

dr hab. inż. Leszek UŁANOWICZ, prof. ITWL

Institut Techniczny Wojsk Lotniczych,
ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa, Polska
E-mail: leszek.ulanowicz@itwl.pl

dr inż. Grzegorz JASTRZĘBSKI

Institut Techniczny Wojsk Lotniczych,
ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa, Polska
E-mail: grzegorz.jastrzebski@itwl.pl

dr inż. Paweł SZCZEPANIAK

Institut Techniczny Wojsk Lotniczych,
ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa, Polska
E-mail: pawel.szczepaniak@itwl.pl

Metoda do szacowania trwałości lotniczych napędów hydraulicznych

Słowa kluczowe: lotnictwo, trwałość, napęd hydrauliczny, pompa hydrauliczna, stan techniczny

Streszczenie: W dotychczasowej praktyce szacowania trwałości zespołów lotniczych napędów hydraulicznych stosowany jest wariant, który wymaga prowadzenia długotrwałych badań zespołów napędu do czasu ich przejścia w stan niezdatności. Badania tego typu, umożliwiające szacowanie trwałości a posteriori, są kosztowne i długotrwałe. Istnieje więc potrzeba poszukiwania nowych strategii szacowania trwałości. W artykule zaprezentowano metodę szacowania trwałości zespołu napędu hydraulicznego opartą o kontrolę jego zmiany stanu technicznego. Kontrola stanu technicznego umożliwia wykrycie we właściwym czasie stanu przed awaryjnego zespołu hydraulicznego. Nową metodą jest wykorzystanie, do wykrycia stanu przed awaryjnego zespołu, zasady wyznaczania uprzedzających tolerancji parametru kontrolnego. Tolerancje uprzedzające stanowią zbiór wartości parametru kontrolnego zawartych między poziomami granicznym i przed awaryjnym (dopuszczalnym). Intensywność wyczerpywania się trwałości (intensywności starzenia, zużywania) ma losowy charakter. W artykule przedstawiono stochastyczny opis zmiany parametru kontrolnego oraz wynikające z niego empiryczne zależności funkcji gęstości prawdopodobieństwa czasu przeprowadzania sprawdzeń parametru kontrolnego (okresowość kontroli) i funkcji gęstości prawdopodobieństwa zmiany wartości parametru kontrolnego. Opisano wzajemne związki obu tych funkcji. Przedstawiono zależności umożliwiające wyznaczenie wartości dopuszczalnej parametru kontrolnego i okresowość sprawdzeń parametru kontrolnego po przekroczeniu wartości dopuszczalnej. Zaprezentowano przykład szacowania trwałości tłoczkowej pompy hydraulicznej z samolotu użytkowanego w Siłach Zbrojnych RP. Dla wybranych parametrów kontrolnych pompy hydraulicznej wyznaczono ich wartości dopuszczalne oraz czas pierwszej kontroli parametru kontrolnego po przekroczeniu wartości dopuszczalnej. Zaprezentowana metoda wiąże trwałość z fizycznymi mechanizmami zużywania się zespołów. Przedstawiona metoda może być wykorzystana w pracach mających na celu określanie zasobu pracy urządzeń technicznych. Umożliwia ona użytkowanie urządzeń technicznych według strategii stanu technicznego z kontrolowaniem parametrów.

1. Wstęp

Problem szacowania trwałości zespołów lotniczego napędu hydraulicznego stanowi szerokie zagadnienie prognozowania w fazie konstruowania ich eksploatacyjnych zachowań,

jak również prognozowania zmiany ich stanu technicznego w fazie eksploatacji. Doświadczenia z eksploatacji lotniczych napędów hydraulicznych w statkach powietrznych (SP) wskazują, że po wykorzystaniu ustalonej przez producenta trwałości normatywnej większość zespołów hydraulicznych ma jeszcze pewien zasób pracy, który może być wykorzystany [21, 24]. Może to świadczyć o tym, że na etapie projektowania zespołów hydraulicznych niewłaściwie zidentyfikowano warunki ich pracy i narzucono nieadekwatne ograniczenia przy szacowaniu ich trwałości [14]. Istnieje więc potrzeba technicznego i naukowego poszukiwania metod szacowania trwałości korygujących przyjęte założenia projektowe z jednoczesnym zachowaniem funkcjonalności i efektów działania zespołu hydraulicznego.

Na podstawie dostępnej literatury można sobie wyrobić pewien pogląd odnośnie do ogólnych zasad szacowania trwałości zespołów hydraulicznych, przyjętych przez różne ośrodki naukowo-badawczo-produkcyjne [1, 14].

Dotychczasowa praktyka szacowania trwałości zespołów lotniczego napędu hydraulicznego jest wielowątkowa i wielokierunkowa. Główny kierunek szacowania trwałości opiera się o zasadę, że na podstawie danych z badań laboratoryjnych i stanowiskowych można oszacować trwałość zespołu w odpowiednich warunkach eksploatacyjnych [7, 23]. Drugim kierunkiem, uzupełniającym główny kierunek jest szacowanie trwałości oparte na badaniach niezawodności eksploatacyjnej zespołu [1,13]. Oba kierunki wykorzystują do projektowania zespołów koncepcje bezpiecznej trwałości.

Pierwszy kierunek szacowania trwałości wymaga prowadzenia długotrwałych i kosztownych badań zespołów hydraulicznych do czasu ich przejścia w stan niezdatności [2, 7]. W podejściu tym na etapie projektowania przeprowadza się próby zużyciowe zespołów hydraulicznych [4, 18]. Próby te wykonywane są wyłącznie w warunkach stanowiskowych [5, 11]. Mają one na celu sprawdzenie założonej odporności hydraulicznych par precyzyjnych badanego zespołu [2, 22]. Próby te prowadzi się wg specjalnie opracowanych programów dla danego zespołu, z reguły przewidujących przyspieszony ich tryb i ostrzejsze warunki obciążeń od występujących w eksploatacji [14]. Realizuje się je do czasu uszkodzenia się zespołu hydraulicznego. Na ogół program prób, ustalany w trakcie opracowywania danego zespołu hydraulicznego, przewiduje realizację szeregu jednakowych, kolejno po sobie następujących etapów, z których każdy składa się z szeregu podetapów o różnych wartościach parametrów obciążeń badanego zespołu, realizowanych w określonym czasie a więc w określonej liczbie cykli obciążeń [9, 12]. Widać stąd, że czasokres badań jest bardzo długi i stąd badania te są również kosztowne. Próby zużyciowe nie uwzględniają jednak wszystkich wymuszeń eksploatacyjnych, gdyż samo odtworzenie na stoisku rzeczywiście występujących w eksploatacji obciążeń badanego zespołu jest dużym problemem. Zasady ustalania każdorazowego programu prób są też zagadnieniem niezmiernie skomplikowanym i czasochłonnym. Rozrzut wyników eksperymentalnych badań zużyciowych przy szacowaniu trwałości zespołu hydraulicznego jest podstawą do wprowadzania współczynnika bezpieczeństwa, czyli niemianowanego stosunku wartości niebezpiecznej do wartości dopuszczalnej. Najczęściej współczynnik bezpieczeństwa uwzględnia: ewentualną nieadekwatność programu prób do rzeczywistych warunków pracy zespołu w warunkach eksploatacji [2], dostępność dla kontroli miejsca zużycia [19], charakter postępującego zniszczenia oraz prędkość destrukcji [14], stopień wiarygodności określenia obciążeń badanego zespołu [24], liczebność próbki badanej na stanowisku [2]. Agamirov i Reicher przyjmowali wartość współczynnika uwzględniającego ewentualną nieadekwatność programu prób do rzeczywistych warunków pracy zespołu równą 1,0 [2], a Ignatowicz z zespołem wartość równą 1,5 [14]. Uwzględniając dostępność dla kontroli miejsca zużycia, charakter postępującego zniszczenia oraz prędkość destrukcji Otshu i zespół przyjmowali wartość współczynnika 1,2 [19]. Uwzględniając liczebność próbki, w przypadku jednej próbki

badanej na stanowisku przyjmowano wartość współczynnika 5, a dla sześciu próbek wartość 3 [2]. Generalnie wartość współczynnika bezpieczeństwa przejmowana jest od 1 do 5 [14, 24]. Na podstawie wyników badań zużyciowych oraz uwzględniając współczynniki bezpieczeństwa ustala się trwałość normatywną (resurs) [1, 26].

Innym podejściem szacowania trwałości zespołów hydraulicznych wykorzystującym koncepcje bezpiecznej trwałości są badania niezawodności eksploatacyjnej [17, 27]. Strategia ta zakłada użytkowanie zespołu na statku powietrznym do chwili wystąpienia uszkodzenia. W ramach tej strategii wykorzystuje się metody statystyczne oraz komputerowe techniki symulacyjne i programowane badania niezawodności. Strategia ta może być stosowana tylko wówczas, gdy następstwa uszkodzeń nie naruszają zasad bezpieczeństwa pracy i nie zwiększają kosztów eksploatacji zespołów hydraulicznych [27].

Metody szacowania trwałości oparte na współczynnikach bezpieczeństwa nie dają możliwości oceny funkcji rozkładu trwałości zespołu hydraulicznego na etapie projektowania. Dlatego też realizowane są również prace mające na celu zapewnienie efektywnej eksploatacji zespołów hydraulicznych, wykorzystując do tego celu nowoczesne metody diagnostyczne [16, 20]. Głównym kierunkiem tych prac jest opracowywanie metodologii zarządzania prognostycznego i zarządzania stanem technicznym zespołów oparte na łączeniu wielu źródeł informacji z eksploatacji. Do przetwarzania danych z eksploatacji służą nowoczesne techniki śledzenia sieci neuronowych, a także algorytmy automatycznego wnioskowania i algorytmy progresji prawdopodobieństwa awarii [6, 8]. W ten nurt wpisują się również badania tzw. trwałości resztkowej, w których wykorzystuje się modele rozszerzonej techniki filtra Kalmana, przewidywania szeregów czasowych, wielowymiarowego rozkładu danych i rekonstrukcji przestrzeni fazowej [9, 20]. Badany jest również wpływ kontaminacji na trwałość różnych hydraulicznych par precyzyjnych zespołów hydraulicznych [25]. Do prognozowania okresu użytkowania zespołu hydraulicznego wykorzystywana była eksperymentalna metoda pomiaru wrażliwości na zanieczyszczenia oparta o model wrażliwości na zanieczyszczenia. W niektórych pracach identyfikowano czas niezawodnej pracy odnawialnego obiektu technicznego poprzez zastosowanie trzech kryteriów, w których użyto następujących statystyk: zmodyfikowanej statystyki Kołmogorowa-Smirnowa (MK-S), statystyki średniego odchylenia bezwzględnego dystrybuanty hipotetycznej od empirycznej oraz statystyki obliczanej na podstawie zlogarytmowanej funkcji wiarygodności [3, 21]. Wartości tych statystyk posłużyły do rangowania jedenastu rozkładów prawdopodobieństwa uszkodzeń. Wykazano, że na podstawie zagregowanego kryterium uwzględniającego trzy statystyki zgodności dopasowania zwiększa się wiarygodność estymacji rozkładu czasu pracy do uszkodzenia, unikając tym samym błędów jakie można popełnić uzależniając się tylko od jednej z nich.

Agamirov i Vestyak oraz Blancke z zespołem wykazali, że w napędach hydraulicznych występuje silne skorelowanie parametrów określających ich stan zdatności z czasem ich użytkowania [1, 7]. Można więc przewidywać chwilę wystąpienia zmiany stanu technicznego zespołu napędu hydraulicznego, pod warunkiem periodycznej kontroli tego stanu [1, 24]. Wykorzystując tę własność autorzy niniejszego artykułu zaproponowali aprioryczno-predykcyjną metodę szacowania trwałości.

Metoda przedstawiana w niniejszym artykule opiera się na obserwacji wybranego parametru kontrolnego zespołu napędu hydraulicznego w czasie jego użytkowania. Kontrola ta ma na celu wykrycie we właściwym czasie stanu przed awaryjnego (dopuszczalnego). Nową metodą jest wykorzystanie do wykrycia stanu przed awaryjnego zasady tolerancji uprzedzających na wybrany parametr kontrolny. Tolerancje uprzedzające stanowią zbiór wartości wybranego parametru kontrolnego zawarty między poziomami granicznym i przed awaryjnym (dopuszczalnym). Periodyczna kontrola stanu technicznego zespołu hydraulicznego za pomocą wybranych parametrów kontrolnych umożliwia przewidywanie

chwili wystąpienia stanu granicznego zespołu napędu hydraulicznego. Ilościowe charakterystyki zużyciowe zespołów hydraulicznych zmieniają się w czasie a ich wpływ na stan techniczny lotniczego napędu hydraulicznego ma charakter losowy. Warunkiem implementacji metody jest znajomość poziomu granicznego parametru kontrolnego zespołu napędu hydraulicznego. Wartość graniczna parametru kontrolnego zespołu napędu hydraulicznego jest określana na etapie jego konstruowania i projektowania. Wynika ona z warunków konstrukcyjnych hydraulicznych par precyzyjnych (par nurnikowych, rozdzielczych, regulacyjnych) i funkcjonalnych całego zespołu hydraulicznego. Zależy w dużej mierze od zastosowanych materiałów oraz rozwiązania konstrukcyjnego hydraulicznych par precyzyjnych i konfrontowana jest głównie z procesami destrukcji tych par, w wyniku ich eksploatacji. Wartość graniczna najważniejszych parametrów zespołu hydraulicznego podawana jest przez producenta w jego dokumentacji technicznej i stanowi kryterium odniesienia w czasie eksploatacji.

Przedstawiana metoda oparta jest na kontroli poziomu wartości dopuszczalnej (stan przed awaryjny) wybranego parametru kontrolnego i określeniu związku tego parametru z okresowością jego sprawdzeń, przy zapewnieniu zadanego poziomu nieuszkodzalności (wyznaczona a priori niezawodność zespołu hydraulicznego). Dopuszczalny poziom parametru kontrolnego jest to taka jego wartość, przy której parametr ten zmierzony w chwili t_1 nie osiągnie do momentu t_2 poziomu granicznego z prawdopodobieństwem $p(t) \geq p_w$, gdzie p_w jest założonym poziomem prawdopodobieństwa bezawaryjnej pracy zespołu w czasie $\Delta\tau = t_2 - t_1$. Jeżeli wartość dowolnego parametru kontrolnego zespołu hydraulicznego η przekroczy wartość dopuszczalną η_{dop} , ale nie przekroczy wartości granicznej η_{gr} , tj. $\eta_{dop} \leq \eta \leq \eta_{gr}$, to uważa się, że napęd hydrauliczny znajdują się w stanie przed awaryjnym. Osiągnięcie przez parametr kontrolny poziomu dopuszczalnego związane jest ze zmianą częstotliwości kontroli tj. $\Delta\tau = t_2 - t_1$. Wielkość tolerancji uprzedzających $\Delta\eta = \eta_{gr} - \eta_{dop}$ jest związana z częstotliwością kontroli $\Delta\tau = t_2 - t_1$ w taki sposób, aby realizacja procesu zmiany parametru decydującego o stanie technicznym zespołu hydraulicznego, po przecięciu poziomu dopuszczalnego η_{dop} przy przepracowanym czasie $t_1 \leq \tau \leq t_2$ nie przecięła do chwili t_2 poziomu η_{gr} z prawdopodobieństwem $p(t) \geq p_w$. Osiągnięcie przez którykolwiek parametr kontrolny wartości dopuszczalnej umożliwi identyfikację zespołów, które wkrótce mogą osiągnąć stan graniczny. Osiągnięcie przez którykolwiek parametr kontrolny η poziomu granicznego η_{gr} tj. $\eta \geq \eta_{gr}$ oznacza kres trwałości zespołu hydraulicznego tj. konieczność zaprzestania jego użytkowania. Należy tu dodać, że w przypadku zespołów odnawialnych można poddać go procedurze remontowej.

2. Opis procesu zmiany parametru kontrolnego zespołu hydraulicznego

W poniższym artykule przyjęto następujące oznaczenia:

- $\eta(t)$ – funkcja losowa parametru kontrolnego,
- η_{dop} – dopuszczalna wartość parametru kontrolnego w losowym momencie czasu T_{dop} ,
- η_{gr} – graniczna wartość parametru kontrolnego,
- T_1 – czas osiągnięcia przez parametr kontrolny poziomu dopuszczalnego,
- T_2 – czas przeprowadzania sprawdzenia stanu technicznego po przekroczeniu poziomu dopuszczalnego (zakres trwałości resztkowej),
- x – losowy czas przecięcia przez funkcję losową parametru kontrolnego dopuszczalnego η_{dop} lub granicznego η_{gr} .

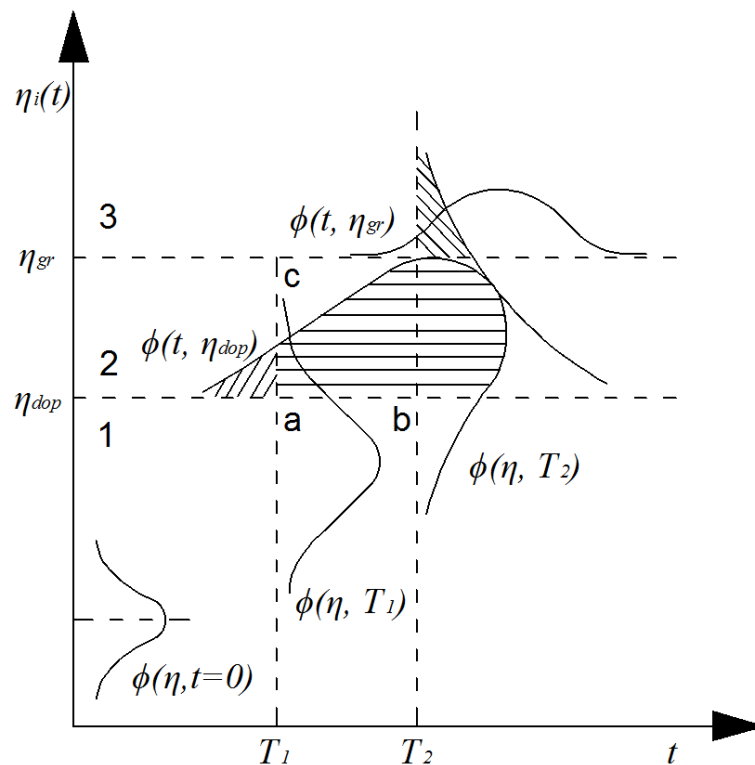
Do opisu metody szacowania trwałości napędu hydraulicznego przyjęto następujące założenia:

- 1) Zmiany wartości parametru kontrolnego zespołów hydraulicznych przebiegają nieprzerwanie w czasie i zachodzą w wyniku procesów zużycia precyzyjnych par tribologicznych tych zespołów.
- 2) Zmiana wybranego parametru kontrolnego zespołu napędu hydraulicznego η jest procesem losowym $\eta(t)$ przebiegającym pod oddziaływaniem szerokiego widma czynników eksploatacyjnych.
- 3) Z badań stanowiskowych lub eksploatacyjnych pozyskano dane umożliwiające formalny opis procesu losowego.
- 4) Na etapie projektowania określono wartość poziomu granicznego η_{gr} wybranych parametrów kontrolnych zespołu napędu hydraulicznego $\eta(t)$. Wartość graniczna parametru kontrolnego nie ulega zmianie w czasie całego życia zespołu hydraulicznego i jest nieprzekraczalnym kryterium odniesienia.

Aby można było oszacować trwałość zespołu napędu hydraulicznego należy dysponować konkretną postacią rozkładu zmiennej losowej, w postaci funkcji gęstości prawdopodobieństwa.

Na rys. 1 przedstawiono zmiany jednowymiarowej funkcji gęstości rozkładu $\phi(\eta, t)$ losowego parametru kontrolnego i funkcji gęstości rozkładu $f(\eta_{dop}, t)$ przecięcia granicy pola trwałości resztkowej. Przebiegi zmiany funkcji gęstości dzielą trwałość napędu na trzy obszary:

- 1) obszar w którym zespół hydrauliczny jest w stanie pełnej sprawności,
- 2) obszar przed awaryjny, w którym występuje ścisły związek wartości tolerancji resztkowej kontrolowanego parametru z okresowością sprawdzeń, przy zapewnieniu zadanego poziomu nieuszkodzalności (wyznaczona a priori niezawodność zespołu hydraulicznego),
- 3) obszar graniczny, czyli obszar w którym zespół hydrauliczny jest w stanie niezdadności do pracy.



Rys. 1. Charakterystyka trwałości zespołu napędu hydraulicznego dla przypadku procesu losowego $\eta(t)$ zmiany parametru kontrolnego tego zespołu [Źródło: Opracowanie własne]

Z rys. 1 wynika, że dla wykrycia - we właściwym czasie - stanu przed awaryjnego (dopuszczalnego) należy określić związek okresowości sprawdzeń $\Delta\tau = T_2 - T_1$ i tolerancji uprzedzających (trwałości resztkowej) $\Delta\eta = \eta_{gr} - \eta_{dop}$ na kontrolowany parametr, przy zapewnieniu zadanego poziomu nieuszkodzalności (wyznaczona a priori niezawodność zespołu hydraulicznego). Moment sprawdzenia powinien być wybrany w ten sposób, żeby $\eta_{dop} < \eta(T) < \eta_{gr}$.

Dla poziomu parametru kontrolnego η_{dop} mamy $x \leq T_1$ wtedy i tylko wtedy, gdy $\eta > \eta_{dop}$ a dla poziomu η_{gr} mamy $x \leq T_2$ wtedy i tylko wtedy, gdy $\eta > \eta_{gr}$. Stąd do przecięcia zdarzeń na poziomie η_{dop} mamy $\{x \leq T_1\} \cap \{x \leq T_2\} = \{x \leq T_1\}$ wtedy i tylko wtedy, gdy dla czasu T_2 mamy $\{\eta > \eta_{dop}\} \cap \{\eta > \eta_{gr}\} = \{\eta > \eta_{gr}\}$. Możemy więc zapisać, że:

$$P\{x \leq T_1\}_{\eta_{dop}} = P\{\eta > \eta_{gr}\}_{T_2},$$

co oznacza, że prawdopodobieństwo $P\{x \leq T_1\}$ przy poziomie dopuszczalnym parametru kontrolnego η_{dop} jest równe prawdopodobieństwu $P\{\eta > \eta_{gr}\}$ w czasie T_2 sprawdzenia stanu technicznego po przekroczeniu poziomu dopuszczalnego. Stąd otrzymujemy:

$$\int_0^{T_1} f(x/\eta_{dop})dx = \int_{\eta_{gr}}^{\infty} \phi(\eta/T_2) d\eta \quad (1)$$

gdzie: $f(x/\eta_{dop})$ – warunkowa funkcja gęstości rozkładu wielkości losowej czasu x pod warunkiem, że parametr kontrolny przyjął wartość η_{dop} ;

$\phi(\eta/T_2)$ – warunkowa funkcja gęstości rozkładu wielkości losowej $\eta(t)$ pod warunkiem, że czas pracy osiągnął czas T_2 sprawdzenia stanu technicznego po przekroczeniu poziomu dopuszczalnego.

Podobnie jak równanie (1) wyprowadza się równanie dla poziomu dopuszczalnego η_{dop} w czasie T_2 :

$$\int_0^{T_2} f(x/\eta_{dop})dx = \int_{\eta_{dop}}^{\infty} \phi(\eta/T_2) d\eta \quad (2)$$

Porównując równanie (1) z równaniem (2) otrzymamy:

$$\int_{T_1}^{T_2} f(t/\eta_{dop})dt = \int_{\eta_{dop}}^{\eta_{gr}} \phi(\eta/T_2) d\eta \quad (3)$$

Z równania (3) wynika, że dla monotonicznego procesu losowego $\eta(t)$ z danym czasem T_1 i znanej wartości poziomu granicznego η_{gr} wyznaczyć można kolejny termin sprawdzenia stanu technicznego T_2 i wartość poziomu dopuszczalnego η_{dop} w tym czasie. Następnym wynikającym z zapisu równania (3) jest następujące równanie:

$$\int_{T_1}^{T_2} f(t/\eta_{gr}) dt = \int_0^{T_1} f(t/\eta_{dop}) dt \quad (4)$$

Z powyższego równania wynika, że zmiana wartości wybranego parametru kontrolnego, po przecięciu poziomu dopuszczalnego η_{dop} przy przepracowanym czasie $t_1 \leq \tau < t_2$ nie przetnie do czasu t_2 poziomu η_{gr} . Wszystkie trajektorie procesu losowego parametru kontrolnego przechodząc z obszaru ab (patrz rys. 1) do obszaru bc powodują zmianę częstotliwości sprawdzeń zespołu hydraulicznego.

Zmiany wartości wybranych parametrów kontrolnych zespołu hydraulicznego przebiegają nieprzerwanie w czasie i przejście zespołu hydraulicznego z jednego stanu do drugiego zachodzi w wyniku procesów zużycia precyzyjnych par tribologicznych tych zespołów. Ze względu na fakt, że wystąpienie uszkodzenia elementu zespołu hydraulicznego jest spowodowane przypadkowymi zmianami intensywności procesu zużycia można założyć liniowy przebieg procesu zużycia. Pozwala to opisać proces zużycia precyzyjnych par tribologicznych zespołu hydraulicznego rozkładem normalnym.

Dla rozkładu normalnego wartość oczekiwana $m_\eta(t)$ i odchylenie standardowe $\sigma_\eta(t)$ są aproksymowane zależnościami liniowymi:

$$\begin{aligned} m_\eta(t) &= m_a + m_b t \\ \sigma_\eta(t) &= \sigma_a + \sigma_b t \end{aligned} \quad (5)$$

Stałe współczynniki m_a i m_b określa się wzorami:

$$\begin{aligned} m_a &= \frac{t_{i+1} m_\eta(t_i) - t_i m_\eta(t_{i+1})}{t_{i+1} - t_i} \\ m_b &= \frac{m_\eta(t_{i+1}) - m_\eta(t_i)}{t_{i+1} - t_i} \end{aligned} \quad (5a)$$

Współczynniki σ_a i σ_b oblicza się z analogicznych wzorów. Funkcje momentów $m_\eta(t)$ i $\sigma_\eta(t)$ określamy z histogramów rozkładu $\phi(\eta, t_2)$ (patrz rys. 2 do 4).

Dla rozkładu normalnego funkcja gęstości rozkładu $\phi(\eta, t_2)$ wielkości losowej $\eta(t)$ w czasie t_2 sprawdzenia stanu technicznego ma postać:

$$\phi(\eta/t_2) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} (\sigma_a + \sigma_b t_2)} \exp \left[-\frac{(\eta - m_a - m_b t_2)^2}{2(\sigma_a + \sigma_b t_2)^2} \right] \quad (6)$$

Na podstawie zależności (4) funkcja gęstości rozkładu czasu pierwszego przecięcia poziomu przed awaryjnego (dopuszczalnego) $f(\eta_{dop}, t)$ ma postać:

$$f(t/\eta_{dop}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} (\sigma_a + \sigma_b t)} \exp \left[-\frac{(\eta_{dop} - m_a - m_b t)^2}{2(\sigma_a + \sigma_b t)^2} \right] \frac{d}{dt} \left(\frac{\eta_{dop} - m_a - m_b t}{\sigma_a + \sigma_b t} \right) \quad (7)$$

Podstawiając wyrażenie (6) i (7) do równania (3) wykonując całkowanie i niezbędne przekształcenia otrzymamy zależności na η_{dop} i $\Delta\eta = \eta_{gr} - \eta_{dop}$ dla rozkładu normalnego parametru kontrolnego:

$$\eta_{dop} = \frac{\eta_{gr}(\sigma_a + \sigma_b T_1) - (m_b \sigma_a - m_a \sigma_b)\tau}{\sigma_a + \sigma_b T_1 + \sigma_b \tau} \quad (8)$$

$$\Delta\eta = \frac{[(\eta_{gr} - m_a)\sigma_b + m_b \sigma_a]\tau}{\sigma_a + \sigma_b T_1 + \sigma_b \tau} \quad (9)$$

Czas osiągnięcia przez parametr kontrolny poziomu dopuszczalnego T_1 tj. czas pierwszego sprawdzania parametru kontrolnego, określić można z warunku założonego poziomu prawdopodobieństwa bezawaryjnej pracy P_{bp} zgodnie z następującym wyrażeniem:

$$P\{\eta_{gr} < \eta \leq \infty, t_1\} = \int_{\eta_{gr}}^{\infty} \phi(\eta/t_1) d\eta \leq \delta_{dop} \quad (10)$$

gdzie $\delta_{dop} = 1 - P_{bp}$ jest dopuszczalnym prawdopodobieństwem uszkodzenia.

Podstawiając funkcję gęstości rozkładu $\phi(\eta, t_2)$ tj. zależność (6) do wyrażenia (10) określimy czas osiągnięcia przez parametr kontrolny poziomu dopuszczalnego T_1 tj. moment pierwszego sprawdzania parametru kontrolnego, w następującej postaci:

$$T_1 = \frac{\eta_{gr} - m_a - u_{p_{bp}} \sigma_a}{m_b - u_{p_{bp}} \sigma_a}, \quad (11)$$

gdzie: $u_{p_{bp}}$ jest kwantylem rozkładu normalnego odpowiadający prawdopodobieństwu P_{bp} .

Czas pierwszego sprawdzenia zespołu hydraulicznego jako całości (osiągnięcie przez którykolwiek parametr kontrolny poziomu dopuszczalnego) określimy z warunku:

$$t_1 = \min(T_{1v}, T_{1p}, T_{1\delta}), \quad (12)$$

gdzie T_{1v} , T_{1p} , $T_{1\delta}$ są wybranymi parametrami kontrolnymi zespołu hydraulicznego np. maksymalne ciśnienie tłoczenia, współczynnik sprawności objętościowej itp.

3. Szacowanie trwałości rotacyjnej pompy hydraulicznej typu tłoczkowego

Jako przykład określenia czasu osiągnięcia przez parametr kontrolny $\eta(t)$ poziomu dopuszczalnego (zakres trwałości ograniczonej) i czasu przeprowadzania sprawdzenia stanu technicznego po przekroczeniu poziomu dopuszczalnego (zakres trwałości monitorowanej) oraz poziomu dopuszczalnego η_{dop} parametru kontrolnego $\eta(t)$ posłużą nam rotacyjnymi pompami typu tłoczkowego z tarczą rozdzielczą i regulacją wydatku.

W czasie badań pomp rejestruje się między innymi następujące jej parametry kontrolne: maksymalne ciśnienie tłoczenia p_{tmax} , współczynnik sprawności objętościowej ϑ_{vp} i sumaryczne luzy promieniowe w parach tłoczkowych δ_{pt} . Powyższe parametry traktować będziemy jako wielkości losowe, tj. $\eta_p(t_i)$, $\eta_v(t_i)$, $\eta_\delta(t_i)$.

Dla ustalonych wartości czasu pracy t_i tłoczkowych pomp hydraulicznych wynoszących: 0 h, 500h i 1000h, dla każdej wielkości losowej $\eta_i(t_i)$ określa się empiryczną funkcję gęstości rozkładu $\phi(\eta_i, t_i)$, wartość oczekiwaną m_i i średnie odchylenie kwadratowe σ_i . Parametry stochastyczne $\phi(\eta_i, t_i)$, m_i i σ_i dla parametrów kontrolnych: maksymalnego ciśnienie tłoczenia, współczynnika sprawności objętościowej pompy i sumarycznego luzu promieniowego w parach tłoczkowych uzyskano z badań laboratoryjnych i sprawdzeń kontrolnych w czasie eksploatacji pomp na samolocie, których wyniki znajdują się w opracowaniach wewnętrznych Instytutu Technicznego Wojsk Lotniczych. Podstawiając wartości parametrów kontrolnych do zależności (5a) a następnie wartości tych współczynników do (5) otrzymamy dla założonego czasu pracy pompy funkcje momentów parametrów tłoczkowej pompy hydraulicznej.

Histogramy rozkładów $\phi(\eta, t)$ i funkcji momentów $m_\eta(t)$, $\sigma_\eta(t)$ dla ciśnienia maksymalnego przedstawiono na rys. 2, współczynnika sprawności objętościowej pompy hydraulicznej na rys. 3 i sumarycznych luzów osiowych w parach tłoczkowych pompy hydraulicznej na rys. 4.

Dla współczynnika sprawności objętościowej ϑ_{vp} funkcje momentów parametrów tłoczkowej pompy hydraulicznej będą:

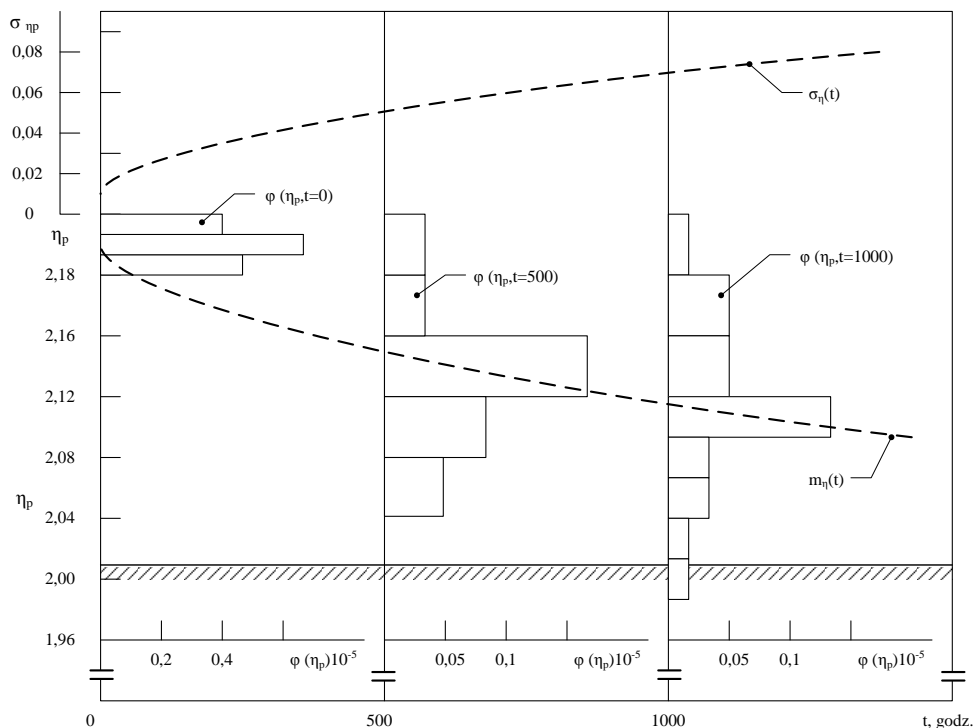
$$m_{\eta_v}(t) = 0,942 - 0,000065 \cdot t$$

$$\sigma_{\eta_v}(t) = 0,024 + 0,000015 \cdot t$$

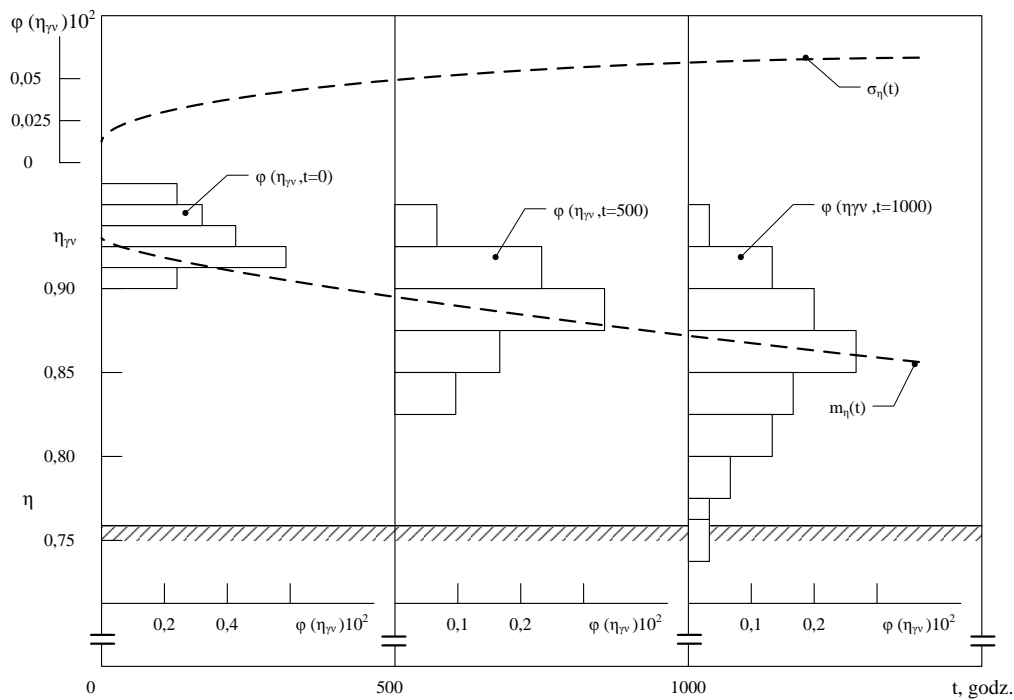
Dla maksymalnego ciśnienia p_{tmax} w [Pa], funkcje momentów parametrów tłoczkowej pompy hydraulicznej będą:

$$m_{\eta_p}(t) = (215,6 - 0,0031 \cdot t)10^5$$

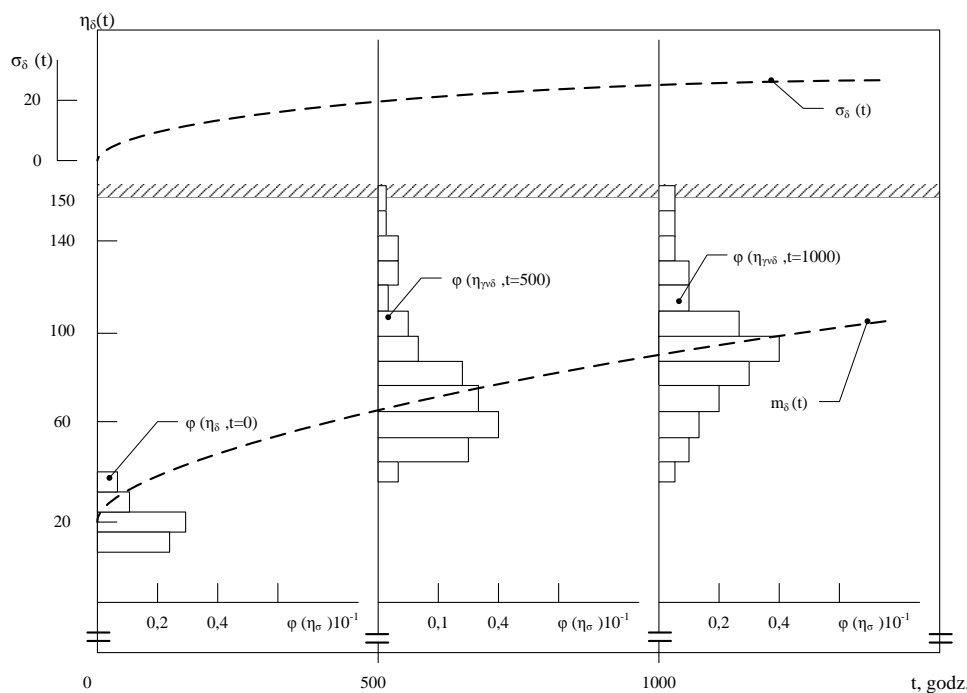
$$\sigma_{\eta_p}(t) = (3,43 + 0,00054 \cdot t)10^5$$



Rys. 2. Histogramy rozkładów $\phi(\eta, t)$ i funkcji momentów $m_\eta(t)$, $\sigma_\eta(t)$ dla ciśnienia maksymalnego [Źródło: Opracowanie własne]



Rys. 3. Histogramy rozkładów $\phi(\eta, t)$ i funkcji momentów $m_\eta(t)$, $\sigma_\eta(t)$ dla współczynnika sprawności objętościowej pompy hydraulicznej [Źródło: Opracowanie własne]



Rys. 4. Histogramy rozkładów $\phi(\eta, t)$ i funkcji momentów $m_\eta(t)$, $\sigma_\eta(t)$ dla sumarycznych luzów osiowych w parach tłoczkowych pompy hydraulicznej [Źródło: Opracowanie własne]

Dla sumarycznego luzu promieniowego w parach tłoczkowych δ_{pt} w $[\mu\text{m}]$, funkcje momentów parametrów tłoczkowej pompy hydraulicznej będą:

$$m_{\eta_\delta}(t) = 49,34 - 0,00973 \cdot t$$

$$\sigma_{\eta_\delta}(t) = 18,8 + 0,0012 \cdot t$$

Dla pomp hydraulicznych wyznaczono poziom graniczny: współczynnika sprawności objętościowej pompy tj. $\eta_{grv} = 0,75$, maksymalnego ciśnienia pompy tj. $\eta_{grp} = 200,9 \times 10^5$ Pa, oraz sumarycznego luzu promieniowego w parach tłoczkowych, tj. $\eta_{gr\delta} = 0,150$ μm . Znając poziomy graniczne parametrów kontrolnych określamy wg wzoru (12) czas osiągnięcia przez parametr kontrolny poziomu dopuszczalnego, tj. moment pierwszego sprawdzania parametru kontrolnego.

Dane wyjściowe do określenia funkcji momentów parametrów pompy hydraulicznej oraz zależności $\eta_{dop}(t_i)$ zamieszczono w tablicy 1. Sprawdzenie hipotezy o rozkładzie normalnym $\phi(\eta_i, t_r)$ testem zgodności Kołmogorowa wykazało jej zgodność z danymi optymalnymi.

Tablica 1. Dane wyjściowe do określenia momentów parametrów kontrolnych pompy hydraulicznej

Parametry	η_{gri}	m_{ai}	m_{bi}	σ_{ai}	σ_{bi}
Współczynnik sprawności objętościowej pompy	0,750	0,915	-0,000062	0,020	0,000012
Maksymalne ciśnienie tłoczenia [Pa]	$2000,9 \cdot 10^5$	$214,9 \cdot 10^5$	$-0,0033 \cdot 10^5$	$3,53 \cdot 10^5$	$0,00059 \cdot 10^5$
Sumaryczny luzu promieniowy w parach tłoczkowych [μm]	0,150	51,73	0,0397	18,5	0,0012

Czas osiągnięcia przez parametr kontrolny pompy poziomu dopuszczalnego ze względu na jej współczynnik sprawności objętościowej wynosi $t_{1vp} = 857$ godz., ze względu na jej maksymalne ciśnienie $t_{1pmax} = 1232$ godz., ze względu na jej sumaryczne luzy promieniowe w parach tłoczkowych $t_{1\delta} = 1326$ godz.

Czas osiągnięcia przez parametr kontrolny pompy hydraulicznej poziomu dopuszczalnego określimy z (12):

$$t_1 = \min(857, 1232, 1326) = 857 \text{ godzin}$$

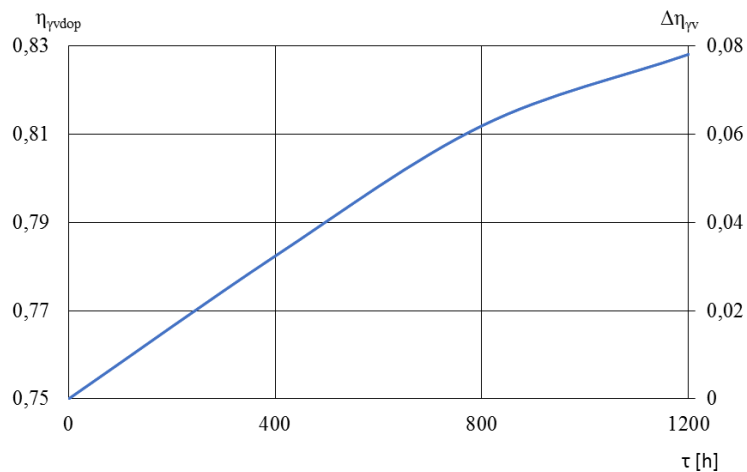
W oparciu o dane wyjściowe przedstawione w tab. 1 za pomocą wzoru (8) określimy zależność poziomu dopuszczalnego parametru kontrolnego η_{dop} od okresowości sprawdzeń dla rozpatrywanych parametrów pompy:

$$\eta_{dopv} = \frac{0,0263 + 0,00001243 \cdot \tau}{0,0268 + 0,000012 \cdot \tau},$$

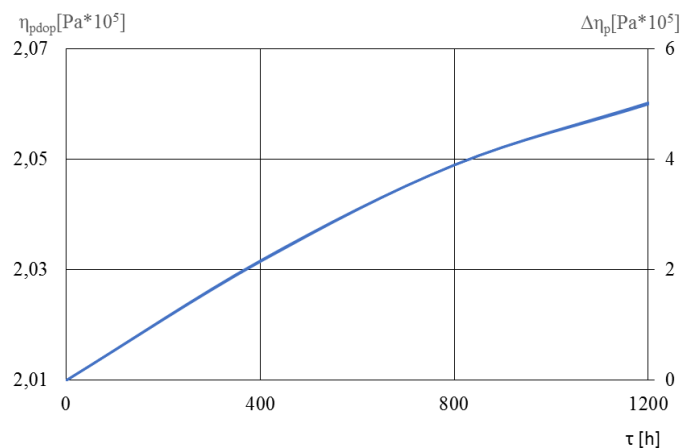
$$\eta_{dopp} = \frac{(801,12 + 0,1502 \cdot \tau) 10^5}{4,02 + 0,0006 \cdot \tau} \quad [Pa],$$

$$\eta_{dop\delta} = \frac{2879 - 0,6879 \cdot \tau}{18,95 + 0,012 \cdot \tau} \quad [\mu m].$$

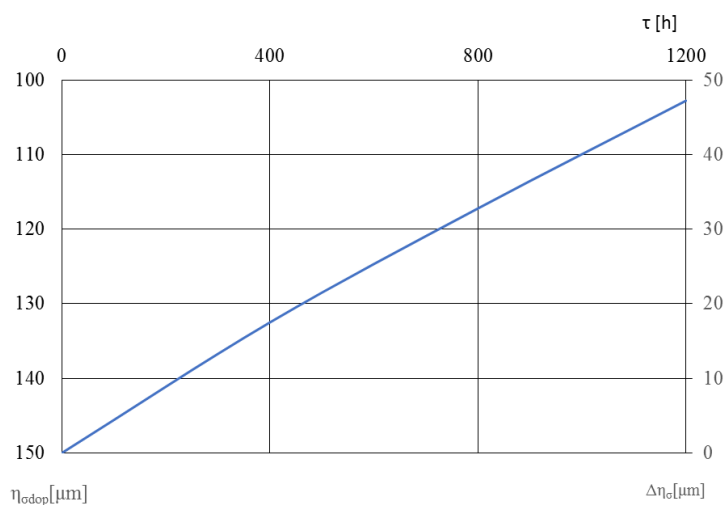
Wartości poziomu dopuszczalnego parametru kontrolnego η_{dop} ze względu na współczynnik sprawności objętościowej pompy przedstawiono na rys. 5, ze względu na maksymalne ciśnienie pompy na rys. 6, ze względu na sumaryczne luzy promieniowe w parach tłoczkowych na rys. 7.



Rys. 5. Zależność poziomu dopuszczalnego η_{dop} i tolerancji resztkowej $\Delta\eta = \eta_{gr} - \eta_{dop}$ od okresowości sprawdzeń τ dla współczynnika sprawności objętościowej pompy [Źródło: Opracowanie własne]



Rys. 6. Zależność poziomu dopuszczalnego η_{dop} i tolerancji resztkowej $\Delta\eta = \eta_{gr} - \eta_{dop}$ od okresowości sprawdzeń τ dla maksymalnego ciśnienia pompy [Źródło: Opracowanie własne]



Rys. 7. Zależność poziomu dopuszczalnego η_{dop} i tolerancji resztkowej $\Delta\eta = \eta_{gr} - \eta_{dop}$ od okresowości sprawdzeń τ dla sumarycznego luzu promieniowego w parach tłoczkowych [Źródło: Opracowanie własne]

Wykresy przedstawione na rys. 5, 6 i 7 wykonano na podstawie obliczeń za pomocą wzoru (8) i (9) dla funkcji i momentów rozkładu $\phi(\eta_i, t_i)$, m_i i σ_i parametrów kontrolnych dla czasu pracy $t > 500$ h. Mają one charakter pogładowy. Prezentują charakter zmiany poziomu dopuszczalnego η_{dop} i tolerancji uprzedzającej $\Delta\eta$ dla wybranego parametru kontrolnego od okresowości sprawdzeń τ . Dla $\tau = 0$ wartość dopuszczalna wybranego parametru kontrolnego osiąga wartość graniczną tego parametru tj. $\eta_{dop} = \eta_{gr}$ a tolerancja uprzedzająca $\Delta\eta = 0$. Osiągnięty jest kres trwałości zespołu ze względu na konkretny parametr kontrolny. Na podstawie wykresu dotyczącego np. współczynnika sprawności objętościowej pompy możemy określić okresowość sprawdzeń ze względu na ten parametr. Jeśli w czasie kontroli wartość współczynnika sprawności objętościowej będzie wynosiła 0,81 to czas następnego przeglądu będzie wynosił 800 h, natomiast gdyby wartość tego współczynnika wynosiła 0,78 to czas następnego przeglądu będzie wynosił 400 h. Zmiana wartości dopuszczalnej współczynnika sprawności objętościowej w polu tolerancji uprzedzającej powoduje zmianę czasu kontroli (sprawdzenia).

4. Uwagi końcowe

Zaprezentowana metoda szacowania trwałości wykorzystuje występującą w lotniczych napędach hydraulicznych właściwość polegającą na silnym skorelowaniu parametrów określających ich stan zdatności z czasem ich użytkowania. Umożliwia to prognozowanie chwili wystąpienia stanu granicznego zespołu napędu hydraulicznego, pod warunkiem periodycznej kontroli stanu technicznego tego zespołu z wykorzystaniem wybranych parametrów kontrolnych. Kontrola ta ma na celu wykrycie we właściwym czasie stanu przed awaryjnego (dopuszczalnego). W przedstawionej metodzie do wykrycia stanu przed awaryjnego wykorzystuje się tolerancje uprzedzające wybranego parametru kontrolnego.

Przedstawiono związek tolerancji uprzedzających wybranego parametru kontrolnego z okresowością jego sprawdzeń, przy zapewnieniu zadanego poziomu wyznaczonej a priori niezawodności zespołu hydraulicznego. Osiągnięcie przez wybrany parametr kontrolny poziomu przed awaryjnego (dopuszczalnego) związane jest ze zmianą częstotliwości kontroli tj. $\Delta\tau = t_2 - t_1$. Wielkość tolerancji uprzedzających $\Delta\eta = \eta_{gr} - \eta_{dop}$ jest związana z częstotliwością kontroli $\Delta\tau = t_2 - t_1$ w taki sposób, aby realizacja procesu zmiany wybranego parametru kontrolnego decydującego o stanie technicznym zespołu hydraulicznego, po przecięciu poziomu dopuszczalnego η_{dop} przy przepracowanym czasie $t_1 \leq \tau < t_2$ nie przecięła do czasu t_2 poziomu η_{gr} z prawdopodobieństwem nie przekraczającym założonego prawdopodobieństwa bezawaryjnej pracy zespołu w czasie $\Delta\tau$. Osiągnięcie przez którykolwiek parametr kontrolny wartości dopuszczalnej umożliwia identyfikację zespołów, które wkrótce mogą osiągnąć stan graniczny. Osiągnięcie przez którykolwiek parametr kontrolny poziomu granicznego η_{gr} tj. $\eta \geq \eta_{gr}$ oznacza konieczność zaprzestania użytkowania zespołu hydraulicznego.

Uszczegółowienie przedstawionej metody polega na związaniu ogólnej zależności wyrażającej trwałość (czas zdatności) z fizycznymi mechanizmami zużywania się zespołów hydraulicznych i degradacji parametrów kontrolowalnych.

Dla zaimplementowania metody niezbędne jest wyznaczenie na etapie projektowania poziomu granicznego η_{gr} parametru kontrolowanego zespołu napędu hydraulicznego $\eta(t)$.

Przedstawiona metoda wykorzystywana jest w pracach mających na celu określanie zasobu pracy napędów hydraulicznych wojskowych statków powietrznych. Metoda umożliwia użytkowanie napędów hydraulicznych według strategii stanu technicznego z kontrolowaniem parametrów.

Bibliografia

1. Agamirov L V, Vestyak V A. Statistical analysis of results of testing aviation products in the conditions of random evaluation. *Software products and systems* 2017; 1 (30): 124-129.
2. Agamirov L V, Reicher V L. *Fatigue life and damage to aircraft structures*. Moscow: Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation, 2018.
3. Andrzejczak K, Selech J. Generalised Gamma Distribution in the Corrective Maintenance Prediction of Homogeneous Vehicles. *Reliability and Statistics in Transportation and Communication* 2019; 519-529. https://doi.org/10.1007/978-3-030-12450-2_50.
4. Ao D, Hu Z, Mahadevan S. Design of validation experiments for life prediction models. *Reliability Engineering & System Safety* 2017; 165: 22-33.
5. Bansal R K. *Fluid Mechanics and Hydraulics Machines* (Edition 9th). New Delhi: Laxmi Publications Private Limited (chapter 6), 2011.
6. Bektas O, Jones J A, Sankararaman S, Roychoudhury I, Goebel K. A neural network filtering approach for similarity-based remaining useful life estimation. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 2019; 101: 87-103.
7. Blancke O, Tahan A, Komljenovic D, Amyot N, Claude M L. A holistic multi-failure mode prognosis approach for complex equipment. *Reliability Engineering & System Safety* 2018; 180: 136-151.
8. Byington C S, Watson M, Edwards D. Data driven neural network methodology to remaining life predications for aircraft actuator components. In *IEEE Aerospace Conference Proceedings (IEEE Cat. No.04TH8720)* 2004. DOI: 10.1109/AERO.2004.1368175.
9. Chilton D. Ensuring proper maintenance and repair in projects involving and elevated hight. *Fluid Power Journal* 2019; 26 (9): 39-42.
10. Ge W, Wang S., Wear condition prediction of hydraulic pump. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics* 2011; 37: 1410-1414.
11. Gessner T. Analizing a hydraulic system performance. *Fluid Power Journal* 2018; 25 (9): 12-15.
12. Grinchar N G, Sorokin P A, Karpychev V A, Sergeev K A. Analysis of change in the state of hydraulic drive of machines in operation according to the diagnostic results. *Scientia Iranica B* 2020; 27(1): 295 -301.
13. Idziaszek Z, Grzesik N. Object characteristics deterioration effect on task reliability - outline method of estimation and prognosis. *Eksploatacja i Niezawodnosc - Maintenance and Reliability* 2014; 16 (3): 433–440.

14. Ignatowicz S R., Karuskevich M V., Maslak T P., Jutkowicze S S. Resurs and durability of aviation equipment. Kiev: Ministry of Education and Science of Ukraine, 2015.
15. Klarecki K, Hetmańczyk M P, Rabsztyn D. Influence of the selected settings of the controller on the behavior of the hydraulic servo drive. *Mechatronics - Ideas for Industrial Application. Advances in Intelligent Systems and Computing* 2015; 317: 91-100.
16. Lee J, Wu F, Zhao W, Ghaffari M, Liao L, Siegel D. Prognostics and health management design for rotary machinery systems - Reviews methodology and applications. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2014; 42: 314.
17. Li H S, Chen D N, Yao C Y. Reliability analysis of hydraulic drive system based on evidence theory and Bayesian network. *Hydraulic & Pneumatics* 2017; 4: 8-14.
18. Modi P N, Seth S M. *Hydraulics and Fluid Mechanics Including Hydraulics Machines* (19th Edition). Standard Book House, 2013.
19. Ohtsu I, Yasuda Y, Gotom H. Wear and tribological test equipment hydraulic components. *Journal of Hydraulic Research* 2001; 39 (2): 203-209.
20. Olivares W, Vianna L, Yoneyama T. Predictive Maintenance Optimization for Aircraft Redundant Systems Subjected to Multiple Wear Profiles. *Systems Journal IEEE* 2018; 12 (2): 1170-1181.
21. Selech J, Andrzejczak K. An Aggregate criterion for selecting A distribution for times to failure of components of rail vehicles. *Eksploracja i Niezawodność - Maintenance and Reliability* 2020; 22(1): 102-111.
22. Srinivasan R. *Hydraulic and Pneumatic Controls*. Vijay Nicole Imprints Private Limited. 2/e, 2008.
23. Tomaszek H, Żurek J, Jaształ M. *Prognozowanie uszkodzeń zagrażających bezpieczeństwu lotów statków powietrznych*. Radom: Biblioteka Problemów Eksploatacji, 2008.
24. Wang H W, Teng K N. Residual life prediction for highly reliable products with prior accelerated degradation data. *Eksploracja i Niezawodność - Maintenance and Reliability* 2016; 18(3): 379-389.
25. Wang X, Lin S, Wang S P. Remaining useful life prediction model based on contaminant sensitivity for aviation hydraulic piston pump. In *IEEE/CSAA International Conference on Aircraft Utility Systems (AUS)*. 2016. DOI: 10.1109/AUS.2016.7748057.
26. Werbińska-Wojciechowska S. Time resource problem in logistics systems dependability modelling. *Eksploracja i Niezawodność - Maintenance and Reliability* 2013; 15(4): 427-433.

27. Zhai Q, Chen P, Hong L, Shen L. A random-effects Wiener degradation model based on accelerated failure time. *Reliability Engineering & System Safety* 2018; 180: 94-103.