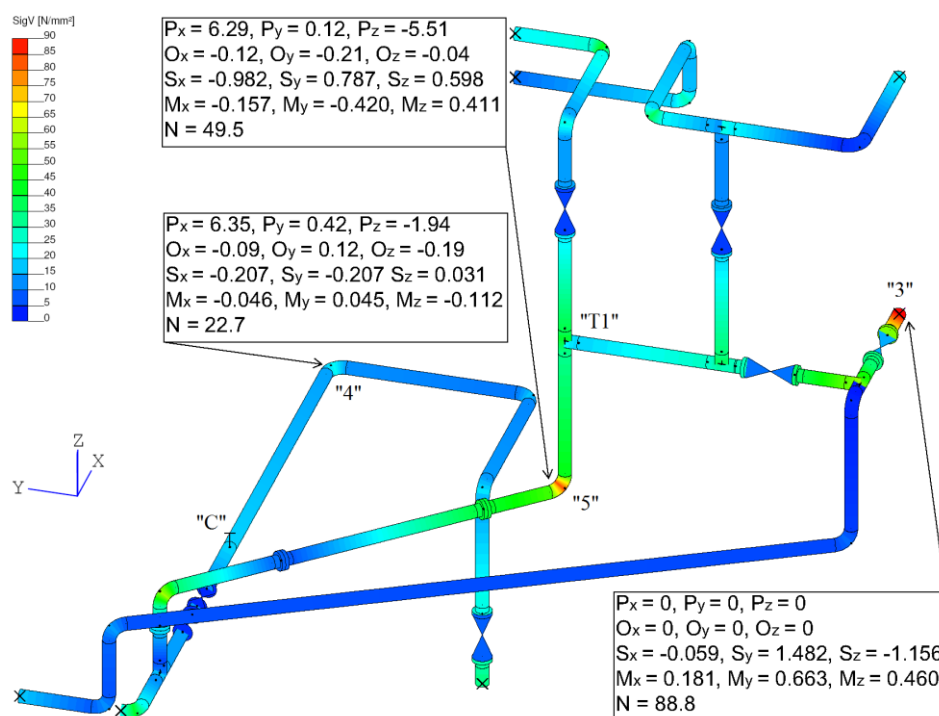
Oznaczenia i jednostki zastosowane na rysunkach z graficzną reprezentacją wyników: $P_{x, y, z}$ - przemieszczenia [mm]; $O_{x, y, z}$ - obroty [°]; $S_{x, y, z}$ - siły [kN]; $M_{x, y, z}$ - momenty [kNm]; N - naprężenia zredukowane [N/mm^2].



Rys. 3. Graficzna reprezentacja wyników dla naprężeń od obciążeń niezmiennych
Fig. 3. Graphics result representation for stress analysis from dead loads

Na Rys. 3. przedstawiono wartości naprężeń dla samych obciążeń niezmiennych. W tym przypadku działają przede wszystkim siły ciężkości (pochodzące od masy rurociągu wraz z armaturą, izolacji oraz czynnika roboczego), które są głównym powodem powstałych naprężeń. Zaznaczono najbardziej obciążony króciec wylotowy wymiennika W1 („1”) – naprężenia: $N = 42.2 \text{ N/mm}^2$, siła pionowa: $S_z = -0.843 \text{ kN}$ (znak „-” związany jest ze zwrotem działającej siły). Z racji tego, że w punkcie tym przyjęto punkt stały, przemieszczenia i obroty mają wartość zerową. Wystąpienie maksymalnych wartości naprężeń dla króćca „1” związane jest z tym, że najbliższe zamocowanie (utwierdzenie) jest zlokalizowane dopiero na wlocie wymiennika W2. Poza tym, króciec ten przejmuje w pewnym stopniu ciężar sekcji rurociągów przy turbinie i wlocie wymiennika W1 (i pochodzące od nich momenty gnące).

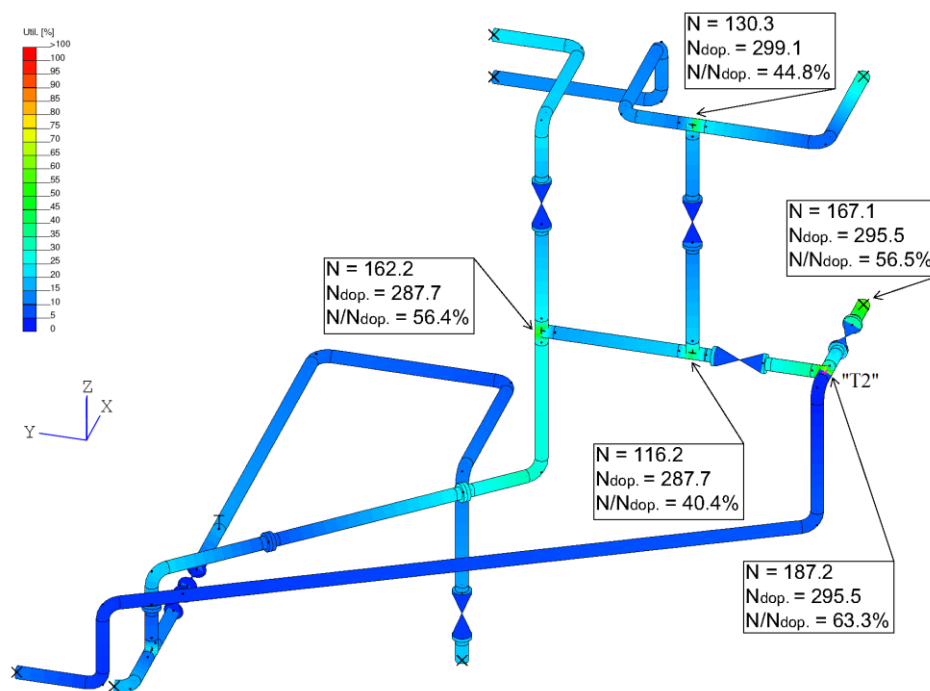
Drugi opisany punkt – kolano („2”) na rurociągu wylotowym z kotła – posiada maksymalną wartość przemieszczeń pionowych, wynoszącą $P_z = -2.09$ mm. Jest to związane z dużą odległością pomiędzy najbliższymi podporami i większą podatnością na odkształcenia dłuższych odcinków rurociągów. Należy tutaj zwrócić uwagę, że w przypadku obciążeń od masy własnej układu, zwrot przemieszczeń w osi „z” nie może być dodatni (rurociąg w żadnym miejscu nie może się unieść).



Rys. 4. Graficzna reprezentacja wyników dla naprężeń od przemieszczeń termicznych
 Fig. 4. Graphics result representation for stress analysis from thermal expansion

Na Rys. 4. przedstawiono wartości naprężeń pochodzących od przemieszczeń termicznych (pokazano punkty układu o największych wartościach obliczeniowych). W tym przypadku punkt „3” (podobnie jak punkt „1” z Rys. 3.) jest najbardziej obciążonym elementem układu. Lecz pod wpływem przemieszczeń termicznych układu, pojawiają się większe wartości sił i momentów, powodujące naprężenia wynoszące $N = 88.8 \text{ N/mm}^2$. Wysoka wartość naprężeń występuje również na kolanie „5” ($N = 49.5 \text{ N/mm}^2$) – tutaj jest to związane już nie tyle z ciężarem, co z dużymi przemieszczeniami tego kolana (największe: $P_x = 6.29$ mm) i krótkim odcinkiem pionowym (od kolana „5” do trójnika „T1”). Pomimo tego, że na kolanie „4” występują przemieszczenia

($P_x = 6.35$ mm) o wartościach podobnych do tych, co na kolanie „5”, naprężenia są dużo mniejsze ($N = 22.7$ N/mm²) – jest to związane z dłuższym odcinkiem rurociągu i zastosowaniem tzw. *pętli kompensacyjnej* (nadmierne naprężenia zostają zredukowane poprzez dodatkowe kolana, zapewniając układowi większą swobodę przemieszczeń). Należy również zwrócić uwagę na fakt, że dla ciągu „C” wartość przemieszczeń pionowych wynosi $P_z = 0$ mm – oznacza to, że ciągną spełnia swoją rolę. Gdyby w miejscu zamocowania „C”, pojawiło się dodatkowe przemieszczenie (rurociąg uniósłby się), to zastosowanie ciągu nie miałyby w tym miejscu sensu.



Rys. 5. Graficzna reprezentacja wyników dla naprężeń dopuszczalnych

Fig. 5. Graphics result representation for allowed stress analysis

Na Rys. 5. przedstawiono wartości dopuszczalnych naprężeń – uwzględniając jednocześnie dwa stany: naprężenia pochodzące od masy własnej układu oraz przemieszczenia termiczne (superpozycja naprężeń). Maksymalny procentowy udział naprężeń wyliczonych do naprężeń dopuszczalnych występuje na trójniku „T2” i wynosi $N/N_{dop} = 63.3\%$.

Stany *dead loads* i *thermal expansion* mogą się nawzajem intensyfikować, bądź też wręcz przeciwnie – znosić się (np. znaczne przemieszczenia pionowe w dół rurociągu pod wpływem masy układu mogą być zniwelowane poprzez unoszący się rurociąg pod wpływem temperatury).

6. PODSUMOWANIE

Z racji tego, że układ rurociągów parowych pracuje w doświadczalnej mikrośiłowni hybrydowej, przedstawione w artykule wyniki są przybliżone i nie uwzględniają wielu wariantów obliczeniowych, jakie bada się w przypadku rurociągów przemysłowych.

Obliczenia zostały przeprowadzone z pewnym marginesem bezpieczeństwa, zastosowanym w wielu danych wejściowych – układ rozpatrywano z pominięciem kompensatorów (kompensatory swoją budową pozwalają na pewne przemieszczenia rurociągu, zmniejszając tym samym naprężenia) na wlocie i wylocie turbiny, przyjęto większą gęstość izolacji (130kg/m^3), mniejszą grubość ścianki rurociągu (4 mm), standardową długość czasu pracy rurociągu w układzie (200 000 godzin). Dodatkowo, siłownia ta pełni funkcję badawczą, nie jest przewidziana do pracy ciągłej, jak to ma miejsce w przypadku rurociągów w elektrowniach zawodowych (8 000 godzin pracy w roku).

W ewentualnych dalszych rozważaniach powyższego układu rurociągów można wziąć pod uwagę między innymi następujące przypadki obliczeniowe: zagadnienia dynamiczne (wpływ drgań turbiny, uderzenie hydrauliczne, trzęsienie ziemi, itp.) oraz stany awaryjne pracy (praca obejściowa, nagły rozruch/odstawienie, itp.).

Biorąc pod uwagę wyniki powyższych obliczeń (brak przekroczeń wartości dopuszczalnych), względnie niskie parametry czynnika roboczego, nieciągły czas pracy, a także fakt, że układ rurociągów parowych mikrośiłowni był już uruchamiany i pracował na parametrach nominalnych, można założyć, że układ ten został zaprojektowany poprawnie – adekwatnie do warunków pracy doświadczalnej mikrośiłowni hybrydowej.

Badania numeryczne oraz eksperymentalne całego układu siłowni (turbina parowa, turbina ORC, wymienniki, rurociągi, itd.) pozwolą na zdobycie wiedzy potrzebnej do dalszego, bezawaryjnego działania stanowiska doświadczalnego, a także do ewentualnego zaprojektowania i wybudowania zawodowej siłowni hybrydowej.

LITERATURA

- [1] Polska Norma PN-EN 13480-3, 2002, *Rurociągi przemysłowe metalowe – Część 3: Projektowanie i obliczenia*, Warszawa, Polski Komitet Normalizacyjny.
- [2] Założenia techniczne mikrośiłowni hybrydowej, praca niepublikowana IMP PŁ Nr.1668, Łódź

- [3] Klonowicz P., Fijałkowski T., Antczak Ł., Magiera R., Radial Curtis Stage, 10th Conference on Power System Engineering Thermodynamics & Fluid Flow- ES 2011 June 16-17, Pilsen, Czech Republic