

Zbigniew Korczewski
Akademia Marynarki Wojennej

IDYNTYFIKACJA USZKODZEŃ UKŁADÓW TURBODOŁADOWANIA W EKSPLOATACJI SILNIKÓW OKRĘTOWYCH

STRESZCZENIE

W opracowaniu przedstawiono wybrane zagadnienia diagnostyki endoskopowej układu turbodoładowania okrętowych tłokowych silników spalinowych w aspekcie identyfikacji i genezy znanych i rozpoznawalnych stanów niezdatności eksploatacyjnej. Scharakteryzowano proces degradacji stanu technicznego kanałów przepływowych spalin i powietrza rozpatrywanego układu i jego energetycznych konsekwencji dla silnika. Zaprezentowano wyniki badań endoskopowych dotyczące uszkodzeń turbosprężarek silników eksploatowanych na okrętach Marynarki Wojennej RP.

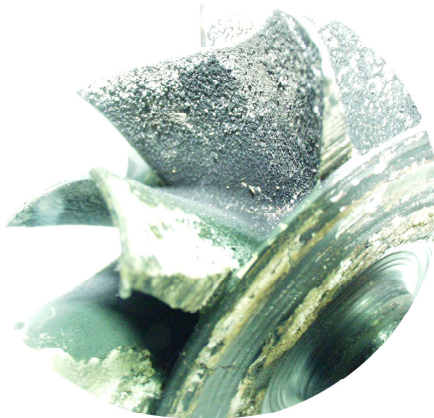
WSTĘP

Utrzymanie układu turbodoładowania silnika okrętowego w stanie pełnej zdadności technicznej to podstawowy warunek osiągnięcia wysokiej sprawności realizowanych procesów roboczych w całym zakresie możliwych obciążeń eksploatacyjnych, a w szczególności w zakresie obciążeń dynamicznych okrętowego układu ruchowego. Podstawowym problemem energetycznym jest wtedy optymalne skojarzenie charakterystyki silnika, jako maszyny przepływowej o działaniu cyklicznym, z turbiną i sprężarką układu turbodoładowania, które charakteryzuje ciągłość przepływu czynnika termodynamicznego. Dodatkowo w procesach niestabilnych maszyny te różnią się w sposób istotny inercyjnością realizowanych procesów cieplno-przepływowych, co w skrajnych przypadkach pogarszającego się stanu technicznego kanału przepływowego może powodować niepożądane przeciążenia cieplne i mechaniczne elementów konstrukcyjnych silnika. Istotne zagrożenie dla niezawodności silnika stanowi również możliwość wejścia sprężarki w zakres pracy niestatecznej, co z reguły skutkuje poważnymi uszkodzeniami zespołu wirnikowego turbosprężarki i zakłóceniami funkcjonowania silnika [1, 2].

Kluczowym zagadnieniem eksploatacyjnym jest zatem systematyczna kontrola i odtwarzanie stanu technicznego kanałów przepływowych układu turbodoładowania (kanały międzyłopatkowe wirnika turbosprężarki, kierownica turbiny, filtr oraz dyfuzor sprężarki, chłodnica powietrza doładowującego, kanały powietrza i spalin wylotowych), a także układu zasilania silnika paliwem – czynności permanentnie dostosowujące warunki sprężenia gazodynamicznego współpracujących maszyn przepływowych.

STANY NIEZDATNOŚCI EKSPLOATACYJNEJ TURBOSPREŻARKI

W czasie pracy silnika na okręcie do kanału przepływowego układu turbodoładowania mogą przedostawać się różne substancje zawarte w zasysanym powietrzu dolotowym, a także w spalinach opuszczających cylindry silnika. Tworzą one na powierzchniach kanału przepływowego oraz w kanałach międzyłopatkowych zespołu wirnikowego turbosprężarki trudno usuwalne osady. Potwierdzają to zarejestrowane wyniki badań endoskopowych (rys. 1.) [13]. W rezultacie powstających osadów wzrasta masa wirnika turbosprężarki i zmniejsza się jego prędkość obrotowa. Zmniejszają się czynne pola przekrojów przepływu kanałów międzyłopatkowych sprężarki i turbiny. Spada sprawność, spręż i strumień masy powietrza przepływającego przez sprężarkę, a także zapas jej statecznej pracy (szczególnie w procesach przejściowych). Ma to oczywiście negatywne przełożenie na jakość wymiany ładunku w cylindrach oraz proces spalania – w tym przypadku niecałkowity i niezupełny.



Rys. 1. Osady zanieczyszczeń na wirniku turbosprężarki

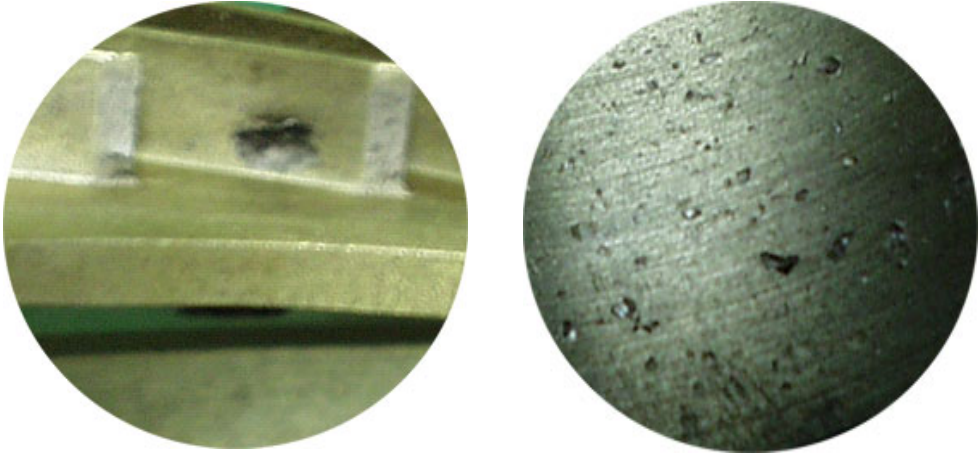
W konsekwencji na powierzchniach kanału przepływowego części turbino-
wej intensyfikuje się proces powstawania nagaru. Dotyczy to zwłaszcza łopatek
kierowniczych i wirnikowych turbiny oraz uszczelnień labiryntowych. Pogłębia to
niekorzystne zjawiska towarzyszące zanieczyszczeniu kanału powietrza doładowu-
jącego. Dodatkowo w wyniku powstawania osadów zanieczyszczeń na wirniku tur-
bosprężarki może dojść do utraty stabilności układu mechanicznego i zjawiska
drgań rezonansowych powodującego z kolei przyspieszone zużycie łożysk wału,
a także pęknięcia zmęczeniowe łopatek wirnika (rys. 2.).



Rys. 2. Pęknięcie zmęczeniowe łopatki wirnikowej turbosprężarki

Z doświadczeń eksploatacyjnych wynika, że grubość warstwy osadu na
łopatkach sprężarkowych może sięgać kilkudziesięciu mikrometrów, na łopatkach
turbiniowych zaś nawet kilkuset mikrometrów [4], co przy niewielkiej masie i roz-
miarach zespołu wirnikowego oraz bardzo dużych prędkościach obrotowych (do
100 000 obr/min) wywiera znaczący wpływ na osiągi i sprawność turbosprężarki
i oczywiście silnika.

Innym czynnikiem eksploatacyjnym destrukcyjnie oddziałującym na struk-
turę konstrukcyjną turbosprężarki jest zjawisko erozji wywołane obecnością w prze-
pływającym czynniku roboczym twardych cząsteczek pochodzenia mineralnego –
w przypadku powietrza, a nagaru i smolistych substancji jako produktu niecałkowi-
tego spalania paliwa – w cylindrach (rys. 3.).

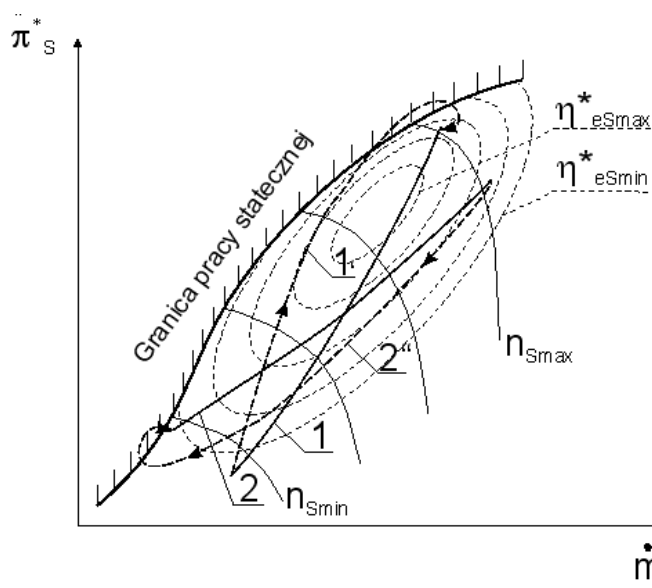


Rys. 3. Wżery erozyjne na łopatkach kierowniczych dyfuzora sprężarki

Oba niekorzystne zjawiska są przyczyną zużywania się powierzchni kanałów przepływowych, zmiany geometrii i kształtu kanałów międzyłopatkowych sprężarki i turbiny, a także zwiększenia (nawet kilkukrotnego) chropowatości powierzchni. W konsekwencji wzrastają straty hydrauliczne przepływu czynnika roboczego w układzie turbodoładowania, przy znacznym pogorszeniu jego cech dynamicznych. Wzrastają inercje w układzie mechanicznym i gazodynamicznym, ze wszystkimi tego konsekwencjami [2].

WPLYW STANU TECHNICZNEGO KANALU PRZEPLYWOWEGO SPRĘŻARKI NA PRZEBIEG PROCESÓW GAZODYNAMICZNYCH

Dla określenia warunków współpracy silnika ze sprężarką układu turbodoładowania (najczęściej promieniową) należy skojarzyć charakterystykę uniwersalną sprężarki z charakterystyką sieci z nią współpracującej. Charakterystyka sieci stanowi krzywą oporów przepływu, jako wypadkową krzywej przepustowości silnika, kanałów przepływowych z filtrem i chłodnicą powietrza doładowującego, a także dyfuzora sprężarki (rys. 4.).



Rys. 4. Charakterystyka współpracy sprężarki przepływowej z siecią:

- 1 – charakterystyka sieci z silnikiem czterosuwowym w stanach ustalonych;
- 1' – charakterystyka sieci z silnikiem czterosuwowym w procesie forsownego wzrostu obciążenia; 2 – charakterystyka sieci z silnikiem dwusuwowym w stanach ustalonych;
- 2'' – charakterystyka sieci z silnikiem dwusuwowym w procesie nagłego spadku obciążenia

Poprawnie dobraną sprężarkę powinna charakteryzować stateczna praca przy wszystkich możliwych obciążeniach silnika, z możliwie najwyższą sprawnością. Jak wynika z przebiegów linii współpracy na rysunku 4., spełnienie tego warunku możliwe jest tylko wtedy, gdy nachylenie charakterystyki sieci jest zbliżone do nachylenia charakterystyki sprężarki, przy czym charakterystyka sieci musi przebiegać w odpowiedniej odległości od granicy pracy statecznej. Wraz ze wzrostem oporów przepływu charakterystyka sieci staje się bardziej stroma, sprzyjając uzyskiwaniu maksymalnych sprawności sprężarki. Jednakże ze względu na realizowane procesy przejściowe i zróżnicowane cechy akumulacyjne układu mechanicznego i ciepłno-przepływowego wirnika turbosprężarki nie należy przekraczać minimalnej, najczęściej 10%, wartości zapasu statecznej pracy sprężarki, zdefiniowanej jako [2, 5, 8]:

$$\Delta Z_s = (Z_s - 1)100\%, \quad (1)$$

gdzie

$$Z_s = \frac{(\pi_s^* / \dot{m}_s)_{gr}}{(\pi_s^* / \dot{m}_s)_p}, \quad (2)$$

- gdzie: Z_s – współczynnik zapasu statecznej pracy sprężarki;
 $(\pi_s^* / \dot{m}_s)_{gr}$ – stosunek sprężu sprężarki do strumienia masy czynnika roboczego na granicy pracy statecznej;
 $(\pi_s^* / \dot{m}_s)_p$ – stosunek sprężu sprężarki do strumienia masy czynnika roboczego podczas przechodzenia turbosprężarki z jednej ustalonej prędkości obrotowej na drugą.

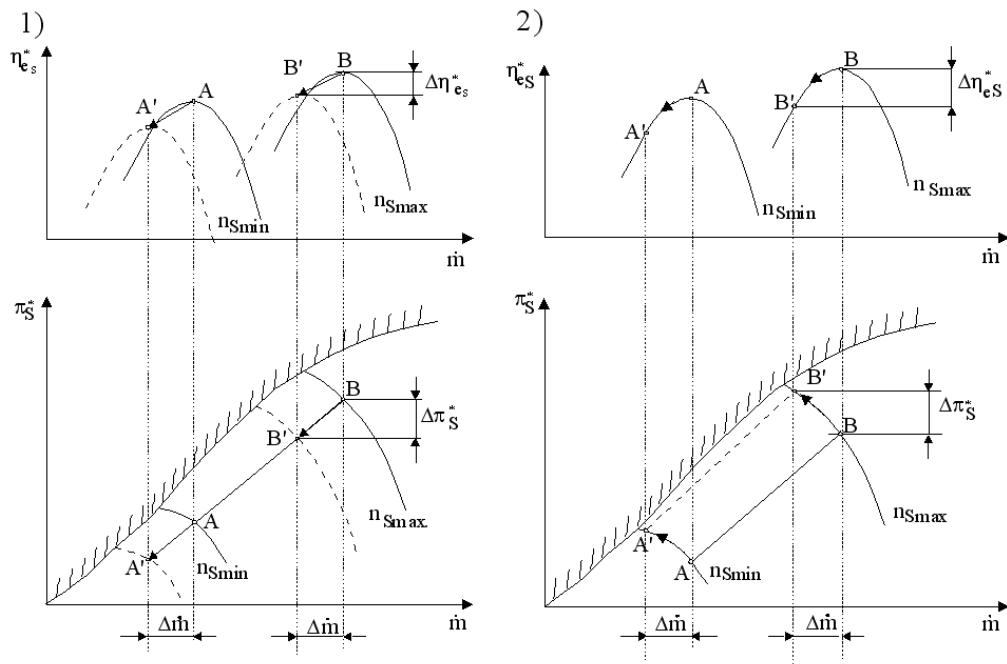
Z charakteru przebiegu krzywych oporów przepływu dla sieci z silnikiem czterosuwowym i dwusuwowym (linie przerywane 1' i 2'' na rysunku 4.) wynika, że w przypadku forsownego wzrostu obciążenia szczególnie narażony na zjawisko pompażu sprężarki jest silnik czterosurowy, a w przypadku nagłego przejścia na małe obciążenie – silnik dwusurowy.

W czasie eksploatacji silników na okręcie wskutek nieuchronnego zanieczyszczenia i zużycia kanału powietrza doładowującego następuje deformacja charakterystyki sprężarki (w przypadku degradacji stanu technicznego kanałów międzyłopatkowych wirnika) – rys. 5.1, a także charakterystyki sieci (w przypadku degradacji stanu technicznego przestrzeni cylindrowych, filtrów, chłodnicy powietrza i kanałów połączeniowych) – rys. 5.2. Zanieczyszczenie kanałów przepływowych wirnika sprężarki skutkuje rozwarstwieniem izodrom jej charakterystyki w kierunku mniejszych wydatków powietrza przy znacznym, nawet 8–10%, spadku sprawności efektywnej [1, 3, 8]. Występuje przy tym interesujące zjawisko samoczynnego odciążenia sprężarki, co zmniejsza ryzyko wystąpienia pompażu, oczywiście pod warunkiem niezmiennego położenia charakterystyki sieci [5].

Sprawność efektywna sprężarki, wyrażona jako stosunek pracy sprężania izentropowego l_{izS}^* do pracy efektywnej l_{eS}^* :

$$\eta_{eS}^* = \frac{l_{izS}^*}{l_{eS}^*}, \quad (3)$$

uwzględnia straty na pokonanie oporów tarcia i jego cieplnych konsekwencji, a także starty pracy efektywnej na zmianę energii kinetycznej strumienia. Świadczy zatem o doskonałości kształtu i powierzchni kanałów międzyłopatkowych sprężarki.



Rys. 5. Zmiany przebiegów sprawności i sprężu w sprężarce w zależności od strumienia masy przepływającego powietrza wywołane:

- 1) zanieczyszczeniem kanałów międzyłopatkowych wirnika; 2) zanieczyszczeniem kanałów przepływowych powietrza doładowującego przed i za sprężarką; A, B – punkty współpracy układu zdanego („czystego”); A', B' – punkty współpracy przy zanieczyszczeniu kanału przepływowego

Ponieważ sprawność efektywna opisana jest formułą:

$$\eta_{eS}^* = \frac{\pi_S^* \frac{\chi-1}{n-1} - 1}{\pi_S^* \frac{\chi-1}{n} - 1}, \quad (4)$$

zatem miarę wzrostu tarcia powietrza o ścianki kanałów międzyłopatkowych oraz tarcia między cząstkami powietrza odzwierciedla wartość wykładnika politropy n . Aby osiągnąć założony spręż zanieczyszczonej sprężarki, należy do każdego kilograma przetłaczanego powietrza doprowadzić znacznie większą pracę użyteczną. Tym większą, im intensywniej spadać będzie jej sprawność:

$$l_{eS}^* = l_{zS}^* \cdot \frac{1}{\eta_{eS}^*}. \quad (5)$$

Ponieważ w stanach ustalonych zapotrzebowana praca sprężarki musi być zrównoważona pracą dostarczoną na wał napędzającej ją turbiny, degradacja stanu technicznego sprężarki musi być zrekompensowana stosownym wzrostem izentropowego spadku entalpii na wieńcu turbiny Δh_{izT}^* :

$$l_{eT}^* = \Delta h_{izT}^* \cdot \eta_{eT}^*, \quad (6)$$

stąd:

$$l_{eT}^* = c_{pspT} \cdot T_3^* \cdot \left[1 - \frac{1}{\varepsilon_T^* \chi_{spT}^*} \right] \cdot \eta_{eT}^*, \quad (7)$$

- gdzie: T_3^* – temperatura spiętrzenia strumienia spalin na wlocie do turbiny;
 ε_T^* – stosunek ciśnień w turbinie;
 c_{pspT} – średnie ciepło właściwe spalin przy stałym ciśnieniu w zakresie izentropowego rozprężania spalin w turbinie;
 χ_{spT}^* – średnia wartość wykładnika izentropy w zakresie izentropowego rozprężania spalin w turbinie;
 η_{eT}^* – sprawność efektywna turbiny.

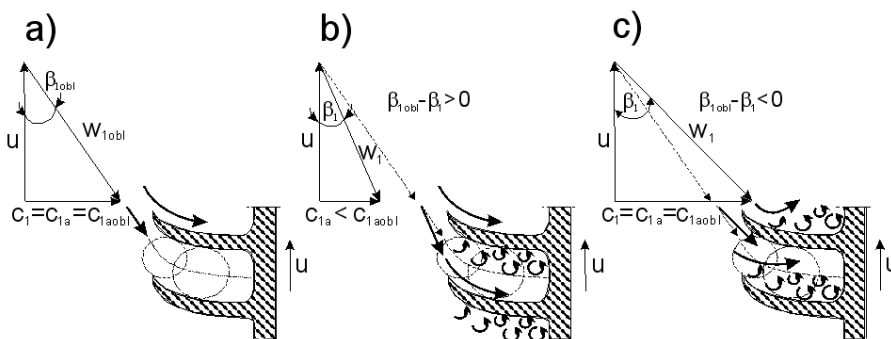
Z równania energetycznego turbiny (7) wynika, że przy stałym stosunku ciśnień w turbinie o wartości izentropowego spadku entalpii decyduje temperatura spiętrzenia strumienia spalin przed turbiną, którą należy zwiększyć. Realizuje się to na drodze zwiększonego wydatku paliwa zasilającego silnik o wartość odpowiadającą niezbędnemu wzrostowi prędkości obrotowej wirnika sprężarki.

Zanieczyszczenie dyfuzora sprężarki, filtra czy chłodnicy skutkuje powstaniem niekorzystnych warunków przepływu w kanale powietrza doładowującego, które znajduje swoje odzwierciedlenie w zmianie kształtu charakterystyki sieci (rys. 5.2). Szczególnie wrażliwy na zanieczyszczenia jest dyfuzor łopatkowy sprężarki (rys. 3 i 10c), gdzie nawet nieznaczne (kilkadziesiąt mikrometrów) osady zanieczyszczeń skutkują kilkuprocentowym przesunięciem charakterystyki sieci w kierunku granicy pracy statecznej [13, 14].

Zjawisko niestatecznej pracy sprężarki można wyjaśnić, analizując kinematykę przepływu powietrza w kanale międzyłopatkowym wirnika na modelu

przedstawiającym płaskie rozwinięcie walcowego przekroju wirnika sprężarki promieniowej (rys. 6.).

Zmniejszenie natężenia przepływu w sprężarce (wskutek zanieczyszczenia bądź zużycia kanałów międzyłopatkowych), przy stałej prędkości obrotowej wirnika, w porównaniu z wartością obliczeniową, oznacza zmniejszenie składowej osiowej prędkości bezwzględnej przepływu c_{1a} , powodując zwiększenie kątów napływu strumienia na łopatki wirnika.



Rys. 6. Schemat kinematyczny przepływu powietrza na wlocie do sprężarki promieniowej przy stałej prędkości obrotowej i różnych kątach napływu strumienia:

- a) obliczeniowym; b) dodatnim, przy zmniejszonym natężeniu przepływu;
c) ujemnym, przy zwiększonym natężeniu przepływu

Przy dużych kątach napływu, przekraczających wartości krytyczne (ciśnienie za sprężarką zwiększy się do wartości maksymalnej, jaką przy danej prędkości obrotowej sprężarka może uzyskać), następuje odrywanie się warstwy przyściennej na wypukłych (ssących) stronach profilów i tworzenie się tam wirów (rys. 6b). Przez analogię, jeżeli w tych samych warunkach zwiększy się natężenie przepływu poniżej wartości obliczeniowej, to zjawisko powstawania lokalnych stref odrywania się strugi od profilu kanału wystąpi na wklęsłej (cisnącej) stronie łopatki (rys. 6c).

Obszary wirowe w kanałach międzyłopatkowych sprężarki stanowią obszary obniżonego ciśnienia, które „wędrując” w głąb kanału przepływowego, łączą się i powiększają wzmoczone pulsacje przepływu o znacznych amplitudach zmienności ciśnienia za sprężarką. Chwilowe spadki ciśnienia mogą osiągać wartości mniejsze od przeciwności w cylindrach i powietrze zostaje zwrótnie „wyrzucone” na wlot sprężarki, czemu towarzyszą charakterystyczne efekty akustyczne – serie głośnych wystrzałów, niskoczęstotliwościowe dudnienie, a w zakresie maksymalnych prędkości obrotowych przenikliwy świst.

Zjawisko niestatecznej pracy sprężarki, oprócz destrukcyjnego wpływu na strukturę konstrukcyjną samej sprężarki (wzrost amplitudy drgań, pęknięcia zmęczeniowe), z powodu znacznego niedoboru powietrza doładowującego wywiera również bardzo negatywny wpływ na przebieg procesu spalania paliwa w cylindrach silnika (w tym przypadku niecałkowity i niezupełny). Powoduje to wzrost intensywności odkładania się produktów spalania w części turbinowej układu turbodoładowania ze wszystkimi konsekwencjami ciepłno-przepływowymi.

WPLYW STANU TECHNICZNEGO KANAŁU SPALIN WYLOTOWYCH NA PRZEBIEG PROCESÓW GAZODYNAMICZNYCH W TURBINIE

W czasie otwierania zaworu wylotowego lub szczeliny cylindra silnika generowana jest fala ciśnienia spalin, której amplituda zależy od ciśnienia w cylindrze i szybkości otwierania zaworu wylotowego lub szybkości odsłaniania szczeliny wylotowej. W silnikach z turbodoładowaniem kanał wylotowy spalin zamknięty jest dyszą turbiny o ściśle określonym czynnym przekroju przepływu, gwarantującym możliwość uzyskania maksymalnego wydatku i stosunku ciśnień w turbinie. Maksymalna sprawność i osiągi turbiny ograniczone są występowaniem prędkości dźwięku w dyszy (lub w wirniku), tzw. „zatykanie” dyszy, co znajduje swoje odzwierciedlenie w zbieżności pęku izodrom na charakterystyce przepływowej turbiny [8]. Dodatkowo, w wyniku zamknięcia kanału spalin wylotowych dyszą turbiny, uzyskuje się bądź przepływ bezrefleksyjny (bardzo rzadko), bądź odbicie impulsu ciśnienia w postaci fali powrotnej poprawiającej proces przepłukania cylindra, zwiększając przy tym moc silnika [5, 11].

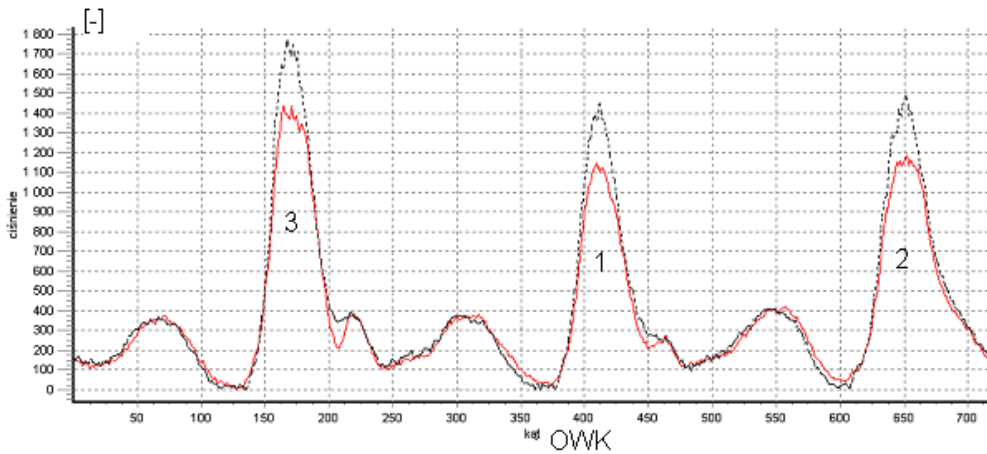
W czasie użytkowania silników okrętowych zachodzi zużycie i zanieczyszczenie kanałów przepływowych paliwa zasilającego oraz zmęczenie i zmiany właściwości wytrzymałościowych materiału elementów konstrukcyjnych układu wtryskowego jako nieuniknione procesy ciągłe zawsze towarzyszące eksploatacji silników w warunkach morskich. Powstają wówczas zakłócenia warunków wtrysku paliwa, które skutkują pogorszeniem jakości procesu spalania paliwa w cylindrach, prowadząc do niecałkowitego i niezupełnego przebiegu tego procesu. W konsekwencji oprócz wyraźnego spadku osiągow i sprawności silnika powstają trudno usuwalne osady zanieczyszczeń (nagaru) w kanałach spalin wylotowych zasilających turbosprężarkę o znacznych ilościach (nawet kilka kilogramów z jednego kanału bloku cylindrów – rys. 7.). Następuje wzrost chropowatości powierzchni kanału, zmniejszenie czynnego przekroju przepływu turbiny oraz kanałów połączeniowych, co powoduje deformację impulsów ciśnienia spalin opuszczających cylindry silnika [5, 7, 9, 10].



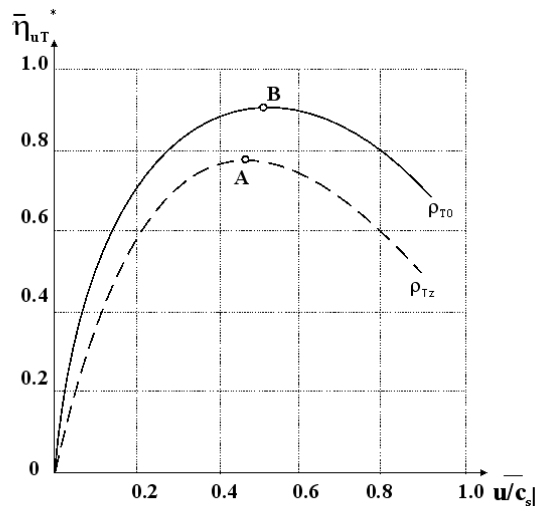
Rys. 7. Nagar usunięty z kanału spalin wylotowych zasilających turbosprężarkę jednego z bloku cylindrów silnika M401A2

Analiza warunków przepływu spalin przez turbinę pracującą w stałociśnieniowym układzie doładowania pokazuje, że natężenie przepływu i moc turbiny maleje wraz ze zmniejszeniem przekroju dyszy turbiny. Jednak w układach pulsacyjnych (Buchi) w miarę zmniejszania pola przekroju dyszy turbiny rośnie amplituda fal ciśnienia spalin (rys. 8.). Z przebiegu krzywych na przedstawionym rysunku można zaobserwować znaczne zwiększenie maksymalnych wartości amplitud fal ciśnienia w miarę zmniejszania czynnego przekroju przepływu kanału przed turbiną, przy czym prawie niezmiennie pozostają ich położenia kątowe w odniesieniu do chwili otwarcia zaworów wylotowych poszczególnych cylindrów. Zwiększenie energii impulsów spalin wylotowych prowadzi do wzrostu mocy turbiny, prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki i ciśnienia doładowania. Jednak z drugiej strony wzrost średniego ciśnienia spalin przed turbiną pogarsza warunki płukania cylindrów – rośnie przeciwcisnienie działające na tłoki, co wymusza wzrost nakładów pracy na usuwanie spalin z cylindrów.

Dodatkowo zmniejszenie czynnych przekrojów przepływu kanału zasilającego turbosprężarkę powoduje deformację trójkątów prędkości w charakterystycznych przekrojach kontrolnych dyszy i wirnika turbiny, co ma swoje odzwierciedlenie w spadku stopnia reakcyjności ρ_T oraz sprawności obwodowej stopnia turbiny η_{uT}^* – linia przerywana na rysunku 9.



Rys. 8. Przebieg zmienności ciśnienia spalin w przekroju kontrolnym przed turbiną kanału zasilającego turbosprężarkę silnika Sulzer 6AL20/24 [14]: 1, 2, 3 – numery cylindrów; linia ciągła – przebieg zmienności ciśnienia spalin kanału w stanie pełnej drożności przepływu; linia przerywana – przebieg zmienności ciśnienia spalin kanału dla 50% zmniejszenia czynnego pola przekroju przepływu



Rys. 9. Zależność sprawności obwodowej turbiny η_{uT}^* od stosunku prędkości u/c_s :

ρ_{T0}, ρ_{Tz} – stopień reakcyjności turbiny, odpowiednio w stanie obliczeniowym i w stanie zanieczyszczenia; A, B – punkty maksymalnych wartości sprawności obwodowej wieńca turbiny dla stanu obliczeniowego i w stanie zanieczyszczenia kanałów przepływowych; c_s – teoretyczna, możliwa do uzyskania prędkość bezwzględna strumienia odpowiadająca wykorzystaniu izentropowego spadku entalpii w turbinie

Zanieczyszczenie kanałów przepływowych spalin w pulsacyjnym układzie turbodoładowania wywołuje dwa przeciwstawne oddziaływania na wartość mocy generowanej w turbinie:

- zwiększające moc turbiny wskutek zwiększenia wartości szczytowych amplitud impulsów ciśnienia spalin opuszczających cylindry silnika;
- zmniejszające moc turbiny wskutek wzrostu oporów przepływu oraz deformacji trójkątów prędkości w palisadach łopatkowych turbiny, spadku reakcyjności i sprawności obwodowej turbiny.

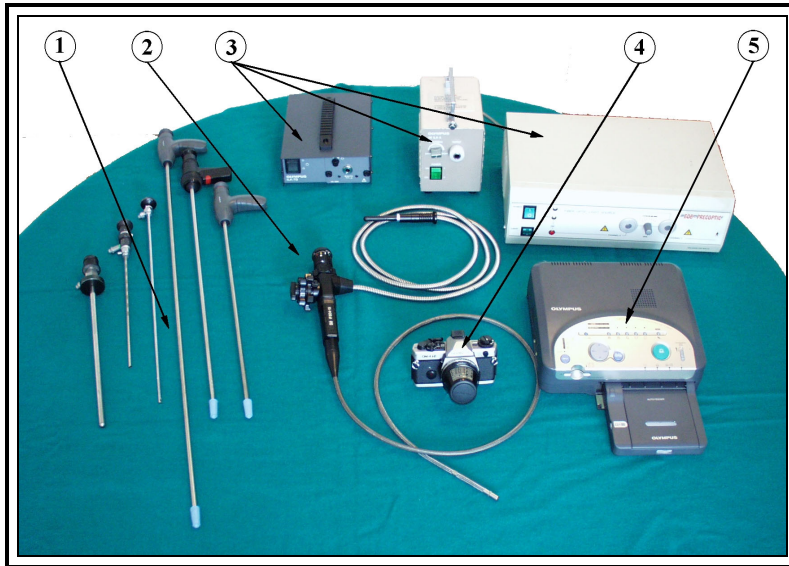
BADANIA EKSPLOATACYJNE UKŁADÓW TURBODOŁADOWANIA

W eksploatacji silników okrętowych powszechnie wprowadza się nowe metody badań diagnostycznych. Dynamicznie rozwija się endoskopia, która wcześniej stosowana był tylko w medycynie, a obecnie stanowi bardzo użyteczne i wręcz nieodzowne narzędzie w ocenie stanu technicznego złożonych maszyn okrętowych.

Endoskopia jest to bezdemontażowa metoda realizacji przeglądu wizualno-optycznego wewnętrznych przestrzeni maszyn i urządzeń przy wykorzystaniu przyrządów wzornikowych zwanych endoskopami.

Do badań endoskopowych silników eksploatowanych na okrętach Marynarki Wojennej RP wykorzystuje się fiberoskop IF8D4-15 oraz komplet boroskopów firmy OLYMPUS i EVEREST różniących się między sobą długością optyki, średnicą i kątem obserwacji diagnozowanego elementu: 90cm/8mm/90°, 55cm/8mm/90°, 45cm/8mm/90°, 50cm/6mm/90°, 30cm/4mm/0°, 30cm/10mm/120° (rys. 10.). Aparatura ta umożliwia ogląd i wykonywanie dokumentacji fotograficznej wewnętrznych elementów silnika poprzez otwory wzornikowe o średnicy większej niż 5 mm. Do przeprowadzania analizy wymiarowej wykrytych uszkodzeń, ich wizualizacji oraz dokumentowania w bazie danych stosuje się specjalistyczny aparat cyfrowy Camedia C-2500L firmy OLYMPUS. Przy wykorzystaniu specjalnych łączników (adapterów) aparat ten jest sprzęgnięty z boroskopem lub fiberoskopem.

Długość elastycznego światłowodu fiberoskopu, którego sterowana końcówka umożliwia prowadzenie obserwacji w dowolnym kierunku, wynosi 1500 mm. Ma on wymienne końcówki umożliwiające obserwację w sektorach czołowych oraz bocznych o różnych kątach obserwacji. Dzięki temu znacznie zwiększone są manualne możliwości inspekcji wewnętrznych przestrzeni kanałów przepływowych powietrza i spalin silnika oraz układu turbosprężarki.

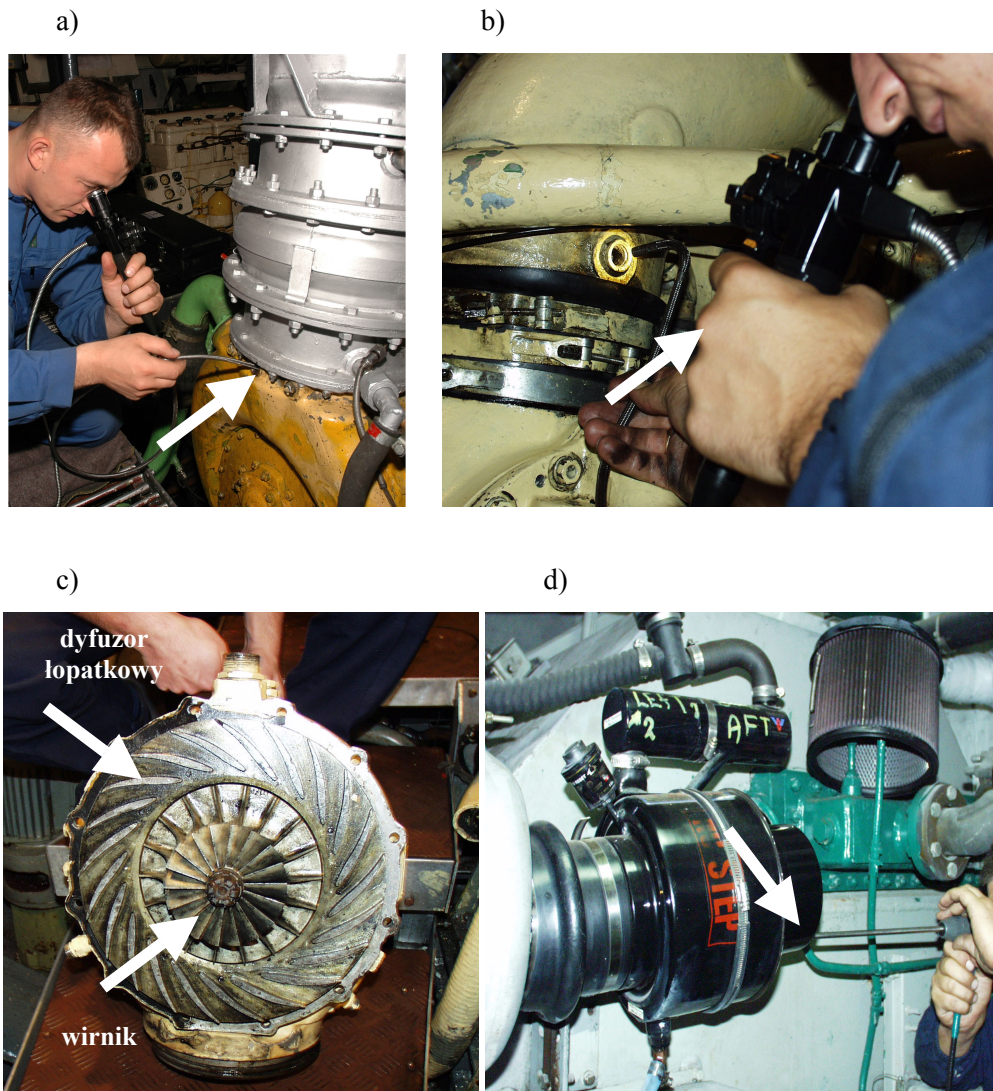


Rys. 10. Endoskopowy zestaw diagnostyczny firmy OLYMPUS:
 1 – zestaw boroskopów; 2 – fibroskop; 3 – zestaw źródeł światła;
 4 – cyfrowy aparat fotograficzny; 5 – drukarka do zdjęć

Boroskopy o zróżnicowanej długości sztywnego układu soczewkowego umożliwiają prowadzenie obserwacji w sektorach bocznych i czołowym, w szerokim zakresie zmienności kąta widzenia. Szczególnie dużą przydatność w badaniach diagnostycznych turbosprężarek silników wykazują optyki o bocznych sektorach obserwacji. Są one bardzo użyteczne podczas oglądu krawędzi łopatek kierowniczych oraz wirnikowych sprężarki i turbiny. W celu oglądu wszystkich łopatek wieńca wirnikowego ogląd należy prowadzić z jednoczesnym obracaniem wirnika – ręcznie lub wykorzystując do tego celu sprężone powietrze.

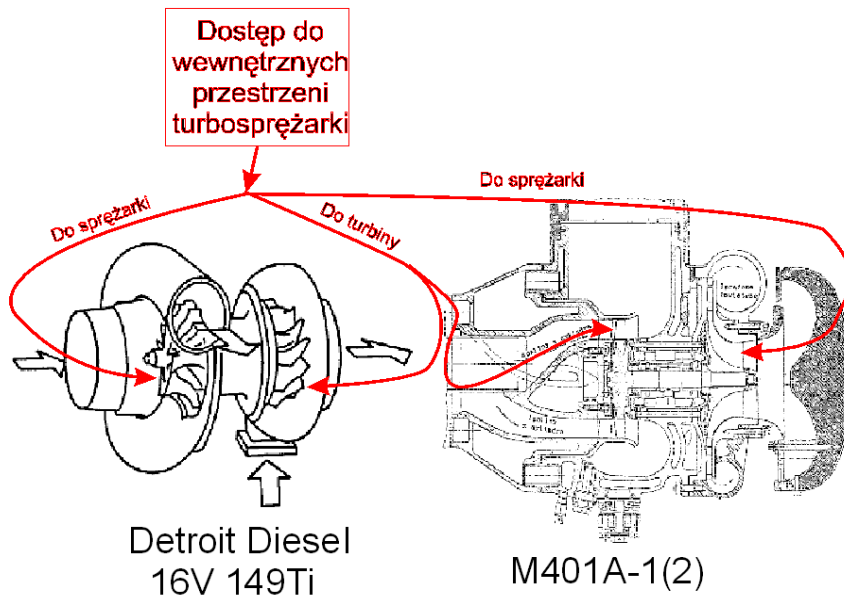
Na rysunku 11. przedstawiono sposób prowadzenia badań endoskopowych układów turbodoładowania silnika okrętowego przy wykorzystaniu boroskopu i fibroskopu. Rysunek 12. prezentuje natomiast, w jaki sposób uzyskuje się dostęp do wewnętrznych przestrzeni turbosprężarki podczas badań endoskopowych silników okrętowych M401A-1(2) oraz Detroit Diesel typu 16V149TI [12].

Boroskop (fibroskop), po zdemontowaniu filtra w kanale powietrza dolotowego oraz zaślepek na kanałach powietrza i spalin wylotowych, daje operatorowi możliwość dokonania oceny stanu technicznego ułotkowania wirnika turbosprężarki, a także wieńców łopatkowych dyszy turbiny i dyfuzora sprężarki.



Rys. 11. Sposób wprowadzania końcówki boroskopu i fiberoskopu do przestrzeni wewnętrznych turbosprężarki:

- a) badanie turbiny silnika M520 przez otwór po zdemontowanej termoparze w kanale spalin wylotowych; b) badanie turbiny silnika M401 przez otwór po zdemontowanej zaślepce króćca pomiaru ciśnienia z turbina; c) badanie silnika M401 – widok sprężarki zdemontowanej z silnika; d) badanie silnika Detroit Diesel 16V149TI – dostęp do wirnika sprężarki po demontażu filtra powietrza



Rys. 12. Badanie endoskopowe silnika okrętowego Detroit Diesel typu 16V149Ti i M401A-1(2) – dostęp do wewnętrznych przestrzeni tulei cylindrowej

USZKODZENIA TURBOSPĘŻAREK SILNIKÓW OKRĘTOWYCH

Systematyczne badania endoskopowe silników okrętowych eksploatowanych w Marynarce Wojennej RP prowadzone są w następujących sytuacjach:

- w czasie realizacji przeglądów profilaktycznych (co najmniej raz w roku);
- przy bieżącej ocenie stanu technicznego silnika, w razie konieczności przedłużenia okresu międzyremontowego;
- podwyższonego poziomu wibracji, pojawienia się opiłków metalu w oleju, skokowych odchyłań linii trendu zmian wartości średniego ciśnienia indykowanego (mocy indykowanej) z cylindra, wzrostu temperatury spalin, nadmiernego dymienia itp., w sytuacji gdy demontaż głowicy jest utrudniony i czasochłonny.

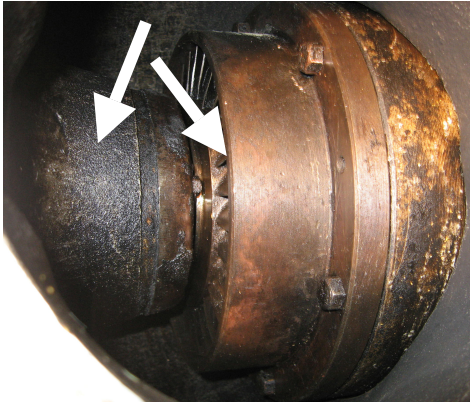
Na podstawie wieloletnich badań endoskopowych silników okrętowych opracowano metodyki oceny stanu technicznego w warunkach eksploatacji [1, 3, 4, 13]. Ujmują one niezbędny zakres i chronologię prowadzenia przeglądów przestrzeni wewnętrznych, umożliwiających wykrycie defektów poszczególnych elementów układów funkcjonalnych silnika. Dla każdego typu silnika eksploatowanego w Marynarce Wojennej opracowano szczegółowe instrukcje realizacji badań diagnostycznych z wykorzystaniem fiberoskopu i zestawu boroskopów. Dla udokumentowania wykrytych defektów i określenia tendencji ich rozwoju dokonuje się rejestracji fotograficznej zidentyfikowanych uszkodzeń. Wyniki badań przechowywane są w komputerowej bazie danych.

Wybrane uszkodzenia układów turbodoładowania silników okrętowych zidentyfikowane podczas eksploatacyjnych badań endoskopowych prezentują rysunki 13. – 15. [13, 14].

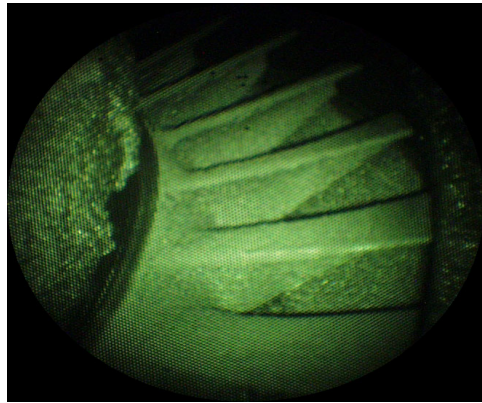
WNIOSKI

Blisko piętnaście lat doświadczeń specjalistów Akademii Marynarki Wojennej w badaniach endoskopowych silników okrętowych potwierdza dużą skuteczność metody, przy relatywnie łatwej obsłudze stosowanej aparatury badawczej. W wyniku przeprowadzonych przeglądów zidentyfikowano cały szereg defektów materiałowych, które w przypadku dalszego rozwoju mogły stanowić istotne zagrożenie dla niezawodności silnika.

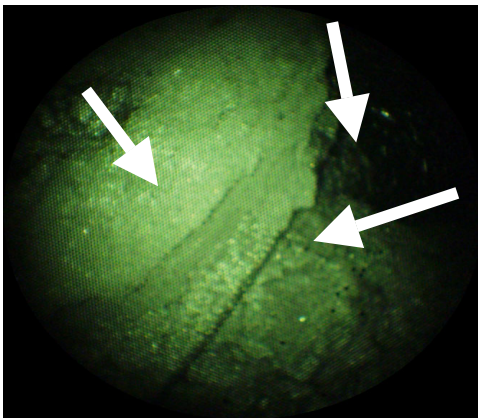
Zaolejenie i obecność nagaru w kanałach przepływowych spalin stanowi obserwowalny symptom zakłóceń procesu spalania paliwa w cylindrach silnika. Wdrożenie metod endoskopowych do rutynowych badań diagnostycznych silników okrętowych eksploatowanych w Marynarce Wojennej RP daje możliwość oceny i prognozowania intensywności zużycia oraz wczesnego wykrycia uszkodzeń w układach turbodoładowania zagrażających awarią silnika. Pozwala to racjonalnie planować proces eksploatacji silników według aktualnego stanu technicznego, przy znacznym obniżeniu kosztów, nawet do 25 – 30%.



a) silnik czterocylindrowy M401A2, turbosprężarka – kanał wylotowy spalin z turbiny turbosprężarki w stanie po oczyszczeniu



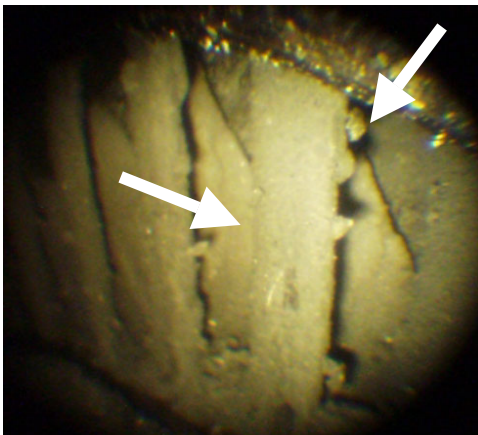
b) silnik czterocylindrowy M401A2, turbosprężarka – silnie zanieczyszczone nagarem kanały wylotowe spalin z turbiny



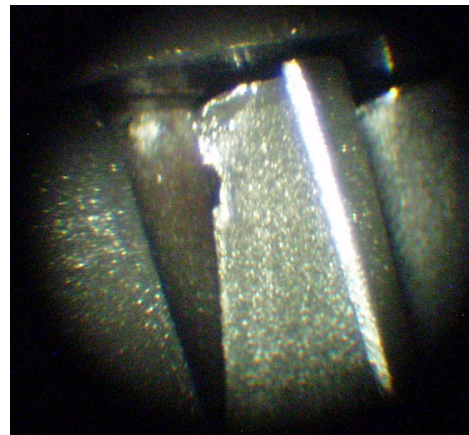
c) silnik czterocylindrowy M401A1, turbosprężarka – silnie zanieczyszczone nagarem kanały wylotowe spalin z turbiny



d) silnik czterocylindrowy M401A1, turbosprężarka – silnie zanieczyszczone nagarem kanały wylotowe spalin z turbiny

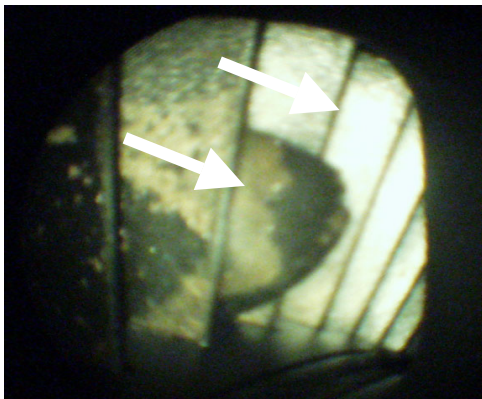


e) silnik M401A-1 – intensywnie zanieczyszczone kanały międzyłopatkowe turbiny

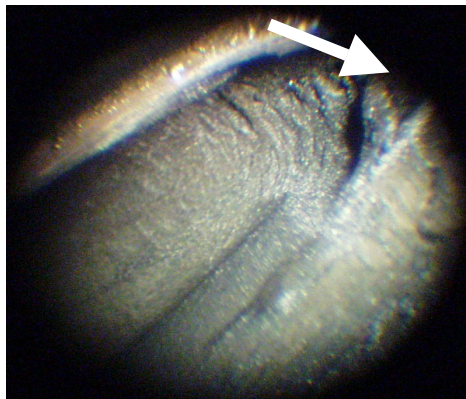


f) silnik M503A – ubytki materiału (wylamanie fragmentu łopatki) oraz deformacje na krawędzi natarcia łopatki wirnikowej turbiny

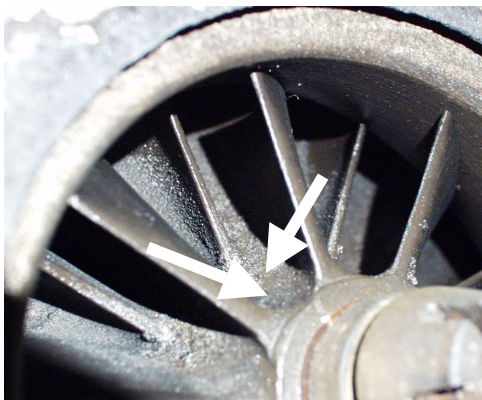
Rys. 13. Defekty turbosprężarek silników okrętowych zidentyfikowane podczas badań endoskopowych



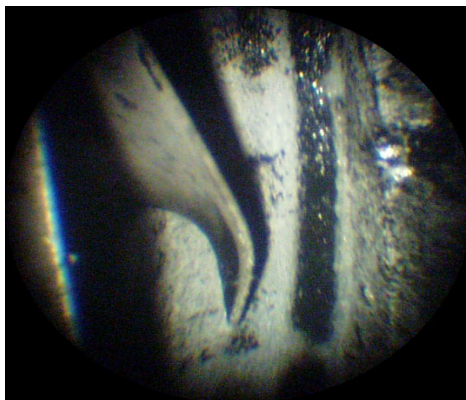
a) silnik M503A – fragment metaliczny w kanale międzyłopatkowym kierownicy turbiny układu turbodoładowania



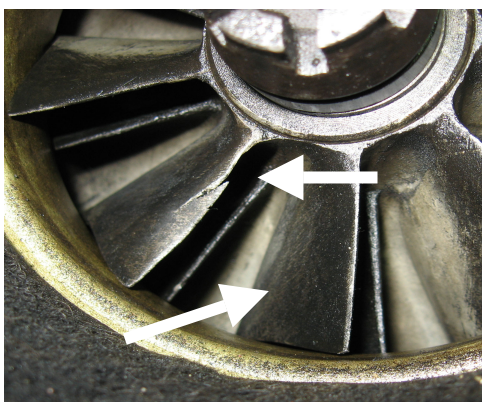
b) silnik czterocylindrowy M401A1 – wżer erozyjny w kanale międzyłopatkowym sprężarki u podstawy łopatek



c) silnik czterocylindrowy M401A1 – zanieczyszczenia w kanałach międzyłopatkowych sprężarki układu turbodoładowania



d) silnik dwucylindrowy Detroit Diesel 16V149TI – wygięcie jednej z łopatek wirnikowych sprężarki na krawędzi natarcia

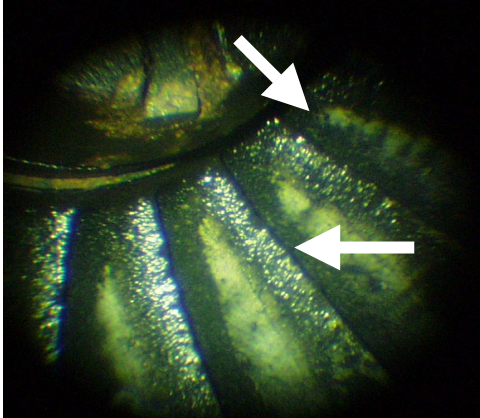


e) silnik czterocylindrowy M401A2 – pęknięcie krawędziowe łopatki wirnikowej sprężarki układu turbodoładowania

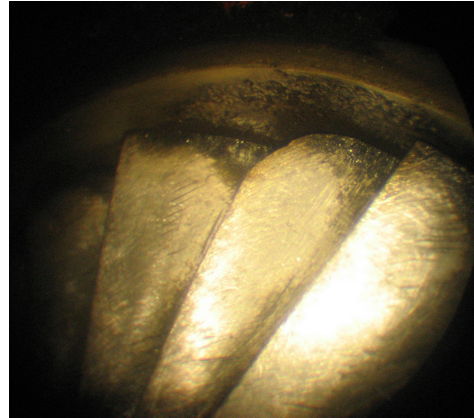


f) silnik dwucylindrowy Detroit Diesel 16V149TI – deformację łącznika gumowego w kanale dolotu powietrza do sprężarki układu turbodoładowania

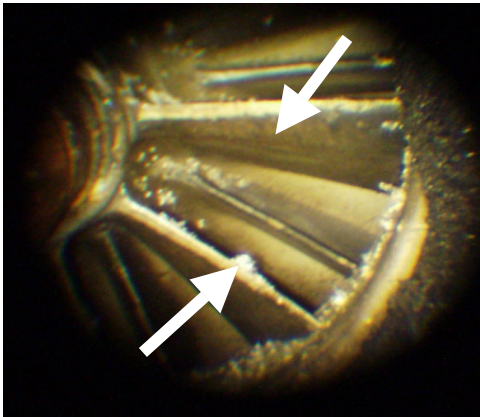
Rys. 14. Defekty turbosprężarek silników okrętowych zidentyfikowane podczas badań endoskopowych



a) silnik czterosurowy M401A1 – silnie zaolejone powierzchnie łopatek wimikowych sprężarki



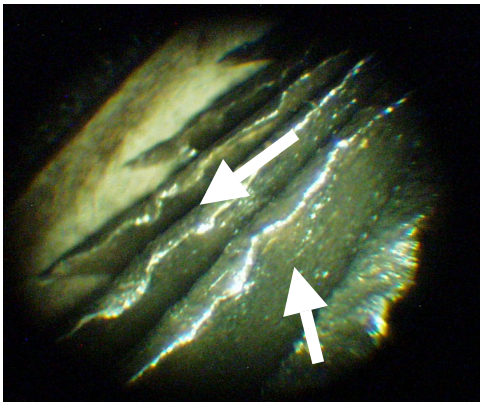
b) silnik czterosurowy M401A1 – zaoblenie uszkodzonej krawędzi natarcia profilu kanału przy wierzchołku wimika



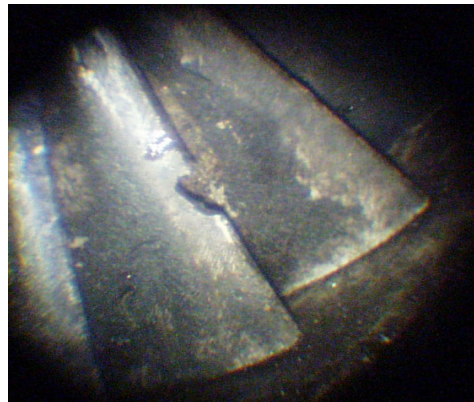
c) silnik czterosurowy M401A2 – osady zanieczyszczeń na powierzchniach łopatek wimikowych sprężarki



d) silnik czterosurowy M401A1 – deformacje wimika sprężarki



e) silnik czterosurowy M401A1 – zdeformowane profile łopatkowe wimika sprężarki



f) silnik czterosurowy M401A2 – ubytek materiału na krawędzi natarcia łopatki wimikowej sprężarki

Rys. 15. Defekty turbosprężarek silników okrętowych zidentyfikowane podczas badań endoskopowych

BIBLIOGRAFIA

- [1] Korczewski Z., *Diagnostyka eksploatacyjna silników okrętowych*, „Zeszyty Naukowe” Politechniki Radomskiej, „Transport” 2005, nr 2, s. 271 – 276.
- [2] Korczewski Z., *Metoda diagnozowania silników okrętowych z turbodoładowaniem na podstawie wyników badania procesów gazodynamicznych w układzie spalin wylotowych*, „Diagnostyka”, 2003, vol. 28, s. 87 – 95.
- [3] Korczewski Z., *Metody diagnozowania okrętowych tłokowych silników spalinowych w eksploatacji*, konferencja naukowa „Mechanika 2005”, Politechnika Gdańska, Gdańsk 2005, s. 116 – 122.
- [4] Korczewski Z., Pojawa B., *Diagnozowanie okrętowych silników spalinowych z zastosowaniem endoskopów*, VII Symposium Naukowo-Techniczne „Silniki spalinowe w zastosowaniach wojskowych SILWOJ 2005”, Rynia 2005, s. 183 – 192.
- [5] Kordziński C., Środulski T., *Silniki spalinowe z turbodoładowaniem*, WNT, Warszawa 1970.
- [6] Kordziński C., Środulski T., *Układy dolotowe silników spalinowych*, WKiŁ, Warszawa 1968.
- [7] Kordziński C., *Układy wylotowe szybkobieżnych silników spalinowych*, WKiŁ, Warszawa 1964.
- [8] Kowalewicz A., *Doładowanie silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom 1998.
- [9] Mitaniec W., Jaroszewski A., *Modele matematyczne procesów fizycznych w silnikach spalinowych małej mocy*, Wydawnictwo im. Ossolińskich, Wrocław 1993.
- [10] Mitaniec W., *Zawory membranowe i układy pojemnościowe*.
- [11] Wajand J. A., Wajand J. T., *Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe*, WNT, Warszawa 2005.
- [12] Dokumentacja techniczna i eksploatacyjna okrętowych turbinowych silników spalinowych typu M401A-1(2), M503, M520, Detroit Diesel.
- [13] Sprawozdania z badań diagnostycznych tłokowych silników spalinowych eksploatowanych na okrętach MWRP, prace badawcze AMW, Gdynia 1992 – 2006.
- [14] Sprawozdanie częściowe z realizacji projektu badawczego 0T00B02129 p.k. „MARENA” pt. *Metoda diagnozowania silników okrętowych o ograniczonej możliwości pomiaru ciśnień wewnątrzcyldrowych na podstawie wyników badania procesów gazodynamicznych w układzie turbodoładowania*, finansowany ze środków KBN, AMW, Gdynia 2005 – 2008.

ABSTRACT

The paper presents selected issues in endoscope diagnostics of a turbo-charging system in marine engines for identification and origins of known and recognizable conditions of incapability to operate. It characterizes the process of degradation in technical condition of gas and air canals in the system under consideration and its power-related consequences for the engine. It shows the results of endoscope investigations of damage in turbochargers of engines used in Polish Navy ships.

Recenzent prof. dr hab. inż. Jerzy Lewitowicz