

WPLYW MIMOŚRODOWEGO PRZEMIESZCZENIA WAŁU WZGLĘDEM KORPUSU NA WYMUSZENIA AERODYNAMICZNE GENEROWANE W USZCZELNIENIU NADBANDAŻOWYM WIRNIKA TURBINOWEGO CZĘŚĆ I : STANOWISKO BADAWCZE

Krzysztof KOSOWSKI, Marian PIWOWARSKI

POLITECHNIKA GDAŃSKA
WYDZIAŁ OCEANOTECHNIKI I OKRĘTOWNICTWA
Katedra Automatyki Okrętowej i Napędów Turbinowych
ul G. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk
Tel: (+58) 347 19 16, (+58) 347 22 35, Fax: (+58) 341 47 12
email: kosowski@pg.gda.pl, piwom@pg.gda.pl

Streszczenie

Zagadnienia poruszone w pracy dotyczą badań eksperymentalnych wymuszeń aerodynamicznych generowanych w uszczelnieniach nadbandażowych stopni turbinowych. Referat składa się z trzech części. W pierwszej opisano stanowisko powietrznej turbiny modelowej typu tarczowego z cylindrycznymi łopatkami, która odwzorowuje typowy stopień części wysokoprężnej turbiny parowej oraz omówiono układ pomiarowy pozwalający na wyznaczenie rozkładu ciśnień w szczelinie nadbandażowej. Przedstawiono wpływ takich parametrów, jak mimośrodek przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu, zmiana luzu osiowego i skośne ustawienie osi wirnika względem osi korpusu na siły i momenty generowane w uszczelnieniu nadbandażowym. Sprawdzono hipotezę, że w przypadku labiryntowego, promieniowego uszczelnienia nadbandażowego decydujący wpływ na rozkład oraz wartości generowanych sił i momentów aerodynamicznych wywiera zmiana luzu promieniowego i skośne przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu, a zmiana luzu osiowego odgrywa znacznie mniejszą rolę.

Słowa kluczowe: dynamika wirników, drgania samowzbudne.

THE INFLUENCE OF ROTOR SPEED ON THE AERODYNAMIC FORCES GENERATED IN THE SHROUD CLEARANCE OF A TURBINE STAGE PART I: TEST RIG

Summary

The experimental investigations into the pressure field in the shroud clearance were performed on a one-stage air model turbine of impulse type. Basing on the pressure distribution, the aerodynamic forces and moments were investigated as a function of rotor speed, rotor eccentricity, axial gap and rotor-stator misalignment. The experimental investigations proved that for a given turbine output, the rotor speed and the rotor-stator eccentricity appear the most important parameters influencing the aerodynamic forces and moments generated in shroud clearances.

Keywords: rotor dynamics, self-excited vibrations.

1. WPROWADZENIE

W latach 50-tych w nowych turbinach parowych dużej mocy oraz w turbinach po remontach zaobserwowano przypadki nowego rodzaju drgań samowzbudnych wirników. Były to drgania wywołane wymuszeniami aerodynamicznymi. Pojawiały się one przy przekraczaniu pewnej mocy, zwanej mocą progową i często uniemożliwiały uzyskanie znamionowej mocy. Ponadto praca turbiny przy silnych drganiach groziła nie tylko uszkodzeniem uszczelnień labiryntowych,

ale wręcz zniszczeniem maszyny. Niejednokrotnie w takich sytuacjach trzeba było dokonywać bardzo kosztownych i kłopotliwych przeróbek konstrukcyjnych. Podjęto intensywne badania, które miały wyjaśnić przyczyny oraz wpływ poszczególnych parametrów konstrukcyjnych turbiny na powstawanie tego typu drgań wirnika. Pomimo wielu prac teoretycznych i eksperymentalnych, zagadnienia te nie są całkowicie wyjaśnione. W wielu przypadkach istotne różnice występują nie tylko co do oceny ilościowego, lecz nawet jakościowego wpływu poszczególnych parametrów konstrukcyjnych

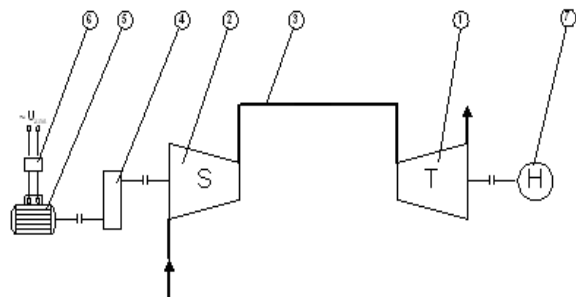
i eksploatacyjnych na wielkość powstających sił aerodynamicznych. Za przyczynę powstawania niestacjonarnych sił aerodynamicznych i związanych z nimi drgań samowzbudnych uznaje się niewspółosiowe położenie wału wirnika względem korpusu turbiny. Ze względu na odmienny mechanizm powstawania wyróżnia się obecnie dwa rodzaje sił aerodynamicznych:

- pierwsze - spowodowane nierównomiernym rozkładem sił obwodowych w wieńcu łopatek wirnikowych - są to tzw. **siły wieńcowe** (lub **siły Thomasa**). Początkowo wyłącznie w tych siłach upatrywano źródła aerodynamicznych drgań samowzbudnych wirników turbinowych,
- drugie - to siły wypadkowe pochodzące od nierównomiernego obwodowego rozkładu ciśnienia statycznego w rejonie uszczelnień części przepływowej; tzn. w uszczelnieniach wierzchołków łopatek wirnikowych oraz międzystopniowych i zewnętrznych dławnicach labiryntowych. Siły te zostały wykryte i opisane później od sił wieńcowych, a nazywa się je często siłami ciśnieniowymi.

Zagadnienie ilościowego, a nawet jakościowego określenia niestacjonarnych sił aerodynamicznych wymuszających drgania samowzbudne wirników turbinowych nie zostało jeszcze zupełnie wyjaśnione. Opracowano różne modele opisujące przepływ czynnika w uszczelnieniu łącznie z wykorzystaniem metod CFD do rozwiązywania układu równań Naviera-Stokesa uzupełnionego modelami turbulencji. Powstawanie drgań samowzbudnych typu aerodynamicznego jest jednak na tyle złożone, że prace badawcze nad tym zjawiskiem ciągle są rozwijane. Dotychczas nie udało się także, skonstruować takiego rodzaju uszczelnień, które pozwoliłyby na zminimalizowanie wielkości niestacjonarnych sił aerodynamicznych, przy jednoczesnym utrzymaniu niewielkich strat nieszczelności. Nie udało się również skonstruować modelu fizycznego i matematycznego do obliczania sił ciśnieniowych, który zadowalająco opisywałby warunki rzeczywiste. Z dotychczasowych badań wynika, że w wielu przypadkach siły ciśnieniowe stanowią główny składnik niestacjonarnych sił aerodynamicznych. Z tego powodu zjawiska zachodzące w uszczelnieniu nadbandażowym są tematem prac teoretycznych i doświadczalnych prowadzonych obecnie w wielu ośrodkach na świecie. Postanowiono przeprowadzić też własne badania doświadczalne w celu lepszego zrozumienia charakteru przepływu w labiryntowym uszczelnieniu łopatek wirnikowych turbiny, stawiając za cel zbadanie wpływu takich parametrów, jak mimośrodowe przemieszczenie wirnika względem korpusu, luz osiowy, skośne przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu, częstość obrotowa wirnika oraz moc turbiny na siły i momenty aerodynamiczne generowane w uszczelnieniu nadbandażowym.

2. STANOWISKO BADAWCZE

Stanowisko powietrznej turbiny modelowej zostało zaprojektowane i wykonane w Instytucie Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk w Gdańsku pod koniec lat 50-tych. (Kozubowski 1962). Podlegało ono licznym modernizacjom w latach 70-tych pod nadzorem Junga (1980) oraz w latach 80-tych pod nadzorem Perycza, Puhaczewskiego i Foltmana (1987). W ostatnich latach wyposażone zostało w nowy układ do pomiaru rozkładu ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym (Koronowicz, Krupa i Jaworek (1997), Kosowski i Piwowarski (2000)) oraz do pomiaru położenia wirnika. Schemat stanowiska turbiny modelowej prezentuje rysunek 1.



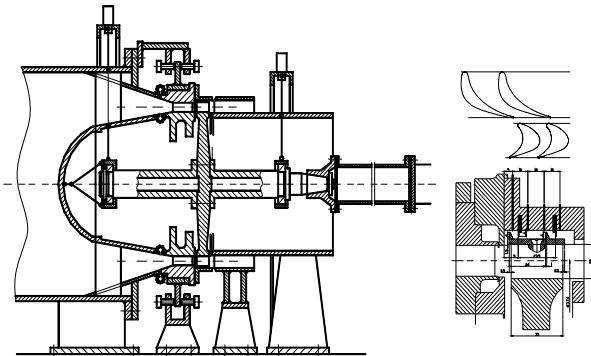
Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego

Składa się ono z jednostopniowej turbiny modelowej (1) zasilanej przez układ rurociągów (3) sprężonym powietrzem dostarczanym przez trzystopniową sprężarkę promieniową (2) o wydatku około 1kg/s przy maksymalnym sprężu 1,8. Napędzana jest ona za pośrednictwem zębatej przekładni multiplikacyjnej (4) przez silnik elektryczny (5) sterowany przez tyrystorowy regulator prędkości obrotowej (6). Na rurociągu powietrznym (3) zamontowana jest dysza służąca do pomiaru masowego natężenia przepływu powietrza. Moc efektywna turbiny odbierana jest przez hamulec hydrauliczno – cierny (7).

2.1. Turbina modelowa

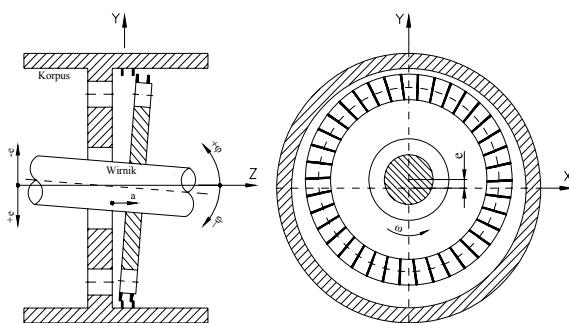
Turbina modelowa powstała z przeznaczeniem do badania wieńców łopatkowych naturalnej wielkości, jednakże umieszczonych na mniejszej średnicy niż w rzeczywistej turbinie. Jej konstrukcja pozwala na wprowadzenie zmian parametrów konstrukcyjnych stopnia (luzu osiowe i promieniowe skośne ustawienie wirnika względem korpusu) bez konieczności wymiany łopatek, chociaż możliwa jest również wymiana wieńców łopatkowych. Przekrój osiowy przez turbinę modelową przedstawiono oraz profile łopatkowe przedstawiono na rys.2. Najważniejsze parametry geometryczne badanego stopnia: średnica podziałowa $D_p=374\text{mm}$, wysokość łopatki kierowniczej $l_k=19\text{mm}$, geometryczny kąt wylotowy palisady kierowniczej $\alpha_1=9.7^\circ$, cięciwa profilu kierowniczego 74mm, liczba łopatek kierowniczych 28, wysokość łopatki wirnikowej $l_w=22\text{mm}$,

geometryczny kąt wylotowy palisady wirnikowej $\beta_2=14.5^\circ$, cięciwa profilu wirnikowego 37mm, liczba łopatek wirnikowych 34. Dane eksperymentalne podane w tej pracy dotyczą rozwiązania konstrukcyjnego bandaża, które przedstawione jest na rys. 2.



Rys. 2. Powietrzna turbina modelowa TM1 oraz profile kierownicze i wirnikowe

Uszczelnienie nadbandażowe składa się z dwóch grzebieni uszczelniających umieszczonych w korpusie nad bandażem i dwóch grzebieni uszczelniających wytoczonych na bandażu. Do płyty fundamentowej przykręcone jest zawieszenie tarczy kierowniczej, którego konstrukcja pozwala na dokładne przemieszczanie tarczy w kierunku poziomym i pionowym oraz obracanie jej wokół osi poziomej prostopadłej do osi wirnika. Opisane ruchy tarczy kierowniczej można realizować podczas pracy turbiny. W ten sposób modeluje się zmianę mimośrodowego położenia osi wirnika względem osi korpusu, zmianę luzu osiowego pomiędzy tarczą kierowniczą a wirnikową oraz skośne ustawienie osi wirnika względem osi korpusu, rys.3. Badania można przeprowadzać przy różnej częstotliwości obrotów wirnika i różnej mocy turbiny.



Rys. 3. Zmiany położenia wirnika względem korpusu, e - mimośrodek, φ - kąt skośnego przemieszczenia osi wirnika względem osi korpusu, a - zmiana luzu osiowego

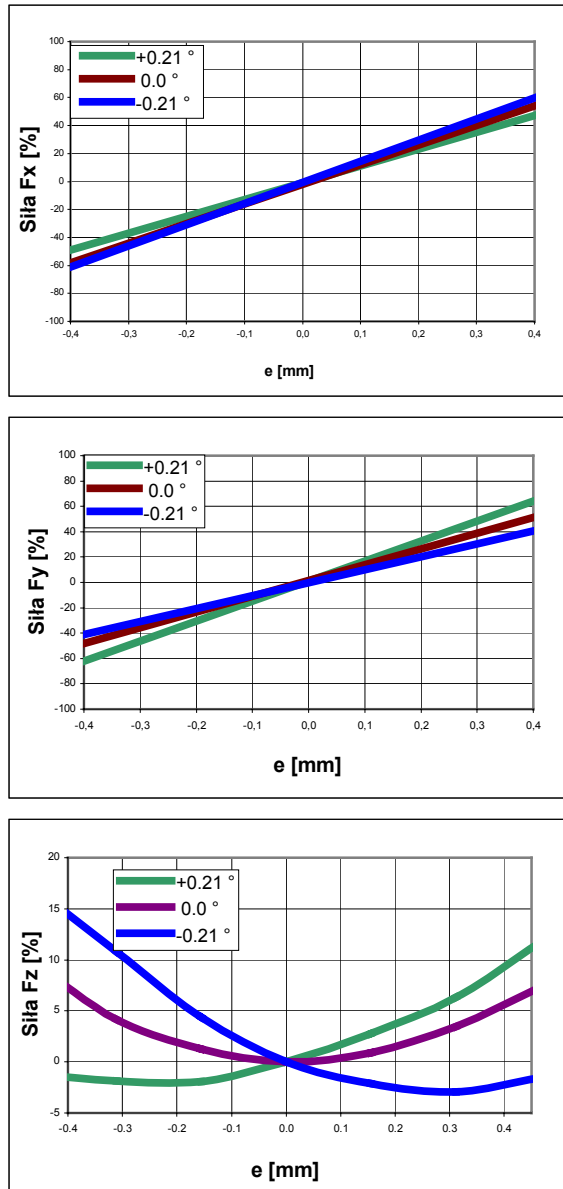
2.2. Układ pomiarowy

Metoda pomiaru rozkładu ciśnienia w szczelinie nadbandażowej polega na pobieraniu danych z wielopunktowego komputerowego układu pomiaru ciśnień, który zapewnia precyzyjny pomiar ciśnienia oraz zapisanie wyników w pliku komputerowym. Mierzone ciśnienie działa na zasilany stałym napięciem półprzewodnikowy przetwornik ciśnienia, który zamienia nadciśnienie w uszczelnieniu na sygnał elektryczny. Sygnał prądowy zostaje zamieniony na sygnał napięciowy, rejestrowany przez kartę analogowo-cyfrową umieszczoną w komputerze. Program komputerowy umożliwia pomiary oraz rejestrację napięć pochodzących ze wzmacniaczy przetworników ciśnienia, poddaje je odpowiedniej obróbce cyfrowej i steruje całym systemem pomiarowym. Częstota własna przetwornika ciśnienia wynosi ok.1kHz, a pomiary ciśnienia są dokonywane co 0,0002s, co jest stosunkowo krótkim czasem w porównaniu z okresem pulsacji wartości mierzonego ciśnienia, który mieścił się w granicach 0.025s-0.1s. Zarejestrowane wartości ciśnienia podlegały filtrowaniu i uśrednieniu czasowemu na drodze cyfrowej. Pomiarów ciśnienia dokonywano co 30° na obwodzie w czterech płaszczyznach usytuowanych wzdłuż osi turbiny. W ten sposób do wyznaczania rozkładu ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym mierzono ciśnienia w 48 punktach pomiarowych. Przebiegi zmierzonych wartości ciśnienia i przemieszczeń były rejestrowane na komputerowym dysku, przedstawiane w postaci tabel i wykresów oraz zapisywane w postaci plików ASCII w celu dalszej ich obróbki w dowolnym arkuszu kalkulacyjnym. Na stanowisku zapewniona jest możliwość kalibracji układu pomiarowego. W ramach testów stanowiska przeprowadzono szereg badań sprawdzających, w których uzyskano bardzo wysoką powtarzalność pomiarów przy wielokrotnym ich wykonywaniu. Odchylenie standardowe od wielkości średniej dla wszystkich punktów pomiarowych nie przekroczyło 10%.

3. PRZYKŁADOWE WYNIKI POMIARÓW

Pomiaru ciśnienia w szczelinie nadbandażowej, jak to wcześniej stwierdzono, dokonywano w 48 punktach rozłożonych na obwodzie i wzdłuż osi turbiny. Ciągły rozkład ciśnienia wyznaczano stosując metodę funkcji sklepanej (cubic-spline). Korzystając z tak wyznaczonego rozkładu ciśnienia i uwzględniając geometrię bandaża wyznaczono siły ciśnieniowe i momenty od nich pochodzące. Badania przeprowadzono dla różnych wartości takich parametrów, jak mimośrodek przemieszczenie wirnika względem korpusu, luz osiowy, skośne przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu, częstota obrotów wirnika i moc turbiny. Nominalny luz osiowy wynosił 0,5mm i dokonywano jego zmiany w kierunku pionowym Y (rys.3) w zakresie $\pm 0,4$ mm, luz osiowy zwiększano od 2mm do 3mm, a skośne położenie osi wirnika względem osi korpusu zmieniano w zakresie $\varphi=\pm 0,35^\circ$ (rys.3). Uzyskane

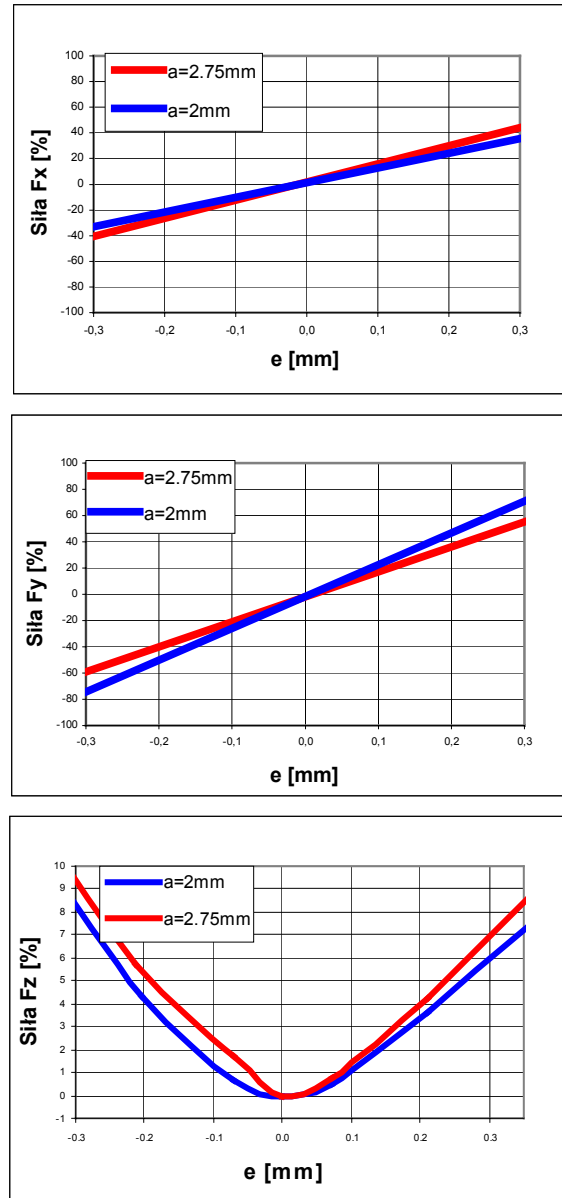
rezultaty wykazały, że największy wpływ na siły i momenty aerodynamiczne generowane w uszczelnieniu ma mimośrodowe przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu, a najmniej wpływa na nie zmiana luzu osiowego (w badanym zakresie zmiany tych parametrów). Takie stwierdzenie uzasadniają przykłady wyników prezentowane na rysunkach 4-7.



Rys. 4. Wykres sumarycznych sił aerodynamicznych F_x , F_y , F_z w funkcji mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu e ; przy stałej częstotliwości obrotów $n=5000$ obr/min i przy zmiennym skośnym położeniu φ osi wirnika względem osi korpusu (odniesione do maksymalnej sumarycznej siły wypadkowej, określonej dla $e=+0.45$ mm i $\varphi=+0.21^\circ$)

Na rysunkach 4 i 5 pokazano wpływ mimośrodowego położenia wirnika względem

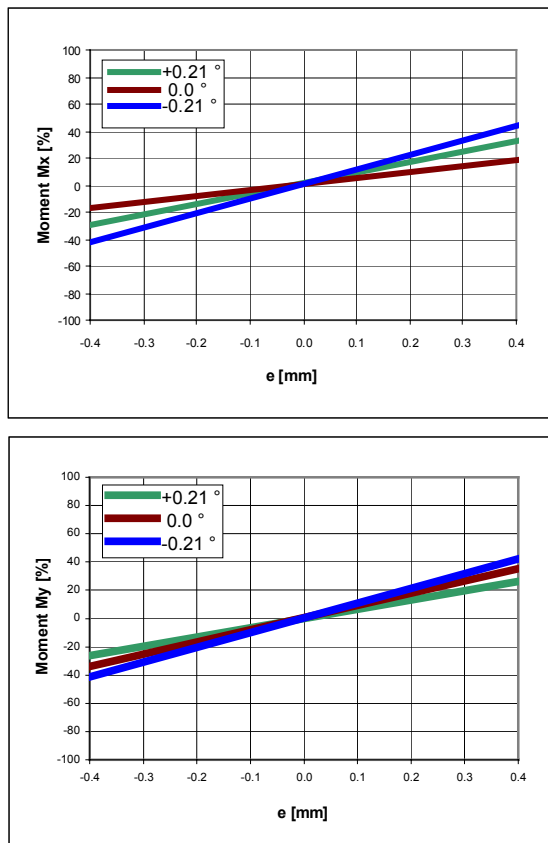
korpusu, luzu osiowego oraz skośnego przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu na składowe F_x , F_y i F_z siły ciśnieniowej generowanej w uszczelnieniu nadbandażowym. Składowe te działają odpowiednio wzdłuż osi X, Y, Z - zgodnie z układem współrzędnych przedstawionym na rys.3. Na rysunkach 6 i 7 zilustrowano wpływ tych samych parametrów na momenty M_x i M_y pochodzące od sił ciśnieniowych, a działające odpowiedni wokół osi X i Y.



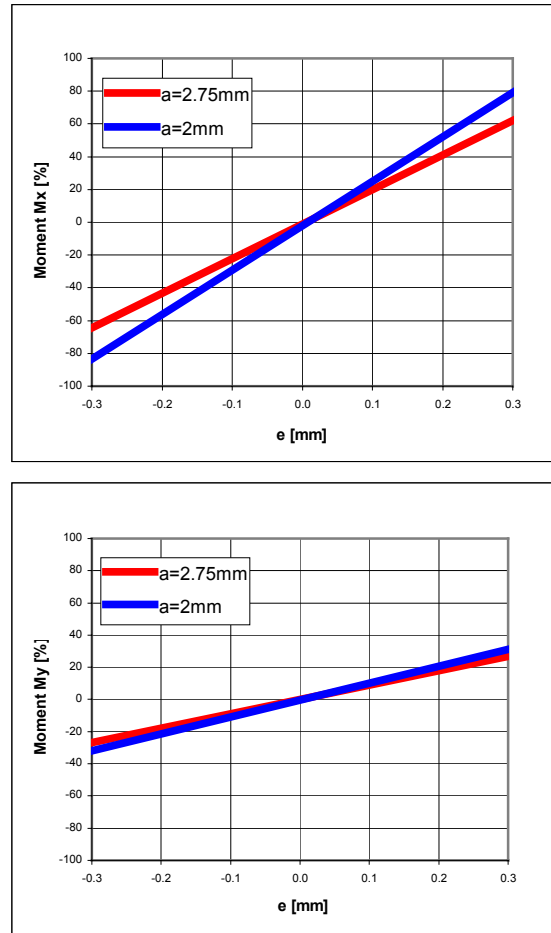
Rys. 5. Wykres sumarycznych sił aerodynamicznych F_x , F_y , F_z w funkcji mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu e ; przy stałej częstotliwości obrotów $n=5000$ obr/min i przy zmiennym luzie osiowym a (odniesione do maksymalnej sumarycznej siły wypadkowej, określonej dla $e=-0.35$ mm i $a=2$ mm)

4. WNIOSKI

W bibliografii spotyka się sprzeczne dane na temat wpływu luzu osiowego na wymuszenia aerodynamiczne. Kostiuk (1977, 1992), na podstawie rozwiniętego przez siebie modelu teoretycznego określającego siłę wieńcową, doszedł do wniosku, że siła ta zależy od stosunku luzów promieniowego i osiowego, a nie od ich wielkości bezwzględnych. Przeprowadzone badania wykazały, że w przypadku labiryntowego, promieniowego uszczelnienia nadbandażowego decydujący wpływ na rozkład oraz wartości generowanych sił i momentów aerodynamicznych ma zmiana luzu promieniowego i skośne przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu, a zmiana luzu osiowego odgrywa znacznie mniejszą rolę. Zdecydowano się przeprowadzić bardziej szczegółowe badania wpływu ekscentrycznego położenia osi wirnika na rozkład ciśnienia w szczelinie nadbandażowej oraz na wartości sił i momentów aerodynamicznych przez to powstających. Rezultaty tych badań przedstawiono odpowiednio w II i III części pracy.



Rys. 6. Sumaryczne momenty aerodynamiczne M_x , M_y w funkcji mimośrodowości wirnika e dla różnego skośnego położenia ϕ osi wirnika względem osi korpusu przy stałej częstotliwości obrotów $n=5000$ obr/min (odniesione do maksymalnego momentu sumarycznego M_x , określonego dla $e=+0.45$ mm i $\phi=+0.21^\circ$)



Rys. 7. Wykres sumarycznych momentów aerodynamicznych M_x , M_y w funkcji mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu e ; przy stałej częstotliwości obrotów $n=5000$ obr/min i przy zmiennym luzie osiowym a (odniesione do maksymalnego momentu sumarycznego M_x , określonego dla $e=-0.35$ mm i $a=2$ mm)

5. LITERATURA

- [1] Jung J. „Badanie wpływu niestacjonarności przepływu na siły wymuszające drgania w turbinach. Wyniki wstępnych badań dotyczących weryfikacji konstrukcji turbiny modelowej i metod pomiarowych” Prace Badawcze Instytutu Okrętowego MR 423, Gdańsk, 1980.
- [2] Koronowicz J., Jaworek A., Krupa A. „Teoretyczne i doświadczalne badania uszczelnień nadbandażowych stopnia turbinowego pod kątem podwyższenia sprawności i stabilności pracy turbiny.” Eksperymentalne badania sił aerodynamicznych w uszczelnieniach nadbandażowych stopnia turbinowego. Prace badawcze 32/97, Gdańsk 1997.

- [3] Kosowski K., Piwowarski M. „*Teoretyczne i doświadczalne badania uszczelnień nadbandażowych stopnia turbinowego pod kątem podwyższenia sprawności i stabilności pracy turbiny.*” Stoisko doświadczalne do badania rozkładu ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym stopnia turbinowego. Prace badawcze nr 14/00, Gdańsk 2000.
- [4] Костюк А. Г. - „*Анализ нестационарного течения в камере турбинной ступени при прецессии ротора*” Теплоэнергетика № 7 1997.
- [5] Костюк А. Г. - „*Экспериментальное исследование аэродинамических венцовых сил в турбинной ступени и обоснование метода их расчета*” Теплоэнергетика № 3 1992.
- [6] Kozubowski R. „*Doświadczenia z powietrzną turbiną modelową*” Wydawnictwo IMP PAN, Zeszyt 11-12, Gdańsk, 1962
- [7] Perycz S., Puhaczewski Z., Foltman J. „*Siły poprzeczne w stopniu turbiny jako dynamiczne wymuszenia drgań w wirnika. Przebudowa układu napędowego zasilającego prądem stałym silnik do napędu dmuchawy; projekt usprawnienia stanowiska turbiny modelowej w celu zwiększenia dokładności i wiarygodności pomiarów*” Prace Badawcze Instytutu Okrętowego nr 359/87, Gdańsk, 1987.



Krzysztof Kosowski zatrudniony jest na stanowisku profesora nadzwyczajnego w Katedrze Automatyki Okrętowej i Napędów Turbinowych Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Prowadzi wykłady z maszyn wirnikowych, z siłowni cieplnych, z teorii i projektowania turbin parowych oraz gazowych. W pracy badawczej zajmuje się obecnie zastosowaniem metod obliczeniowych trójwymiarowego przepływu do optymalnego projektowania turbin cieplnych, aerodynamicznymi wymuszeniami powodującymi drgania samowzbudne wirników turbinowych oraz metodami aktywnego sterowania drganiami wirników.



Marian Piwowarski zatrudniony jest na stanowisku asystenta w Katedrze Automatyki Okrętowej i Napędów Turbinowych Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Prowadzi ćwiczenia i laboratorium z maszyn wirnikowych, z siłowni cieplnych, z teorii, konstrukcji i projektowania turbin parowych oraz gazowych. W pracy badawczej zajmuje się dynamiką wirników turbinowych.

