

PARAMETRY OKREŚLAJĄCE WEJŚCIE LOTNICZEGO SILNIKA TURBINOWEGO W NIESTATECZNĄ PRACĘ SPRĘŻARKI

Adam KOZAKIEWICZ*, Mirosław KOWALSKI**

* Wojskowa Akademia Techniczna, ul. Gen. Sylwestra Kaliskiego 2, 01-476 Warszawa

**Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych, ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa

adam.kozakiewicz@wat.edu.pl, miroslaw.kowalski@itwl.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono przyczyny generowania nierównomiernego pola parametrów na wejściu do sprężarki lotniczego silnika turbinowego i ich wpływ na kinematykę strumienia powietrza przy obniżającej się wytrzymałości zmęczeniowej łopatkki sprężarkowej.

Dokonano analizy przebiegu zmian momentu obrotowego wirnika jako funkcji czasu. Przedstawiono przebiegi podstawowych parametrów pracy silnika turbinowego podczas wchodzenia w zakres niestatecznej pracy. Określono istotną rolę w tej ocenie zmian pierwszej pochodnej momentu obrotowego w relacji do zmian przyspieszeń wirnika, która może być istotnym sygnałem o możliwości wystąpienia pompażu w sprężarce. Parametr ten może być sygnałem dla układu sterowania do eliminowania tego szkodliwego zjawiska. Przedstawiono także dynamikę silnika wspartą badaniami podczas pompażu poprzez opracowanie portretów fazowych podstawowych parametrów jego pracy. Artykuł zawiera analizę dynamiki zmian temperatury spalin.

Słowa kluczowe: sprężarka osiowa, pompaż, lotnicze silniki turbinowe, portret fazowy.

1. WPROWADZENIE

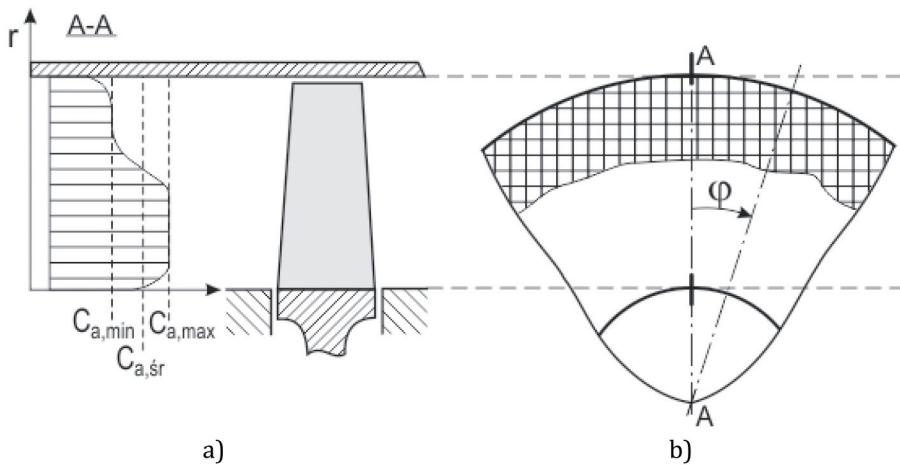
Strumień powietrza napływający do sprężarki przez kanał wlotowy silnika ulega zaburzeniom. Proces ten stanowi następstwo oddziaływania różnych czynników, które można podzielić na trzy kategorie:

- zewnętrzne (np. podmuch wiatru, strumień spalin z innego silnika, strumień powietrza z odwracaczy ciągu, powstały wir wlotowy – rys. 1);
- związane ze zmianą zakresu pracy silnika (zmiany prędkości obrotowej wirnika sprężarki);
- spowodowane zmianami warunków lotu (wysokości i prędkości lotu, kąta natarcia samolotu i ślizgu).



Rys. 1. Przykładowe nierównomierność strumienia (wirów wlotowe i oderwania) we wlocie samolotu F-16 [12].

Powyższe czynniki powodują zaburzenie strumienia na wejściu do palisady zespołu sprężarkowego, wywołując niejednorodny strumień parametrów (prędkości – c , temperatury – T i ciśnienia – p). Zjawisko to może być wzmacniane kształtem konstrukcyjnym (położeniem względem siebie) silnik – skrzydło, bądź silnik – kadłub. Szczególnie niekorzystnym jest umiejscowienie silników i ich wlotów w części ogonowej, które w tym przypadku narażone są na oddziaływanie wirów spływających ze skrzydeł [3].

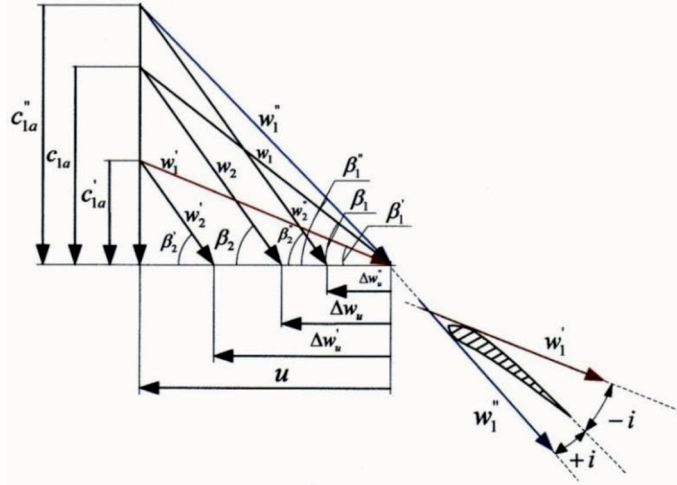


Rys. 2. Przykład nierównomiernego rozkładu prędkości osiowej strumienia powietrza na wejściu do sprężarki a) rozkład prędkości osiowej wzdłuż piór łopatek $c_{1a}=f(r)$, b) rozkład prędkości osiowej wzdłuż obwodu $c_{1a}=f(\varphi)$ [opracowanie własne]

W przypadku zaburzenia uzyskiwany rozkład parametrów na wejściu do sprężarki jest dwuwymiarowy (rys. 2) Prowadzi to do np. zmiany prędkości wzdłuż pióra łopatki $c_{1a}=f(r)$ i po obwodzie $c_{1a}=f(\varphi)$. Nierównomierność pola ciśnienia, temperatury i prędkości w połączeniu z wirującymi łopatkami prowadzi do powstawania stref, w których następuje zmiana kątów natarcia profili i opływów łopatek (rys. 3).

Istota tego zjawiska polega na powstawaniu oderwań, które pojawiają się początkowo na pojedynczych łopatkach, następnie tworzą strefy oderwań, rzędu 15% obwodu [2], które obejmują grupę łopatek. Powoduje to zmniejszenie kąta natarcia z jednej strony strefy a wzrost kąta z drugiej,

co skutkuje powstaniem oderwania. Następstwem tego jest dławienie przepływu w tym obszarze, co z kolei powoduje rozłożenie się przepływu na dwie strony obszaru oderwań. Strefy oderwań wirują z prędkością kątową mniejszą od około dwóch do czterech razy [4] niż prędkość wirnika sprężarki, daje to złudzenie przemieszczania się stref w przeciwnym kierunku w stosunku do obracającego się wirnika.



Rys. 3. Schemat zmiany opływu profilu łopatki (zmiana kąta opływu i) w wyniku zmiany składowej osiowej prędkości strumienia c_{1a} (zmiany wartości masowego natężenia przepływu) i zmiany kątów składowych oraz prędkości na profilu łopatki [opracowanie własne]

Zmiana kątów natarcia w poszczególnych grupach łopatek powoduje oprócz zmiany kinematyki opływu zmianę obciążeń łopatek zgodnie z równaniem Eulera (1).

$$\vec{F} = \sum_i \vec{F}_i = \sum_i (\dot{m} \vec{w}_2 - \dot{m} \vec{w}_1) \quad (1)$$

gdzie:

\vec{F} – wypadkowa siła obciążająca łopatkę;

\vec{F}_i – składowa i -ta siły obciążającej łopatkę;

\dot{m} – masowe natężenie przepływu powietrza;

\vec{w}_2, \vec{w}_1 – prędkość strumienia na wyjściu i wejściu do palisady.

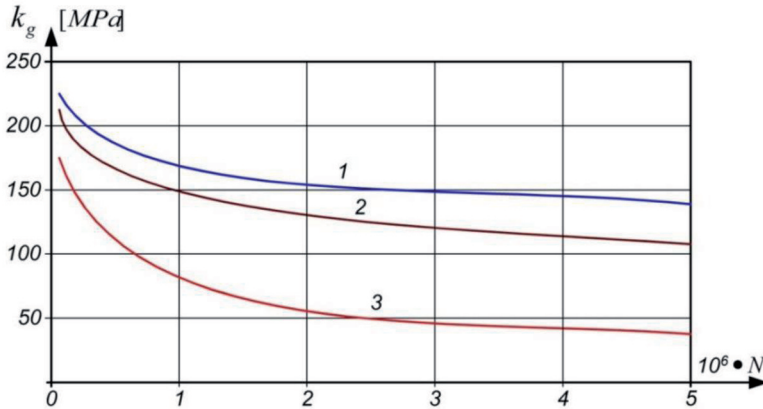
W przypadku siły aerodynamicznej \vec{F} generowanej na łopatkę sprężarki istotne są dwa prostopadłe do siebie kierunki działania tej siły tzn. kierunek obwodowy z siłą składową \vec{F}_u (2) i kierunek osiowy ze składową \vec{F}_a (3).

$$F_u = \Delta \dot{m} \Delta w_u \quad (2)$$

$$F_a = (p_2 - p_1) t dr - \Delta \dot{m} \Delta w_a \quad (3)$$

gdzie:

- F_u – składowa obwodowa siły działającej na łopatkę;
 F_a – składowa osiowa siły działającej na łopatkę;
 Δm – zmiana masowego natężenia przepływu powietrza;
 p_2, p_1 – ciśnienie na wyjściu i wejściu do palisady;
 Δw_u – zmiana prędkości na kierunku obwodowym;
 Δw_a – zmiana prędkości na kierunku osiowym;
 t – podziałka (obwodowa) łopatek w palisadzie;
 dr – elementarny promień.



Rys. 4. Zależność wytrzymałości zmęczeniowej łopatki sprężarki w funkcji liczby cykli przebytych obciążeń łopatki w przypadku czasu pracy 1 – 0 godz., 2 – 100 godz., 3 – 200 godz. [7].

Tego typu zmiana kinematyki przepływu wywołuje zmienne obciążenie łopatek w postaci pulsacji co jest bardzo niekorzystne z uwagi na wytrzymałość łopatek, również wytrzymałość zmęczeniową. Obniżenie wytrzymałości łopatki jest rzędu od 40% do 50% (rys. 4).

2. RÓWNANIE RUCHU WIRNIKA ZESPOŁU SPRĘŻARKI I TURBINY

Równanie ruchu wirnika silnika turbinowego można zapisać w postaci:

$$M_T - M_S - M_{agr} - M_m = \frac{dE_K}{dt} \quad (4)$$

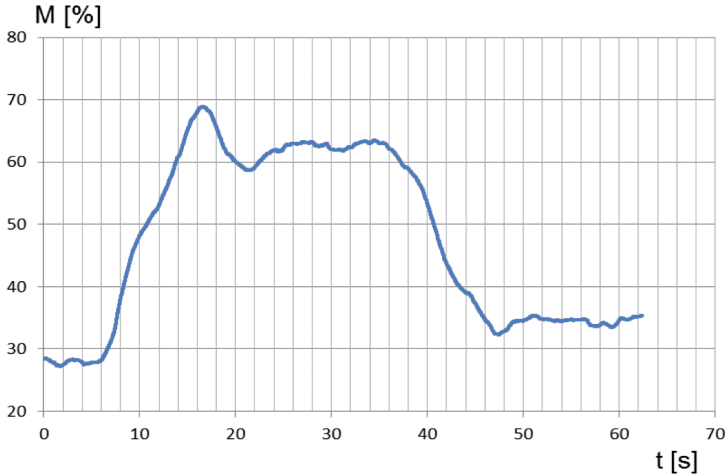
gdzie:

- $E_K = J_z \omega^2 / 2$ – energia kinetyczna wirującego wirnika;
 J_z – masowy biegunowy moment bezwładności wirnika względem osi obrotu;
 M_T – moment obrotowy rozwijany przez turbinę;
 M_S – moment na wale sprężarki;
 M_m – moment wymagany dla pokonania siły tarcia w łożyskach;
 M_{agr} – moment potrzebny do napędu agregatów.

Na ustalonym zakresie gdy: $\frac{dn}{dt} = 0$. (5)

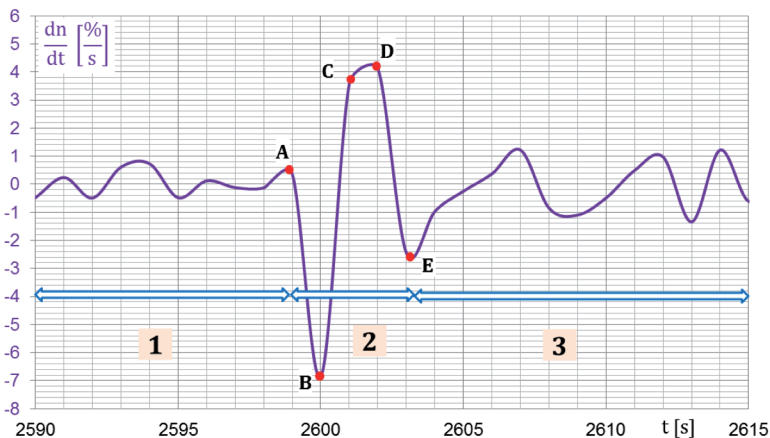
Równanie (4) przyjmuje postać: $M_T = M_S + M_{agr} + M_m$ (6)

Rozkład zmiany momentu turbiny w funkcji czasu, w warunkach dynamicznie zmiennych zakresów pracy silnika przedstawia wykres na rysunku 5, który został opracowany na podstawie opracowania [5]. Zmiana wartości momentu jest następstwem zmiany wydatku paliwa do komory spalania, co wywołuje proces akceleracji – $dn/dt > 0$, bądź deceleracji $dn/dt < 0$.



Rys. 5. Przebieg zmiany momentu turbiny w funkcji czasu pracy silnika w warunkach dynamicznych [opracowanie własne]

Istotę pracy silnika przedstawia przebieg zmiany wartości pochodnej prędkości obrotowej dn/dt , którą wyznaczono i przedstawiono na rysunku 6. W wyniku analizy otrzymano trzy zakresy pracy silnika. Zakres 1 (do punktu A) odpowiada zakresowi quasi ustalonemu, zakres 2 (od pkt. A do pkt. E) charakteryzuje się wystąpieniem gwałtownej deceleracji i akceleracji. Procesy zachodzące w tym czasie w sprężarce odpowiadają procesowi wchodzenia silnika w zakres pompażu. Zakres 3 (od pkt. E) jest związany z wyjściem z zakresu gwałtownych zmian prędkości obrotowych, poprzez stopniowe periodyczne ograniczenia pochodnej dn/dt dla obu procesów (akceleracji i deceleracji) i wejście w zakresy ustalone.



Rys. 6. Zmiany wartości pochodnej prędkości obrotowej dn/dt wirnika silnika turbinowego z wyróżnieniem charakterystycznych zakresów (1 – 2 – 3) [opracowanie własne]

Przebieg zmiany przyspieszenia prędkości obrotowej silnika (rysunek 6 wykonano opierając się na danych zawartych w [5]) przedstawia istniejący stan w kanale przepływowym silnika turbinowego podczas zachodzącego już procesu, w tym niestatecznej pracy. Zobrazowanie nie dostarcza sygnału wyprzedzającego o możliwości zaistnienia tego niekorzystnego zjawiska. Okazuje się, że taką informację niesie ze sobą dopiero analiza prędkości zmian momentu dM/dt (rys. 7), która może być Źródłem informacji wyprzedzającej o wchodzeniu w zakres pompażu. Zależność ta jest następstwem powiązania zachodzącego pomiędzy momentem obrotowym wirnika a kinematyką strumienia, co wyraża się poprzez zasadę zmienności ilości ruchu w czasie dla wirnika sprężarki i turbiny silnika turbinowego:

$$dM = \frac{d(dmc_u r)}{dt} \quad (7)$$

W przypadku przepływu ustalonego odpowiada to następującym warunkom:

$$dm = idem. \quad (8)$$

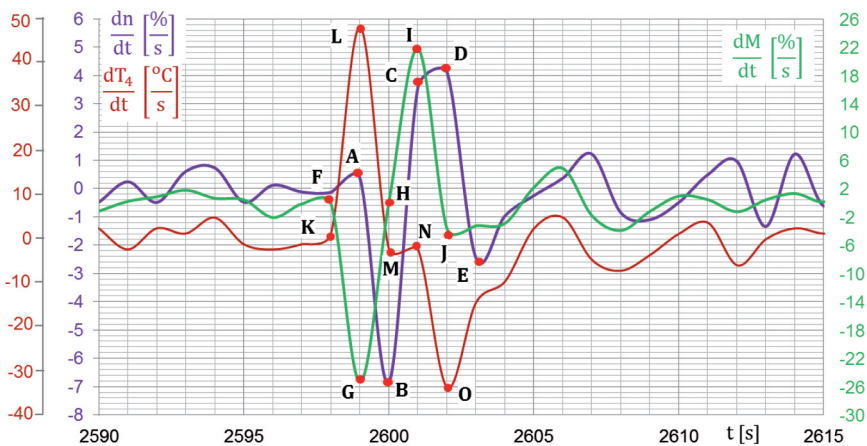
Powyższy warunek daje związek (9) pomiędzy elementarnym momentem obrotowym wirnika a funkcją zmiany prędkości ilości masy czynnika roboczego dm/dt i elementarnego iloczynu składowej prędkości c na kierunku obwodowym u i promienia r na którym ta prędkość występuje:

$$dM = \frac{dmd(c_u r)}{dt} = \frac{dm}{dt} d(c_u r). \quad (9)$$

Równanie (9) można przekształcić do postaci:

$$dM_i = d\dot{m}(c_{1u}r_1 \pm c_{2u}r_2) \quad (10)$$

gdzie: i – turbina lub sprężarka; $d\dot{m} = dm/dt$ – masowe natężenie przepływu.



Rys. 7. Zmiana pochodnych parametrów pracy silnika obejmującej zakres pompażu, gdzie: krzywa A-B-C-D-E przedstawia przebieg funkcji $dn/dt=f(t)$, krzywa F-G-I-J przedstawia przebieg funkcji $dM/dt=f(t)$, krzywa K-L-M-N-O przedstawia przebieg funkcji $DT_4/dt=f(t)$ [opracowanie własne].

Istotny parametr dotyczący informacji o możliwości wejścia w zakres pompażu, uzyskuje się dzięki analizie przebiegu zmian pochodnych głównych parametrów. Ważną jest w tym relacja dotycząca położenia lokalnych wartości ekstremum i charakteru zmian pochodnej prędkości obrotowej i momentu. Jeżeli zostaną porównane pkt. F z pkt. A (rysunek 7 wykonano na podstawie danych zawartych w [5]) widać wyraźne znaczenie śledzenia (badania) pochodnej zmian momentu dM/dt i otoczenia tych punktów, gdyż dostarczają szybszej informacji dotyczącej wchodzenia w głęboką decelerację związaną z pompażem. Gdy w tym samym czasie wirnik jeszcze przyspiesza ($dn/dt > 0$), to chociaż już w nieznacznym stopniu uzyskuje on ujemną wartość przyrostu momentu. Przesunięcie fazowe pomiędzy prędkością zmian momentu dM/dt a przyspieszeniem prędkości obrotowej dn/dt na zakresie deceleracji wynosi około 1 s. W punkcie pracy silnika, w którym zmiana momentu osiąga swą wartość minimalną (pkt. G na rys. 7), przyspieszenie zmian prędkości obrotowej silnika osiąga wartość równą zero (pkt. A). Prowadzi to do gwałtownego wzrostu momentu na wirniku silnika (odcinek GI – wzrost pochodnej momentu). Na pierwszym odcinku GH w wyniku wzrostu pochodnej momentu do zera uzyskuje się maksymalną wartość deceleracji (pkt. B). Po przekroczeniu tego punktu pracy następuje dalszy przyrost momentu rozwijanego przez silnik, co wywołuje akcelerację na odcinku BC – rysunek 6 i 7 (czas 1 s) i pochodna momentu osiąga wartość maksymalną przy jednoczesnym przyroście przyspieszenia prędkości obrotowej do poziomu zbliżonego do maksymalnego – punkt C. Dalsza akceleracja (CD) związana jest ze spadkiem pochodnej momentu do punktu H. Tak intensywne zmiany momentu i prędkości obrotowej prowadzą do intensywnego obciążenia zespołu wirnikowego, co obniża wytrzymałość zmęczeniową elementów sprężarki i jej wału napędowego od turbiny.

Uzyskane wyniki zgodne są z danymi literaturowymi (rys. 8). Przy zastosowaniu podstawowego równania z mechaniki $M\omega = P$ uzyskuje się związek pomiędzy momentem obrotowym i mocą oraz nadmiarem mocy turbiny ΔP :

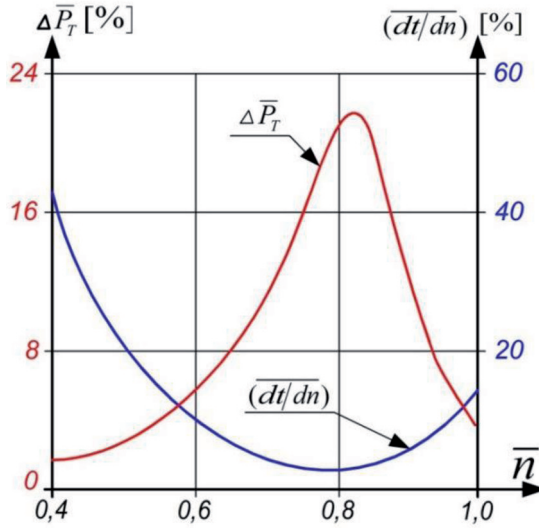
$$P_T - \frac{P_S + P_{agr} + P_m}{\eta_m} = 4\pi^2 J_z n \frac{dn}{dt}, \quad (11)$$

$$\frac{dn}{dt} = \frac{\Delta P_T}{4\pi^2 J_z n}, \quad (12)$$

$$\Delta P_T = P_T - \frac{P_S + P_{agr} + P_m}{\eta_m} \quad (13)$$

gdzie:

- P_T – moc uzyskiwana w turbinie;
- ΔP_T – nadmiar mocy turbiny;
- P_S – moc potrzebna do napędu sprężarki;
- P_{agr} – moc odbierana do napędu agregatów;
- P_m – moc tracona w łożyskach;
- η_m – sprawność mechaniczna.



Rys. 8. Zmiana nadmiaru mocy turbiny i odwrotności pochodnej prędkości obrotowej od zakresu prędkości wirnika [10].

Proces akceleracji odbywa się w przypadku gdy $\Delta P_T > 0$, proces deceleracji przy $\Delta P_T < 0$. Czym wyższy nadmiar mocy turbiny i czym mniejszy moment bezwładności [8], tym większe uzyskiwane są przyspieszenia wirnika dn/dt , co wyraża się przez mniejsze pole pod krzywą dn/dt (rys. 8).

Zmiana momentu M_T i mocy P_T turbiny wiąże się ze zmianą wartości parametrów czynnika roboczego, w tym szczególnie temperatury spalin T_3^* . Związki te wyrażają zależności:

$$P_T = \eta_T \Delta h_{T,iz} \dot{m} \quad (14)$$

$$M_T = \frac{\dot{m}}{\omega} \eta_T \Delta h_{T,iz} \quad (15)$$

gdzie:

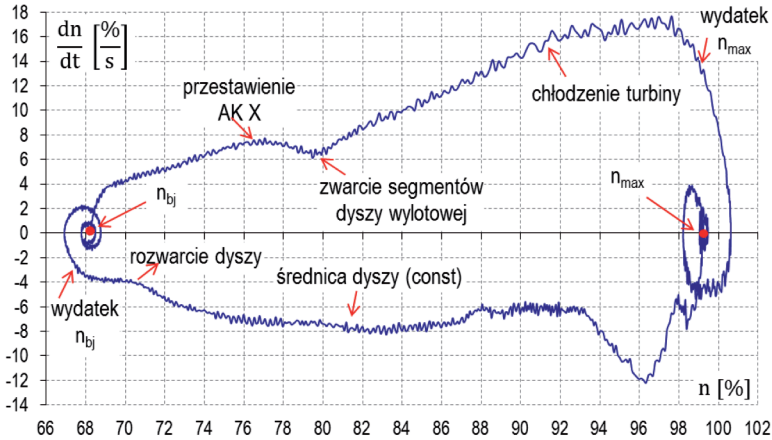
$\Delta h_{T,iz} = f(k; R; T_3^*, \pi_T^*)$ – rozporządzalny spadek entalpii w turbinie,

η_T – sprawność turbiny,

ω – prędkość kątowna wirnika,

\dot{m} – masowe natężenie powietrza przez turbinę.

Uzyskano na podstawie pomiarów i wyliczeń zmianę prędkości temperatury za turbiną dT_4/dt (rys. 7). Wielkość ta w początkowym okresie wchodzenia w zakres niestatecznej pracy jest sygnałem wyprzedzającym wystąpienia procesu deceleracji (odcinek AB) poprzez zarzut temperatury na odcinku KL, który jest dość znaczny. Wyjście z tego zarzutu kończy się w punkcie M, który jest zarazem punktem, w którym prędkość zmiany momentu również zeruje się i zmienia na wartość dodatnią oraz powoduje proces akceleracji (odcinek BC). Przy samym procesie akceleracji zmiana temperatury jest niewielka (odcinek MN). Odpowiedzią układu, której celem jest zablokowanie dalszego procesu akceleracji (odcinek CD), jest obniżenie temperatury poprzez uzyskanie ujemnej prędkości zmian temperatury (odcinek NO). Odpowiada to również spadkowi momentu (odcinek IJ). Następnie układ zwiększa temperaturę, co daje wzrost dT_4/dt i silnik przechodzi w proces stabilizacji prędkości obrotowej.



Rys. 9. Portret fazowy przyrostu prędkości obrotowej silnika Ał-21F3 podczas akceleracji i deceleracji [10].

Dynamikę przebiegu procesu akceleracji i deceleracji również dobrze daje się przedstawić z wykorzystaniem tzw. odwzorowania fazowego przyrostu prędkości obrotowej inaczej portretu fazowego, który pokazuje intensywność zmian (prędkość) parametru w funkcji tego parametru – rysunek 9. Zaletą tej metody jest możliwość wykrywania „ukrytych” niezdatności obiektu (silnika i jego zespołów) oraz analizy działania silnika (zespołu napędowego) w rzeczywistych warunkach pracy.

3. ZAKRESY PRACY NIESTATECZNEJ

Omówiony poprzednio proces wchodzenia sprężarki w zakres pracy niestatecznej, nazywany pompażem, ma charakter kumulowania się czynnika roboczego w pewnej objętości silnika V (może być to np. objętość komory spalania). Gromadzenie się powietrza w pewnym obszarze jest następstwem zróżnicowanego wydatku strumienia np. w przepływie przez sprężarkę (\dot{m}_s) i turbinę (\dot{m}_T). Proces ten można opisać za pomocą równania ciągłości, które przyjmie postać:

$$V \frac{d\rho_S}{dt} = \dot{m}_S - \dot{m}_T \quad (16)$$

Przy założeniu adiabaticzności procesów sprężania i rozprężania oraz zredukowaniu parametrów do wartości normalnych (p_0 i T_0), daje to równanie różniczkowe pierwszego rzędu

$$T \frac{d\pi_S}{dt} + (\pi_S - \pi_{S,0}) = 0 \quad (17)$$

gdzie:

- T – stała czasowa układu (pole pod krzywą dn/dt – rys. 8);
- π_S – spręż sprężarki na bieżącym zakresie;
- $\pi_{S,0}$ – spręż sprężarki na zakresie ustalonym.

Proces powstawania pompażu przedstawiono na rysunku 10. Na wykresie jest zawarta zmiana wartości współczynnika ciśnienia $\Delta\tilde{p}_s$ (18) w funkcji zmiany współczynnika wydatku powietrza \bar{c}_a (19) w charakterystycznym zakresie wartości tego współczynnika.

$$\Delta\tilde{p}_s = \frac{\Delta p_s}{0,5\rho u^2} \quad (18)$$

gdzie:

$\Delta p_s = p - p_{\max}$ – zmiana ciśnienia;

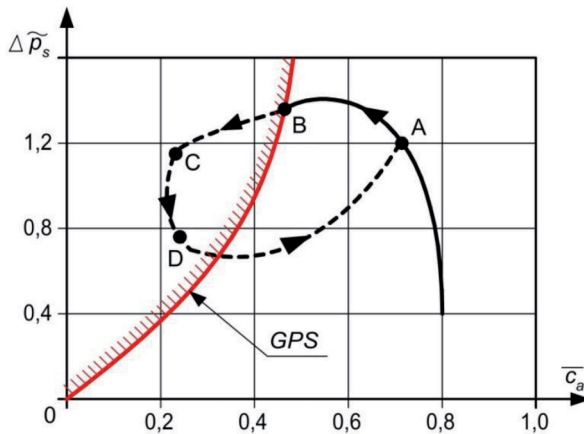
ρ – gęstość powietrza;

u – prędkość obwodowa na średnim promieniu.

Współczynnik wydatku powietrza stanowi zależność składowych prędkości:

$$\bar{c}_a = \frac{c_a}{u} \quad (19)$$

gdzie: c_a – składowa osiowa prędkości bezwzględnej.



Rys. 10. Przebieg pompażu w sprężarce: GPS – granica pracy statecznej układu, A, B, C, D – graniczne punkty pracy sprężarki w stanach przejściowych niestacycznej pracy [11].

Proces zachodzący podczas pompażu można podzielić na następujące etapy (rys. 10):

- proces rozwoju oderwań (zwiększania strat), zakres pracy BC, jest to proces niestacjonarny, charakteryzujący się szybkim i znacznym obniżeniem składowej wartości prędkości \bar{c}_a (a więc i wydatku powietrza w sprężarce) a w następstwie – powiększenia rozmiarów stref oderwań;
- przepływ o mało zmieniającym się natężeniu przepływu powietrza $\bar{c}_a \approx const$ przez sprężarkę, zakres pracy CD, przy występujących oderwaniach na palisadach, czemu towarzyszy spadek współczynnika ciśnienia $\Delta\tilde{p}_s$ (który wiąże się z pulsacją ciśnienia) aż do punktu D, który jest wyjściem z oderwań;
- szybkie przywracanie wydatku powietrza wraz z przyrostem ciśnienia, zakres pracy DA, powoduje zmniejszenie stref oderwań, jest to proces niestacjonarnego wyjścia sprężarki z oderwań pompażu.

Proces kończy się wyjściem na gałąź AB charakterystyki sprężarki (zakres pracy statecznej – bez oderwań), granica stateczności dynamicznej znajduje się w punkcie B. Przemieszczenie się punktu pracy w górę linii AB jest uwarunkowane przez obecność dodatniego (nadmiaru) wydatku powietrza, który wspomaga przepływ przez sprężarkę do turbiny. Przy obecności dodatniego wydatku powietrza w punkcie B, który to punkt pracy kontynuuje przemieszczanie się w górę w obszar oderwań. Tym samym zaczyna się nowy cykl samowzbudnych pulsacji strumienia. Przerwanie zaś pompazu w obszarze statecznego przepływu może być osiągnięte tylko wówczas, kiedy następuje wyrównanie możliwości współpracy sprężarki i turbiny, a linia dławienia przecina krzywą wydatku strumienia poniżej granicy stateczności (linia GPS – rysunek 10). Możliwość obniżenia linii dławienia może być osiągnięta w tym procesie przy pełnym odcięciu wydatku paliwa do komory spalania i kiedy jest spełniony warunek dotyczący wartości sprężu maksymalnego $\pi_{s,\max} < \pi_s(B)$.

Konsekwencją pracy sprężarki na zakresach niestatecznych (pompazu) jest występowanie pulsacji ciśnienia i obniżenie ciśnienia, które odbywa się z powodu obecności ujemnego wydatku powietrza w systemie, ze względu na występujące oderwania strumienia w sprężarce. Po osiągnięciu gałęzi A-B (rys. 10) charakterystyki, wskutek uzyskania dodatniego wydatku powietrza w układzie sprężarkowym, zaczyna się wzrost ciśnienia za sprężarką aż do osiągnięcia granicy wejścia w proces odrywania się strumienia od łopatek i początku następnego pompazowego cyklu.

4. PODSUMOWANIE

Z powyższej analizy wynika duża złożoność procesu współpracy sprężarki i turbiny, szczególnie na zakresach niustalonych. Praca sprężarki winna zapewnić maksymalny spręż przy maksymalnym masowym natężeniu przepływu, co jest możliwe do realizacji na zakresie obliczeniowym tego zespołu. Warunki eksploatacyjne wymuszają zmianę zakresu pracy sprężarki (silnika), co wywołane jest zmianą prędkości obrotowej wirnika, prędkości i wysokości lotu czy parametrów powietrza (T_H i p_H). Poważnym problemem w tym zakresie dla silników turbinowych jest wejście w ślad strumienia za innym silnikiem odrzutowym. Wywołuje to zmiany warunków pracy palisad sprężarkowych prowadzących do powstawania stref oderwań na łopatkach, które przechodzą w pompaz. Oznaką wejścia sprężarki w ten zakres pracy jest pulsacja parametrów (ciśnienia, prędkości i temperatury) powietrza i spalin, co powoduje drgania zarówno palisad łopatek sprężarki – jak i turbiny. Takie warunki pracy sprężarki stanowią element bardzo niebezpieczny z punktu widzenia eksploatacji zespołu napędowego i bezpieczeństwa lotu przekładający się, między innymi, na utratę wysokości przez statek powietrzny.

Bardzo ważnym problemem z punktu widzenia zabezpieczenia silnika przed skutkami pompazu jest określenie parametrów, które mogłyby być sygnałem informacyjnym o możliwości wejścia w ten zakres pracy dla układu sterowania. Z przeprowadzonej analizy wynika, że istotnymi sygnałami informacyjnymi okazały się prędkość zmiany momentu obrotowego zespołu wirnikowego dM/dt i temperatury spalin dT_4/dt . Ocena i analiza tych wartości umożliwia szybką reakcję układu zabezpieczającego silnik przed możliwością pojawienia się pompazu, poprzez zmianę wydatku paliwa i wykorzystanie układu mechanizacji sterowania sprężarki. Współczesne układy sterowania nie wymuszają w przypadku zaistnienia tego procesu wchodzenia w lot nurkowy (zwiększenie składowej prędkości c_u) przy zmniejszaniu prędkości obrotowej (zmniejszenie składowej prędkości c_u), co było metodyką wychodzenia z tego zakresu w początkowym okresie eksploatacji turbinowych silników odrzutowych [1], [9]. Opracowując tę publikację wykorzystano niezbędne dane z zapisów badań użytkowanych współcześnie lotniczych silników turbinowych.

Analiza tego typu procesów stanowi istotny obszar w obliczeniach każdego silnika, ale jest jednak jednym z trudniejszych zagadnień dotyczących modelowania zjawisk silnikowych.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Balicki W., Chachurski R., Kawalec K., Kozakiewicz A. i Szczeciński S., 2009, „Praca niestateczna silników turbinowych – przyczyny powstawania i sposoby zapobiegania”, *Prace Instytutu Lotnictwa*, 4(199), str. 50-55.
- [2] Campusty N.A., 2004., *Compressor aerodynamics*. Floryda, Kireger PC.
- [3] Kazandżan, 1995, *Teorija awiacyjnych dwigatielej*. Moscow, Mashinostroenie.
- [4] Kotlarz W., 1973, *Pieriechodnyje prociesy w gazoturbinyh ustanowkach*, Leningrad, Mashinostroenie.
- [5] Kowalski M., Pietraszek M., Szymczak J. i Winczura Z., 2010, *Analiza wystąpienia pompażu podczas odpalenia pocisków NLPR-70 ze śmigłowca W-3W*. Warszawa, ITWL Nr V 5786.
- [6] Kozakiewicz A. i Frant M., 2011, “Construction of an air intake system model for F-100-PW-229 engine in F-16 aircraft for intake vortex development analysis”, *Transactions of the Institute of Aviation*, 4(210), pp. 37-46.
- [7] Mowikow A.C., 2007, *Kontrol i diagnostyka techniczekowo sostajanija gazoturbinyh dwigatielej*. Moscow, Nauka.
- [8] Orkisz M., 1990, *Charakterystyki użytkowe turbinowych silników odrzutowych, a stateczność pracy sprężarki*, Dęblin, WOSL.
- [9] Szczeciński S., 1955, „Zjawisko pompażu w odrzutowych silnikach sprężarkowych ze sprężarkami odśrodkowymi”, Warszawa, *Wojskowy Przegląd Lotniczy*, VIII.
- [10] Szczepanik R. i inni, 2003, *Sprawozdanie z pracy pod tytułem: Badania charakterystyk $dn/dt=f/n$ silników 89 celem identyfikacji charakterystycznych punktów portretu fazowego*. Warszawa: ITWL Nr V 1209.
- [11] Szlachtjenko C.M., 1987, *Teorija i rasczot wozduszno – rieaktiwnych dwigatielej.*, Moscow, Mashinostroenie.

PARAMETERS DEFINING ENTRY OF THE TURBINE ENGINE INTO THE UNSTABLE WORK OF THE COMPRESSOR

Abstract

This paper presents reasons for generating non uniform area of parameters on the entry to the compressor of the turbine engine and their influence on the air stream kinematics at the decreasing fatigue strength of the compressor blade. Analysis of the course of the torque rotor changes as the function of time was presented. Courses of basic parameters of the turbine engine work during the ingress into the range of unstable work were presented. The crucial role in this estimation of changes of the first differential of the torque in relation to changes in acceleration of the rotor which can be a significant signal of the possibility of surge occurrence in the compressor were defined. This parameter can be a signal for the control system to eliminate this bad phenomenon. The dynamics of the engine supported with the research during surge through the study of parameters' phase portraits of its work were also presented. The article contains analysis of the dynamics of changes in temperature of combustion gas.

Keywords: axial compressor, surge, turbine-jet engine, phase portrait.