

Dr inż. Mariusz SZYMANIAK
Instytut Maszyn Przepływowych PAN
Gdańsk

DOI: 10.17814/mechanik.2015.7.303

Dr inż. Joanna SZYMANIAK
Wyższa Szkoła Humanistyczno-Ekonomiczna
Włocławek

NIESYMETRIA OBWODOWA W OBRĘBIE UPUSTU REGENERACYJNEGO W PRZEPŁYWIE PARY PRZEZ CZĘŚĆ NP TURBINY 13K225

Streszczenie: W niniejszej pracy zaprezentowano występującą w turbinie niesymetrię obwodową przepływu i poddano ją kontroli sprawnościowo-przelotnościowej na przykładzie obliczeń turbiny 13K225 o mocy nominalnej 225 MW. W obliczeniach wykorzystano programy numeryczne CFD uwzględniające lepkość. Oparto się przy tym na wcześniejszych badaniach eksperymentalnych prowadzonych w IMP PAN, które dotyczyły badań stopni turbinowych w obrębie pierwszego upustu regeneracyjnego w części niskoprężnej.

CIRCUMFERENTIAL ASYMMETRY NEAR EXTRACTON POINT IN FLOWS THROUGH LP PART OF STEAM TURBINES 13K225

Abstract: The paper presents circumferential asymmetry of the turbine flow as an object of performance analysis, based on a selected 13K225 turbine operating in nominal conditions. The calculations have been performed using RANS codes. The results have been verified on the data recorded in experimental investigations of turbine stages near first regeneration chamber of LP part. The experimental investigations have been done by research teams of the Institute of Fluid-Flow Machinery.

Słowa kluczowe: stopnie turbinowe, upusty regeneracyjne, przecieki
Keywords: turbine stages, extraction point, leakage

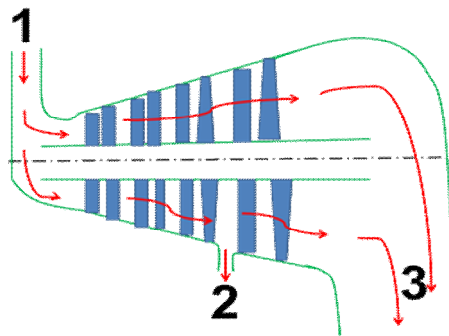
1. WPROWADZENIE

Przepływ pary przez turbinę jest bardzo złożony i trudny do obliczeń. Spowodowane jest to z jednej strony skomplikowaną geometrią ruchomych i nieruchomych wieńców łopatek kierowniczych i wirnikowych, które współpracują z innymi aparatami obiegu ciepłego siłowni; z drugiej strony trudnością opisu zjawisk fizycznych towarzyszących temu przepływowi. Ekspansja pary w turbinie realizowana jest przy wysokich i niskich parametrach termodynamicznych, przy zróżnicowanych prędkościach, przepływ jest silnie sturbulizowany z dużą intensywnością wirów, przy obecności fal uderzeniowych i przemian fazowych. Nic więc dziwnego, że stosowane metody projektowania maszyn wirnikowych

były jak dotąd upraszczane. I tak dla przykładu obliczenia ciepłno-przepływowe prowadzone są najczęściej przy użyciu metod eulerowskich w modelach 1D i 2D, gdzie wprowadzone są korekty równań zachowania uwzględniające lepkość określaną zazwyczaj na podstawie badań eksperymentalnych. Najnowszych programów numerycznych RANS w modelach 3D używa się zazwyczaj do obliczeń tylko fragmentów konstrukcji maszyn, przeważnie do zbadania elementów najbardziej skomplikowanej geometrii układów, np. zasilania, nieszczelności.

Jak się okazuje, w obliczeniach projektowych pomija się stale występującą w turbinach obwodową nierównomierność przepływu. Jest to po części usprawiedliwione, ponieważ dotychczasowe badania eksperymentalne prowadzone przede wszystkim na stoiskach modelowych wykazały, że straty energetyczne w turbinie z tego tytułu są nieznaczne [1], [2]. Okazało się, że obliczenia numeryczne 3D dotyczące obwodowej niesymetrii przepływu natrafiają na ograniczenia nie tyle dotyczące zbyt skomplikowanego modelu fizycznego, ale również wynikające z nierealnie długich czasów obliczeń komputerowych przy pełnym zamodelowaniu przestrzennej geometrii wszystkich elementów turbiny [3], [4].

Największą nierównomierność przepływu występującą na obwodzie w turbinie parowej wymusza konstrukcja, co schematycznie pokazano na rys. 1.



Rys. 1. Schemat przepływu pary przez turbinę z naznaczeniem wlotu, upustu i wylotu

Jak widać na zamieszczonym schemacie, obwodowa nierównomierność na wlocie wynika ze zmiany kierunku przepływu. Niesymetria obwodowa wewnątrz kadłubów turbinowych spowodowana jest odprowadzeniem pary do upustów przez jeden lub dwa rurociągi. Nierównomierność na wylocie wynika zaś z konstrukcji króćca, w którym następuje gwałtowna zmiana osiowego kierunku przepływu pary wyprowadzanej z turbiny prostopadle do kondensatora.

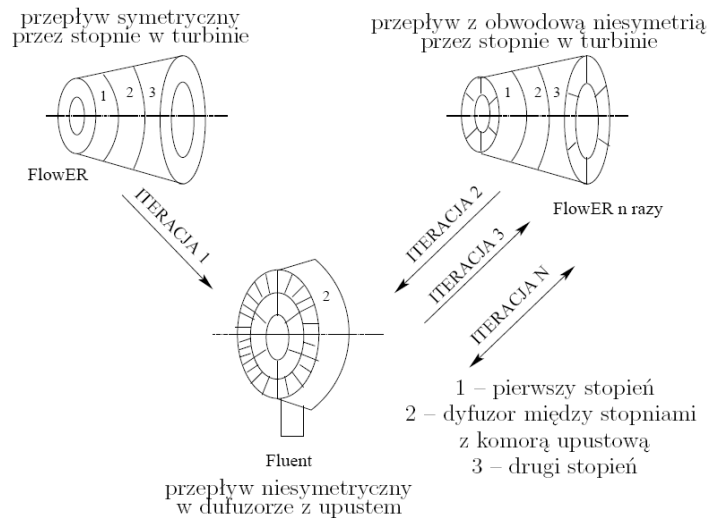
W niniejszej pracy występującą w turbinie niesymetrię obwodową przepływu poddano kontroli sprawnościowo-przelotnościowej na przykładzie obliczeń turbiny 13K225 o mocy nominalnej 225MW. Podczas obliczeń wykazano, że niesymetria obwodowa w przepływie głównym jest na tyle mała, że można ją pominąć. Dane wejściowe do obliczeń numerycznych oraz weryfikację wyników oparto na materiale eksperymentalnym z wcześniejszych pomiarów prowadzonych w IMP PAN [5, 6].

2. STOPNIE Z UPUSTEM REGENERACYJNYM

2.1. Metodyka obliczeń

Dla obliczenia niesymetrycznego po obwodzie przepływu pary przez turbinę z uwzględnieniem upustu regeneracyjnego zaproponowano uproszczoną metodę iteracyjną [7], [9]. Głównym motywem takiego postępowania była minimalizacja czasu obliczeniowego. Schemat ideowy metodyki obliczeń zaprezentowano na rys. 2.

Obliczenia realizowano dwuetapowo przy wykorzystaniu dwóch kodów numerycznych: FlowER i Fluent (ANSYS). Obliczenia stopni turbinowych, pomiędzy którymi znajdował się upust regeneracyjny, realizowano przy pomocy kodu 3D przeznaczonego do obliczeń przepływów pary przez stopnie turbinowe FlowER. W programie FlowER obliczenia prowadzone są w jednym kanale międzyłopatkowym, a uzyskane wyniki uśredniane są po obwodzie. Obliczenia przepływu przez dyfuzor międzystopniowy, komorę upustową wraz z fragmentem rurociągu odprowadzającego parę do wymiennika regeneracyjnego zamodelowano i obliczono w programie Fluent z pakietu ANSYS.



Rys. 2. Schemat realizacji iteracyjnej metody prowadzenia obliczeń przepływu pary przez stopnie turbinowe i komorę upustową

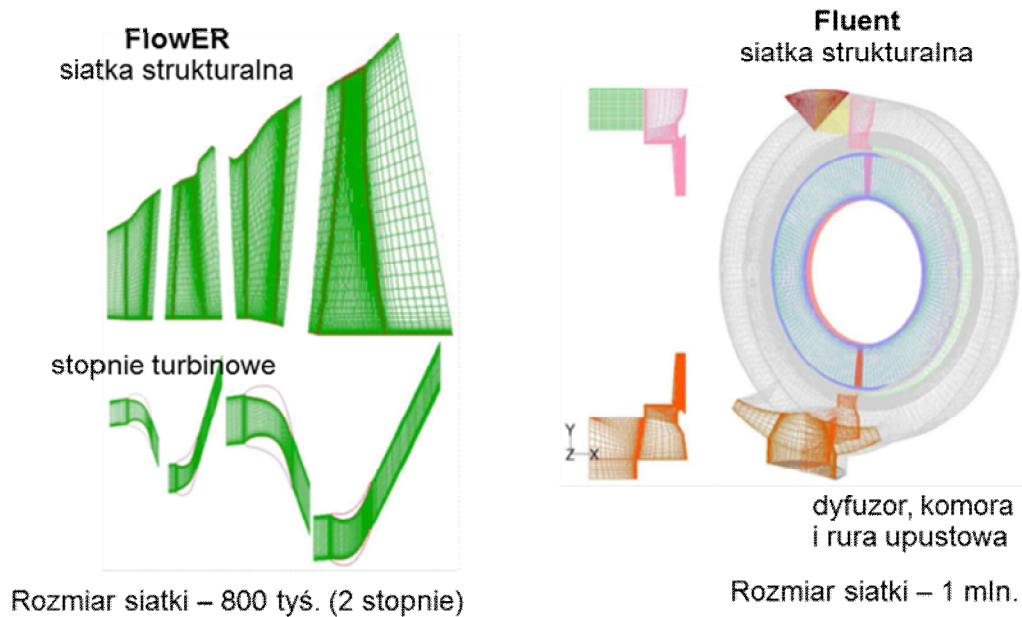
Płaszczyzny zszycia w obliczeniach pomiędzy kodami obliczeniowymi zostały wyznaczone wzdłuż krawędzi wylotowej łopatki wirnikowej pierwszego stopnia i wzdłuż krawędzi wlotowej łopatki kierowniczej drugiego stopnia. W pierwszym kroku metody iteracyjnej wyznaczono przepływ pary przez stopnie przy założeniu symetrii obwodowej. Nierównomierność parametrów po obwodzie wewnątrz dyfuzora turbiny generowana była przez niesymetryczne odprowadzenie pary jednym rurociągiem do upustu. Otrzymane z tego tytułu zmienne ciśnienia pozwoliły na ponowne obliczenia przepływu przez stopnie turbinowe, które realizowano w sześciu odcinkach wzdłuż obwodu (patrz rys. 2). Prowadzone w sposób iteracyjny obliczenia wykazały stosunkowo małe różnice w nierównomierności podczas kolejnych obliczeń. W celu ustalenia progu zbieżności w obliczeniach iteracyjnych kierowano się zmieniającym obwodowo rozkładem przepływu masy do upustu regeneracyjnego wg kryterium:

$$tol < \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\Delta M_{m,i} - \Delta M_{m,i-1}}{\Delta M_{m,i}},$$

gdzie: ΔM – masowe natężenie przepływu do upustu,
 m – liczba odcinków obliczeniowych,
 i – ilość iteracji.

2.2. Geometria i siatka obliczeniowa

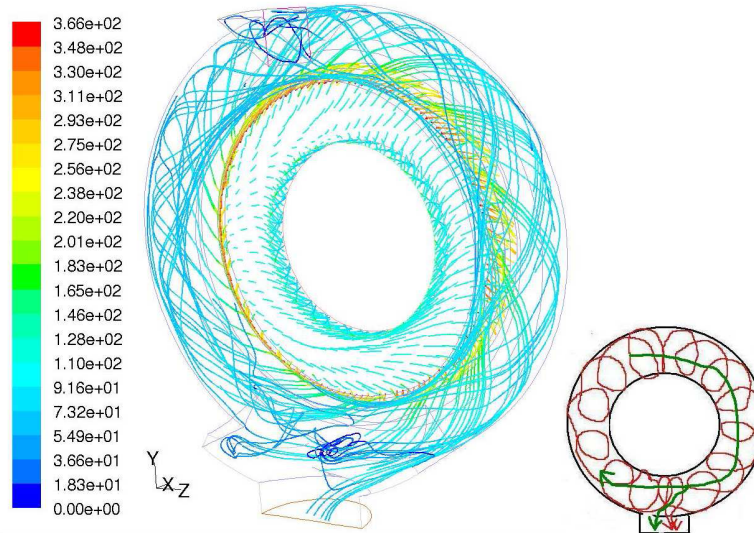
Do obliczeń według wcześniej opisanej metodyki wybrano geometrię części NP turbiny 13K225. Siatki obliczeniowe dla zastosowanych kodów FlowER i Fluent prezentuje rys. 3, obejmowały one w sumie 1 800 000 węzłów. Dane parametrów termodynamicznych do obliczeń pochodziły z pomiarów cieplnych określonych z badań eksperymentalnych opisanych w [9]. Pozwoliły one obok sprawdzenia obliczonych parametrów termodynamicznych w wybranych płaszczyznach pomiarowych także na weryfikację obliczonego masowego natężenia przepływu w strumieniu głównym i w upuście.



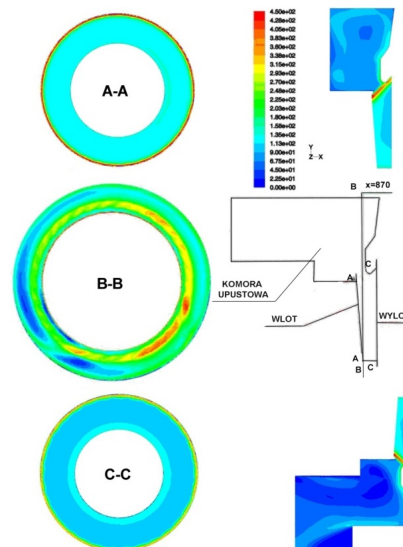
Rys. 3. Siatki do obliczeń numerycznych stopni turbinowych, dyfuzora z komorą i rurociągiem upustowym

2.3. Analiza wyników

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń wykazano, że niesymetria obwodowa istnieje. Największe zmiany w parametrach termodynamicznych otrzymano w komorze upustowej, co graficznie zaprezentowano za pomocą linii prądu (rys. 4). Na rysunku schematycznym po prawej stronie za pomocą strzałek został pokazany przepływ pary w komorze upustowej. Na rysunku widzimy wyraźnie, że para w komorze częściowo odbierana jest przez rurociąg, a reszta pary krąży dalej w komorze. Rys. 5 przedstawia rozkłady prędkości w wybranych przekrojach dyfuzora międzystopniowego i komory upustowej. Na rysunku widać największą nierównomierność obwodową w przekroju komory upustowej. W przepływie głównym nierównomierność obwodowa jest niewielka.

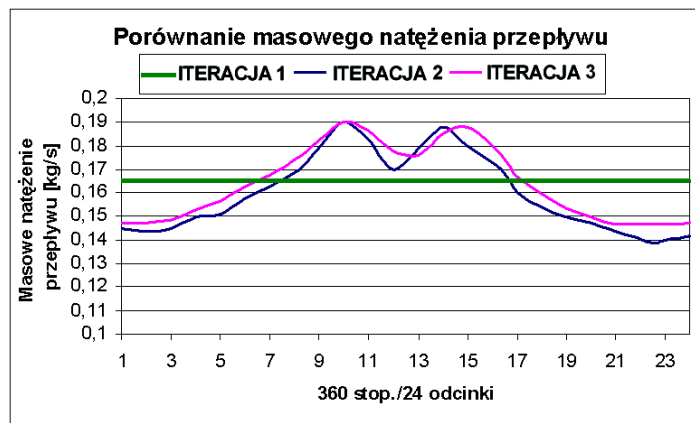


Rys. 4. Linie prądu w dyfuzorze międzystopniowym i komorze upustowej z fragmentem rurociągu



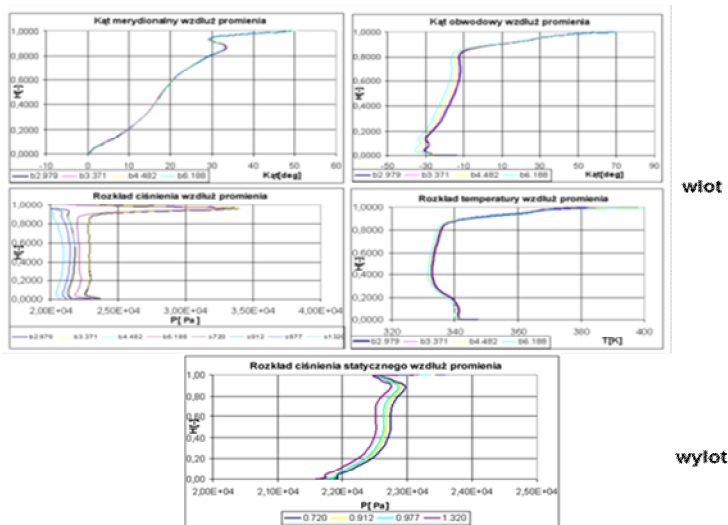
Rys. 5. Rozkłady prędkości w wybranych przekrojach

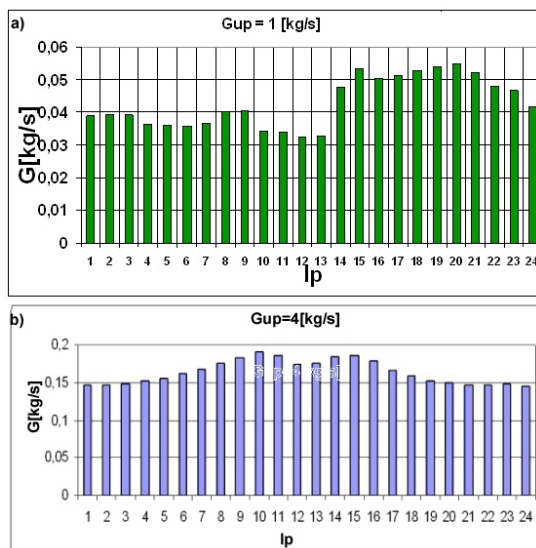
W celu sprawdzenia poprawności wykonanych obliczeń i słuszności stosowania opracowanej iteracyjnej metodyki obliczeń dokonano porównania masowego wydatku wpływającego do komory upustowej z podziałem na 24 równe pola na obwodzie. W poszczególnych iteracjach otrzymano założoną zbieżność masy na poziomie 3% już dla trzeciej iteracji, rys. 6. Należy zwrócić uwagę, że obliczenia prowadzone były na średniej klasy komputerze biurowym, a obliczenia nie przekraczały kilkunastu godzin.



Rys. 6. Rozkłady masy wpływającej z turbiny do komory upustowej w kolejnych iteracjach

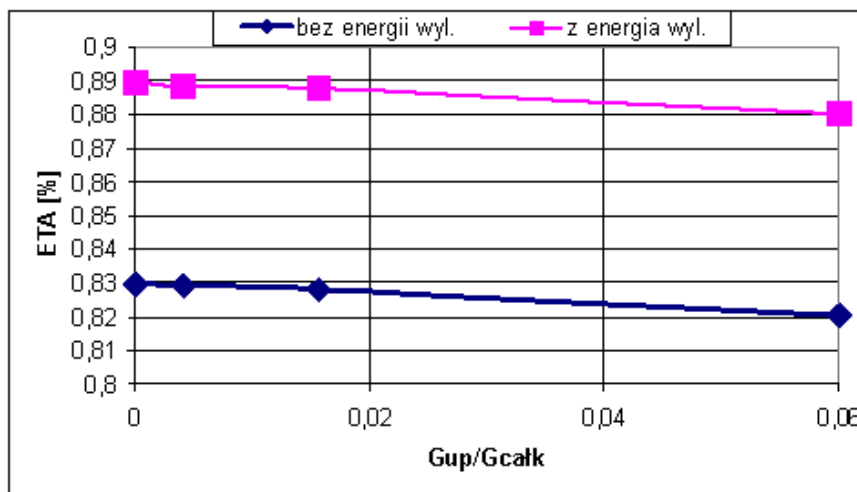
Na rys. 7 pokazano charakterystyczne zmiany podstawowych parametrów termodynamicznych na wlocie i wylocie z dyfuzora międzystopniowego. Przy przyjęciu stałych parametrów przed i za obliczonymi stopniami generowane zmiany obwodowe parametrów wewnątrz dyfuzora były nieznaczne. Jak widać, uwzględniono w przepływie silny przeciek pary z krętem nad niebandażowaną łopatką wirnikową, który był powodem dodatkowej niesymetrii masowego natężenia przepływu wewnątrz komory upustowej. Widać to w porównaniu wyników obliczeń z przeciekiem i bez przecieku pary nad łopatką wirnikową (rys. 8).

Rys. 7. Parametry na wlocie i wylocie z dyfuzora międzystopniowego dla $G_{up} = 1$ [kg/s]



Rys. 8. Obwodowy rozkład masy wpływającej do komory upustowej:
a) z przeciekiem, b) bez przecieku

Zmianę sprawności stopnia turbinowego uwzględniającego niesymetrię obwodową w przepływie w funkcji względnego masowego natężenia pary w upuście prezentuje rys. 9. Widać, że dla przepływu pary w upuście, który sięgał 6% całkowitego strumienia pary, spadek sprawności stopnia sąsiadującego nie przekraczał 1%! Takie wyniki otrzymały potwierdzenie w badaniach eksperymentalnych na turbinach modelowych, które prowadził Garkusza [1]. Przy mniejszych przepływach do upustu spadek sprawności stopnia turbinowego nie przekracza 0,3%.



Rys. 9. Sprawność stopnia za upustem w funkcji masowego natężenia przepływu

Należy zwrócić uwagę, że podobne rozkłady parametrów termodynamicznych i masy zanotowano dla obliczeń weryfikacyjnych programem Fluent, gdzie zamodelowano pełną geometrię upustu i stopni turbiny, uwzględniając wszystkie łopatki. Ze względów ograniczeń komputera liczba węzłów w siatkach opisujących geometrię ograniczono do 4 mln. Przy takim zgrubnym modelowaniu czasy realizacji zadania były o rząd wielkości większe od czasów obliczeń wykonanych przy zastosowaniu opracowanej iteracyjnej metodyki. Należy zwrócić uwagę, że za pomocą opracowanej metodyki obliczenia prowadzone były na siatkach o wyższej rozdzielczości, co znacznie poprawia wiarygodność otrzymanych wyników

3. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone obliczenia wykazały, że zmiany obwodowe parametrów pary na obwodzie w turbinie parowej dotyczące przepływów w obrębie upustów regeneracyjnych są niewielkie. Niesymetryczne w rurociągach na obwodzie odprowadzenie pary z turbiny do upustów regeneracyjnych ma niewielki wpływ na nierównomierności przepływu strumienia głównego pary w turbinie. Te nierównomierności w przelotności objawiają się przede wszystkim w komorze upustowej, co wykazały obliczenia numeryczne, i mogą sięgać nawet 50%.

Przy przepływie pary do upustów regeneracyjnych na poziomie ~ 2% zanotowane w układzie łopatkowym zmiany ciśnień nie przekraczały 0,5%, co praktycznie nie ma wpływu na zmianę sprawności turbiny.

Większe spadki sprawności notuje się dla stopnia za upustem dopiero przy masowym natężeniu przepływu do komory upustowej przekraczającym 10%, co ma miejsce w turbinach odprowadzających parę do wymienników ciepłowniczych.

Z prowadzonych badań i dostępnej literatury wiadomo, że obwodowa niesymetria przepływu jest największa na wlocie do turbiny, szczególnie w turbinach z regulacją napelnieniową, kiedy przy różnych otwarciach zaworów na wlocie generowany jest w skrzynkach dyszowych „dodatkowy” niesymetryczny przepływ na obwodzie stopnia regulacyjnego. Wynika on z konstrukcji układu zasilania i umieszczenia na obwodzie zaworów regulacyjnych. Bardzo skomplikowana geometria badanego układu oraz ograniczenia komputerowe były powodem braku możliwości dokładnego określenia wielkości strat energetycznych wlotu turbiny i stopnia regulacyjnego.

LITERATURA

- [1] Garkusza A.W.: *Aerodinamika protocznoej czasti*, Izd. Maszynostrojenije, Moskwa, 1983.
- [2] Zariankin A.E., Simonov B.P.: *Wychlopnyje patrubki parowych i gazowych turbin*, Izd. MEI, Moskwa, 2002.
- [3] Daves W.N.: *Current future developments in turbomachinery CFD*, Proc. 2th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics, Antwerpen, 1997.
- [4] Kiciński J. i inni: *Modelowanie i diagnostyka oddziaływań mechanicznych, aerodynamicznych i magnetycznych w turbozespolach energetycznych*, PAN, Wydział IV Nauk Technicznych, Gdańsk, 2005.
- [5] Gardzilewicz A., Marcinkowski S.: *Diagnosis of LP steam turbines: prospects of measuring technique*, ASME JPGC, vol. 3, 1995.
- [6] Gardzilewicz A.: *Performance analysis of regenerative extractions of turbine based on thermodynamic measurements in power plants*, VDI Verlag Berichte 1186, Proc. 1st European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics, Erlangen, 1995.
- [7] Szymaniak M.: *Zastosowanie techniki numerycznej do obliczeń stopni turbin parowych z uwzględnieniem przecieków i upustów regeneracyjnych*, rozprawa doktorska, Gdańsk, 2008.
- [8] Szymaniak M.: *CFD calculations of steam turbine stages with regenerative extraction*, “Systems – Journal of Transdisciplinary Systems Science”, vol. 11, No. 1 pp. 292-299, 2006.
- [9] Marcinkowski S.: *Protokoły i wyniki pomiarów przepływu pary w części niskoprężnej zamodelowanej turbiny K-200-ND37 w Elektrowni Turów, pomiary II*, seria: 5-6 maja 1995, „Diagnostyka Maszyn”, nr 274/95, Gdańsk, 1995.