Analiza slobodnih vibracija uređaja za uštedu energije na brodovima

Brečić, Hrvoje

Master's thesis / Diplomski rad

2020

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:871859

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-29**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb







SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Hrvoje Brečić

Zagreb, 2020. godina.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:
Doc. dr. sc. Nikola Vladimir, dipl. ing.

Student:
Hrvoje Brečić

Zagreb, 2020. godina.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru, doc. dr. sc. Nikoli Vladimiru na potpori, stručnoj pomoći i savjetima pruženim tijekom izrade ovoga rada, te brodogradilištu Hyundai Heavy Industries Co., Ltd., Ulsan, Južna Koreja, na ustupanju tehničkih podataka i modela za provedbu proračuna.

Hrvoje Brečić

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite

Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum:	Prilog:
Klasa: 602 - 04 / 20 - 6 / 3	
Ur. broj: 15 - 1703 - 20 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Hrvoje Brečić** Mat. br.: 0035184661

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Analiza slobodnih vibracija uređaja za uštedu energije na brodovima**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Free vibration analysis of ship energy saving devices**

Opis zadatka:

Uz kontinuiranu težnju brodograditelja i brodovlasnika za smanjenjem potrošnje goriva, ekološki kriteriji postaju sve važniji čimbenik u osnivanju, gradnji i eksploataciji svih tipova brodova. Današnji trendovi u brodskoj energetici vezani su uz integraciju inovativnih tehničkih rješenja temeljenih na obnovljivim izvorima energije u brodske energetske sustave, kako bi se namirile njihove energetske potrebe, ili smanjivanjem ukupnih energetskih potreba broda hidrodinamički oblikovanim privjescima, tzv. uređajima za uštedu energije. U diplomskom radu potrebno je analizirati slobodne vibracije predvrtložnog statora koji spada u tipične uređaje za uštedu energije na brodovima. Analizu je potrebno provesti približnim metodama, te metodom konačnih elemenata, uzimajući u obzir utjecaj pridružene mase na prirodne frekvencije. Pri tome je potrebno koristiti odgovarajući model konačnih elemenata ustupljen od brodogradilišta Hyundai Heavy Industries Co., Ltd. Prirodne frekvencije analiziranog uređaja potrebno je usporediti s frekvencijama uzbude (vibracije nastale odvajanjem vrtloga i radom brodskog vijka).

Zadatak treba sadržavati:

1. Pregled različitih tipova uređaja za uštedu energije na brodovima,
2. Pregled osnovnih problema u projektiranju konstrukcije brodskih privjesaka,
3. Pregled postupaka za analizu vibracija predvrtložnog statora,
4. Opis proračunskog modela,
5. Proračun slobodnih vibracija predvrtložnog statora,
6. Proračun frekvencija uzbude i usporedbu s prirodnim frekvencijama.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:	Datum predaje rada:	Predviđeni datum obrane:
30. travnja 2020.	2. srpnja 2020.	6. – 10.7.2020.
Zadatak zadao:		Predsjednica Povjerenstva:
Doc. dr. sc. Nikola Vladimir		Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ I
POPIS SLIKA III
POPIS TABLICA IV
POPIS OZNAKA V
SAŽETAK VII
SUMMARY VIII
1. UVOD 1
2. PREGLED TIPOVA UREĐAJA ZA UŠTEDU ENERGIJE 5
2.1. Predvrtložni uređaji 7
2.1.1. Predvrtložni stator 8
2.1.2. Sapnica za ujednačavanje sustrujanja 10
2.1.3. Hidrodinamički profili tipa „Grothues“ 12
2.1.4. Krmeni tuneli 12
2.2. Glavni uređaji 13
2.2.1. Kontra rotirajući brodski vijak 14
2.2.2. Vijci u sapnici 15
2.2.3. „Tip Rake“ vijci 16
2.2.4. Vijci promjenjivog uspona 16
2.3. Postvrtložni uređaji 17
2.3.1. Asimetrično kormilo 18
2.3.2. Ostali postvrtložni uređaji 18
3. PROJEKTIRANJE UREĐAJA ZA UŠTEDU ENERGIJE 19
4. MEHANIZMI NASTANKA VIBRACIJA UREĐAJA ZA UŠTEDU ENERGIJE NA BRODOVIMA 21
4.1. Vibracije izazvane protokom fluida 23
4.1.1. Vibracije izazvane gibanjem 27
4.1.2. Vibracije izazvane odvajanjem vrtloga 32
4.1.2.1. Veza Reynoldsovog i Strouhalovog broja 35
4.1.2.2. „Lock- in“ ili sinkronizacija frekvencija 36
4.1.2.3. Sile fluida izazvane pojavom odvajanja vrtloga 37
4.1.3. Vibracije izazvane turbulencijom 38
5. PREGLED POSTUPAKA ZA ANALIZU SLOBODNIH VIBRACIJA PREDVRTLOŽNOG STATORA 39
5.1. Krilo predvrtložnog statora kao gredni element 40
5.2. Krilo predvrtložnog statora kao pločasti element 42
5.3. Metoda konačnih elemenata 44
6. OPIS MODELA 45
7. PRORAČUN SLOBODNIH VIBRACIJA PREDVRTLOŽNOG STATORA 51

8. PRORAČUN FREKVENCIJA UZBUDE I USPOREDBA S PRIRODNIM FREKVENCIJAMA 60
9. ZAKLJUČAK 63
LITERATURA 65
PRILOZI 67

POPIS SLIKA

Slika 1. Faktor smanjenja referentnog EEDI-a 2
Slika 2. Podjela uređaja za uštedu energije prema relativnom položaju u odnosu na brodski vijak 6
Slika 3. Predvrtložni uređaji 7
Slika 4. Izvedbe predvrtložnih statora 8
Slika 5. Pregled razvoja izvedbi sapnica za izjednačavanje sustrujanja [9] 10
Slika 6. Glavni uređaji za uštedu energije 13
Slika 7. Postvrtložni uređaji 17
Slika 8. Poopćeni prikaz postupaka pri projektiranju uređaja za uštedu energije 20
Slika 9. Modeli vibracija 25
Slika 10. Pojednostavljeni model vibriranja elementa 26
Slika 11. Strujni profil modela lepršanja [16] 28
Slika 12. Kritična brzina strujanja [16] 31
Slika 13. Prikaz režima strujanja u ovisnosti o Reynoldsovom broju 33
Slika 14. Distribucija tlaka po presjeku prilikom pojave odvajanja vrtloga [17] 34
Slika 15. Odnos Reynoldsovog i Strouhalovog broja za cilindrično tijelo [18] 35
Slika 16. Prikaz osciliranja sila u odnosu na frekvenciju odvajanja vrtloga [16] 37
Slika 17. Konzolni gredni element upet na jednom kraju 40
Slika 18. Pločasti element upet na jednom kraju 42
Slika 19. Izrazi za određivanje pridružene mase fluida za pločasti element [21] 43
Slika 20. Prikaz krmenog dijela broda u izometriji uz presjek po simetralnoj ravnini 45
Slika 21. Model krmenoga dijela broda diskretiziran na mrežu konačnih elemenata 46
Slika 22. Prikaz diskretiziranog modela u izometriji 47
Slika 23. Prikaz diskretiziranog modela u tloctu 47
Slika 24. Numeracija krila statora 49
Slika 25. Izolirano krilo predvrtložnog statora sa zadanim rubnim uvjetima 49
Slika 26. Oplata krila predvrtložnog statora 50
Slika 27. Orebrenje krila predvrtložnog statora 50
Slika 28. Prvi oblik vibriranja krila 1 (f_1=29,27 Hz) 55
Slika 29. Drugi oblik vibriranja krila 1 (f_2=97,10 Hz) 55
Slika 30. Prvi oblik vibriranja krila 2 (f_1=39,32 Hz) 56
Slika 31. Drugi oblik vibriranja krila 2 (f_2=116,25 Hz) 56
Slika 32. Prvi oblik vibriranja krila 3 (f_1=32,68 Hz) 57
Slika 33. Drugi oblik vibriranja krila 3 (f_2=105,96 Hz) 57
Slika 34. Prvi oblik vibriranja krila u vodi 58
Slika 35. Drugi oblik vibriranja krila u vodi 58

POPIS TABLICA

Tablica 1. Referentne vrijednosti smanjenja EEDI-a za pojedinu vrstu broda u ovisnosti o fazama implementacije ... 3
Tablica 2. Izvedbe ESD uređaja prema pripadajućim zonama ... 7
Tablica 3. Osnovne karakteristike broda ... 45
Tablica 4. Broj elemenata pojedinog tipa za diskretizirani model krmenog dijela broda ... 48
Tablica 5. Svojstva materijala ... 48
Tablica 6. Broj elemenata pojedinog tipa izoliranog krila predvrtložnog statora ... 50
Tablica 7. Vrijednosti parametara grednog elementa ... 51
Tablica 8. Frekvencije slobodnih vibracija krila statora kao grede u vodi ... 52
Tablica 9. Vrijednosti parametara pločastog elementa ... 52
Tablica 10. Frekvencije slobodnih vibracija krila statora kao ploče u zraku ... 53
Tablica 11. Iznosi pridružene mase fluida za pojedine oblike vibriranja ... 53
Tablica 12. Frekvencije slobodnih vibracija krila statora kao ploče u vodi ... 54
Tablica 13. Frekvencije slobodnih vibracija prvog krila statora u zraku za prva četiri oblika vibriranja ... 55
Tablica 14. Frekvencije slobodnih vibracija drugog krila statora u zraku za prva četiri oblika vibriranja ... 56
Tablica 15. Frekvencije slobodnih vibracija trećeg krila statora u zraku za prva četiri oblika vibriranja ... 57
Tablica 16. Frekvencije slobodnih vibracija prvog krila statora u zraku za prva četiri oblika vibriranja ... 59
Tablica 17. Usporedba frekvencija slobodnih vibracija s frekvencijama uzbude ... 61

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a	[m]	dužina ploče
b	[m]	širina ploče
c	[m]	duljina profila
c_1	[Ns/m]	horizontalna komponenta prigušenja
c_2	[Ns/m]	vertikalna komponenta prigušenja
d	[m]	ekvivalentni promjer cilindra
f	[Hz]	frekvencija
$f_{propeller}$	[Hz]	frekvencija brodskog vijka
f_{viv}	[Hz]	frekvencija odvajanja vrtloga
h	[m]	debljina ploče
k_1	[N/m]	horizontalna komponenta krutosti
k_2	[N/m]	vertikalna komponenta krutosti
k_z	[N/m]	krutost na savijanje (fleksijska krutost)
k_α	[N/m]	krutost na uvijanje (torzijska krutost)
m	[kg]	masa dinamičkog sustava
m_L	[kg/m]	masa po jedinici duljine
n	[-]	broj krila propelera
p	[Pa]	dinamički tlak
u	[m/s]	relativna brzina okolne tekućine
v	[m/s]	brzina nastrujavanja fluida na cilindar
A_i	[-]	elastični koeficijent gibanja krila
A_p	[kg]	pridružena masa fluida
C	[Ns/m]	prigušenje dinamičkog sustava
C_b	[-]	blok koeficijent
$\hat{C}_L$	[-]	amplituda koeficijenta sile uzgona
$\hat{C}_D$	[-]	amplituda koeficijenta sile trenja
$\bar{C}_D$	[-]	srednja vrijednost koeficijenta trenja
C_Z`	[-]	koeficijent uzgona
C_M`	[-]	koeficijent nagiba
D	[m]	visina do nadgrađa
E	[N/m^2]	Youngov modul elastičnosti
F	[N]	rezultantna sila sustava
F_p	[N]	normalna sila
F_s	[N]	posmična sila
F_L	[N]	sila uzgona

F_D	[N]	sila viskoznog otpora
$\hat{F}_L$	[N]	amplituda sile uzgona
$\hat{F}_D$	[N]	amplituda sile trenja
$\bar{F}_D$	[N]	srednja vrijednost sile trenja
Fz	[N]	dinamička sila uzgona
G	[N/m^2]	modul smicanja
H	[-]	broj harmonika vibriranja brodskog vijka
H_i	[-]	elastični koeficijent rotacije krila
I	[m^4]	moment inercije poprečnog presjeka
Jo	[m^4]	moment inercije oko točke 0
K	[N/m]	krutost dinamičkog sustava
L	[m]	duljina grednog elementa
L_{pp}	[m]	duljina broda između okomica
Mo	[Nm]	moment krila
M_p	[kg]	masa ploče
T	[m]	gaz broda
U	[čv]	projektna vrzina broda
U_c	[m/s]	kritična brzina
α	[rad]	napadni kut krila
ωi	[rad/s]	vlastita frekvencija slobodnih vibracija
ω_s	[rad]	učestalost odvajanja vrtloga
γ	[kg/m^2]	masa po jedinici površine
λ	[-]	korijen karakteristične jednadžbe
λ_i	[-]	parametar rubnih uvjeta grede
λ_{ij}	[-]	parametar rubnih uvjeta ploče
σ	[N/m^2]	granica popuštanja
μ	[Pa·s]	koeficijent dinamičke viskoznosti
ϕ_s	[rad]	fazni kut oscilirajućih sila
υ	[m^2/s]	kinematički koeficijent viskoznosti
ρ	[kg/m^3]	gustoća fluida
ν	[-]	Poissonov omjer
Δ	[m^3]	istisnina broda

SAŽETAK

Zahtjevi za povećanjem energetske učinkovitosti i ekološke prihvatljivosti danas postaju sve prisutniji u svim granama industrije. Tako se i u brodograđevnoj industriji kontinuirano razvijaju rješenja koja imaju za cilj povećati učinkovitost brodova te smanjiti ukupnu emisiju štetnih plinova. Jedan od načina postizanja toga cilja jest primjena posebnih hidrodinamički oblikovanih dodataka brodskome trupu koje nazivamo uređajima za uštedu energije.

Takvi uređaji trebaju zadovoljiti niz kriterija za uspješnu primjenu na brodu. Jedan od osnovnih kriterija odnosi se na zadovoljavanje povoljnih dinamička svojstava.

U ovome radu provedena je analiza dinamičkih svojstava na primjeru predvrtložnog statora, koji spada u grupu tipičnih uređaja za uštedu energije na brodovima. Analiza se odnosi na proračun slobodnih vibracija pojedinih krila predvrtložnog statora uz usporedbu frekvencija tih vibracija s vibracijama uzbude, s ciljem provjere rizika od rezonancije.

Kao osnovne uzročnike uzbuda, razmatrane su vibracije izazvane radom brodskog vijka i vibracije izazvane odvajanjem vrtloga s profila statora.

Proračun slobodnih vibracija proveden je na dva načina: približnim analitičkim metodama poznatim iz teorije elastičnosti i metodom konačnih elementa koristeći računalni programski paket NASTRAN. Podaci potrebni za provedbu proračuna kao i model za provedbu analize vibracija metodom konačnih elemenata ustupljeni su od brodogradilišta Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.

Ključne riječi: Uređaji za uštedu energije, Predvrtložni stator, Analiza vibracija, Slobodne vibracije, Vibracije izazvane odvajanjem vrtloga.

SUMMARY

The aims to develop innovative technological solutions, which intend to reduce greenhouse gas emissions and contribute to overall energy savings on ships, are continuously under consideration by shipowners and shipbuilders around the world.

In order to reduce the energy consumption of the largest energy consumer on board, Energy Saving Devices (ESD) have been developed, and thus represent a promising option for achieving this goal.

ESD devices improve propulsion efficiency based on their hydrodynamic shape that affects the operation of the propeller.

In this thesis, the dynamic characteristics of such a device i.e. a Pre-Swirl Stator (PSS) have been analyzed. On the example of an asymmetric pre-swirl stator for a cargo ship currently being developed by the South Korean shipyard Hyundai Heavy Industries Co., Ltd, the suitability of installing such device from the viewpoint of vibrations has been shown.

The provided dynamic analysis has been done by comparing the vibration frequencies caused by the operation of the propeller and Vortex Induced Vibrations (VIV) with the natural frequencies of the pre-swirl stator.

The analysis of the natural frequencies were calculated by using two different approaches: First, by using approximative analytical equations and second, by using the finite element method on a commercial software NASTRAN. The finite elements model was provided directly by the shipyard.

The effect of the fluid added mass is shown by comparing the first few natural frequencies separately for the pre-swirl stator in air and water.

Key words: Energy Saving Devices, Pre-Swirl Stator, Vibration analysis, Natural frequency, Vortex Induced Vibrations, VIV.

1. UVOD

Težnja za razvojem inovativnih tehnoloških rješenja, koja imaju za cilj smanjiti emisije štetnih plinova i doprinijeti ukupnoj uštedi energije na brodovima, kontinuirano dobiva sve veću pozornost brodovlasnika i brodograditelja širom svijeta. Razlog tome, pored sveopćeg trenda povećanja ekološke osviještenosti i brojnih financijskih poticaja koji podupiru takvu inicijativu, leži ponajprije u donošenju novih regionalnih i međunarodnih pravila koja značajno ograničavaju dopuštene razine štetnih plinova s brodova.

Tako je, uz sve rigoroznije ekološke kriterije i oscilirajuće cijene nafte, kao osnovnog energenta za brodske porivne sustave, jasno kako je težnja za povećanjem energetske učinkovitosti i smanjenjem emisija štetnih plinova na brodovima ne samo opravdana već i neophodna. Time povećanje energetske učinkovitosti postaje jedan od osnovnih prioriteta u projektiranju i gradnji novih brodova, ali i ozbiljan izazov s kojim se susreću inženjeri i brodograđevna industrija u cijelosti. Iz tog razloga ne treba čuditi da energetska učinkovitost i ekološka prihvatljivost danas spadaju među najčešće korištene pojmove u brodskom strojarstvu.

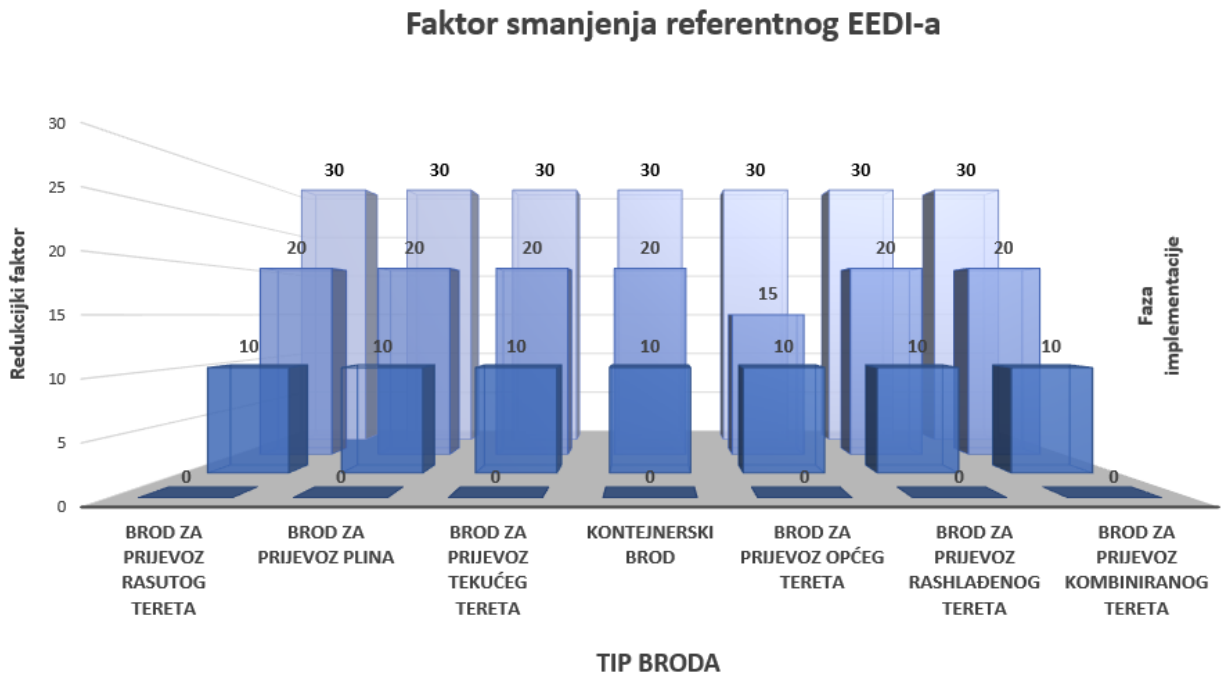
Radi boljeg shvaćanja tih dvaju pojmova treba reći kako energetsku učinkovitost broda prema [1] možemo definirati kao relativni odnos utrošene energije i gospodarskog ekvivalenta kojega brod mora ostvariti u eksploataciji, dok je ekološka prihvatljivost širi pojam i obuhvaća integralni utjecaj broda na okoliš.

Upravo u svrhu unapređenja brodova s aspekta energetske učinkovitosti i ekološke prihvatljivosti, a sve u cilju zaštite okoliša, prema [2], Međunarodna pomorska organizacija (IMO) u prilogu VI Rezolucije MEPC.203(62), donosi izmjene konvencije o zaštiti onečišćenja mora s brodova koje se odnose na obavezu uključivanja pravila za utvrđivanje i kontrolu energetske učinkovitosti brodova u nacionalna pravila registara.

Prema navedenoj konvenciji, brodovi koji sudjeluju u međunarodnoj plovidbi trebaju posjedovati međunarodni certifikat energetske učinkovitosti (eng. International Energy Efficiency Certificate, IEEC), a da bi isti stekli, moraju udovoljiti zahtjevima definiranim projektnim indeksom energetske učinkovitosti (eng. Energy Efficiency Design Indeks, EEDI), te na brodu imati plan upravljanja brodskom energetskom učinkovitošću (eng. Ship Energy Efficiency Management Plan, SEEMP), [3].

Općenito se može reći da projektni indeks energetske učinkovitosti (EEDI) služi kao mjera koja daje približan uvid u količinu emitiranog ugljičnog dioksida (CO_2) pojedinog broda prilikom transporta jedne tone tereta za jednu nautičku milju. Osmišljen je kao instrument za proračunavanje i usporedbu energetske učinkovitosti novih brodova od 2013. godine. Uvođenje EEDI-a ima za cilj poboljšati energetsku učinkovitost brodova pomoću projektnih i operativnih mjera koje bi rezultirale smanjenjem emisija čestica nastalih iz goriva procesom izgaranja, [4].

U okviru spomenute konvencije Međunarodne pomorske organizacije [2], implementacija donesenih mjera započela je početkom 2013. godine, a mjere se provode postupno u četiri faze, gdje zahtijevani faktor redukcije emisija štetnih plinova raste za 10% u svakoj fazi, što u konačnici rezultira ukupnim smanjenjem emisija štetnih plinova od 30% do 2025. godine, kako je prikazano na Slici 1.



Slika 1.Faktor smanjenja referentnog EEDI-a

U Tablici 1 navedene su referentne vrijednosti smanjenja EEDI-a za pojedinu vrstu i nosivost broda kroz sve četiri faze implementacije.

Tablica 1. Referentne vrijednosti smanjenja EEDI-a za pojedinu vrstu broda u ovisnosti o fazama implementacije

Tip broda	Nosivost (DWT)	Faza 0 (1.1.2013.-31.12.2014.)	Faza 1 (1.1.2014.-31.12.2019.)	Faza 2 (1.1.2020.-1.12.2024.)	Faza 3 (1.1.2025.-nadalje)
Brod za prijevoz rasutog tereta	Iznad 20000	0	10	20	30
	10000 do 20000	n/p	0-10	0-20	0-30
Brod za prijevoz plina	Iznad 10000	0	10	20	30
	2000 do 10000	n/p	0-10	0-20	0-30
Brod za prijevoz tekućeg tereta	Iznad 20000	0	10	20	30
	4000 do 20000	n/p	0-10	0-20	0-30
Kontejnerski brod	Iznad 15000	0	10	20	30
	10000 do 15000	n/p	0-10	0-20	0-30
Brod za prijevoz općeg tereta	Iznad 15000	0	10	15	30
	3000 do 15000	n/p	0-10	0-15	0-30
Brod za prijevoz rashlađenog tereta	Iznad 5000	0	10	15	30
	3000 do 5000	n/p	0-10	0-15	0-30
Brod za prijevoz kombiniranog tereta	Iznad 20000	0	10	20	30
	4000 do 20000	n/p	0-10	0-20	0-30

Uz navedene ekološke restrikcije, jasno je kako interes brodovlasnika za smanjenjem operativnih troškova brodova postaje sve veći. Uz to, ostvarivanje veće uštede goriva posljedično dovodi i do smanjenja ugljičnog otiska pojedinog broda.

Dakle, kako bi se udovoljilo zahtjevima za izdavanje međunarodnog certifikata energetske učinkovitosti (IEEC) na raspolaganju nam stoje različite tehničke i operativne mjere.

Prema [5], tehničke mjere uglavnom uključuju: mjere koje se odnose na porivni sustav broda, pravilno projektiranje broda s hidrodinamičkog aspekta, iskorištavanje otpadne topline ispušnog sustava, unutarnje mjere prvopokretača, upotrebu alternativnih vrsta goriva (ukapljeni prirodni plin, metanol, vodik, biogorivo, električna energija) itd., dok se skup operativnih mjera sastoji od: mjera koja se odnose na smanjenje brzine, pravilno planiranje putovanja, optimalno održavanje broda, itd.

Jedna od obećavajućih tehničkih mjera za povećanje učinkovitosti brodova, odnosi se na implementaciju posebnih hidrodinamičkih dodataka brodskome trupu koje nazivamo uređajima za u uštedu energije (eng. Energy Saving Devices, ESD).

Neki od poznatih uređaja za uštedu energije na brodovima opširnije su opisani u sljedećem poglavlju, no u ovome radu naglasak je na jednoj vrsti takvog uređaja, točnije na predvrtložnom statoru (eng. Pre-Swirl Stator, PSS).

Postoji niz kriterija koje takav uređaj mora ispuniti s ciljem uspješne ugradnje na brod. Ti kriteriji odnose se ponajprije na hidrodinamička svojstva uređaja, strukturni integritet, te na odgovarajuća dinamička svojstva. U ovome je radu, na primjeru asimetričnog predvrtložnog statora broda za prijevoz tekućeg tereta koji se trenutno razvija u južnokorejskom brodogradilištu Hyundai Heavy Industries Co., Ltd, analizirana prikladnost ugradnje uređaja takve vrste iz perspektive pojave vibracija, tj. provedena je dinamička analiza usporedbom prirodnih frekvencija predvrtložnog statora s frekvencijama uzbude, uzimajući u obzir vibracije izazvane radom brodskoga vijka te vibracije izazvane pojavom odvajanja vrtloga. Teorijska osnova navedenih dinamičkih pojava kao i rezultati provedene analize opisani su u sljedećim poglavljima rada.

2. PREGLED TIPOVA UREĐAJA ZA UŠTEDU ENERGIJE

Kada govorimo o uređajima za uštedu energije na brodovima obično pomislimo na kakvu vrstu stroja ili skup kompleksnih mehanizama koji translacijom ili rotacijom svojih pokretnih dijelova obavljaju neki mehanički rad koristeći neiskorišteni energetski potencijal sustava i na taj način doprinose povećanju energetske učinkovitosti. Međutim, princip rada uređaja opisanih u nastavku nešto je drukčiji.

Naime, poznato je kako je brodski porivni sustav općenito najveći potrošač energije na većini trgovačkih brodova, te bi stoga ušteda energije u okviru toga sustava bitno utjecala na povećanje njegove ukupne učinkovitosti. Upravo u tu svrhu razvijeni su tzv. uređaji za uštedu energije na brodovima, u engleskoj literaturi poznati pod nazivom „Energy Saving Devices“ (ESD).

ESD uređaji su posebni hidrodinamički oblikovani dodaci odnosno tzv. brodski privjesci koji se ugrađuju na krmeni dio trupa broda i osmišljeni su kako bi prilagodili pritjecanje vode brodskom vijku, ili strujanje iza njega, a sve u svrhu postizanja što većeg stupnja djelovanja propulzije, čime bi posljedično doveli i do smanjenja ukupne potrošnje energije na brodu.

Takvi dodaci u pravilu ne doprinose čvrstoći brodske konstrukcije niti sudjeluju u ostvarivanju osnovnih uvjeta plovnosti, stabiliteta ili nepotopivosti broda.

Osnovni mehanizam uštede energije spomenutih uređaja temelji se prvenstveno na njihovim hidrodinamičkim svojstvima, te međudjelovanju s brodskim vijkom i trupom broda.

Naime, kada se vijak nalazi na krmi broda, polje strujanja fluida u ravnini diska vijka nije jednoliko. To naravno, utječe na rad vijka. U tom smislu potrebno je ispravno oblikovati utjecaj trupa broda na rad vijka kao i utjecaj rada vijka na otpor broda.

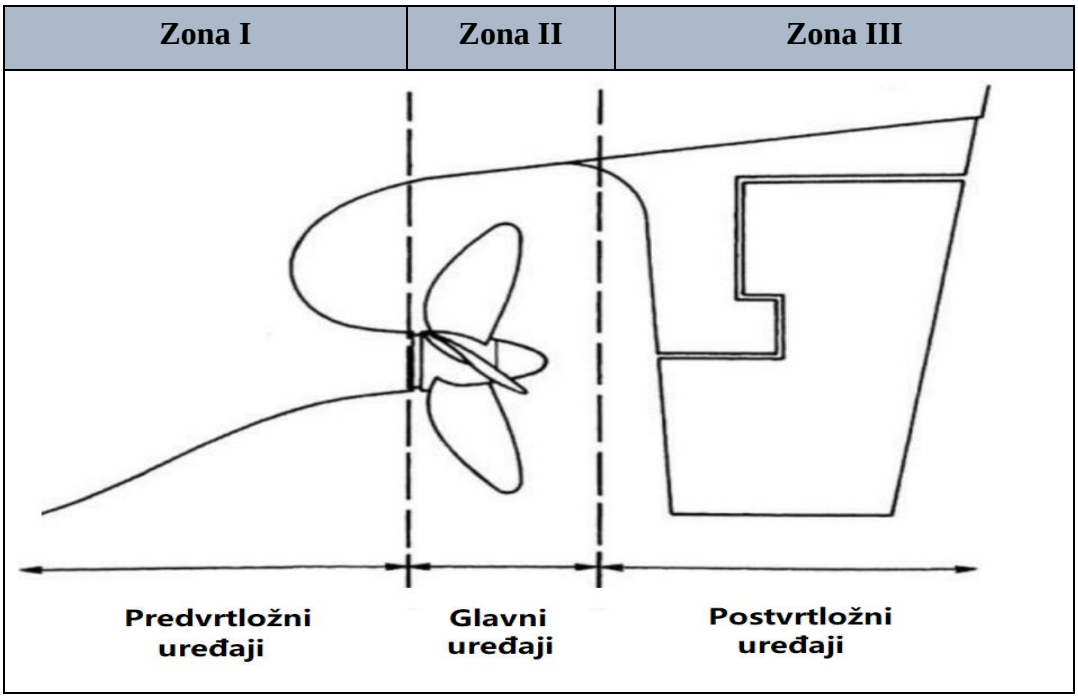
Valja reći kako su ESD uređaji trenutno prilično aktualna tema u brodogradnji, te se ulažu veliki napori u razvoj i analizu istih. Iz tog razloga teško ih je sve nabrojati, no u nastojanju za pronalaskom što jasnijeg načina podjele za sve moguće tipove uređaja za uštedu energije možemo se poslužiti njihovim relativnim položajem u odnosu na brodski vijak ili ih pak podijeliti prema njihovom osnovnom principu rada.

Uređaji za uštedu energije na brodovima obično se klasificiraju s obzirom na mehanizam koji koriste za izmjenu strujanja fluida oko brodskog vijka, te se na temelju toga uređaji mogu podijeliti na sljedeće tri skupine. Prema [6] to su:

- Uređaji koji reduciraju gubitke kinetičke energije rotacije čestica fluida u toku iza vijka po čitavoj površini diska vijka (predvrtložni i postvrtložni statori, razne izvedbe kormila itd.),
- Uređaji koji reduciraju gubitke vrtloženja fluida u toku iza glavine vijka (bulbovi kormila, „Costa“ bulbovi i slično),
- Uređaji koji reduciraju gubike na vrhovima krila vijka (kontra rotirajući brodski vijci, „Tip Rake“ vijci itd.).

Međutim, osnovna kategorizacija tih uređaja podrazumijeva tri glavne skupine uređaja, ovisno o njihovom relativnom položaju prema ravnini vijka. U tom smislu glavna podjela ESD-a prema [7], vezana je za poziciju uređaja unutar tri odvojene zone:

- **(zona I) - Predvrtložni uređaji**
- **(zona II) - Glavni uređaji**
- **(zona III) - Postvrtložni uređaji**



Slika 2. Podjela uređaja za uštedu energije prema relativnom položaju u odnosu na brodski vijak

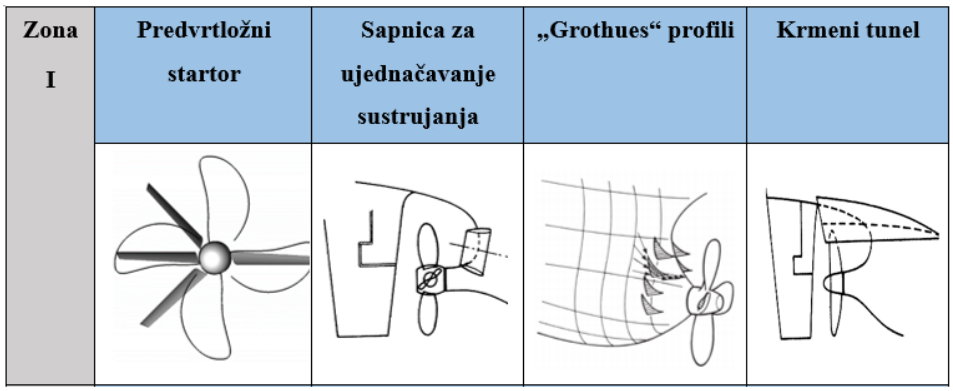
U Tablici 2. navedeni su neke od osnovnih izvedbi ESD uređaja prema pripadajućim zonama čiji će način rada biti opisani u nastavku.

Tablica 2. Izvedbe ESD uređaja prema pripadajućim zonama

Tip uređaja	Zona	Podvrsta uređaja
Predvrtložni uređaji	**I**	Predvrtložni stator
		Sapnica za ujednačavanje sustrujanja
		„Grothues“ profili
		Krmeni tuneli
Glavni uređaji	**II**	Kontra rotirajući brodski vijak
		Vijak u sapnici
		„Tip Rake“ vijak
		Vijak promjenjivog uspona
Postvrtložni uređaji	**III**	Asimetrično kormilo
		Potisna krila kormila i bulba kormila

2.1. Predvrtložni uređaji

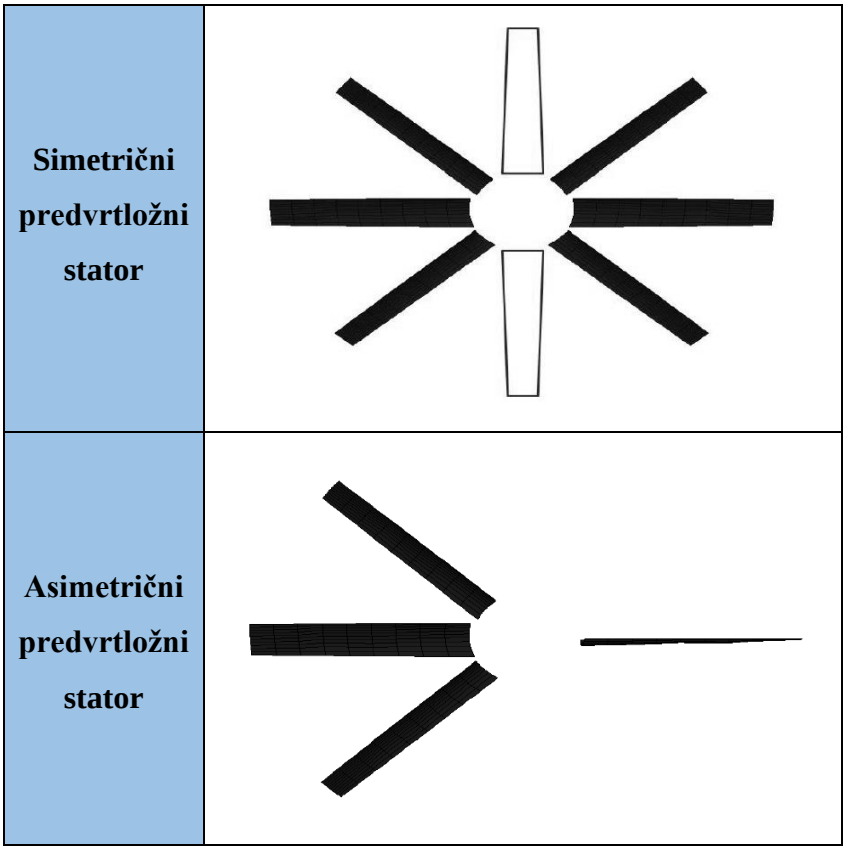
Predvrtložni uređaji utječu na napadni kut nailaska fluida na krila vijka uzduž površine diska vijka. Time se generirani predvrtložni tok suprotstavlja rotacijskom toku induciranom vijkom. Kao rezultat toga, može se uspostaviti takav izlazni tok koji ima najmanji mogući moment u cirkularnom smjeru, što povećava učinkovitost propulzije te umanjuje potrebnu energiju za generiranje poriva. Predvrtložni uređaji primjenjuju se kod postojećih brodova kao nadogradnje, ili se projektiraju kao integralni elementi trupa kod novih brodova. Neki od najčešćih izvedbi predvrtložnih uređaja koje susrećemo u primjeni kod novijih brodova uglavnom uključuju: predvrtložni stator, različite izvedbe sapnica za ujednačavanje protoka, „Grothues“ profile i krmene tunele. Na Slici 3 dan je prikaz tih uređaja.



Slika 3. Predvrtložni uređaji

2.1.1. Predvrtložni stator

Jedan od osnovnih uređaja za uštedu energije koji spada u grupu onih koji se ugrađuju uzvodno u odnosu na tok nastrujavanja fluida prema brodskom vijku je predvrtložni stator (eng. Pre-Swirl Stator, PSS). Predvrtložni stator može značajno povećati učinkovitost propulzije smanjenjem rotacijskih gubitka energije u izlaznom toku vijka. Takav koncept povrata energije nije nov, i poznat je još od početka 90-tih godina 20. stoljeća [7]. Postoje različite izvedbe i konfiguracije takvog uređaja. Osnovni oblik predvrtložnog statora simetričan je s obzirom na simetralnu liniju broda i obično ima šest fiksnih krila. Međutim kod većine novijih trgovačkih brodova opremljenih takvim uređajem, primjenjuju se izvedbe s manjim brojem krila. Razlog smanjenog broja krila leži u pokušaju redukcije blokirajućih efekata statora na protok fluida uz nastojanje za smanjenjem dodatnog otpora, te zbog potencijalnih problema s postavljanjem broda na suhi dok. Predvrtložni statori, dakle mogu biti simetrični s obzirom na vertikalnu os broda ili asimetrični, kao što je prikazano na Slici 4. Uz to postoje izvedbe statora gdje su lopatice zasebno montirane na trup i izvedbe gdje su lopatice međusobno spojene lučnim elementom radi povećanja čvrstoće PSS uređaja. Najčešća izvedba predvrtložnog statora asimetričnog je oblika. Na primjeru takvog statora provedena je dinamička analiza narednim u poglavljima ovoga rada.



Slika 4. Izvedbe predvrtložnih statora

Takav stator, zbog rotacije brodskog vijka u jednom smjeru, obično ima više krila na lijevoj strani broda (eng. port side) u odnosu na desnu (eng. starbord side), jer komponente rotacijskog protoka nisu jednake sa obje strane simetralne ravnine.

Vertikalna komponenta brzine fluida poništava se brzinom rotacije vijka na desnoj strani, dok se tako brzina na lijevoj strani udvostručuje. Ovakva pojava može se vidjeti promatranjem vektora brzina neposredno iza brodskog vijka. Asimetrični predvrtložni stator u odnosu na simetrični ima prednosti ne samo u vidu povećane učinkovitosti apsorbirajući rotacijsku energiju ravnomjernije, već također značajno smanjuje opterećenje na krmi izostavljanjem nepotrebnih lopatica.

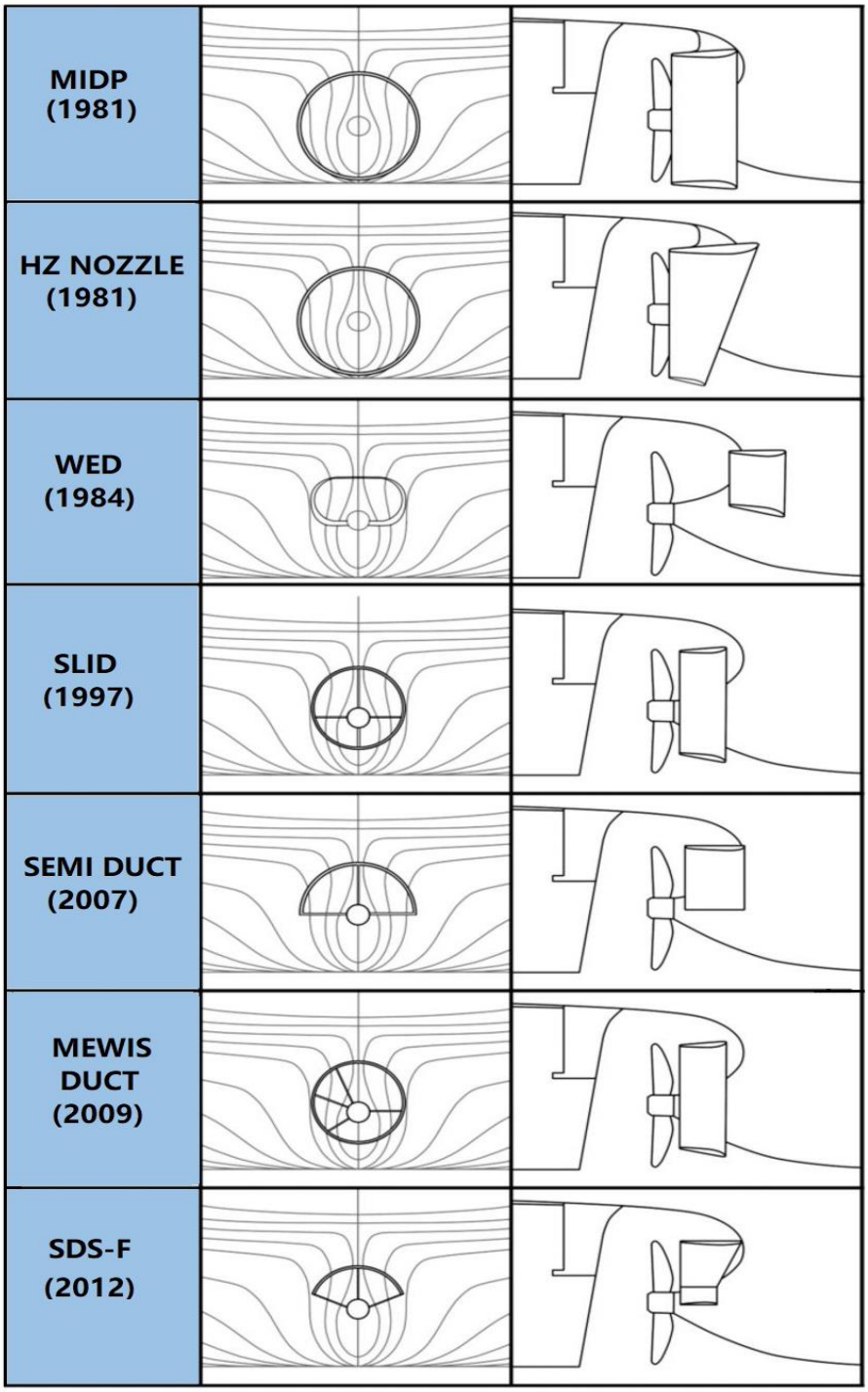
Iz eksperimentalnih razmatranja [7] zaključeno je kako stator s četiri krila ostvaruje gotovo jednaku učinkovitost kao i onaj sa šest krila, čime ima jasne prednosti u pogledu manje mase, nižih troškova ugradnje te zauzima manji volumen. Pretpostavka je da je cijena takvog statora za 1/3 niža u odnosu na stator sa šest krila jer su troškovi brodskog vijka i statora obično razmjerni njihovoj masi.

U usporedbi s nekim od ostalih uređaja za uštedu energije koji su nabrojeni u nastavku, predvrtložni stator ima nekoliko značajnih prednosti. Prije svega to se odnosi na njegovu jednostavnost, relativno male inicijalne troškove ugradnje, znatan porast učinkovitosti te visoku pouzdanost. Općenito se prilikom razmatranja ugradnje uređaja za uštedu energije pouzdanost sustava često dovodi u pitanje. Primjerice, kontra-rotirajući brodski vijci se u literaturi često navode kao najbolji izbor među ESD uređajima u smislu povećanja učinkovitosti, međutim, poznati su brojni problemi u pogledu pouzdanosti s primjenom kontra rotirajućeg vijka zbog čega ih brodovlasnici izbjegavaju i nerado se odlučuju na korištenje takve vrste uređaja iako je njime prema [8] moguće povećati stupanj djelovanja propulzije i za više od 5%.

2.1.2. Sapnica za ujednačavanje sustrujanja

Jedan od važnijih uređaja za uštedu energije koji prema svojoj poziciji spada u predvrtložne je sapnica za ujednačavanje sustrujanja (eng. Wake Equalizing Duct, WED).

Tijekom godina razvijale su se brojne izvedbe sapnica za brodske vijke, te su najznačajnije od njih po kronološkom redoslijedu njihovoga razvoja prikazane na Slici 5.



Slika 5. Pregled razvoja izvedbi sapnica za izjednačavanje sustrujanja [9]

Sapnica odnosno kanal za ujednačavanje sustrujanja je hidrodinamički oblikovan dodatak koji se postavlja na trup broda u području ispred brodskog vijka i osmišljen je u svrhu generiranja povoljnije brzine strujanja fluida ispred diska vijka. Primjenom takvog uređaja može se, prema [10] povećati učinkovitost propulzije, generirajući veći poriv za zadanu snagu propulzije ili pak smanjiti potrebnu snagu za ostvarivanje istog iznosa poriva. U literaturi se takvi uređaji još nazivaju statičkim izmjenjivačima protoka. Ovaj uređaj svojom izvedbom sličan je sapnici koja se postavlja direktno na obod samog diska vijka, međutim takav uređaj pored nešto drukčijeg načina djelovanja, te primarno na temelju svoga položaja u odnosu na ravninu vijka spada u drugu kategoriju uređaja za uštedu energije. Navedeni ESD uređaj obično se sastoji od dva prstenasta kanala integrirana na trup ispred gornjeg dijela vijka. Sapnice za ujednačavanje sustrujanja mogu se ugrađivati s određenim ekscentricitetom kako bi prilagodili protok fluida prema određenom dijelu vijka. Takvo pomicanje obično se izvodi iznad središta osovine vijka. Neki važni parametri koji definiraju geometriju a time i učinkovitost sapnice za izjednačavanje sustrujanja su: kutovi osi kanala u odnosu na ravninu simetralne linije broda, uzdužni položaj sapnice, unutarnji promjer, te oblik i kutovi presjeka profila sapnice.

Primjenom sapnice ovakvoga tipa ubrzava se dotok fluida prema gornjem području vijka gdje je protok obično sporiji u odnosu na donje područje vijka. Time se poboljšava ujednačenost sustrujanja u polju ispred diska vijka, povećavajući tako njegovu učinkovitost. Uz to, pravilno oblikovana sapnica tj. kanal za ujednačavanje sustrujanja smanjuje pojavu odvajanja vrtloga na krmenom dijelu broda, generira veći poriv, reducira pojavu vibracija zbog ravnomjernijeg sustrujanja i poboljšava upravljivost broda upravo zbog jednoličnijeg protoka fluida prema kormilu. Ako se sapnica ugrađuje na postojeći brod, konstrukcijske preinake vijka nisu potrebne. Ovaj tip uređaja za uštedu energije može se koristiti i u kombinaciji s drugim uređajima. Prema [9], učinkovitost WED-a najznačajnija je pri brzinama broda između 12 i 18 čvorova, za brodove blok koeficijenta većeg od 0,6.

2.1.3. Hidrodinamički profili tipa „Grothues“

Posebna podvrsta predvrtložnih uređaja za uštedu energije na brodovima su tzv. „Grothues„ profili. Grothues profili imaju oblik malih zakrivljenih ploča, obično trokutaste izvedbe koje se zavaruju na bočne strane trupa broda ispred brodskog vijka i iznad njegove osi. Funkcija tih profila, primarno je odvraćanje protoka fluida prema dolje tako da se tok fluida vodoravno usmjeri prema vijku.

Izvorno su osmišljeni kako bi smanjili moguću pojavu vrtloženja fluida na krmi kod brodova velikog blok koeficijenta (C_b) poput tankera i brodova za rasuti teret. Međutim, ispitivanjima prema [10], zaključilo se kako ujedno poboljšavaju učinkovitost propulzije na način da potiču protjecanje veće količine vode prema gornjem dijelu vijka te izjednačavaju polje sustrujanja. Uz to, spomenuti profili mogu također generirati ograničeni iznos dodatnog potiska na brod kao rezultat preusmjeravanja vertikalnih komponenti protoka u vodoravni smjer. Učinkovitost ovih uređaja uvelike ovisi o obliku ruba svakog profila u odnosu na smjer protoka vode, te o zakrivljenosti ploče koja sprječava odvajanje strujanja kod ovih profila. Također, od velikog je značaja ispravno dimenzioniranje i pozicioniranje uređaja kako bi se iskoristile sve prednosti bez nepotrebnog povećanja viskoznog otpora. To se može postići vizualizacijom protoka bazenskim ispitivanjima i/ili analizama metodama računalne dinamike fluida (CFD).

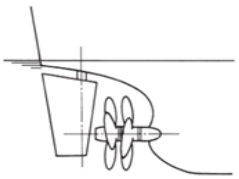
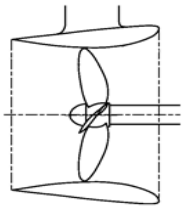
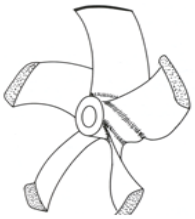
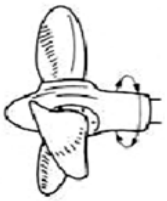
2.1.4. Krmeni tuneli

Krmeni tuneli (eng. Stern Tunnel) vodoravni su strukturni dodaci trupa postavljeni iznad i ispred diska vijka koji usmjeravaju protok prema vijku. U većini slučajeva, ovi se uređaji naknadno montiraju na brod kako bi smanjili utjecaj vršnog sustrujanja kod brodova s krmenim dijelom izraženim u obliku slova V, čijom je primjenom ujedno moguće i reducirati nastanak vibracija.

Veliki broj takvih kanala projektiran je i ugrađen na plovila upravo u tu svrhu. Međutim, u nekim slučajevima koristimo ih kako bismo osigurali da vijak većeg promjera bude pravilno potopljen čak i kada je brod u balastu. U tim se slučajevima ukupno poboljšanje pogonske učinkovitosti također može očekivati, ali valja napomenuti kako nepravilno oblikovanje krmenog kanala može dovesti do porasta otpora trenja i otpora stvaranja valova.

2.2. Glavni uređaji

Osnovni uređaj za pretvorbu snage na vratilu glavnog porivnog stroja u koristan poriv koji će rezultirati željenom brzinom napredovanjem broda, je brodski vijak. Iz toga razloga, on je ujedno i osnovni uređaj kojim bismo mogli utjecati na učinkovitost propulzije. Međutim, treba reći kako su se u okviru optimizacije konvencionalnih vrsta brodskih vijaka poprilično iscrpile mogućnosti za postizanjem znatno veće učinkovitosti, te se iz tog razloga pribjegava implementaciji dodatnih uređaja koji bi u povoljnoj interakciji s vijkom mogli povećati korisnost propulzije. Prema kategorizaciji navedenoj u prethodnom poglavlju, glavnim uređajima za uštedu energije smatramo one koji se nalaze u drugoj zoni prema relativnom položaju u odnosu na ravninu vijka. Tako su u nastavku opisane neke nekonvencionalne izvedbe brodskih vijaka ili njihovih dodataka koje bismo mogli okarakterizirati energetski učinkovitima. U najčešće izvedbe takvih uređaja spadaju: kontra rotirajući vijci, vijci u sapnici, „Tip Rake“ vijci te vijci promjenjivog uspona. Ilustracija takvih izvedbi prikazana je na Slici 6.

Zona II	Kontra rotirajući vijak	Vijak u sapnici	„Tip Rake“ vijak	Vijak promjenjivog uspona
				

Slika 6. Glavni uređaji za uštedu energije

Općenito, treba reći da su vijci većeg promjera s manjim brojem krila, koji rade pri nižem broju okretaja učinkovitiji u usporedbi s manjim vijcima većih brzina, za zadanu snagu. Međutim, ovo opće načelo vrijedi tek uz osiguravanje potrebnog razmaka vijka od trupa broda, prilagođenim poljem sustrujanja te ispravnim izborom vijka i pogonskog stroja.

Izbor vijka se vrši pri početnoj fazi projektiranja broda, gdje se glavne karakteristike i njegova detaljna geometrija prilagođavaju za postizanje najboljih svojstava za neku projektnu brzinu. Međutim, može postojati interes za promjenom svojstava vijka kada postoji dugoročna potreba da brod plovi pri znatno nižim (ili višim) brzinama od projektne. U ovom slučaju operativni trošak upravljanja brodom izvan njegovih projektnih uvjeta za dugo razdoblje obično opravdava ponovno projektiranje ili izmjenu brodskog vijka.

2.2.1. Kontra rotirajući brodski vijak

Konvencionalni brodski vijak, pored ispunjavanja svojeg osnovnog zadatka - generiranja poriva, prilikom vrtnje proizvodi i određeno vrtloženje čestica fluida koje smatramo nepoželjnim. Dakle jedan dio snage odnosno kinetičke energije dovedene vijku utroši se na nekorisno rotiranje čestica fluida u izlaznom toku vijka. To umanjuje njegovu učinkovitost. U cilju rekuperacije te energije osmišljena je konfiguracija propulzijskog sustava s dva vijka, gdje se dodatni vijak postavlja iza prvoga na istome vratilu ali sa suprotnim smjerom vrtnje.

Prednji i stražnji vijak u kontra-rotirajućem rasporedu djeluju u posve različitim tokovima fluida, pa se stoga i njihova geometrija značajno razlikuje. Uspon i opterećenje vijka projektirani su tako da se rezultirajuća rotacijska energija u polju sustrujanja anulira.

U cilju smanjenja vibracija vratila, brojevi lopatica oba vijka su različiti, tako da se lopatice vijka ne mimoilaze istovremeno. Dakle, brojevi krila projektirani su tako da bi se izbjegla pojava nepoželjnih harmonika vibriranja. Promjer prednjeg vijka često je veći od promjera stražnjeg vijka, kako bi se omogućio optimalan protok i izbjegla pojava kolidiranja stražnjeg vijka s vrtlozima vrha prednjeg vijka.

Rotacijski gubici uslijed umjereno opterećenog vijka prema [11] obično se kreću oko 6%. Polovinu povrata izgubljene rotacijske energije generalno se vraća pomoću kormila. Dakle, doprinos CRP-a obično nije veći od 3%. Važnije je, međutim, smanjenje gubitaka trenja koje je omogućeno primjenom CRP-a. To se može vidjeti na primjeru pojedinačnog vijka kojemu se optimalna učinkovitost postiže pri određenom usponu i brzini vrtnje. Povećanje uspona ujedno smanjuje brzinu rotacije. Rezultat je povećanje rotacijskih gubitaka i smanjenje viskoznih gubitaka. Optimum se pronalazi kada su oba učinka jednaka.

U slučaju CRP-a, međutim, moguće je povećati uspon vijka bez obzira na povećanje rotacijskih gubitaka, jer stražnji vijak nadoknađuje rotacijske gubitke. To omogućuje smanjenje brzine rotacije, a time i smanjenje trenja, bez povećanja rotacijskih gubitaka. CRP stoga ima niži broj okretaja, a povećanje učinkovitosti jednog vijka prema [11] može biti čak 15%.

S druge strane, mali broj okretaja može biti nepoželjan za pogonski motor. Stražnji je vijak često izravno povezan s glavnim motorom, a njegova brzina vrtnje određena je brzinom vrtnje motora. Ugradnja prijenosnika može poslužiti za promjenu smjera vrtnje drugog vijka i za smanjenje njegove brzine vrtnje.

Planetarnim zupčanicima moguće je smanjiti brzinu rotacije oba vijka, ali do sada je njihova primjena ograničena zbog smanjene pouzdanosti: kada takav sustav zakaže, brod ostaje bez poriva. Veliki problem je i ležaj između unutarnjeg i vanjskog vratila.

Velika prednost kontra rotirajućeg vijka leži u činjenici kako se za određeni polumjer vijka može prenijeti znatno više snage, dok su nedostatci vidljivi u činjenici kako je ugradnja koaksijalnih okretnih vratila prilično složena, skupa i zahtijeva često održavanje. Pored toga, hidrodinamički dobici djelomično se anuliraju povećanjem mehaničkih gubitaka na vratilu [11].

Može se reći da je unatoč jasnim hidrodinamičkim prednostima i mogućim poboljšanjima propulzijske učinkovitosti koju CRP može ponuditi, primjena takvog sustava na brodovima još uvijek ograničena.

Složenost sustava, povećani troškovi ugradnje i visoki zahtjevi za održavanje rijetko čine ugradnju ovakve nekonvencionalne propulzijske konfiguracije razumnim izborom pri odabiru tipa vijka na brodovima.

2.2.2. Vijci u sapnici

Već je navedeno kako je jedan od mogućih načina unaprjeđenja propulzijskih značajki broda korištenje sapnica. Vijak koji je po cijeloj svojoj površini u ulaznom i izlaznom toku fluida omeđen cilindričnim kanalom ili sapnicom, s obzirom na svoj relativni položaj spada u kategoriju glavnih uređaja za uštedu energije na brodovima. Presjek kanala (sapnice) hidrodinamički je oblikovan profil koji ima zadatak ubrzati ili usporiti protok fluida ispred, iznad i iza vijka. Sapnice koje usporavaju protok rijetke su na trgovačkim brodovima i uglavnom se koriste za kontrolu kavitacije. Ubrzavajuće sapnice se pak koriste za postizanje boljih pogonskih karakteristika brodova s malom operativnom brzinom (većinom za tegljače). U tim se slučajevima značajan dio potiska ostvaruje pomoću uzgona generiranog na sapnici zbog ubrzanog protoka. No, taj se učinak djelomično poništava dodatnim viskoznim otporom sapnice, koji postaje sve izraženiji kako se brzina broda povećava.

Iako je važno da se geometrija kanala odnosno sapnice prilagodi brzini broda (kraći i manji kanali postavljaju se za brže brodove), imperativ je da se vijak optimira za rad u polju protoka generiranog sapnicom. Značajan utjecaj na učinkovitost sustava kod ovog tipa uređaja za uštedu energije ima snaga poriva kao i zazor vrha vijka u odnosu na sapnicu.

2.2.3. „Tip Rake“ vijci

Oblik vijka ima značajnu ulogu kada razmatramo energetska i akustička svojstva brodova. *Tip Rake* vijke karakterizira izrazito zakrivljenije vrha krila vijka. Osnovna svrha takve izvedbe vijaka je izbjegavanje pojave kavitacije. Dakle, vijak ovog tipa može prenositi vrlo visoko opterećenje bez povećanja opasnosti od vrtložne kavitacije vrha krila uz bolju učinkovitost u usporedbi s konvencionalnim vijkom.

S druge strane, prema [12], *Tip Rake* vijci osjetljiviji su na promjene toka fluida u odnosu konvencionalne vijke. Smjer zakrivljenosti vrha vijka, prema tlačnoj odnosno potlačnoj strani definira njegovu geometriju.

2.2.4. Vijci promjenjivog uspona

Vijci promjenjivog uspona (eng. Controllable pitch propeller, CPP) imaju kontinuiranu mogućnosti promjene koraka krila vijka. Kod vijka s fiksnim usponom (eng. Fixed Pitch Propeller, FPP) taj je položaj projektno određen i nepromjenjiv. Ipak, CPP vijci obično se ne svrstavaju u skupinu visokoučinkovitih propulzijskih rješenja. Naprotiv, oni imaju značajno lošija svojstva u odnosu na konvencionalne vijke s fiksnim usponom kada ih primjenjujemo za poriv kod brodova s relativno ustaljenim brojem okretaja. Razlog tome je taj što visoki broj okretaja i mali uspon krila vijka stvaraju relativno nepoželjan protok preko lopatica vijka uz čestu pojavu kavitacije rezultirajući visokim vibracijama i razinama buke.

Kod vijaka s promjenjivim usponom porivom se upravlja mijenjajući korak vijka odnosno kut zakreta krila. Osovina vijka s promjenjivim korakom obično se okreće konstantnim brojem okretaja. Ovi se vijci najviše koriste pri promjenjivim režimima plovidbe i uvjetima rada kao što su slobodna vožnja i tegljenje. Njegova ugradnja je isplativa za brodove koji trebaju imati dobru upravljivost kao i za pogone s ugrađenim osovinskim generatorom.

Prekretanje, odnosno promjena smjera poriva ostvaruje se zakretanjem krila i to obično pri konstantnom broju okretaja što je relativno spor proces. Vijci s promjenjivim korakom imaju samo jedan projektni korak pri kojem imaju najveću iskoristivost.

2.3. Postvrtložni uređaji

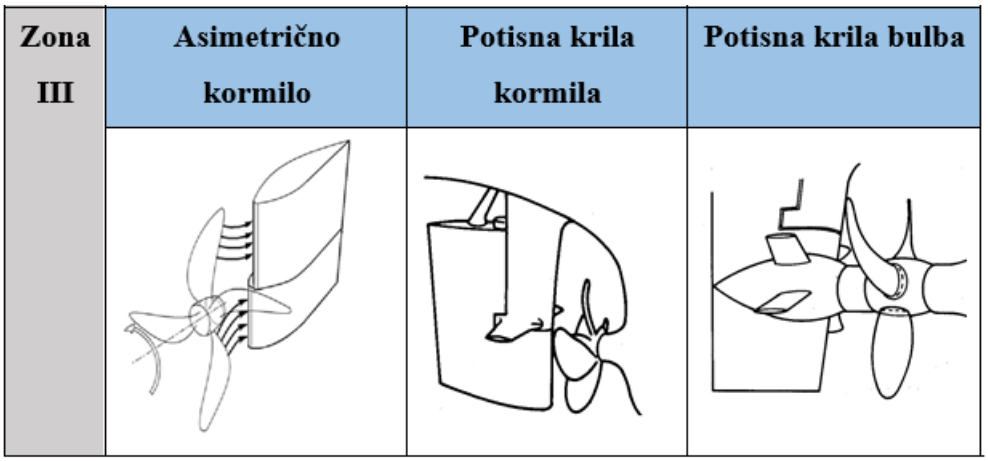
Postvrtložni uređaji namijenjeni su uglavnom kako bi pretvorili rotacijske komponente protoka vijka u koristan aksijalni protok kojim postižemo veći potisak tj. poriv broda. Dakle, po namjeni se značajno ne razlikuju od predvrtložnih uređaja, međutim njihov relativni položaj u odnosu na ravninu vijka svrstava ove uređaje u posebnu kategoriju. U određenim se izvedbama postvrtložni uređaji za uštedu energije koriste i za reduciranje štetnih utjecaja propulzije (poput izražene pojave vrtloženja) ili u svrhu preusmjeravanja protoka radi poboljšanja učinkovitosti kormila, što bi moglo omogućiti upotrebu manjeg kormila, čime bi se smanjio ukupni otpor broda.

Budući da ovi uređaji pokušavaju upravljati protokom iza vijka, gotovo su neizostavno povezani s oblikom kormila. Kako su svojstva postvrtložnih uređaja i kormila toliko usko povezana, važno je provjeriti učinkovitost oba elementa i odsutnost mogućih štetnih utjecaja za sve radne uvjete kormila i vijka, posebno u pogledu čvrstoće i zamora materijala.

Postvrtložni uređaji za uštedu energije mogu se primjenjivati i u kombinaciji s predvrtložnim uređajima. Međutim, kako bi u takvoj tandemskoj izvedbi predvrtložni uređaj već smanjio rotacijski tok vijka, tada treba očekivati smanjenu učinkovitost postvrložnog uređaja.

Kao i kod ostalih uređaja za povećanje učinkovitosti propulzije, njihova svojstva i utjecajne karakteristike poželjno je proučiti u početnoj fazi osnivanja broda (primjenom CFD analize ili modelskim ispitivanjima) kako bi se izbjeglo pretvaranje uređaja za poboljšanje učinkovitosti u uređaj koji povećava otpor ili predstavlja izvor vibracija. Najčešći uređaji toga tipa uključuju: kormila asimetričnog oblika, potisna krila kormila, te krila bulba kormila.

Prikaz nabrojenih uređaja nalazi se na Slici 7.



Slika 7. Postvrtložni uređaji

2.3.1. Asimetrično kormilo

Uz brodske vijke, brodska su kormila ključna komponenta propulzijskih sustava koja koriste tok strujanja vijka za generiranje uzgona odnosno sile potiska na list kormila. Takav princip rada osigurava plovna svojstva broda, kao što su održavanje pravca i upravljivost. Asimetrična kormila tako su izvedena da im je profil lista kormila iznad osi vijka i onaj ispod njega optimiran za polje strujanja gornjeg odnosno donjeg dijela vijka zasebno. Zbog svoje asimetričnosti, takva kormila često imaju uvijeni prijelazni rub koji se obično spaja sa tzv. elementom „Costa bulb“ koji je dodatak montiran iza glavčine vijka. Ove vrste kormila često iskorištavaju rotacijski tok iza vijka, ali taj se efekt obično koristi za poboljšanje učinkovitosti kormila, a ne i za stvaranje značajnijeg dodatnog potiska. Zbog toga, dijelovi kormila oblikovani su tako da budu prilično neosjetljivi na promjene napadnog kuta.

Kormilo tipa „Twisted Rudder“ (TR) ili izlomljeno kormilo asimetrična je vrsta kormila s različitim profilima lista kormila na gornjoj i donjoj strani koji su oblikovani tako da bi se prilagodili ulaznim kutovima nastrujavanja fluida sa gornjeg i donjeg dijela vijka.

Numeričkim i eksperimentalnim metodama prema [13] potvrđeno je kako su ovakva kormila bolja u pogledu učinkovitosti i otpornosti na pojavu kavitacije od konvencionalnih kormila. Međutim, brojni izvori upućuju kako do pojave kavitacije ipak može doći na spojnom dijelu dvaju strana kormila.

2.3.2. Ostali postvrtložni uređaji

Poklopci glavine vijka, bulbovi kormila, potisna krila kormila itd. neki su od ostalih uređaja za uštedu energije postvrtložnog tipa. Prema mehanizmu izmjene protoka oko brodskog vijka ovi uređaji spadaju u kategoriju onih koji reduciraju gubitke vrtloženja fluida u toku iza glavine vijka.

Ova grupa uređaja ima za cilj poboljšati radijalnu raspodjelu protoka iza vijka kako bi se smanjili gubici izazvani rotacijom fluida pri visokim brzinama i stvaranje vrtloga u tom području. Primjerice, Costa bulbovi mogu ubrzati protok ispred kormila i time također utjecati na njegovo djelovanje. U tom smislu ovi uređaji često se koriste za poboljšanje učinkovitost kormila.

3. PROJEKTIRANJE UREĐAJA ZA UŠTEDU ENERGIJE

Uvodno je naznačeno kako je za dodatake trupa broda, primarno misleći na dodatke koje svrstavamo u kategoriju uređaja za uštedu enregije, bez obzira na njihov tip, prilikom projektiranja od presudne važnosti osigurati zadovoljavanje nekoliko osnovnih uvjeta za njihovu primjenu na brodu.

Spomenuta osnovna svojstva odnose se redom na:

- **Hidrodinamička svojstva uređaja**

ESD uređaj mora biti projektiran tako da ostvari optimalan protok u odnosu na brodski vijak kako bi povećao učinkovitost propulzije uz minimalni viskozni otpor. Ugrađivanje takvih uređaja može dovesti do značajnog porasta dodatnog otpora trupa i kormila, što nerijetko može rezultirati znatno manjim neto dobitkom od očekivanog, stoga se taj aspekt nikako ne smije izgubiti iz vida prilkom projektiranja ove vrste uređaja.

Nadalje, bitno je istaknuti kako se ispravan pristup u projektiranju uređaja za uštedu energije ne odnosi isključivo na razmatranje ESD-a izolirano, budući da je hidrodinamička interakcija između ESD-a, trupa i vijka ta koja će u konačnici odrediti efikasnost sustava.

- **Integritet konstrukcije uređaja**

Uređaj mora izdržati vršna projektna naprezanja tijekom eksploatacije, te biti adekvatno pričvršćen na trup broda. Montaža uređaja na trup obično se izvodi zavarenim spojem na lijevanoj cijevi ili krmi broda čime se osigurava čvrstoća uređaja.

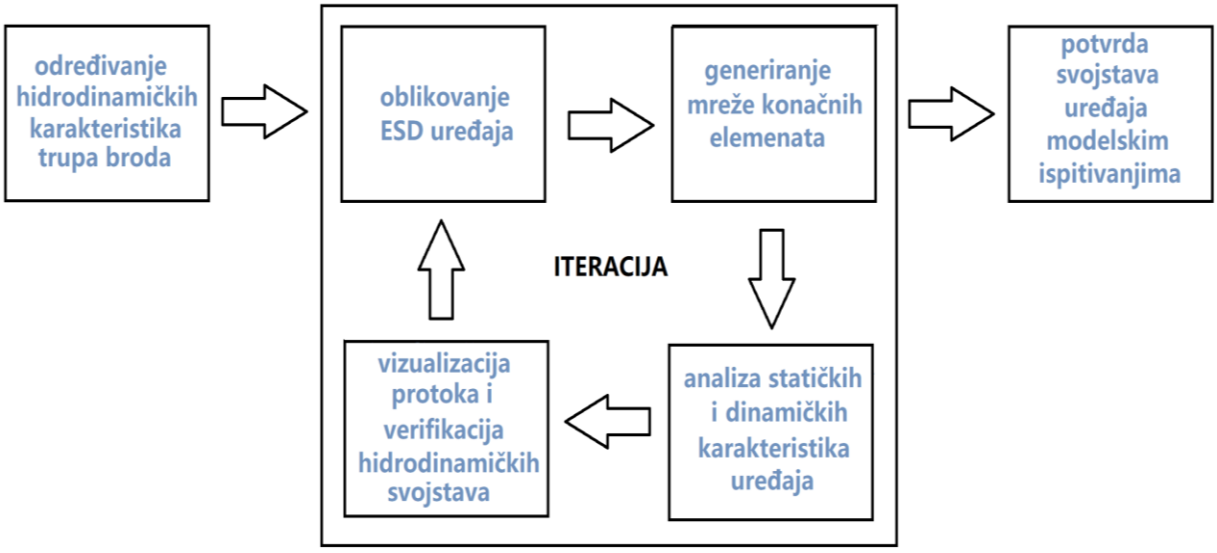
- **Dinamička svojstva uređaja**

Proračunom vibracija određuju se dinamičke karakteristike uređaja za uštedu energije. Osnova dinamičke analize odnosi se na proračun frekvencija slobodnih vibracija. Uz analizu frekvencija slobodnih vibracija bitno je osigurati dinamičku izdržljivost uređaja budući da on mora biti dovoljno robustan da izdrži dugotrajna periodička opterećenja koja utječu na pojavu zamora materijala, te mora udovoljavati tim zahtjevima tijekom čitavog radnog vijeka broda. U nastavku ovoga rada provedena je analiza vibracija jedne vrste ESD uređaja (asimetričnog predvrtložnog statora), što predstavlja sastavni dio dinamičke analize kao dio iterativnog postupka projektiranja urđaja takve vrste.

S obzirom na složenost pojedinih izvedbi brodskih privjesaka, ograničenja u njihovoj primjeni, te različite projektne uvjete koje susrećemo kod pojedinih izvedbi uređaja za uštedu energije na brodovima, ne postoji jedinstvena metodologija njihovog projektiranja.

Međutim, u nastavku je prikazan niz osnovnih koraka kao temelj u rješavanju navedene problematike. Prema [14], prvi korak odnosi se na poznavanje hidrodinamičkih karakteristika trupa broda bez dodatnih privjesaka. Te karakteristike definirane su oblikom tj. formom trupa broda, njegovim dimenzijama, projektnom brzinom i uvjetima u kojima bi isti trebao ploviti.

Zatim se na temelju poznatog profila strujanja fluida na krmenom dijelu trupa broda može odabrati i dimenzionirati, te oblikovati uređaj za uštedu energije. Sljedeći korak sastoji se od numeričke analize strukturnih i dinamičkih svojstava tako oblikovanog uređaja, uz generiranje mreže konačnih elemenata kako bi se uz strukturni integritet ispitalo ponašanje uređaja u pogledu vibracija. Nadalje, poželjno je primjenom odgovarajućih alata računalne dimake fluida vizualizirati protok, odnosno verificirati hidrodinamičku interakciju između trupa, vijka i uređaja. Nakon toga slijedila bi korekcija projekta u cilju poboljšanja glavnih karakteristika uređaja što neminovno mijenja i sami oblik uređaja a time bi se naravno, pored geometrijskih svojstava promjenila i druga svojstava, što ukupno predstavlja jedan ciklus iterativnog pristupa u projektiranju uređaja takve vrste. Takav model poslužio bi kao osnova za sljedeći iterativni ciklus. Stoga bi za uspješno projektiranje uređaja bilo potrebno provesti onoliki broj iteracija dok svi nabrojeni aspekti ne budu optimalni. Posljednji korak u projektiranju uređaja za uštedu energije sastojao bi se od verifikacije tih svojstava modelskim ili drugim ispitivinjima. Prikaz navedenih koraka dan je na Slici 8.



Slika 8. Poopćeni prikaz postupaka pri projektiranju uređaja za uštedu energije

4. MEHANIZMI NASTANKA VIBRACIJA UREĐAJA ZA UŠTEDU ENERGIJE NA BRODOVIMA

Dinamička analiza neizostavni je dio u projektiranju uređaja za uštedu energije na brodovima. Proračunom vibracija određuju se dinamičke karakteristike nekog elementa, sustava i njegovih sastavnih dijelova. Pod dinamičkim karakteristikama podrazumijevaju se frekvencije i prirodni oblici vibriranja, te amplitude prisilnih vibracija.

S obzirom na uzrok vibriranja razlikujemo slobodne i prisilne vibracije. Slobodne vibracije nastaju kad se vibracijski sustav izvede iz ravnotežnog stanja i prepusti sam sebi. Tada on vibrira tzv. vlastitom frekvencijom, odnosno vlastitim frekvencijama ako sustav ima više stupnjeva slobode. Ako je na početku tijelo tako deformirano da tijekom vibriranja deformacija mijenja samo amplitudu a ne i oblik, govorimo o glavnom obliku vibriranja [15].

Postoji beskonačno mnogo glavnih oblika vibriranja, kojima ujedno pripadaju različite frekvencije. S obzirom da su glavni oblici vibriranja međusobno nezavisni, tj. zadovoljavaju uvjete ortogonalnosti, oni se još nazivaju i normalnim oblicima. Glavni oblici vibriranja okarakterizirani su tzv. čvorovima i protučvorovima. Čvorovi su mjesta na tijelu koja za vrijeme njegovog vibriranja miruju, a protučvorovi su mjesta maksimalnih amplituda.

Glavni oblik vibriranja s najnižom frekvencijom ima najmanji broj čvorova. On se naziva osnovnim oblikom, a ostali oblicima višeg reda. Za proizvoljno deformirano tijelo na početku slobodnog vibriranja, deformacija mijenja oblik tijekom vibriranja. Ona se može predstaviti sumom glavnih oblika vibriranja.

Prisilne vibracije nastaju pod djelovanjem vanjskih sila, koje deformiraju strukturu u ritmu narinute frekvencije uzbude. Amplitude prisilnih vibracija ovise o veličini uzbudne sile, njenoj frekvenciji i mjestu djelovanja. Ukoliko se frekvencija uzbudne sile poklapa s frekvencijom nekog od glavnih oblika vibriranja nastaje rezonancija. Uzbudna sila pobuđuje osnovni oblik vibriranja, sve većom i većom amplitudom, koja ovisno o prigušenju može doseći opasnu, odnosno nedozvoljenu, vrijednost. U posebnom slučaju ako rezonantna sila djeluje u čvoru, odnosno moment u protučvoru, tijelo će mirovati.

S obzirom na prigušenje razlikujemo neprigušene i prigušene vibracije. U području rezonancije prisilnih vibracija prigušenje svakako treba uzeti u obzir. Ono sprječava nastajanje beskonačno velikih amplituda. Iz navedenih razloga slobodne i prisilne vibracije izvan rezonancije smatraju se harmonijskim, a prisilne vibracije u rezonanciji prigušenim.

Brodski vijak možemo smatrati jednim od glavnih izvora vibracija, pogotovo kod prijenosa velikih snaga preko jednog vijka što je uobičajeno kod velikih trgovačkih brodova. Uslijed rada vijka u nejednolikom polju sustrujanja nastaju nejednolike tangencijalne i porivne sile, koje se preko vode prenose na brodsku oplatu, time i na sve privjeske koji se nalaze na brodu uključujući uređaje za uštedu energije, a preko osovinskog voda i njegovih temelja na brodsku konstrukciju. Frekvencija tih uzbudnih sila jednaka je umnošku broja okretaja vijka i broja njegovih krila. Ako je vijak nepravilno izveden, tj. ako je neuravnotežen ili ako njegova krila imaju različit uspon, stvaraju se dodatne uzbudne sile.

Pored vibracija izazvanih radom vijka, jedna od važnijih dinamičkih pojava koja dovodi do nastanka vibracija je odvajanje vrtloga s površine elemenata koji se nalaze u polju strujanja fluida. Takav izvor vibracija potrebno je uzeti u obzir prilikom projektiranja ESD uređaja.

Vibracije elementa pobuđuju na vibriranje i okolnu vodu, pa je vlastitoj masi potrebno pridružiti dodatnu masu okolne vode. Dodatna masa znatno utječe na vibracije elemenata, pa je poželjno da se što točnije odredi. Ona ovisi o vrsti, frekvenciji i obliku vibriranja. Danas još ne postoji analitička metoda koja omogućava proračun dodatne mase za sve vrste i oblike vibriranja, pa se uglavnom provode približni, ali dovoljno točni, proračuni. Proračun lokalnih vibracija važan je zbog toga što one mogu djelovati kao rezonatori pa tako pobuditi vibracije susjednih dijelova, ili opće vibracije trupa, ako se frekvencija njihovih vibracija poklapa s frekvencijom jednog od glavnih oblika slobodnih vibracija trupa.

Kod proračuna lokalnih vibracija služimo se metodama proračuna vibracija greda, okvira, roštilja i ploča iz teorije vibracija elastičnih tijela. U novije vrijeme za ovu svrhu neizostavna je primjena metode konačnih elemenata.

Važno je reći kako su vibracije jedan od čimbenika koji mogu ugroziti i sigurnost ljudi i tereta na brodu. Uz to, one pospješuju i zamor materijala elemenata brodske konstrukcije i opreme, te pojavu korozije što ima za posljedicu skraćenje vijeka trajanja broda.

Kako su vibracije brodskog trupa i njegovih elemenata neizbježne, one se mogu samo reducirati, ali ne i potpuno eliminirati. Vibracije se mogu reducirati na više načina; smanjenjem uzbudnih sila, promjenom njihovih mjesta djelovanja i frekvencija, te promjenom krutosti sustava.

4.1. Vibracije izazvane protokom fluida

Fluid kojim je okružena određena konstrukcija može značajno promijeniti vibracijske karakteristike strukture. Prisutnost fluida oko elementa smanjuje prirodne frekvencije slobodnih vibracija i povećava prigušenje. U okviru ovoga poglavlja opisane su različite dinamičke pojave s kojima se uređaji za uštedu energije susreću u polju strujanja fluida. Vibracije izazvane protokom fluida (eng. Flow Induced Vibrations, FIV) mogu se klasificirati prema prirodi interakcije fluida i strukture. U okviru dostupne literature na temu dinamike uređaja za uštedu energije, vibracije uzrokovane protokom fluida možemo prema [16] podijeliti u tri osnovne skupine:

• Vibracije izazvane gibanjem

Vibracije izazvane gibanjem (eng. Motion Induced Vibrations, MIV) obično nazivamo „lepršanje“ (eng. fluttering). Lepršanje je dinamička nestabilnost konstrukcije koja često rezultira rastućom amplitudnom oscilacijom (negativno prigušenje), što može dovesti do urušavanja strukture.

• Vibracije izazvane odvajanjem vrtloga

Vibracije koje nastaju odvajanjem vrtloga (eng, Vortex Induced Vibrations, VIV) odnose se na pojavu vibriranja koja je izazvana nestabilnim oscilirajućim protokom fluida koji se odvija u određenim uvjetima prilikom optjecanja fluida oko tijela i može izazvati jake vibracije. Ova pojava predstavlja jedan od osnovnih izvora vibracija kojima su podložni uređaji za uštedu energije, poput predvrtložnog statora. Stoga je bitno osigurati da frekvencije ovih formi vibriranja budu izvan raspona frekvencija glavnih oblika slobodnih vibracija uređaja za uštedu energije. U protivnom, potrebno je pokušati smanjiti vibracije izazvane ovom pojavom, što se u nekim se slučajevima može postići povećanjem strukturnog prigušivanja ili promjenom protoka. Dakle, redukciju ovakvoga tipa vibracija postižemo izmjenom konstrukcije ili izmjenom protoka oko konstrukcije.

• Vibracije izazvane turbulencijom

Vibracije izazvane turbulencijom (eng. Turbulence Induced Vibrations, TIV) odnose se na pojavu koja nastaje fluktuirajućim tlačnim opterećenjima uslijed promjenjive brzine protoka, što generira vremenski promjenjiv odziv konstrukcije. Turbulentni protok fluida vrši promjenjiva opterećenja na konstrukciju, a takva promjenjiva opterećenja popraćena su i promjenjivim odzivima. Konstrukcija na taj način može rezonirati s periodičnim uzbudama u polju sustrujanja. Teorijsko predviđanje ovakvog tipa osciliranja je prilično složeno, a problemu se može pristupiti na dva načina; razmatranjem vibracija u frekvencijskoj domeni ili njihovom analizom u vremenskoj domeni.

Ako je pojedina komponenta, element ili konstrukcija dovoljno elastična, deformacija konstrukcije pod utjecajem opterećenja izazvanim strujanjem fluida povratno utječe i na način opterećenja. Kao rezultat toga može doći do pojave dinamičke nestabilnosti pri vrlo velikim strukturnim vibracijama kada brzina fluida prijeđe određenu kritičnu tj. graničnu vrijednost.

Promjenjiva tlačna opterećenja na površini strukture, izazvana bilo varijacijama strujanja fluida u slobodnom toku ili fluktuirajućim opterećenjima pri turbulentnom strujanju, izazivaju odziv strukture ovisno o prirodi tih prisilnih vibracija.

Za vibracije u uvjetima stacionarnog strujanja fluida, uzajamni utjecaj fluida na konstrukciju može dovesti do vibracija sa rastućom amplitudama vibriranja. Dok u polju nestacionarnog strujanja fluida, turbulentne sile postaju dominirajući izvor vibracija konstrukcije. Vibracije izazvane protokom fluida često se povezuju isključivo s pojavom odvajanja vrtloga, međutim treba reći kako je pojava odvajanja vrtloga samo jedan od nekoliko mehanizama koji mogu biti odgovorni za nastanak vibracija. Odziv konstrukcije može predstavljati zbroj nekoliko komponenata, kako je nabrojeno u nastavku:

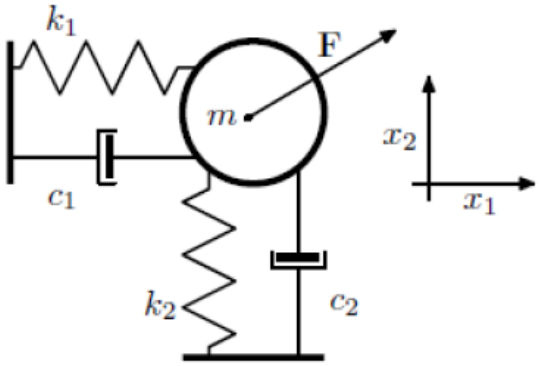
- Pobuda izazvana turbulentnim strujanjem pri pripadajućoj brzini strujanja,
- Rezonancija između frekvencije odvajanja vrtloga i strukturnih frekvencija,
- Pojava nestabilnosti zbog elastičnosti fluida kod nadkritičnih brzina strujanja, što dovodi do naglog povećanja amplitude vibriranja.

Na Slici 9 prikazani su različiti modeli vibracija izazvanih protokom kao i njima pripadajući odzivi u odnosu na brzinu protoka. Model prikazan na Slici 9 (a) opisuje pojavu vibracija izazvanih turbulentnim fluktuacijama promjenjivog tlaka. Mehanizam pojave vibracija izazvanih odvajanjem vrtloga (VIV) u osnovi je nestabilnost protoka prikazan je na Slici 9 (b). Pojava lepršanja kao poseban oblik vibracija izazvanih protokom fluida prikazan je na Slici 9 (c).

Model	Odziv
(a)  **Turbulentne fluktuacije protoka**	
(b)  **Odvajanje vrtloga**	
(c)  **Lepršanje**	

Slika 9. Modeli vibracija

Kako bismo opisali dinamičko ponašanje strukture i izrazili sile koje djeluju na element pod utjecajem protoka fluida, poslužiti ćemo se pojednostavljenim elastičnim modelom. Za male deformacije dovoljno je modelirati sustav kao bilinearni oscilator prikazan na Slici 10.



Slika 10. Pojednostavljeni model vibriranja elementa

Jednadžbe sustava za model sa Slike 10 mogu se zapisati u obliku:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \\ C = diag(c_1, c_2) \\ K = diag(k_1, k_2) \end{cases} \quad \textbf{(1)}$$

Rezultantna sila na strukturu biti će $F = F_p + F_s$, a normalnu i posmičnu silu možemo izraziti kao:

$$\begin{cases} F_p = \oint_{\Gamma(t)} p(s,t)ds \\ F_s = \oint_{\Gamma(t)} \mu \dfrac{\partial u(s,t)}{\partial n} ds \end{cases} \quad \textbf{(2)}$$

gdje je p tlak i u relativna brzina okolne tekućine, Γ(t) je površina strukture, a μ dinamička viskoznost medija. Direktno rješenje prethodnih jednadžbi rezultira velikim spregnutim sustavom. Stoga je poželjno sustav riješiti segregirano.

Naime, ono što razlikuje pojedine vrste vibracija izazvanih protokom jesu modeli koji definiraju sastav rezultantne sile F. Posebno za vibracije izazvane odvajanjem vrtloga, osim strukturnih karakteristika, rezultantna sila biti će funkcija srednje brzine strujanja fluida, dok se za probleme u polju sustrujanja mora uzeti u obzir i frekvencija u dolaznom toku.

4.1.1. Vibracije izazvane gibanjem

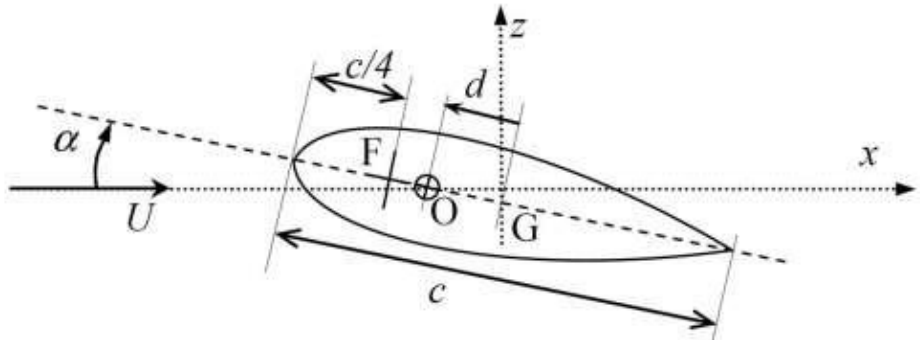
U nastavku je opisana teorijska osnova pojave vibracija izazvanih gibanjem (MIV). Budući da je izbor literature na tu temu u području hidrodinamike prilično skroman, valja reći da se iste pojave susreću na primjerima ponašanja aeorodinamičkih sustava koji su u literaturi temeljitije objašnjeni.

Vibracije uzrokovane gibanjem nastaju zbog elastičnih nestabilnosti koje se pojavljuju onda kada prosječna brzina protoka fluida postane veća od kritične brzine (U_c). Stoga je glavni cilj u razmatranju pojave vibracija ovoga tipa upravo odrediti iznos te kritične brzine. Postoji nekoliko tipova elastičnih nestabilnosti koje općenito nazivamo lepršanje, međutim potrebno je razlikovati dva osnovna tipa, klasično i strukturno lepršanje:

- **Klasično lepršanje** se pojavljuje kod elastičnih strujnih profila, gdje do navedene pojave dolazi zbog sprege fleksijskih i torzijskih vibracija profila. Frekvencije elementa rezultat su promjenjivih hidrodinamičkih sila. Ako se frekvencije navedenih vibracija dovoljno približe, s povećanjem brzine strujanja fluida, dinamika sustava postaje nestabilna. U takvom je slučaju razlika između prirodnih frekvencija savijanja i uvijanja elementa ključna tj. što je veća razlika spomenutih frekvencija, veća je kritična brzina strujanja fluida.

- **Strukturno lepršanje**. Ova pojava predstavlja nestabilnost koja nema karakter spregnutih vibracija već izaziva primarno fleksijske vibracije. Sile generirane fluidom deformiraju konstrukciju, a posljedica toga je da se onda mijenja i protok fluida oko konstrukcije, što dovodi do pojave promjenjivih opterećenja. Iznad kritične brzine strujanja fluida može se dogoditi da se energija tih oscilacija ne može dalje rasipati već se oslobađa isključivo vibriranjem konstrukcije na način da se amplituda vibracija u vremenu povećava.

Neki od uređaja za uštedu energije na brodovima mogu biti skloni pojavi klasičnog lepršanja, stoga će se u nastavku razmotriti dinamička osnova pojave takvog fenomena na primjeru jednog dvodimenzionalnog strujno oblikovanog profila. Prema [16], klasično lepršanje predstavlja spregu od nekoliko tj. najmanje dva načina vibriranja što rezultira rastućim amplitudnim oscilacijama (koje se nazivaju i negativno prigušenje). Negativno dinamičko prigušenje kod lepršanja prelazi u strukturno prigušenje, a mogućnost pojave lepršanja povećava se porastom brzine fluida i ovisi o masi i krutosti promatrane strukture. Model lepršanja ilustriran je na primjeru dvodimenzionalnog profila kako što je prikazano na Slici 11.



Slika 11. Strujni profil modela lepršanja [16]

Gdje je:

- F: središte na kojem djeluje sila uzgona koje se nalazi na relativnoj udaljenosti *f* od vodećeg ruba za slučaj tankog profila debljine *f=c/4*,
- O: elastično središte, smješteno na relativnoj udaljenosti *e* od dinamičkog središta (*e* > 0 kada se O nalazi iza F)
- G: težište koje se nalazi na relativnoj udaljenosti *d* od elastičnog središta O;
- *c*: duljina profila [m];
- α: napadni kut (pozitivan prema gore);
- *U*: brzina dostrujavanja fluida [m/s].

Prikazani profil može oscilirati duž vertikalne osi z, i rotirati zakretanjem kuta α oko točke O. Točka F fiksna je u odnosu na duljinu *f*, a točka G udaljena je od točke torzijskog središta O duljinom *d*. Za male pomake krila i zanemarivanjem prigušivanja jednadžbe gibanja prema [16] mogu se napisati na sljedeći način:

$$\begin{cases} m\ddot{z} + k_z + md\,\ddot{\alpha} = F_z \\ J_0\,\ddot{\alpha} + k_\alpha + md\ddot{z} = M_0 \end{cases} \quad \textbf{(3)}$$

Gdje su k_z i k_α krutost na savijanje i torzijska krutost. Veza između dva pomaka proizlazi iz razmaka između torzijskog centra O i gravitacijskog centra G. Dinamičke sile i momenti koji sudjeluju u gibanju su sila uzgona F_Z i moment M_0. Masa profila označena je sa *m*, dok je J_0 moment inercije u odnosu na točku O. Vrijednosti nespergnutih korijena frekvencija gibanja daju se izraziti kao:

$$\begin{cases} \lambda_\alpha = \omega_\alpha^2 = (2\pi f_\alpha)^2 = k_\alpha / J_0 \\ \lambda_z = \omega_z^2 = (2\pi f_z)^2 = k_z / m \end{cases} \quad \textbf{(4)}$$

Kako je sustav spregnut, moguće ga je prvo proučiti bez obzira na djelovanje vanjskih sila tj, pronaći vrijednosti korijena karakterističnih jednadžbi pomoću slijedećeg izraza:

$$\begin{cases} \ddot{z} + \lambda_z z + d\ddot{\alpha} = 0 \\ \ddot{\alpha} + \lambda_\alpha + \dfrac{md}{J_0}\ddot{z} = 0 \end{cases} \tag{5}$$

Vrijednosti λ dobivaju se rješavanjem determinante kako je navedeno u nastavku:

$$\det \begin{vmatrix} \lambda - \lambda_z & \lambda d \\ \dfrac{\lambda md}{J_0} & \lambda - \lambda_\alpha \end{vmatrix} = 0 . \tag{6}$$

To daje:

$$1 - \frac{md^2}{J_0} = \frac{\lambda_z + \lambda_\alpha}{\lambda_1 + \lambda_2} . \tag{7}$$

Dinamičku silu i moment koji opisuje kretanje tada možemo pisati u obliku:

$$\begin{cases} F_z = \dfrac{1}{2}\rho c U^2 (H_1 \dot{z} + H_2 \dot{\alpha} + H_3 \alpha + H_4 z) \\ M_0 = \dfrac{1}{2}\rho c^2 U^2 (A_1 \dot{z} + A_2 \dot{\alpha} + A_3 \alpha + A_4 z) \end{cases} \tag{8}$$

Gdje su:

- ρ gustoća fluida;
- c brzina širenja vala; i
- Ai i Hi su elastični koeficijenti.

Uz zanemarivanje prigušenja, dinamički moment i sila gibanja iznose:

$$\begin{cases} F_z = \dfrac{1}{2}\rho c U^2 (H_3 \alpha + H_4 z) \\ M_0 = \dfrac{1}{2}\rho c^2 U^2 (A_3 \alpha + A_4 z) \end{cases} \tag{9}$$

Elastični koeficijenti ovisiti će o napadnom kutu nastrujavanja fluida na profil α kako slijedi:

$$\begin{cases} H_3 = \dfrac{\partial C_z}{\partial \alpha} = C_z'; \quad H_4 = 0 \\ A_3 = \dfrac{\partial C_M}{\partial \alpha} = C_M'; \quad A_4 = 0 \end{cases}, \tag{10}$$

Gdje je:

- C_Z` koeficijent uzgona;
- C_M` koeficijent nagiba;

Konačno, početni spregnuti sustav sada možemo zapisati u slijedećem linearnom obliku:

$$\begin{cases} \ddot{z} + \lambda_z z + d\ddot{\alpha} = \dfrac{\rho c U^2}{2m} C`_z \alpha \\ \ddot{\alpha} + \lambda_\alpha \alpha + \dfrac{md}{J_0} \ddot{z} = \dfrac{\rho c^2 U^2}{2J_0} C`_M \alpha \end{cases} \tag{11}$$

Fenomen lepršanja dakle ovisi o stabilnosti sustava kao funkcija brzine protoka *U*. Proučavanje stabilnosti gibanja sastoji se u pronalaženju kritične brzine strujanja U_c. Potom je potrebno pronaći svojstvene vrijednosti prethodnog sustava i riješiti:

$$\begin{vmatrix} \lambda - \lambda_z & \lambda d + \dfrac{\rho c U^2}{2m} C`_z \\ \dfrac{\lambda m d}{J_0} & \lambda - \lambda_\alpha + \dfrac{\rho c^2 U^2}{2J_0} C`_M \end{vmatrix} = 0 \tag{12}$$

Traženje kritične brzine lepršanja sastoji se od proračuna brzine strujanja za koju diskriminanta jednadžbe (12) treba biti jednaka nuli.

Kada diskriminantu jednadžbe (12) izjednačimo s nulom slijedi:

$$F`Y^2 + 2G`Y + H = 0\,. \tag{13}$$

Uz:

$$\left\{\begin{aligned} F` &= (d+p)^2 \\ G` &= (d+p)(\lambda_z + \lambda_\alpha) - 2p\lambda_z(1 - md^2 / J_0) \\ H` &= (\lambda_z + \lambda_\alpha)^2 - 4\lambda_\alpha\lambda_z(1 - md^2 / J_0) \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

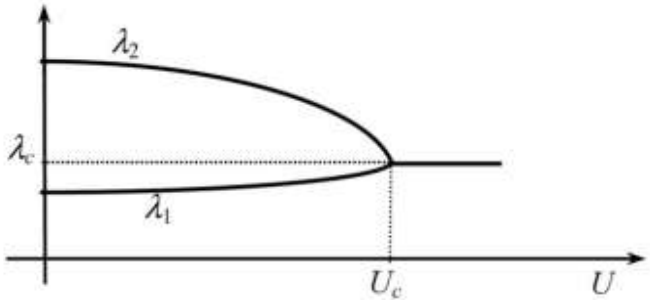
gdje je p udaljenost između torzijskog središta O i dinamičkog središta F. Stoga p možemo pisati kao:

$$p = cC`_M / C`_Z \tag{15}$$

Iz toga slijedi izraz za kritičnu brzinu U_C:

$$U_c^2 = \frac{2J_0}{\rho cC`z}\,\frac{-G` \pm \sqrt{G`^2 - F`H`}}{F`} \tag{16}$$

Na Slici 12 dan je prikaz kritične brzine U_c kao funkcije korijena frekvencija jednadžbi gibanja tijela λ_1 i λ_2.



Slika 12. Kritična brzina strujanja [16]

Dakle ispitivanjima rizika pojave lepršanja može se pristupiti eksperimentalno sagledavanjem brzina protoka fluida pri kojoj strukturno prigušivanje teži prema 0. Karakteristike lepršanja modela su funkcija mnogih strukturnih parametara, uključujući oblik presjeka krila, položaj elastične osi, položaj težišta, momenta inercije mase u odnosu na elastičnu os, krutosti i odnosa frekvencija gibanja translacije i rotacije profila. Mjere za sprječavanje pojave lepršanja uglavnom se odnose na:

- pokušaj odvajanja sprege uvijanja i savijanja raspodjelom mase kako bi se težište pomaknulo bliže centru torzije
- povećanje omjera krutosti i mase elementa (povećanje prirodnih frekvencija).

4.1.2. Vibracije izazvane odvajanjem vrtloga

Jedan od najčešćih izvora vibracija u polju strujanja fluida oko uređaja za uštedu energije na brodovima svakako su vibracije izazvane odvajanjem vrtloga (VIV).

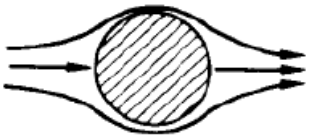
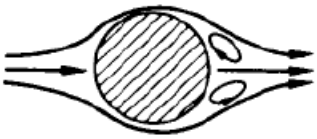
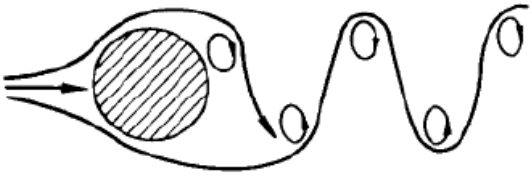
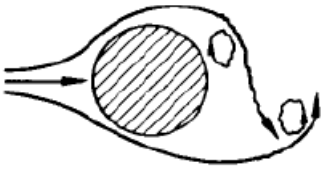
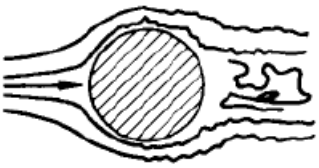
Optjecanje fluida kao i mehanizam nastanka vibracija izazvanih odvajanjem vrtloga opisani su na primjeru tijela cilindričnog presjeka s obzirom da su u teorijskim razmatranjima ona najpreciznije definirana. Ukoliko se cilindrično tijelo postavi u polje jednolikog strujanja fluida, na način da je ono dvodimenzionalnog karaktera (jednolika slika strujanja po duljini cilindra), fluid će biti prisiljen skrenuti svoj tok oko tijela. Oblik takvoga toka utjecati će na pojavu odvajanja vrtloga, te se navedena pojava može opisati bezdimenzijskom veličinom u odnosu na brzinu nastrujavanja fluida na tijelo. Taj broj nazivamo Reynoldsovim brojim (Re) i računamo ga prema slijedećem izrazu:

$$\mathrm{Re} = \frac{v \cdot d}{\upsilon} \tag{17}$$

gdje je v ustaljena brzina strujanja fluida prije nailaska na cilindar, d je promjer cilindra (ili ekvivalentna dimenzija necilindričnog tijela), a υ je kinematička viskoznost fluida.

Pri niskim Re brojevima, režim strujanja je takav da fluid koji opstrujava tijelo ostaje nerazdvojen tj. strujnice ostaju neprekinute glatke krivulje. Kako se Re broj postupno povećava porastom brzine, na potlačnoj strani tijela (strana na kojoj fluid napušta tijelo) počinju se formirati dva vrtloga suprotnih rotacija, koji se još uvijek drže za tijelo. S porastom Reynoldsovog broja, nastali vrtlozi počinju se odvajati.

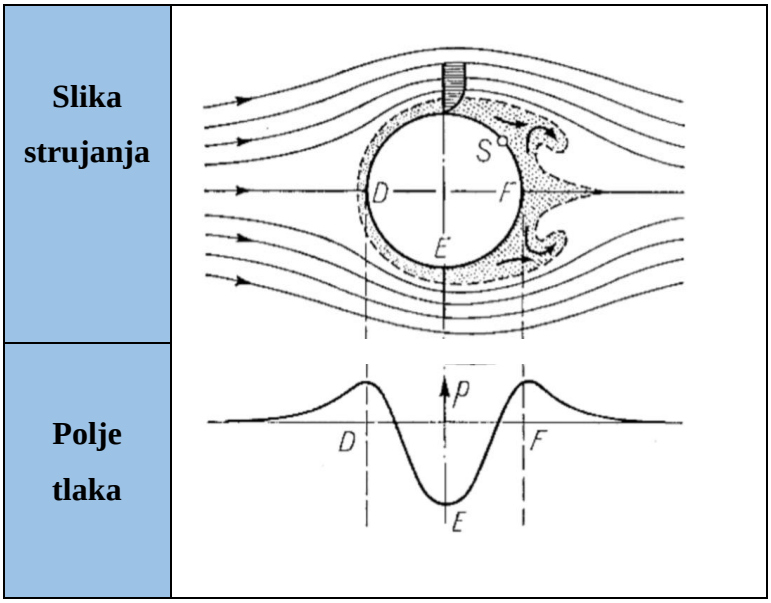
Takva pojava može se pratiti i s daljnjim rastom Re broja pri narednim režimima strujanja kako je prikazano na Slici 13.

Reynoldsov broj	Oblik strujanja
Re<5	
5<Re<40	
40<Re<300	
300<Re<3x10^5	
3x10^5<Re<3.5x10^5	
3.5x10^5<Re	

Slika 13. Prikaz režima strujanja u ovisnosti o Reynoldsovom broju

Pojava odvajanja vrtloga s graničnog sloja direktno je vezana uz polje tlaka oko tijela. Ovisno o načinu kako vrtlozi međusobno utječu jedan na drugoga i odvajaju se od tijela, ovisiti će i sila koja će nastati nakon odvajanja vrtloga. Pritom geometrija tijela ima značajan utjecaj. Kada se odvoji vrtlog u kojem zbog veće brzine vlada manji tlak, na mjestu na kojem se on nalazio početi će djelovati polje povišenog tlaka (s područja strujanja neposredno iza tijela). Zbog te razlike tlakova na stranama tijela, nastaje rezultantna sila koja je gotovo okomita na smjer strujanja.

Na Slici 14 prikazana je distribucija tlaka po presjeku cilindričnog tijela pri nastanku vrtloga.



Slika 14. Distribucija tlaka po presjeku prilikom pojave odvajanja vrtloga [17]

Bezdimenzijska veličina kojom možemo opisati učestalost ove pojave naziva se Strohaulov broj (St) broj koji se računa prema sljedećem izrazu:

$$St = \frac{f_{viv} \cdot d}{v} \tag{18}$$

Gdje je:

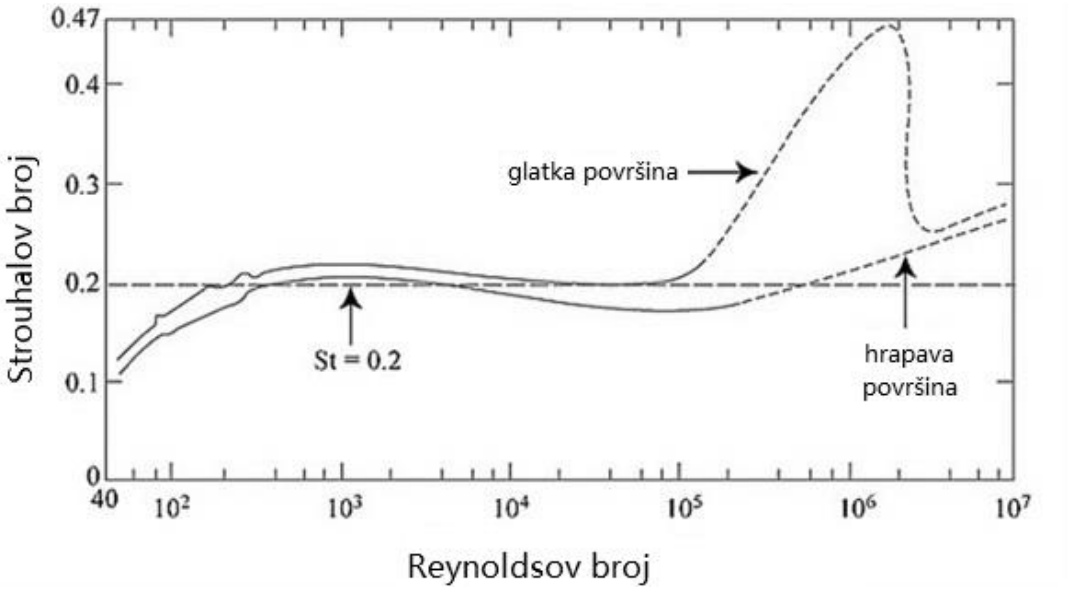
- f_{viv} frekvencija odvajanja vrtloga,
- d promjer cilindra ili ekvivalentni promjer necilindričnog tijela,
- v brzina dostrujavanja fluida.

4.1.2.1. Veza Reynoldsovog i Strouhalovog broja

Proces odvajanja vrtloga definiran je Reynoldsovim brojem, a frekvencija odvajanja vrtloga Strouhalovim brojem. Kako Re broj koristimo za opisivanje režima protoka, možemo primijetiti da pojavu odvajanja vrtloga uočavamo pri većini tih režima strujanja (u vrlo širokom rasponu Re bojeva). Obje navedene bezdimenzionalne veličine ovisne su o promjeru cilindra (ili ekvivalentnoj dimenziji necilindričnog tijela), i brzini protoka.

Neka eksperimentalna razmatranja poput [18] opisuju vezu između Reynoldsovog broja i Strouhalovog broja, te pokazuju da Strouhalov broj kao funkcija Reynoldsovog broja postaje gotovo konstantan u podkritičnom režimu. Strouhalov broj također snažno ovisi o hrapavosti površine. Površinska hrapavost utječe na mjesto odvajanja vrtloga, a time i strujanje opisano Reynoldsovim brojem. Re brojevi koji se odnose na cilindrična tijela općenito su u potkritičnom režimu strujanja, što odgovara Strouhalovom broju od približno St = 0,2.

Slika 15 prikazuje dijagram ovisnosti Strohaulova broja o Reynoldsovom broju cilindričnog tijela za površine različitih hrapavosti.



Slika 15. Odnos Reynoldsovog i Strouhalovog broja za cilindrično tijelo [18]

4.1.2.2. „Lock- in“ ili sinkronizacija frekvencija

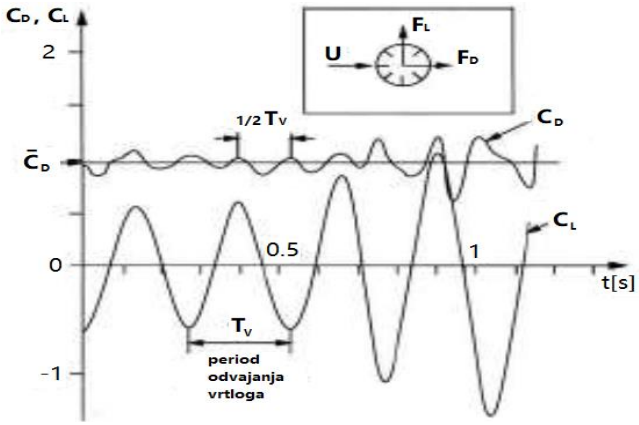
Sile koje se javljaju prilikom opstrujavanja tijela ovise i o gibanju samog tijela. Naravno, što je gibanje izraženije, izraženiji je i utjecaj na uzbudne sile, dok se za male pomake taj se efekt može zanemariti. Uzimajući u obzir gibanje tijela dolazi se do slučaja kada je u sustavu istovremeno prisutno više mehanizama uzbude. Naime, uz uzbudu izazvanu nestabilnošću odvajanjem vrtloga, prisutna je i uzbuda izazvana gibanjem tijela. Ova kombinacija mehanizama uzbude u konačnici definira rezultantnu uzbudu na cjelokupnu konstrukciju. Utjecaj gibanja tijela na uzbudu predstavlja jedan oblik povratne veze. Preko te povratne veze, tj. interakcije fluida i strukture, dolazi do konačnog postizanja dinamičke ravnoteže preko izjednačavanja impedancije elementa i uzbude. Ova je interakcija najizraženija kad je frekvencija odvajanja vrtloga bliska ili jednaka vlastitoj frekvenciji sustava, [19]. Gibanje tijela u fluidu izaziva promjenu u efektivnim dodanim masama (virtualne mase, inercija koja je dodana tijelu jer ono mora u gibanju pomicati i dio okolnog fluida), te na taj način može pomicati vlastitu frekvenciju sustava još bliže frekvenciji odvajanja vrtloga. U najnepoželjnijem slučaju dvije se frekvencije poklope te dolazi do pojave rezonancije. Dakle, zbog efekta dodanih masa mijenja se vlastita frekvencija sustava na način da se u određenom spektru frekvencija sustav nalazi u rezonanciji. Što je amplituda gibanja tijela veća, to će biti širi i spektar frekvencija u kojima će dolaziti do opisane pojave jer je zbog duljeg djelovanja uzbude na rezonantnoj frekvenciji amplituda sve veća. Porastom amplitude (do maksimalne, određene prigušenjem) raste i efekt dodanih masa, što opet širi frekvencijski raspon u kojem se pojava javlja. Na fenomen sinkronizacije frekvencija može se utjecati preko prigušenja ukoliko je taj parametar sustava moguće mijenjati.

4.1.2.3. Sile fluida izazvane pojavom odvajanja vrtloga

Kao rezultat periodične promjene odvajanja vrtloga, raspodjela tlaka u cilindru zbog protoka također će se mijenjati periodično, stvarajući periodične promjene u komponentama sila na cilindru. Komponente sile mogu se podijeliti s obzirom na orijentaciju na one koje djeluju u poprečnom i linijskom smjeru. Poprečnu silu obično nazivamo uzgonom (F_L), dok linijska predstavlja silu viskoznog otpora (F_D). Sila uzgona pojavljuje se onda kada se vrtlog počinje odvajati, te ona fluktuira na frekvenciji odvajanja vrtloga. Slično tome, sila otpora ima oscilirajući dio zbog odvajanja vrtloga, ali osim toga, ima i komponentu kao rezultat trenja i razlike tlaka; ovaj dio nazivamo srednjim trenjem. Sila uzgona i trenja formulirana je na sljedeći način:

$$\begin{cases} F_L = \hat{F}_L \sin(\omega_s t + \phi_s) \\ F_D = \bar{F}_D + \hat{F}_D \sin(2\omega_s t + \phi_s) \end{cases} \quad \textbf{(19)}$$

$\hat{F}_L$ i $\hat{F}_D$ su amplitude oscilirajućih sila uzgona i trenja, a F_D je srednja vrijednost sile otpora. Učestalost odvajanja vrtloga označavamo se $\omega_s = {}^{2\pi}\!/_{f_s}$, a ϕ_s je fazni kut između oscilirajućih sila i odvajanja vrtloga. Na Slici 16 prikazano je kako sile trenja i uzgona osciliraju u ovisnosti o frekvenciji odvajanja vrtloga.



Slika 16. Prikaz osciliranja sila u odnosu na frekvenciju odvajanja vrtloga [16]

C_D i C_L bezdimenzijski su koeficijenti za sile trenja i uzgona, te oni iznose:

$$\begin{cases} \hat{C}_L = \dfrac{\hat{F}_L}{{}^1\!/_2 \rho L D U^2} \\ \hat{C}_D = \dfrac{\hat{F}_D}{{}^1\!/_2 \rho L D U^2} \\ \bar{C}_D = \dfrac{\bar{F}_D}{{}^1\!/_2 \rho L D U^2} \end{cases} \quad \textbf{(20)}$$

4.1.3. Vibracije izazvane turbulencijom

Karakteristike nadolazećeg toka fluida izravni su uzroci sila na tijelo odgovorni za njegove oscilacije. Osnovne forme vibracija izazvanih turbulencijama (TIV) jesu:

- Oscilirajuće turbulencije. Određene vrste oscilacija struktura mogu se pripisati gotovo isključivo turbulencijama izazvanim svojstvima nadolazećeg protoka. Ove oscilacije kreću se u širokom rasponu frekvencija. One mogu uzrokovati uzdužne, poprečne ili torzijske vibracije, koje se povećavaju s brzinom dostrujavanja fluida.
- Udarima izazvane turbulencije (eng. Buffeting). Ova je forma vibriranja definirana kao izvor nestabilnog opterećenje strukture fluktuacijom brzine u dolaznom toku i nije samoinducirana forma vibriranja.

Ukoliko usvojimo prikladnu dvodimenzionalnu formulaciju turbulentnog protoka, problem analize vibracija izazvanih turbulencijama svodi se na četiri osnovna parametra: omjer prigušivanja, intenzitet turbulencije incidentnog protoka, omjer između prirodnog perioda strukture i karakterističnog perioda turbulencije, omjer između duljine strukture i mjere duljine turbulencije. Analiza turbulencijama izazvanih vibracija radi složenosti problema često se opisuje na dva načina:

- U frekvencijskoj domeni,
- U vremenskoj domeni.

Treba reći kako ovakve forme vibriranja znatno češće susrećemo u području aerodinamike nego u području hidrodinamike. S obzirom na način strujanja kojeg imamo prilikom opstrujavanja krila predvrtložnog statrora, koji je u svome dolaznom toku obično stacionaran, te relativno niskih brzina strujanja, ove forme nisu primarne u razmatranju vibracija uređaja za uštedu energije predvrtložnog tipa.

5. PREGLED POSTUPAKA ZA ANALIZU SLOBODNIH VIBRACIJA PREDVRTLOŽNOG STATORA

Kod analize dinamičkih svojstava predvrtložnog statora potrebno je, prije svega, odrediti frekvencije prirodnih vibracija takvog elementa kako bi se one mogle usporediti s frekvencijama uzbude. U tu svrhu možemo se poslužiti približnim analitičkim metodama kao i metodom konačnih elemenata.

Kako se predvrtložni stator sastoji se od nekoliko strujno oblikovanih krila koja su jednim svojim krajem u korijenu čvrsto vezana za konstrukciju trupa, razumno je pojedina krila razmatrati odvojeno od okolne konstrukcije i provesti analizu vibracija lokalno, tj. zasebno definirajući njegove rubne uvjete.

Takva krila tada je moguće pojednostaviti elementima poznatih iz teorije vibracija, poput grednih i pločastih elemenata.

Stoga će se pri proračunu slobodnih vibracija predvrtložnog statora približnim analitičkim metodama jedno krilo zamijeniti grednim elementom upetim na jednome kraju u korijenu na spoju sa oplatom trupa (konzola). Isti postupak provesti će se na način da se jedno krilo statora zamjeni pravokutnom pločom upetom na kraju kraće stranice.

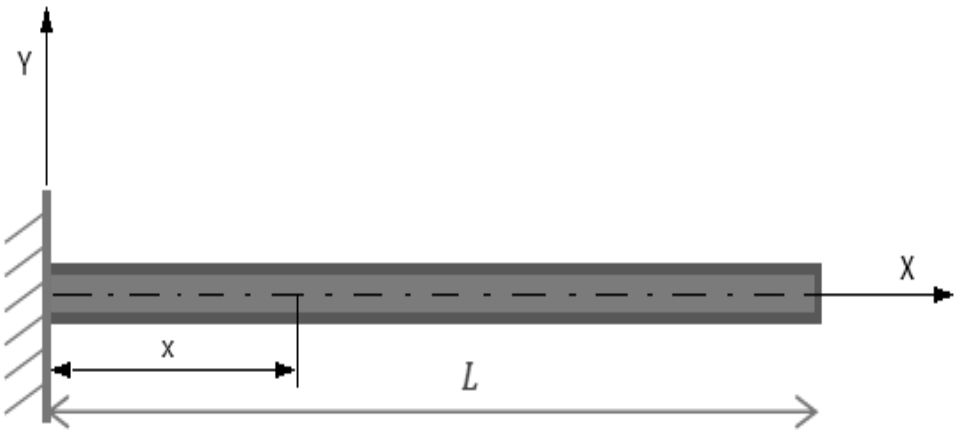
Treba reći kako se navedenim približnim metodama bitno pojednostavljuje problem proračuna slobodnih vibracija, te stoga dobivene rezultate možemo interpretirati samo kao okvirne tj. orijentacijske brojke za brzi uvid i usporedbu približnih vrijednosti frekvencija slobodnih vibracija PSS-a.

Za dobivanje točnijih rezultata potrebno je provesti opsežniju analizu primjenom metode konačnih elemenata, tj. diskretizacijom svakog pojedinog krila na konačan broj odgovarajućih pločastih i linijskih konačnih elemenata, što je prikazano u sljedećem poglavlju.

Prilikom svake vrste razmatranja slobodnih vibracija statora, potrebno je uzeti u obzir i utjecaj pridružene mase fluida koja značajno utječe na iznose frekvencija. Na taj način dati će se usporedba frekvencija slobodnih vibracija statora ovisno o njegovoj okolini, dakle posebno za vodu i zrak.

5.1. Krilo predvrtložnog statora kao gredni element

Problem slobodnih poprečnih vibracija jednog krila predvrtložnog statora prvo će se prikazati će se na primjeru konzole upete na jednom kraju



Slika 17. Konzolni gredni element upet na jednom kraju

Rubni uvjeti za konzolu glase:

$$\begin{aligned} &za: \quad x=0: \quad y=0, \quad \varphi=0, \\ &za: \quad x=L: \quad M=0, \quad Q=0. \end{aligned} \tag{21}$$

U promatranom slučaju navedeno se može svesti na oblik:

$$\begin{aligned} &za: \quad x=0: \quad w=0, \quad \frac{dw}{dx}=0, \\ &za: \quad x=L: \quad \frac{d^2w}{dx^2}=0, \quad \frac{d^3w}{dx^3}=0. \end{aligned} \tag{22}$$

Primjenjujući izraze za sile i pomake, rubni uvjeti u promatranom slučaju dovode do sljedećeg sustava algebarskih jednadžbi:

$$\begin{aligned} &A_2 + A_4 = 0 \\ &A_1 + A_3 = 0 \\ &A_1 sh(\lambda) + A_2 ch(\lambda) - A_3 \sin(\lambda) - A_4 \cos(\lambda) = 0 \\ &A_1 ch(\lambda) + A_2 sh(\lambda) - A_3 \cos(\lambda) + A_4 \sin(\lambda) = 0 \end{aligned} \tag{23}$$

Gdje je:

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 m}{EI}} \cdot L \tag{24}$$

Iz prve dvije jednadžbe sustava imamo:

$$\begin{aligned} A_4 &= -A_2 \\ A_3 &= -A_1 \end{aligned} \quad \textbf{(25)}$$

Pa uvrštavanjem tih relacija u posljednje dvije jednadžbe sustava dobivamo:

$$\begin{bmatrix} sh(\lambda)+\sin(\lambda) & ch(\lambda)+\cos(\lambda) \\ ch(\lambda)+\cos(\lambda) & sh(\lambda)-\sin(\lambda) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \textbf{(26)}$$

Razvojem determinante gornje matrične jednadžbe, dobiva se jednadžba u obliku:

$$ch(\lambda)\cdot\cos(\lambda) = -1 \quad \textbf{(27)}$$

Izraz za određivanje frekvencija nalazimo iz definicije parametra λ_i:

$$\omega_i = \frac{\lambda_i^2}{L^2}\sqrt{\frac{EI}{m}}\ [\text{rad/s}] \quad \textbf{(28)}$$

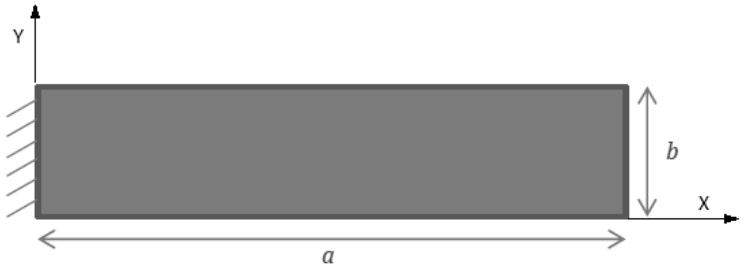
$$f_i = \frac{\lambda_i^2}{2\pi L^2}\left(\frac{EI}{m_L}\right)^{\frac{1}{2}};\ i = 1,2,3...[\text{Hz}] \quad \textbf{(29)}$$

Gdje je :

- λ_i: bezdimenzionalni parametar koji ovisi o zadanim rubnim uvjetima
- L: duljina grednog elementa [m]
- E: Youngov modul elastičnosti [N/m^2]
- I: moment inercije [m^4]
- m_L: masa po jedinici duljine [kg/m]

5.2. Krilo predvrtložnog statora kao pločasti element

Na sličan način kao i u prethodnom primjeru dolazimo do izraza za određivanje frekvencija slobodnih vibracija ploče upete na jedom kraju kraće stranice.



Slika 18. Pločasti element upet na jednom kraju

Prirodne frekvencije vibracija u ploče u zraku računaju se prema izrazu:

$$f_i = \frac{\lambda_{ij}^2}{2\pi a^2}\left(\frac{Eh^3}{12\gamma(1-\nu^2)}\right)^{\frac{1}{2}} : i = 1,2,3...;\ j = 1,2,3... \text{ [Hz]}, \tag{30}$$

Gdje je:

- λ_{ij}: bezdimenzionalni parametar ovisan o rubnim uvjetima i odnosom stranica (a/b)
- a: duljina ploče [m]
- b: širina ploče [m]
- E: Youngov modul elastičnosti [N/m^2]
- h: debljina ploče [m]
- γ: masa po jedinici površine ploče [kg/m^2]
- ν: Poissonov omjer.

Učinak okolne tekućine u analizi prirodnih frekvencija treba uzeti u obzir dodavanjem pridružene mase. Pridružena masa reducirati će prirodne frekvencije, a prema [20] njen učinak se može izraziti kao:

$$\frac{f_{i,voda}}{f_{i,zrak}} = \frac{1}{\sqrt{\left(1+\frac{A_p}{M_p}\right)}}, \tag{31}$$

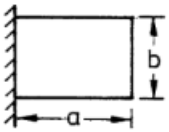
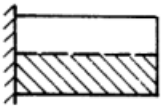
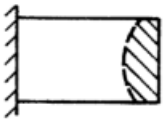
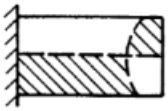
Gdje je:

- A_p: pridružena masa fluida [kg]
- M_Z: masa ploče [kg].

Prema [21], za upetu ploču može se približno odrediti pridružena masa fluida na način da se volumen koji ploča zauzima svojom rotacijom oko duže simetralne osi pomnoži faktorom 2/π. Dakle pridružena masa fluida ploče za osnovni oblik vibriranja poprima izraz:

$$2A_p = \left(\frac{2}{\pi}\right)\frac{\pi}{4}b^2 a\rho \tag{32}$$

Na Slici 19 dani su izrazi za računanje pridružene mase fluida prema za prvih šest oblika vibriranja upete ploče:

Oblik vibriranja	Izraz za pridruženu masu
1. (i=1, j=0) 	$2A_{p,1} = \left(\frac{2}{\pi}\right)\frac{\pi}{4}b^2 a\rho$
2. (i=1, j=1) 	$2A_{p,2} = \left(\frac{2}{\pi}\right)\frac{3\pi}{32}b^2 a\rho$
3. (i=2, j=0) 	$2A_{p,3} = \left(\frac{2}{\pi}\right)\frac{\pi}{4}b^2 a\rho$
4. (i=1, j=2) 	$2A_{p,4} = \left(\frac{2}{\pi}\right)0.08b^2 a\rho$
5. (i=3, j=0) 	$2A_{p,5} = \left(\frac{2}{\pi}\right)\frac{3\pi}{32}b^2 a\rho$
6. (i=3, j=0) 	$2A_{p,6} = \left(\frac{2}{\pi}\right)\frac{\pi}{4}b^2 a\rho$

Slika 19. Izrazi za određivanje pridružene mase fluida za pločasti element [21]

5.3. Metoda konačnih elemenata

Proračun vibracija predvrložnog statora, pored dva prethodno opisana načina, moguće je riješiti korištenjem metode konačnih elemenata (MKE).

Konačni elementi međusobno su povezani u točkama na konturi elementa koje se nazivamo čvorovima. Stanje u svakom elementu opisuje se pomoću interpolacijskih funkcija. Te funkcije moraju zadovoljavati odgovarajuće uvjete da bi se diskretizirani model što više približio ponašanju kontinuiranog sustava. Uz pravilnu formulaciju konačnih elemenata, približavanje točnom rješenju raste s povećanjem broja elemenata. Prilikom izvođenja algebarskih jednadžbi polazi se od definicije jednadžbi koje opisuju stanje u elementu ili se rabi varijacijska formulacija. Nakon izvođenja jednadžbi za konačni element, gdje su nepoznanice neovisne varijable u čvorovima, odgovarajućim postupcima izvode se globalne jednadžbe za diskretizirani model. Pomoću izračunatih čvornih veličina moguće je, primjenom poznatih teorijskih relacija, odrediti sve veličine potrebne za analizu opisanoga kontinuiranog sustava. Detaljnu formulaciju metode konačnih elemenata moguće je pronaći u [22]. MKE je stoga prikladna numerička metoda za analizu složenih konstrukcijskih problema, prvenstveno onih koje je komplicirano ili nemoguće riješiti poznatim analitičkim metodama. U današnje doba postoji velik broj komercijalnih računalnih programa temeljenih na MKE koji omogućuju odgovarajuću analizu kompleksnih struktura.

Kao glavni numerički alat za provedbu analize slobodnih vibracija predvrtložnog statora i njemu pripadajućih oblika vibriranja korišten je programski paket NASTRAN.

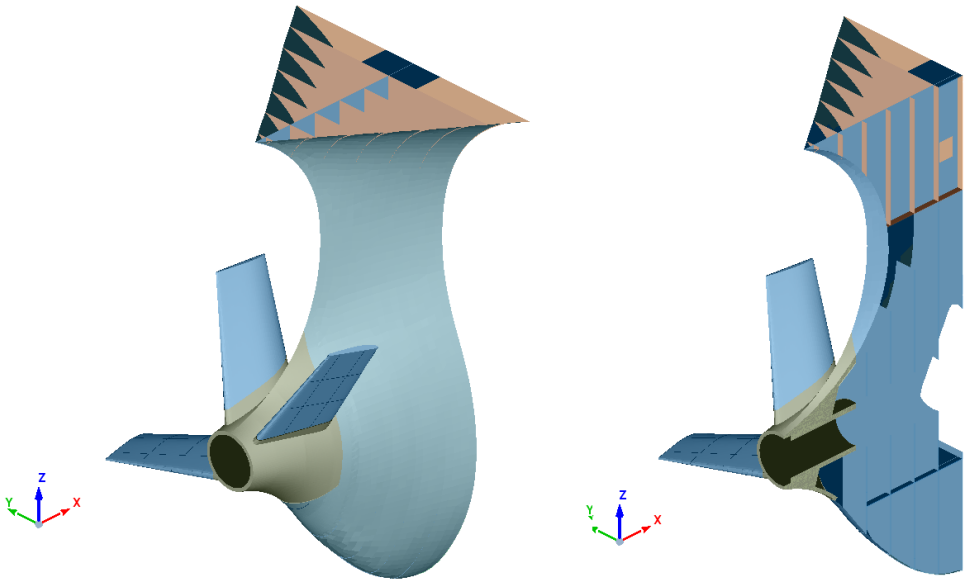
NASTRAN je napredni inženjerski simulacijski paket (CAE) koji omogućava optimiranje zadanih parametara za kreiranje FE mreže, ovisno o tipu i obliku geometrije te raspolaže naprednim naredbama „MFLUID“ i „Fluid Region“ kojima možemo simulirati utjecaj okolnog fluida (pridružene mase) na frekvencije slobodnih vibracija predvrtložnog uređaja.

6. OPIS MODELA

Analiza vibracija uređaja za uštedu energije provedena je za asimetrični predvrtložni stator broda za prijevoz tekućeg tereta koji se trenutno razvija u južnokorejskom brodogradilištu Hyundai Heavy Industries Co., Ltd. Model za analizu ustupljen je direktno od brodogradilišta, za brod s osnovnim parametrima prikazanim u Tablici 3. Slika 20 prikazuje model krmenog dijela broda sa prikazom strukture promatranog predvrtložnog uređaja.

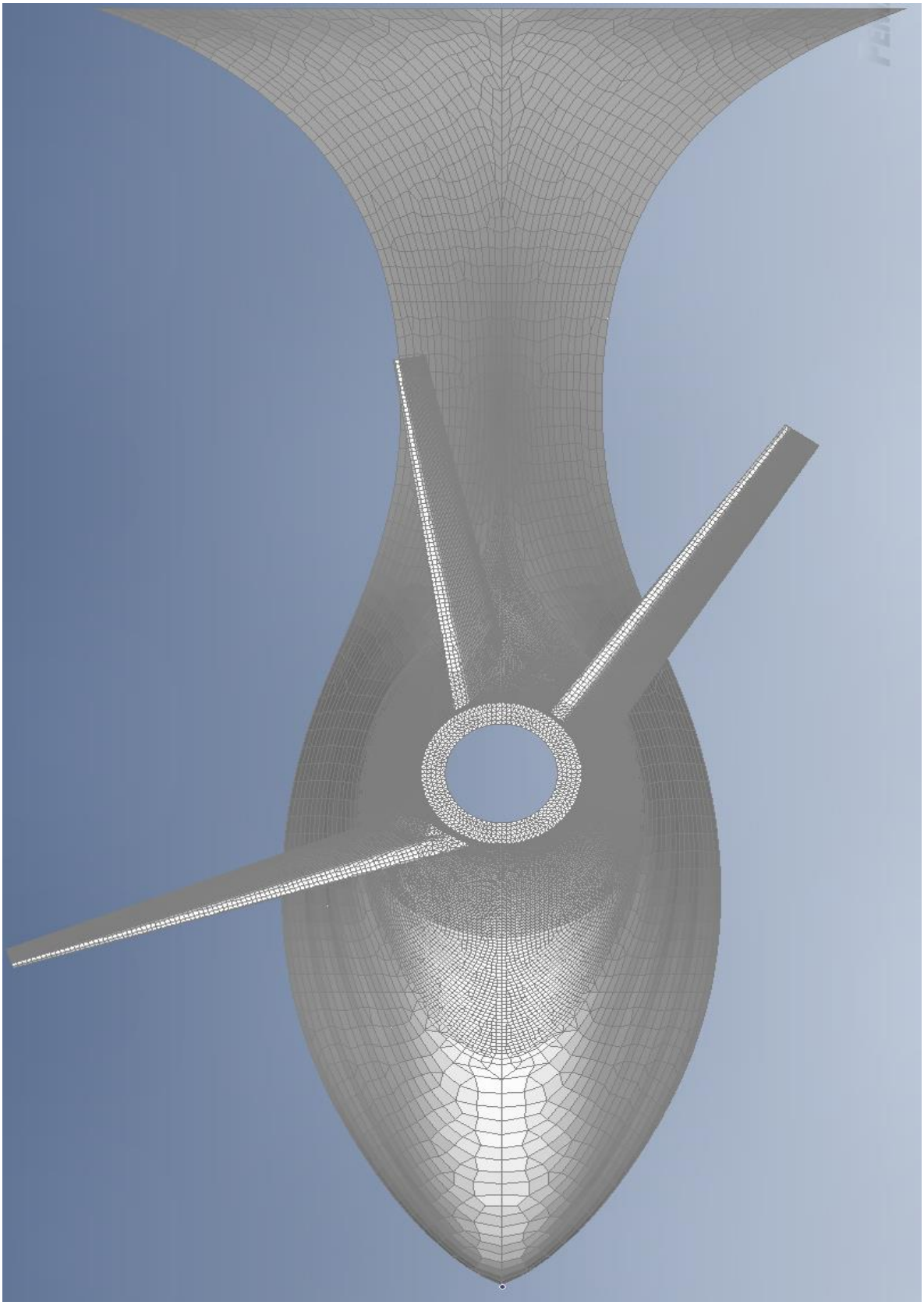
Tablica 3. Osnovne karakteristike broda

Duljina broda između okomica (*Lpp*)	320 m
Širina broda (*B*)	58 m
Visina do nadgrađa (*D*)	30 m
Gaz (*T*)	20,8 m
Istisnina (∆)	312622 m3
Projektna brzina (*U*)	16.5 čv
Blok koeficijent (*Cb*)	0,81
Broj okretaja vijka (*RPM*)	64 min^{-1}
Broj krila vijka (*n*)	4

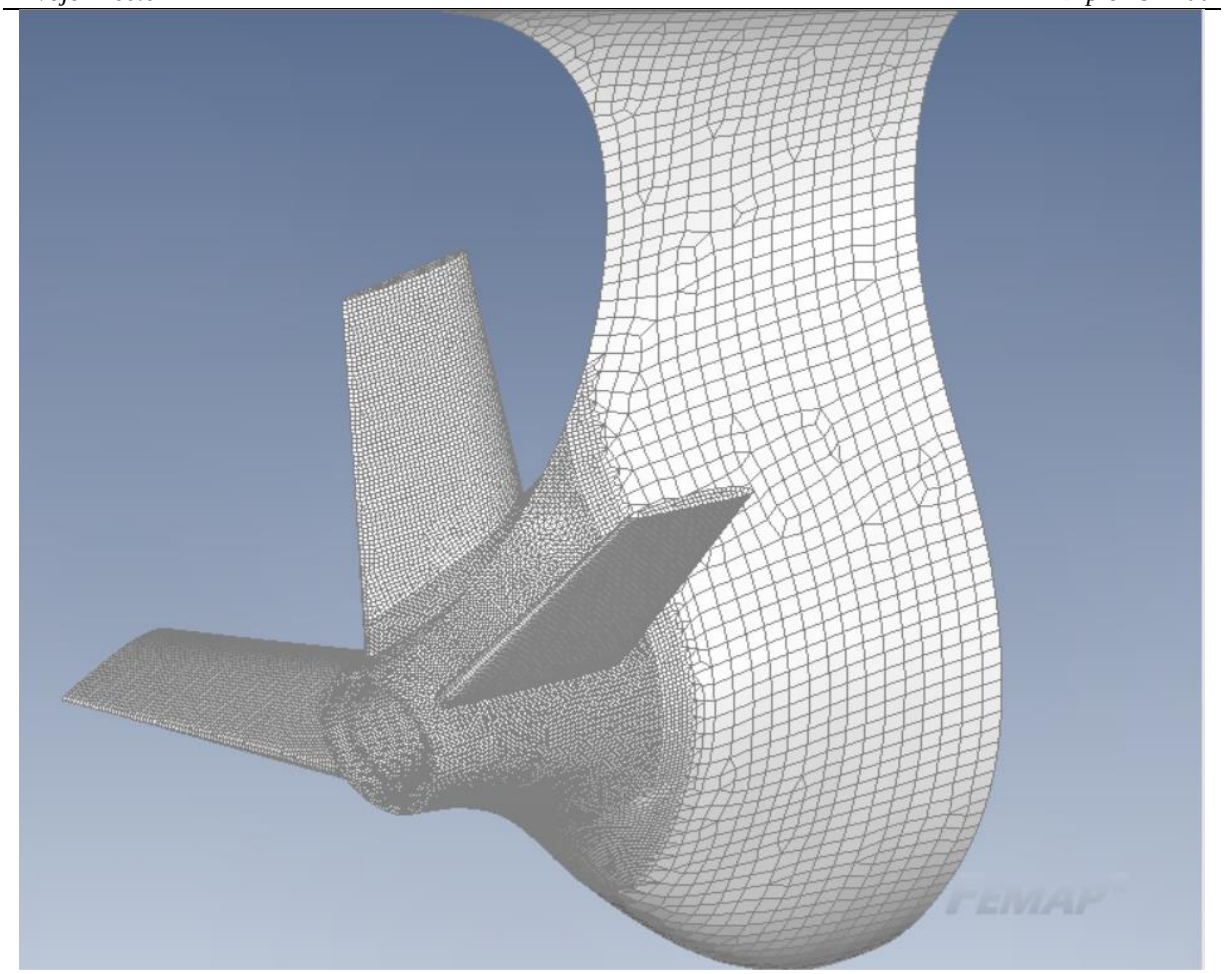


Slika 20. Prikaz krmenog dijela broda u izometriji uz presjek po simetralnoj ravnini

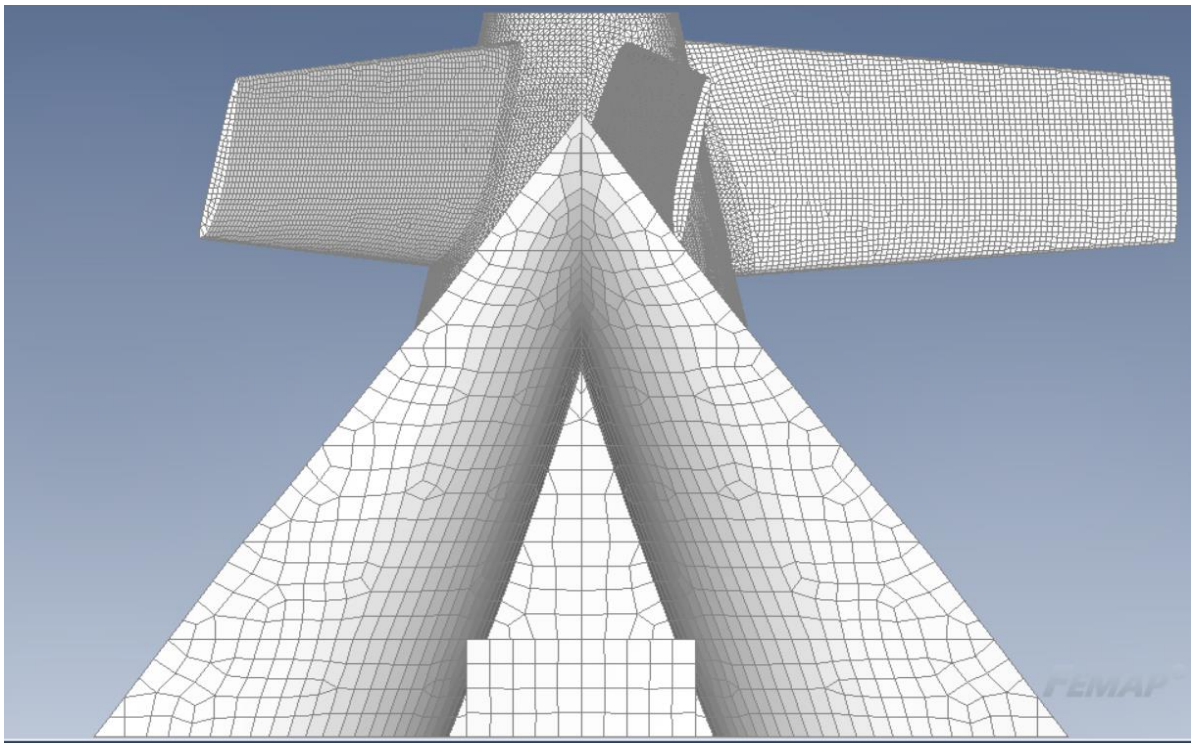
Navedeni model je, u cilju provedbe analize, potrebno diskretizirati na konačan broj linijskih, pločastih i volumenskih konačnih elemenata kako je prikazano na Slikama 21, 22 i 23.



Slika 21. Model krmenoga dijela broda diskretiziran na mrežu konačnih elemenata



Slika 22. Prikaz diskretiziranog modela u izometriji



Slika 23. Prikaz diskretiziranog modela u tloctu

Broj čvorova po pojedinom elementu kao i tipovi konačnih elemenata diskretiziranog modela krmenog dijela broda sa predvrtložnim uređajem nabrojeni su u Tablici 4.

Tablica 4. Broj elemenata pojedinog tipa za diskretizirani model krmenog dijela broda

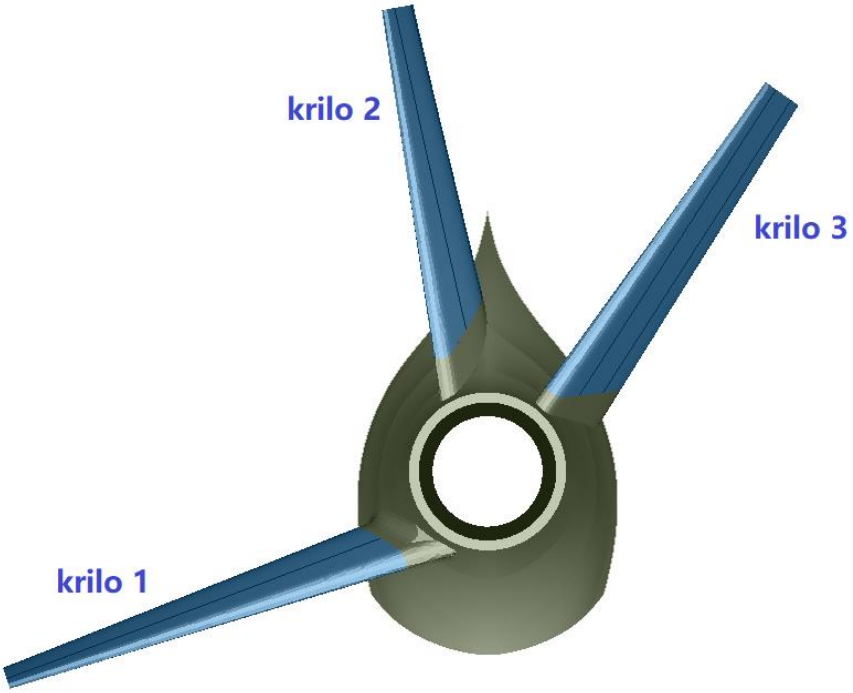
Tip elementa	Broj čvorova po elementu	Broj elemenata
Linijski element „LINE“	2	72
Pločasti element „TRI“	3	43949
Pločasti element „QUAD“	4	30382
Volumenski element „TETRA“	4	152698

Navedenim elementima potrebno je nakon diskretizacije dodijeliti svojstava. Zajedničko svojstvo svim elemenata u modelu je materijal od kojeg je izrađen uređaj u naravi. Za provedbu analize korišten je ugljični čelik karakteristika definiranih u Tablici 5.

Tablica 5. Svojstva materijala

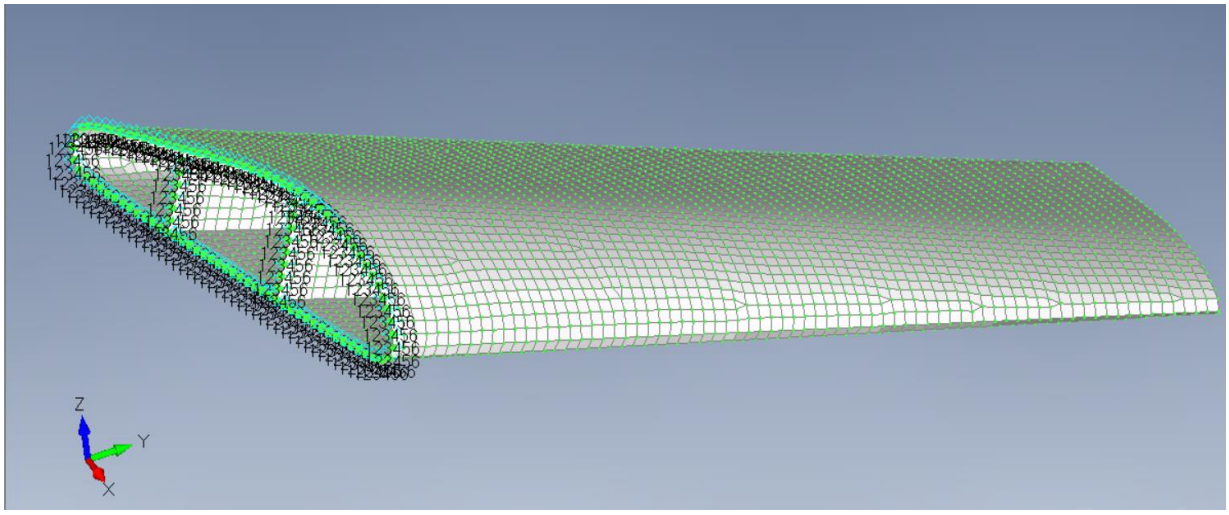
Gustoća čelika (ρ)	7850 kg/m^3
Youngov modul elastičnosti (E)	206000 N/m^2
Posmični modul (G)	80000 N/m^2
Granica popuštanja (σ)	235 N/m^2
Poissonov omjer (ν)	0,3

Predvrtložni stator asimetričnog je oblika u odnosu na simetralnu ravninu broda i sastoji se od tri krila numerirana na Slici 24. S obzirom da se krila djelomično razlikuju svojom geometrijom, MKE analiza promatranog provesti će se zasebno za svako pojedino krilo.



Slika 24. Numeracija krila statora

Za provedbu analize, potrebno izolirati pojedino krilo uz zadavanje odgovarajućih rubnih uvjeta. Rubne uvjete na modelu unosimo kao ograničenja rotacijskih i/ili translacijskih gibanja na krajevima po odgovarajućim elementima i koordinatnim osima, a sve u cilju što bolje aproksimacije strukture u naravi. Krilo predvtložnog uređaja sastoji se od rebraste konstrukcije prikazane na Slici 27 i tankostjene oplate debljine 24 mm, Slika 26. Krilo je upeto na širem kraju profila u korijenu na spoju sa glavinom. S obzirom na izvedbu statora, rubni uvjeti na spoju glavine i krila postavljeni su tako da onemoguće pomake u svim smjerovima na upetome rubu.

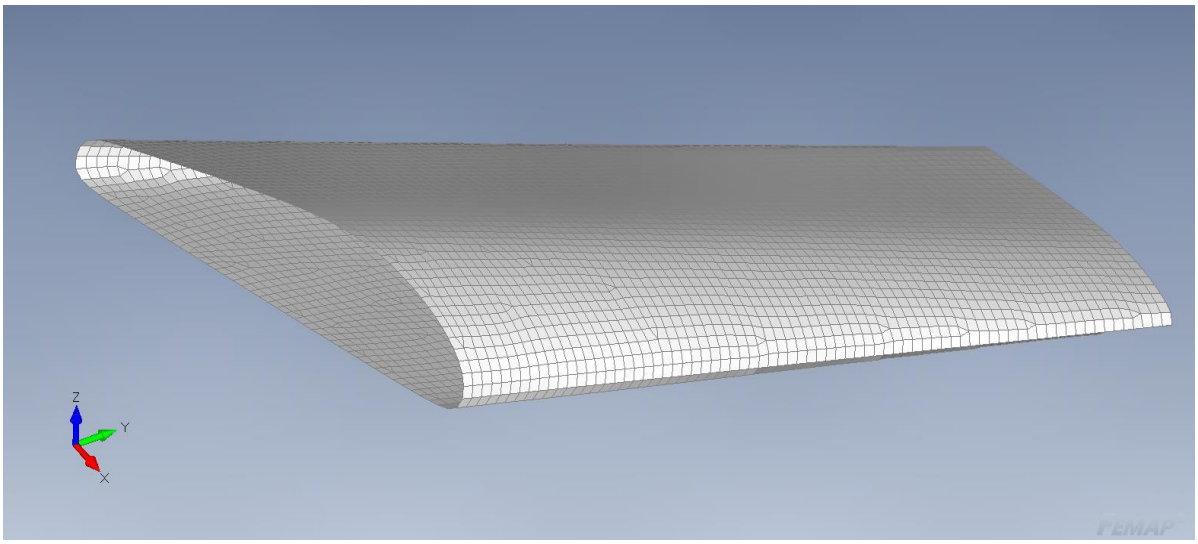


Slika 25. Izolirano krilo predvrtložnog statora sa zadanim rubnim uvjetima

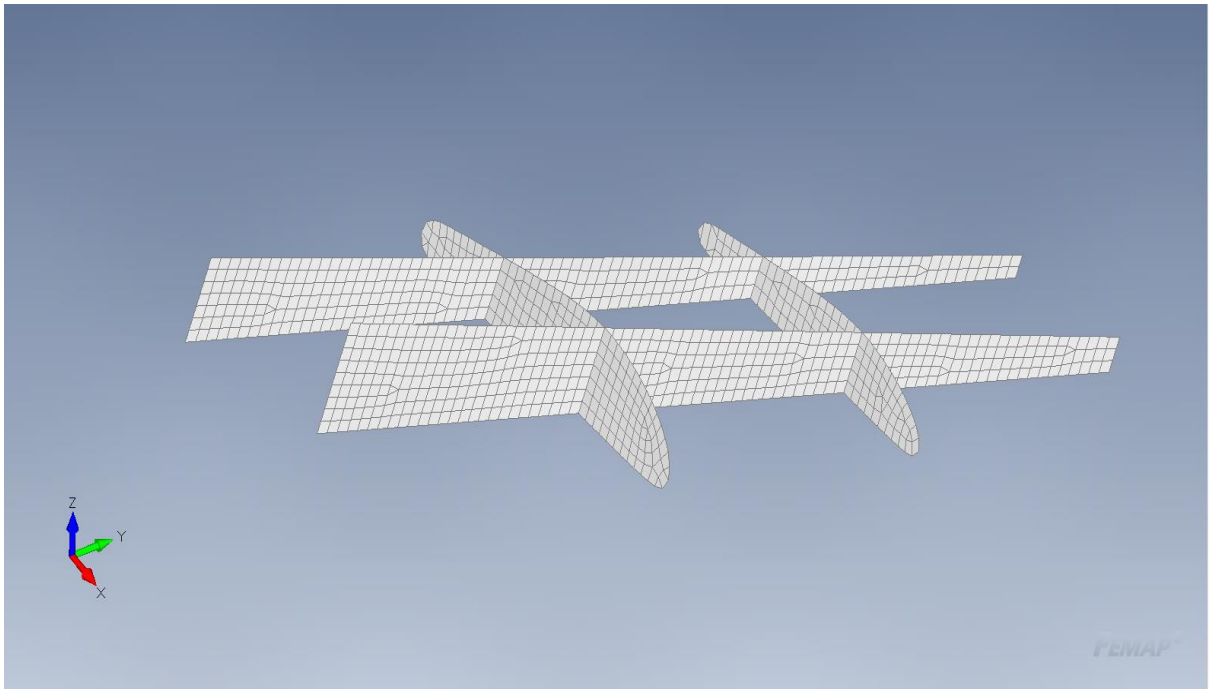
Broj konačnih elemenata korištenih pri diskretizaciji prvog krila statora navedeni su u sljedećoj tablici.

Tablica 6. Broj elemenata pojedinog tipa izoliranog krila predvrtložnog statora

Tip elementa	Broj čvorova po elementu	Broj elemenata
Pločasti element „TRI“	3	108
Pločasti element „QUAD“	4	7120



Slika 26. Oplata krila predvrtložnog statora



Slika 27. Orebrenje krila predvrtložnog statora

7. PRORAČUN SLOBODNIH VIBRACIJA PREDVRTLOŽNOG STATORA

Proračun slobodnih vibracija predvrtložnog statora proveden je, dakle, primjenjujući tri različita pristupa. Poštujući redoslijed opisanih metoda u poglavlju 5, prvi način određivanja frekvencija slobodnih vibracija uključuje aproksimaciju jednoga krila statora grednim elementom upetim na jednome kraju.

Do vrijednosti frekvencija slobodnih poprečnih vibracija za konzolu dolazimo pronalaskom korijena jednadžbe (27) za svojstvene oblike vibriranja kako slijedi:

$$ch(\lambda_i)\cdot\cos(\lambda_i) = -1$$

$$\{\lambda_i\} = \begin{Bmatrix} 1,875 \\ 4,694 \\ 7,855 \\ 10,996 \\ 14,137 \\ 17,279 \end{Bmatrix}$$

Izraz za određivanje frekvencije dobivamo iz definicije parametra λ_i:

Uz poznavanje odnosa između $\lambda_i = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 m}{EI}}\cdot L$ i $\omega_i = \frac{\lambda_i^2}{L^2}\sqrt{\frac{EI}{m}}$ koji su opisani jednadžbama (24) i (28), frekvencije slobodnih vibracija za pojedine oblike vibriranja dobivamo rješavanjem jednadžbe (29)

$$f_i = \frac{\lambda_i^2}{2\pi L^2}\left(\frac{EI}{m_L}\right)^{\frac{1}{2}}; i = 1,2,3... \text{ [Hz].}$$

Iznosi utjecajnih varijabli pri rješavanju frekventne jednadžbe dani su u Tablici 7.

Tablica 7. Vrijednosti parametara grednog elementa

Duljina grednog elemnta (*L*)	3,966 m
Youngov modul elastičnosti (*E*)	$2{,}06\text{x}10^{11}$ N/m^2
Moment inercije presjeka grede (*I*)	$18{,}4\text{x}10^{-4}$ m^4
Masa po jedinici duljine elementa (m_L)	802 kg/m

U Tablici 8. navedene su vrijednosti frekvencija prvih četiriju svojstvenih oblika vibriranja krila statora aproksimiranog grednim elementom za slučaj suhih vibracija bez utjecaja pridružene mase dodatnog fluida.

Tablica 8. Frekvencije slobodnih vibracija krila statora kao grede u vodi

Oblik vibriranja	Frekvencija vibriranja [Hz]
1.	24,72
2.	154,92
3.	433,84
4.	850,18

Nadalje, kako je opisano u poglavlju 5.2., druga metoda određivanja slobodnih vibracija predvrtložnog statora provodi se aproksimacijom jednog krila statora upetom pločom. Frekvencije slobodnih vibracija primjenom ovakvoga pristupa računamo koristeći se izrazom (30)

$$f_i = \frac{\lambda_{ij}^2}{2\pi a^2}\left(\frac{Eh^3}{12\gamma(1-\nu^2)}\right)^{\frac{1}{2}} : i = 1,2,3...;\ j = 1,2,3... \text{ [Hz]},$$

gdje je λ_{ij} bezdimenzionalni parametar koji ovisi o zadanim rubnim uvjetima i odnosom stranica ploče (a/b). Iznosi utjecajnih varijabli pri rješavanju frekventne jednadžbe (30) dani su u Tablici 9.

Tablica 9. Vrijednosti parametara pločastog elementa

Duljina ploče (*a*)	3,966 m
Širina ploče (*b*)	1,85 m
Deljina ploče (*h*)	0,24 m
Youngov modul elastičnosti (*E*)	$2{,}06\text{x}10^{11}$ N/m^2
Poissonov omjer (*ν*)	0,3
masa po jedinici površine ploče (*γ*)	434 kg/m^2

U nastavku, navedeni su iznosi frekvencija prvih četiriju svojstvenih oblika vibriranja krila statora aproksimiranog upetim pločastim elementom za slučaj suhih vibracija bez utjecaja pridružene mase dodatnog fluida (Tablica 10).

Tablica 10. Frekvencije slobodnih vibracija krila statora kao ploče u zraku

Oblik vibriranja	Frekvencija vibriranja [Hz]
1.	27,57
2.	132,04
3.	388,62
4.	743,02

Navedene iznose frekvencija slobodnih vibracija potrebno je korigirati zbog utjecaja dodatne mase fluida koja okružuje strukturu i prigušuje vrijednosti tih frekvencija.

Kako je opisano u poglavlju 5.2 pridružena masa fluida za ploču upetu na jednome kraju računa se, prema [21] na način da se volumen koji ploča zauzima svojom rotacijom oko duže simetralne osi pomnoži faktorom $2/\pi$ sukladno obliku vibriranja. Izrazi za računanje kao i iznosi pridružene mase fluida za pojedine oblike vibriranja navedeni su u Tablici 10. U nabrojenim izrazima, parametri a i b odnose se na duljine stranica ploče u metrima, dok je ρ gustoća morske vode izražena u kg/m^3 (ρ=1025 kg/m^3).

Tablica 11. Iznosi pridružene mase fluida za pojedine oblike vibriranja

Oblik vibriranja	Izraz za pridruženu masu	Iznos pridružene mase fluida
1. (i=1, j=0)	$2A_{p,1} = \left(\frac{2}{\pi}\right)\frac{\pi}{4}b^2 a\rho$	$A_{p,1}$ = 3292,77 kg
2. (i=1, j=1)	$2A_{p,2} = \left(\frac{2}{\pi}\right)\frac{3\pi}{32}b^2 a\rho$	$A_{p,2}$ = 1234,79 kg
3. (i=2, j=0)	$2A_{p,3} = \left(\frac{2}{\pi}\right)\frac{\pi}{4}b^2 a\rho$	$A_{p,3}$ = 3292,77 kg
4. (i=1, j=2)	$2A_{p,4} = \left(\frac{2}{\pi}\right)0.08b^2 a\rho$	$A_{p,4}$ = 335,40 kg

Iznose slobodnih frekvencija u vodi sada možemo računati prema izrazu (31) kako slijedi:

$$\frac{f_{i,voda}}{f_{i,zrak}} = \frac{1}{\sqrt{\left(1+\frac{A_{p,i}}{M_p}\right)}},$$

gdje je A_p pridružena masa fluida ploče za pojedini oblik vibriranja, a M_p masa ploče u kilogramima, (M_p = 3184,5 kg). U sljedećoj tablici navedene su vrijednosti frekvencija slobodnih vibracija jednog krila predvrtolžnog statora aproksimiranog modelom ploče upete na jednom kraju u vodi uzimajući u obzir utjecaj pridružene mase fluida.

Tablica 12. Frekvencije slobodnih vibracija krila statora kao ploče u vodi

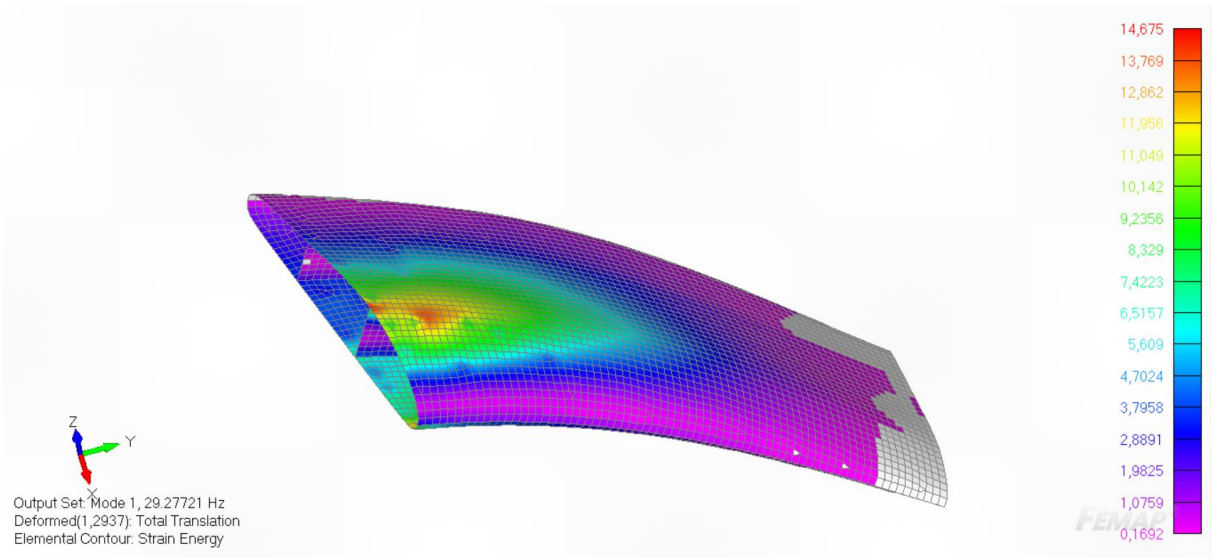
Oblik vibriranja	Frekvencije slobodnih vibracija u zraku [Hz]	Frekvencije slobodnih vibracija u vodi [Hz]
1. (i=1, j=0)	27,57	19,33
2. (i=1, j=1)	132,04	112,89
3. (i=2, j=0)	388,07	272,89
4. (i=1, j=2)	743,02	706,73

Pored provedene analize frekvencija slobodnih vibracija približnim analitičkim metodama, dinamička analiza uređaja za uštedu energije provedena je i primjenom metode konačnih elemenata. U tu svrhu izolirano će se promatrati svako krilo statora pojedinačno s ciljem dobivanja vrijednosti frekvencija slobodnih vibracija u zraku i vodi. Navedena analiza provedena je uz pomoć računalnog alata NASTRAN u kojemu je prema opisu u poglavlju 6 model diskretiziran na odgovarajuću mrežu konačnih elementima, te su se tim elementima dodijelila pripadajuća svojstva i zadani rubni uvjeti.

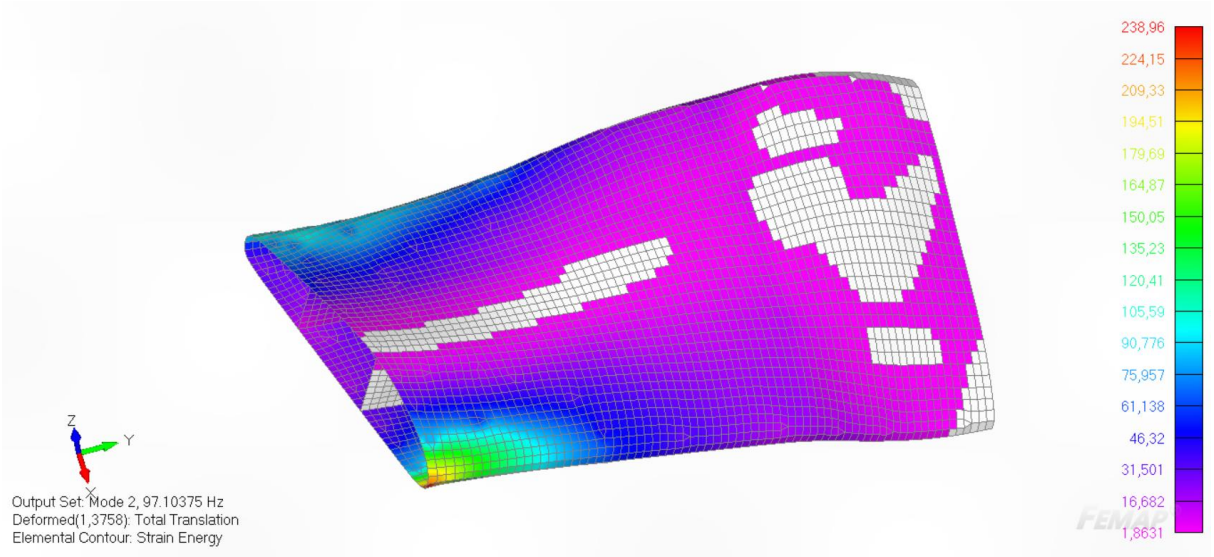
Simulacija je provedena odvojeno za slučaj utjecaja pridružene mase fluida na konstrukciju i bez nje, te je u konačnici prikazana usporedba tih dvaju pristupa uz prikaz odstupanja iznosa frekvencija provedenih približnim metodama sa vrijednostima dobivenim metodom konačnih elemenata.

Na sljedećim slikama redom su prikazana dva prva oblika vibriranja pojedinog krila statora uz pripadajuće frekvencije vibriranja.

Krilo 1



Slika 28. Prvi oblik vibriranja krila 1 (f_1=29,27 Hz)

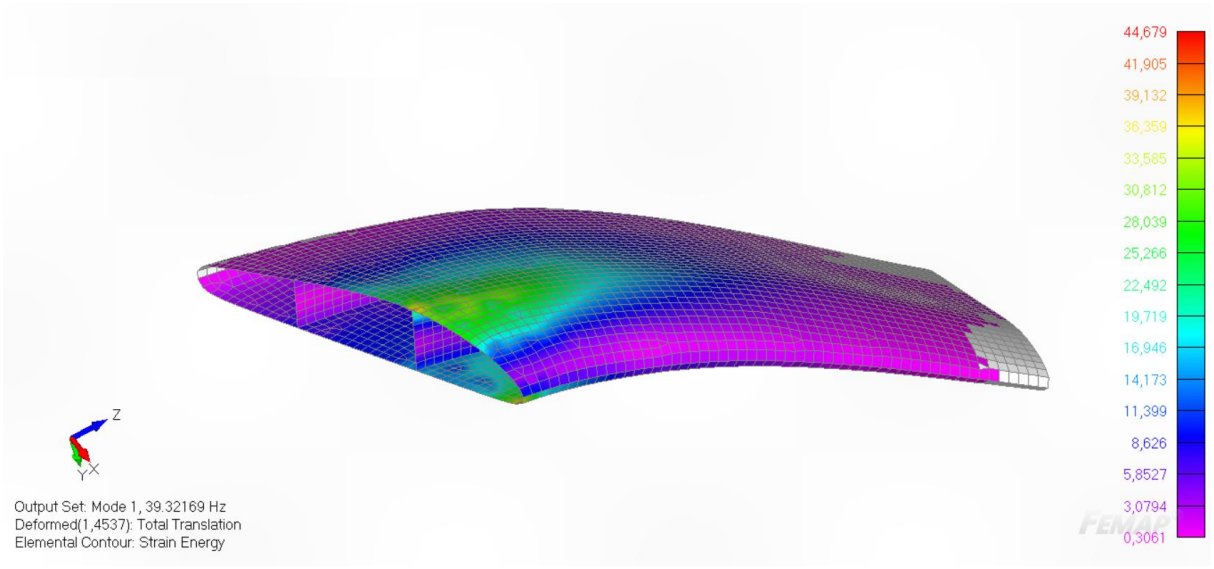


Slika 29. Drugi oblik vibriranja krila 1 (f_2=97,10 Hz)

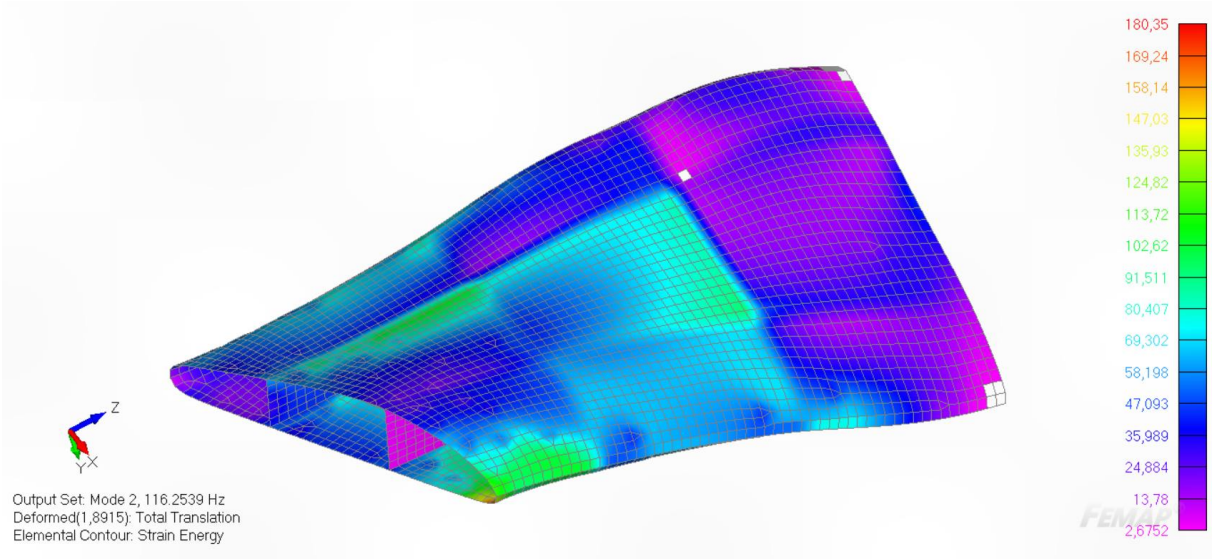
Tablica 13. Frekvencije slobodnih vibracija prvog krila statora u zraku za prva četiri oblika vibriranja

Oblik vibriranja	Frekvencija slobodnih vibracija u zraku [Hz]
1. oblik	29,27
2. oblik	97,10
3. oblik	104,05
4. oblik	113,28

Krilo 2



Slika 30. Prvi oblik vibriranja krila 2 (f_1=39,32 Hz)

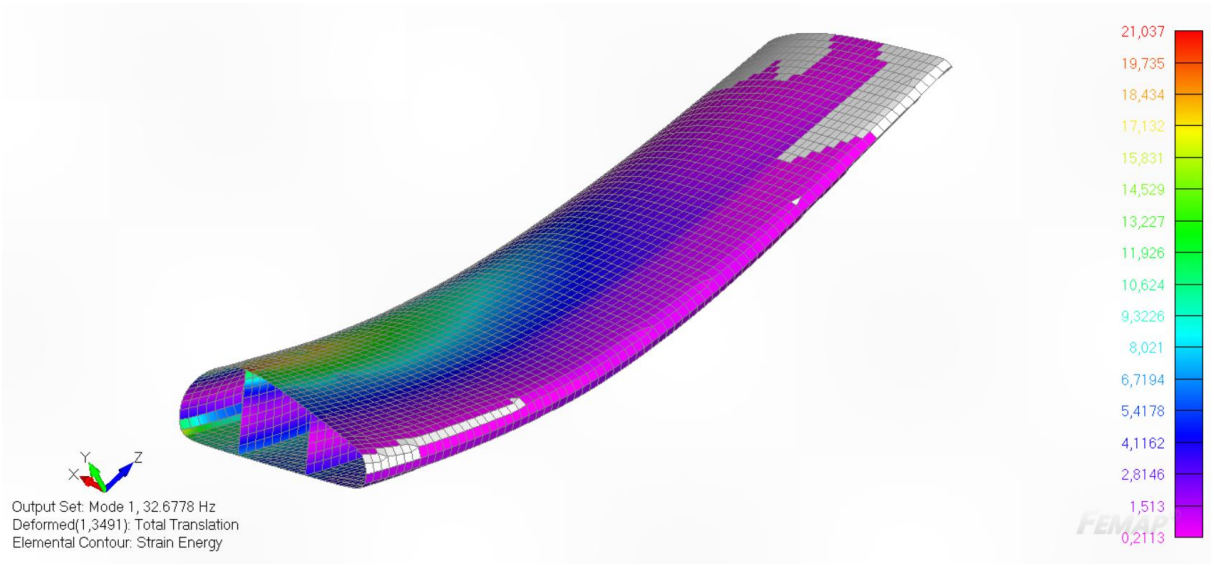


Slika 31. Drugi oblik vibriranja krila 2 (f_2=116,25 Hz)

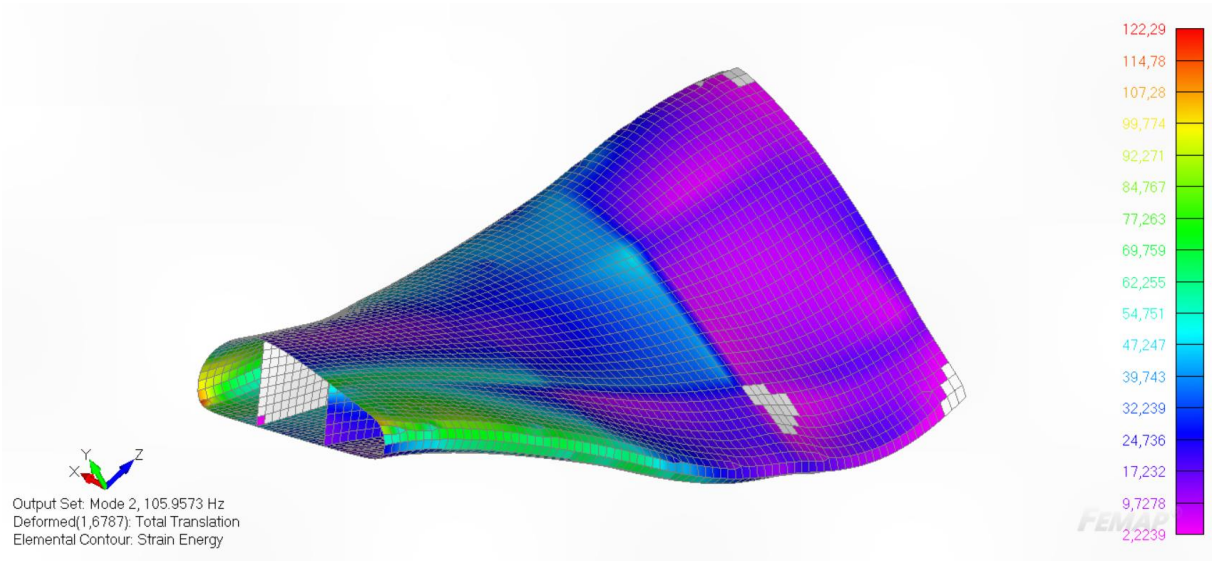
Tablica 14. Frekvencije slobodnih vibracija drugog krila statora u zraku za prva četiri oblika vibriranja

Oblik vibriranja	Frekvencija slobodnih vibracija u zraku [Hz]
1. oblik	39,32
2. oblik	116,25
3. oblik	139,29
4. oblik	146,45

Krilo 3



Slika 32. Prvi oblik vibriranja krila 3 (f_1=32,68 Hz)

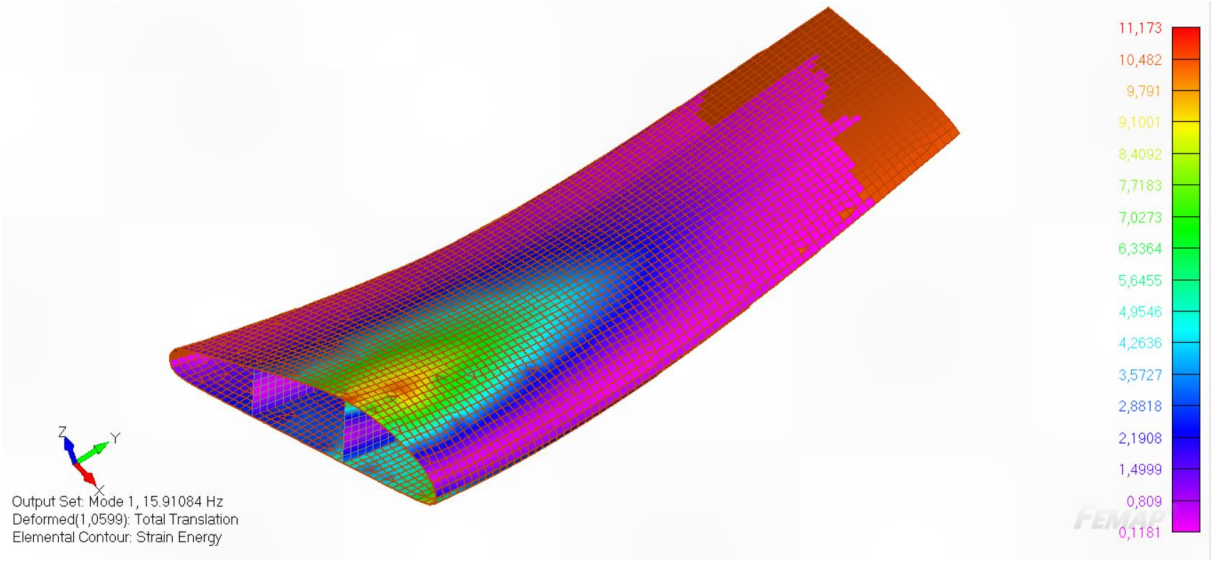


Slika 33. Drugi oblik vibriranja krila 3 (f_2=105,96 Hz)

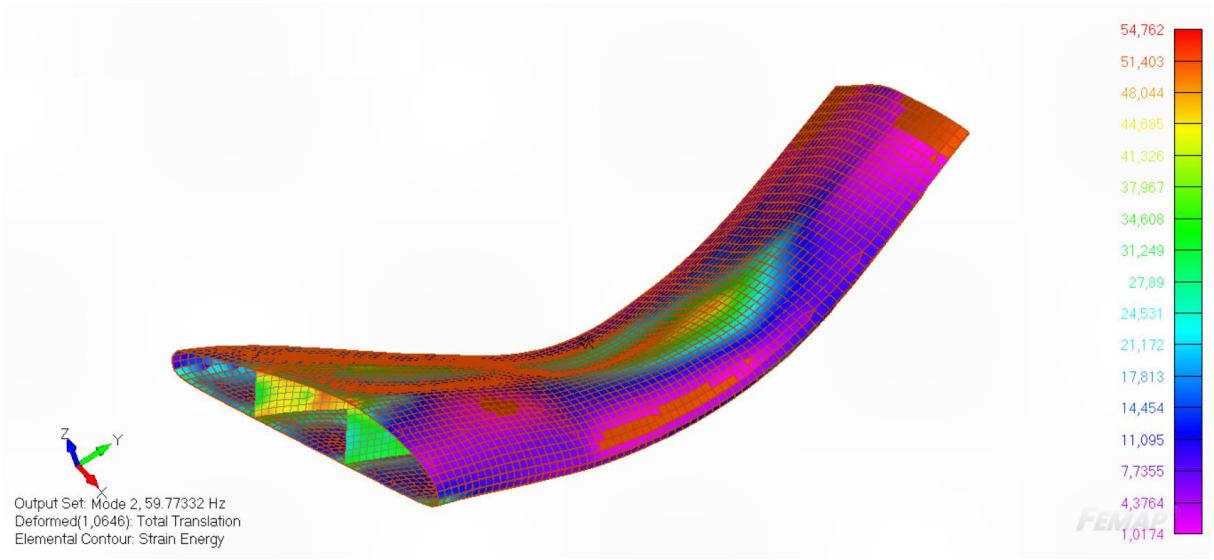
Tablica 15. Frekvencije slobodnih vibracija trećeg krila statora u zraku za prva četiri oblika vibriranja

Oblik vibriranja	Frekvencija slobodnih vibracija u zraku [Hz]
1. oblik	32,68
2. oblik	105,95
3. oblik	114,59
4. oblik	124,48

Uz pregled frekvencija slobodnih vibracija statora u zraku potrebno je također uzeti u obzir utjecaj okolnog fluida dodavanjem virtualne pridružene mase naredbom MFLUID (Fluid Region). Time definiramo poziciju slobodne površne fluida uz odabir elemenata koji su okruženi fluidom, te zadajemo orijentaciju djelovanja i gustoću okolnog medija. Na taj način dobivamo iznose frekvencija i oblike vibriranja u vodi kako je prikazano na Slikama 34 i 35.



Slika 34. Prvi oblik vibriranja krila u vodi



Slika 35. Drugi oblik vibriranja krila u vodi

U Tablici 16 u nastavku dane su vrijednosti frekvencija slobodnih vibracija svih krila predvrtložnog statora dobivene provedbom MKE analize za prva četiri oblika vibriranja, posebno za slobodne vibracije krila statora u zraku i vodi.

Tablica 16. Frekvencije slobodnih vibracija prvog krila statora u zraku za prva četiri oblika vibriranja

Krilo	Oblik vibriranja	Frekvencije u zraku [Hz]	Frekvencije u vodi [Hz]
1. krilo	1. oblik	29,27	15,91
	2. oblik	97,10	59,77
	3. oblik	104,05	68,38
	4. oblik	113,28	92,11
2. krilo	1. oblik	39,32	21,14
	2. oblik	116,25	82,37
	3. oblik	139,29	103,98
	4. oblik	146,45	112,44
3. krilo	1. oblik	32,68	18,33
	2. oblik	105,95	69,72
	3. oblik	114,59	86,44
	4. oblik	124,48	97,36

8. PRORAČUN FREKVENCIJA UZBUDE I USPOREDBA S PRIRODNIM FREKVENCIJAMA

Dvije dinamičke pojave koje najviše utječu na rad predvrtložnnog statora uzbude su, nastale radom brodskoga vijka te one uzrokovane odvajanjem vrtloga sa njegovih krila. Utjecaj tih uzbuda objašnjen je u prethodnim poglavljima rada. Frekvencije kojima te uzbude vibriraju stoga je neophodno proračunati kako slobodne vibracije projektiranog predvtložnog statora nebi vibrirale u ritmu frekvencija spomenutih uzbuda. Takvu pojavu svakako želimo zaobići jer dovodi do oštećenja predvrtložnog uređaja i njemu okolne strukture.

Frekvencija uzbude rada brodskog vijka jednaka je umnošku broja okretaja vijka i broja njegovih krila. Tu frekvenciju prema [5] možemo opisati sljedećom jednadžbom:

$$f_{propeller} = \frac{RPM \cdot n}{60} \cdot H \quad \text{[Hz]}, \tag{33}$$

Gdje je:

- n: broj krila vijka
- H: broj harmonika vibriranja.

Uz RPM = 64 min^{-1} i n=4, prema Tablici 3.,vrijednosti frekvencija za prva dva harmonika vibriranja brodskog vijka iznose:

$$f_{1,propeller} = 4{,}266 \text{ Hz}$$

$$f_{2,propeller} = 8{,}533 \text{ Hz}$$

Kako je objašnjeno u poglavlju 4.1.2, približan iznos frekvencija izazvanih odvajanjem vrtloga odrediti će se iz odnosa dvaju bezdimenzijskih veličina (Reynolsovog i Stouhalovog broja) za slučaj obstrujavanja fluida oko tijela uz aproksimaciju profila krila predvtložnog statora cilindričnim presjekom. Reynoldsov broj računamo prema izrazu (17) kako slijedi:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\upsilon}$$

Brzina nastrujavanja fluida na predvrtložni stator približno odgovara brzini napredovanja broda, pa je za iznos brzine obstujavanja tijela uzeta projektna brzina broda prema Tablici 3. Uz poznati kinematički koeficijent viskoznosti morske vode υ = 1.0763x10^{-6} i ekvivalentni promjer cilindričnog presjeka d = 1 m dobivamo iznos Re broja:

$$\text{Re} = 7{,}8\text{x}10^{6}$$

Na osnovu dobivenog Reynoldsovog broja, u poglavlju 4. sa Slike 15. očitana je okvirna vrijednost pripadajućeg Strouhalovog broja slučaj za hrapave površine.

$$St = 0,26$$

Preko jednadžbe (18) broja sada možemo izraziti iznos frekvencija odvajanja vrtloga

$$St = \frac{f_{viv} \cdot d}{v}$$

$$f_{viv} = 2,2 \text{ Hz}.$$

Kada poznajemo vrijednosti frekvencija uzbude moguće ih je usporediti s prirodnim frekvencijama predvrtložnog statora. U Tablici 17. prikazani su iznosi proračunatih frekvencija slobodnih vibracija za prva dva oblika vibriranja uključujući sve korištene metode. To se odnosi na približne analitičke metode iz teorije elastičnosti (greda i ploča) kao i za analizu metodom konačnih elemenata s iznosom frekvencija posebno za svako krilo statora. Uz to, u navedenoj tablici također je moguće vidjeti frekvencije statora odvojeno za vibracije u zraku i vodi.

Tablica 17. Usporedba frekvencija slobodnih vibracija s frekvencijama uzbude

Oblik vibriranja	**Slobodne frekvencije [Hz]**									**Vibracije uzbude [Hz]**	
	Zrak					**Voda**					
	greda	ploča	MKE			ploča	MKE			vijak	VIV
			krilo 1	krilo 2	krilo 3		krilo 1	krilo 2	krilo 3		
1.	24,7	27,6	29,3	39,3	32,7	19,3	15,9	21,1	18,3	4,28	2,2
2.	154,9	132,0	97,1	116,3	105,9	112,9	59,8	82,4	69,7	8,53	

Usporedbom rezultata primjetno je kako su frekvencije slobodnih vibracija krila predvrtložnog statora izvan raspona frekvencija uzrokovanih promatranim vrstama uzbude, te se stoga ne očekuje pojava rezonancije.

Korištene proračunske metode za analizu slobodnih vibracija daju relativno bliske rezultate za prvi oblik vibriranja. Taj oblik ujedno je i najkritičniji s obzirom na vibracije uzbude. Pri višim oblicima vibriranja pak, rezultati dobiveni približnim proračunskim metodama znatno odstupaju od iznosa frekvencija primjenom metode konačnih elemenata. Te razlike u rezultatima prilično su velike i ukazuju na to da takav pristup nije pouzdan za provedbu točne dinamičke analize. Pored toga, proračun frekvencija uzbude vibracija izazvanih odvajanjem vrtloga aproksimacijom profila statora cilindričnim presjekom također se ne smije interpretirati kao dovoljno precizan način za točno određivanje frekvencija uzbude već kao način za dobivanje orijentacijske vrijednosti koju tek treba potvrditi opsežnijim vrstama proračuna.

9. ZAKLJUČAK

Predvtložni stator jedan je od osnovnih uređaja za uštedu energije koje susrećemo na modernim brodovima. Takav uređaj u usporedbi s nekim od ostalih uređaja za uštedu energije nabrojenih u radu ima nekoliko značajnih prednosti. Prije svega to se odnosi na jednostavnost njegove konstrukcije, relativno male inicijalne troškove ugradnje, znatan porast učinkovitosti te visoku pouzdanost.

U radu su analizirana dinamička svojstva predvrtložnog statora na primjeru broda za prijevoz tekućeg tereta koji se trenutno razvija u južnokorejskom brodogradilištu Hyundai Heavy Industries Co., Ltd. Analiza provedena u radu uključuje proračun frekvencija slobodnih vibracija navedenog uređaja koja je provedena na dva zasebna načina. Prvi način uključivao je korištenje približnih analitičkih metoda poznatih iz teorije elastičnosti, dok je drugi način analize proveden metodom konačnih elementa primjenom računalnog alata NASTRAN. Model statora ustupljen je direktno od brodogradilišta. Rezultati frekvencija slobodnih vibracija uspoređeni su s frekvencijama uzbude. Kao osnovni uzročnici uzbude promatrane su dinamičke pojave rada brodskog vijka i vibracije izazvane odvajanjem vrtloga s profila krila statora.

Usporedbom rezultata provedenih analiza zaključuje se kako su frekvencije slobodnih vibracija krila predvrtložnog statora izvan raspona frekvencija uzrokovanih promatranim vrstama uzbude, te stoga nema opasnosti od pojave rezonancije.

Uz to, primijećen je značajan učinak smanjenja frekvencija slobodnih vibracija krila statora utjecajem pridružene mase fluida.

Provedene proračunske metode za analizu slobodnih vibracija daju relativno slične rezultate za prvi oblik vibriranja. Taj oblik ujedno je i najkritičniji s obzirom na promatranu uzbudu. Pri višim oblicima vibriranja pak, rezultati dobiveni približnim proračunskim metodama znatno odstupaju od iznosa frekvencija primjenom metode konačnih elemenata. Te razlike u rezultatima prilično su velike i ukazuju na to da takav pristup nije pouzdan za određivanje frekvencija viših oblika vibriranja.

Pored toga, proračun frekvencija uzbude vibracija izazvanih odvajanjem vrtloga aproksimacijom profila statora cilindričnim presjekom također se ne smije prihvatiti kao potpuno precizan način za točno određivanje frekvencija uzbude već kao postupak za dobivanje orijentacijske vrijednosti koju tek treba potvrditi opsežnijim vrstama proračuna.

Detaljnija analiza dinamičkih svojstava uređaja uključivala bi širi opseg aktivnosti poput proračuna dinamičke izdržljivosti uređaja u vidu pojave zamora materijala, te provedbu računalne analize dinamike fluida za precizniju procjenu frekvencija izazvanih pojavom odvajanja vrtloga i drugih vrsta uzbude.

LITERATURA

[1] Ančić, I., Energetska učinkovitost i ekološka prihvatljivost brodskih integriranih energetskih sustava, Doktorski rad, FSB Zagreb, 2016.

[2] MEPC.203(62), Amendments to the Annex of Protocol of 1997 to amend the International convention for the prevention of pollution from ships, MARPOL Annex VI, 2011.

[3] Ančić, I., Šestan, A., Vladimir, N., EEDI kao mjera energetske učinkovitosti broda, XX Simposium SORTA, 2012.

[4] Brečić, H., Projektni indeks energetske učinkovitosti ultra velikog kontejnerskog broda tipa HHI Skybench nosivosti 19000 TEU, Završni rad, FSB Zagreb, 2016.

[5] Vladimir, N., Investigation of vibration performance of an energy saving device of pre-swirl stator type, Glasgow, 2020.

[6] Mewis, F., Power and Cost Savings by Hydrodinamic Energy Saving Devices ESDs, Mews Ship Hydrodinamics, Hamburg, 2013.

[7] Yong Jin, S., Computational and Experimental Optimization of an Asymmetric Pre-Svirl Stator, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Busan, 2014.

[8] Carlton, J., Marine Propellers and Propulsion, City University of London, Butterworth, 2006.

[9] Celik, F., A numerical study for effectiveness of a wake equalizing duct, Yildiz Technical University by Department of Naval Architecture, Istanbul, 2007.

[10] American Bureau of Shipping, Ship Energy Efficiency Measures Advisory, Houston, 2015.

[11] Laskos, D., Design and Cavitation Performance, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, 2010.

[12] Klose, R., Investigation of Prediction Methods for Tip Rake Propellers, Fifth International Symposium on Marine Propulsors, Eespp, 2017.

[13] Ahn, K., Hydrodynamic characteristich of X-Twisted rudder for large container ships. HHI, Ulsan, 2019.

[14] Kim, M. C., Technology for New Concept Energy Seaving Propulsion System, Pusan National University, Pusan, 2019.

[15] Senjanović, I., Vibracije broda II., Drudo izdanje, FSB, Zagreb, 1990.

[16] Bureau Veritas, Green Retrofitting through Improved Propulsion, Paris, 2014.

[17] Schlichting, H., Boundary-layer theory, McGraw-Hill, New York, 1979.

[18] Achenbach E., Heinecke E., Vortex shedding from smooth and rough cylinders in the range of Reynolds numbers 6x103 to 5x106, Journal of Fluid Mechanics, 1981.

[19] Zenzerović, I., Mehanizmi nastanka eolskih vibracija vodiča dalekovoda, FSB, Zagreb, 2010.

[20] Paboeuf S., Cassez A., ESD structural issue – Upstream device, International Shipbuilding Progress 63, 2017.

[21] Blevins, R., Formulas for Natural Frequency and Mode Shape, Krieger, Malabar, 1984.

[22] Sorić J., Metoda konačnih elemenata, Tehnička knjiga, Zagreb, 2004.

PRILOZI

I. CD-R disc