

Jacek Jachowski
Akademia Morska w Gdyni, Wydział Nawigacyjny

Przemysław Krata
Akademia Morska w Gdyni, Wydział Nawigacyjny

WYKORZYSTANIE PŁETWOWYCH STABILIZATORÓW KOŁYSAŃ BOCZNYCH STATKU W BIERNYM TRYBIE PRACY

Streszczenie: W artykule zaprezentowano wyniki analizy możliwości wykorzystania płetwowych stabilizatorów kołysań bocznych statku pracujących w trybie biernym. Zagadnienie ma zastosowanie w ciężkich warunkach hydrometeorologicznych na morzu, gdy automatyka sterowania płetw stabilizatora nie jest już w stanie zapewnić poprawnej pracy systemu. W toku badań zastosowano równanie kołysań bocznych w jednym stopniu swobody oraz modelowanie CFD.

Słowa kluczowe: stabilizacja kołysań, stabilizatory płetwowe, tłumienie kołysań bocznych

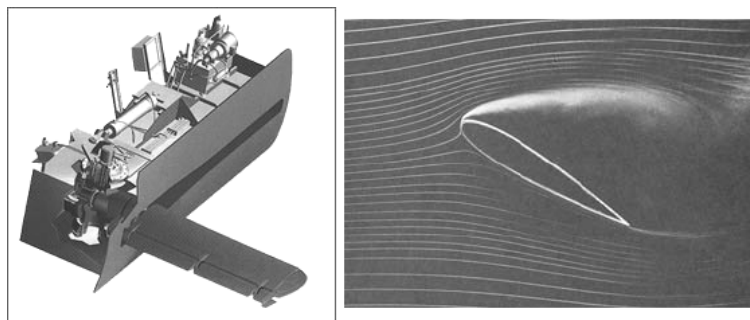
1. PŁETWOWE STABILIZATORY KOŁYSAŃ BOCZNYCH STATKU

Stabilizacja kołysań bocznych statku jest jednym z istotnych zagadnień podejmowanych w okrętownictwie. Zastosowanie systemów stabilizacyjnych stało się dość powszechne w budownictwie okrętowym, w szczególności na statkach pasażerskich, ro-ro i kontenerowcach [8]. Uzyskiwana redukcja amplitudy kołysań bocznych oraz wartości przyspieszeń zwiększa efektywność eksploatacji statku morskiego.

Wśród wielu systemów stabilizacji kołysań bocznych istotną rolę odgrywają stabilizatory płetwowe, zaliczane do systemów czynnych. Wynalezione z końcem XIX wieku zostały zastosowane w praktyce w pierwszej połowie XX wieku, a spopularyzowane w drugiej jego połowie.

Zasadnicza koncepcja konstrukcji stabilizatorów płetwowych jest niezbyt skomplikowana. W okolicy obła statku, na śródokręciu, zamontowane są płetwy (płaty) obracane o pewien kąt mechanizmem zabudowanym w kadłubie. Kąt pod jakim ustawiona jest każda z płetw zmieniany jest w czasie żeglugi i na bieżąco dobierany przez układ sterujący na podstawie aktualnego kąta przechyłu statku oraz tempa zmian tegoż kąta [6].

Zasada działania stabilizatorów płetwowych polega na generowaniu siły nośnej na każdej z płetw w taki sposób, aby wytworzyć moment prostujący statek. Siła ta, a w szczególności jej kierunek, zależy od kąta natarcia płata względem strug opływającej go wody. Przykładowa płetwa stabilizatora oraz schematycznie przedstawiony opływ wody wokół płetwy prezentuje Rys. 1.



Rys. 1. Płetwa stabilizatora kołysań [5] oraz opływ wody wokół płetwy [6]

Prędkość względna wody i płata wynika z ruchu postępowego statku, zatem energia potrzebna do pracy stabilizatora w głównej mierze dostarczana jest przez pędnik statku. Jedynie relatywnie niewielka część energii zużywana jest przez mechanizmy sterujące kątem ustawienia płetw. Taki tryb pracy stabilizatorów określony został mianem trybu czynnego.

Konsekwencją zasady działania stabilizatorów płetwowych jest bardzo znaczna redukcja efektywności systemu przy niewielkich prędkościach postępowych statku [3]. Również stałe ustawienie płetw pod niezmiennym kątem bardzo istotnie obniża ich efektywność.

Ograniczenie zakresu stosowania wielu komercyjnych systemów stabilizatorów płetwowych w warunkach sztormowych wynika z ich sterowania. Producenci podają zwykle maksymalny stan morza bądź siłę wiatru, dla których sterowanie stabilizatorów działa poprawnie. Przykładowo dla urządzeń typoszeregu 300-400-500-800 firmy Krosys Inc. warunki projektowe określa maksymalny stan morza 5 [6]. Powstaje zatem pytanie odnośnie zasad eksploatacji stabilizatorów płetwowych w ciężkich warunkach hydrometeorologicznych, przekraczających założenia projektowe producenta. W przypadku stabilizatorów o płetwach stale wystawionych poza kadłub nie ma wątpliwości, iż system należy wyłączyć przy stanie morza uniemożliwiającym jego prawidłową pracę. Jednak w przypadku dość powszechnych stabilizatorów z płetwami składanymi (chowanymi wewnątrz kadłuba) możliwe jest zarówno wyłączenie systemu i przejście w tryb pracy biernej, jak i wyłączenie systemu i schowanie płetw. Dlatego też zasadnym jest podjęcie zadania oceny, który z wariantów eksploatacyjnych jest bardziej korzystny dla statku. Przy czym bierny tryb pracy stabilizatorów płetwowych rozumiany jest tu jako unieruchomienie płetw wystawionych poza obrys kadłuba statku i wykorzystanie zasady działania identycznej jak w przypadku zastosowania stępek antyprzechyłowych.

2. RÓWNANIE KOŁYSAŃ BOCZNYCH STATKU

Ruch statku może zostać opisany jako jednostajny prostoliniowy ruch średni oraz ruch oscylacyjny odbywający się wokół położenia średniego [7]. Ruch oscylacyjny kadłuba statku, nazywany kołysaniem, może występować w ogólności we wszystkich sześciu stopniach swobody. Jednakże analiza kołysania bocznego statku w warunkach, w których nie występuje rezonans parametryczny kołysań może być w pewnym stopniu uproszczenia prowadzona w oparciu o jedno równanie różniczkowe kołysań bocznych, pomijające sprzężenia z pozostałymi ruchami, mimo, iż sprzężenia te występują [4]. Równanie kołysań bocznych statku (kierunek kołysań oznaczany zwyczajowo jako „4”) przyjmuje wówczas postać [4]:

$$I_4 \ddot{\varphi} + D_4(\dot{\varphi}) + R_4(\varphi) = M_4(t) \quad (1)$$

gdzie:

I_4 - poprzeczny osiowy moment bezwładności statku i mas towarzyszących;

D_4 - moment tłumiący kołysania;

R_4 - poprzeczny moment prostujący;

M_4 - wypadkowy poprzeczny moment przechylający;

φ - chwilowy kąt przechyłu statku;

$\dot{\varphi}$ - pierwsza pochodna czasowa kąta przechyłu (prędkość kątowa kołysania bocznego);

$\ddot{\varphi}$ - druga pochodna czasowa kąta przechyłu (przyspieszenie kątowe kołysania bocznego).

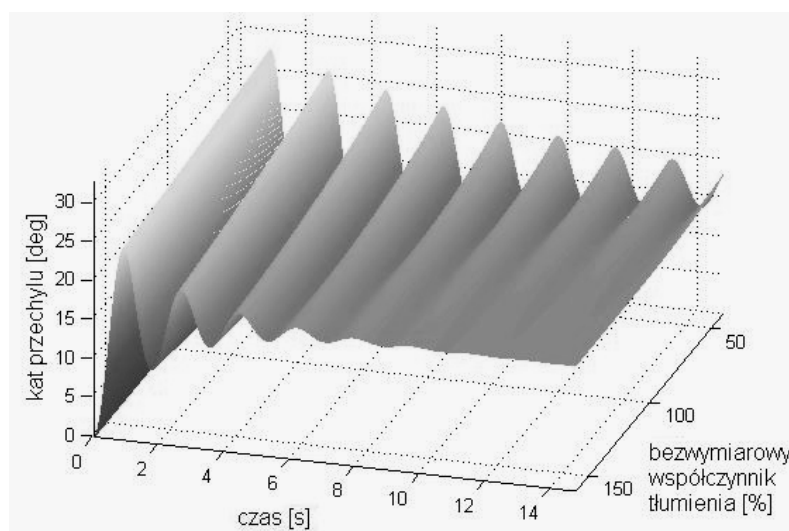
Rozwiązaniem równania kołysań bocznych statku w postaci (1) jest historia zmian wartości kąta przechyłu statku w czasie. Równanie (1) rozwiązano numerycznie dla przykładowego nieskomplikowanego kształtu. Przyjęto do obliczeń barcę prostopadłościenną o wymiarach:

- długość $L=1\text{m}$;
- szerokość $B=0,4\text{m}$;
- wysokość boczna $H=0,3\text{m}$;
- zanurzenie $T=0,15\text{m}$;
- rzędna środka masy $z_G = \frac{H}{2}$.

Tłumienie przyjęto liniowo zależne od prędkości kątowej ruchu barki – człon $D_4(\dot{\varphi})$ równania (1) [4]. Dodatkowo wprowadzono człon nieliniowy opisujący siłę generowaną na płatach stabilizatorów (pracujących w trybie biernym) zależny od kwadratu prędkości kątowej kołysania bocznego. Masę barki i wody towarzyszącej w członie $I_4 \ddot{\varphi}$ rozwiązywanego równania przyjęto jako stałą.

W celu dokonania oceny wpływu zmiany tłumienia na amplitudę kołysań bocznych wykonano obliczenia historii zmian kąta przechyłu dla różnych wartości współczynnika tłumienia. Dla wygody prezentacji wyników zastosowano bezwymiarowy współczynnik

tłumienia odnoszący zmienne tłumienie do stałej wartości tłumienia wyznaczonego doświadczalnie dla modelu statku nie wyposażonego w stabilizatory płetwowe. Wyniki obliczeń przedstawione zostały na Rys. 2.



Rys. 2. Historia zmian kąta przechyłu statku dla różnych wartości bezwymiarowego współczynnika tłumienia (na podstawie rozwiązania równania (1))

Wyniki obliczeń przedstawione na Rys. 2. wskazują, iż wzrost tłumienia kołysań bocznych powoduje redukcję amplitudy kołysań, jak również wydłużenie okresu kołysań bocznych statku i co za tym idzie zmniejszenie wartości przyspieszeń oddziałujących na statek, ładunek i pasażerów. Skoro tłumienie kołysań bocznych jest niewątpliwie większe w przypadku biernej pracy płetw stabilizatorów (unieruchomionych, ale nie schowanych w kadłubie) niż dla statku z płetwami stabilizatorów schowanymi w kadłubie, to zasadne jest podjęcie bardziej szczegółowej oceny celowości pozostawienia stabilizatorów w trybie pracy biernej w ciężkich warunkach hydrometeorologicznych.

3. MODELOWANIE CFD KOŁYSAŃ BOCZNYCH STATKU

Stosowaną współcześnie metodą badania zjawisk hydromechanicznych w okrętownictwie jest modelowanie przepływów z wykorzystaniem numerycznej mechaniki płynów CFD (Computational Fluid Dynamics). W toku prezentowanych badań wykonano modelowanie swobodnego kołysania bocznego wstawki cylindrycznej statku z bocznymi stabilizatorami płetwowymi za pomocą metody RANS (Reynolds-averaged Navier–Stokes) [2].

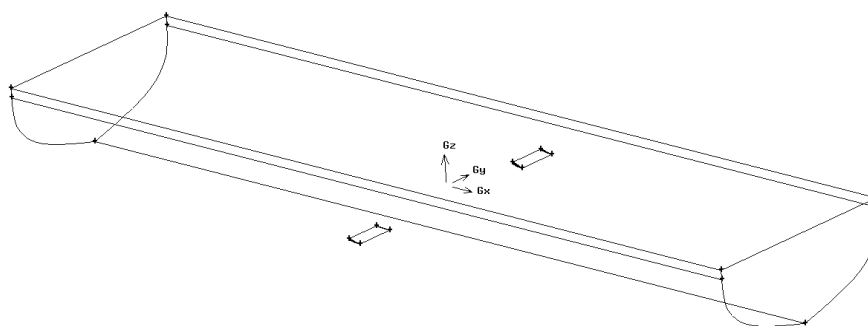
Numeryczna symulacja kołysania modelu statku składała się z kilku etapów. W pierwszym etapie określono geometrię modelu o kształcie zbliżonym do przekroju statków handlowych. Następnie wykonano dyskretyzację przestrzeni wokół kadłuba poprzez wygenerowanie siatki obliczeniowej. W dalszym etapie przeprowadzono obliczenia za pomocą komercyjnego pakietu obliczeniowego Fluent w wersji 3D. W obliczeniach przeanalizowano dwa przypadki:

- wstawka cylindryczna ze stabilizatorami płetwowymi kołysań bocznych;
- wstawka cylindryczna bez stabilizatorów.

Przyjęte parametry geometryczne modelu statku:

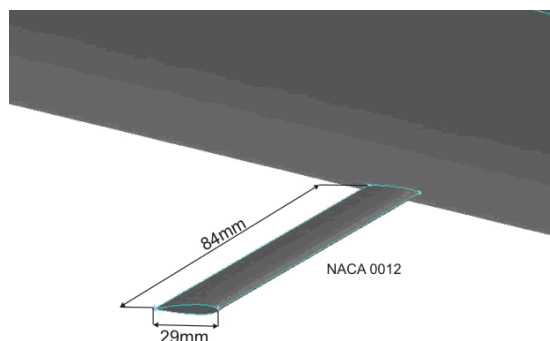
- długość 1.818 m;
- szerokość 0.453 m;
- masa 73.2 kg;
- zanurzenie średnie 0.127 m;
- współczynnik pełnotliwości 0.697.

Widok perspektywiczny modelu przyjętego w obliczeniach przedstawia Rys. 3.



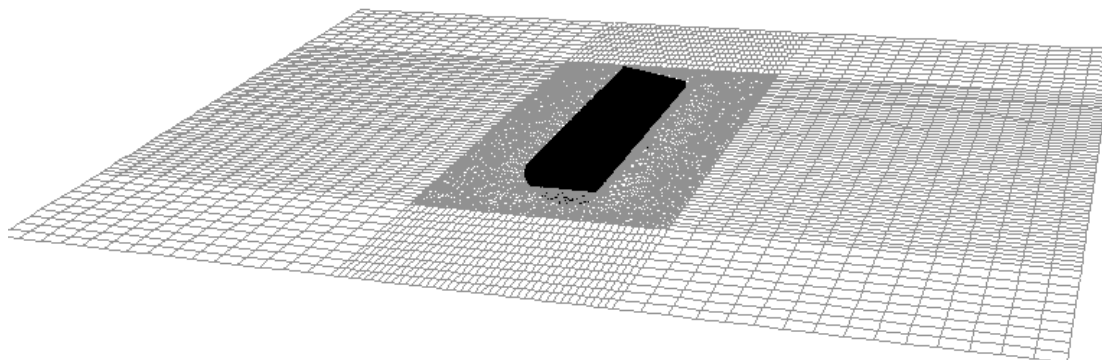
Rys. 3. Model wstawki cylindrycznej statku przyjętego do obliczeń CDF wraz z płetwami stabilizatorów

Kształt płetw stabilizatora przyjęto jako profil NACA 0012. Charakterystyka płatów przyjęte w obliczeniach to: długość=0.084 m, cięciwa=0.029 m, co prezentuje Rys. 4.



Rys. 4. Płat stabilizatora przyjęty w obliczeniach CFD

Siatkę obliczeniową wygenerowano w programie Gambit. Oparto ją na komórkach niestrukturalnych typu tetragonalnego w pobliżu modelu oraz komórkach siatki strukturalnej heksagonalnej w pozostałej części domeny obliczeniowej. Siatka niestrukturalna była podczas obliczeń siatką odkształcalną. Pozwoliło to na symulacje ruchu obiektu w sześciu stopniach swobody. Ogólna liczba elementów dla modelu bez stabilizatorów wynosiła 300 tys., zaś dla modelu ze stabilizatorami 350 tys. komórek. Szczegóły siatki obliczeniowej pokazano na Rys. 5.



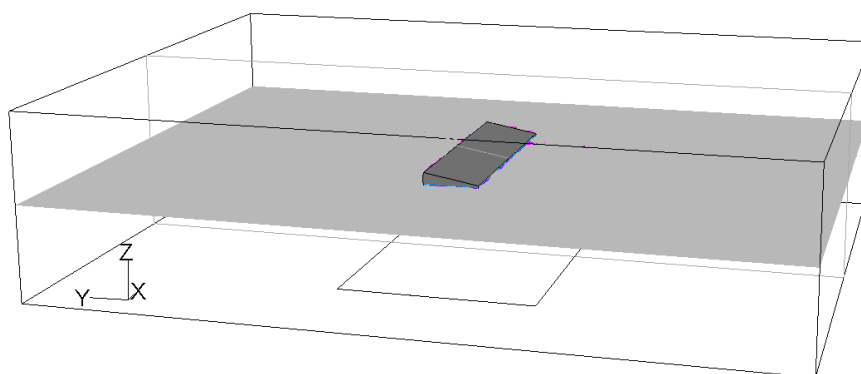
Rys. 5. Siatka obliczeniowa – model na powierzchni swobodnej wody

Badania numeryczne 3D przeprowadzono z użyciem programu Fluent wykorzystującego model przepływu RANS. W symulacji wykorzystano metodę siatki ruchomej umożliwiającej ruch obiektu w sześciu stopniach swobody oraz model VOF (Volume of Fluid) mający na celu odwzorowanie przepływu dwufazowego ze swobodną powierzchnią (fazy: woda i powietrze) [1]. Obliczenia przy użyciu modelu VOF są obliczeniami niestacjonarnymi i zostały wykonane z krokiem czasowy 0,005 sekundy na 4 iteracje.

Określono następujące warunki brzegowe i początkowe:

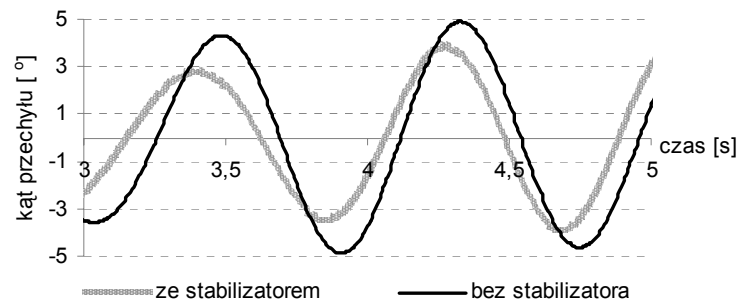
- kadłub - ściana o zdefiniowanym współczynniku chropowatości;
- dziedzina obliczeniowa - ściany boczne idealnie gładkie;
- granica rozdziału faz - powierzchnia swobodna zwierciadła wody;
- pierwotna płaszczyzna VOF - warunek ciśnienia atmosferycznego.

Do modelowania turbulencji wykorzystano semiempiryczny dwurównaniowy model $k-\epsilon$, dla którego zdefiniowano warunki początkowe przy użyciu intensywności turbulencji oraz współczynnika lepkości turbulentnej [2]. Zamodelowany akwen przedstawia Rys. 6.



Rys. 6. Zastosowana domena obliczeniowa podczas symulacji CFD

Przeprowadzone obliczenia numeryczne kołysań modelu miały na celu zbadanie wpływu płetwowych stabilizatorów kołysań pracujących w trybie biernym na amplitudę kołysań bocznych statku. Przykładowy fragment historii kołysań przedstawiony został na Rys. 7.



Rys. 7. Wyniki obliczeń CFD – historia kołysań bocznych (fragment)

4. WNIOSKI

Ocena jakościowa (Rys.3) wpływu tłumienia na amplitudy kołysań bocznych statku wskazuje na zasadność wyposażania statku w elementy zwiększające wartość współczynnika tłumienia. Jednakże wyniki badań ilościowych przeprowadzonych jako symulacje CFD wykazują niewielką skuteczność pracy stabilizatorów płetwowych w trybie biernym. W szczególności w porównaniu ze skutecznością pracy tego samego systemu w trybie czynnym (aktywnym) podczas żeglugi z prędkością marszową statku, praca bierna wydaje się nieefektywna. Uzyskiwana redukcja amplitudy kołysań bocznych podczas aktywnej pracy stabilizatorów płetwowych może sięgać nawet 90%, podczas gdy wyniki symulacji numerycznych wykonanych dla płetw ustawionych pod stałym kątem w najlepszym przypadku wskazują na redukcję amplitudy o rząd wielkości mniejszą (Rys. 7). W dużej mierze wynika to z relatywnie niewielkiej wartości efektywnej składowej prędkości względnej płata stabilizatora i opływającej go wody.

Konkludując można stwierdzić, że w warunkach sztormowych, w których sterowanie płetw stabilizatorów nie jest w stanie zapewnić ich prawidłowej pracy w trybie czynnym, pozostawienie unieruchomionych płetw wystawionych z kadłuba nie przynosi istotnych korzyści w postaci redukcji amplitudy kołysań bocznych, ale również w żadnym wypadku nie powoduje zwiększenia tej amplitudy. Zatem brak skutków negatywnych w połączeniu z niewielkimi skutkami pozytywnymi może sugerować pozostawianie stabilizatorów płetwowych w trybie pracy biernej.

Bibliografia

1. Dongming Liu, Pengzhi Lin, A numerical study of three-dimensional liquid sloshing in tanks, Journal of Computational Physics 227 (2008), 2008.
2. FLUENT Tutorial Guide, Fluent Inc. 2006.
3. Ooms J., The Use of Roll Stabiliser Fins at Zero Speed, Quantum Controls BV, Amsterdam 2002.
4. Senjanovic I., Parunov J., Cipric G.: Safety Analysis of Ship Rolling in Rough Sea, Chaos, Solitons and Fractals, Vol. 8, No 4, Elsevier Science Ltd, Great Britain 1997.
5. Simplex Marine Services Pte Ltd - strona firmowa, <http://www.simplexmarine.com.sg/marine/fin.jpg> (marzec 2010).

6. Specifications for fin stabilization system, Krosys Inc., <http://www.krosys.com/products/fin.htm> (marzec 2010).
7. Szelangiewicz T.: Podstawy teorii projektowania kotwicznych systemów utrzymania pozycji jednostek pływających, Okrętownictwo i Żegluga, Gdańsk 2003.
8. Więckiewicz W., Instalacje kadłubowe statków morskich, Wyższa Szkoła Morska w Gdyni, Gdynia 2001.

APPLICATION OF ACTIVE FIN ROLL STABILIZERS IN PASSIVE MODE OF WORK

Abstract: The paper presents some results of research into the application of active roll fin stabilizers in passive mode of work. Such a problem is a part of decision making process in heavy seas conditions hence a controller and a hydraulic drive are not able to maintain the proper work of the system. A carried out series of studies were based on the one degree-of-freedom rolling equation and computational fluid dynamics (CFD) simulations performed by using a commercial code Fluent.

Keywords: roll stabilization. fin stabilizer, roll damping moment