

MODELOWANIE CHARAKTERYSTYKI SPRĘŻARKI OSIOWEJ O ZMIENNEJ GEOMETRII KANAŁU PRZEPIYWOWEGO

Paweł WIRKOWSKI

Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów
Zakład Napędów Okrętowych
81-103 Gdynia, ul. Śmidowicza 69
tel. 0 58 626 27 57, e-mail: p.wirkowski@amw.gdynia.pl

Streszczenie

Referat dotyczy zastosowania metod modelowania matematycznego do analizy procesów gazodynamicznych w okrętowych turbinowych silnikach spalinowych. Przedstawiono wpływ zmian geometrii kanału przepływowego sprężarki na zmianę jej charakterystyki. Zaprezentowano metodę budowy modelu symulacyjnego sprężarki silnika turbinowego z regulowaną kierownicą wlotową.

Słowa kluczowe: okrętowy turbinowy silnik spalinowy, sprężarka, modelowanie, charakterystyka.

MODELLING OF THE CHARACTERISTIC OF AXIAL COMPRESSORS EQUIPPED WITH VARIABLE GEOMETRY OF FLOW DUCTS

Summary

The paper deals with an application of modelling gasodynamic processes in marine gasturbines. An impact of changes of compressor flow duct geometry on changing compressor performances has been demonstrated within the paper. The method of building of gasturbine compressor's simulation model with variable inlet guide vanes is presented as well.

Keywords: marine gas turbine, compressor, modelling, characteristic.

1. WSTĘP

Obliczenia układów przepływowych silników turbinowych oraz interpretacja fizycznych podstaw ich działania, opierają się głównie na równaniach wynikających z zależności termodynamicznych i mechaniki płynów. Ze względu na ściśle określony charakter czynnika roboczego w silnikach turbinowych, jakim jest gaz będący mieszaniną powietrza i spalin, równania te są nazywane równaniami termogazodynamicznymi, a ich postać jest uzależniona od stopnia uproszczenia modelu przepływowego, imitującego rzeczywisty przepływ strumienia tego gazu przez silnik.

Przepływy przez kanały okrętowego turbinowego silnika spalinowego mają charakter przestrzenny i niustalony. W związku z tym równania wiążące parametry lepkiego i ściśliwego gazu w kanale przepływowym silnika byłyby dość skomplikowane, a niekiedy nawet niemożliwe do rozwiązania i w wielu przypadkach mało przydatne w rozważaniach teoretycznych o działaniu silników turbinowych. Wobec tego należy korzystać z uproszczonego modelu przepływowego, który pozwala w sposób przybliżony, ale matematycznie dość prosty, z wystarczającą jednak dokładnością wiązać poszczególne parametry strumienia gazu

w kanale przepływowym silnika i opisywać zachodzące w nim przemiany energii.

Istotnym problemem użytkowania okrętowych turbinowych silników spalinowych jest niewystarczająca znajomość wpływu zmieniającego się stanu technicznego silnika na parametry jego pracy (osiągi). Indywidualne cechy konstrukcyjno-parametryczne każdego eksploatowanego silnika identyfikowane są na drodze kosztownych badań eksperymentalnych, zdeterminowanych przez liczne ograniczenia konstrukcyjne i eksploatacyjne. Dynamiczny rozwój techniki komputerowej, wykorzystywanej już na etapie projektowania okrętowego silnika turbinowego, umożliwia zastosowanie jej również w tworzeniu symulacji komputerowych bieżącego stanu silnika. Takie podejście znacznie skraca czas badań w porównaniu do czasochłonnych i kosztownych badań prowadzonych na obiekcie rzeczywistym. Dysponując odpowiednim oprogramowaniem komputerowym można opracować modele symulacyjne podzespołów silnika, zweryfikowane w zakresie normalnej pracy silnika. Zbudowane na podstawie tych modeli programy komputerowe umożliwiają realizację badań empirycznych, polegających na wprowadzaniu zmiennych rzeczywistych i hipotetycznych stanów technicznych silnika.

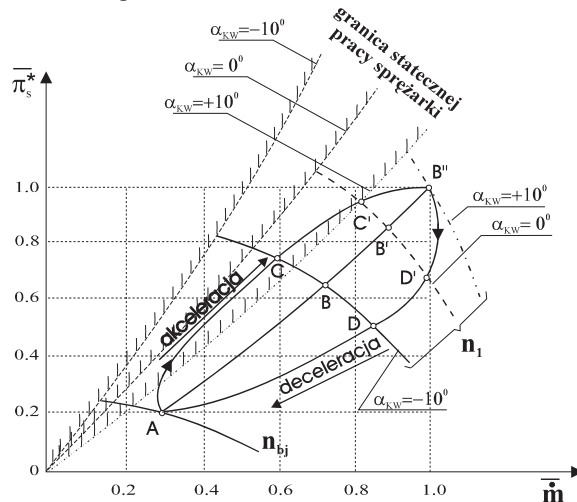
2. REGULACJA GEOMETRII KANAŁU PRZEPLYWOWEGO SPRĘŻARKI

Poprawne działania turbinowego silnika spalinowego zależy od regulacji sprężarki. Celem regulacji sprężarki jest zapewnienie wymaganego zapasu stateczności jej pracy we wszystkich zakresach eksploatacyjnego pola pracy silnika, zapobieganie drganiom łopatek pierwszych stopni wzbudzanych przy dużych kątach napływu strumienia powietrza oraz zwiększenie sprawności sprężarki w niustalonych zakresach jej pracy a dzięki temu poprawy elastyczności pracy silnika.

Jednym ze stosowanych sposobów regulacji sprężarek osiowych jest zmiana geometrii jej kanału przepływowego poprzez zastosowanie nastawnej kierownicy wlotowej lub nastawnych kierownic kilku pierwszych stopni sprężarki.

2.1. Nastawna kierownica wlotowa

Znaczący wpływ na przebieg procesów niustalonych w silniku turbinowym wywiera oddziaływanie zastosowanego w danej formie konstrukcyjnej układu regulacji geometrii kanałów przepływowych. W sprężarkach osiowych o sprężach $8 \div 10$ warunkiem zapewniającym stateczną pracę sprężarki jest zastosowanie nastawnych kierownic wlotowych [1]. Na rys. 1 przedstawiono charakterystykę sprężarki silnika turbinowego z nastawną kierownicą wlotową.



Rys. 1. Charakterystyka sprężarki; zmiana zakresu pola pracy sprężarki wywołana oddziaływaniem nastawnej kierownicy wlotowej;

α_{kw} – kąt ustawienia nastawnych łopatek kierownicy wlotowej, π_s^* – spręż sprężarki, m – strumień masowy powietrza, n – prędkość obrotowa wirnika sprężarki [4]

ABB'B'' – punkty współpracy sprężarki z siecią w stanach ustalonych;

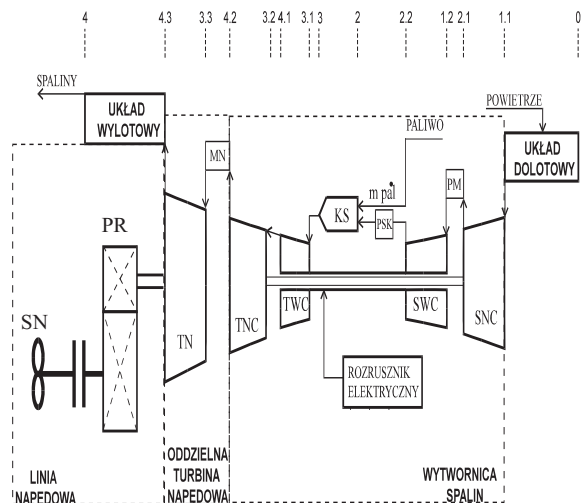
ACC'B'' – punkty współpracy sprężarki z siecią w czasie akceleracji silnika;

B''D'DA – punkty współpracy sprężarki z siecią w czasie deceleracji silnika

Na charakterystykę naniesiono przykładowe przebiegi linii współpracy sprężarki z siecią (z kanałem przepływowym przed i za sprężarką), podczas realizacji procesów zwiększania i zmniejszania prędkości obrotowej zespołu wirnikowego. Linie przerywane na charakterystyce odzwierciedlają pracę sprężarki dla trzech ustawień kąta natarcia łopatek kierownicy wlotowej przy utrzymaniu stałej prędkości obrotowej sprężarki.

Z przebiegu linii współpracy na charakterystyce można wnioskować, że w silniku wyposażonym w nastawną kierownicę wlotową istnieje możliwość regulacji parametrów wyjściowych sprężarki, przy stałej prędkości obrotowej zespołu wirnikowego.

W tego typu rozwiązaniu konstrukcyjne kierownicy wlotowej wyposażone są trójwirnikowe okrętowe silniki turbinowe, pracujące w kombinowanym układzie napędowym typu COGAG na niektórych okrętach. W układzie tym występują dwa typy silników o tej samej konstrukcji. Schemat ideowy silnika z zaznaczonymi przekrojami kontrolnymi części przepływowej przedstawia rys. 2.



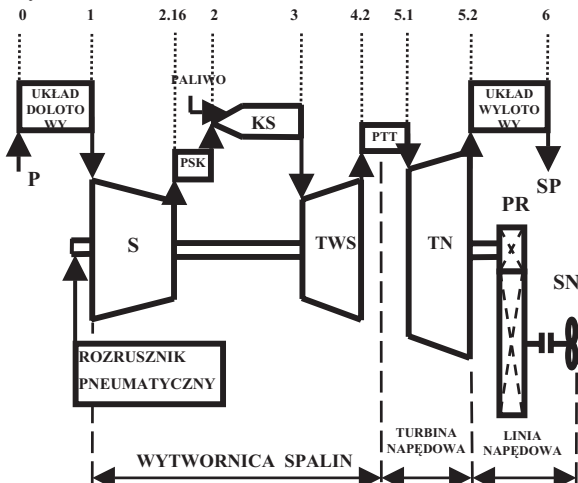
Rys. 2. Schemat ideowy okrętowego turbinowego silnika spalinowego z oddzielną nawrotną turbiną napędową; SN – śruba napędowa, PR – przekładnia redukcyjna, TN – turbina napędowa, MN – przestrzeń między TN a TNC, TNC – turbina niskiego ciśnienia, TWC – turbina wysokiego ciśnienia, KS – komora spalania, m_{pal} – strumień masowy paliwa, PSK – przestrzeń między KS a SWC, SWC – sprężarka wysokiego ciśnienia, SNC – sprężarka niskiego ciśnienia, PM – przestrzeń między sprężarkami [5]

2.2. Nastawne kierownice pierwszych stopni

W nowoczesnych rozwiązaniach współcześnie produkowanych turbinowych silników okrętowych, w celu zapewnienia dostatecznych zapasów statecznej pracy, sprężarki wyposaża się w nastawne kierownice wlotowe i nastawne kierownice pierwszych stopni. Sprężarki te cechują się wysokimi sprężami przekraczającymi wartość 20.

Obiektami z tego typu konstrukcji sprężarkami są m.in. silniki typu LM 2500, zastosowane do napędu fregat klasy Oliver Hazard Perry.

Schemat ideowy silnika LM 2500 przedstawia rys. 3.



Rys. 3. Schemat ideowy dwuwirnikowego okrętowego turbinowego silnika spalinowego; P- powietrze, S – sprężarka, KS – komora spalania, TWS – turbina wytwornicy spalin, TN – turbina napędowa, SP – spaliny, PR- przekładnia redukcyjna, SN – śruba napędowa, PSK – przestrzeń między S a KS, PTT – przestrzeń między TWS a TN

Cechą charakterystyczną szesnastostopniowej osiowej sprężarki tego silnika jest możliwość zmiany ustawienia kątów natarcia łopatek kierownicy wlotowej i kierownic pierwszych sześciu stopni w zależności od obciążenia silnika. Rozwiązanie to zapobiega powstawaniu niestatecznej pracy sprężarki w stanach nieustalonych silnika. W przypadku wersji lotniczej silnika rozwiązanie to umożliwia przejście ze stanu tzw. „mały gaz” do pełnego obciążenia w ciągu zaledwie 5 s, nie wykraczając przy tym poza pole pracy statecznej.

Na rys. 4 przedstawione są przebiegi zależności wartości kąta natarcia na wlocie poszczególnych stopni sprężarki od obciążenia silnika reprezentowanego przez zredukowaną prędkość obrotową wytwornicy spalin. Znajdująca się na silniku dźwignia wskaźnika ustawienia listwy zmienia swoje położenie w zakresie $39^\circ \div -3^\circ$ przy zmianie prędkości obrotowej wytwornicy spalin odpowiednio w zakresie $5000 \div 10000$ obr/min, co przekłada się na zmianę ustawienia kąta napływu strumienia powietrza na łopatki wirnikowe poszczególnych stopni w zakresie jak na rys. 4.

3. MATEMATYCZNY OPIS CHARAKTERYSTYKI SPRĘŻARKI OSIOWEJ Z NASTAWNYMI ŁOPATKAMI KIEROWNICY WLOTOWEJ

Problemy związane z budową odpowiednio dokładnych modeli symulacyjnych działania sprężarek okrętowych turbinowych silników

spalinowych związane są z zakresem poczynionych założeń upraszczających determinujących dokładność modelu matematycznego [7]. Badania symulacyjne wymagają sprowadzenia charakterystyki sprężarki, przedstawionej zazwyczaj w uogólnionej postaci graficznej (rys.1) do formy funkcyjnej, możliwej do wykorzystania w obliczeniach numerycznych tj.:

$$\pi_s^* = f(\dot{m}_{zr}, n_{zr}, \alpha_{KW}) \quad (1)$$

$$\eta_s^* = f(\dot{m}_{zr}, n_{zr}, \alpha_{KW}) \quad (2)$$

gdzie:

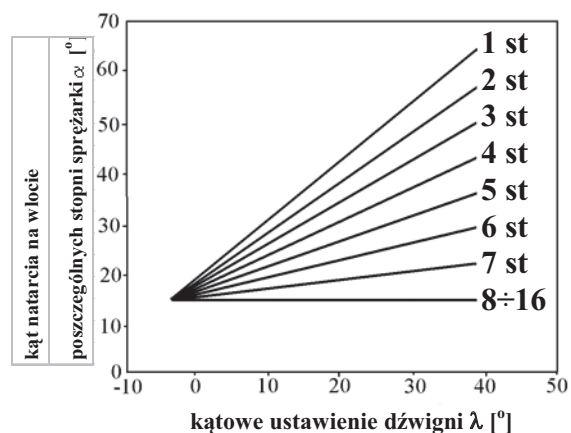
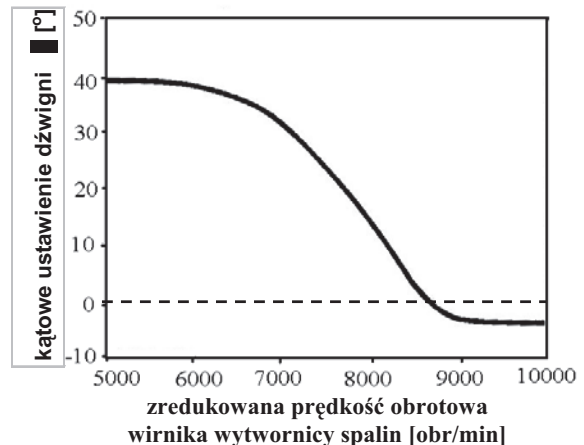
π_s^* - spręż sprężarki,

η_s^* - sprawność efektywna sprężarki,

\dot{m}_{zr} - zredukowane masowe natężenie przepływu powietrza,

n_{zr} - zredukowana prędkość obrotowa wirnika,

α_{KW} - kąt ustawienia nastawnych łopatek kierownic.



Rys. 4. Zakres kątowych zmian położenia nastawnych łopatek kierowniczych sprężarki silnika LM 2500 [6]

Uzyskanie analitycznych postaci funkcji wyrażonych zależnościami (1) i (2), modelujących rzeczywistą charakterystykę sprężarki, przy zachowaniu minimalnego błędu przybliżenia, wiąże się z trudnościami, wynikającymi ze złożonego kształtu tych funkcji oraz niejednoznaczności, gdyż w zakresie niskich prędkości obrotowych izodromy charakterystyki cechuje łagodny spadek, odpowiadający $\pi_s^* \approx idem$, natomiast w zakresie wysokich prędkości obrotowych izodromy charakterystyki posiadają strome odcinki, odpowiadające $m_{zr} \approx idem$ [3].

W związku z powyższym wydaje się, że przydatnym sposobem wyznaczania opisu analitycznego sprężarki osiowej może być metoda najmniejszych kwadratów i regresji wielowymiarowej na bazie wielomianów [3]. Metoda ta pozwala wyznaczyć dowolny punkt pracy na charakterystyce sprężarki z gwarancją, że wartość odchylen modelu od rzeczywistości zawierać się będzie w granicach błędu pomiaru.

Ogólny model działania sprężarki poszukiwany będzie za pomocą układu równań aproksymujących jej charakterystykę uniwersalną:

$$\pi_s^* = a_0 + a_1 \dot{m}_{er} + a_2 (\dot{m}_{er})^2 + a_3 n_{zr} + a_4 (n_{zr})^2 + a_5 \dot{m}_{er} n_{zr} + \quad (3)$$

$$+ a_6 \alpha_{KW} + a_7 (\alpha_{KW})^2 + a_8 \dot{m}_{er} \alpha_{KW} + a_9 n_{zr} \alpha_{KW}$$

$$\eta_s^* = b_0 + b_1 \dot{m}_{er} + b_2 (\dot{m}_{er})^2 + b_3 n_{zr} + b_4 (n_{zr})^2 + b_5 \dot{m}_{er} n_{zr} + \quad (4)$$

$$+ b_6 \alpha_{KW} + b_7 (\alpha_{KW})^2 + b_8 \dot{m}_{er} \alpha_{KW} + b_9 n_{zr} \alpha_{KW}$$

Wartości współczynników regresji a_i i b_i wyznacza się na podstawie twierdzenia Gaussa-Markowa, poszukując minimalnej wartości funkcjonałów:

$$J_{\pi_s^*}(a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7, a_8, a_9) = \sum_{k=1}^n (\pi_{sk}^* - \bar{\pi}_{sk}^*)^2 \quad (5)$$

$$J_{\eta_s^*}(b_0, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5, b_6, b_7, b_8, b_9) = \sum_{k=1}^n (\eta_{sk}^* - \bar{\eta}_{sk}^*)^2 \quad (6)$$

Stanowią one sumy kwadratów odchylen wartości obliczonych π_s^* , η_s^* od rzeczywistych $\bar{\pi}_s^*$, $\bar{\eta}_s^*$.

Adekwatność dopasowania opisu matematycznego charakterystyki rozpatrywanej sprężarki do jej rzeczywistego przebiegu można ocenić na podstawie:

- wartości współczynnika korelacji wielowymiarowej R , który wyraża się następującą zależnością [10]:

$$R = \frac{\sum_{n=1}^N ((Y_n - \bar{Y}_r) \cdot (\hat{Y}_n - \bar{Y}_m))}{\sqrt{\sum_{n=1}^N (Y_n - \bar{Y}_r)^2 \cdot \sum_{n=1}^N (\hat{Y}_n - \bar{Y}_m)^2}} \quad (7)$$

gdzie:

Y_n - wartość rzeczywista w chwili n -tego pomiaru,

\hat{Y}_n - wartość obliczeniowa z modelu w chwili n -tego pomiaru,

\bar{Y}_r - wartość średnia arytmetyczna rzeczywista,

\bar{Y}_m - wartość średnia arytmetyczna obliczona z modelu.

- wariancji resztowej $\hat{\sigma}^2$, wyrażonej zależnością:

$$\hat{\sigma}^2 = \frac{1}{N - K - 1} \sum_{n=1}^N (Y_n - \hat{Y}_n)^2 \quad (8)$$

Kryterium oceny opracowanego modelu stanowią wartości współczynnika korelacji wielowymiarowej R oraz wariancji resztowej $\hat{\sigma}^2$: pierwsza powinna być możliwie największa, a druga – najmniejsza.

Model działania sprężarki można poprawiać dołączając nowe lub wymieniając już istniejące człony w równaniach (3) i (4). Powoduje to jednak rozbudowę modelu oraz wydłużenie czasu obliczeń. Wyznaczenie szczegółowego modelu działania sprężarki polega na określeniu wartości współczynników regresji w wyżej wymienionych równaniach.

Dla potwierdzenia przydatności metody najmniejszych kwadratów i regresji wielowymiarowej na bazie wielomianów, do matematycznego opisu charakterystyki sprężarki ze zmienną geometrią kanału przepływowego wykorzystano sprężarkę niskiego ciśnienia silnika typu DR76.

Na rys. 5, 6, 7, 8, 9 i 10 przedstawiono obliczeniowe charakterystyki sprężarki niskiego ciśnienia trójwornikowego okrętowego turbinowego silnika spalinowego (linie ciągłe) dla trzech ustawień kątowych nastawnej kierownicy wlotowej: $\alpha_{kw} = -10^\circ$, $\alpha_{kw} = 0^\circ$, $\alpha_{kw} = +10^\circ$. Na wykresach naniesione zostały również rzeczywiste charakterystyki – oznaczenia punktowe.

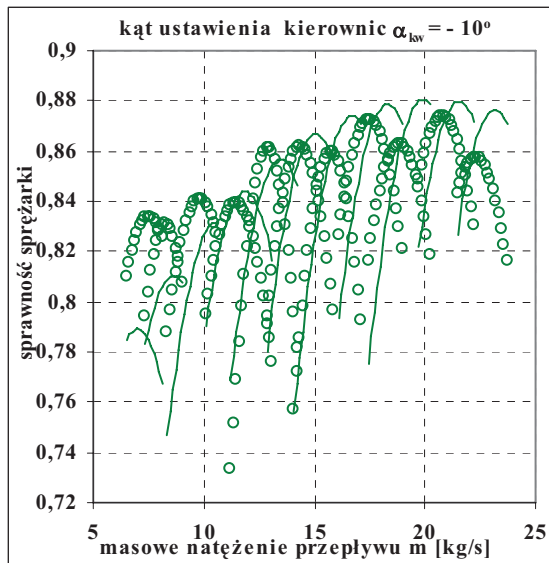
W tabeli 1 przedstawiono wartości współczynników regresji równań aproksymujących charakterystyki badanej sprężarki, a w tabeli 2 przedstawione są wartości parametrów statystycznych uwidaczniające adekwatność wyników z badań modelowych z wynikami badań eksperymentalnych.

Tabela 1.
Wartości współczynników regresji
dla poszczególnych równań

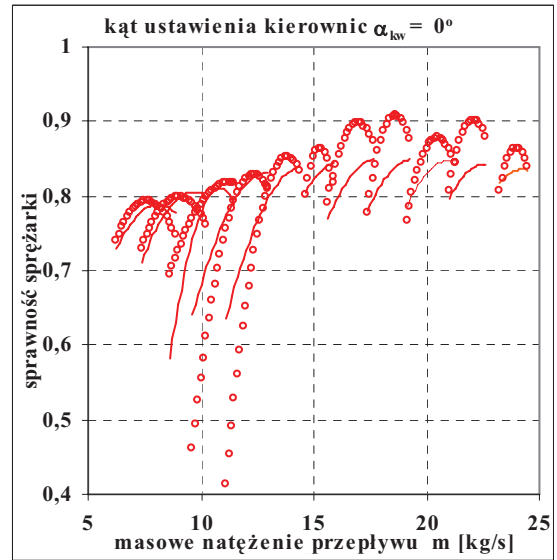
Lp.	Współ. regresji	Wartość	Współ. regresji	Wartość
1	a_0	2,099955	b_0	-0,583216
2	a_1	-0,312917	b_1	-0,272626
3	a_2	-0,022847	b_2	-0,017450
4	a_3	0,000047	b_3	0,000976
5	a_4	0,000000	b_4	0,000000
6	a_5	0,000115	b_5	0,000113
7	a_6	0,059954	b_6	0,068760
8	a_7	-0,003556	b_7	0,000929
9	a_8	0,016743	b_8	0,009397
10	a_9	-0,000038	b_9	-0,000032

Tabela 2.
Stopień adekwatności modelu i obiektu
rzeczywistego

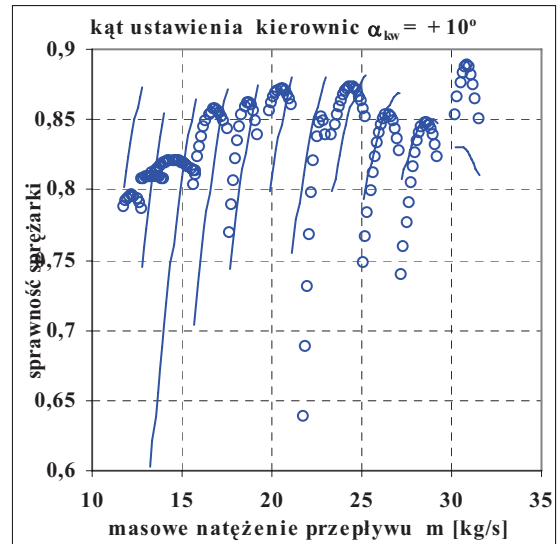
Lp.	Charakterystyka	R	$\hat{\sigma}^2$
1	$\pi_s^* = f(\dot{m}_{zr}, n_{zr}, \alpha_{KW})$	0,99939	0,00628
2	$\eta_s^* = f(\dot{m}_{zr}, n_{zr}, \alpha_{KW})$	0,99782	0,00298



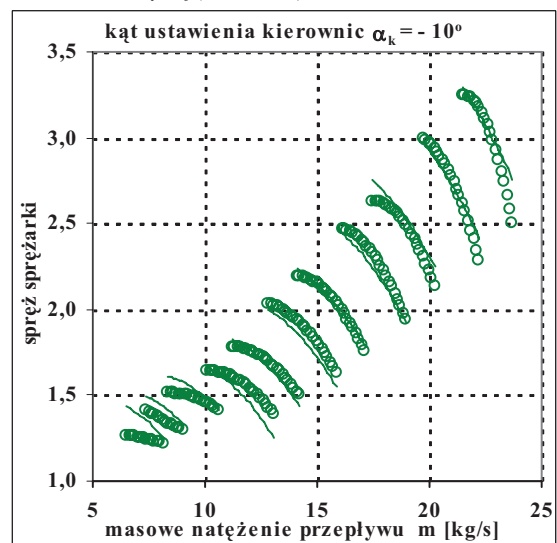
Rys. 5. Charakterystyka sprężarki
 $\eta = f(n, m, \alpha_{kw})$ dla $\alpha_{kw} = -10^\circ$



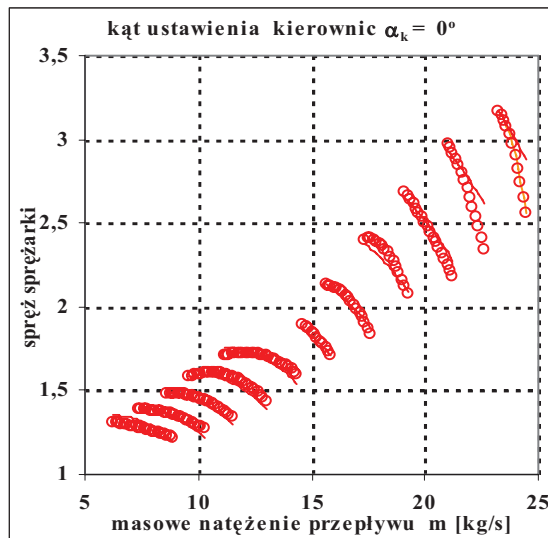
Rys. 6. Charakterystyka sprężarki
 $\eta = f(n, m, \alpha_{kw})$ dla $\alpha_{kw} = 0^\circ$



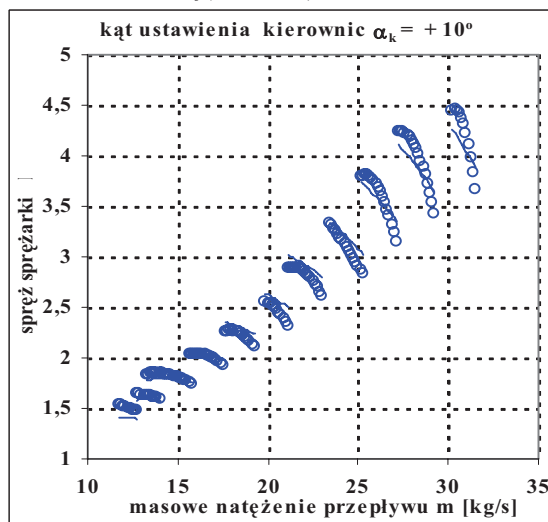
Rys. 7. Charakterystyka sprężarki
 $\eta = f(n, m, \alpha_{kw})$ dla $\alpha_{kw} = +10^\circ$



Rys. 8. Charakterystyka sprężarki
 $\pi = f(n, m, \alpha_{kw})$ dla $\alpha_{kw} = -10^\circ$



Rys. 9. Charakterystyka sprężarki
 $\pi = f(n, m, \alpha_{kw})$ dla $\alpha_{kw} = 0^\circ$



Rys. 10. Charakterystyka sprężarki
 $\pi = f(n, m, \alpha_{kw})$ dla $\alpha_{kw} = +10^\circ$

4. WNIOSKI

Opracowanie szczegółowych modeli symulacyjnych rozpatrywanych charakterystyk sprężarek okrętowych silników turbinowych umożliwi badanie procesów gazodynamicznych realizowanych w ich kanałach przepływowych. Uwzględnienie wpływu na te procesy zmian w funkcjonowaniu układu sterowania geometrią kanału, pozwoli na zidentyfikowanie parametrów pracy sprężarki oraz samego silnika w zależności od nieprawidłowo usytuowanych łopatek nastawnych kierownic. Opracowany model może być wykorzystany w diagnostyce eksploatacyjnej turbinowych silników spalinowych.

LITERATURA

- [1]. Balicki Wł. Szczeciński St.: Diagnostowanie lotniczych silników turbinowych. Wydawnictwo

Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa, Warszawa, 1997.

- [2]. Charchalis A.: Diagnostowanie okrętowych silników turbinowych. Wyd. AMW Gdynia 1991
- [3]. Ćwik B., Szczeciński St.: Modelowanie charakterystyki sprężarki promieniowej doładowującej silnik spalinowy. Biuletyn WAT, Rok XLIV, nr 3-4, Warszawa, 1995.
- [4]. Korczewski Z.: Metoda diagnozowania części przepływowej okrętowego turbinowego silnika spalinowego w eksploatacji. AMW. Rozprawa doktorska, Gdynia 1992.
- [5]. Korczewski Z., Wirkowski P.: Modelling gasodynamic processes within turbine engines' compressors equipped with variable geometry of flow duct, IV International Scientifically-Technical Conference "Explo-Diesel & Gas Turbine '05", Gdańsk-Międzyzdroje-Kopenhaga, Wyd. Politechnika Gdańska, str. 227÷236, 2005.
- [6]. Marschal D.J., Muir D.E., Saravanamuttoo H.I.H.: Health Monitoring of Variable Geometry Gas Turbines for the Canadian Navy. The American Society of Mechanical Engineers 345 E.47 St., New York, N.Y.10017.
- [7]. Muszyński M., Orkisz M.: Modelowanie turbinowych silników odrzutowych. Wydawnictwo Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa, Warszawa, 1997.
- [8]. Orkisz M., Stawarz S.: Modelowanie charakterystyk sprężarek silników turbinowych. Prace Instytutu Lotnictwa nr 146, str. 129÷138, Warszawa, 1996.
- [9]. Pawlak W., Wiklik K., Morawski J.M.: Synteza i badanie układów sterowania lotniczych silników turbinowych metodami symulacji komputerowej. Wydawnictwo Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa, Warszawa, 1996.
- [10]. Pieregudow W.: Metoda najmniejszych kwadratów i jej zastosowanie. PWE, Warszawa, 1967.
- [11]. Wirkowski P.: Dwuwimikowy okrętowy turbinowy silnik spalinowy jako obiekt modelowania. XXXII Ogólnopolskie Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”, Węgierska Górka, 2005.



Mgr inż. Paweł WIRKOWSKI jest absolwentem Wydziału Mechaniczno - Elektrycznego Akademii Marynarki Wojennej. Po odbyciu stażu w dywizjonie okrętów raketowych w 2000 roku rozpoczął pracę w Instytucie Konstrukcji i Napędów Okrętowych Akademii Marynarki Wojennej na stanowisku asystenta.

Głównym obszarem zainteresowania jest diagnostyka okrętowych silników turbinowych oraz modelowanie procesów gazodynamicznych w silnikach turbinowych.