

## WPLYW MIMOŚRODOWEGO PRZEMIESZCZENIA WAŁU WZGLĘDEM KORPUSU NA WYMUSZENIA AERODYNAMICZNE GENEROWANE W USZCZELNIENIU NADBANDAŻOWYM WIRNIKA TURBINOWEGO CZĘŚĆ II: POLE CIŚNIENIA

Krzysztof KOSOWSKI i 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](mailto:kosowski@pg.gda.pl), [piwom@pg.gda.pl](mailto:piwom@pg.gda.pl)

### Streszczenie

Zagadnienia poruszone w pracy dotyczą badań eksperymentalnych wymuszeń aerodynamicznych generowanych w uszczelnieniach nadbandażowych stopni turbinowych. W pierwszej części referatu opisano stanowisko doświadczalne, a w drugiej przedstawiono pomierzone rozkłady ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym stopnia turbiny modelowej. Badania przeprowadzono dla różnego mimośrodowego przemieszczenia osi wirnika względem osi korpusu. Zaobserwowano pulsacyjny charakter przepływu w szczelinie nadbandażowej oraz bardzo wyraźny wpływ ekscentryczności wirnika na wartość i rozkład ciśnienia statycznego nad bandażem łopatki wirnikowej.

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 II: PRESSURE DISTRIBUTION

### Summary

The experimental investigations into the pressure field in the shroud clearance were performed on a one-stage air model turbine of impulse type. The changes of the pressure distribution were investigated as a function of rotor eccentricity. The pressure is not stationary but it pulsates. The results show the influence of the rotor-stator eccentricity on the pressure distribution in the shroud clearance.

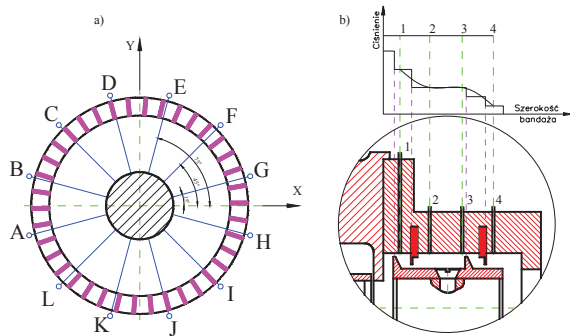
Keywords: rotor dynamics, self-excited vibrations.

### 1. WPROWADZENIE

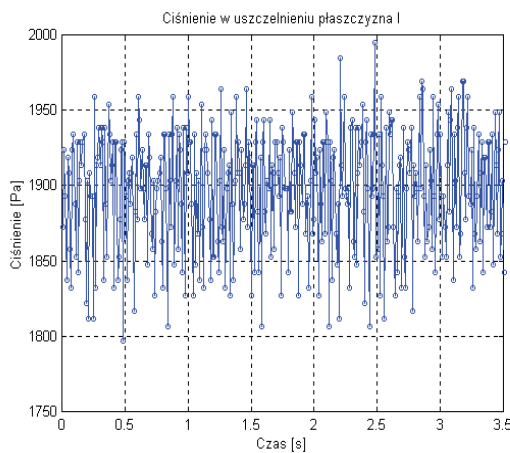
Opis turbiny modelowej i układu pomiarowego podano w I części pracy. Na rysunku 1 przedstawiono uszczelnienie nadbandażowe oraz rozmieszczenie punktów pomiarowych, w których mierzono ciśnienie powietrza. Pomiarów ciśnienia dokonywano co 30° na obwodzie i odpowiednie usytuowanie sond ciśnienia oznaczono A, B, C, D, E, F, G, H, J, K, L, M (rys.1a). Dla tak wyodrębnionych położeń dokonywano pomiarów również w czterech płaszczyznach usytuowanych wzdłuż osi turbiny zgodnie z rys.1b. Numer płaszczyzny zapisany jest jako indeks przy literze określającej położenie kątowe odpowiednio 1, 2, 3, 4. W ten sposób do wyznaczenia rozkładu ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym mierzono

ciśnienia w 48 punktach pomiarowych oznaczonych odpowiednio A1, A2, A3, A4, B1, B2, B3, B4,... M1, M2, M3, M4.

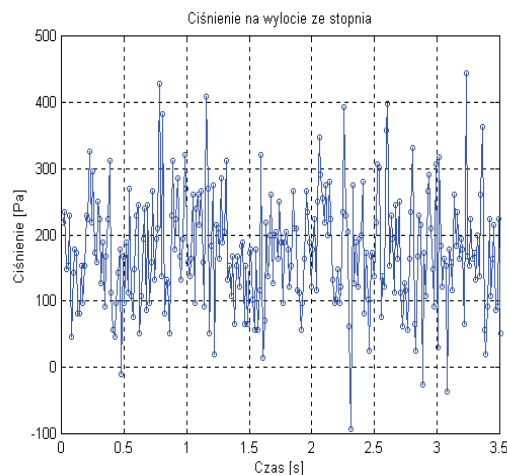
Podczas doświadczeń zaobserwowano, że ciśnienie powietrza w uszczelnieniu nadbandażowym podlega pulsacyjnym zmianom. Przykładowe pulsacje ciśnienia dla jednego z punktów pomiarowych (C<sub>1</sub>, p. rys. 1) przedstawiono na rysunku 2. Dla porównania na rysunku 3 pokazano pulsacje ciśnienia zmierzone sondą umieszczoną na wylocie ze stopnia na średniej średnicy palisady wirnikowej. Przeprowadzone badania na turbinie modelowej wykazały, że pulsacyjne pola prędkości występują zarówno w głównym przepływie przez układ łopatkowy stopnia, jak i obserwowane są w uszczelnieniu nadbandażowym.



Rys. 1. Miejsca usytuowania punktów pomiarowych w poszczególnych płaszczyznach pomiarowych



Rys. 2. Przykład pulsacyjnych zmian ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym (punkt C<sub>1</sub>) turbiny modelowej



Rys. 3. Przykład pulsacyjnych zmian ciśnienia na wylocie ze stopnia turbiny modelowej

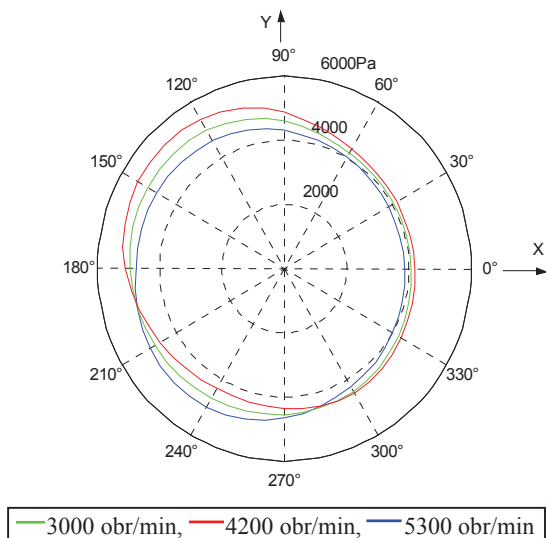
Zagadnieniom niejednorodności i niestacjonarności parametrów charakteryzujących przepływ w uszczelnieniu łopatek wirnikowych poświęca się ostatnio szczególną uwagę. Teoretyczne

i eksperymentalne badania tego typu przepływu przeprowadzili Xiao et al (2001), McCarter et al (2001), Pfau et al (2001), Wallis et al (2001), Graf et al (1998).

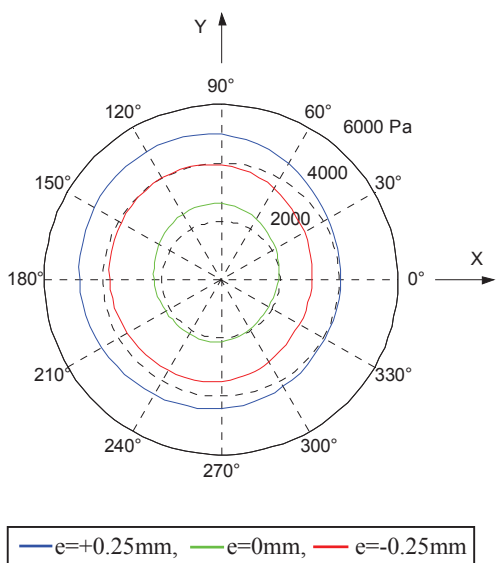
Można stwierdzić, że pulsacyjny charakter pola ciśnień w części przepływowej turbiny modelowej jest generowany przez sprężarkę (por. Gizzi et al (1999)). Jednakże wpływ na niego ma także stopień turbinowy, jego geometria, częstość obrotów wirnika turbinowego i zjawiska zachodzące w kanałach przepływowych. Jest to charakterystyczne dla natury rozchodzenia się zaburzeń, które to zaburzenia w przepływie poddźwiękowym rozchodzą się zgodnie i przeciwnie do kierunku przepływu. Zatem za pulsacyjny charakter pola ciśnień przed kierownicą stopnia jest w pewnej mierze odpowiedzialny i sam stopień turbinowy. Zarejestrowane wartości ciśnienia podlegały filtrowaniu i uśrednieniu czasowemu na drodze cyfrowej. Na następnych rysunkach przedstawiane są średnie wartości ciśnienia określone dla 30 sekund pomiarów, co jest czasem wystarczająco dużym w porównaniu z okresem pulsacji zawierającym się w zakresie 0,025s-0,1s.

## 2. PRZYKŁADY ROZKŁADU CIŚNIENIA W USZCZELNIENIU

Przy współcentrycznym ustawieniu tarczy kierowniczej względem tarczy wirnikowej luz promieniowy nominalny wynosił  $S_r = 0.5\text{mm}$ , natomiast luz osiowy nie ulegał zmianie i był równy  $a = 2\text{mm}$ . Parametry powietrza dolotowego do turbiny utrzymywano na stałym poziomie i wynosiły odpowiednio: nadciśnienie powietrza na wlocie do turbiny  $p_0 = 148\text{ kPa}$ , temperatura powietrza na wlocie do turbiny  $t_0 = 44\text{ }^\circ\text{C}$ , częstość obrotów wirnika  $n = 5300\text{ obr/min}$ , strumień masy powietrza na wlocie do turbiny  $m = 0.63\text{ kg/s}$ , moc teoretyczna turbiny  $N = 20.8\text{ kW}$ . Przy współcentrycznym ustawieniu tarczy kierowniczej względem tarczy wirnikowej oraz po ustaleniu się warunków termicznych turbiny przystępowano do pomiarów rozkładu ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym stopnia. Następnie zmieniano wielkości luzu promieniowego na obwodzie, poprzez przemieszczenie korpusu względem wirnika w kierunku pionowym od  $-0.25\text{mm}$  do  $+0.25\text{mm}$ . Identyczne pomiary przeprowadzono przy częstościach obrotowych  $n = 4200\text{ obr/min}$  oraz  $n = 3000\text{ obr/min}$ . Zmianę częstości obrotowej turbiny uzyskiwano poprzez zmianę obciążenia hamulcem hydrauliczno-ciernym. Na rysunkach 4 i 5 przedstawiono rozkład ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym w pierwszej płaszczyźnie pomiarowej (wlot do szczeliny nadbandażowej, rys.1b) Rysunek 4 obrazuje wpływ częstości obrotowej na rozkład ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym stopnia turbinowego przy zmianie obciążenia hamulcem oraz przy centrycznym ustawieniu wirnika względem korpusu.



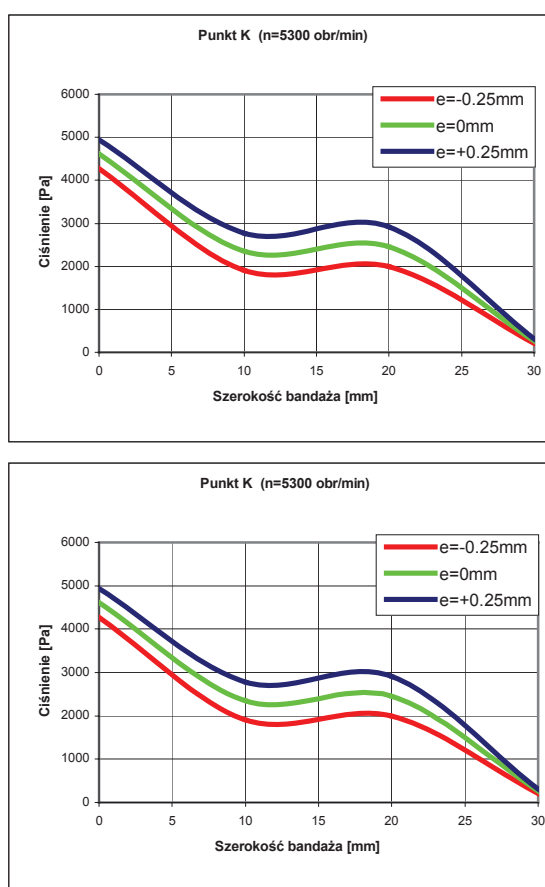
Rys. 4. Rozkład ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym dla centrycznego ustawienia tarczy wirnikowej względem korpusu w I płaszczyźnie pomiarowej (p. rys. 1b)



Rys. 5. Rozkład ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym w I płaszczyźnie dla n=5300 obr/min

Rysunek 5 pokazuje, że zmiana promieniowego przemieszczenia wirnika względem korpusu powoduje zmianę ciśnienia w zależności od wielkości szczeliny w uszczelnieniu nadbandażowym. Tam gdzie szczelina jest mniejsza, tam wartość ciśnienia jest większa i odwrotnie. Jest to zgodne z teorią przepływu czynnika (efekt Łomakina - wg Pollmana, Schwedtfegera i Termuehlana (1978)). Na rysunku 5 widać bardzo wyraźny wpływ zmiany mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu na rozkład ciśnienia na obwodzie uszczelnienia nadbandażowego.

Z kolei na rysunku 6 przedstawiono wpływ mimośrodowego położenia tarczy wirnikowej względem kierowniczej na rozkład ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym wzdłuż szerokości bandaży przy stałej częstotliwości obrotów wirnika. Wybrano dwa przeciwległe położenia K oraz E przekrojów szczeliny na obwodzie bandaży. Przy zmianie mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu najwyraźniejsze zmiany ciśnienia występują w części środkowej szerokości bandaży. Należy zaznaczyć, że jest to wniosek słuszny dla badanego typu bandaży (z 2 ząbkami tworzącymi szczeliny promieniowe). Daje się zauważyć też symetrię w zmianie rozkładu ciśnienia przy zmianie znaku mimośrodu dla przeciwległych przekrojów szczeliny. Widoczne jest to również na rysunkach 7 i 8.

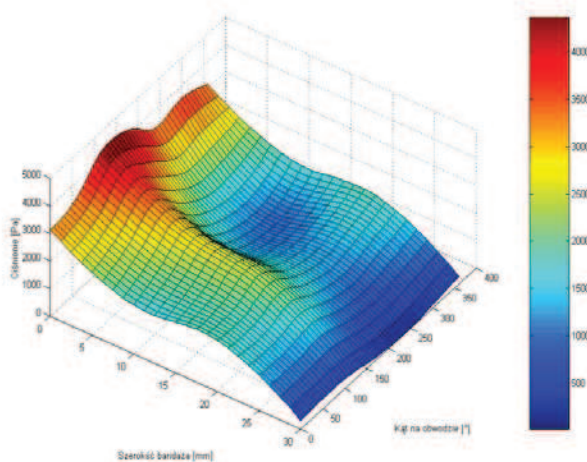


Rys. 6. Wpływ zmiany mimośrodowego położenia tarczy kierowniczej względem wirnikowej na ciśnienia wzdłuż szerokości bandaży w przeciwległych punktach K oraz E

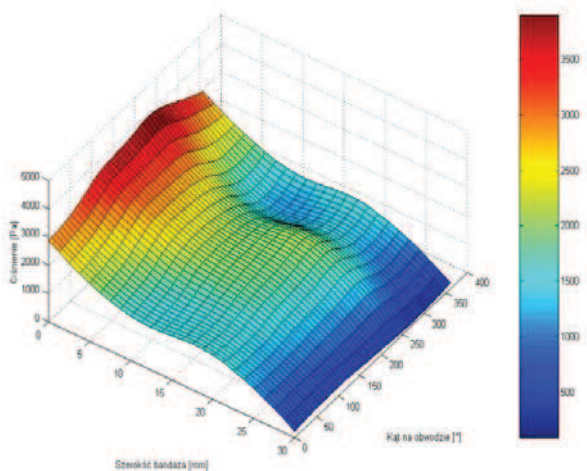
Rysunek 7 prezentuje przestrzenny rozkład ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym stopnia turbiny modelowej dla skrajnych mimośradowych położen tarczy wirnikowej względem kierowniczej przy zachowaniu stałej częstotliwości obrotów wirnika. Zmiana mimośradowego położenia tarczy kierowniczej względem wirnikowej, a co za tym idzie zmiana wielkości szczeliny powoduje wyraźną zmianę wartości ciśnień w uszczelnieniu. Zauważa się

przesunięcie o  $180^\circ$  obszaru o wysokim ciśnieniu wraz ze zmianą znaku wartości przemieszczenia mimośrodowego wirnika względem korpusu w kierunku pionowym. Również na rysunku 8 wyraźnie widać, że zmiana kierunku mimośrodowego przemieszczenia wirnika względem korpusu (zmiana znaku mimośrodu  $e$ ) prowadzi do zmiany rozkładu ciśnień zarówno wzdłuż szerokości bandaży jak i w kierunku obwodowym. Obszar maksymalnych wartości ciśnienia przemieszcza się o około  $180^\circ$  przy zmianie znaku mimośrodu na przeciwny.

a)



b)

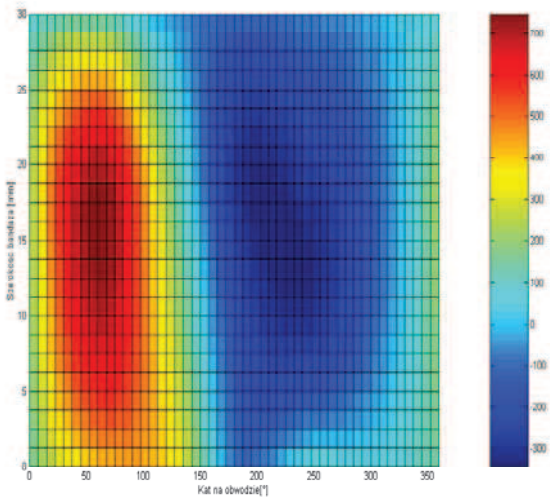


Rys. 7. Przestrzenny rozkład ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym dla częstotliwości obrotów  $n = 4200$  obr/min oraz mimośrodu ustawienia korpusu względem wirnika  $e = -0.25$  mm (a) oraz  $e = +0.25$  mm (b)

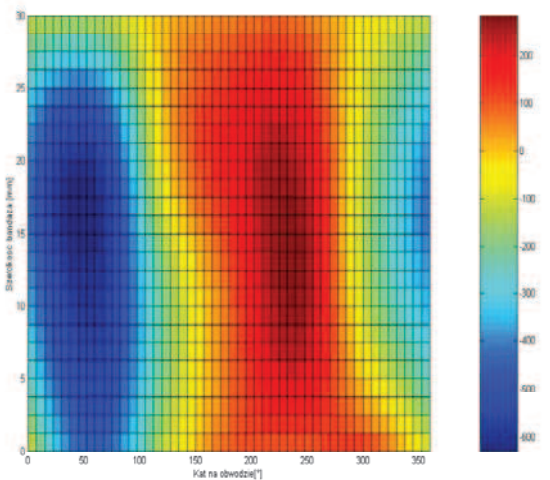
Przeprowadzone badania pozwalają na stwierdzić, że mimośrodowe przemieszczenie wirnika względem korpusu pociąga za sobą zmianę

wartości ciśnienia w szczelinie nadbandażowej oraz jego rozkład. Powoduje wyraźne przemieszczanie się obszarów wysokiego i niskiego ciśnienia po obwodzie uszczelnienia. Zmiana mimośrodowego położenia wirnika wpływa na rozkład i wartości ciśnienia na bandażem łopatek znacznie silniej niż zmiana skośnego położenia osi wirnika względem osi korpusu, czy zmiana luzu osiowego.

a)



b)



Rys. 8. Zmiana rozkładu ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym dla dwu przeciwnych mimośrodowych ustawień wirnika względem korpusu  $e = +0.35$  mm (a) oraz  $e = -0.35$  mm (b)

Doświadczalnie wyznaczone rozkłady ciśnienia w szczelinie nadbandażowej posłużyły do określenia wypadkowych sił ciśnieniowych i wywoływanych przez nie momentów, które stanowią składową wymuszeń aerodynamicznych działających na wirnik turbiny. Zagadnienie to przedstawione jest w III części referatu.

### 3. LITERATURA

- [1] Gizzi W. P., Roduner C., Stahlecker D., Köppel P., Gyarmathy G. „*Time-resolved measurements with fast-response probes and laser Doppler velocimetry at the impeller exit of a centrifugal compressor: a comparison of two measurement techniques*” Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 213 Part A, Paper A04499 ©ImechE 1999.
- [2] Graf M. B., Wong T. S., Greitzer E. M., Marble F. E., Tan S. C., Shin H. W., Wisler D. C. „*Effects of Nonaxisymmetric Tip Clearance on Axial Compressor Performance and Stability*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery, October 1998.
- [3] McCarter A. A., Xiao Xinwen, Lakshminarayana B. „*Tip Clearance Effects in a Turbine Rotor: Part II-Velocity Field and Flow Physics*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery, April 2001, Vol. 123.
- [4] Pfau A., Treiber M., Sell M., Gyarmathy G. „*Flow Interaction from Cavity of an Axial Turbine Blade Row Labyrinth Seal*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery, April 2001, Vol. 123
- [5] Pollman E., Schwedtfeger H., Termuehlen H. „*Flow Excited Vibrations in High-Pressure Turbines (Steam Whirl)*” Transaction of the ASME Journal of Engineering for Power, April 1978.
- [6] Wallis A. M., Denton J. D., Demargene A. A. J. „*The Control of Shroud Leakage Flows to Reduce Aerodynamic Losses in a Low Aspects Ratio Shrouded Axial Flow Turbine*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery, April 2001, Vol. 123.
- [7] Xiao Xinwen, McCarter A. A., Lakshminarayana B. „*Tip Clearance Effects in a Turbine Rotor: Part I-Pressure Field and Loss*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery, April 2001, Vol. 123.

---

Informację o Autorach podano na stronie 64.