

## WYBRANE ASPEKTY ZMĘCZENIOWYCH USZKODZEŃ OKRĘTOWYCH WAŁÓW NAPĘDOWYCH

Konrad Marszałkowski

Politechnika Gdańska,  
Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa,  
Katedra Siłowni Morskich i Lądowych  
ul. G. Narutowicza 11/12, 80–233 Gdańsk, tel/fax: (58) 347 22 93,  
e-mail: [konmarsz@pg.edu.pl](mailto:konmarsz@pg.edu.pl)

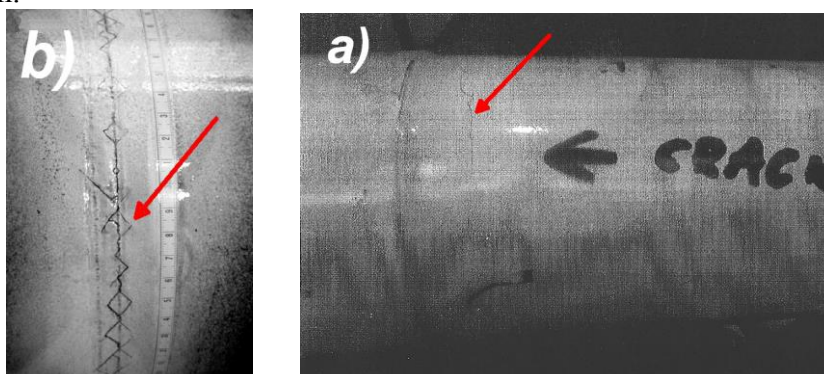
### Abstrakt

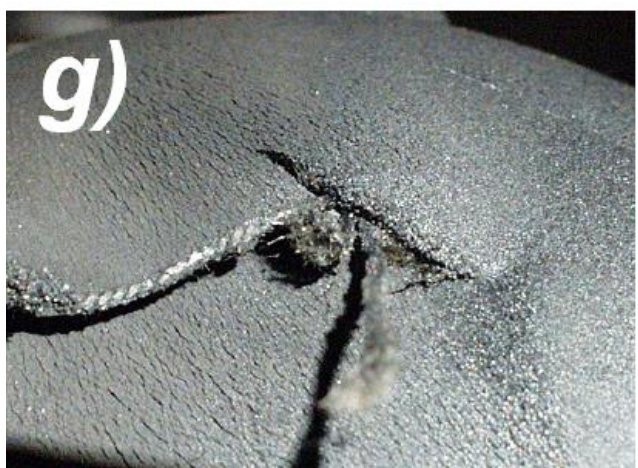
Problem zmęczeniowego pęknięcia konstrukcji okrętowych w sposób istotny dla eksploatacji tychże obiektów ujawnił się na przełomie lat 70. i 80. ubiegłego stulecia. Ponieważ pęknięcia zmęczeniowe dotyczą głównie kadłubów statków i są szczególnie dotkliwe dla dużych jednostek (zbiornikowców, masowców i kontenerowców), dlatego też cała uwaga towarzystw klasyfikacyjnych i biur projektowych skupia się głównie na tym aspekcie uszkodzeń zmęczeniowych. Odrębną grupą uszkodzeń o charakterze zmęczeniowym, są wciąż odnotowywane przez armatorów uszkodzenia elementów konstrukcyjnych układu napędowego. Mimo ogólnej świadomości istnienia tego problemu odczuwalny jest brak metod badawczych pozwalających na wczesną i jednoznaczną lokalizację inicjacji mikropeknięć zmęczeniowych w materiałach konstrukcyjnych linii napędowej statku. W artykule przedstawiono w syntetycznym skrócie podłoże teoretyczne tego zagadnienia.

**Słowa kluczowe:** okrętowe wały napędowe, wały śrubowe, zmęczenie, pęknięcie zmęczeniowe, analiza i synteza

### 1. Wprowadzenie

Pomimo licznej obecności systemów diagnostycznych w siłowni okrętowej, w dalszym ciągu nierozwiązanym pozostaje kluczowy problem diagnozowania zmęczenia elementów konstrukcyjnych układu napędowego statku, który będąc narażony na cykliczne i zmienne obciążenia może ulec uszkodzeniu zmęczeniowemu [34]. Tego rodzaju uszkodzenie może nastąpić nagle i niespodziewanie w sztormowych warunkach pogodowych, gdy obciążenia dynamiczne okrętowej linii napędowej przyjmują wartości maksymalne. Pęknięcie zmęczeniowe wału napędowego może w takiej sytuacji doprowadzić do unieruchomienia statku, co skutkuje utratą jego sterowności i w konsekwencji - rozwojem zdarzeń awaryjnych, a nawet katastroficznych. Na rys. 1. przedstawiono przykładowe uszkodzenia zmęczeniowe linii wałów napędowych różnych statków morskich.





Rys. 1. Uszkodzenia zmęczeniowe wałów napędowych statków:

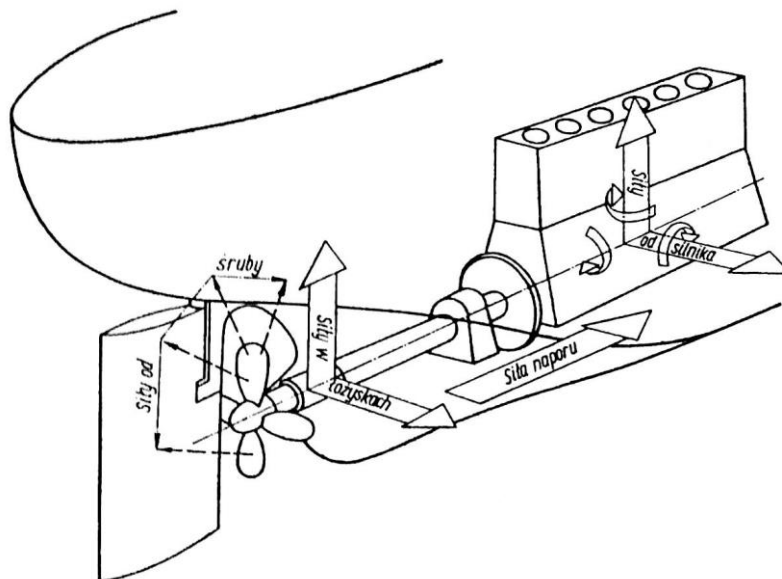
- a) pęknięcie zmęczeniowe wału śrubowego statku Danica Rainbow wykryte w ramach remontu dokowego przeprowadzanego w 2015r; b) pęknięcie zmęczeniowe wału śrubowego statku Lady Elena, c), d) pęknięcia zmęczeniowe pośrednich wałów napędowych, e) łożysko oporowo–nośne i dławnica wału śrubowego f) uszkodzone zmęczeniowo łożysko oporowo–nośne wskutek niewspółosiowego montażu dławnicy wału śrubowego, g) endoskopowy obraz uszkodzenia zmęczeniowego gumowego elementu podatnego sprzęgła Vulkan RATO, h) pęknięcie zmęczeniowe wału śrubowego promu Aratere skutkujące zgubieniem śruby napędowej [1, 2, 17]

## 2. Ogólna charakterystyka sił i momentów obciążających okrętowy wał napędowy

Okrętowe wały napędowe w czasie użytkowania podlegają skomplikowanym rodzajom wymuszeń, do których zalicza się [4, 6, 10, 15]:

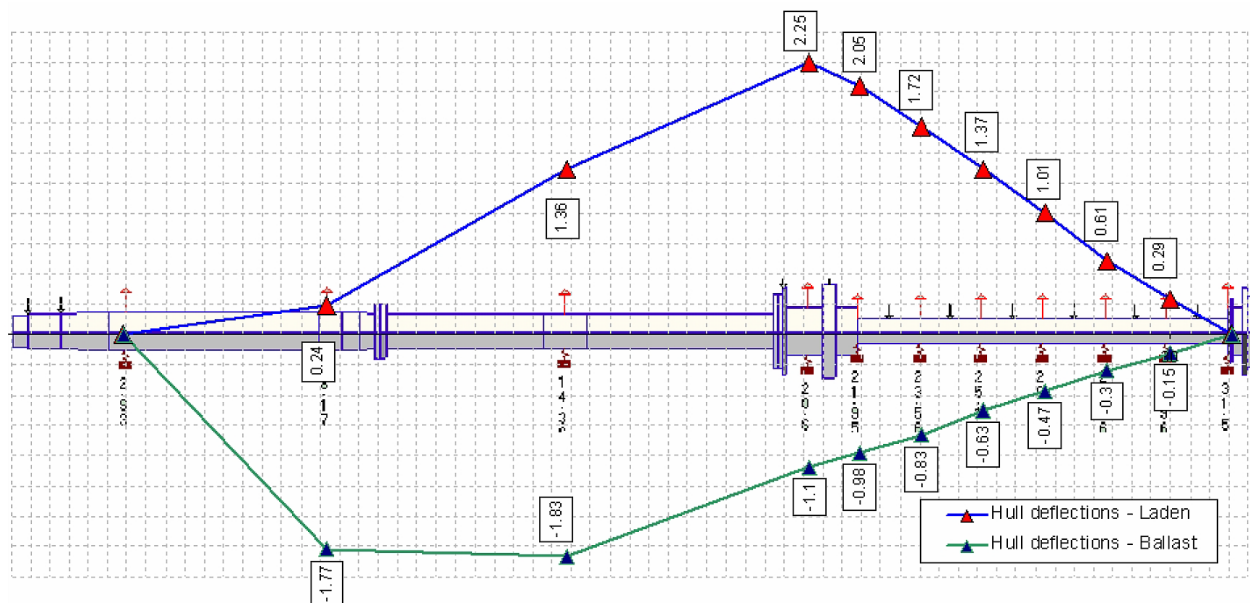
- moment skręcający od sił gazowych działających na tłoki silnika głównego (nierównomierność obciążenia cylindrów),
- siły bezwładności od mas w ruchu posuwisto-zwrotnym (tłok, korbowód),
- siły bezwładności od mas w ruchu obrotowym (wał korbowy, sprzęgło, przekładnia redukcyjna, śruba napędowa),
- moment gnący od masy własnej wału,
- moment gnący wynikający z ugięcia kadłuba,
- moment gnący od masy śruby napędowej,
- zmienne warunki pracy śruby w czasie falowania morza i kołysania statku,
- niewyważenie hydrodynamiczne śruby (błędne wykonanie śruby powoduje zróżnicowanie rozkładu prędkości wody omywającej płaty śruby),
- niewyważenie statyczne śruby (brak pokrycia środka ciężkości śruby z osią jej obrotu),
- niewyważenie dynamiczne śruby (brak pokrycia głównej centralnej osi bezwładności śruby z osią jej obrotu).

Wymuszenia te są przyczyną powstawania w wale napędowym statku drgań skrętnych, wzdłużnych i poprzecznych. Nadmierne drgania skrętne wału napędowego głównie wynikają z rozregulowania układu zasilającego paliwem silnika głównego i tym samym nierównego udziału poszczególnych cylindrów silnika w sumarycznej wartości wytwarzanego momentu obrotowego. Drgania poprzeczne okrętowych wałów napędowych wywoływane są między innymi siłami występującymi w układzie tłokowo-korbowym silnika, niewyważeniem elementów linii napędowej oraz mogą wynikać z utraty wymaganej współosiowości linii wału. Łożyska nośne linii wałów stanowią swego rodzaju węzły drgań, w których nie jest możliwy ruch poprzeczny ale możliwe jest wychylenie kątowe wału. Dodatkowym wpływem może być odkształcenie kadłuba na fali. Drgania wzdłużne wynikają z okresowo zmiennej siły naporu śruby okrętowej i osiowego odkształcenia wykorbień wału korbowego silnika głównego, którego przyczyną są okresowo zmienne siły gazowe i masowe. Na rysunku 2 - przedstawiono schemat rozkładu sił i momentów oddziałujących na wał napędu głównego statku.



Rys. 2. Układ sił i momentów oddziałujących na okrętowy wał napędowy [6]

Podczas projektowania linii napędowej statku, podobnie jak w przypadku innych układów mechanicznych, należy przeprowadzić obliczenia wytrzymałościowe, których głównym celem, w odniesieniu do wałów napędowych, jest dobór materiału konstrukcyjnego, średnic, długości i kształtu wału oraz sposobu łożyskowania i rodzaju łożysk, wraz z ich rozmieszczeniem w siłowni statku [6, 24, 35]. Obliczenia wytrzymałościowe wałów napędowych rozpoczyna się od założenia, że oddziałujące nań obciążenia mają charakter wyłącznie statyczny. Następnie, budując kolejne modele obliczeniowe projektowanej linii napędowej uwzględnia się, między innymi, zagadnienia wpływu utraty stabilności mechanicznej całego układu napędowego na jego wytrzymałość. Mimo dużego doświadczenia biur konstrukcyjnych w zakresie stosowania nowoczesnych metod projektowania, szeroko wspomaganych metodami komputerowymi (powszechnie wykorzystuje się metodę elementów skończonych) nie sposób jest tak zaprojektować linię napędową statku, aby uwzględnić oddziaływanie wszystkich czynników eksploatacyjnych. Największą trudnością podczas projektowania są zagadnienia wytrzymałości zmęczeniowej, z której wpływem można mieć do czynienia w przypadku nieuniknionych obciążeń o zmiennym i cyklicznym charakterze, a te mogą wynikać między innymi z utraty wymaganej współosiowości linii wałów. Zakres zmienności takich obciążeń jest bardzo trudny do oszacowania na etapie przygotowywania projektu układu napędowego, bowiem niemożliwe jest przewidzenie wszystkich możliwych sposobów odkształcenia kadłuba statku [3, 23, 29, 32]. Przygotowanie wstępnego projektu i wytyczenie linii napędowej dla statku w stoczni, gdy znajduje się on w suchym doku już stanowi duży problem inżynierski, pomimo, że na kadłub nie działają żadne zewnętrzne wymuszenia. Na rysunku 3 - przedstawiono wyniki symulacji możliwej do uzyskania niewspółosiowości relatywnie krótkiej linii napędowej tankowca typu VLCC (ang. *Very Large Crude Carrier*), z bezpośrednim napędem głównym wolnoobrotowym tłokowym silnikiem spalinowym, dla dwóch stanów



obciążenia kadłuba: obciążonego ładunkiem i zabalastowanego.

Rys. 3. Ugięcia kadłuba i podpór łożyskowych pod obciążeniem ładunkiem (górna linia niebieska) i zabalastowaniem (dolna linia zielona) [29]

Doskonaląc projekt linii napędowej należy uwzględnić możliwie jak najwięcej czynników, które mogą wpłynąć na obniżenie trwałości zmęczeniowej układu napędowego statku. Do grupy najistotniejszych czynników, które należy uwzględnić podczas prac projektowych zaliczyć można [24]:

- odkształcenia kadłuba i konstrukcji posadowienia silnika głównego,
- rozszerzalność cieplną kadłuba,

- podatność mechaniczną posadowienia silnika głównego,
- przemieszczenia elementów posadowienia układu napędowego spowodowanych rozszerzalnością cieplną elementów kadłuba (łącznie z uniesieniem dna podwójnego w obrębie podgrzewanych zbiorników i innych źródeł ciepła),
- siłę wyporu wody działającej na śrubę napędową i wał śrubowy,
- obciążenia hydrodynamiczne od śruby napędowej – zarówno dla zanurzenia konstrukcyjnego, jak i dla balastowego,
- obciążenia kół zębatych przekładni redukcyjnej,
- zużycie węzłów łożyskowych (powiększanie się luzów konstrukcyjnych),
- sztywność łożyska,
- siły reakcji w sprzęgłach.

Na obniżenie trwałości zmęczeniową wału śrubowego statku dodatkowo wpływają naprężenia powstałe wskutek osadzania na nim tulei, sprzęgieł i śrub napędowych [6].

Tak duża liczba czynników zewnętrznych wpływających na obniżenie trwałości zmęczeniowej linii napędowej powoduje, że jedynym skutecznym sposobem unikania uszkodzeń zmęczeniowych elementów składowych układu napędowego statku jest jego nadmiarowość konstrukcyjna poprzez stosowanie odpowiednio dużych współczynników bezpieczeństwa. Jednak podejście takie pociąga za sobą wzrost masy elementów użytych do budowy napędu statku, nie dając jednocześnie gwarancji całkowitej eliminacji wpływu zmęczenia materiału i konstrukcji okrętowego wału napędowego na jego niezawodność i trwałość.

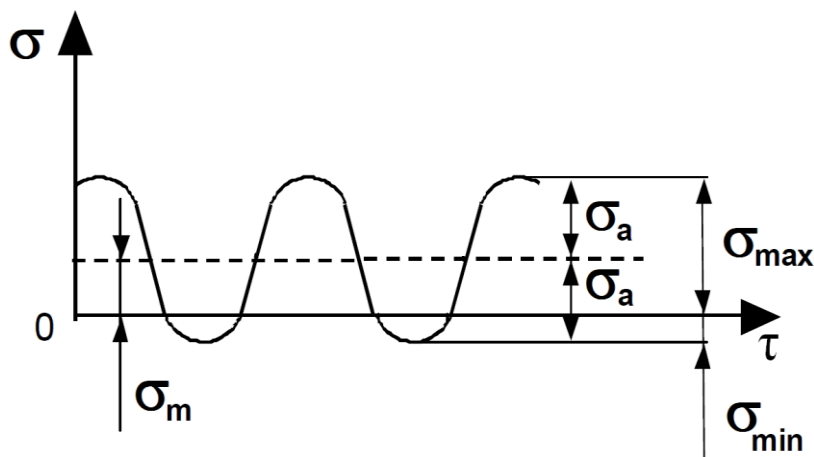
### 3. Fizyka zmęczenia materiału i konstrukcji okrętowych wałów napędowych

Zmęczeniem mechanicznym materiału w odniesieniu do okrętowego wału napędowego można określić destrukcyjny skutek oddziaływania na jego strukturę cyklicznie zmieniających się naprężeń. Jest procesem powstawania i rozwoju pęknięć w materiale konstrukcyjnym wału. Występujące w okrętowym układzie napędowym naprężenia zmienne mają w ogólnym rozumieniu charakter stochastyczny. Szczególnym przypadkiem, najczęściej występującym w obrotowych układach mechanicznych, są naprężenia o sinusoidalnym charakterze zmienności, które wynikają z utraty współosiowości okrętowej linii napędowej. Zdeterminowane oddziaływanie naprężeń od momentów zginających (i skręcających) na obracający się wał napędowy jest bezpośrednią przyczyną powstawania nieodwracalnych zjawisk (defektów) w strukturze materiału wału [5, 7, 8, 9, 13, 14, 22, 31, 36]. Kumulacja tych zjawisk, po przekroczeniu określonej liczby cykli (po wykonaniu określonej liczby obrotów wału) wywołuje pęknięcie, zwane pęknięciem zmęczeniowym. Złożoność procesu mechaniki pęknięcia powoduje, że dokładne określenie trwałości elementu wirującego poddanego zmiennym i cyklicznie występującym naprężeniom jest bardzo trudne. Należy pamiętać, że szacunki takie prowadzi się przy założeniu, na przykład, idealnego cyklu wahadłowego zmienności naprężeń, co dla napędu statku nie jest najlepszym odzwierciedleniem charakteru występujących naprężeń i stanowi jednocześnie złożony problem inżynierski w przypadku obliczeń konstrukcyjnych [16].

Trwała wytrzymałość zmęczeniowa obliczona na podstawie standardowej procedury Wöhlera jest jednym z głównych celów projektowania inżynierskiego, która nie daje jednak żadnych podstaw do oceny ewolucji procesu rozwoju uszkodzenia zmęczeniowego pod wpływem obciążeń cyklicznych. W praktyce inżynierskiej zakłada się liniowe modele sumowania uszkodzeń zmęczeniowych i na tej podstawie określa się trwałość zmęczeniową elementów konstrukcyjnych linii napędowej statku. [28, 31]. Stanowi to jednak stosunkowo duże uproszczenie zagadnienia, ponieważ najczęściej brak jest jakichkolwiek danych doświadczalnych potwierdzających zasadność przyjęcia liniowej hipotezy sumowania uszkodzeń zmęczeniowych, czy też określającej zakres amplitudy naprężeń, dla którego warunek liniowości procesu rozwoju uszkodzeń jest spełniony.

Doświadczalne wyznaczenie charakterystyki rozwoju uszkodzeń zmęczeniowych wymaga stosowania innych procedur badawczych dla wałów napędowych niż tradycyjne sposoby wyznaczania krzywej Wöhlera w postaci amplitudy okresowo zmiennego naprężenia, jako funkcji liczby cykli do zniszczenia materiału (próbki materiałowej) [18, 19].

Podstawowymi parametrami cyklu sinusoidalnie zmiennego (rys. 4.) są naprężenia maksymalne  $\sigma_{max}$ , minimalne  $\sigma_{min}$ , naprężenia średnie  $\sigma_m$  oraz amplituda naprężeń  $\sigma_a$ .



Rys. 4. Sinusoidalny przebieg naprężeń zmiennych

Wymienione miary naprężenia są powiązane ze sobą następującymi zależnościami:

- amplituda cyklu naprężeń:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (1)$$

- naprężenie średnie:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2)$$

- zakres zmian naprężeń:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} = 2 \cdot \sigma_a \quad (3)$$

- współczynnik asymetrii cyklu:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (4)$$

- współczynnik stałości obciążenia:

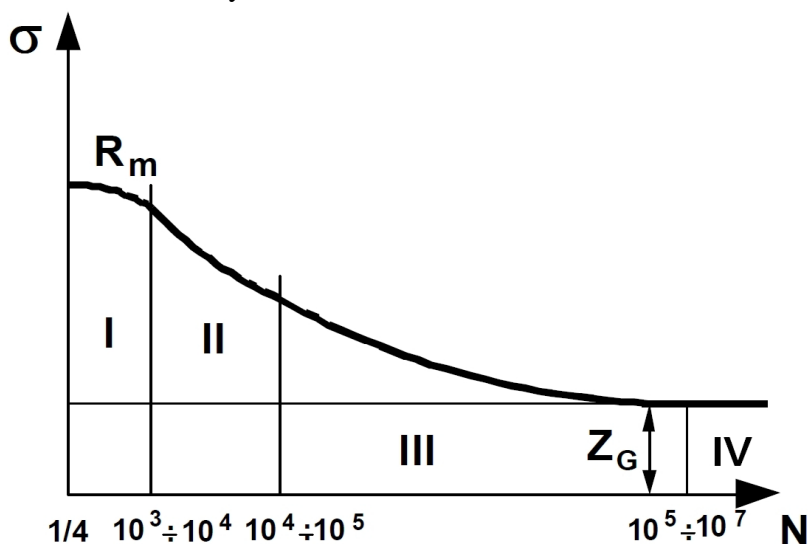
$$\chi = \frac{\sigma_m}{\sigma_a} = \frac{1 + R}{1 - R} \quad (5)$$

Dla obracającego się wału napędowego i działającego na niego naprężenia od momentu gnącego w cyklu wahadłowym (symetrycznym) powyższe relacje przyjmują następujące wartości parametrów cyklu:

- $\sigma_m = 0$
- $\sigma_a = \sigma_{max} = |\sigma_{min}|$
- $R = -1$
- $\chi = 0$

W związku z powyższym dla wału obciążonego wyłącznie momentem gnącym (na przykład wskutek utraty współosiowości linii wałów) można przyjąć, że amplituda cyklu naprężeń (naprężenia maksymalnego) jest równa naprężeniu od momentu zginającego:  $\sigma_a = \sigma_{max} = \sigma_g$ .

Dla wspomnianego wcześniej wykresu Wöhlera początek układu współrzędnych odpowiada  $\frac{1}{4}$  cyklu obciążenia. Przyjmuje się zatem, że wartość naprężenia niszczącego przy  $\frac{1}{4}$  cyklu jest adekwatna do granicy wytrzymałości przy obciążeniu statycznym. Poglądowy, pełny wykres Wöhlera przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5. Pełny wykres Wöhlera [14]

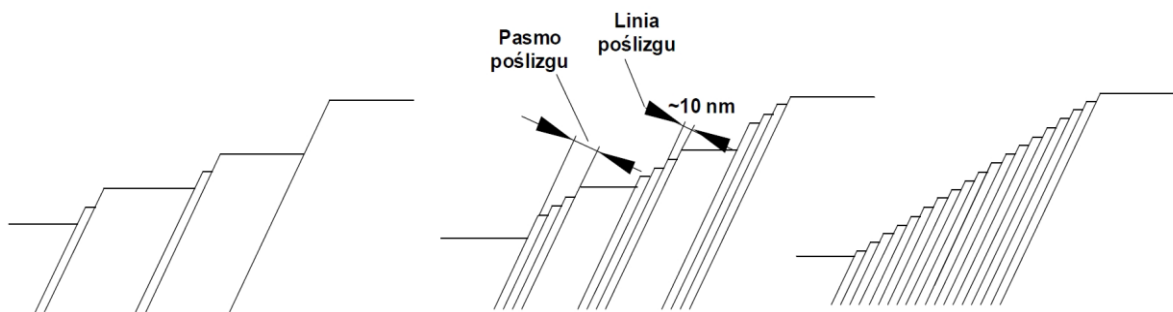
Na wykresie można wyodrębnić trzy charakterystyczne obszary wytrzymałości zmęczeniowej:

- wytrzymałość quasistatyczna (obszar I) – od  $\frac{1}{4}$  cyklu do około  $10^3 - 10^4$  cykli, w którym pękanie zmęczeniowe materiału ma charakter pękania plastycznego [33],
- wytrzymałość niskocyklowa (obszar II) – od  $10^4$  do około  $10^5$  cykli, w którym zmęczenie zachodzi przy dużych naprężeniach i relatywnie dużych odkształceniach plastycznych,
- wytrzymałość wysokocyklowa (obszar III) – od  $10^5$  do  $10^7$  cykli, w którym pękanie materiału zachodzi przy odkształceniach sprężystych porównywalnych z wartością odkształcenia plastycznego  $R_e$ ,
- nieograniczona trwałość zmęczeniowa (obszar IV) – powyżej  $10^7$  cykli.

Przy korzystaniu z wykresów zmęczeniowych Wöhlera należy pamiętać, że w obszarach II i III zniszczenie materiału jest efektem kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych i nie ma pomiędzy nimi wyraźnie zaznaczonych granic. W praktycznym ujęciu, podczas prac projektowych i obliczeniach inżynierskich obszary I i II traktuje się wspólnie – jako obszar wytrzymałości niskocyklowej. W celu poprawy czytelności i użyteczności wykresu Wöhlera utworzonego (zazwyczaj) w układzie logarytmicznym dodatkowo aproksymuje się dwiema prostymi: jedną przedstawiającą nachyloną gałąź wykresu – obejmującą zakres naprężeń większych od granicy zmęczenia i drugą poziomą – odpowiadającą granicy zmęczenia [14].

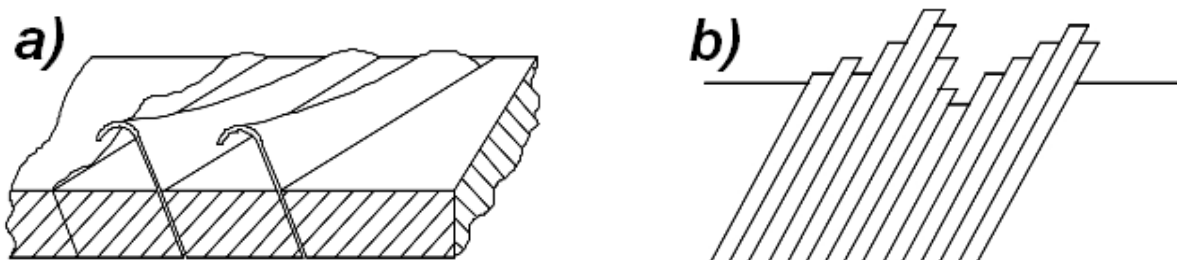
Podane zakresy w liczbach cykli należy jednak traktować jako orientacyjne, bowiem dla tego samego składu materiału, mogą się one różnić nawet o rząd wielkości. Decyduje o tym rodzaj zastosowanej obróbki mechanicznej i cieplno–chemicznej [31].

Analiza mikrostrukturalna mechanizmu niszczenia materiału konstrukcyjnego przy obciążeniach cyklicznych wykazuje silny wpływ odkształcenia plastycznego na proces zmęczenia. W początkowym stadium procesu zmęczenia odkształcenia plastyczne ujawniają się w postaci pasm poślizgów złożonych z linii poślizgów, co przedstawiono na rysunku 6.



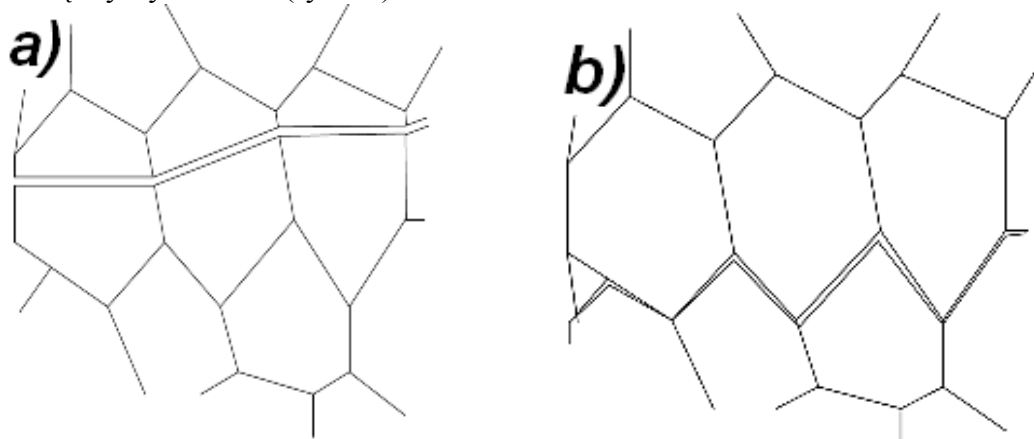
Rys. 6. Schemat powstawania linii i pasm poślizgu podczas cyklicznego obciążenia [19]

Liniami poślizgu nazywa się ślad poślizgu na powierzchni swobodnej, zachodzącego w jednej płaszczyźnie. Pasma poślizgów składają się z linii poślizgów zachodzących wzdłuż określonych płaszczyzn i kierunków krystalograficznych, jako skutek ruchu dyslokacji. Średnio, szerokość linii poślizgów jest rzędu 10 nm, a wysokość tzw. „schodków poślizgowych” – około 100 nm [19]. Pasma poślizgów mają budowę nieregularną, co prowadzi w konsekwencji do powstawania tzw. ekstruzji i intruzji [14]. Ekstruzje są to wycięcia „płatków” metali, (rys. 7a.) obserwowane w pasmach poślizgu na powierzchni zmiennie obciążanych elementów. Natomiast intruzje są to wcięcia lub wgłębienia w pasmach poślizgu (rys. 7b).



Rys. 7. Schemat powstawania: a) ekstruzji, b) intruzji [19]

W zależności od rodzaju materiału i zastosowanych warunków obciążenia można zaobserwować różny przebieg powstawania i geometrii poślizgów. W pasmach poślizgu następuje inicjacja oraz rozwój mikropęknięć. Przyczynami tego zjawiska jest lokalne spiętrzenie naprężeń, odkształceń i energii w tych pasmach. Innymi przyczynami powstawania mikropęknięć mogą być granice subziaren, wtrącenia oraz wydzielienia faz wtórnych [19]. Pierwsze pęknięcia materiału pojawiają się jako mikroszczeliny biegnące przez ziarna i mówi się wówczas o pęknięciach transkrystalicznych (rys. 8a.) lub jako mikroszczeliny biegnące wzdłuż ziaren i są to tzw. pęknięcia międzykrystaliczne (rys. 8b).



Rys. 8. Schemat powstawania pęknięć: a) transkrystalicznych, b) międzykrystalicznych [19]



Proces zmęczenia mechanicznego materiału można podzielić na dwa zasadnicze etapy:

- inicjacji mikro- i makropęknięcia (etap I),
- rozwoju makropęknięcia (etap II).

W pierwszym etapie procesu zmęczenia zmiany stanu technicznego obiektu zachodzą na poziomie struktury metalu, z którego jest wykonany i dotyczą odkształceń plastycznych. Następnie powstają mikropęknięcia, aż do uformowania się makropęknięcia. W drugim etapie procesu następuje rozwój (wzrost) makropęknięcia, aż do utworzenia złomu zmęczeniowego. Umowny podział procesu powstawania uszkodzenia zmęczeniowego na poszczególne etapy stwarza istotny problem diagnostyczny, bowiem trudno jest ustalić jednoznaczne reguły w zakresie zdefiniowania granicznej (początkowej) długości makropęknięcia, od której analizuje się jego rozwój [30]. W zależności od warunków obciążenia i cech konstrukcyjnych elementów małowymiarowych, wykonanych technologią zapewniającą bardzo małą chropowatość powierzchni, za długość początkową makropęknięcia przyjmuje się długość większą od 0,1 mm. Dla konstrukcji wielkogabarytowych, najczęściej spawanych, uznawana jako długość początkowa makropęknięcia która wynosi, co najmniej 25 mm. Poszukiwanie takich pęknięć nieco ułatwia fakt ich inicjacji w miejscach spiętrzenia naprężeń. Miejsca takie, zwane karbami, są to strefy nieciągłości geometrycznej (zmiany kształtu, średnicy itp.) i strukturalnej (najczęściej złącza spawane elementu). Mogą to być także strefy spiętrzenia naprężeń powstałe w wyniku procesów technologicznych (np. obróbka plastyczna) [14]. Natomiast rozpatrując proces zmęczenia materiału w aspekcie potencjalnych trudności diagnozowania elementów maszyn to dużym utrudnieniem jest zjawisko inicjacji pęknięć jednocześnie w wielu miejscach danego elementu, czy nawet jednoczesne pęknięcie materiału w kilku elementach konstrukcyjnych układu mechanicznego. W związku z powyższym można pogrupować pęknięcia zmęczeniowe, ze względu na miejsce ich występowania [12]:

- jednoogniskowe,
- wielogniskowe – jednoelementowe,
- wielogniskowe – wieloelementowe.

Wyżej wymienione reguły inicjacji i rozwoju pęknięcia zmęczeniowego determinują wybór metody diagnostycznej i sposób jej zastosowania [20]. Dla obrotowych układów mechanicznych, ze szczególnym uwzględnieniem okrętowych wałów napędowych, metodami, którymi można identyfikować zmęczeniowe następstwa lokalnych cyklicznych odkształceń w strukturze materiału konstrukcyjnego wału są metody diagnostyczne: termowizyjna i emisji akustycznej [11, 25, 26, 27]. Natomiast lokalne zmiany sztywności materiału, wynikające z procesów umocnienia lub osłabienia materiału można rozpoznać przeprowadzając badania drganiowe linii napędowej statku [21].

#### 4. Podsumowanie

Charakterystyczną cechą zużycia zmęczeniowego materiału jest to, że występuje ono przy maksymalnych naprężeniach znacznie niższych od jego wytrzymałości doraźnej  $R_m$ , a nawet od granicy plastyczności  $R_e$ . Jest ono szczególnie niebezpieczne z tego względu, iż powstanie szczeliny zmęczeniowej pozostaje często niezauważone, szczególnie dla wirujących elementów linii napędowej, w których występuje zjawisko zamykania szczeliny pęknięcia podczas postoju. Ostateczne zniszczenie wirujących części następuje nagle i niespodziewanie, prowadząc zwykle do natychmiastowego wyłączenia napędu statku, zagrażając bezpieczeństwu żeglugi. Z drugiej strony skuteczna obserwacja napędu statku pod kątem wczesnego wykrycia inicjacji makropęknięć w strukturze materiału konstrukcyjnego wału nie jest możliwa bez wyłączenia linii napędowej z ruchu.

W wyniku rozwijania się kolejnych makropęknięć i postępującej degradacji stanu technicznego wału napędowego generowane są dodatkowe ruchy towarzyszące, które w ujęciu

energetycznym można określić jako procesy resztkowe: wibroakustyczne, cieplne i związane z generowaniem fal sprężystych emisji akustycznej. Systematyczna obserwacja i identyfikacja tych procesów energetycznych, o wolnozmiennym charakterze, może być pomocna przy diagnozowaniu zmęczenia wałów okrętowego układu napędowego pracującego w warunkach utraty współosiowości. Statystyczna natura zmęczenia materiału konstrukcyjnego, w aspekcie fizyki powstawania i rozwoju pęknięć, wymusza konieczność poszukiwania nowych, skutecznych metod identyfikacji tego procesu, które można by było wdrożyć do eksploatacji napędów okrętowych.

## Literatura

1. Aurecon. (2015). Aratere Shaft Failure Investigation. Final Report. Interisland Line. 15 October 2015, Revision: 0, Aurecon New Zealand Limited.
2. Balyts'kyi O. I., Kawiak M., Kawiak P. (2013). Assessment of the fatigue damage to the propeller shaft of a sea craft. *Materials Science*, Vol. 49, No. 1, July 2013. Springer Science Business Media New York.
3. Belak S. (2004). System model for ship hull motions and deformations determining in the sailing conditions. *Japan. OCEANS '04 MTTTS/IEEE TECHNO-OCEAN*, 2, 9-12 Nov. 2004.
4. Bruski S. (2005). Zastosowanie metod analizy częstotliwościowej drgań skrętnych wału napędowego do identyfikacji stanu technicznego wtryskiwaczy paliwa średnioobrotowego silnika okrętowego w eksploatacji. Praca doktorska. Politechnika Gdańska.
5. Buch A. (1964). Zagadnienia wytrzymałości zmęczeniowej. Warszawa. Państwowe Wydawnictwo Naukowe.
6. Cudny K. (1990). Linie wałów okrętowych. Konstrukcje i obliczenia. Gdańsk. Wydawnictwo Morskie.
7. Drak B. (2000). Wpływ zmęczenia materiałów na skutki awarii w maszynach elektrycznych. Wrocław. *Studia i Materiały nr 49. Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej*.
8. Fahir Arisoy C., Basman G., Kalami Sesen M. (2003). Failure of a 17-4 PH stainless steel sailboat propeller shaft. *Engineering Failure Analysis* 10 str. 711–717. Pergamon-Elsevier Science Ltd.
9. Fonte M., Reis L., Freitas M. (2015a). Fatigue crack growth under rotating bending loading on aluminium alloy 7075-T6 and the effect of a steady torsion. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics* No. 80 str. 57–64. Elsevier Science Limited.
10. Grządziela A. (2008). Dynamics of minehunters shafts lines. Warszawa. *Diagnostyka* nr 1(45)/2008.
11. Hasse L., Spiralski I., Šikula J. (2004). Pomiar i obróbka sygnałów emisji akustycznej w diagnostyce obiektów. Gdańsk. XIV Seminarium Zastosowanie Komputerów W Nauce I Technice' 2004 Oddział Gdański PTETiS. Zeszyty Naukowe Wydziału Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej Nr 20.
12. Kaniowski J. , Szala J. (2000). Analysis of fatigue cracks propagation in complex structures. *Fracture Mechanics Beyond*.
13. Kocańda S. (1985). Zmęczeniowe pękanie metali. Warszawa. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne.
14. Kocańda S., Szala J. (1997). Podstawy obliczeń zmęczeniowych. Warszawa. Wydawnictwo Naukowe PWN.
15. Kolenda J. (1988). Hałasy i drgania na statkach. Gdańsk. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej.

16. Kolenda J. (2011). Współczynnik bezpieczeństwa zmęczeniowego wałów przy losowym zginaniu i skręcaniu. Gdynia. Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, rok LII, nr 1/ (184).
17. Korczewski Z. (2017a). Diagnostyka eksploatacyjna okrętowych silników spalinowych – tłokowych i turbinowych. Wybrane zagadnienia. Gdańsk. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej.
18. Kowalewski L. Z. (2008). Współczesne Badania Wytrzymałościowe – Kierunki i Perspektywy Rozwoju. Warszawa. Biuro Gamma.
19. Kowalewski L. Z. (2011). Zmęczenie materiałów – podstawy, kierunki badań, ocena stanu uszkodzenia. Warszawa. Siedemnaste seminarium. Nieniszczące Badania Materiałów. Zakopane 8-11 marca 2011. Instytut podstawowych problemów techniki PAN.
20. Lewińska-Romicka A. (2001). Badania nieniszczące. Podstawy Defektoskopii. Warszawa. Wydawnictwa Naukowo–Techniczne.
21. Marszałkowski K. (2019). Metody identyfikacji stanów niezdatności eksploatacyjnej okrętowych wałów napędowych – pomiary drgań mechanicznych linii wałów. *Journal of Polish Cimeeac*, Vol. 14, 135-145.
22. Pantazopoulos G., Papaefthymiou S. (2015). Failure and fracture analysis of austenitic stainless steel marine propeller shaft. *Journal of Failure Analysis and Prevention*. 12/2015, Volume 15, Issue 6, pp 762–767.
23. Pawłędzio A. (2006). Metoda wyznaczania linii ugięcia kadłuba okrętu. Gdynia. Zeszyty naukowe Akademii Marynarki Wojennej. Rok XLVII nr 2 (165).
24. Polski Rejestr Statków. (2017). Przepisy klasyfikacji i budowy statków morskich. Część VI Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze. Gdańsk.
25. Ranachowski Z. (2012). Emisja akustyczne w diagnostyce obiektów technicznych. Warszawa. Drogi i Mosty nr 2. Instytut Badawczy Dróg i Mostów.
26. Ranachowski Z. (2015). Zastosowanie emisji akustycznej w diagnostyce obiektów technicznych. Warszawa. XXI Seminarium. Nieniszczące Badania Materiałów. Zakopane 18-20 marca 2015. Instytut podstawowych problemów techniki PAN.
27. Roger L.M. (1979). The application of vibration signature analysis and acoustic emission source location to on-line monitoring of antifriction bearing, *Tribology International* 12(2)/1979.
28. Socha G. (2007). Nowa metoda wczesnego wykrywania i monitorowania kumulacji uszkodzeń stali konstrukcyjnych. Rozprawa habilitacyjna. Warszawa. Prace instytutu lotnictwa. Kwartalnik naukowy nr. 2/2007 (189). Wydawnictwa Naukowe Instytutu Lotnictwa.
29. Šverko D. (2006). Shaft alignment optimization. Houston. American Bureau of Shipping, Technology Department. ABS Technical Papers 2006.
30. Szala J. (1979). Badania i obliczenia zmęczeniowe elementów maszyn w warunkach obciążeń losowych i programowych. Warszawa. Tom 6 Prace IPPT. Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN.
31. Szala J., Boroński D. (2008). Ocena stanu zmęczenia materiału w diagnostyce maszyn i urządzeń. Bydgoszcz, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji – PIB.
32. Tian Z., Yan X., Zhang C., Xiong Y., Yang P. (2016). Vibration characteristics analysis on ship propulsion system taking hull deformations into account. *Technical Gazette* 23, 3(2016), str. 783-790.
33. Trębacz L. (2011). Identyfikacja kryteriów pęknięcia plastycznego w oparciu o wyniki badań doświadczalnych. Rozprawa doktorska. Akademia Górniczo–Hutnicza Im. Stanisława Staszica w Krakowie.
34. Vizentin G., Vukelić G., Srok M. (2017). Common failures of ship propulsion shafts.

- Scientific Journal of Maritime Research 31 (2017). Faculty of Maritime Studies Rijeka.
35. Wojnowski W. (1991a). Okrętowe siłownie spalinowe. Część I. Gdynia. Morski Instytut Rybacki.
  36. Yan-Shin S., Jien-Jong C. (1997). Analysis of fatigue crack growth on a cracked shaft. International Journal of Fatigue Vol. 19, No. 6, str. 477–485, Elsevier Science Limited.