

Jan JANKOWSKI^{*)}, Marian BOGDANIUK^{*)},)**

SYMULACJA KOMPUTEROWA NAPRĘŻEŃ DYNAMICZNYCH WE WRĘGACH MASOWCA NA FALI NIEREGULARNEJ

W referacie przedstawiono równania ruchu statku w warunkach falowania morza oraz metodę numerycznego ich rozwiązywania przy pomocy pakietu programów komputerowych opracowanych w Polskim Rejestrze Statków.

W poszczególnych krokach czasowych wyznaczane są także naprężenia dynamiczne we wręgach, będące wynikiem oddziaływania wody od zewnątrz kadłuba i ładunku od wewnątrz.

W tym celu wykorzystywano macierz współczynników wpływu wartości ciśnień dynamicznych w wybranych punktach kadłuba statku na wartości naprężeń geometrycznych w końcowych rejonach wręgów. Współczynniki wpływu wyznaczane są przy pomocy modelu MES modułu kadłuba statku.

W ramach obliczeń oszacowano stopień zużycia zmęczeniowego wręgów, stosując odpowiedni wykres Wöhlera.

^{*)} Polski Rejestr Statków, 80-416 Gdańsk, Aleja Gen. Józefa Hallera 126

^{**)} Politechnika Gdańska, 80-952 Gdańsk, ul. Narutowicza 11/12, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa

1 WPROWADZENIE

Na początku lat 90 ubiegłego wieku zatonoło ponad 100 dużych masowców (o długości większej niż 150 m). W związku z tym towarzystwa klasyfikacyjne wdrożyły bardziej restrykcyjne przepisy budowy tych statków, wymuszające konstrukcje kadłuba o większej wytrzymałości doraźnej i zmęczeniowej.

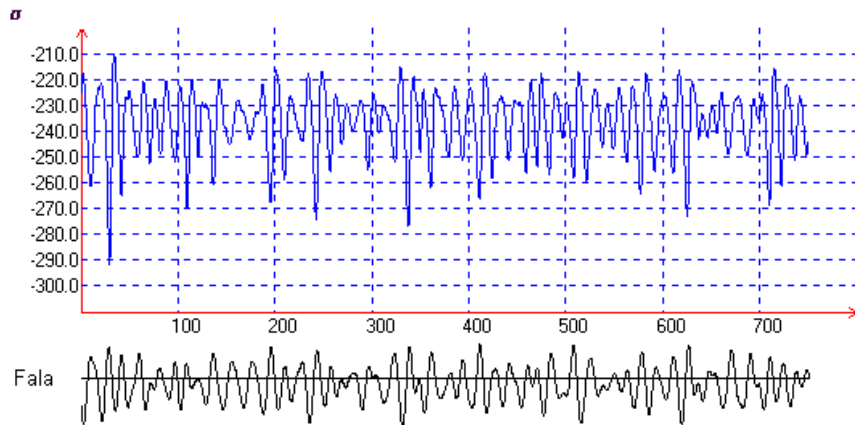
Typowy scenariusz zatonięcia masowca jest następujący: pęknięcia zmęczeniowe wiotkiej burty znajdującej się pomiędzy sztywnymi konstrukcjami pokładu i dna, dalsza propagacja pęknięcia na skutek działania sił wewnętrznych w kadłubie i wypadnięcie burty w obrębie jednej ładowni, zalanie ładowni, rozszczelnienie kolejnych grodzi na skutek obciążeń wywołanych poruszającą się w ładowni wodą (ruch wody w ładowni powodowany jest ruchem statku na fali) i zatonięcie statku.

W referacie przedstawiono analizę wytrzymałości zmęczeniowej burty typowego masowca, bazującą na bezpośrednim całkowaniu równań ruchu statku na fali nieregularnej.

2 OCENA WYTRZYMAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ KONSTRUKCJI STATKU

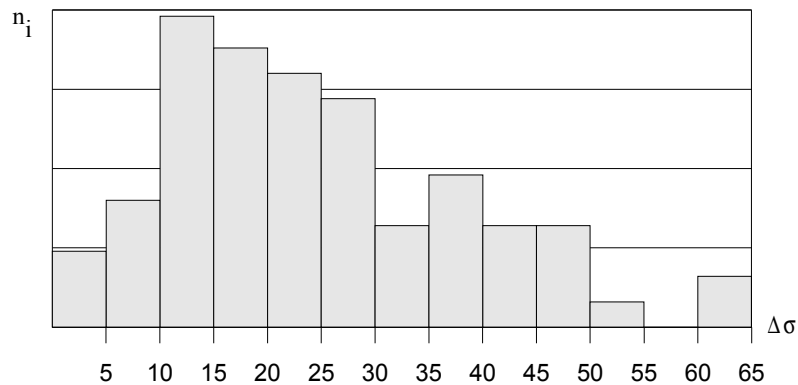
Naprężenia dynamiczne występujące w elementach konstrukcji statku są losowe – tak, jak wywołujące je falowanie morza.

Przyjmuje się, że falowanie morza, i wywołane nim naprężenia w konstrukcji, jest procesem stacjonarnym i ergodycznym, a w związku z tym może być reprezentowane przez dowolną jego realizację, nazywaną falą nieregularną (rys. 1).



Rys. 1 Typowa oceaniczna fala nieregularna oraz generowane nią naprężenia we wręgu masowca

Wywołane falą nieregularną zakresy naprężeń $\Delta\sigma$ mogą być pogrupowane w przedziałach $(\sigma_i, \sigma_{i+1}]$, $i = 1, \dots, I$. W wyniku symulacji ruchu statku oraz naprężeń na odpowiednio wybranych falach nieregularnych generowana jest określona ogólna liczba zakresów naprężeń o liczbach $n_i = 1, \dots, I$ w poszczególnych przedziałach (rys. 2).



Rys. 2 Liczba n_i zakresów naprężeń $\Delta\sigma_i$ należących do poszczególnych przedziałów $(\sigma_i, \sigma_{i+1}]$, $i = 1, \dots, I$

Zgodnie z hipotezą Palmgrena – Minera uszkodzenie zmęczeniowe wywołane zakresem naprężenia $\Delta\bar{\sigma}_i$, będącego średnią z przedziału $(\sigma_i, \sigma_{i+1}]$, $i = 1, \dots, I$, jest kumulowane w elemencie konstrukcyjnym, i parametr zużycia zmęczeniowego D rozważanego elementu może być określony wzorem [1]:

$$D = \sum_{i=1}^I \frac{n_i}{N_i} \quad (1)$$

gdzie N_i , $i=1, \dots, I$ jest liczbą cykli zakresu $\Delta\bar{\sigma}_i$ powodującą zniszczenie zmęczeniowe. Zniszczenie wystąpi, gdy $D > 1$. Liczby N_i , $i=1, \dots, I$, określone są następującym wzorem [2]:

$$N_i = \frac{K}{\Delta\bar{\sigma}_i^m}, \quad (2)$$

gdzie: K , m – parametry wykresu Wöhlera.

Podstawiając (2) do (1) otrzymamy następujący wzór określający trwałość zużycia zmęczeniowego rozważanego elementu konstrukcji statku;

$$D = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^I n_i \Delta\bar{\sigma}_i^m, \quad i=1, \dots, I. \quad (3)$$

Liczby n_i , $i=1, \dots, I$ występowania poszczególnych zakresów naprężeń $\Delta\bar{\sigma}_i$ wyznacza się wykonując symulację ruchu statku na fali nieregularnej (rys. 1), przy czym, rozkład prawdopodobieństwa występowania poszczególnych fal losowych, traktowanych jako zmienna losowa, określonych znaczącą wysokością fali H_s (średnia z 1/3 najwyższych) oraz średnim okresem T_0 , wyznacza się przy pomocy badań statystycznych i przedstawia w postaci odpowiednich tabel (tabela 1).

Tabela 1. Prawdopodobieństwa ($\times 10^5$) występowania fal nieregularnych na morzach i oceanach, [3]

T_0 (s) H_s (m)	3,5	4,5	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5	0,5	11, 5	12, 5	13, 5	14, 5	15, 5	16, 5	17, 5
1,0	311	2734	6402	132	5071	2711	1202	470	169	57	19	6	2	1	0
2,0	20	764	4453	8841	9045	6020	3000	1225	435	140	42	12	3	1	0
3,0	0	57	902	3474	5549	4973	3004	1377	518	169	50	14	4	1	0
4,0	0	4	150	1007	2401	2881	2156	1154	485	171	53	15	4	1	0
5,0	0	0	25	258	859	1338	1230	776	372	146	49	15	4	1	0
6,0	0	0	4	63	277	540	597	440	240	105	39	13	4	1	0
7,0	0	0	1	15	84	198	258	219	136	66	27	10	3	1	0
8,0	0	0	0	4	25	69	103	99	69	37	17	6	2	1	0
9,0	0	0	0	1	7	23	39	42	32	19	9	4	1	1	0
10,0	0	0	0	0	2	7	14	16	14	9	5	2	1	0	0
11,0	0	0	0	0	1	2	5	6	6	4	2	1	1	0	0
12,0	0	0	0	0	0	1	2	2	2	2	1	1	0	0	0
13,0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0	0	0
14,0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0

W obliczeniach numerycznych falę nieregularną konstruuje się przy pomocy superpozycji skończonej liczby fal regularnych określonych następującym widmem falowania:

$$\frac{S(\omega)}{T_0 H_s^2} = \frac{1}{8\pi^2} \left(\frac{\omega T_0}{2\pi} \right)^{-5} \exp \left(- \frac{1}{\pi} \left(\frac{\omega T_0}{2\pi} \right) \right) \quad (4)$$

gdzie ω jest częstotliwością fali harmoniczej. Faza poszczególnych fal harmoniczych przesunięta jest względem początku układu odniesienia. Przesunięcie to jest zmienną losową o rozkładzie jednostajnym w przedziale $[0, 2\pi]$.

Biorąc pod uwagę prawdopodobieństwa występowania fal nieregularnych oraz czas t_s symulacji ruchu statku na rozważanej fali względem czasu t_e eksploatacji statku (25

lat) otrzymamy następującą liczbę występowania zakresów naprężeń n_i , $i = 1, \dots, I$ w ciągu całego życia statku

$$n_i = \frac{t_e}{t_s} \sum_m \sum_l \sum_j \sum_k n_{ijklm}^i p_{jk} p_l p_m \quad (5)$$

gdzie:

- n_{ijklm}^i – liczba występowania zakresów naprężeń $\Delta\sigma_i$ w przedziale (σ_i, σ_{i+1}) generowanych falą nieregularną określoną znaczącą wysokością fali H_s oraz okresem średnim T_{0k} ;
- p_{jk} – prawdopodobieństwo występowania fali nieregularnej określonej znaczącą wysokością fali H_s i średnim okresem T_{0k} ;
- p_l – prawdopodobieństwo kąta kursowego statku względem kierunku fali (rozkład jednostajny);
- p_m – prawdopodobieństwo występowania załadunku statku, (rozkład dyskretny).

3METODA SYMULACJI RUCHU STATKU NA FALI ORAZ NAPRĘŻEŃ GENEROWANYCH W BURCIE

Symulację ruchu statku na fali dokonano przy pomocy nieliniowych równań ruchu [4]. W modelu tym zastosowano klasyczne założenie, że siły hydrodynamiczne działające na poruszający się na fali nieregularnej statek mogą być rozdzielone na siły Froude'a – Kryłowa, dyfrakcyjne i siły radiacyjne.

Siły Froude'a – Kryłowa otrzymuje się całkując ciśnienie wywołane niezakłóconą falą nieregularną na zwilżonej powierzchni statku.

Siły dyfrakcyjne (spowodowane zakłóceniem, jakie statek wnosi do fali) otrzymuje się superponując siły dyfrakcyjne wywołane przez harmoniczne składowe fali nieregularnej. Zakłada się, że statek powodujący zakłócenie fali nie wykonuje ruchów oscylacyjnych, co powoduje, że do ich wyznaczenia mogą być stosowane liniowe zagadnienia brzegowe (z równaniem Laplace'a).

Siły radiacyjne wyznacza się przy pomocy mas towarzyszących dla częstości dążących do nieskończoności i przy pomocy tak zwanych funkcji pamięci, które uwzględniają zakłócenia wody spowodowane ruchem statku w poprzednich chwilach, a które oddziałują na statek w czasie, w którym te siły są obliczane.

Takie podejście umożliwia wykonanie czasochłonnych obliczeń sił dyfrakcyjnych i mas towarzyszących na początku symulacji i wykorzystywanie ich w czasie obliczeń ruchu statku na fali, co znacznie skraca proces obliczeniowy.

Równania ruchu statku na fali zapisane w układzie Q związanym ze statkiem (układ nieinercjalny) i zaczepionym w środku masy statku mają postać [4]:

$$\begin{aligned} m(\dot{\mathbf{V}}_Q(t) + \boldsymbol{\Omega}(t) \times \mathbf{V}_Q(t)) &= \mathbf{F}_W(\mathbf{t}) + \mathbf{F}_D(\mathbf{t}) + \mathbf{F}_R^1(\mathbf{t}) + m\mathbf{G} \\ \frac{d\mathbf{L}}{dt} + \boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{L} &= \mathbf{M}_{QW} + \mathbf{M}_{QD} + \mathbf{F}_R^2(\mathbf{t}), \\ \mathbf{V}_Q &= \mathbf{R}_{UQ}(t) + \boldsymbol{\Omega}(t) \times \mathbf{R}_{UQ}(t) \\ (\varphi, \theta, \psi)^T &= D_Q^{-1} \boldsymbol{\Omega} \end{aligned} \quad (6)$$

gdzie m jest masą statku, $\mathbf{V}_Q = (v_{Q1}, v_{Q2}, v_{Q3})$ jest prędkością środka jego masy, $\boldsymbol{\Omega} = (\omega_1, \omega_2, \omega_3)$ jest prędkością obrotową statku, $\mathbf{L} = (l_{Q1}, l_{Q2}, l_{Q3})$ jest

momentem pędu, $\mathbf{R}_{ua} = (r_{uQ1}, r_{uQ2}, r_{uQ3})$ jest wektorem wodzącym środka masy statku względem układu inercjalnego U , (φ, θ, ψ) są kątami Eulera, \mathbf{F}_w , \mathbf{F}_D i \mathbf{F}_R^1 są odpowiednio siłą Froude'a – Kryłowa, siłą dyfrakcyjną i radiacyjną, $\mathbf{G} = (0, 0, -g)$, a \mathbf{M}_{QW} , \mathbf{M}_{QD} i \mathbf{F}_R^2 są odpowiednimi momentami sił względem środka masy statku. Sposób wyznaczania sił hydrodynamicznych przy pomocy trójwymiarowych zagadnień brzegowych przedstawiono w [4].

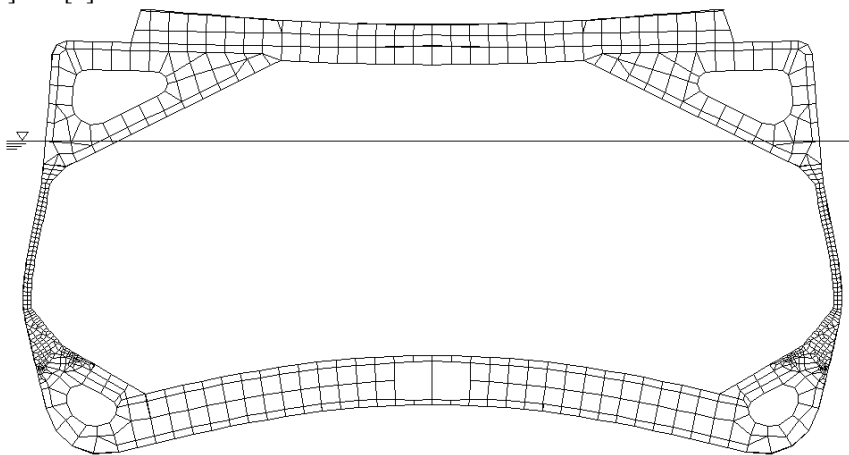
Z równań ruchu (6) otrzymuje się położenie, prędkość i przyspieszenie dowolnego punktu statku w czasie jego symulacji.

Sposób wyznaczania ciśnień działających na zwilżoną powierzchnię statku, a wynikających z działania fali, z zakłócenia, jakie statek wnosi swoją obecnością do fali oraz z ruchu statku przedstawiono w [4].

4. NAPRĘŻENIA DYNAMICZNE W KADŁUBIE STATKU

Analizę zniszczenia zmęczeniowego ograniczono do dolnych końców wręgów burtowych, najczęściej ulegających pęknięciu.

Cechą charakterystyczną kadłuba masowca jest silna zależność naprężeń we wręgach od niezerównoważonego obciążenia dna statku (ciężarem i siłami bezwładności ładunku od wewnątrz i ciśnieniem wody od zewnątrz), powodującego znaczne ugięcia dna (rys. 3). Cecha ta sprawia, że w przypadku masowców trudno jest dokonać oszacowania trwałości zmęczeniowej burt wg uproszczonych procedur określonych w [3] lub [5].



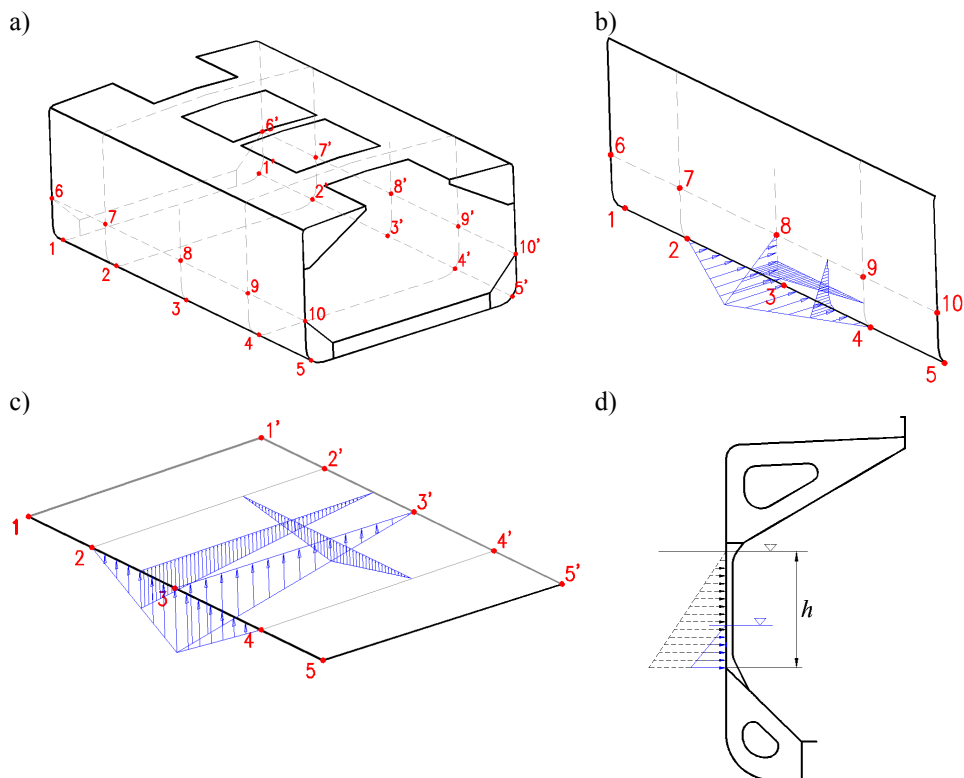
Rys. 3 Naprężenia i wygięcie wręgów masowca wskutek ugięcia dna

Oprócz wpływu ugięć dna utrudnieniem jest zmienny w warunkach falowania morza poziom zwilżenia burt, skutkujący silnie nieliniową zależnością momentu zginającego we wręgu od poziomu wody przy burcie. Procedura obliczeniowa przedstawiona w [5] pasuje natomiast dobrze do szacowania trwałości zmęczeniowej wzdłużnych usztywnień burty, typowych dla zbiorników.

Naprężenia w danym wręgu masowca zależą więc od obciążenia dna i burt statku na znacznym obszarze kadłuba statku. Nasuwa się więc pomysł, aby naprężenia w charakterystycznych punktach danego wręgu uzależnić od wartości ciśnień w

kilkudziesięciu charakterystycznych punktach poszycia zewnętrznego (ciśnienie wody) i dna wewnętrznego (ciśnienie ładunku) z zastosowaniem interpolacji ciśnień pomiędzy wymienionymi punktami. W przypadku burty obciążonej ciśnieniem wody powyżej dolnych końców wręgów naprężenia we wręgach zależą także istotnie od chwilowego poziomu powierzchni wody powyżej tych końców.

Zastosowaną koncepcję aproksymacji ciśnień zewnętrznych wyjaśnia rys. 4, gdzie część a) pokazuje zastosowany moduł kadłuba statku z charakterystycznymi punktami, część b) wyjaśnia interpolację ciśnień na burcie poniżej dolnych końców wręgów, część c) – na dnie statku, a część d) – na burcie, powyżej dolnego końca wręgu.



Rys. 4 Aproksymacja ciśnień na burcie i dnie

Naprężenia w wybranym punkcie kadłuba można zapisać w postaci:

$$\sigma = \sum_{i=1}^{I_1} p_{1i} W_{1i} + \sum_{i=1}^{I_2} p_{2i} W_{2i} + \sum_{i=1}^{I_3} a_{vi} W_{3i} \quad (7)$$

gdzie:

I_1 – liczba charakterystycznych punktów na poszyciu, poniżej dolnych końców wręgów;

I_2 – jak wyżej, na poziomie dolnych końców wręgów;

I_3 – jak wyżej, na dnie wewnętrznym;

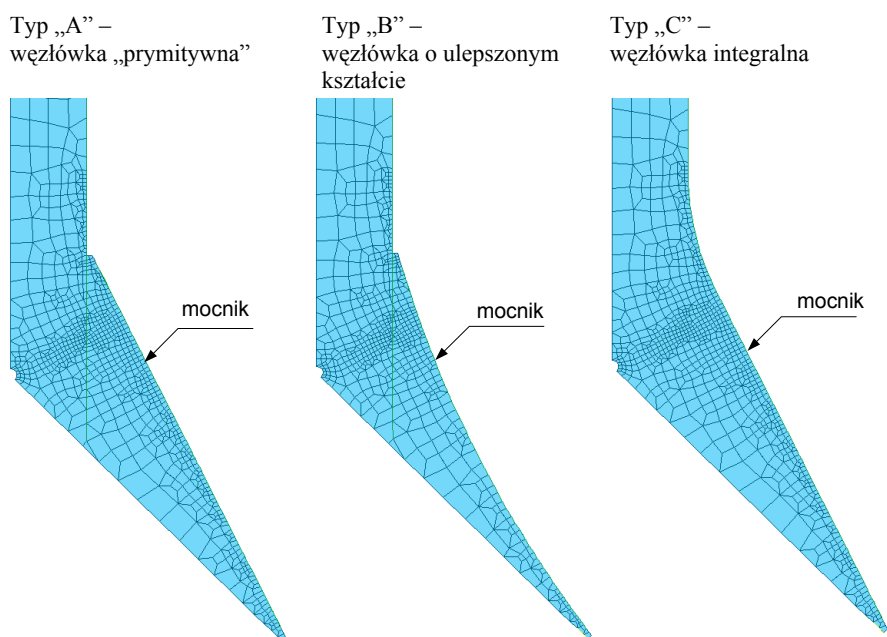
p_{1i}, p_{2i} – ciśnienia w punktach charakterystycznych (p_{2i} zmienia się liniowo w kierunku w górę – rys. 4d);

a_{vi} – przyspieszenie pionowe;

W_{1i}, W_{2i}, W_{3i} – współczynniki wpływu.

Przyjmując w (7) wartości ciśnień wyznaczane w procesie całkowania równań ruchu statku można wyznaczyć przybliżoną zależność σ od czasu i następnie wyznaczyć liczbę cykli i wartości zakresów naprężeń $\Delta\sigma$ w poszczególnych cyklach. Wartości współczynników wpływu „W” występujących w (7) wyznaczono rozwiązując specjalnie opracowany powłokowo-prętowy model MES modułu kadłuba pokazanego na rys. 4a, z warunkami symetrii w przekrojach wręgowych na końcu i z podparciem burt w kierunku pionowym (dla wręgu w środku długości ładowni). Moduł (rys. 4a) dotyczy środkowej części statku wielkości ‘panamax’, z 7 ładowniami.

Rozpatrzono 3 typy konstrukcji dolnego końca wręgu (rys. 5).



Rys. 5 Analizowane warianty dolnych końców wręgów (pokazano siatkę MES)

Analizę zmęczeniową wykonano dla połączenia górnego końca węzłówki z wręgiem (węzłówki „A” i „B”) lub spoiny pachwinowej łączącej mocnik z węzłówką integralną (węzłówka „C”). W analizie zastosowano specjalnie opracowaną procedurę zamiany naprężeń w charakterystycznych punktach wręgu (obliczonych MES) na naprężenia geometryczne w miejscu połączenia górnego końca węzłówki „A” lub „B” z wręgiem.

5 WYNIKI OBLICZEŃ I WNIOSKI KOŃCOWE

W tabeli 2 podano wartości parametru D zużycia zmęczeniowego i trwałości zmęczeniowej poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych (rys. 5). Założono, że statek przebywa przez 25 lat na morzu, a poszczególne stany morza (fale nieregularne) występują z prawdopodobieństwami przedstawionymi w tabeli 1.

Tabela 2 Wyniki obliczeń

Węzłówka	D	Trwałość (w latach)
A	5,87	4,25

B	4,11	6,08
C	0,64	39,06

Wyniki obliczeń wykazują, że węzłówki typu „A” i „B” mają zbyt małą trwałość zmęczeniową. Potwierdzają to liczne przypadki pęknięć zmęczeniowych występujące na tego typu statkach.

Przedstawione wyniki obliczeń należy traktować jako wstępne, gdyż metoda obliczeniowa jest wciąż ulepszana.

6LITERATURA

- [1] Almar Naess (editor), Fatigue Handbook, Tapir, 1985.
- [2] U.K. Department of Energy, Offshore installations – Guidance on design, construction and certification, section 21: Steel, Fourth Edition, London, 1990.
- [3] Det Norske Veritas, Classification Notes No 30.7, Fatigue Assessment of Ship structures, February 2003.
- [4] J. Jankowski, Statek wobec działania fali, Polski Rejestr Statków, 2006 (w druku).
- [5] Polski Rejestr Statków, Publikacja 45/P – Analiza wytrzymałości zmęczeniowej stalowego kadłuba statku, Gdańsk, 1998.