

# Analiza vibracijskog odziva lokalne strukture broda na pobudu brodskog vijka

---

**Odorčić, Marino**

**Master's thesis / Diplomski rad**

**2024**

*Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj:* **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:556771>

*Rights / Prava:* [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

*Download date / Datum preuzimanja:* **2025-02-20**



*Repository / Repozitorij:*

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**ANALIZA VIBRACIJSKOG ODZIVA LOKALNE STRUKTURE  
BRODA NA POBUDU BRODSKOG VIJKA**

Rijeka, rujan 2024.

Marino Odorčić

0069086785

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**ANALIZA VIBRACIJSKOG ODZIVA LOKALNE STRUKTURE  
BRODA NA POBUDU BRODSKOG VIJKA**

Mentor: Prof. dr. sc. Sanjin Braut

Komentor: Fran Bujan, mag. ing. nav. arch.

Rijeka, rujan 2024.

Marino Odorčić

0069086785

Rijeka, 15.03.2024.

Zavod: Zavod za tehničku mehaniku  
Predmet: Vibracije

## ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

Pristupnik: **Marino Odorčić (0069086785)**  
Studij: Sveučilišni diplomski studij strojarstva (1100)  
Modul: Računarska mehanika i inženjerstvo (1120)  
Zadatak: **Analiza vibracijskog odziva lokalne strukture broda na pobudu brodskog vijka / Analysis of the vibration response of the ship local structure due to propeller excitation**

### Opis zadatka:

U radu je potrebno dati pregled pogonskih sustava broda sa dizelmotornom propulzijom. Navesti dinamičke uzbude koje djeluju na trup broda te se posebno osvrnuti na uzbudu uslijed rada brodskog vijka. Na osnovi dostupne tehničke dokumentacije utvrditi radne parametre pogonskog sustava uključujući i karakteristike brodskog vijka. Primjenom dostupnog programskog paketa temeljenog na metodi konačnih elemenata izvršiti modeliranje lokalne strukture brodskog trupa, u neposrednoj blizini brodskog vijka te provesti modalnu analizu iste, bez i sa dodatnom masom okolne vode. Na osnovi dobiveni vlastitih (prirodnih) frekvencija te pripadnih formi vibriranja zaključiti da li je struktura dovoljno kruta ili treba napraviti odgovarajuće promjene. Rad je izrađen u suradnji sa tvrtkom Lürssen Design Center Kvarner d.o.o.

Rad mora biti napisan prema Uputama za pisanja diplomskih / završnih radova koje su objavljene na mrežnim stranicama studija.

Zadatak uručen pristupniku: 20.03.2024.

Mentor:  
prof. dr. sc. Sanjin Braut

Komentor:  
Fran Bujan

Predsjednik povjerenstva za  
diplomski ispit:  
izv. prof. dr. sc. Igor Bonefačić

## IZJAVA

Sukladno „Pravilniku o diplomskom radu, diplomskom ispitu i završetku diplomskih sveučilišnih studija“, izjavljujem da sam samostalno, koristeći stečena znanja tijekom studiranja i navedenu literaturu izradio ovaj završni rad prema zadatku „Analiza vibracijskog odziva lokalne strukture broda na pobudu broskog vijka“.

Rijeka, rujan 2024.

---

Marino Odorčić

0069086785

## ZAHVALA

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Sanjini Brautu i komentoru Franu Bujanu, mag. ing. nav. arch., na vodstvu i podršci tijekom izrade ovog diplomskog rada. Stručnost Prof. dr. sc. Sanjina Brauta u području vibracija bila je ključna u usmjeravanju istraživanja i teme ovog rada. Također, zahvaljujem se komentoru Franu Bujanu na povjerenju i uloženom vremenu, te izrazito cijenim preneseno znanje iz industrije koje mi je pomoglo pri povezivanju akademske teorije i praktične primjene ovog rada. Izrazito sam zahvalan obojici mentora na motivaciji i entuzijazmu prilikom realizacije suradnje između Tehničkog fakulteta i tvrtke Lürssen Design Center Kvarner d.o.o. Na kraju, želim se zahvaliti svojim roditeljima, obitelji i prijateljima na kontinuiranoj podršci i potpori tijekom cijelog studiranja.

# SADRŽAJ

1	UVOD .....	1
2	OPĆENITO O VIBRACIJAMA .....	3
2.1	Definicije osnovnih pojmova.....	3
2.2	Temeljni matematički izrazi .....	6
3	PREGLED POGONSKIH SUSTAVA .....	11
3.1	Propulzija dizel motorom .....	12
4	PREGLED BRODSKIH VIBRACIJA.....	13
4.1	Vibracije nosača trupa .....	14
4.2	Uzbuda nosača trupa.....	14
4.2.1	Sile vratila .....	15
4.2.2	Sile broskog vijka.....	16
4.2.3	Sile ležajeva.....	17
4.2.4	Tlačne sile trupa .....	17
4.2.5	Utjecaj sila broskog vijka .....	17
4.3	Odziv nosača trupa .....	18
4.3.1	Utjecaj nepovoljnih radnih uvjeta .....	19
4.4	Vibracije glavnih podstruktura .....	20
4.5	Vibracije lokalnih strukturnih elemenata .....	21
4.6	Vibracije brodske opreme.....	22
4.6.1	Pasivna brodska oprema.....	22
4.6.2	Aktivna brodska oprema .....	22
4.7	Vibracije glavnog pogonskog sustava .....	23
4.7.1	Dinamička neuravnoteženost .....	23
4.7.2	Dinamička naprezanja vratila.....	24
4.7.3	Uzdužne vibracije.....	24
4.7.4	Torzijske vibracije.....	25

4.7.5	Poprečne vibracije .....	26
4.8	Konfiguracija pogonskog sustava.....	27
5	ANALIZA VIBRACIJA .....	28
5.1	Analiza slobodnih vibracija .....	29
5.2	Analiza prisilnih vibracija .....	30
5.3	Pregled analiza vibracija.....	32
6	PRIMJENJENI SOFTVER .....	33
6.1	Softver za modeliranje – Rhinoceros 3D.....	34
6.2	Softver za analizu – Femap .....	35
6.3	Modalna analiza u Femap-u .....	37
7	POJEDNOSTAVLJENJA I OSNOVE IZRADE MODELA.....	39
7.1	Vrsta i veličina elemenata.....	39
7.2	Modeliranje opreme i prijenos mase .....	51
7.3	Dodatna masa vode i opseg modela .....	58
8	MODALNA ANALIZA LOKALNE STRUKTURE BRODA .....	66
8.1	Model konačnih elemenata.....	69
8.2	Dodatna masa vode.....	73
8.3	Rubni uvjeti .....	74
8.4	Rezultati prve modalne analize.....	77
8.5	Kriterij rezonantnih vibracija.....	78
8.6	Promjena strukture.....	81
8.7	Rezultati modalne analize nakon promjene strukture.....	83
9	ZAKLJUČAK .....	85



# 1 UVOD

Kako se veličina, snaga i brzina plovila povećavaju, a njihove strukture postaju sve optimiziranije, problemi povezani s vibracijama postaju sve češći. U isto vrijeme, kriteriji vezani uz smještaj članova posade i putnika postaju sve stroži. U većini slučajeva, postojeće vibracije ne uzrokuju nikakve štetne učinke, međutim, problem nastaje kad se nepoželjne vibracije pojave u fazi eksploatacije. Pretjerane razine strukturnih vibracija obično dovode do tri glavne vrste problema:

- pukotine nastale zamorom u lokalnim strukturnim elementima,
- smanjenje udobnosti smještaja,
- neispravnost i pojačano održavanje komponenti strojeva i električnih instrumenata.

U većini slučajeva, posada će primijetiti nepoželjne vibracije prije nego što dođe do oštećenja strukture. Međutim, oštećenje dijelova strojeva i opreme može se pojaviti bez značajnijeg uznemiravanja posade čime ne dolazi do pravovremenog otklanjanja problema. Generalna podjela glavnih vrsta vibracijskih problema uključuje sljedeće:

- vibracije trupa (engl. hull) i nadgrađa (engl. superstructure),
- vibracije smještajnih prostora (engl. accommodation),
- vibracije tankova krmenog pika (engl. aft peak tanks) i teretnih prostora (engl. cargo space),
- kvar strojeva (engl. machinery).

Tri važna faktora koje je potrebno razmotriti prilikom rješavanja problema vibracija su:

- sile pobude (engl. excitation forces),
- odziv strukture (engl. structural response),
- kriteriji vibracija (engl. vibration criteria).

Vibracije je moguće kontrolirati u različitim fazama projektiranja koristeći razrađene postupke provjere koji sadrže jednostavne jednadžbe i empirijske formule uz opis njihove primjene. Cilj takvih postupaka je kontrola razine vibracija u strukturi, kako bi se izbjegao rizik od oštećenja strukture i izlaganje posade štetnim razinama vibracija. Glavni pogonski i pomoćni sustavi i strojevi stoga se prvenstveno tretiraju kao izvori strukturalnih vibracija. Također je moguće primijeniti računalne metode kojima se postižu precizniji rezultati, te su izrazito korisne pri

rješavanju jako specifičnih problema. Dizajn i konstrukcija broda bez pretjeranih vibracija predstavlja veliki izazov. Glavni razlog tome je interdisciplinarna priroda problema koji zahtjeva koordinaciju s aspekta brodogradnje, hidrodinamike, strojarstva i strukture, te nedostatak odgovarajućih kriterija vibracija, specifikacija i postupaka projektiranja. Stoga se snažno naglašava važnost razvijanja i primjene pouzdanih metoda za predviđanje dinamičkog ponašanja brodova u ranoj fazi planiranja.

Poboljšanje dizajna često može biti izvedivo i mogu se postići značajne uštede. Takav postupak kontrole u fazi projektiranja podrazumijeva proces pokušaja i pogrešaka koji uključuje veliki broj parametara, kao što su veličina i učestalost pobude broskog vijka i motora, vibracijske karakteristike sustava vratila i brodskih struktura, istraživanje modela i složenih računalnih simulacija itd. Tijekom projektiranja plovila s dugim rokom isporuke i većim projektnim budžetom moguće je implementirati razvojni program kojim je moguće postići optimalnu izvedbu kombinacije motora, broskog vijka, trupa i nadgrađa. Takav pristup vrlo često nije moguć prilikom razvoja prosječnih niskobudžetnih plovila. Razlog tome je nedostatak odgovarajućih specifikacija i postupaka projektiranja, te može rezultirati brodom s nezadovoljavajućim karakteristikama vibracija.

Glavni fokus ovog rada je analiza lokalne strukture broskog trupa u neposrednoj blizini broskog vijaka. Kako bi se osigurao temeljit pristup ovoj analizi, rad pruža pregled osnovnih pojmova, matematičkih izraza i teoretskih razmatranja vibracija brodske strukture na globalnoj i lokalnoj razini, s posebnim naglaskom na pogonski sustav i vibracije uzrokovane radom broskog vijka. Primjenom programskog paketa temeljenog na metodi konačnih elemenata izvršeno je modeliranje lokalne strukture broskog trupa na kojem je provedena modalna analiza. Kako bi se osigurala točnost i pouzdanost modela konačnih elemenata, detaljno su razmotrene osnovne tehnike modeliranja s posebnim naglaskom na definiranje dodatne mase vode i utjecaj rubnih uvjeta na vlastite frekvencije. Osim toga, posebna pažnja posvećena je tome da model bude u skladu s pravilima i smjericama klasifikacijskih društava. Na temelju dobivenih vlastitih frekvencija i pripadajućih formi, te prema kriteriju rezonantnih raspona frekvencija pobude, procijenjena je krutost strukture i predložene su odgovarajuće modifikacije strukture.

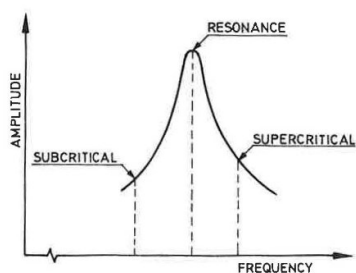
## 2 OPĆENITO O VIBRACIJAMA

### 2.1 Definicije osnovnih pojmova

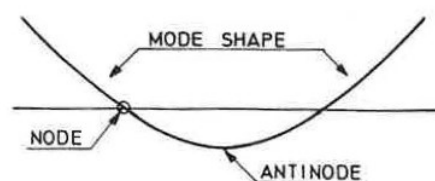
Prilikom razmatranja vibracijskih pojava, potrebno je poznavati opću terminologiju koja se primjenjuje u tom području. Klasifikacijsko društvo Det Norske Veritas u smjericama "Prevention of harmful vibration in ships" [1] navodi sljedeće pojmove:

- ❖ Vibracijski sustav (engl. vibratory system) – svaki sustav koji sadrži masu i elastičnost, te može biti s prigušenjem ili bez
- ❖ Vlastita frekvencija (engl. natural frequency) – frekvencija slobodnih vibracija sustava, odnosno sustava na kojeg ne djeluje uzbuda
- ❖ Uzbuda (engl. excitation) – kvaziperiodične ili nasumično varirajuće sile i/ili momenti koji djeluju na sustav
- ❖ Slobodne vibracije (engl. free vibration) – vibracije sustava na kojeg ne djeluju uzbude
- ❖ Prisilne vibracije (engl. forced vibration) – vibracije sustava uz djelovanje uzbude
- ❖ Harmonik (engl. harmonic) – temeljni ili cjelobrojni višekratnici temeljne sinusoide
- ❖ Rezonancija (engl. resonance) – stanje koincidencije između periodičnosti primijenjene pobude i vlastite frekvencije sustava, slika 2.1
- ❖ Kritična brzina (engl. critical speed) – brzina stroja, vratila, itd. prilikom koje se pojavljuje rezonancija
- ❖ Nadkritično (engl. supercritical) – rad iznad kritične brzine, slika 2.1
- ❖ Podkritično (engl. subcritical) – rad ispod kritične brzine, slika 2.1

- ❖ Forma vibriranja (engl. mode of vibration) – karakteristični oblik povezan s brojem čvorova, npr. forma s 2 čvora, slika 2.2
- ❖ Čvor (engl. node) – točke u kojima nema vibracijskog pomaka, slika 2.2
- ❖ Protučvor (engl. antinode) – točke u kojima je vibracijski pomak maksimalna, slika 2.2

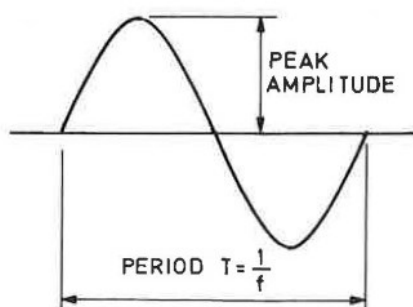


Slika 2.1 Podkritična i nadkritična uzbuda [1]

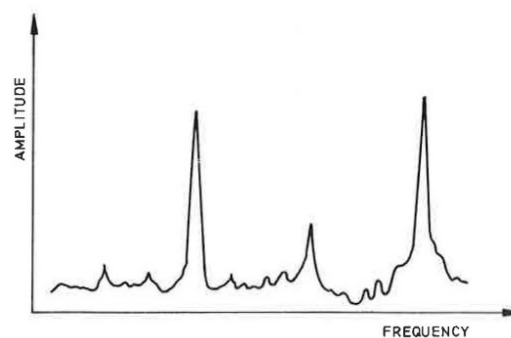


Slika 2.2 Forma vibriranja, čvor i protučvor [1]

- ❖ Amplituda vibracije (engl. peak amplitude) – maksimalna vrijednost sinusoidne veličine (pomak, brzina, ubrzanje), slika 2.3
- ❖ Frekvencija (engl. frequency) – broj ciklusa po sekundi
- ❖ Period (engl. period) – vrijeme potrebno za izvršavanje jednog ciklusa, slika 2.3
- ❖ Spektar (engl. spectrum) – opis veličine kao funkcija frekvencije, slika 2.4



Slika 2.3 Amplituda i period [1]



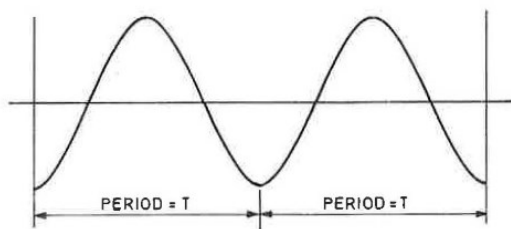
Slika 2.4 Frekvencijski spektar [1]

- ❖ Stacionarne vibracije (engl. steady state vibration) – kontinuirane periodične vibracije, slika 2.5
- ❖ Razmah (engl. peak-to-peak value) – algebarska razlika između ekstremnih vrijednosti veličine =  $a = 2b$ , slika 2.6
- ❖ Efektivna vrijednost (engl. root mean square value – RMS) – vrijednost korijena aritmetičke sredine kvadrata =  $c$ , slika 2.6

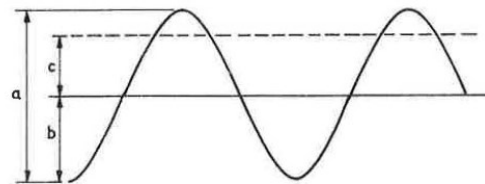
$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (v(t))^2 dt} \quad (2.1)$$

gdje je:

- $T$  period,
- $v$  vibracijska brzina,
- $t$  vrijeme.



Slika 2.5 Stacionarne vibracije [1]



Slika 2.6 Vibracijske veličine [1]

- ❖ Globalne vibracije (engl. global vibration) – vibracije cijelog broda
- ❖ Lokalne vibracije (engl. local vibration) – vibracije manjih dijelova broda kao što su nosači, pregrade, palube, itd.
- ❖ Red (engl. order) – broj oscilacija po okretaju vratila

## 2.2 Temeljni matematički izrazi

Sinusoidno vibracijsko gibanje, koje je prikazano na slici 2.7, može se izraziti sljedećim međusobno ovisnim veličinama:

$$\text{vibracijski pomak,} \quad x = A \sin \omega t \quad (2.2)$$

$$\text{vibracijska brzina,} \quad v = \frac{dx}{dt} = \omega x = A\omega \cos \omega t \quad (2.3)$$

$$\text{vibracijsko ubrzanje,} \quad a = \frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 x = -A\omega^2 \sin \omega t \quad (2.4)$$

gdje je:

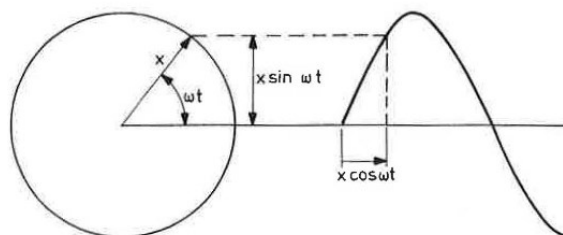
$A$  amplituda pomaka,

$\omega$  kutna frekvencija =  $2\pi f$ ,

$f$  frekvencija,

$x$  pomak,

$t$  vrijeme.



Slika 2.7 Harmonijsko gibanje [1]

Svaki sustav koji sadrži masu i elastičnost predstavlja vibracijski sustav. U praksi, svi sustavi sadrže i neki oblik prigušenja koje se obično smatra viskozno po ponašanju. Jednadžba gibanja jednostavnog sustava s jednim translacijskim stupnjem slobode, slika 2.8, poprima oblik diferencijalne jednadžbe 2. reda:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = 0 \quad (2.5)$$

gdje je:

$m$  masa,

$k$  krutost (konstanta opruge),

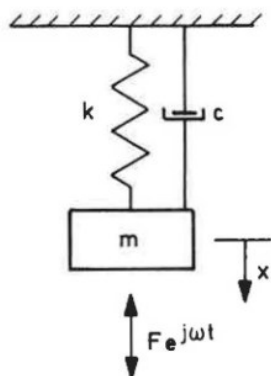
$c$  viskozno prigušenje.

Za slučaj torzijskog vibracijskog sustava, slika 2.9, jednađba gibanja poprima oblik:

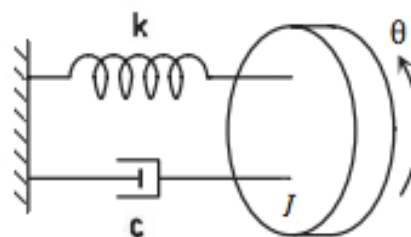
$$J \frac{d^2\theta}{dt^2} + c \frac{d\theta}{dt} + k\theta = 0 \quad (2.6)$$

gdje je:

- $\theta$  kutni pomak,
- $J$  moment inercije.



Slika 2.8 Prigušeni sustav masa i opruga [1]



Slika 2.9 Torzijski vibracijski sustav [1]

Ako je sustav izložen djelovanju vanjske sile, s desne strane jednađbe dodaje se uzbudna sila:

$$F = F_0 e^{j\omega t} \quad (2.7)$$

gdje je:

- $F_0$  amplituda uzbudne sile,
- $\omega$  kutna frekvencija primijenjene sile.

Prema tome jednađba gibanja za sustav s prisilnim vibracijama glasi:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F_0 e^{j\omega t} \quad (2.8)$$

Sustav s jednim stupnjem slobode ima jednu vlastitu kutnu frekvenciju i jednu formu vibriranja. Za opće razmatranja, prikladno je raditi s neprigušenom prirodnom kutnom frekvencijom :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.9)$$

Dok se vlastita kutna frekvencija sustava određuje rješavanjem jednadžbe gibanja, pri čemu se uzbudna sila postavlja na nulu. Rezultat toga je prigušena vlastita kutna frekvencija:

$$\omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} \quad (2.10)$$

gdje je:

$$\begin{aligned} \xi & \text{ omjer prigušenja} = c/c_{cr}, \\ c_{cr} & \text{ kritično prigušenje} = 2\sqrt{km}. \end{aligned}$$

Odziv sustava na djelujuću uzbudnu silu opisan je dinamičkim faktorom povećanja sustava  $Q_M$  (engl. dynamic magnifier), slika 2.10:

$$Q_M = \frac{x_d}{x_s} = \frac{x_d}{F_0/k} = \left( \sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} \right)^{-1} \quad (2.11)$$

gdje je:

$$\begin{aligned} x_d & \text{ dinamička amplituda,} \\ x_s & \text{ statička amplituda,} \\ \omega/\omega_0 & \text{ omjer prisilne i prirodne frekvencije.} \end{aligned}$$

Ako je prisilna frekvencija jednaka vlastitoj  $\omega = \omega_0$ , odnosno za slučaj rezonancije, dinamički faktor povećanja postaje:

$$Q_M = \frac{1}{2\xi} \quad (2.12)$$

Također pri rezonanciji, slika 2.11, dinamički faktor povećanja može biti opisano kao:

$$Q_{M(\text{res})} = \frac{\omega_0}{\omega_1 - \omega_2} \quad (2.13)$$

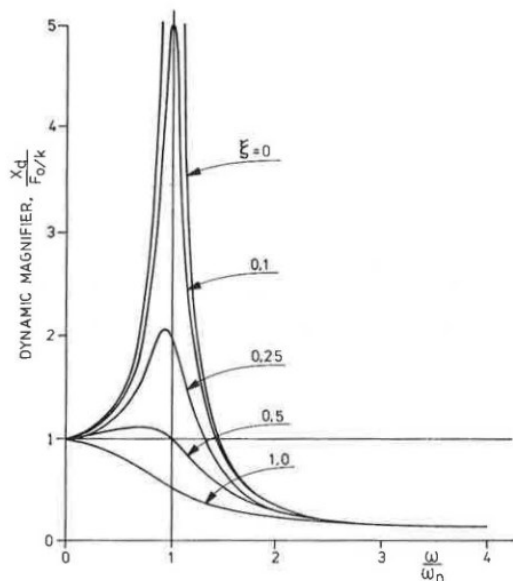
gdje je:

$$\begin{aligned} \omega_1 & \text{ kutna frekvencija veća od prirodne i amplitude } A_{\text{max}}/\sqrt{2}, \\ \omega_2 & \text{ kutna frekvencija manja od prirodne i jednake amplitude kao i } \omega_1. \end{aligned}$$

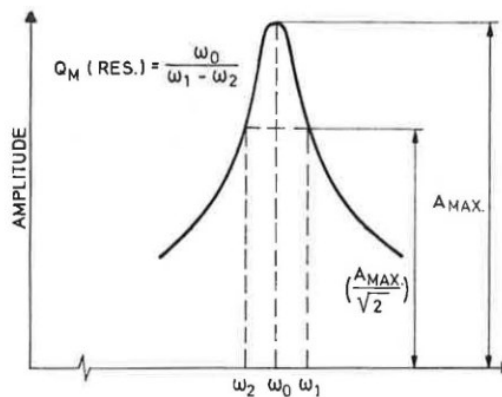
Prema tome pri rezonanciji važi sljedeći odnos:

$$Q_M = \frac{\omega_0}{\omega_1 - \omega_2} = \frac{1}{2\xi} \quad (2.14)$$





Slika 2.10 Dinamički faktor povećanja za sustav s jednim stupnjem slobode i različite vrijednosti prigušenja [1]

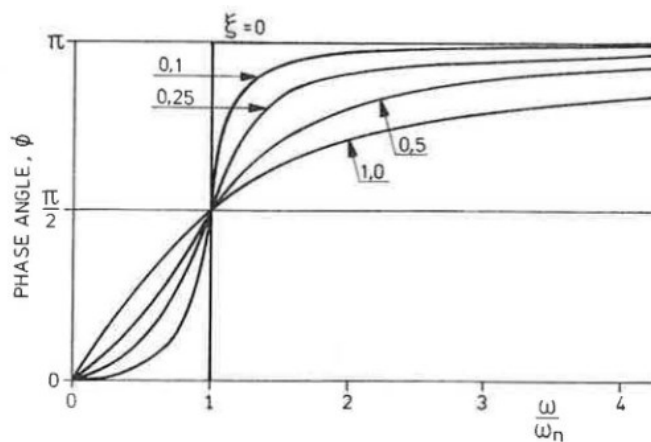


Slika 2.11 Opis dinamičkog faktora povećanja pri rezonanciji [1]

Također treba napomenuti da postoji fazni kut (engl. phase angle) između uzbudne sile i funkcije odziva sustava:

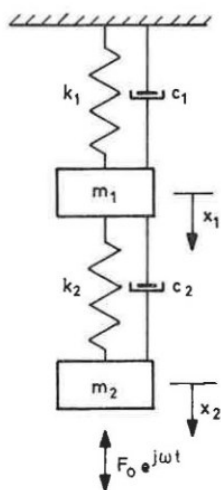
$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{2\xi \frac{\omega}{\omega_0}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} \right) \quad (2.15)$$

što je prikazano na slici 2.12, iz čega je vidljivo da fazni pomak pokazuje promjenu od nule, kroz  $90^\circ$  na rezonanciji i približava se  $180^\circ$  na primijenjenim frekvencijama koje su značajno iznad prirodne frekvencije sustava.

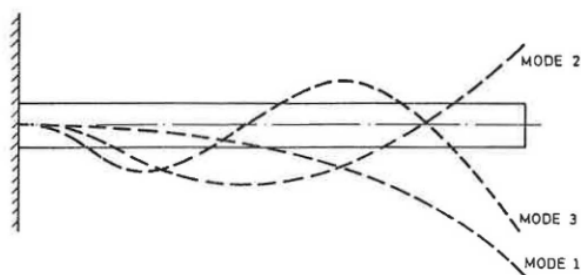


Slika 2.12 Fazni kut između uzbudne sile i odziva pri prolasku kroz rezonanciju i za različite vrijednosti prigušenja [1]

Sustavi s više koncentriranih masa i opruga čine višestruke sustave, slika 2.13. Takvi sustavi imaju forme vibriranja s pripadajućim prirodnim frekvencijama u istom broju kao i njihovi stupnjevi slobode. Prirodne frekvencije određuju se iz jednadžbi sustava gibanja. Sustavi s distribuiranom masom i krutošću, slika 2.14, teoretski imaju beskonačan broj prirodnih frekvencija. U praksi su značajne samo forme vibriranja s niskim brojem čvorova.



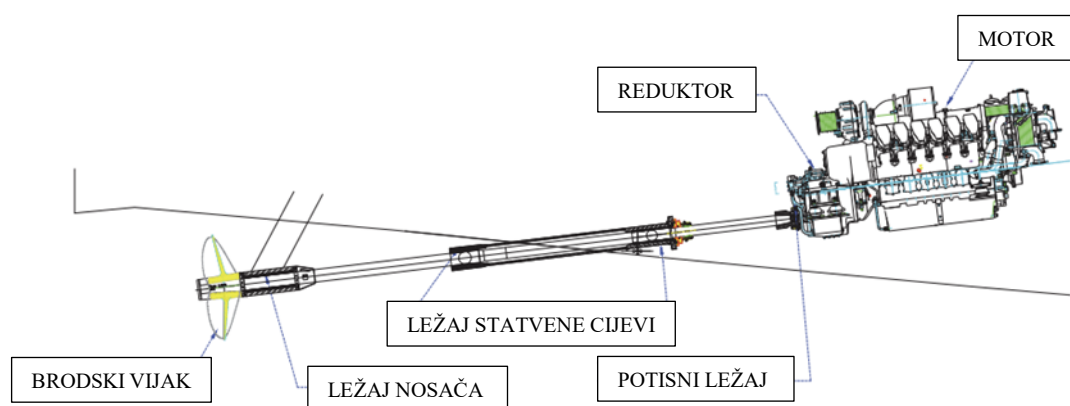
Slika 2.13 Prigušeni sustav masa i opruga s dvije mase [1]



Slika 2.14 Sustav s distribuiranom masom i krutošću [1]

### 3 PREGLED POGONSKIH SUSTAVA

Brodski pogonski sustav sastoji se od nekoliko komponenti koje zajedno pretvaraju snagu iz motora u poriv za gibanje plovila kroz vodu. Glavne komponente broskog mehaničkog pogonskog sustava su motor, reduktor, ležajevi i brodski vijak. Motor (engl. engine) je glavni izvor energije za pogonski sustav. Vrsta i veličina motora ovise o veličini i namjeni plovila. Većina brodova koristi dizelske motore, koji su učinkovitiji u potrošnji goriva i imaju manje emisije ispušnih plinova u usporedbi s drugim vrstama motora. Reduktor (engl. gearbox) povezuje motor s vratilom broskog vijka i omogućuje motoru da radi pri optimalnoj brzini uz održavanje željene brzine broskog vijka. Vratilo je najčešće oslonjeno na 4 ležaja različitih pozicija. Ležaj nosača (engl. strut bearing) smješten je na krajnju poziciju uz brodski vijak kako bi se savijanje vratila svelo na minimum. Ležajevi statvene cijevi (engl. stern tube bearing) smješteni su na početku i na kraju statvene cijevi. Potisni ležaj (engl. thrust bearing) najčešće je smješten u blizini reduktora i on preuzima najveći udio aksijalnih opterećenja. Brodski vijak (engl. propeller) pretvara rotacijsku energiju iz motora u poriv koji pokreće plovilo naprijed. Dizajn vijka ovisi o veličini i radnim uvjetima plovila. Moderni vijci optimizirani su za učinkovitost i smanjenu buku i vibracije. Tipični brodski pogonski sustav prikazan je na slici 3.1.



Slika 3.1 Tipični pogonski sustav [2]

Općenito, mehanički brodski pogonski sustavi imaju brojne primjene na različitim vrstama plovila. Omogućuju pouzdane i učinkovite performanse, što je bitno za pomorsku industriju. Glavne prednosti broskog mehaničkog pogonskog sustava uključuju pouzdanost, učinkovitost i isplativost. Imaju dugu povijest pouzdanih performansi u različitim radnim uvjetima, te imaju manji rizik od kvara u usporedbi s električnim pogonskim sustavima. Obično su jeftiniji za instaliranje i održavanje u usporedbi s drugim pogonskim sustavima. To posebno vrijedi za plovila s nižim zahtjevima za snagom. Općenito su učinkovitiji od drugih tipova pogonskih sustava, kao što su parni ili plinski turbinski motori. Brod opremljen mehaničkim pogonskim sustavom ima

nižu potrošnju goriva i emisije u usporedbi s pogonskim sustavom parne turbine. S druge strane, glavni izazovi brodskih mehaničkih pogonskih sustava uključuju utjecaj na okoliš, održavanje, buku i vibracije. Brodski mehanički pogonski sustavi generiraju značajne količine onečišćenja, uključujući stakleničke plinove, sumporov dioksid, dušikov oksid, itd. Također zahtijevaju redovito održavanje, uključujući podmazivanje, provjere poravnjanja i preglede istrošenosti. Ovi zadaci mogu biti dugotrajni i skupi, osobito za veća plovila. Uz to, generiraju značajne razine buke i vibracija, što može utjecati na udobnost i sigurnost posade. Dizajnom broskog vijka i optimizacijom trupa moguće je doći do smanjenja buke i vibracija. [3]

### **3.1 Propulzija dizel motorom**

Većina modernih brodova koristi klipni dizelski motor kao primarni pogon, zbog njihove jednostavnosti rada, robusnosti i ekonomične potrošnje goriva u usporedbi s većinom drugih mehanizama primarnog pokretača. Kod sporohodnih motora radilica može biti direktno spojena na brodski vijak, dok kod srednjehodnih i brzohodnih motora radilica je spojena preko reduktora ili preko alternatora i elektromotora kod plovila s dizel-električnim pogonom. Današnji dizelski motori mogu se generalno klasificirati prema [4]:

- radnom ciklusu:
  - o dvotaktni,
  - o četverotaktni,
- izvedbi:
  - o s križnom glavom (engl. crosshead engine),
  - o bez križne glave (engl. trunk engine),
  - o s nasuprotnim klipovima (opposed piston engine),
- brzini:
  - o sporohodni – motori s maksimalnom radnom brzinom do 300 okretaja u minuti smatraju se sporohodnim, većina velikih dvotaktnih sporohodnih dizelskih motora ima radnu brzinu ispod 120 okretaja u minuti,
  - o srednjehodni – motori s maksimalnom radnom brzinom u rasponu 300-1000 okretaja u minuti, moderni četverotaktni sporohodni dizel motori imaju maksimalnu radnu brzinu od oko 500 okretaja u minuti,
  - o brzohodni – motori s maksimalnom radnom brzinom iznad 1000 okretaja u minuti.

## 4 PREGLED BRODSKIH VIBRACIJA

Iako se cijeli brod može prikazati kao jedan objedinjeni sustav masa i elastičnosti u kojem svi dijelovi međusobno djeluju jedni na druge, takvu detaljnu analizu nije moguće provesti u ranijim fazama projektiranja. Mnogi elementi nisu čvrsto utvrđeni jer su relativno nevažni i ne opravdavaju trošak i vrijeme potrebno za detaljniju analizu. Alternativni pristup ovom problemu predstavljen u smjernicama "Ship Vibration Design Guide" [5], u kojem se predlaže podjela broda na pet glavnih područja:

- nosač trupa (engl. hull girder),
- glavne podstrukture (engl. major substructures),
- lokalni strukturni elementi (engl. local structural elements),
- brodska oprema (engl. shipboard equipment),
- glavni pogonski strojni sustav (engl. main propulsion machinery system).

Podjela broda na elemente prema njihovoj veličini i utjecaju vibracija izrazito je praktična iz pogleda dijagnoze, evaluacije i razvoja korektivnih mjera u rješavanju problema brodskih vibracija. Prva tri elementa vezani su uz strukturu i navedeni su u padajućem redoslijedu prema veličini. Prvenstveno ih pobuđuju sile broskog vijka ili dizelskog motora za propulziju koje se prenose kroz strukturu i imaju direktan odziv na sile koje prenosi struktura. Brodska oprema se klasificira kao aktivna kada generira vibracijske sile, kao što je generator, ili pasivna u slučaju kad ih ne generira, primjerice, električni transformator. Odziv brodske opreme može biti povezana s njenim vlastitim uzbudnim silama ili s onima koje se prenose kroz strukturu broda. Glavnih porivni strojni sustav može biti pobuđen broskim vijkom, dinamičkom ili hidrodinamičkom neravnotežom ili, u slučaju primjene dizelskih motora, harmonicima motora. Prekomjerne vibracije pogonskog sustava mogu se pokazati štetnim za strukturu trupa, opremu ili sam porivni sustav. Razumijevanje pobude i odziva ovih pojedinačnih elemenata i njihove međusobne povezanosti pomaže u dijagnostici većine vibracijskih problema koji se pojavljuju. Prema smjernicama "Prevention of harmful vibration in ships" [1] i "Ship Vibration Design Guide" [5] svaki od ovih elemenata je detaljnije opisan u sljedećim poglavljima, uz detaljan osvrt na pogonski sustav i uzбудu uslijed rada broskog vijka.

## 4.1 Vibracije nosača trupa

Nosač broskog trupa uključuje oplatu, glavnu palubu i sve unutarnje elemente koji zajednički pružaju potrebnu čvrstoću za zadovoljavanje projektnih zahtjeva broda u očekivanim morskim uvjetima. Iako okolna voda i opterećenje trupa utječu na odziv, nosač trupa uvijek reagira kao slobodna greda kada je izložen dinamičkim opterećenjima. Vibracije nosača trupa, pobuđene naizmjeničnim silama broskog vijka, predstavljaju najčešći izvor problematičnih vibracija koje se pojavljuju na brodu. Vibracijska svojstva broda prvenstveno se utvrđuju konfiguracijom broskog vijka i krme. Nakon što je brod izgrađen, preinake za ispravljanje prekomjernih vibracija koje proizlaze iz nepravilnog odabira broskog vijka i/ili konfiguracije krme općenito su opsežne i nepraktične. Osim toga, vibracije nosača trupa pobudit će glavne podstrukture, lokalne strukturne elemente i brodsku opremu. Glavni porivni strojevi i pomoćni strojevi također mogu doprinijeti općim vibracijama i vibracijama lokalnih strukturnih komponenti.

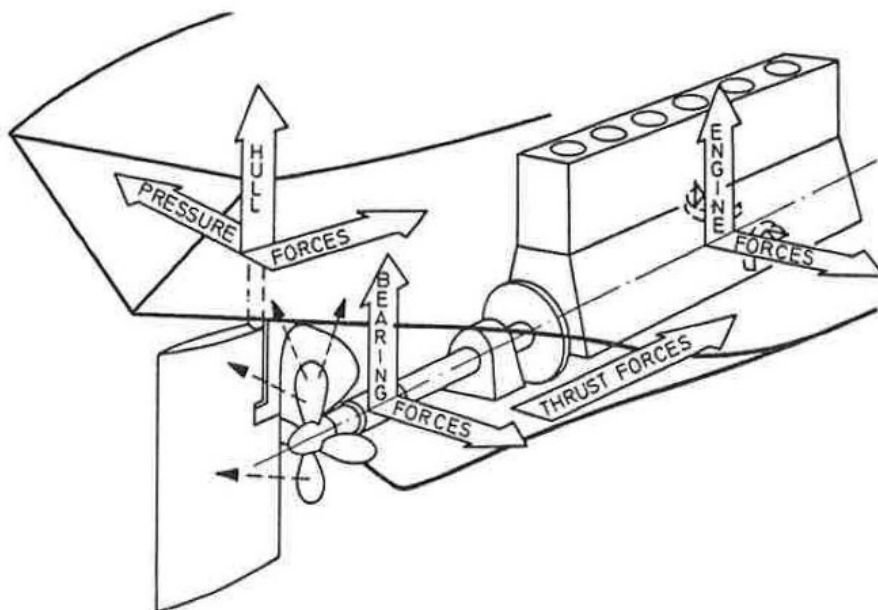
Nosač trupa reagira vertikalnim savijanjem kada je podvrgnut udaru valova. Kod preoceanskih brodova koji su izloženi nasumičnim udarima valova, dinamički odziv na prvoj vlastitoj frekvenciji trupa obično je na niskim razinama naprezanja i smatra se prolaznim po prirodi. Međutim, u slučaju transportnih brodova na velikim jezerima, utvrđeno je da su periodične vibracije nosača trupa na njegovoj prvoj vlastitoj frekvenciji potencijalno opasan strukturalni problem. Prema tome, za potrebe ovog rada, utjecaj udara valova na vibracije broda se ne razmatra.

## 4.2 Uzbuda nosača trupa

Dinamičke sile koje djeluju na trup preko ležajeva pogonskog vratila ili izravno preko tlačnih sila (engl. pressure forces) broskog vijka koje udaraju u trup, uzrokuju većinu vibracija nosača trupa. U slučaju pogonskih sustava sporohodnih dizelskih motora, neuravnoteženost motora ili sile koje se pojavljuju pri pokretanju motora (engl. firing forces) također mogu imati značajan utjecaj na vibracije. Manje značajni izvori su pomoćni strojevi i hidrodinamički pobuđene vibracije elemenata kao što su kormilo, ljuljna kobilica, nosači broskog vijka, itd. Prilikom određivanja izvora vibracija potrebno je odrediti frekvenciju pobude, koju je praktično povezati s frekvencijom vrtnje osovine određivanjem broja oscilacija po okretaju osovine. Unutar ukupnog frekvencijskog spektra mogu biti uključene frekvencija osovine, frekvencija i harmonici krila broskog vijka, kao i konstantne frekvencije komponenata.

Primarni izvori pobude, slika 4.1, proizlaze iz brodskog vijka i sporohodnih dizelskih motora koji uzrokuju:

- tlačne sile trupa (engl. hull pressure forces),
- sile ležajeva (engl. bearing forces),
- porivne sile (engl. thrust forces),
- sile motora (engl. engine forces).



Slika 4.1 Primarni izvori pobude [1]

#### 4.2.1 Sile vratila

Mehaničke sile koje su povezane s brzinom vrtnje vratila, odnosno prvim redom, mogu biti posljedica sljedećih uzroka:

- neuravnoteženost vratila (engl. shaft unbalance),
- neuravnoteženost brodskog vijka (engl. propeller unbalance),
- nepravilnost koraka brodskog vijka (engl. propeller pitch error),
- neuravnoteženost motora (engl. engine unbalance) (za brodove sa sporohodnim dizelskim motorom),
- savijeno vratilo (engl. bent shaft),
- ekscentricitet između vratila i ležaja (engl. journal eccentricity),
- nepravilnost spojke ili prirubnice (engl. coupling or flange misalignment).

Prva četiri su najčešći uzroci frekvencijskih sila vratila, dok se ostali vjerojatno neće pojaviti ako se tijekom projektiranja i izgradnje broda poštuju definirane specifikacije, izrada i inspekcijski postupci. Frekvencije tih sila javljaju se unutar niskofrekventnog područja. Međutim, to predstavlja značajan problem jer mogu imati veliku amplitudu i pobuditi jednu od nižih vlastitih frekvencija blizu ili pri punoj snazi, što bi rezultiralo značajnim rezonantnim efektom.

#### 4.2.2 Sile brodskog vijka

Osim osnovnog projektnog cilja stvaranja stalnog poriva za propulziju broda, brodski vijak zbog svog rada u polju nejednolikog strujanja, izaziva neželjene fluktuirajuće dinamičke sile i momente. Takvo strujanje uzrokovano je prolaskom krila u blizini trupa i privjesaka kao što su kormilo, nosač brodskog vijka, itd. Ove fluktuirajuće sile i momenti obično se nazivaju silama brodskog vijka i imaju temeljnu frekvenciju prolaska krila i viših harmonika, te se kategoriziraju kao sile ležajeva ili tlačne sile trupa. Viši harmonici obično su od sekundarne važnosti. Iskustvena mjerenja su pokazala da je brodski vijak glavni izvor problematičnih vibracija na brodu. Prema tome, od velikog je značaja da se u fazi dizajna posveti posebna pažnja svođenju sila brodskog vijka na minimum. Teorija brodskih vijaka odnosi se na rad u otvorenoj vodi, u kojoj brodski vijak napreduje kroz neometanu vodu. Međutim, kada se nalazi iza trupa, brodski vijak radi u vodi koja je uznemirena prolaskom trupa i vodi oko krme koja se giba prema naprijed u istom smjeru kao i brod. Takvo gibanje vode naziva se trag fluida i uzrokuje fluktuacije u ravnini rotacije brodskog vijka, što dovodi do fluktuacija u opterećenju svakog krila. Budući da brodski vijak generira okretni moment i poriv, obje komponente fluktuiraju sa svakim prolaskom krila kroz nejednolik trag fluida, što dovodi do izmjeničnog okretnog momenta i poriva na frekvenciji krila i višim harmonicima. Kao dodatni učinak nejednolikog opterećenja brodskog vijka, središte poriva je ekscentrično u odnosu na geometrijsko središte vijka, stvarajući tako momente savijanja u vratilu te vertikalne i horizontalne sile u ležaju. Ove sile također imaju frekvenciju krila brodskog vijka i viših harmonika, dok se glavno naprezanje na savijanje u osovini javlja na frekvenciji vratila. Slično, izmjenične tlačne sile izazvane su radom krila brodskog vijka uz površinu trupa u aksijalnom i poprečnom smjeru. Rezultirajuće sile i momenti koji se generiraju na površini trupa reagiraju s krilima stvarajući tlačne sile. Kako bi se te sile svele na najmanju moguću mjeru, potrebni su maksimalni razmaci u aksijalnom smjeru i radijalno na vrhu brodskog vijka. Tlačne sile trupa generirane brodskim vijkom znatno su povećane ako postoji kavitacija. Ona je karakterizirana snažnim udarcima koji se često javljaju u području krmenog pika i prisutnosti vibracija na višim harmonicima krila.



#### 4.2.3 Sile ležajeva

Nestacionarne sile ležajeva potječu od nejednolikosti strujanja u ravnini rotacije brodskog vijka. Jakost različitih harmonika nejednolikog strujanja oko vijka utječe na veličinu sila ležajeva i na izbor broja krila brodskog vijka. Relativna snaga različitih redova harmonika ukazuje na relativnu snagu frekvencije krila brodskog vijka. Na nejednoliko strujanje, pak, utječe forma brodskog trupa. Optimalnom formom trupa smanjuje se nejednolikost strujanja, čime bi se smanjila veličina sila ležajeva. Sile ležajeva pobuđuju strukturu broda kroz sustav pogonskog vratila i ležaja.

#### 4.2.4 Tlačne sile trupa

Tlačne sile trupa nastaju zbog oscilacija tlaka uzrokovanih prolaskom vrhova krila brodskog vijka blizu trupa i privjesaka. Na ove sile najviše utječu razmak između trupa i brodskog vijka, opterećenje krila i promjene u lokalnom polju tlaka oko krila. Pojava kavitacije na krilima drastično će povećati tlačne sile. U određenim slučajevima, eksperimentalna mjerenja su pokazala da kavitacija može uzrokovati značajno povećanje tlačnih sila na trup broda, čak 20 do 40 puta veće u usporedbi s nekavitirajućim uvjetima. Ove pojačane tlačne sile prenose se na brod preko površine dna trupa, osobito u blizini brodskog vijka.

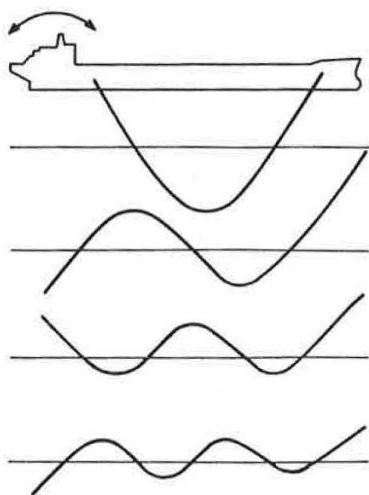
#### 4.2.5 Utjecaj sila brodskog vijka

Izmjenični poriv s frekvencijom krila brodskog vijka daje glavnu pobudu pogonskom sustavu u uzdužnoj formi vibriranja, dok moment s istom frekvencijom čini glavnu pobudu pogonskog sustava u torzijskoj formi vibriranja. Vertikalna sila ležajeva s frekvencijom krila, kada se vektorski kombinira s vertikalnom tlačnom silom iste frekvencije, daje ukupnu vertikalnu silu koja pobuđuje trup u vertikalnom smjeru. Slično tome, horizontalne sile ležajeva, u kombinaciji s horizontalnim tlačnim silama s frekvencijom krila, daju glavni doprinos za pobudu trupa u horizontalnom smjeru. Vertikalne i horizontalne sile i njihova udaljenost od neutralne osi trupa kombiniraju se kako bi pobudili trup torzijski. Uzdužne tlačne sile trupa i izmjenični potisak koji ulaze u trup kroz potisni ležaj kombinirat će se kako bi pobudili trup u uzdužnom smjeru. Ovime je opisan utjecaj sila brodskog vijka.

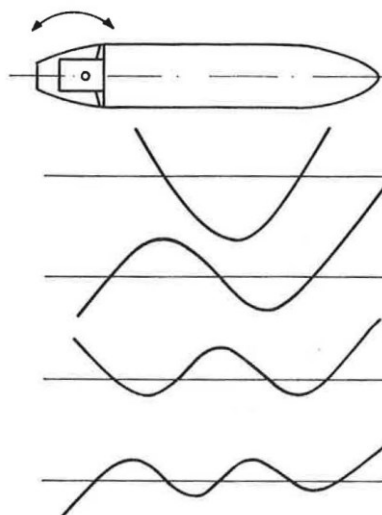
### 4.3 Odziv nosača trupa

Odziv nosača trupa može biti rezonantan ili nerezonantan (prisilan). Najčešće će biti rezonantan kroz prvih pet ili šest formi vibriranja kada ga pokreće vratilo ili ako su prisutne frekvencije brodskog vijka. Iznad pete ili šeste forme, nosač trupa vibrira približno proporcionalno generiranim silama (prisilne vibracije). Glavne pobudne frekvencije su frekvencija vrtila, frekvencija krila brodskog vijka i harmonici krila brodskog vijka. Hidrodinamičke sile također mogu pobuditi rezonantnu frekvenciju trupa, kormila ili nosača pobuđenih hidrodinamičkim protokom preko privjesaka trupa. Nosač trupa će vibrirati u sljedećim osnovnim formama:

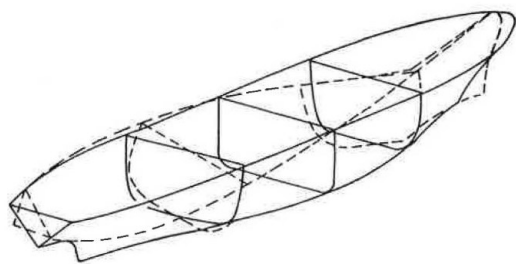
- vertikalno savijanje (engl. vertical flexure), slika 4.2,
- horizontalno savijanje (engl. horizontal flexure), slika 4.3,
- torzijski, uvijanje (engl. torsional, twist), slika 4.4,
- uzdužno, kompresija (engl. longitudinal, compression), slika 4.5.



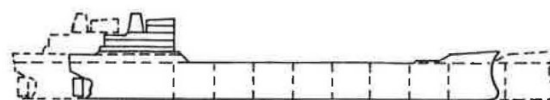
Slika 4.2 Vertikalne vibracije nosača trupa, od 1 - 4 forme (od 2 - 5 čvora) [1]



Slika 4.3 Horizontalne vibracije nosača trupa, od 1 - 4 forme (od 2 - 5 čvora) [1]



Slika 4.4 Torzijske vibracije nosača trupa, prva forma (1 čvor) [1]



Slika 4.5 Uzdužne vibracije nosača trupa [1]

Veza može postojati između vertikalne i uzdužne te između horizontalne i torzijske forme. Najznačajnije vibracije obično su povezane s vertikalnim i horizontalnim savijanjem. Vertikalne vibracije trupa pri savijanju najvažnija su vrsta rezonantnih vibracija trupa koje se pojavljuju tijekom rada. Kao što je prethodno navedeno, ova vrsta vibracije može biti pobuđena dinamičkom ili hidrodinamičkom neuravnoteženošću brodskog vijka, dinamičkom neuravnoteženošću ili ekscentričnosti vratila ili drugih velikih rotirajućih masa kao što su zupčanici reduktora, te primarnim ili sekundarnim neuravnoteženim momentima dizelskih motora s direktnim pogonom. Prolazne sile izazvane morskim valovima također mogu pobuditi vlastite frekvencije trupa. Kod brodova s dva vijka može doći do značajne pobude horizontalnih formi zbog faznog pomaka neuravnoteženih sila brodskog vijka. Neki brodovi, osobito kontejnerski brodovi s velikim otvorima na palubi, mogu biti osjetljivi na torzijski odziv pobuđen horizontalnim silama. Kao opće pravilo, osnovna vertikalna forma može imati veoma niske frekvencije kao što je 1 Hz, dok će više forme slijediti temeljnu frekvenciju prema omjerima 1, 2, 3, 4, itd. Horizontalne frekvencije savijanja slijede sličan obrazac, međutim, temeljna frekvencija bit će približno 50 posto viša od temeljne vertikalne frekvencije. Temeljna torzijska forma nosača trupa može se procijeniti na približno dvostruku horizontalnu ili trostruku vertikalnu vlastitu frekvenciju. Uzdužna vlastita frekvencija može se procijeniti na približno tri i pol puta temeljne horizontalne forme.

#### 4.3.1 Utjecaj nepovoljnih radnih uvjeta

Nepovoljni radni uvjeti često rezultiraju značajnim povećanjem amplituda vibracija. Pri prijavljivanju vibracija na brodu ili reagiranju na prijavljene probleme, iznimno je važno prepoznati da su brodske vibracije donekle slučajna pojava i da se za dane podatke moraju prijaviti radni uvjeti. Ovaj faktor također ima značajan utjecaj na analizu i izvješće sa podacima koji se koriste u svrhe evaluacije.

Pod idealnim uvjetima mora amplituda vibracija trupa varirati će faktorom od 2 do 1, dok pod propisanim uvjetima probne plovidbe (stanje mora 3 ili manje) amplituda vibracija trupa mogu varirati faktorom 3 do 1. Nepovoljni vremenski uvjeti mogu uzrokovati veće faktore.

Tijekom oštrog skretanja, amplitude se mogu lako povećati za faktor od 2 za brodove s jednim vijkom i faktor od 3 za brodove s dva vijka. Tijekom povratnog sudara koji se pojavljuje tijekom prijelaza iz pune snage u naprijed na punu snagu u nazad, izmjenični potisak može premašiti pogonski potisak što može rezultirati oštećenjem potisnih ležajeva, te se savjetuje izvesti ovaj manevar pri nižim brzinama prilikom kojeg se prati odziv potisnog ležaja, pogotovo kod probne

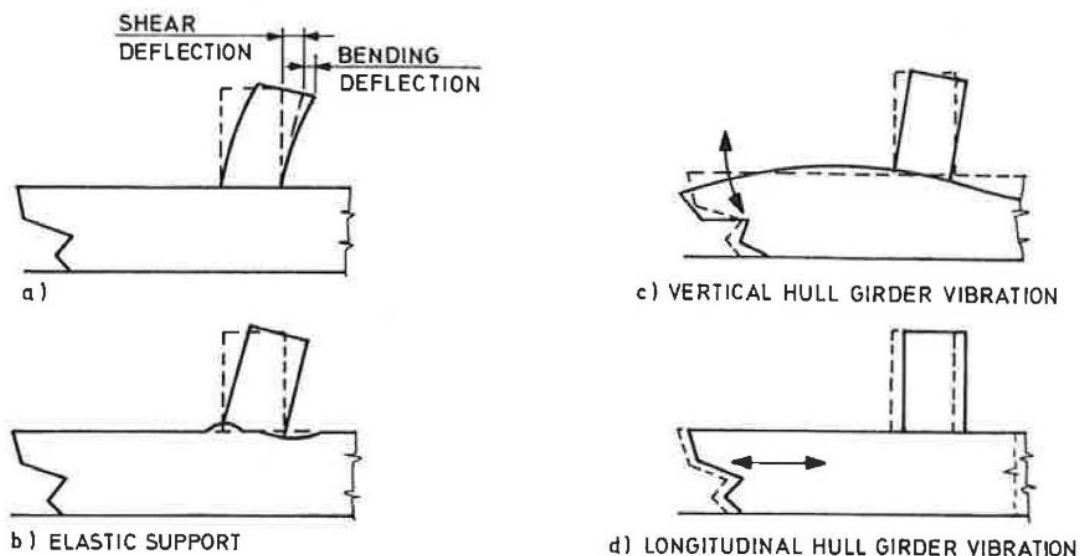
plovidbe. U plitkoj vodi može doći do povećanja vibracija trupa za 50 posto. U ovom kontekstu, plitka voda definira se kao dubina koja je manja od šest puta gaza broda. U stanju balasta može doći do povećanja vibracija trupa za 25 posto. Za minimalne vibracije trupa, preporuča se puno opterećenje s punim spremnicima krmenog pika.

#### 4.4 Vibracije glavnih podstruktura

U svrhu evaluacije, glavne podstrukture definirane su kao sekundarne strukture dovoljne mase ili sposobnosti generiranja pobudnih sila da imaju vlastite dinamičke karakteristike, koje zbog izravne povezanosti s vibracijama nosača trupa, mogu značajno utjecati na globalne vibracije broda. U analizi formi vibriranja tako velikih složenih struktura, potrebno je identificirati glavni uzrok nastanka prekomjernih vibracija. Iako pobuda podstrukture općenito nastaje od njene povezanosti s nosačem trupa, pobuda može doći od strojeva ili aktivne opreme montirane na podstrukturu. Prekomjerne vibracije podstrukture mogu biti rezultat strukturnih rezonancija u podstrukтури ili u detaljima spoja podstrukture i nosača trupa. Ovisno o uključenoj masi i načinu pričvršćivanja, podstruktura ponekad može pojačati odziv nosača trupa. Najbolji način za evaluaciju vibracijskih karakteristika podstrukture je pomoću analize konačnih elemenata. Tipične glavne podstrukture uključuju strukturu nadgrađa, strukture glavne palube, velike sustave pogonskih strojeva i druge teške instalacije, uključujući njihove temelje, kao što su kotlovi, reaktori, veliki sustavi oružja, kormila, itd. Na primjeru strukture nadgrađa na krmi kada ju pobuđuju fleksijske i longitudinalne vibracije nosača trupa, slika 4.6 prikazuje neke moguće forme vibriranja koji se često pojavljuju, te indicira na uzdužne vibracije uključujući:

- smicanje nadgrađa (engl. superstructure shear deflection), slika 4.6 a),
- savijanje nadgrađa (engl. superstructure bending deflection) ), slika 4.6 a),
- progib nosača nadgrađa (engl. superstructure support deflection, elastic support) u obliku gibanja krutog tijela (engl. rigid body motion) ), slika 4.6 b),
- vertikalne vibracije nosača trupa (engl. vertical hull girder vibration) ), slika 4.6 c),
- uzdužne vibracije nosača trupa (engl. longitudinal hull vibration) ), slika 4.6 d).

Gibanje nadgrađa kao kruto tijelo uglavnom je posljedica vertikalne rezonancije vibracija nosača trupa pobuđene brodskim vijkom.



Slika 4.6 Komponente uzdužnih vibracija nadgrađa [1]

#### 4.5 Vibracije lokalnih strukturnih elemenata

Lokalni strukturni element je manji strukturni sklop u odnosu na glavne podstrukture koje su prethodno spomenute. Pod lokalnu strukturu spadaju paneli, ploče, nosači, pregrade, platforme, rukohvati, temelji manje opreme itd. Sastavni su dijelovi većih struktura, odnosno glavnih podstrukture, ili nosača trupa. Većina problema koja se pojavljuje na brodu javlja se u lokalnim strukturnim elementima i rezultat su ili jakih sila pobude, prenesenih od matične strukture, pojačanih rezonancijskim učincima u lokalnoj strukturi ili su odziv na vibracijske sile koje stvara mehanička oprema pričvršćena na lokalnu strukturu. U nekim slučajevima problemi nastaju zbog nepravilne montaže brodske opreme, čak i kada oprema nema samouzbudnih sila, odnosno kad je oprema pasivna. Tijekom projektiranja broda, detalji lokalnih strukturnih elemenata i način ugradnje brodske opreme često se temelje na praktičnom iskustvu, te se dinamičke analize rijetko provode. Iako je ovaj pristup u većini slučajeva zadovoljavajući, mnogi problemi nastaju ili proizlaze iz naknadnih izmjena. Većina problema s vibracijama na brodu spada u ovu kategoriju i općenito se mogu lako i jednostavno riješiti nakon što se dijagnosticira izvor problema. Prekomjerne globalne vibracije brodske strukture neizbježno dovode do pretjeranih lokalnih vibracija. U takvim slučajevima problem se ne može ukloniti smanjenjem lokalnih vibracija.

## 4.6 Vibracije brodske opreme

Brodska oprema definirana je kao sva oprema montirana na brodu kao stalni dio cjelokupnog broskog sustava. Može doprinijeti pogonskom sustavu, pomoćnim, komunikacijskim, kontrolnim sustavima ili sustavima za održavanje života, a obuhvaća i stolariju i namještaj. Radi praktičnosti, sva takva oprema klasificirana je kao pasivna ili aktivna.

### 4.6.1 Pasivna brodska oprema

Pasivna oprema je sva brodska oprema trajno pričvršćena na strukturu broda, koja nema pomičnih dijelova, te ne generira pobudne sile. Tipični primjeri uključuju izmjenjivače topline, radio opremu, razvodne ploče, stolariju, namještaj, cijevi itd. Pretjerane vibracije takve opreme mogu uzrokovati oštećenja i nepovoljno utjecati na rad jedinice ili sustava. Oprema koja je osjetljiva na vibracije, poput elektroničke opreme, često se postavlja na elastične nosače. Većina problema proizlazi iz nepravilnog odabira nosača. Prilikom evaluacije vibracija na brodu, s obzirom da one utječu na pasivnu brodsku opremu, preporučuje se isti pristup koji se koristi za vibracije lokalnih strukturnih elemenata. Vibracije koje se javljaju obično su povezane s odzivom nosive strukture te mogu biti povezane s glavnim pogonskim sustavom, silama koje stvaraju obližnji strojevi ili pomoćnim uređajem koji je izravno spojen na stroj (kao što je mjerač na dizelskom motoru). Kao i u prethodnom slučaju, problem proizlazi iz jakih ulaznih sila i/ili rezonantnog povećanja od metode pričvršćenja ili unutarnjih mehaničkih karakteristika.

### 4.6.2 Aktivna brodska oprema

Za razliku od karakteristika pasivne brodske opreme, aktivna brodska oprema kao što su pumpe, kompresori, generatori, ima pokretne dijelove koji često uključuju dovoljnu masu da pobuđuju vibracijske sile, koje bi u kombinaciji s dinamičkim karakteristikama nosive strukture bile sposobne stvarati probleme tijekom rada. Sustavi montaže za opremu također mogu uključivati elastične nosače koji smanjuju prijenos samopobudnih sila na nosive strukture, ali koji također mogu pojačati niskofrekventne vibracije koje stvara brodski pogonski sustav. Glavni problemi povezani s vibracijama aktivne brodske opreme odnose se na sile koje stvara sama oprema i one koje se na opremu prenose kroz strukturu broda. Te se sile obično mogu razlikovati po različitim prisutnim frekvencijama. Nosiva struktura i pripadajući sustav za montažu općenito se prema potrebi mogu modificirati bez većih poteškoća.

## 4.7 Vibracije glavnog pogonskog sustava

Glavni pogonski sustav uključuje motor, prijenosne uređaje i brodski vijak, te tako doprinosi vibracijama broda i dinamičkim naprezanjima unutar samog pogonskog sustava silama koje generiraju i brodski vijak i komponente pogonskog sustava. Iako su vibracije broskog trupa i glavnog pogonskog stroja međusobno povezane, prikladno je provođenje neovisnih evaluacija vibracija pogonskog sustava. Međutim, ako je to moguće, preporuča se uključivanje stvarnih ili empirijskih čimbenika koji se odnose na strukturu broda, a koji čine važan dio sustava koji se proučava. Glavna područja interesa koji mogu uzrokovati problematične vibracije ili dinamička naprezanja uključuju:

- dinamičku neuravnoteženost (engl. dynamic unbalance),
- dinamička naprezanja vratila (engl. dynamic shaft stresses),
- uzdužne vibracije (engl. longitudinal vibration),
- torzijske vibracije (engl. torsional vibration),
- poprečne vibracije (engl. lateral vibration).

### 4.7.1 Dinamička neuravnoteženost

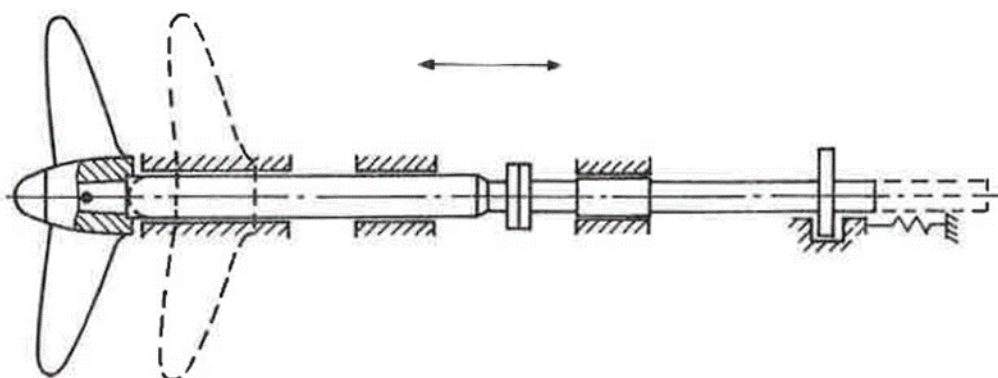
Dinamička i/ili hidrodinamička neuravnoteženost broskog vijka, dinamička neuravnoteženost vratila, reduktora i drugih velikih komponenti pogonskog sustava koje rade pri brzini vrtnje vratila broskog vijka mogu doprinijeti neželjenim vibracijama trupa, osobito ako uzbudna frekvencija padne u rezonanciju s vlastitom frekvencijom trupa. Takve poteškoće mogu nastati i zbog neuravnoteženih sila kod velikih sporohodnih dizelskih motora ili zbog loše poravnatih vratila. Međutim, vibracije koje se javljaju na ovim niskim frekvencijama biti će posebno primjetne za posadu. Vibracije koje premašuju preporučene kriterije treba otkloniti kako bi se spriječilo lokalno oštećenje i/ili prekomjerno trošenje ležajeva. Za kontrolu neuravnoteženosti kod sporohodnih dizelskih motora potrebna je posebna korektivna procedura. Specifične tolerancije neuravnoteženosti ili ograničenja vibracija za komponente s velikom brzinom vrtnje, kao što su turbine i kompresori, obično utvrđuje proizvođač. Kada vibracije takvih jedinica premaše preporučene kriterije, to može rezultirati potencijalno opasnim problemima sa samom opremom ili može uzrokovati rezonancije lokalnih temelja, pričvršćenih cjevovoda ili komponenti. Prilikom evaluacija dinamičke neuravnoteženosti bitno je razlikovati vibracije izazvane trupom i vibracije izazvane strojem kako bi se pravilno odredile potrebne korektivne mjere.

#### 4.7.2 Dinamička naprezanja vratila

Pogonsko vratilo obično je projektirano u skladu s pravilima klasifikacijskog društva, a u nekim slučajevima prema pravilima mornarice. Uz standardna pravila projektiranje, periodične kontrole i prikladne postupke održavanja, tijekom životnog vijeka broda ne bi trebalo biti nikakvih poteškoća s pogonskim vratilom. Međutim, iskustvo je pokazalo da se ozbiljne poteškoće, uključujući defekt vratila, mogu dogoditi u normalnim radnim uvjetima. Problemi s vratilom povezani su s dinamičkim naprežanjima koja su u većini slučajeva pogoršana korozijskim zamorom. Takvi problemi mogu biti uzrokovani ekscentričnim potiskom, izazvanim nepovoljnim uvjetima strujanja oko broskog vijka, i pogoršani neprikladnom montažom i/ili neispravnim brtvama. Kao minimum, cijeli pogonski sustav treba evaluirati na prihvatljive kontinuirane i dinamičke razine naprežanja tijekom faze projektiranja i za vrijeme probne plovidbe.

#### 4.7.3 Uzdužne vibracije

Prekomjerne uzdužne vibracije pogonskog sustava mogu biti uzrokovane izmjeničnim porivom koji stvara brodski vijak na frekvenciji krila ili njihovim harmonicima. Vibracija se smatra pretjeranom ako prelazi ograničenje postrojenja i može biti posebno štetna za potisne ležajeve i/ili reduktore. Ovisno o strukturnim karakteristikama, izmjenične sile poriva koje se prenose na brod preko potisnog ležaja mogu uzrokovati snažne lokalne vibracije u strojarnici i snažan odziv nadgrađa. Kako bi se upotpunila evaluacija cijelog sustava potrebno je uvažiti utjecaj motora i reduktora. Sile koje se prenose na konstrukciju broda primarno ovise o ukupnoj masi sustava te kombinaciji potisnog ležaja i krutosti temelja. Slika 4.7 prikazuje uzdužne vibracije tipičnog vratilnog voda pogonskog sustava.



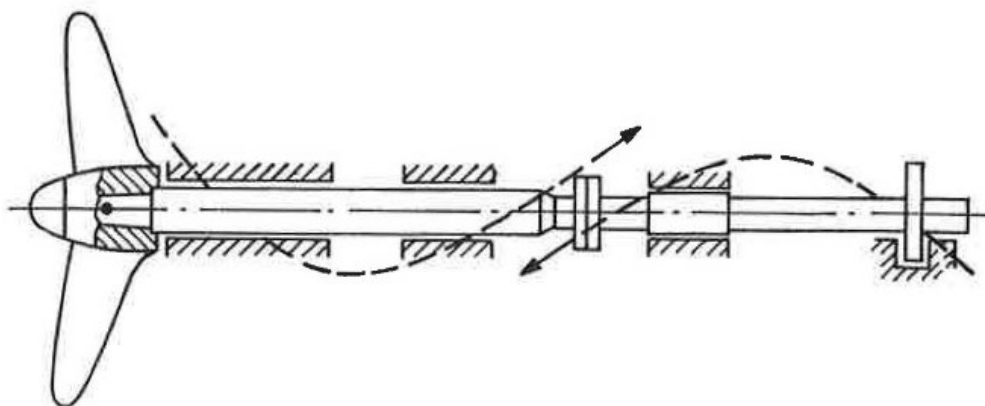
Slika 4.7 Uzdužne vibracije vratilnog voda [1]



Općenito, uzdužne i torzijske vibracije pogonskih sustava mogu se smatrati neovisnima jedna o drugoj, ali to nije uvijek slučaj. Brodski vijak povezuje uzdužne i torzijske stupnjeve slobode sustava do neke mjere u svim slučajevima, ali utjecaj te povezanosti je značajan prvenstveno kada su neovisne kritične frekvencije blizu jedna drugoj. U takvim slučajevima pobuđena forma vibriranja je zapravo uzdužno-torzijska i pobuda uključuje varijacije momenta i potiska. Ova pojava je često problematična kod dizelskih pogonskih sustava.

#### 4.7.4 Torzijske vibracije

Torzijske vibracije pogonskog sustava mogu biti pobuđene izmjeničnim momentom kojeg stvaraju brodski vijak i/ili harmonici motora u dizelskom pogonskom sustavu. Obično torzijske rezonancije unutar vratilnog voda prikazanog na slici 4.8 ne stvaraju ozbiljne probleme s vibracijama u strukturi broda, iako mogu oštetiti reduktor, posebno u nepovoljnim uvjetima na moru. U pogonskom sustavu dizelskog motora svih vrsta, reakcije okretnog momenta mogu biti glavni problem strukturalnih vibracija. Osim toga, torzijske rezonancije mogu oštetiti komponente sustava.

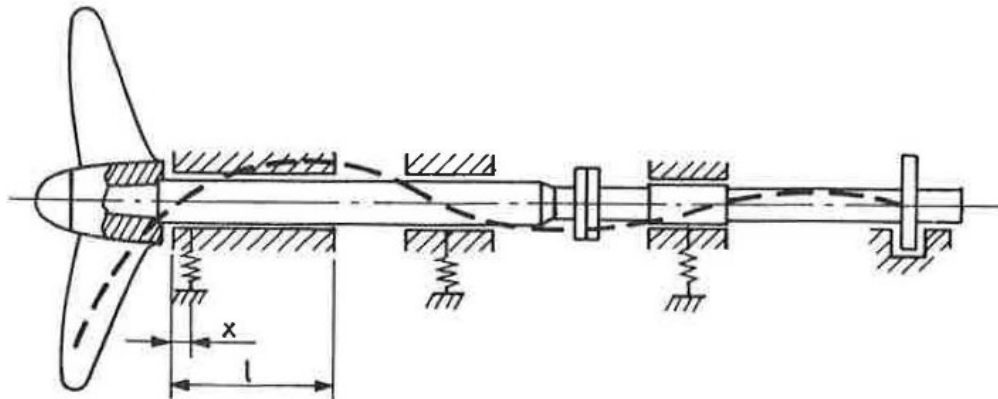


Slika 4.8 Torzijske vibracije vratilnog voda [1]

Iako evaluacija torzijskih vibracija vratila podliježe zahtjevima pravila klasifikacije, također se smatra potrebnim provesti analizu torzijskih vibracija kompletnog pogonskog sustava u fazi projektiranja kao i provjeriti karakteristike odziva sustava tijekom probne plovidbe.

#### 4.7.5 Poprečne vibracije

Pogonski sustav obično je projektiran tako da je osnovna obodna brzina znatno iznad radne brzine. Osnovna forma vibriranja pobuđuje se zbog neuravnotežene mase, a pri rezonanciji predstavlja ozbiljnu opasnost za sustav vratilnog voda. Na vlastitu frekvenciju sustava značajno utječu efektivne točke oslonca ležaja kao i njihova krutost. Slika 4.9 pokazuje utjecaj položaja ležaja na formu vibriranja, gdje je  $l$  duljina ležaja, a  $x$  udaljenost efektivne točke oslonca.



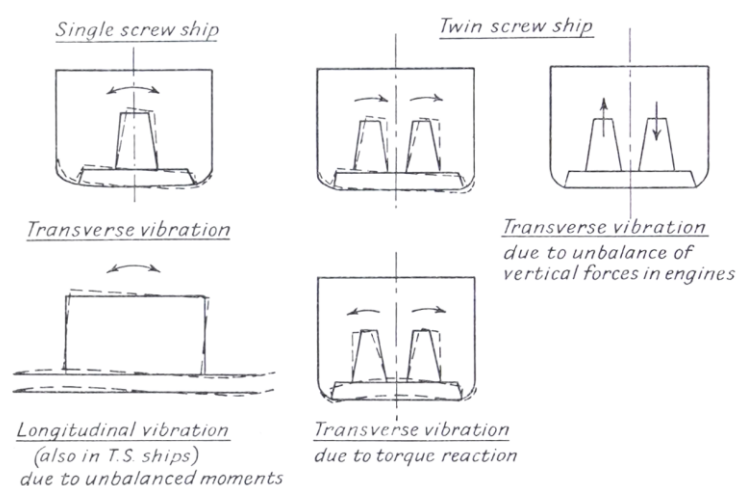
Slika 4.9 Poprečne vibracije vratilnog voda [1]

Loša poravnatost osi ili značajno trošenje ležaja može rezultirati velikim dinamičkim naprezanjem u vratilu, dinamičkim povećanjem reakcija ležaja i povećanim vibracijama trupa, te pregrijavanjem. Pod pretpostavkom da je inicijalni dizajn bio zadovoljavajući, potrebno je prikladno održavanje da bi tako i ostalo.

## 4.8 Konfiguracija pogonskog sustava

Postoji mnogo načina na koje se mogu konfigurirati brodski pogonski sustavi. Svaki predstavlja izazov unutar trenutne brodograđevne prakse. Sustavi brodskih vratila mogu se podijeliti u dvije glavne skupine, one koje su kratke u svojoj ukupnoj duljini i obično se povezuju s brodovima koje pokreću sporohodni dizelski motori s direktnim pogonom, dok drugu skupinu čine veće duljine vratila koje se često nalaze u dvostrukim vijčanim konfiguracijama, a obično se nalaze u brodovima za krstarenje, trajektima, ratnim brodovima i kontejnerskim brodovima. [5]

Kod brodova s jednim vijkom motor može razviti ili poprečne ili uzdužne vibracije uzrokovane reakcijom okretnog momenta i neuravnoteženi momenta. Kod brodova s dvostrukim vijkom moment reakcije također može uzrokovati poprečne vibracije, kao i nedostatak okomite ravnoteže. Neke od mogućih formi vibriranja prikazane su na slici 4.10:

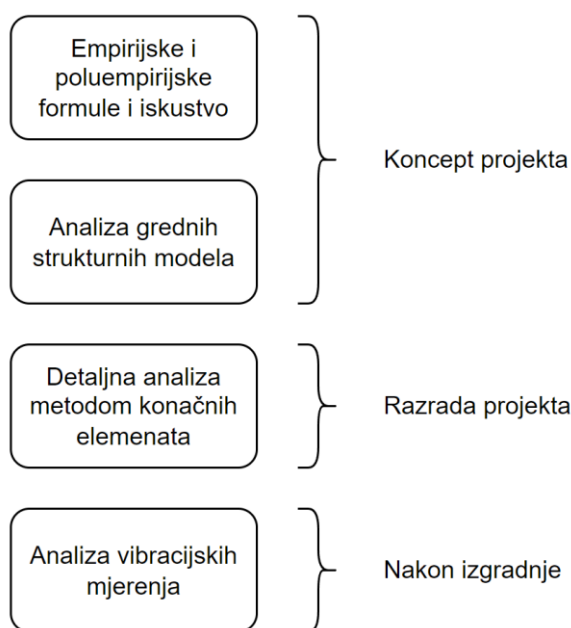


Slika 4.10 utjecaj konfiguracije na forme vibriranja [6]

Frekvencija motora općenito je jednaka broju taktova u sekundi te problem nastaje kada je ta frekvencija jednaka vlastitoj frekvenciji motora uključujući utjecaj njegovih oslonaca, temelja, okolne strukture, oplata i vode. Ako se ta pojava javlja pri radnoj brzini motora potrebno je dodatno ukrotiti temelje i okolnu strukturu kako bi se rezonantna frekvencija podigla izvan radnog područja. To uključuje montažu dodatnih oslonaca i dijagonalnih ukrućenja u strojarnici, vezanje motora za strukturu palube ili na susjedni pogonski stroj kod brodova s dva vijka, a u nekim slučajevima potrebna je potpuna izgradnja nove strukture [6].

## 5 ANALIZA VIBRACIJA

Svrha analize vibracija je procjena dinamičkog odziva plovila na različite pobudne sile i pronalazak rješenja kojim se uklanjaju značajni problemi s vibracijama. Vibracije je važno razmotriti u ranoj fazi projektiranja plovila kada su moguća značajna poboljšanja dizajna uz relativno male troškove. Kako dizajn i konstrukcija plovila napreduje, troškovi rješavanja velikih problema povezanih s vibracijama eksponencijalno rastu. Ovisno o fazi projektiranja broda, pristupi analizi vibracija značajno se razlikuju u svojoj složenosti i točnosti. U ranim fazama projektiranja detalji strukture trupa i strojeva obično nisu poznati. Stoga je prikladno koristiti iskustvom potvrđene analitičke, poluanalitičke ili empirijske metode. Iskustvo dizajnera također ima značajan učinak na ishod analize. Kako dizajn napreduje i više detalja postaje dostupno, mogu se koristiti naprednije metode temeljene na numeričkim simulacijama. American Bureau of Shipping pravila i smjernice "Insight into ship vibration analysis" [7] opisuju tipične pristupe analizi vibracija broda u različitim fazama projektiranja broda, slika 5.1 .



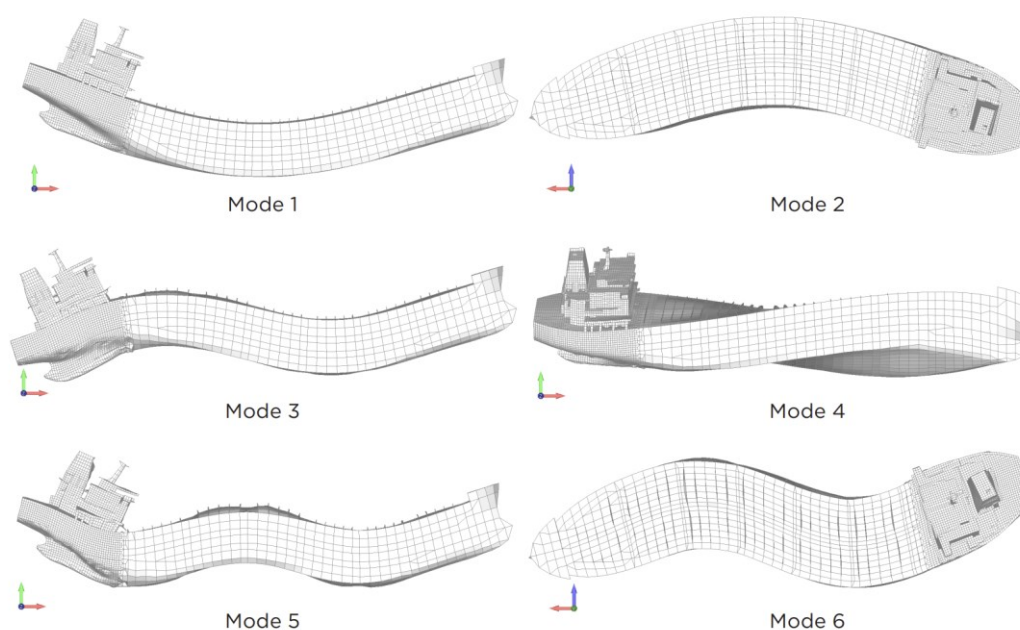
Slika 5.1 Različiti pristupi analizi vibracija

Bez obzira na fazu projektiranja broda, metode analize vibracija mogu se podijeliti u dvije vrste:

- analiza slobodnih vibracija (engl. free vibration analysis),
- analiza prisilnih vibracija (engl. forced vibration analysis).

## 5.1 Analiza slobodnih vibracija

Analiza slobodnih vibracija rješava jednadžbe gibanja neprigušenog sustava bez ikakvih pobudnih sila i nastoji identificirati vlastite frekvencije (također zvane svojstvene vrijednosti ili prirodne frekvencije) vibracija strukture. Sa svakom vlastitom frekvencijom povezana je njezina forma vibriranja koja predstavlja oblik relativnog pomaka strukture dok vibrira na određenoj vlastitoj frekvenciji. Primjer vlastitih formi vibriranja teretnog broda prikazan je na slici 5.2. Važno je napomenuti da analiza slobodnih vibracija ne izračunava apsolutni odziv strukture na neku određenu pobudu. Ona samo identificira vlastite frekvencije strukture, dok njene povezane vlastite forme vibriranja predstavljaju oblike pomaka strukture u relativnom smislu. Te forme vibriranja su obično skalirane tako da je najveća amplituda vibracija u strukturi jedna jedinica veličine. Prigušenja strukture imaju manji utjecaj na njezine vlastite frekvencije i obično se zanemaruje tijekom analize slobodnih vibracija.



Slika 5.2 Prvih šest globalnih vlastitih formi vibriranja teretnog broda [7]

Čak i bez procjene odziva sustava na djelujuće pobudne sile ili momente u apsolutnom smislu, analiza slobodnih vibracija ključna je za prepoznavanje uvjeta rezonancije, posebno u ranim fazama projektiranja. Rezonancija je nepoželjna pojava koja se javlja kada je frekvencija pobudne sile ili momenta jednaka ili vrlo blizu jednoj od vlastitih frekvencija sustava. U tom slučaju pobudi se samo suprotstavlja prigušenje što vrlo brzo može dovesti do velikih dinamičkih odziva strukture, čak i za manje veličine pobude. Mnogi veći problemi s vibracijama mogu se izbjeći osiguravanjem da frekvencija pobude ne padne unutar 20% raspona oko vlastitih frekvencija

sustava. U ranim fazama projektiranja postoje veće mogućnosti utjecaja na vlastite frekvencije konstrukcije promjenom njezine krutosti i distribucije mase ili promjenom frekvencija pobudnih sila. Ponekad nije moguće adekvatno razdvojiti vlastite frekvencije pobude i sustava. U tom slučaju treba provesti detaljniju analizu prisilnih vibracija kako bi se odredio dinamički odziv strukture u apsolutnom smislu i usporedio s kriterijima prihvatljivosti. Prirodne frekvencije sustava mogu se procijeniti korištenjem empirijskih i poluempirijskih formula, analize grednih modela ili napredne analize metodom konačnih elemenata (engl. finite element analysis – FEA), ovisno o fazi projektiranja broda.

## **5.2 Analiza prisilnih vibracija**

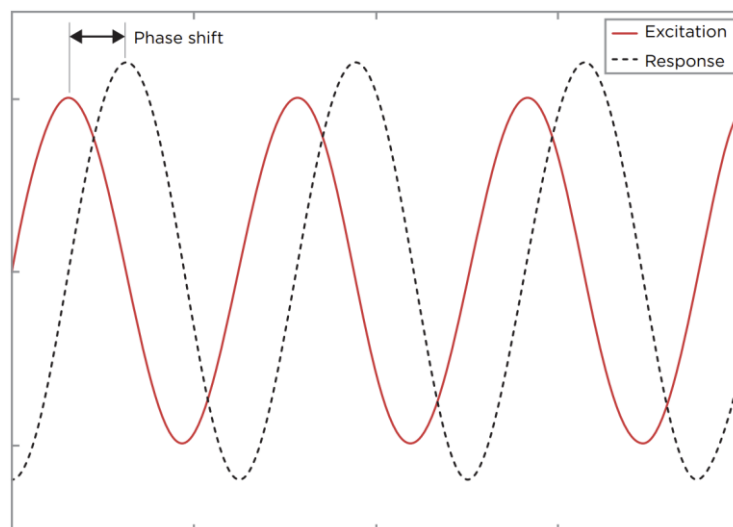
Analiza prisilnih vibracija rješava jednadžbe gibanja prigušenog sustava s djelujućim pobudnim silama ili momentima. Postoje dvije glavne podvrste analize prisilnih vibracija ovisno o vrsti pobudnih sila:

- analiza prijelaznog odziva (engl. transient response analysis – TRA),
- analiza frekvencijskog odziva (engl. frequency response analysis – FRA).

Analiza prijelaznog odziva je najopćenitija vrsta analize slobodnih vibracija u kojoj vremenski ovisne pobudne sile mogu biti proizvoljne prirode. Primjer takve pobudne sile je impulsno opterećenje uslijed udara valova. Analiza prijelaznog odziva rješava jednadžbe gibanja u vremenskoj domeni i može uključivati nelinearna opterećenja koja su funkcija pomaka ili brzine, te se dijeli na direktnu i modalnu. Direktna metoda temelji se na implementaciji eksplicitnog ili implicitnog pravila integracije vremena za rješavanje jednadžbi gibanja. Metoda modalne analize koristi se za rješavanje jednadžbi gibanja pomoću podskupa prirodnih oblika vibracija konstrukcije, a posebno je prikladna za analizu konstrukcije izložene dugotrajnim pobudnim opterećenjima. Za linearne sustave, modalna analiza prijelaznog odziva je računski puno učinkovitija u usporedbi s izravnom.

Analiza frekvencijskog odziva računa odziv strukture na harmonijsku (sinusoidnu) oscilatornu pobudu u stabilnom stanju koja je eksplicitno definirana u frekvencijskom području. Svaka pobudna sila, moment ili tlak definira se kao harmonik predstavljen amplitudom, frekvencijom i faznim pomakom u odnosu na referentnu točku. Analiza frekvencijskog odziva definira brod kao linearni sustav u kojem je odziv na svaku harmonijsku pobudu također harmoničan s istom frekvencijom, ali različitom amplitudom i faznim pomakom u usporedbi s pobudom kao što je

vidljivo na slici 5.3. Fazni pomak (engl. phase shift) između pobude (engl. excitation) i odziva (engl. response) uzrokovan je prigušenjem. U analizi frekvencijskog odziva svaka frekvencija pobude se zasebno razmatra. Ako na brod istovremeno djeluje više pobuda na različitim frekvencijama, što je obično slučaj, tada se za svaku frekvenciju provodi posebna analiza frekvencijskog odziva.

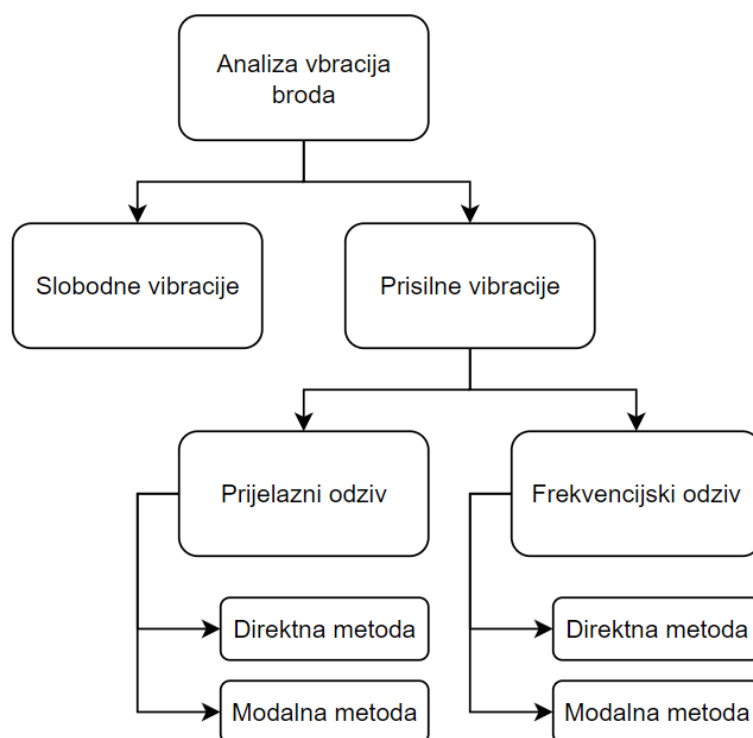


Slika 5.3 Fazni pomak između uzbude i odziva [7]

Analiza frekvencijskog odziva se također može podijeliti na direktnu i modalnu. Direktna metoda rješava sustav jednadžbi gibanja u frekvencijskoj domeni za svaku prisilnu frekvenciju. Točnija je od modalne metode, ali je i računski intenzivnija. Modalna metoda također rješava isti sustav jednadžbi, ali korištenjem vlastitih formi strukture. Modalna analiza frekvencijskog odziva oslanja se na činjenicu da se svaki odziv strukture može opisati kao linearna superpozicija njegovih vlastitih formi vibriranja. Obično je potreban samo podskup vlastitih formi strukture da bi se adekvatno opisao odziv sustava. Budući da nije potrebno izračunati sve vlastite forme, veličina problema je značajno smanjena. Obično su potrebni sve vlastite forme s frekvencijom manjom od dvostruko veće od najviše frekvencije pobude kako bi se postigla dovoljna točnost. Budući da modalna analiza frekvencijskog odziva zahtijeva izračun vlastitih formi, u usporedbi s direktnom, računski je učinkovitiji u samo pri analizi vrlo velikih sustava. To je obično slučaj kada se koriste veliki 3D modeli broda s konačnim elementima. Upotreba modalne analize frekvencijskog odziva također se savjetuje kada se analiza slobodnih vibracija izračunava kao početni korak u analizi vibracija. U tom slučaju, vlastite forme vibriranja će već biti izračunati i modalna analiza frekvencijskog odziva je tada očekivani nastavak analize slobodnih vibracija. Kada nema prigušenja ili kada se prigušenje može definirati za svaku formu vlastitih vibracija (modalno prigušenje), modalna metoda odvaja jednadžbe gibanja, čime postaju puno lakše za rješavanje.

### 5.3 Pregled analiza vibracija

Analiza prisilnih vibracija može se provesti u bilo kojoj fazi procesa projektiranja broda. Međutim, obično se izvodi u fazi razrade projekta ili nakon izgradnje kako bi se utvrdio glavni uzrok problema s vibracijama. Nesigurnost u pogledu strukture broda i njegovih pobudnih sila u fazi projektiranja koncepta obično ne opravdava korištenje napredne analize prisilnih vibracija. Slika 5.4 daje pregled različitih tipova vibracijskih analiza.



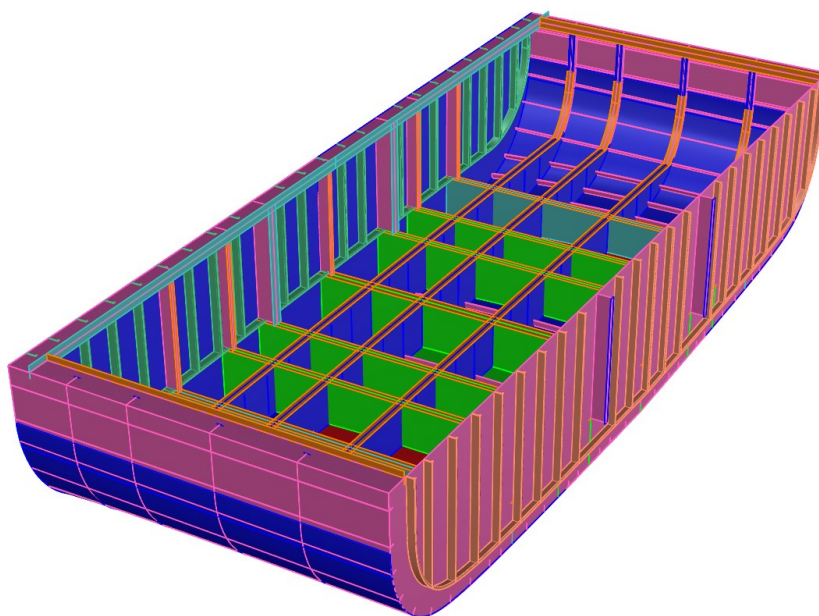
Slika 5.4 Različiti tipovi vibracijskih analiza

Većina velikih pobudnih sila na brodovima uzrokovana je glavnim motorom i brodskim vijkom. Te pobudne sile su u stabilnom stanju i harmonične. Valovi također mogu stvoriti harmonijsku pobudu u stabilnom stanju. U tim slučajevima modalna analiza frekvencijskog odziva je najbolji izbor i nudi dobru ravnotežu između točnosti i računalne učinkovitosti. Potpuni 3D modeli broda koriste se u svrhu analize metodom konačnih elemenata za globalne i lokalne vibracije strukture. Takvi modeli također trebaju imati modeliran glavni propulzijski sustav, što podrazumijeva modeliranje glavnog motora, vratila i brodskog vijka pomoću konačnih elemenata. To omogućuje analizu interakcije između glavnog motora i njegovih temelja, kao i precizno modeliranje pobudnih sila motora i brodskog vijka. Analiza prijelaznog odziva u vremenskoj domeni koristi se za neharmonijske pobude poput snažnih impulsnih udaraca valova.

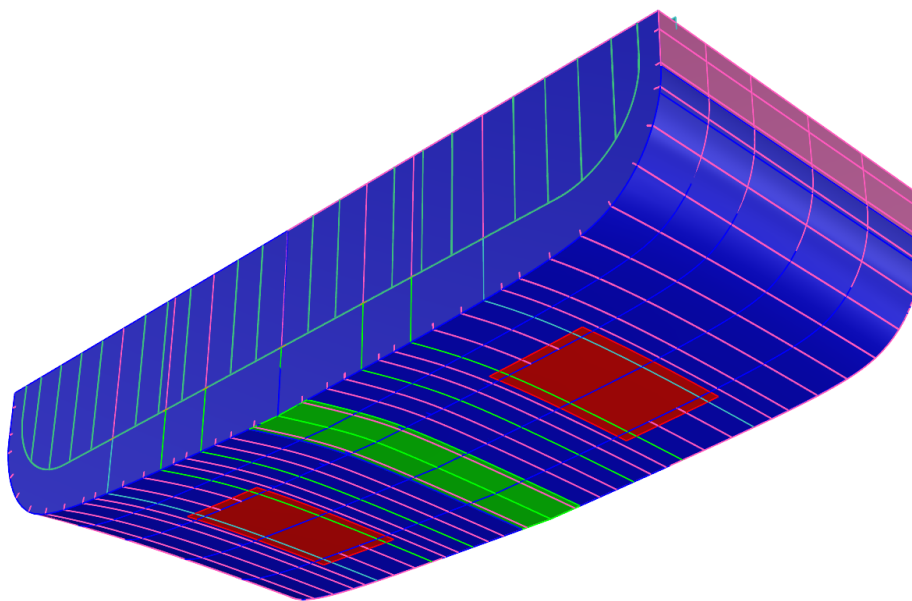


## 6 PRIMJENJENI SOFTVER

Na temelju strukture broskog trupa i ulaznih podataka dostavljenih od strane Lürssen Design Center Kvarner d.o.o., u nastavku ovog rada opisan je postupak provođenja modalne analize lokalne strukture u neposrednoj blizini broskog vijka. Analiza je provedena pomoću softvera Femap, koji je temeljen na principima metode konačnih elemenata (engl. finite element method – FEM). Prije FEM analize, geometrijski model strukture trupa pripremljen je koristeći Rhinoceros 3D, CAD softver poznat po svojoj točnosti u radu s kompleksnim geometrijama. Na osnovi dostupne tehničke dokumentacije utvrđeni su radni parametri pogonskog sustava uključujući i karakteristike broskog vijka. Poseban naglasak stavljen je na pridržavanje pravila i smjernica klasifikacijskih društava kao što su American Bureau of Shipping [8], Lloyd's Register [9], Germanischer Lloyd [10], te razradu procedure i analizu utjecaja dodatne mase okolne vode. Uz to razmotren je utjecaj veličine i vrste elemenata, te primjena prikladnih pojednostavljena za model konačnih elemenata. Na osnovi dobivenih vlastitih frekvencija i pripadnih formi vibriranja doneseni su zaključci o krutosti strukture, te su predložene intervencije na mjestima gdje dolazi do relevantnih vibracija pri frekvencijama uzbude. Geometrija područja interesa, odnosno dijela brodske strukture koji se nalazi direktno iznad broskog vijak prikazana je na slikama 6.1 i 6.2.



*Slika 6.1 Unutarnja struktura područja interesa*



*Slika 6.2 Dio krme i oplate obuhvaćen područjem interesa*

## **6.1 Softver za modeliranje – Rhinoceros 3D**

Rhinoceros 3D, također poznat kao Rhino, je softver za oblikovanje s pomoću računala, odnosno CAD (engl. computer aided design), kojeg razvija Robert McNeel & Associates. Prvenstveno se koristi za dizajn arhitekture, plovila, nakita i razne druge inženjerske potrebe. Rhinoceros radi na principu modeliranja slobodnih formi ploha (engl. free form surface modeling) pomoću krivulja, odnosno NURBS tehnike (engl. non-uniform rational basis spline). NURBS kao matematički model nudi veliku fleksibilnost i preciznost tijekom cijelog procesa 3D modeliranja. Ova tehnika omogućuje rad s krivuljama prilikom modeliranja umjesto povezivanja poligona, odnosno kreiranje trodimenzionalnih površina manipuliranjem krivuljama. Također koristi adaptivnu mrežu, što omogućuje optimizaciju broja lica koja čine površinu objekta. Prednost ove tehnike je njena vrlo visoka matematička točnost modela. Rhinoceros pokriva sve opće alate kao što su alati za transformaciju, opcije za točke i krivulje, značajke za površine i alati za izvoz mreže ili pretvorbu NURBS-a u mrežu za prikaz ili renderiranje. Rhinoceros nije ograničen samo na 3D modeliranje, već korištenjem funkcije "Make2D" omogućuje izradu 2D crteža i nacрта. U konačnici Rhinoceros je precizan softver za 3D modeliranje, savršen za dizajn i inženjerske analize, a također pruža napredne analitičke i vizualizacijske mogućnosti kao što je generiranje fotorealističnih rendera i animacija. [11]

## 6.2 Softver za analizu – Femap

Femap (engl. finite element modeling and postprocessing) je moćan softver za modeliranje i post-procesiranje konačnih elemenata koji omogućuje brzo i pouzdano provođenje inženjerskih analiza. Softver i pripadajuća dokumentacija razvijena je od strane Siemens Digital Industries Software Inc. Pruža mogućnost razvoja složenih analiza naprezanja, temperature i dinamičkih analiza u jednom paketu. Uz jednostavan pristup CAD alatima i alatima za automatizaciju, značajno poboljšava produktivnost u usporedbi s tradicionalnim pristupima. Automatski osigurava integraciju koja je potrebna za povezivanje svih aspekata analize. Rad u Femap-u započinje izradom geometrije ili uvoza CAD geometrije podržanih formata. Geometrija se zatim umrežava pomoću moćnih alata za automatsku izradu mreže i raznih alata za ručnu doradu mreže, te se postavljaju opterećenja i prikladni rubni uvjeti. Tako definiran model postaje ulazna datoteka za više od 20 različitih rješavača konačnih elemenata. Rezultate rješavača moguće je prikazati širokim rasponom alata za vizualizaciju i izvještaje.

Prema tome mogućnosti Femap-a dijele se u sljedeće kategorije:

- uvoz ili izrada geometrije
- izrada modela konačnih elemenata
- provjera modela
- analiza modela
- post-procesiranje
- dokumentiranje rezultata
- Femap dokumentacija

Femap podržava izravan uvoz modela geometrije iz bilo kojeg ASCII ili Parasolid baziranog paketa za modeliranje. U slučaju da korišteni paket za modeliranje ne koristi navedene sustave, postoji mogućnost uvoza preko IGES ili STEP čitača. Iako ovaj pristup uvoza rezultira odvojenom geometrijom, spajanje modela u jednu cjelinu obično zahtjeva korištenje jedne naredbe. Geometriju je također moguće izraditi direktno u Femap-u pomoću moćnih alata za modeliranje plošnih i čvrstih tijela bazirano na Parasolid sustavu.

Bez obzira na podrijetlo geometrije, unutar Femap-a moguće je kreiranje kompletnog modela konačnih elemenata. Mreže se mogu kreirati na više različitih načina, od ručnog kreiranja, mapiranog umrežavanja između ključnih točaka, do potpuno automatskog umrežavanja krivulja, ploha i čvrstih tijela. Odgovarajući materijali i svojstva sekcija se kreiraju ili dodjeljuju iz Femap

biblioteka. Razni tipovi uvjeta ograničenja i opterećenja se postavljaju kako bi se predstavilo projektno okruženje. Primjena opterećenja i ograničenja izvodi se direktno na konačne elemente (čvorove i elemente) ili odabirom geometrije. Femap automatski pretvara geometrijske uvjete u vrijednosti čvorova/elementa prilikom prevođenja u program za rješavanje. Isto se može izvršiti prije prevođenja kako bi se provela dodatna provjera da su uvjeti opterećenja prikladni za model.

Na svakom koraku procesa modeliranja postoji mogućnost grafičke verifikacije napretka. Ukoliko korisnik napravi grešku prilikom modeliranja, Femap sadrži višerazinsku mogućnost poništavanja i ponovnog izvođenja. Također pruža opsežne alate za provjeru modela prije analize, te kontinuirano ispituje unos i pruža trenutne vizualne povratne informacije. Uz to Femap sadrži i sveobuhvatan skup alata za evaluaciju modela konačnih elemenata i identifikaciju grešaka koje često nisu očite. Na primjer, provjera podudarne geometrije, pronalazak nepravilne veze, procjena mase i momenta inercije, evaluacija uvjeta ograničenja i sumiranje opterećenja. Svaka od ovih metoda može se koristiti za identifikaciju i eliminaciju potencijalnih grešaka, što rezultira značajnom uštedom vremena.

Kada je model potpuno definiran, Femap pruža sučelje za najčešće korištene rješavače za provođenje analize konačnih elemenata dostupnih na komercijalnom tržištu. Moguće je i uvođenje model iz jednog programa za analizu i automatski ga pretvoriti u format za drugi program. Simcenter Nastran je opći rješavač za strukturnu, termalnu i dinamičku analizu koji je integriran s Femap-om.

Nakon analize, Femap sadrži moćne alate za vizualizaciju, koji omogućuju brzo interpretiranje rezultata. Uz to sadrži i numeričke alate za pretraživanje, izvještavanje i daljnje proračune koristeći te rezultate. Deformacijski prikazi, prikazi kontura, animacije, xy prikazi, dinamički prikazi presjeka, i iso-ploha samo su neki od post-procesnih alata. Femap podržava OpenGL, koji pruža još veću mogućnost za post-procesiranje, uključujući i dinamičku vizualizaciju kontura.

Dokumentacija je također vrlo važan faktor kod bilo koje analize. Femap pruža izravno, visoko kvalitetno ispisivanje i plotanje grafike i teksta. Slike se vrlo lako mogu izvesti u popularne programe kao što su Microsoft Word, Microsoft Power Point i Adobe Framemaker. Također je moguće izvesti i proračunske tablice i baze podataka što omogućuje stvaranje i objavljivanje kompletnog izvještaja ili prezentacije.

Dokumentacija kojoj se može pristupiti on-line ili direktno kroz Femap [12] uključuje:

- "Femap Examples": korak-po-korak primjeri za nove korisnike
- "Femap User Guide": opće informacije o korištenju, uključujući pregled procesa modeliranja konačnih elemenata
- "Femap Commands Guide": detaljne informacije o korištenju naredbi
- "Femap API Reference": informacije o pisanju vlastitih aplikacija

### 6.3 Modalna analiza u Femap-u

Modalna analiza, odnosno analiza slobodnih vibracija (engl. normal modes analysis), izračunava vlastite frekvencije i forme vibriranja strukture. Kada se struktura izbaci iz svog ravnotežnog položaja ili pobudi, njezin pokret će biti linearna kombinacija vlastitih frekvencija te strukture. Vlastite frekvencije i forme vibriranja funkcija su krutosti i mase strukture, te predstavljaju osnovne karakteristike strukture. Analiza slobodnih vibracija čini osnovu za temeljito razumijevanje dinamičkih karakteristika strukture. Ciljevi provođenja ove analize su:

- Procjena dinamičke interakcije između strojnog elementa i njegovi strukturnih temelja. Ako je vlastita frekvencija strukturnih temelja blizu radne frekvencije strojnog elementa, tada može doći do značajnog dinamičkog pojačanja opterećenja, odnosno rezonancije.
- Procjena učinaka promjene dizajna na dinamičke karakteristike.
- Primjena formi u dodatnoj analizi prisilnih vibracija.
- Primjena vlastitih frekvencija kao vodiča za odabir odgovarajućeg vremenskog ili frekvencijskog koraka za analize prijelaznog i frekvencijskog odziva.
- Procjena stupnja korelacije između izmjerenih i analitičkih rezultata.

Analiza slobodnih vibracija rješava vlastite vrijednosti (engl. eigenvalues) i vlastite vektore (engl. eigenvector) modela konačnih elemenata. Za svaku vlastitu vrijednost, koja je proporcionalna vlastitoj frekvenciji, postoji odgovarajući vlastiti vektor, odnosno forma vibriranja. Analiza slobodnih vibracija bez prigušenja rješava sljedeću jednadžbu:

$$M\ddot{x} + kx = 0 \quad (6.1)$$

što može biti zapisano kao:

$$[K - (\omega_i^2 M)]\{\phi_i\} = 0 \quad (6.2)$$

za  $i = 1, 2, 3 \dots$  gdje je:

- $K$  matrica krutosti sustava
- $M$  matrica mase sustava
- $\omega$  vlastita kružna frekvencija
- $f$  valstiti vektor, odnosno forma vibriranja

Matricu krutosti i mase automatski generira Femap, na temelju geometrije elemenata, svojstava i materijala. Vlastite vrijednosti su povezane s vlastitim frekvencijama preko sljedeće jednadžbe:

$$f_i = \omega_i / (2\pi) \quad (6.3)$$

gdje je:

- $f_i$   $i$ -ta vlastita frekvencija

Svaka forma vibriranja slična je statički pomaknutom obliku u tome što postoje pomaci i rotacije za svaku točku mreže. Međutim, postoji jedna važna razlika između formi vibriranja i statičkih pomaka, a to je skaliranje. U statičkoj analizi pomaci su stvarni fizički pomaci zbog primijenjenih opterećenja. Međutim, budući da u analizi slobodnih vibracija nije primijenjeno opterećenje, komponente formi vibriranja mogu se skalirati pomoću proizvoljnog faktora za svaku formu. U Femapu ovo skaliranje obično je predstavljeno jediničnom masom forme ili skaliranje maksimalnog pomaka na 1.0 što može biti korisno za usporedbu s izmjerenim podacima. Nijedna metoda ekstrakcije vlastitih vrijednosti nije savršena za sve modele. Stoga, Femap nudi nekoliko različitih metoda rješavanja:

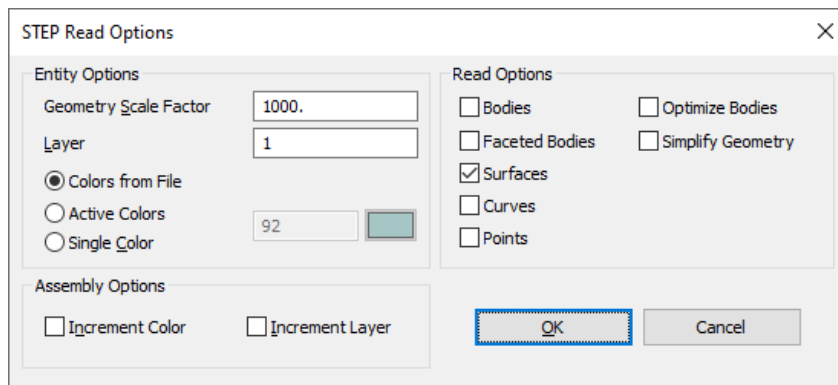
- Lanczos metoda (preferirana metoda)
- Givens metoda
- Householder metoda
- Modificirana Givens metoda
- Modificirana Householder metoda
- Inverzna metoda snage
- Sturmova modificirana inverzna metoda snage

## 7 POJEDNOSTAVLJENJA I OSNOVE IZRADE MODELA

Fizikalna pojednostavljenja primjenjuju se pri praktičnoj primjeni modela konačnih elemenata u svrhu rješavanja složenih problema unutar razumnog vremenskog okvira i računalnih ograničenja. Ova pojednostavljenja smanjuju računalnu složenost, odnosno čine model učinkovitijim smanjenjem broja elemenata i čvorova, čime se ubrzava računanje i smanjuje potrošnja memorije. Osim toga, pojednostavljeni modeli obično pokazuju poboljšanu numeričku stabilnost i manje su skloni pogreškama povezanim s vrlo detaljnim geometrijama i svojstvima materijala, čime se poboljšava konvergencija prema valjanim rješenjima. Pojednostavljenja također olakšavaju jasnije razumijevanje i interpretaciju temeljnih fizikalnih pojava fokusiranjem na ključne značajke i uklanjanjem manje kritičnih detalja. Isplativost je još jedna značajna prednost jer pojednostavljeni modeli zahtijevaju manje resursa, što je ključno u inženjerskim primjenama ograničenim proračunom i vremenom. Tijekom iterativnog procesa dizajna, pojednostavljeni modeli omogućuju brze iteracije i optimizacije u početnim fazama, dok se detaljniji modeli razrađuju za konačnu verifikaciju i validaciju. Uobičajena pojednostavljenja uključuju zamjenu 3D elemenata s 2D i 1D elementima, ignoriranje manjih geometrijskih značajki, pretpostavljanje linearnih svojstava materijala, primjenu jednoličnih opterećenja i idealizaciju uvjeta zanemarivanjem nesavršenosti. Sveukupno, ova fizikalna pojednostavljenja uspostavljaju potrebnu ravnotežu između točnosti i izvedivosti, omogućujući učinkovitu analizu i rješavanje složenih inženjerskih problema. Međutim, loša primjena pojednostavljenja može uzrokovati značajne razlike između modela i stvarnog ponašanja sustava, što može dovesti do neadekvatnih inženjerskih rješenja i potencijalno opasnih situacija. Kako bi se eliminirala ta mogućnost, kroz sljedećih nekoliko poglavlja na jednostavnim modelima ispitani su utjecaji i korektna primjena pojednostavljenja koja će se implementirati na konačnom modelu.

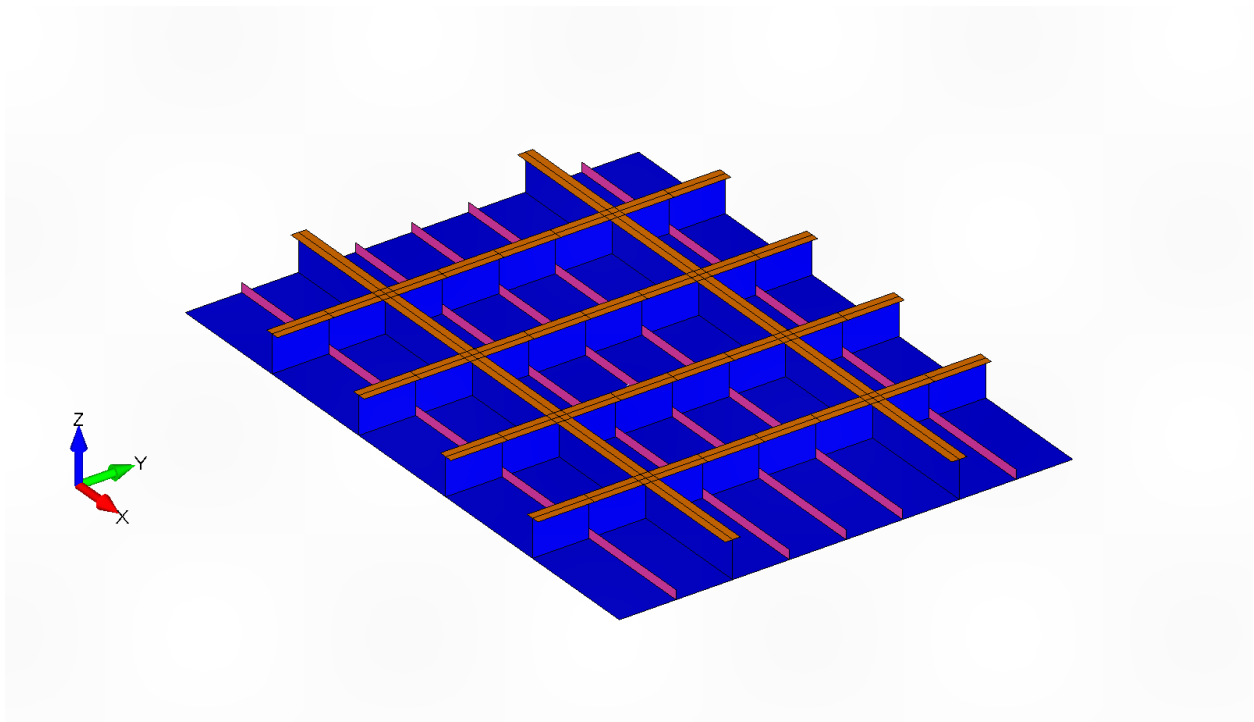
### 7.1 Vrsta i veličina elemenata

Prvo i najznačajnije pojednostavljenje za model konačnih elemenata lokalne strukture broda je primjena grednih elemenata umjesto plošnih pri modeliranju sekundarne strukture i plosnatih traka. Analiza se provodi na idealiziranom modelu sekcije palube, koji je također prikladan za ispitivanje utjecaja veličine konačnih elemenata. Ovaj pristup omogućava razmatranje utjecaja kombinacije vrste i veličine konačnih elemenata, te su prema tome izrađene različite varijante modela. Plošna geometrija izrađena je u programu Rhinoceros, spremljena u STEP. formatu i uvezena u Femap pomoću naredbe "Import", slika 7.1.



Slika 7.1 Femap import naredba

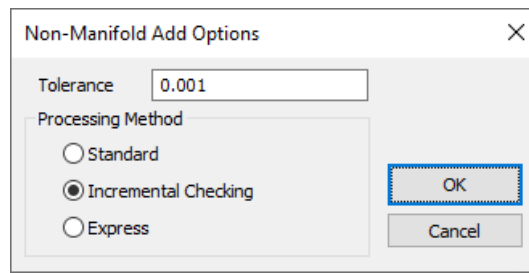
Geometrija je pripremljena tako da su plohe razdvojene na mjestu sjecišta s drugim plohama i na mjestima gdje je potrebna kontrola mreže. Ovaj pristup predstavlja dobru praksu jer povećava preciznost, kvalitetu i fleksibilnost modela. Plošna geometrija nakon uvoza u Femap prikazana je na slici 7.2.



Slika 7.2 Femap plošna geometrija idealizirane sekcije palube

Međutim ovakva geometrija rezultira zasebnim mrežama za pojedinačne plohe koja nije međusobno spojena. Naredba "NonManifold Add", slika 7.3, spaja plohe preko zajedničkih bridova u jednu cjelinu, odnosno u jedno generalno tijelo.



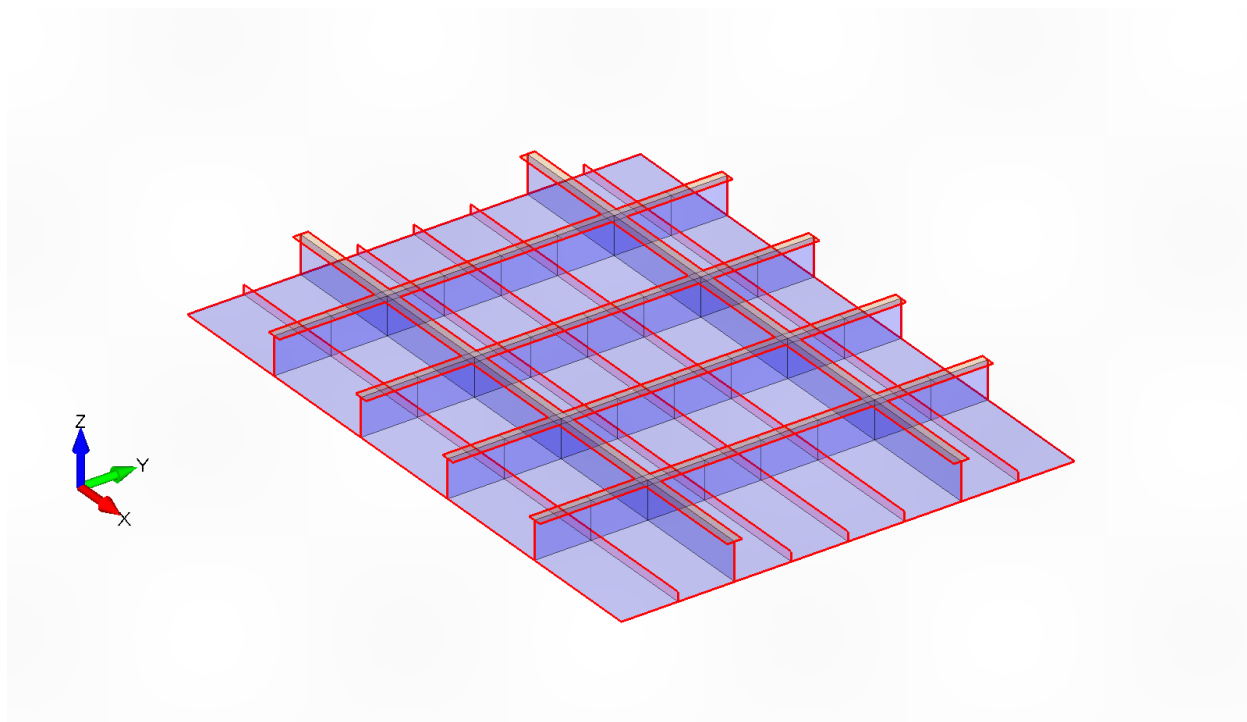


Slika 7.3 Femap NonManifold Add naredba

"NonManifold Add" nudi tri opcije za metodu procesiranja. Opcija "Incremental Checking" provjerava valjanost tijela nakon dodavanja svakog geometrijskog elementa u konačnu cjelinu. Ako dodavanje uzrokuje nevaljanost cjeline, naredba će se vratiti jedan korak unazad, prije nego što je geometrijski element dodan, zatim će ga preskočiti i pokušati dodati sljedeći. "Standard" opcija je vrlo slična prethodnoj, ali ne provodi postepeno provjeravanje. Ukoliko dodavanje bilo kojeg geometrijskog elementa uzrokuje nevaljanu cjelinu, doći će do pogreške. "Express" opcija nastoji iskoristiti jednu operaciju za stvaranje jedne cjeline od odabranih geometrijskih elementa, čime se potencijalno može poboljšati izvedba.

U većini slučajeva najprikladnije je koristiti "Incremental Checking". Međutim, u slučajevima kada je unaprijed poznato da će operacija "NonManifold Add" rezultirati valjanom geometrijskom cjelinom, opravdano je korištenje "Standard" i "Express" opcije. Također, kod upotrebe "Express" opcije uočena je značajna redukcija vremena potrebnog za izvođenje naredbe, posebno kod složenijih ploha kao što je oplata broda. Za toleranciju se preporuča korištenje inicijalno ponuđene vrijednosti. Ukoliko provjera slobodnih bridova rezultira nezadovoljavajućom cjelinom, toleranciju je potrebno postepeno povećavati.

Provjera slobodnih rubova predstavlja iznimno važan korak u pripremi geometrije. Ukoliko se ovaj korak preskoči, može doći do grešaka koje je teško uočiti u konačnim rezultatima. Iako cjelina može biti valjana, to ne znači nužno da su svi zajednički bridovi pravilno spojeni. Ukoliko se dogodi takav slučaj, potrebno je povećati toleranciju prilikom spajanja. Pretjerano povećavanje tolerancije treba izbjeći jer može dovesti do situacije u kojoj se spajaju bridovi koji u stvarnosti nisu zajednički. Na slici 7.4 crvenom bojom označeni su slobodni bridovi na kojoj je vidljivo da je "NonManifold Add" naredba korektno provedena.



Slika 7.4 Femap prikaz slobodnih bridova sekcije palube

Prije nego što se pristupi procesu umrežavanja geometrije, ključno je definirati materijal i svojstva elemenata koji će se koristiti u modelu. Za materijal je odabran DH36 čelik, koji je standardno korišten u brodogradnji zbog svojih povoljnih mehaničkih svojstava. Karakteristike ovog materijala prikazane su u tablici 7.1.

Tablica 7.1 Karakteristike DH36 čelika [13]

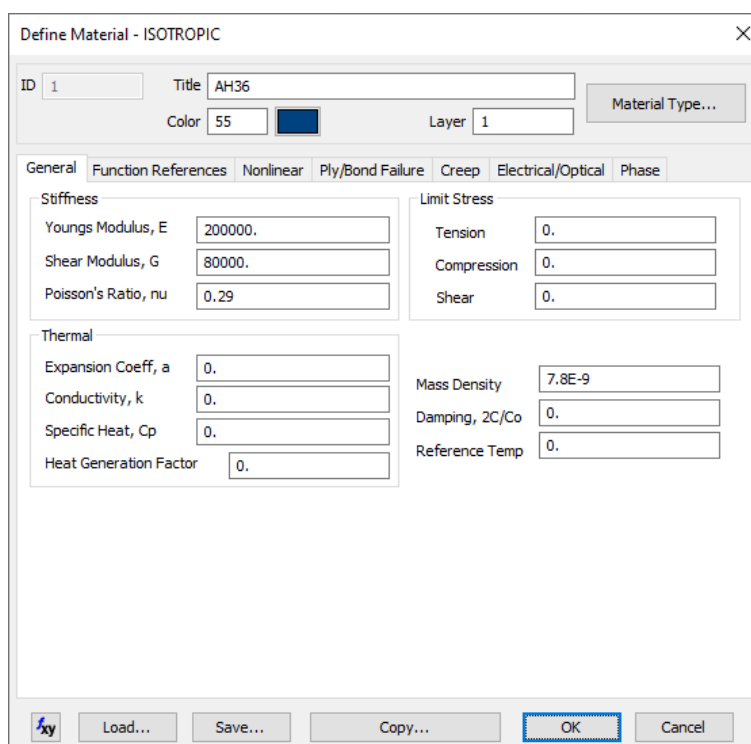
Modul elastičnosti	200 GPa	200000 MPa
Modul smicanja	80 GPa	80000 MPa
Poissonov koeficijent	0,29	0,29
Gustoća materijala	7800 kg/m <sup>3</sup>	7,8 · 10 <sup>-9</sup> t/mm <sup>3</sup>

Pri definiranju materijala i svojstava elemenata, važno je napomenuti da Femap ne koristi strogo definirane mjerne jedinice. Umjesto toga, odgovornost za osiguranje konzistentnosti svih mjernih jedinica u modelu pada na korisnika. Ova fleksibilnost omogućava korisnicima da prilagode mjerne jedinice specifičnim potrebama svojih projekata, ali također zahtijeva pažljivo upravljanje kako bi se izbjegle pogreške. Tablica 7.2 prikazuje neke od mogućih kombinacije konzistentnih mjernih jedinica gdje označeni redak predstavlja odabranu kombinaciju koja se primjenjuje kroz ostatak ovog rada.

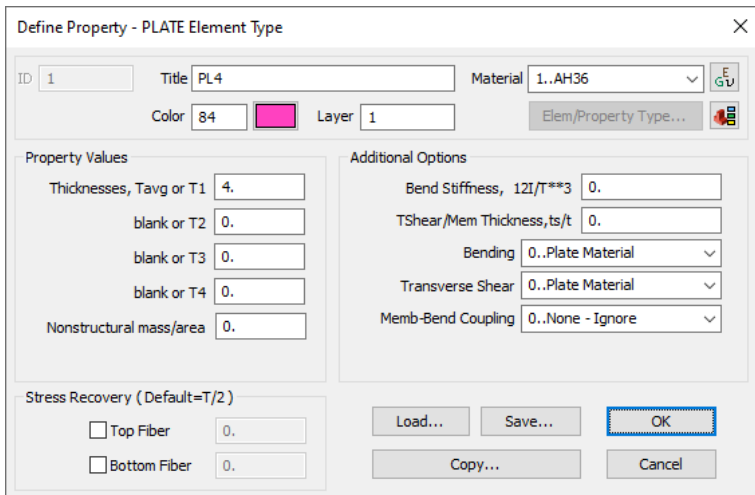
Tablica 7.2 Konzistentne kombinacije mjernih jedinica

Osnovne mjerne jedinice				Izvedene mjerne jedinice			
Duljina	Masa	Vrijeme	Sila	Naprezanje	Energija	Brzina	Ubrzanje
m	kg	s	N	Pa	J	m/s	m/s <sup>2</sup>
mm	t	s	N	MPa	mJ	mm/s	mm/s <sup>2</sup>
mm	kg	s	mN	kPa	μJ	mm/s	mm/s <sup>2</sup>
mm	kg	ms	kN	GPa	J	m/s	km/s <sup>2</sup>
mm	g	s	μN	Pa	nJ	mm/s	mm/s <sup>2</sup>
mm	kp s <sup>2</sup> /mm	s	kp	kp/mm <sup>2</sup>	kp mm	mm/s	mm/s <sup>2</sup>
cm	g	s	dyn	dyn/cm <sup>2</sup>	erg	cm/s	cm/s <sup>2</sup>
in	lbf s <sup>2</sup> /in	s	lbf	psi	lbf in	in/s	in/s <sup>2</sup>
ft	slug	s	lbf	psf	lbf ft	ft/s	ft/s <sup>2</sup>

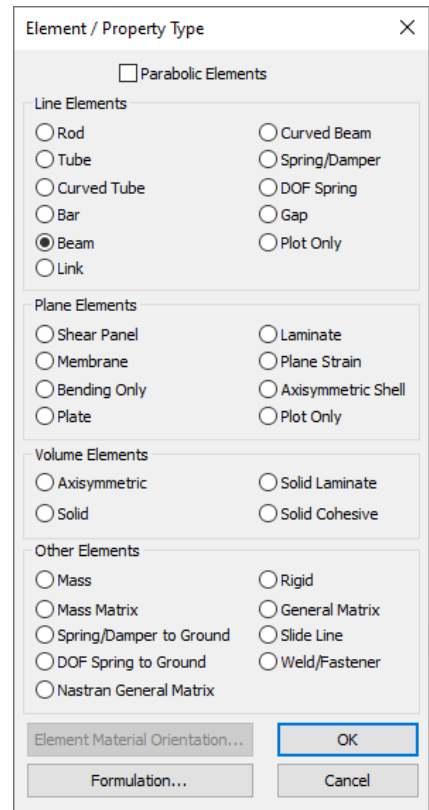
Za plošne elemente odabran je "PLATE" tip elemenata, dok je za gredne elemente odabran "BEAM". Pri definiranju "PLATE" elemenata potrebno je unijeti samo debljinu, iako postoji mogućnost dodatnog definiranja različitih debljina za svaki kut elementa, u ovom slučaju nije iskorištena. Pri definiranju "BEAM" elemenata, Femap sadrži osnovne oblike poprečnih presjeka definirane svojim karakterističnim veličinama, a također nudi i mogućnost izrade složenih oblika poprečnog presjeka. Za "BEAM" element također se može dodatno definirati različit poprečni presjek na početku i kraju elementa. Prema tome, definicija karakteristika materijala i svojstava elemenata unutar Femapa prikazana je kroz slike 7.5-7.9.



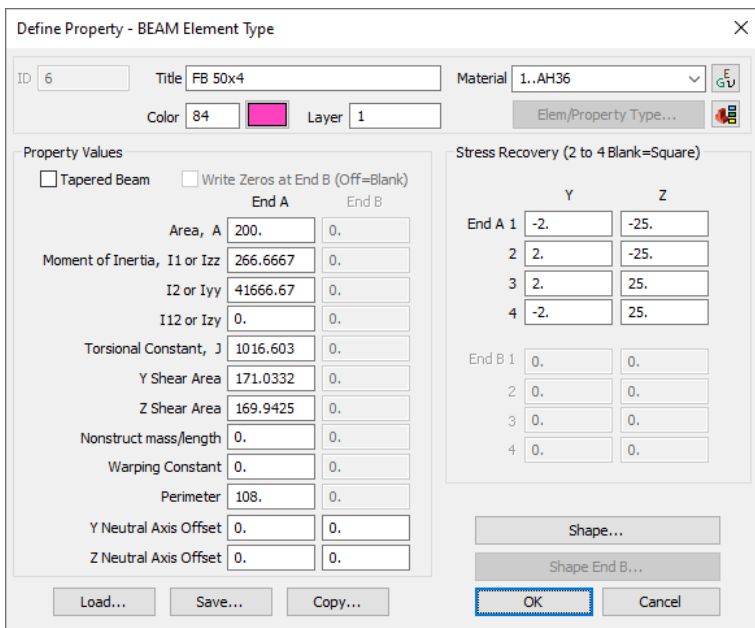
Slika 7.5 Femap definicija materijala



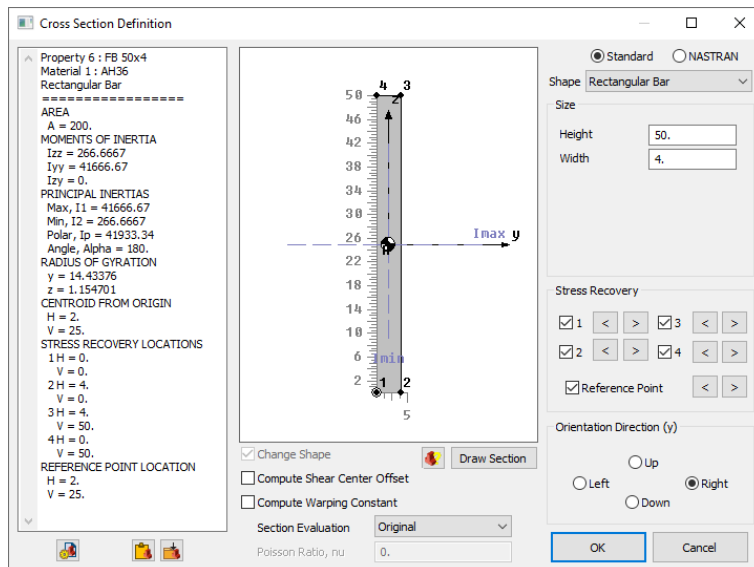
Slika 7.6 Femap definicija svojstava PLATE elemenata



Slika 7.7 Femap lista dostupnih tipova elemenata



Slika 7.8 Femap definicija svojstava BEAM elemenata



Slika 7.9 Femap definicija oblika poprečnog presjeka BEAM elemenata

Veza između boja na slici 7.2 i debljine limova prikazana je u tablici 7.3. Ova veza je također zadržana pri definiranju boje svojstava elemenata.

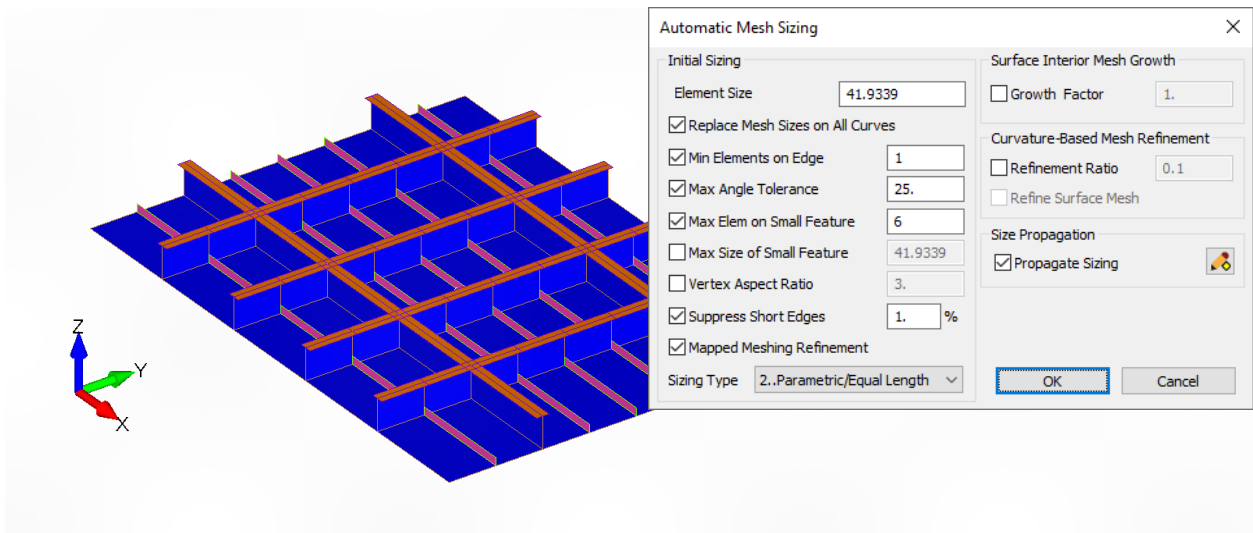
Tablica 7.3 veza između boja i debljina limova

Boja	Svojstva
Roza	Plate 4 mm
Plava	Plate 5 mm
Narančasta	Plate 8 mm
Roza	Flat Bar 50x4 mm
Narančasta	Flat Bar 80x8 mm

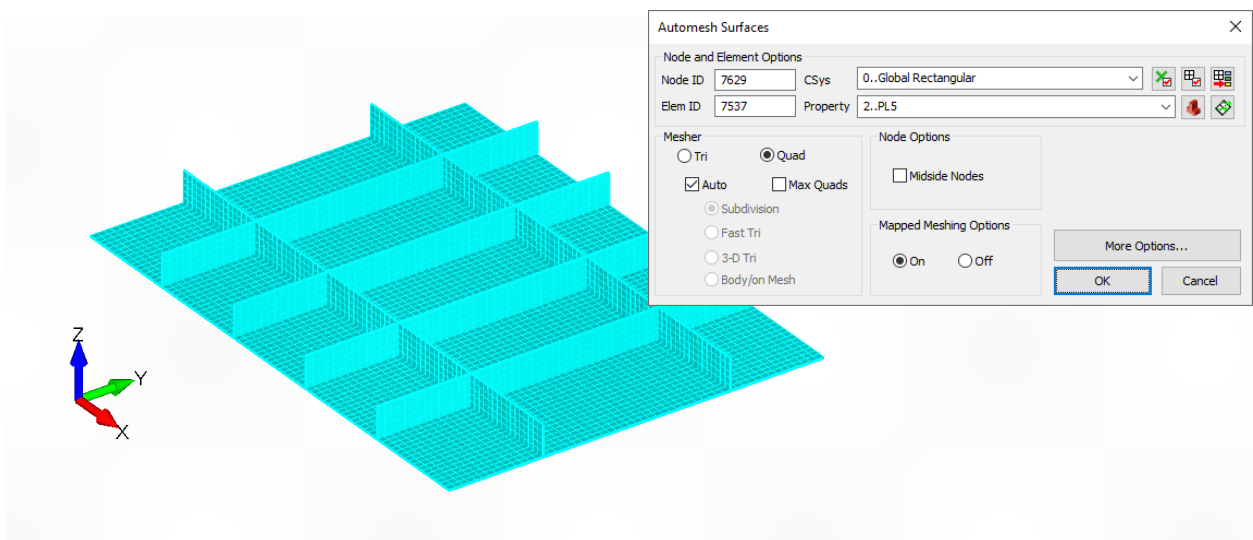
Nakon što su definirana svojstva i materijal elemenata, slijedi umrežavanje. Sve potrebne naredbe nalaze se u "Mesh" izborniku. Prvi korak je odrediti veličinu elemenata koja se izvršava pomoću naredbe "Saze On Surface" iz "Mesh Control" odabira. Drugi korak je izrada mreže koja se izvršava pomoću naredbe "Surface" za plošne elemente ili "Curve" za gredne elementa iz "Geometry" odabira. Obzirom na to da prikladna veličina elementa i utjecaj vrste elementa nije poznat, ova analiza provodi se na više modela s različitim kombinacijama veličine i vrste elemenata koje su prikazane u tablici 7.4. Veličine elemenata koje se uspoređuju su 320 mm što rezultira sa dva elementa između rebara strukture, 160 mm što rezultira sa četiri elementa između rebara strukture, 40 mm koja je inicijalno predložena veličina pri pokretanju naredbe i 20 mm što rezultira s tri elementa po poprečnom presjeku najmanjeg profila. Pri usporedbi vrste elementa uspoređuju se dvije varijante, jedna gdje je cijeli model umreže s plošnim elementima i jedan gdje su svi plosnati profili (engl. flat bar) umreženi s grednim elementima, dok je ostatak modela umrežen s plošnim. Nakon što je odabrana željena geometrija, definicija mreže unutar Femapa prikazan je kroz slike 7.10-7.12.

Tablica 7.4 Varijante modela

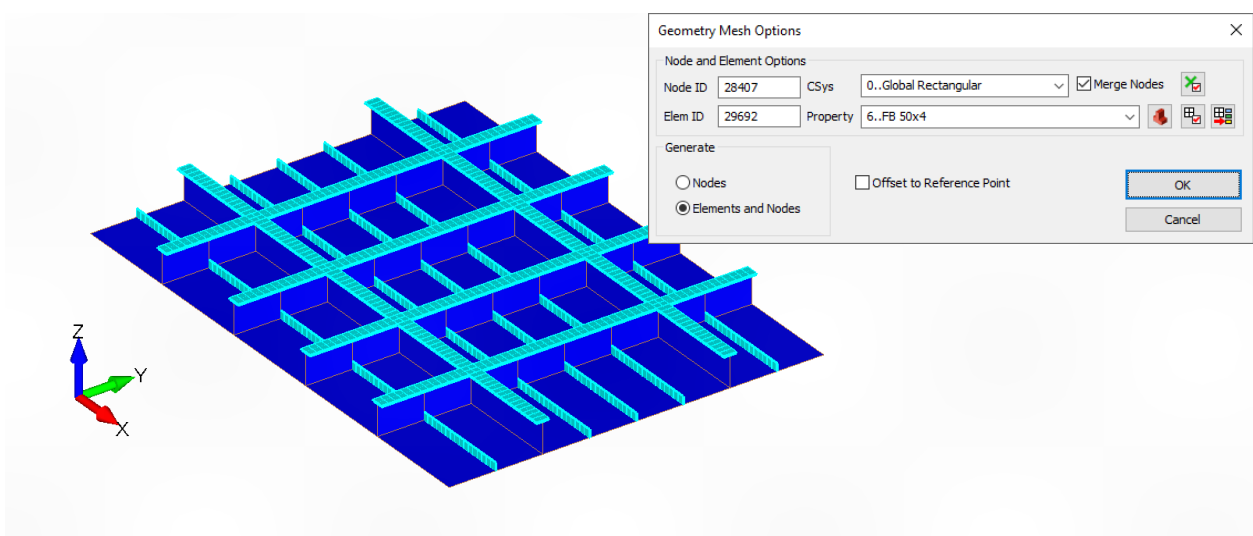
	Model 1	Model 2	Model 3	Model 4	Model 5	Model 6	Model 7	Model 8
Veličina	20 mm	20 mm	40 mm	40 mm	160 mm	160 mm	320 mm	320 mm
Vrsta	plate	plate + beam	plate	plate + beam	plate	plate + beam	plate	plate + beam



Slika 7.10 Femap definicija veličine mreže

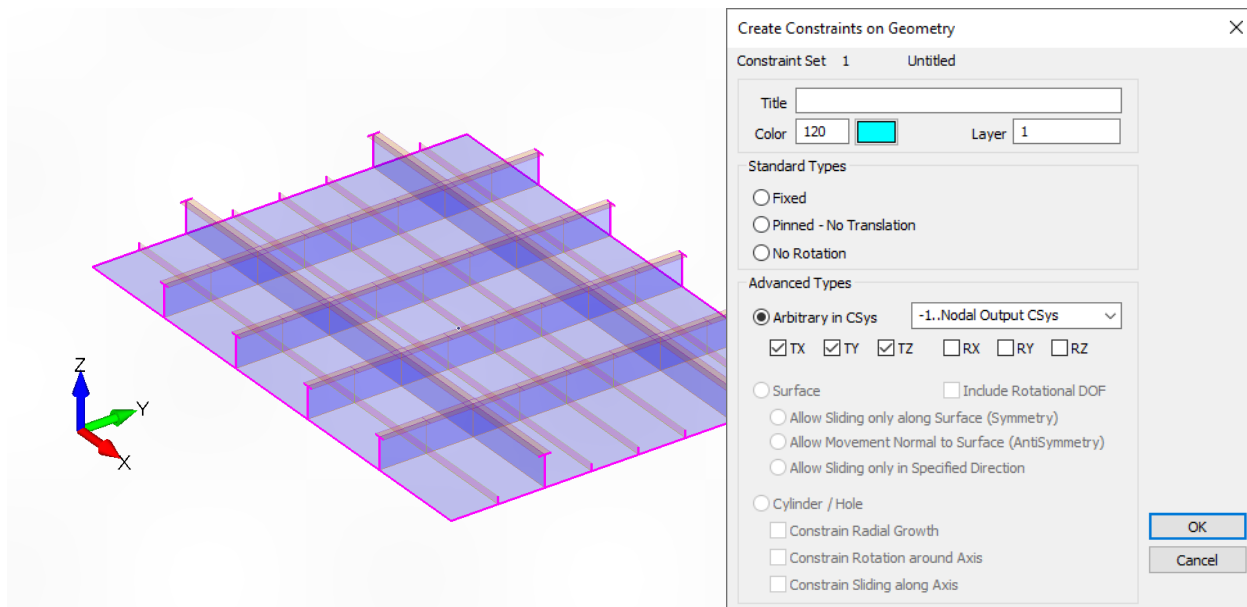


Slika 7.11 Femap definicija umrežavanja plošnih elemenata



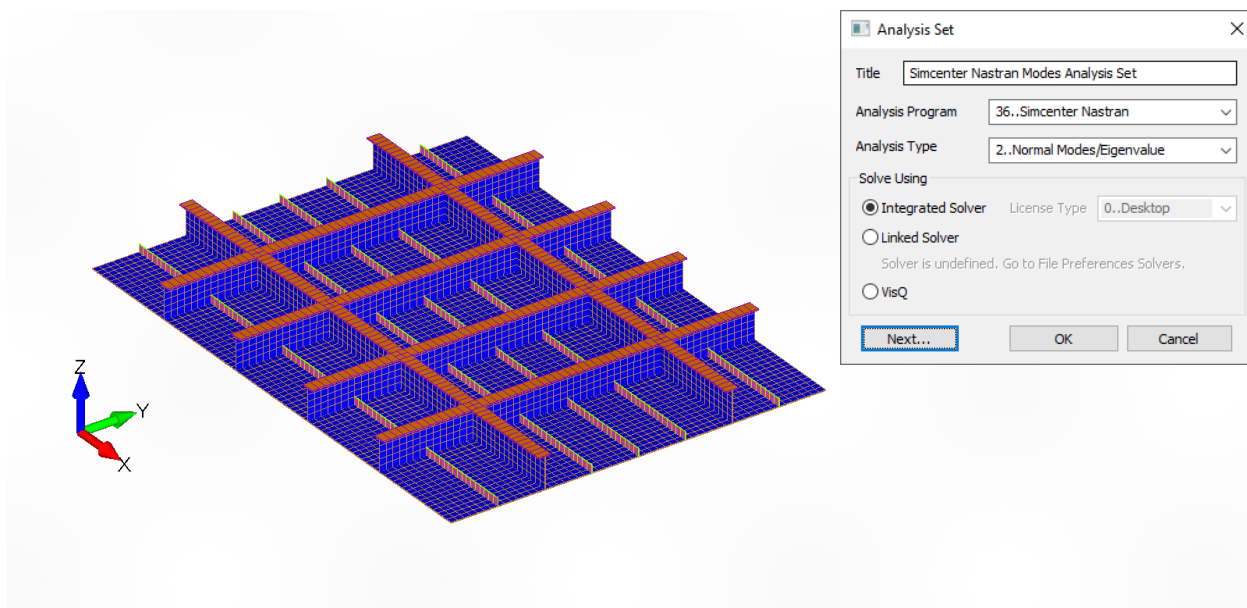
Slika 7.12 Femap definicija umrežavanja grednih elemenata

Rubni uvjeti, slika 7.13, su definirani tako da su pomaci na rubovima palube spriječeni u svim smjerovima, a rotacije oslobođene, dok je na rubovima uzdužnih i poprečnih nosača dodatno oslobođen pomak u ravnini nosača. Ovakva definicija rubnih uvjeta odgovara preporuci ABS pravila i smjernica za brodske vibracije [8], poglavlje 5/3.9, za lokalne modele strukturnih panela.



Slika 7.13 Femap definicija rubnih uvjeta

Pri definiciji analize postavljena je modalna analiza, slika 7.14, te je ostatak opcija ostavljen prema inicijalno ponuđenim postavkama.



Slika 7.14 Femap definicija analize

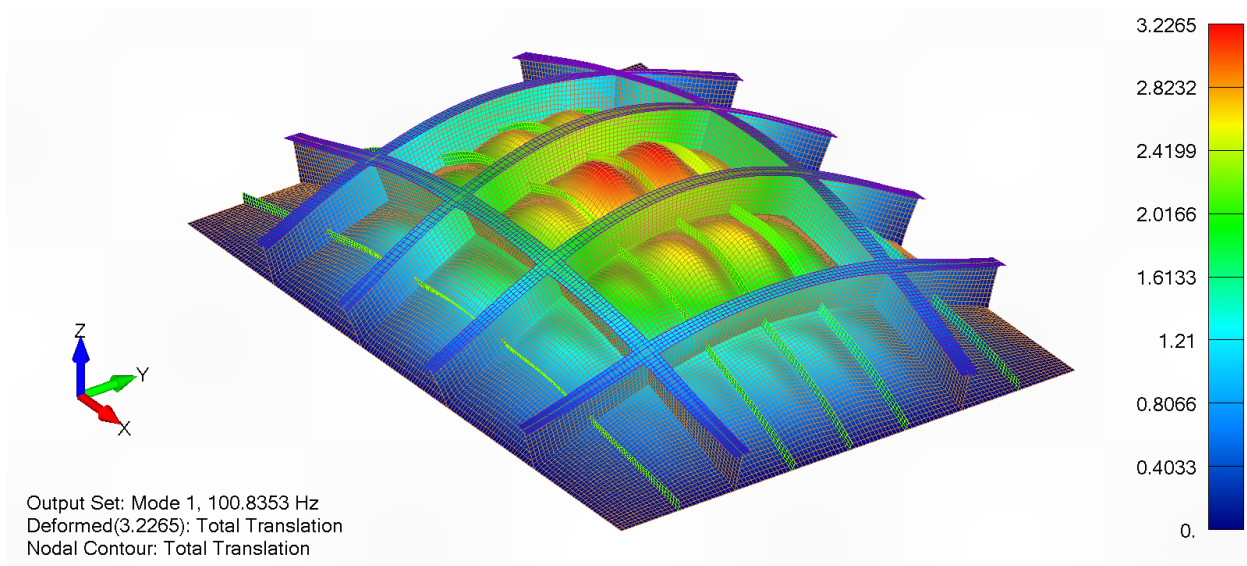
Uz pretpostavku da manja veličina elemenata rezultira točnijim rezultatom, u tablici 7.5 prikazane su vlastite frekvencije i njihova odstupanja u odnosu na model 1.

Tablica 7.5 Rezultati analize sekcije palube i odstupanja između izvedbi istih veličina elemenata

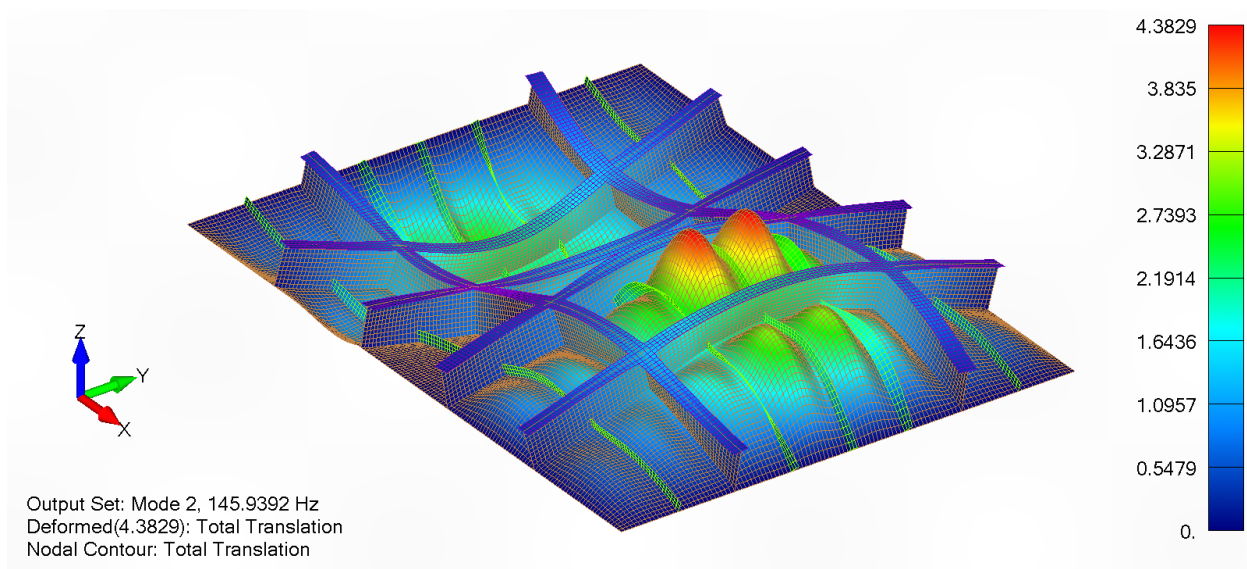
Izvedba		1. forma		2. forma		3. forma	
		f [Hz]	$\Delta\%$	f [Hz]	$\Delta\%$	f [Hz]	$\Delta\%$
Model 1	3 elementa po plosnatoj traci, samo plošni elementi	100,84	-	145,94	-	160,42	-
Model 2	3 elementa po plosnatoj traci, kombinacija plošnih i grednih elemenata	99,52	-1,30%	144,61	-0,91%	160,44	0,02%
Model 3	1 element po plosnatoj traci, samo plošni elementi	101,54	0,70%	146,78	0,58%	160,33	-0,06%
Model 4	1 element po plosnatoj traci, kombinacija plošnih i grednih elemenata	100,03	-0,79%	145,03	-0,62%	159,93	-0,30%
Model 5	4 elementa na oplati između rebra, samo plošni elementi	104,76	3,89%	155,03	6,23%	170,34	6,18%
Model 6	4 elementa na oplati između rebra, kombinacija plošnih i grednih elemenata	101,61	0,77%	147,71	1,21%	159,42	-0,62%
Model 7	2 elementa na oplati između rebra, samo plošni elementi	108,61	7,71%	166,29	13,94%	203,35	26,77%
Model 8	2 elementa na oplati između rebra, kombinacija plošnih i grednih elemenata	102,18	1,33%	142,69	-2,22%	145,39	-9,36%

Prema ABS pravilima i smjernicama za brodske vibracije [8], poglavlje 5/3.8, za model lokalne komponente strukture preporuča veličinu elemenata koja može varirati između jednog i šest elemenata između rebara, odnosno ojačanja. Na temelju ovih rezultata i preporuka ABS-a, geometrija i model praktičnog problema izrađuje se prema pojednostavljenju plosnatih traka grednim konačnim elementima i veličini elemenata od 160 mm, odnosno veličini koja rezultira s 4 elementa između rebara. Razlika između modela 1 i 6 je minimalna, te povećanje broja elemenata nije opravdano za taj postotak poboljšanja. Pri povećanju veličine elemenata modeli s kombinacijom plošnih i grednih modela daju bolje rezultate. Doneseni zaključci dodatno su potvrđeni preporukama izvješća "Finite Element Modeling Methods: Vibration Analysis for Ships" [14] u poglavlju 10.1 i 10.2. Forme vibriranja prikazane su samo za relevantne modele, slike 7.15-7.17 za model 1 i slike 7.18-7.20 za model 6. Odstupanja relativnih pomaka, koji nisu relevantni za zadani zadatak, ostaju unutar istog raspona kao i vlastite frekvencije.

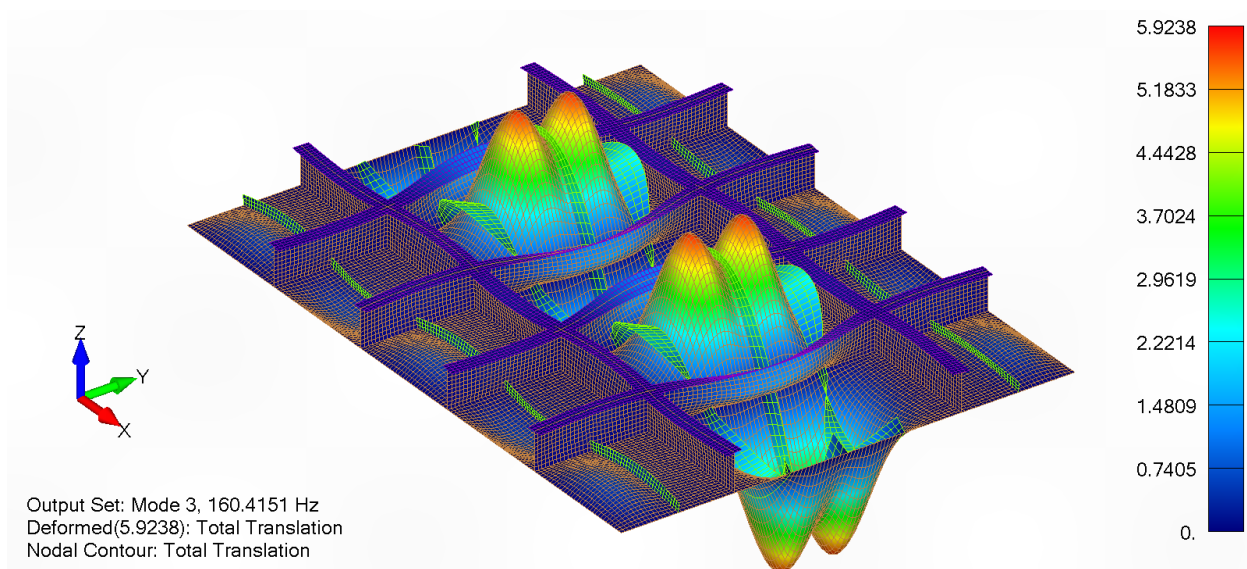




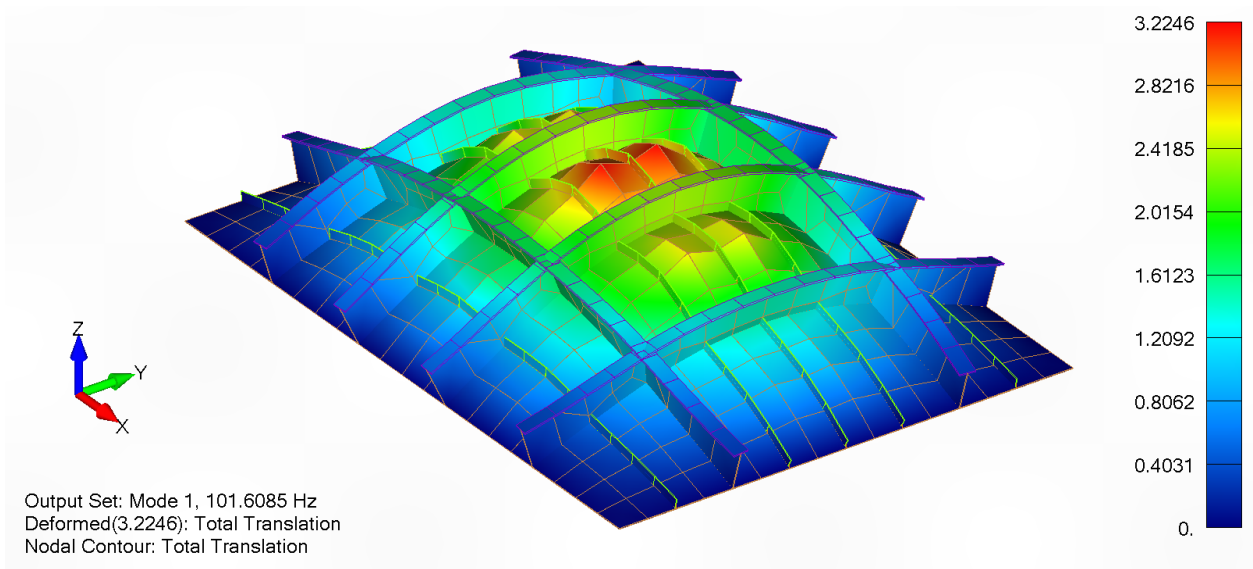
*Slika 7.15 Sekcija palube, model 1, 1. forma vibriranja*



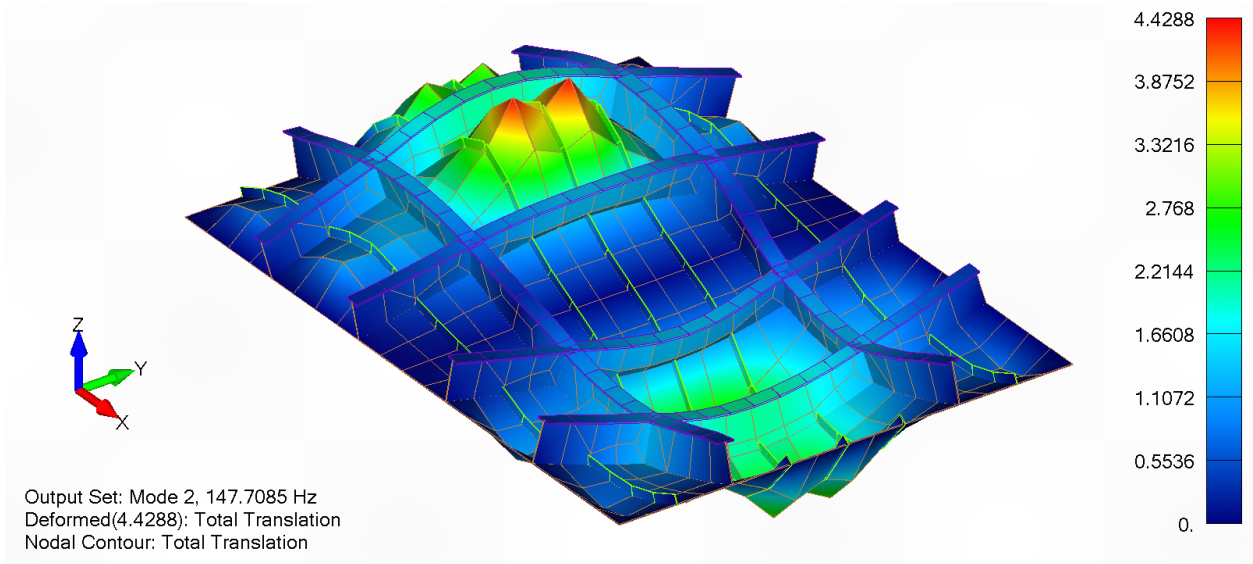
*Slika 7.16 Sekcija palube, model 1, 2. forma vibriranja*



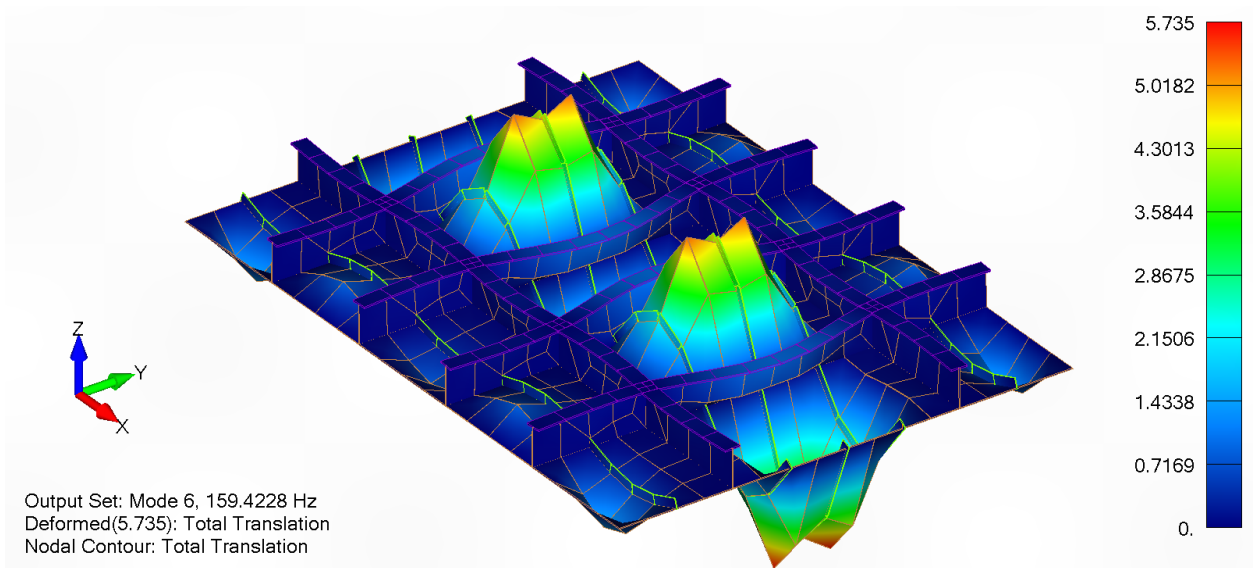
*Slika 7.17 Sekcija palube, model 1, 3. forma vibriranja*



*Slika 7.18 Sekcija palube, model 6, 1. forma vibriranja*



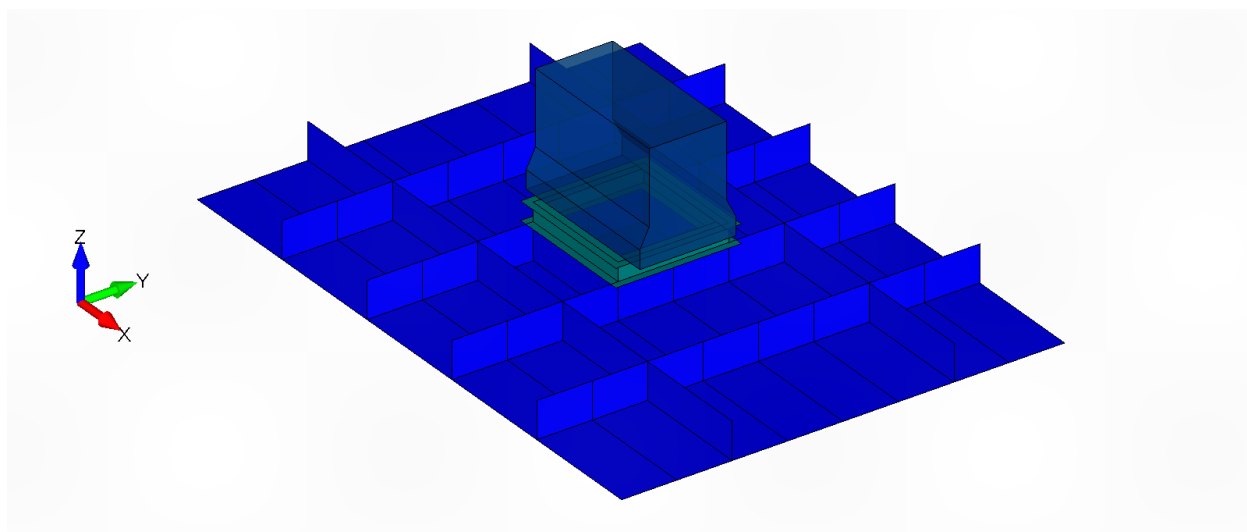
*Slika 7.19 Sekcija palube, model 6, 2. forma vibriranja*



*Slika 7.20 Sekcija palube, model 6, 3. forma vibriranja*

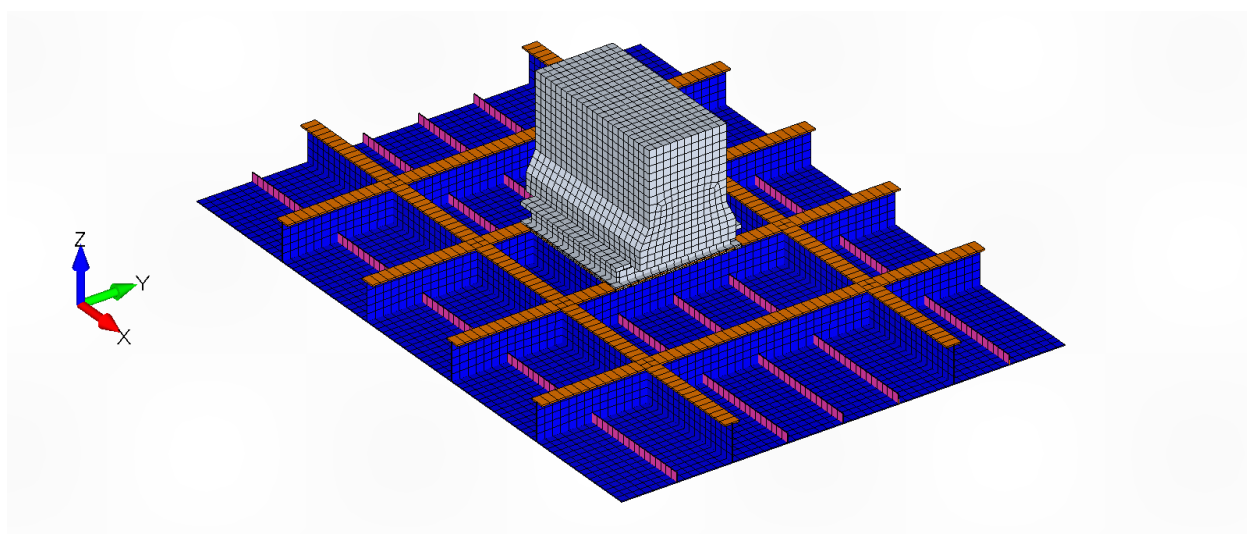
## 7.2 Modeliranje opreme i prijenos mase

U okviru modeliranja brodskih struktura, osim strukturnih elemenata, model često uključuje i opremu koja može značajno utjecati na vlastitu frekvenciju i forme vibriranja. Postoji nekoliko pristupa modeliranju opreme u modelima konačnih elemenata koji su ispitani kroz ovo poglavlje. Odabir metode ovisi o cjelokupnom modelu i dostupnim podacima. Kako bi se mogao ispitati utjecaj različitih metoda, prethodni model je modificiran na način da predstavlja idealiziranu strukturu dna oplata broda na koju je postavljen generator, slika 7.21.



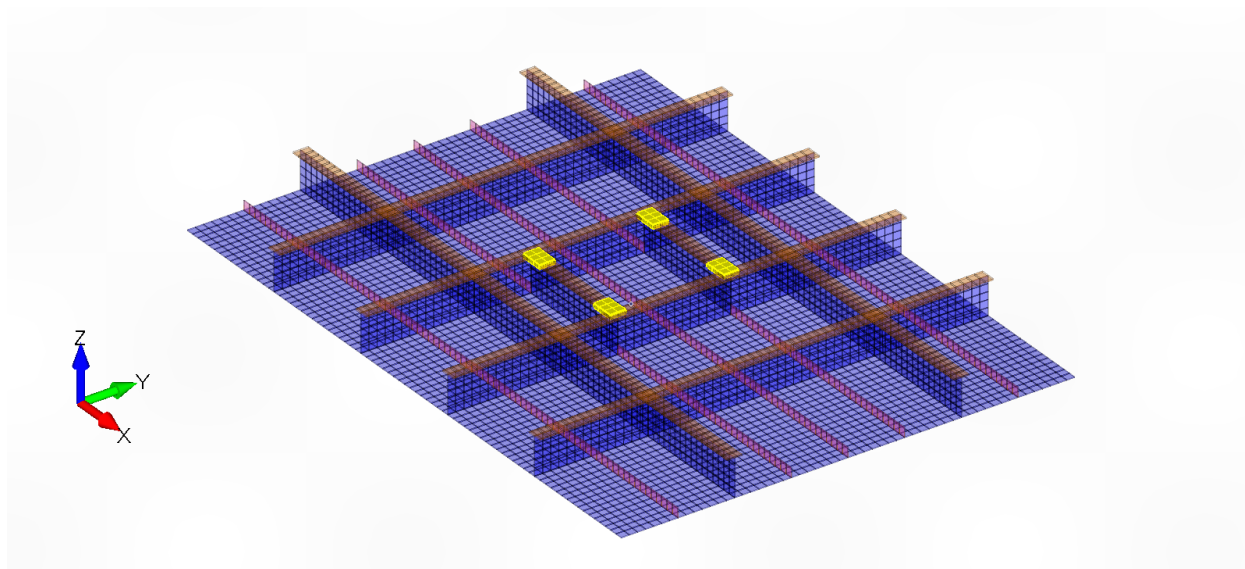
Slika 7.21 Geometrija dna oplata i generatora

Model dna oplata umrežen je elementima veličine 40 mm prema postupku opisanom u poglavlju 7.1, s iznimkom da je generator umrežen "SOLID" elementima, slika 7.22.



Slika 7.22 Model konačnih elemenata dna oplata i generatora

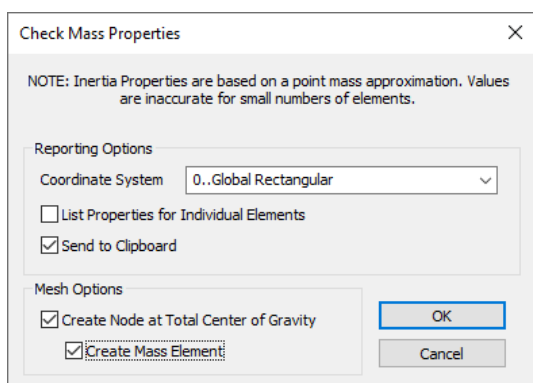
Model je zamišljen tako da se generator u četiri točke veže za strukturu. Spoj između temelja generatora i strukturnih temelja idealizirana je zajedničkim čvorovima, slika 7.23.



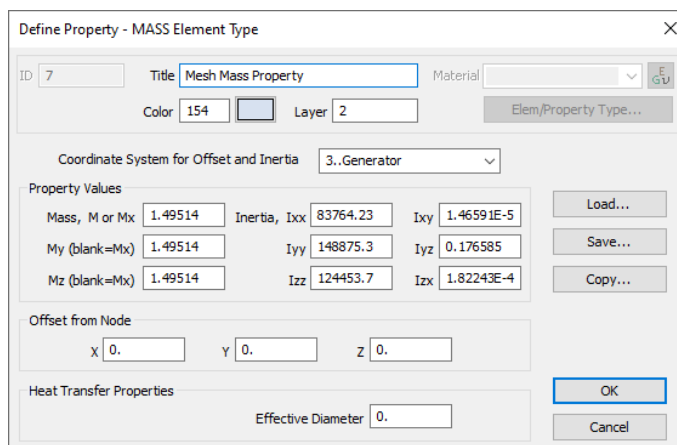
Slika 7.23 Elementi sa zajedničkim čvorovima dna oplata i generatora

U ranijim fazama projektiranja, detaljni modeli opreme često nisu dostupni, a poznati podaci uglavnom uključuju masu, težište i generalne dimenzije. U tom slučaju, jedna od metoda za pojednostavljeno modeliranje opreme je kombinacija elemenata mase i krutih elemenata.

Konačni elementi generatora zamijenjeni su elementom mase pomoću naredbe "Mass Properties" koja automatski kreira čvor i "MASS" element u težištu odabira, slika 7.24, što omogućuje usporedbu s prethodnim modelom. Ova naredba automatski popunjava masu i momente inercije kao što je vidljivo na slici 7.25.

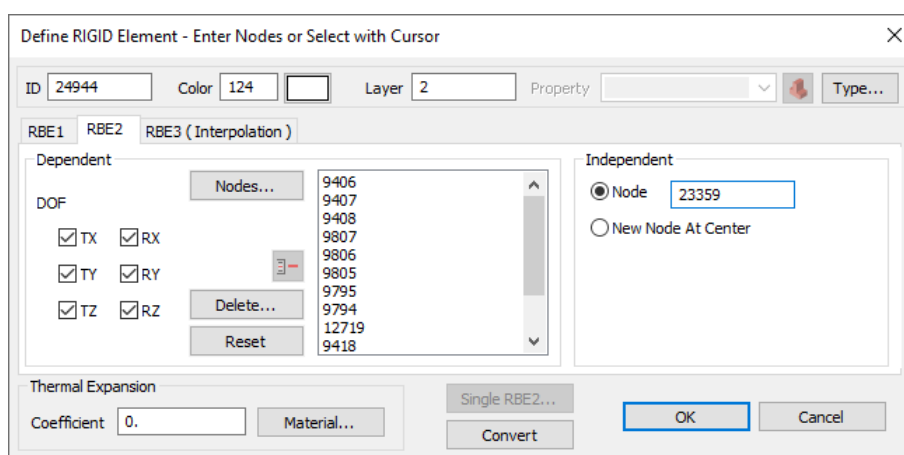


Slika 7.24 Femap provjera mase i inercije konačnih elemenata

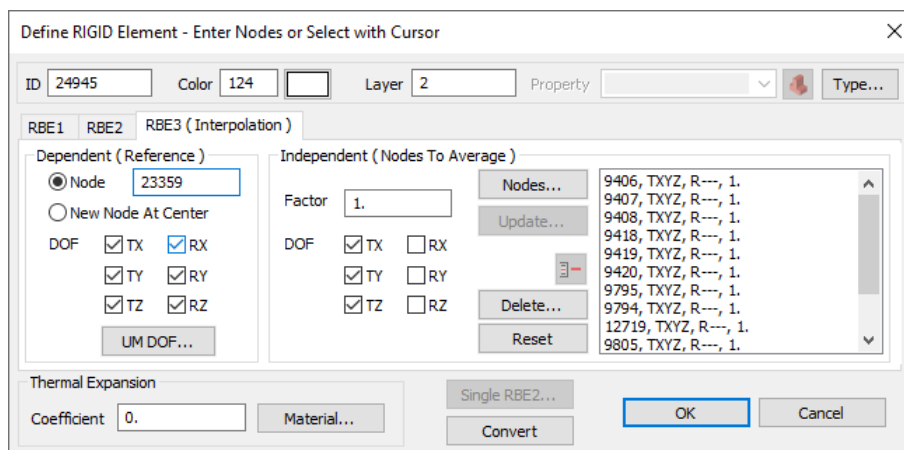


Slika 7.25 Femap masa i inercije generatora

Za povezivanje elementa mase s ostatkom strukture koriste se kruti elementi, koji mogu biti "RBE2" ili "RBE3" tipa. "RBE2" elementi prenose masu i krutost, odnosno ne dopuštaju relativni pomak zavisnih čvorova i prenosi masu nezavisnog čvora, dok "RBE3" elementi prenose samo masu, odnosno interpolacijom prenose masu zavisnog čvora na nezavisne pri čemu dopušta relativne pomake [15]. Kako bi se bolje razumjela razlika između ove dvije vrste elemenata, izrađena su dva odvojena modela. Definicija "RBE2" i "RBE3" elemenata prikazana je na slikama 7.26 i 7.27. Uz odabir zavisnih i nezavisnih čvorova definicija krutih elemenata također nudi odabir stupnjeva slobode što omogućava modeliranje klizećeg kontakta.



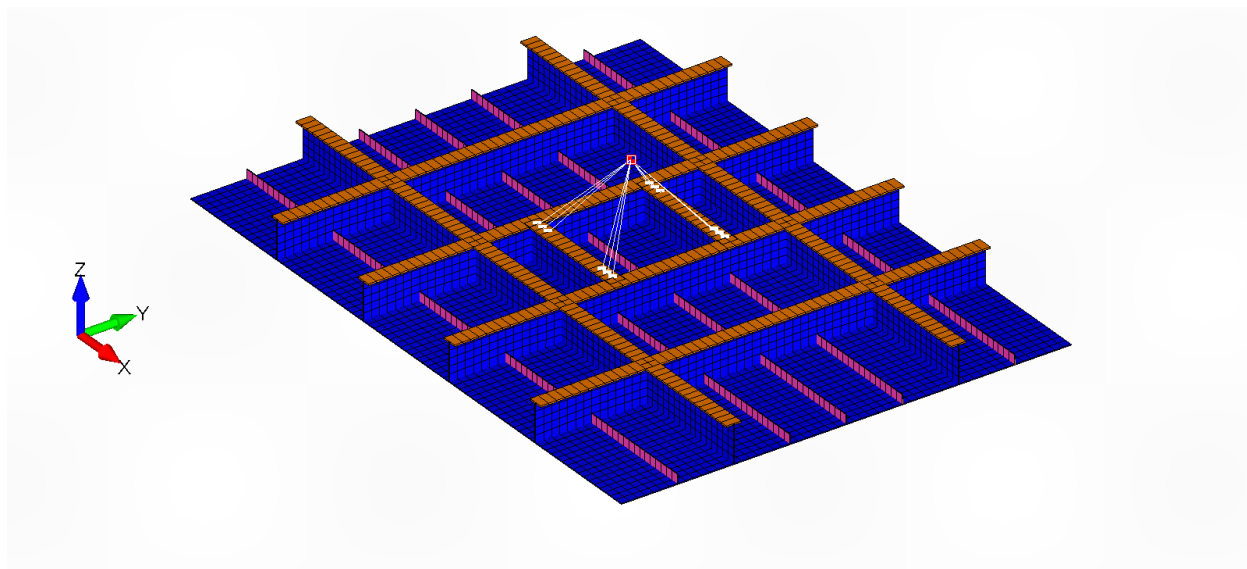
Slika 7.26 Femap definicija RBE2 krutih elemenata



Slika 7.27 Femap definicija RBE3 krutih elemenata

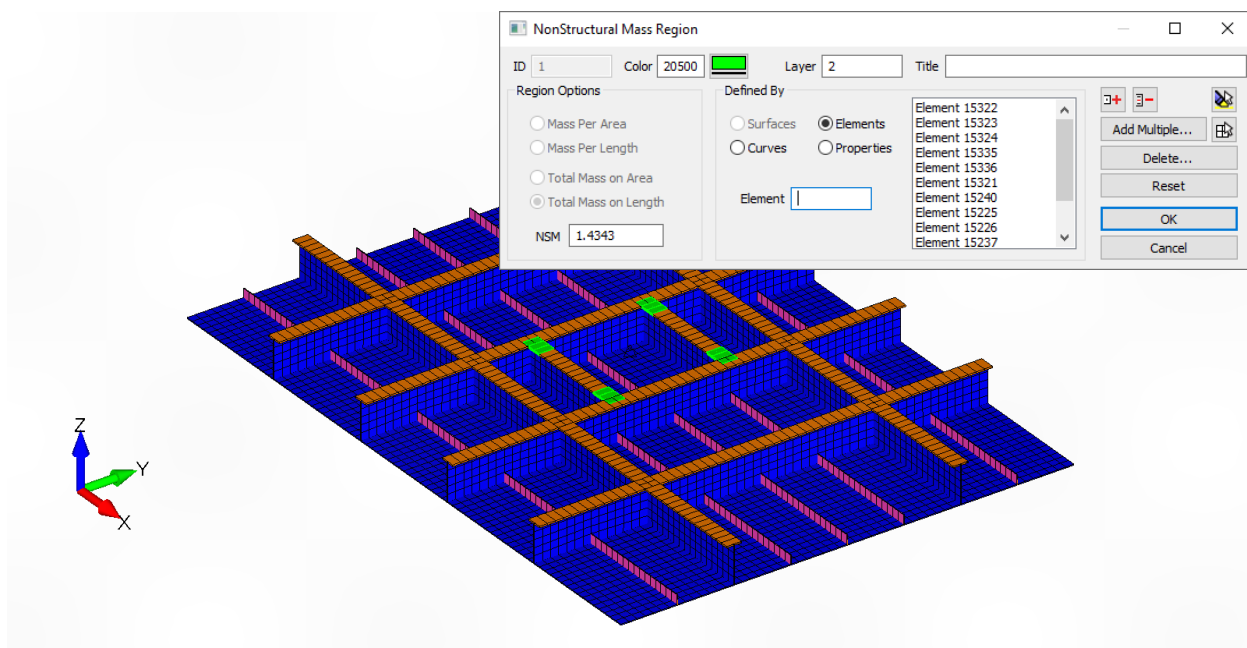
Alternativno, moguće je primijeniti opružne elemente za točnije predstavljanje svojstava opreme. Međutim, određivanje krutosti za svih šest stupnjeva slobode predstavlja izazov koji može biti tema odvojenog istraživanja, te se ovaj rad neće baviti time.

Model konačnih elemenata, u kojem je generator predstavljen kao element mase koji je krutim elementima povezan sa strukturnim temeljima, prikazan je na slici 7.28.



Slika 7.28 Konačni elementi generatora zamijenjeni s elementom mase i krutim elementima

Još jedan pristup modeliranju opreme je pomoću nestrukturne mase, odnosno "NSM" elementa. U ovom slučaju, nestrukturna masa definirana je kao ukupna masa raspodijeljena na odabrane elemente. Model konačnih elemenata u kojem je generator predstavljen kao nestrukturna masa prikazan je na slici 7.29.



Slika 7.29 Femap definicija nestrukturne mase generatora

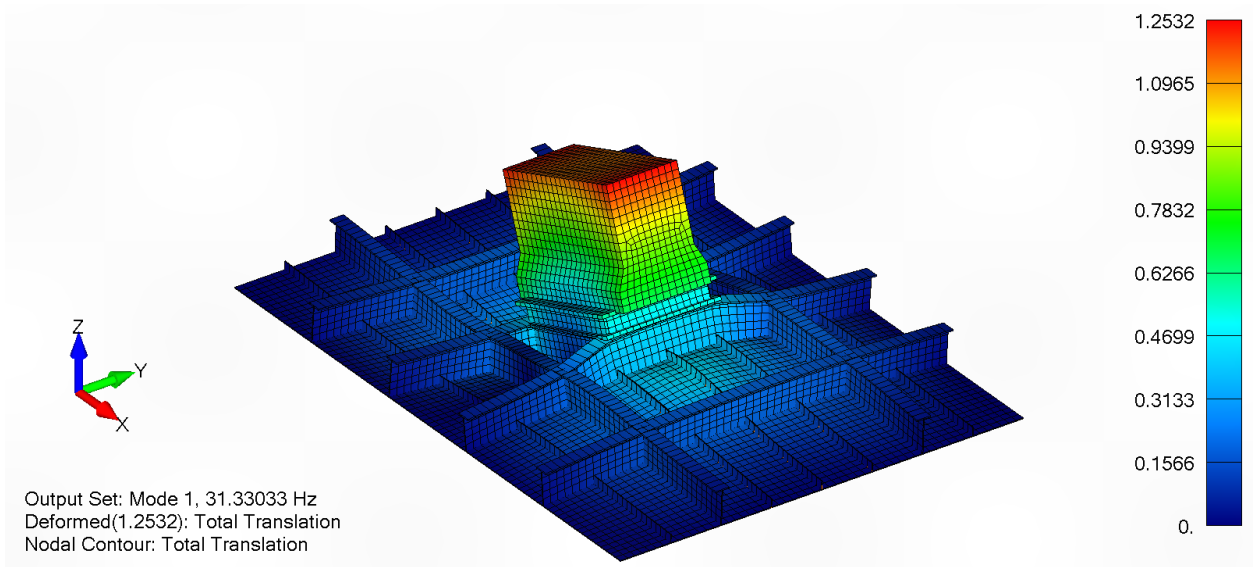
Vlastite frekvencije različitih izvedbi modela prikazane su u tablici 7.6, dok su forme vibriranja za modele 1, 2, 3 i 4 prikazane kroz slike 7.30-7.35. Rezultati modela predstavljenog na početku poglavlja smatraju se najboljima, te su odstupanja prikazana u odnosu na model 1.

Tablica 7.6 Rezultati analize dna palube i generatora i odstupanja u odnosu na model 1

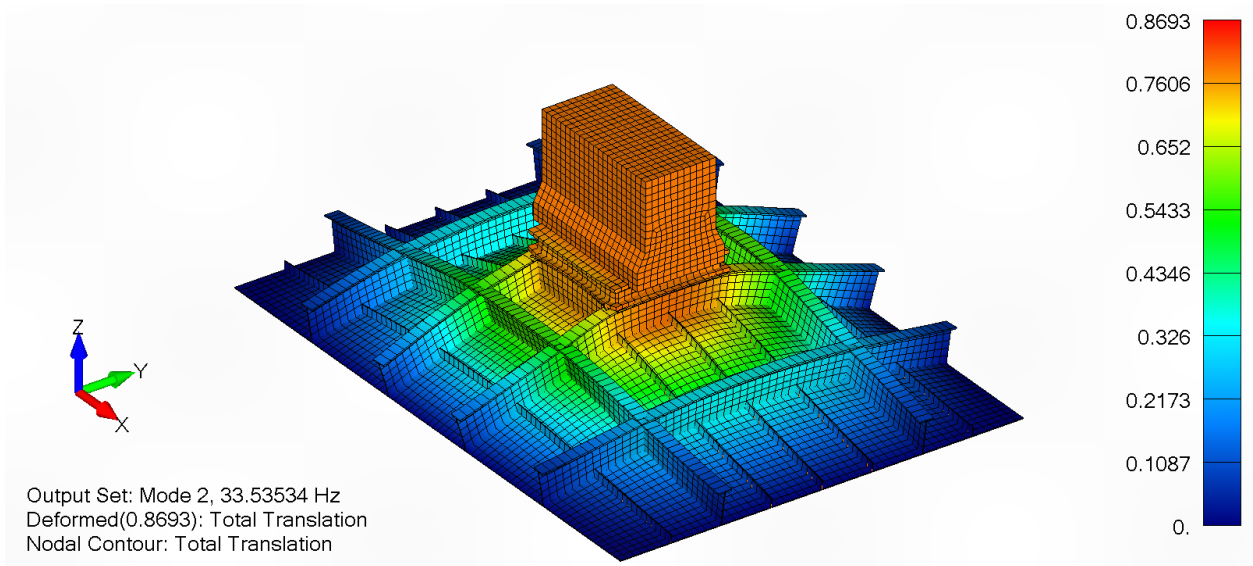
Izvedba		1. forma, torzija oko y osi		2. forma, translacija u smjeru z		3. forma, torzija oko x osi	
		frekvencija [Hz]	odstupanje	frekvencija [Hz]	odstupanje	frekvencija [Hz]	odstupanje
Model 1	solid elementi	31,33	-	33,54	-	54,43	-
Model 2	mass element i rbe3 elementi	30,25	-3,46%	32,39	-3,43%	51,26	-5,82%
Model 3	mass element i reb2 elementi	32,21	2,82%	35,69	6,41%	57,38	5,42%
Model 4	nestrukturalna masa	57,98	85,07%	33,01	-1,55%	91,64	68,34%
Model 5	mass element (bez inercija) i rbe3 elementi	34,51	10,14%	32,39	-3,43%	54,95	0,95%
Model 6	mass element (bez inercija) i rbe2 elementi	36,71	17,16%	35,69	6,41%	63,95	17,48%

Na temelju rezultata moguće je zaključiti da niti jedna od predstavljenih metoda pojednostavljenja ne daje idealne rezultate. Međutim, određene metode mogu biti prihvatljive ovisno o zoni interesa i opsegu analize. Detaljni modeli opreme potrebni su za lokalne analize strukturnih temelja, dok su metode predstavljene u modelima 2 i 3 prihvatljive za lokalne analize većih dijelova brodske strukture i globalne analize cijele brodske strukture. Dodatna analiza modela 5 i 6, u kojima su momenti inercija elemenata mase postavljeni na nulu, pokazala je da vertikalne translacijske forme ostaju nepromijenjene, dok se u oblicima gdje je prisutna torzija javljaju neprihvatljiva odstupanja. Prema tome, ukoliko se prilikom analize javljaju forme koje nisu povezane s temeljima opreme ili forme u kojima je prisutna samo translacija, metode predstavljene u modelima 4, 5 i 6 su prihvatljive. ABS pravila i smjernice za brodske vibracije [8], poglavlje 5/3.5, za tešku opremu preporučaju primjenu elemenata mase i krutih elemenata, dok za lakšu opremu poput namještaja i cjevovoda sugeriraju primjenu nestrukturne mase.

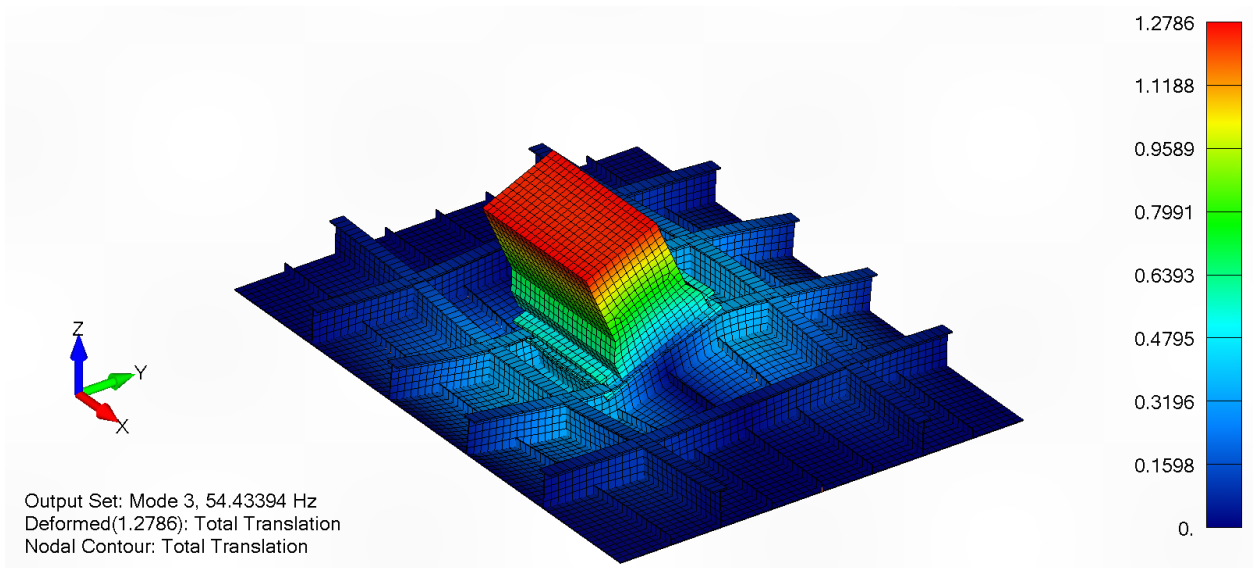
Različite metode modeliranja opreme imaju svoje prednosti i ograničenja. Dok detaljni modeli pružaju bolje rezultate u manjim lokalnim analizama, pojednostavljeni modeli su adekvatni za globalne i veće lokalne analize brodskih struktura. Korektno modeliranje opreme ključno je za točne rezultate, a izbor metode treba biti prilagođen specifičnim zahtjevima analize.



Slika 7.30 Dno oplaste, model 1, 1. forma vibriranja

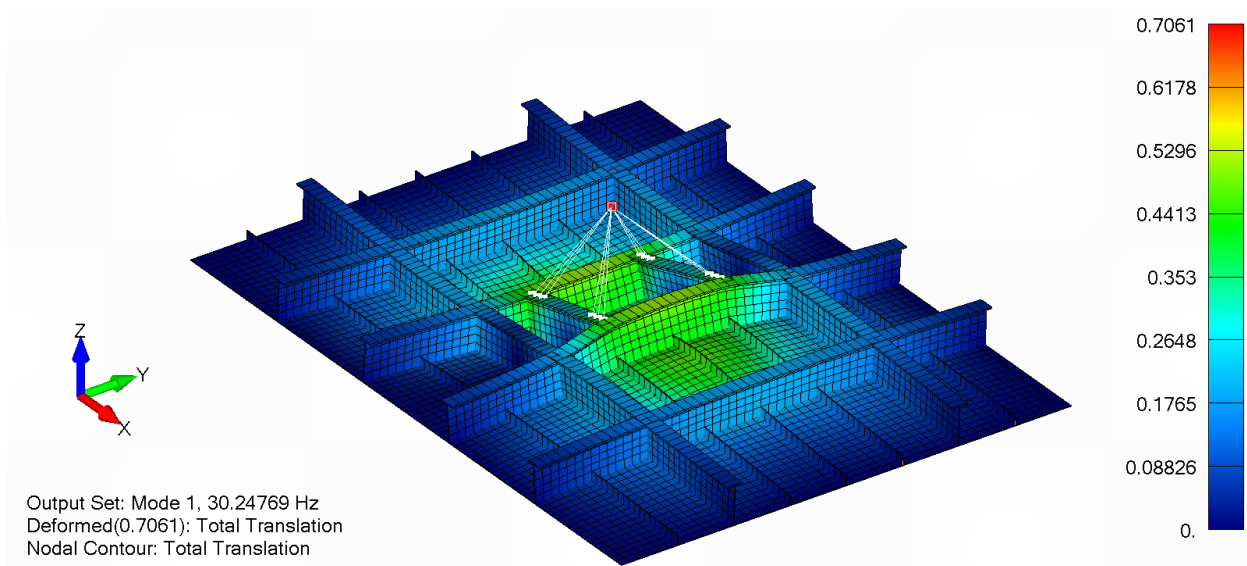


Slika 7.31 Dno oplaste, model 1, 2. forma vibriranja

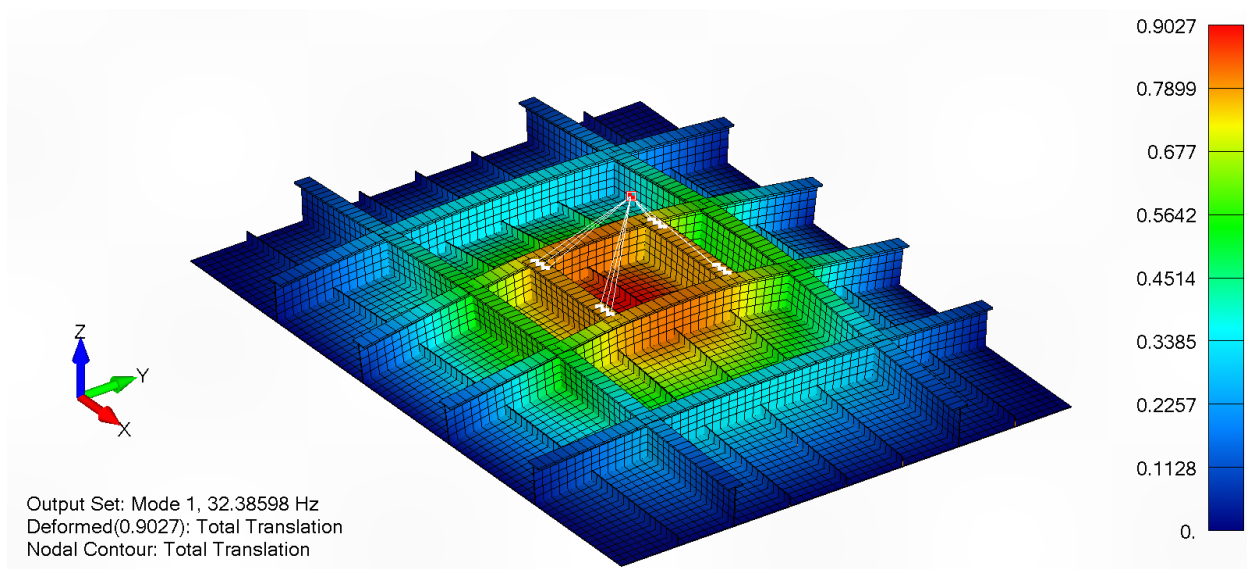


Slika 7.32 Dno oplaste, model 1, 3. forma vibriranja

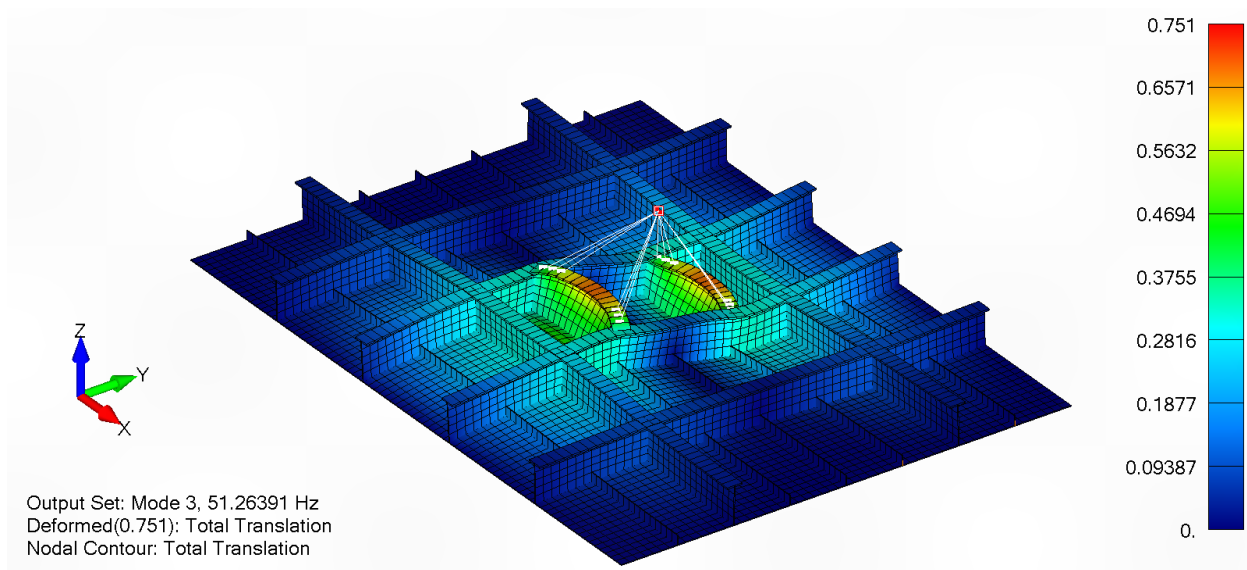




Slika 7.33 Dno oplata, model 2, 1. forma vibriranja



Slika 7.34 Dno oplata, model 2, 2. forma vibriranja

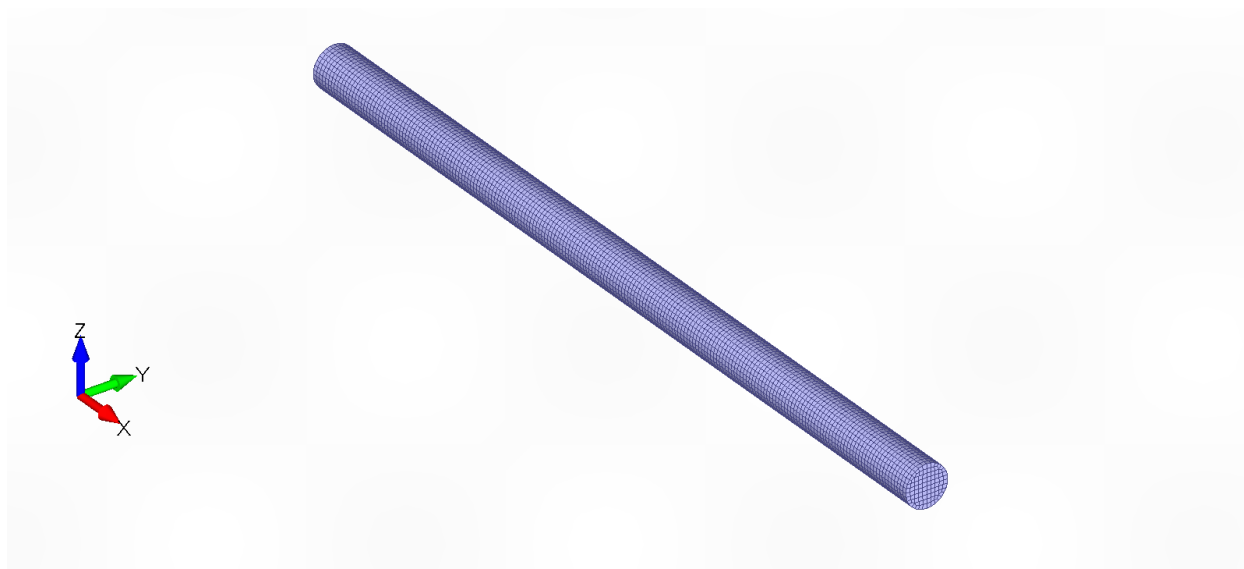


Slika 7.35 Dno oplata, model 2, 3. forma vibriranja

### 7.3 Dodatna masa vode i opseg modela

Za modeliranje dodatne mase vode ABS pravila i smjernice za brodske vibracije [8], poglavlje 5/5.3, preporučaju primjenu "MFLUID" elemenata koji se temelje na metodi rubnih elemenata. U svrhu validacije ove preporuke, provedena je analiza na idealiziranom, djelomično uronjenom, cilindričnom pontonu. Model pontona, slika 7.36, izrađen je prema karakteristikama opisanim u radu "Analitički i numerički proračun dodatne mase kod analize vibracije broda" [16] kako bi se usporedbom s analitičkim rješenjem potvrdila korektna primjena "MFLUID" elemenata. Karakteristike modela su sljedeće:

- Duljina:  $L = 20 \text{ m}$
- Širina:  $B = 1 \text{ m}$
- Gaz:  $T = 0,5 \text{ m}$
- Gustoća materijala:  $\rho_s = 7800 \text{ kg/m}^3$
- Modul elastičnosti:  $E = 200 \text{ GPa}$
- Poissonov koeficijent:  $\nu = 0,26$
- Debljina oplata:  $t = 16 \text{ mm}$
- Gustoća fluida:  $\rho_w = 1000 \text{ kg/m}^3$

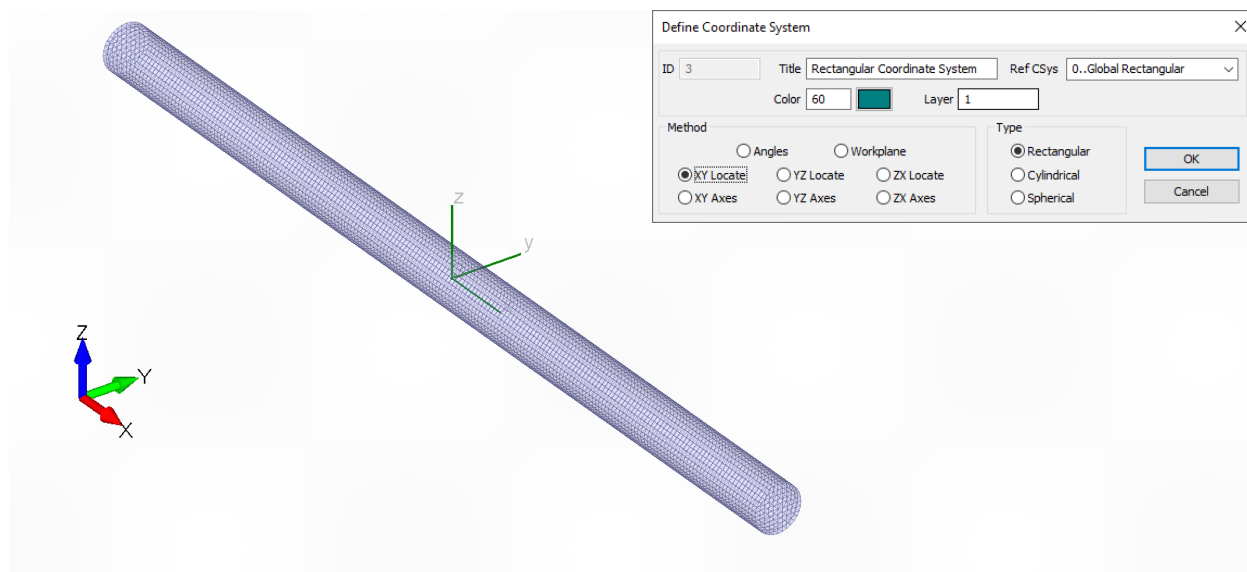


Slika 7.36 Model cilindra prema karakteristikama navedenim u radu [16]

Model konačnih elemenata izrađen je prema postupku opisanom u poglavlju 7.1 s veličinom elemenata 100 mm. Jedina razlika je dodatna primjena "MFLUID" elemenata pomoću naredbe "Fluid Region". Prije upotrebe ove naredbe potrebno je, pomoću naredbe "Coord Sys", definirati

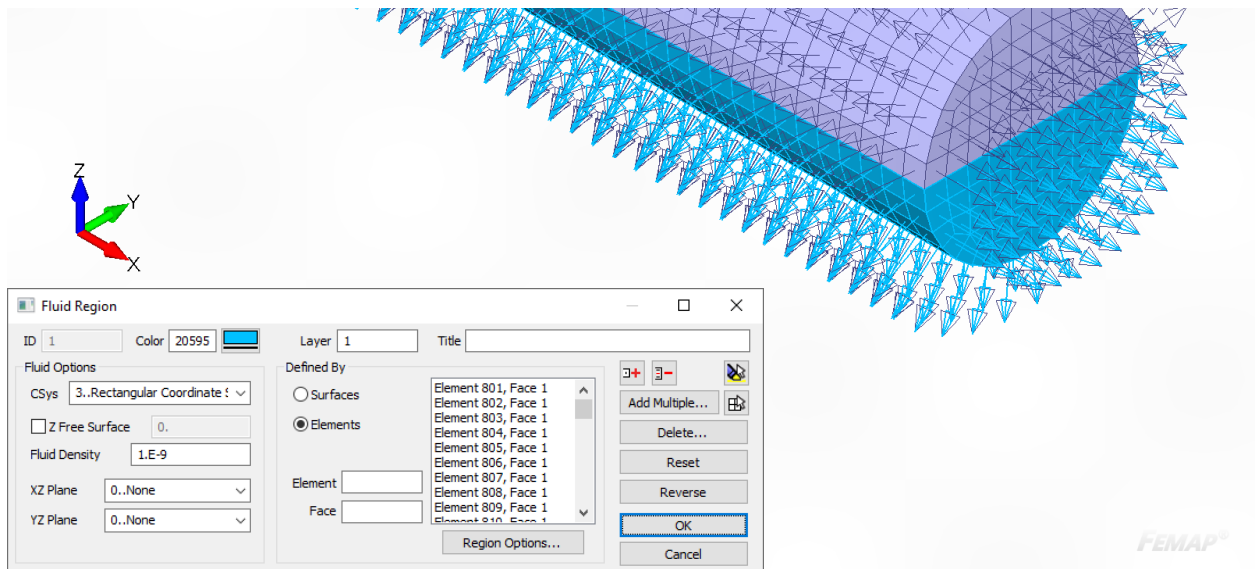
koordinatni sustav čije se ishodište nalazi u točki težišta volumena ispod vodne linije kao što je vidljivo na slici 7.37. Obzirom da je geometrija izrađena tako da se globalni koordinatni sustav nalazi u težištu cilindra, novi koordinatni sustav je u odnosu na globalni pomak u negativnom smjeru z-osi za:

$$z = \frac{2B}{3\pi} = 212,21 \text{ mm} \quad (7.1)$$



Slika 7.37 Femap definicija koordinatnog sustava

Pri primjeni "Fluid Region" naredbe, posebno je važno obratiti pažnju na orijentaciju elemenata. U slučaju modeliranja tijela koje je djelomično uronjeno u fluid, normale plošnih elemenata moraju biti usmjerene prema van, odnosno prema fluidu. Opcija "Z Free Surface" je isključena kako bi Femap tretirao "MFLUID" elemente kao specijalni slučaj "vanjskog fluida", u suprotnom, slučaj se tretira kao spremnik fluida. Ova opcija zahtjeva da se referentni koordinatni sustav nalazi u težištu volumena ispod vodne linije, te je prema tome pod "CSys" opcijom odabran prethodno definirani koordinatni sustav. Neispravna lokacija koordinatnog sustava može rezultirati značajnim odstupanjima u rezultatima ili čak prekidom analize zbog pojave greške. Gustoća fluida iznosi  $1 \cdot 10^{-9} \text{ t/mm}^3$ . Konačne postavke, odabir i orijentacije elemenata vidljive su na slici 7.38. Ova metoda definiranja dodatne mase vode značano povećava vrijeme trajanja računalne analize, koje eksponencijalno raste povećanjem broja elemenata. Prema tome dodatno je analiziran model bez dodatne mase vode kako bi se razmotrio njen utjecaj i procjenila potreba za definicijom dodatne mase vode.



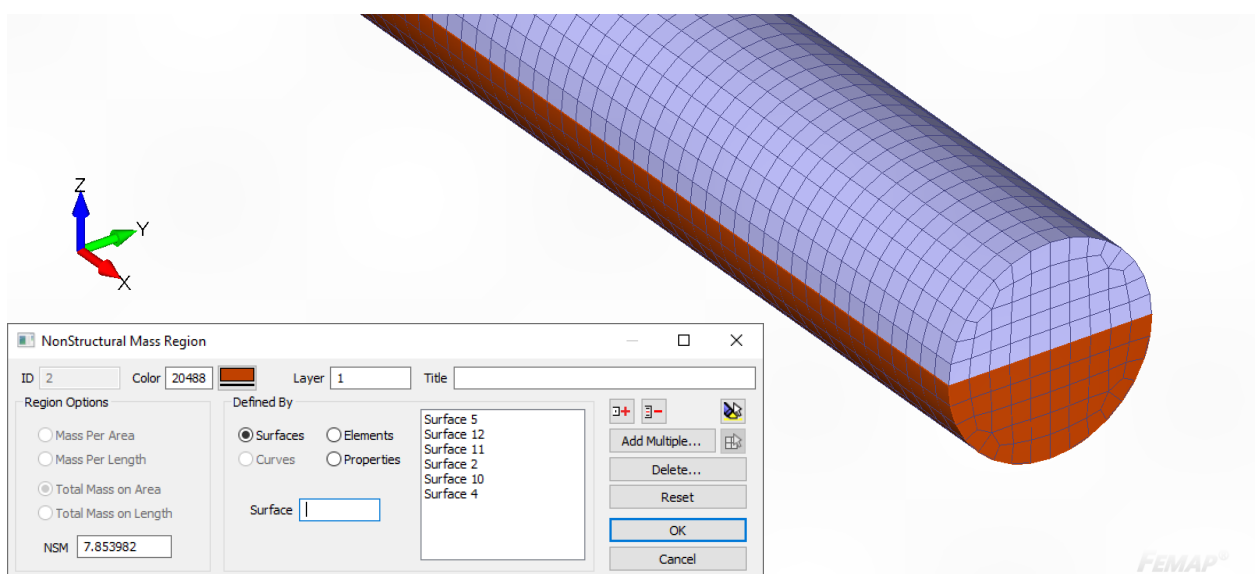
Slika 7.38 Femap definicija "MFLUID" elemenata

Usporedno s "Fluid Region" metodom, analiziran je i model koji za definiranje dodatne mase vode koristi "NSM" elemente, odnosno nestrukturnu masu, slika 7.39. U ovom slučaju nestrukturna masa jednaka je masi istisnutog fluida:

$$m_w = \frac{B^2}{8} \pi L \rho_w \quad (7.2)$$

$$m_w = 7,854 \text{ t}$$

Ovaj pristup ne ovisi o orijentaciji elemenata i ne zahtijeva referentni koordinatni sustav, te za razliku od "Fluid Region" metode, minimalno utječe na vrijeme trajanja analize.



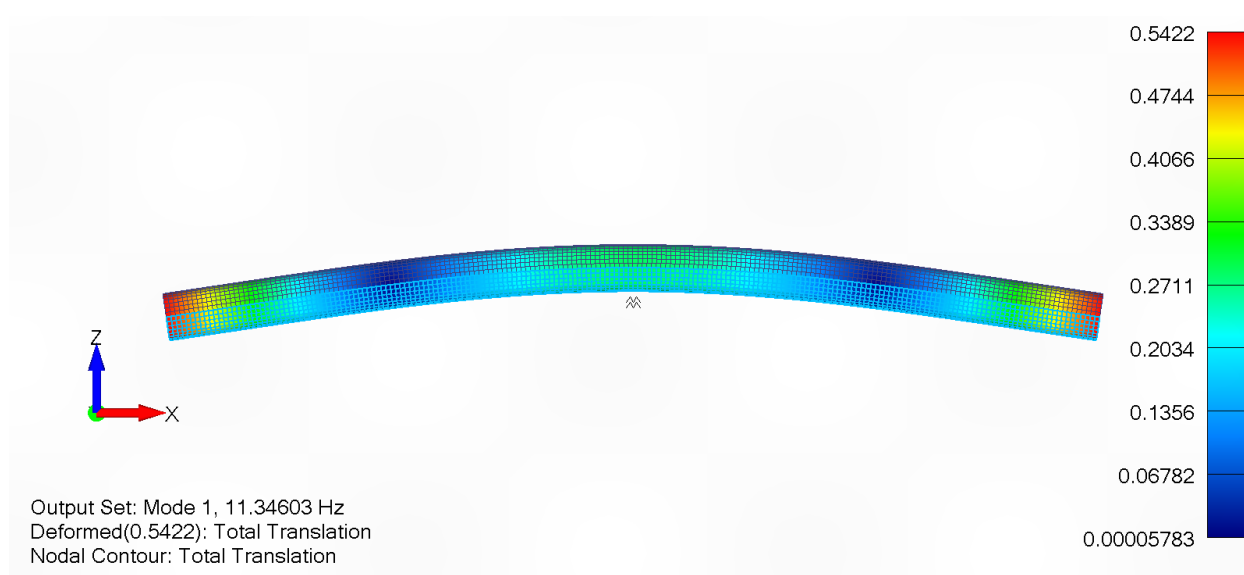
Slika 7.39 Femap definicija "NSM" elemenata

Usporedba rezultata analize prikazana je u tablici 7.7, s odstupanjima od analitičkih rješenja koja se smatraju referentnim [16].

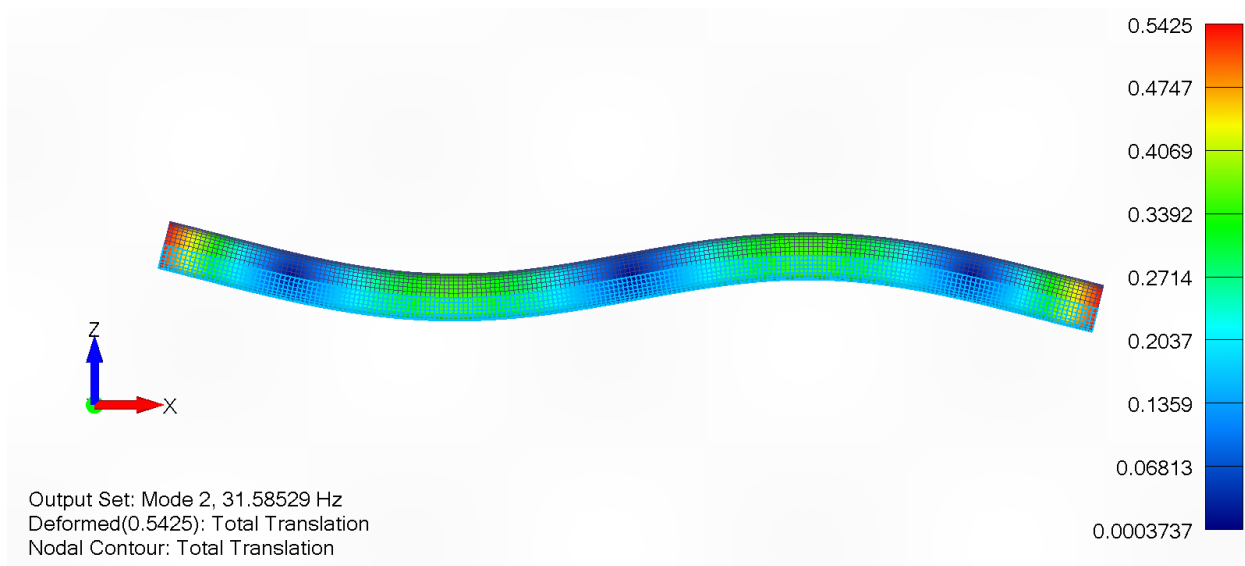
Tablica 7.7 Rezultati analize djelomično uronjenog pontona i odstupanja u odnosu na analitičko rješenje

Izvedba		1. forma		2. forma		3. forma		4. forma	
		f [Hz]	$\Delta\%$	f [Hz]	$\Delta\%$	f [Hz]	$\Delta\%$	f [Hz]	$\Delta\%$
Analitički postupak [16]		11,47	-	30,84	-	58,38	-	92,43	-
Numerički postupak [16]		11,56	0,78%	31,19	1,11%	59,21	1,43%	93,94	1,64%
Model 1	mfluid dodatna masa (mokre vibracije)	11,35	-1,09%	31,59	2,41%	58,22	-0,27%	94,64	2,39%
Model 2	bez dodatne mase (suhe vibracije)	15,70	36,85%	41,95	36,02%	78,84	35,05%	123,84	33,99%
Model 3	nsm dodatna masa (mokre vibracije)	10,90	-4,97%	29,18	-5,39%	54,83	-6,07%	86,27	-6,67%

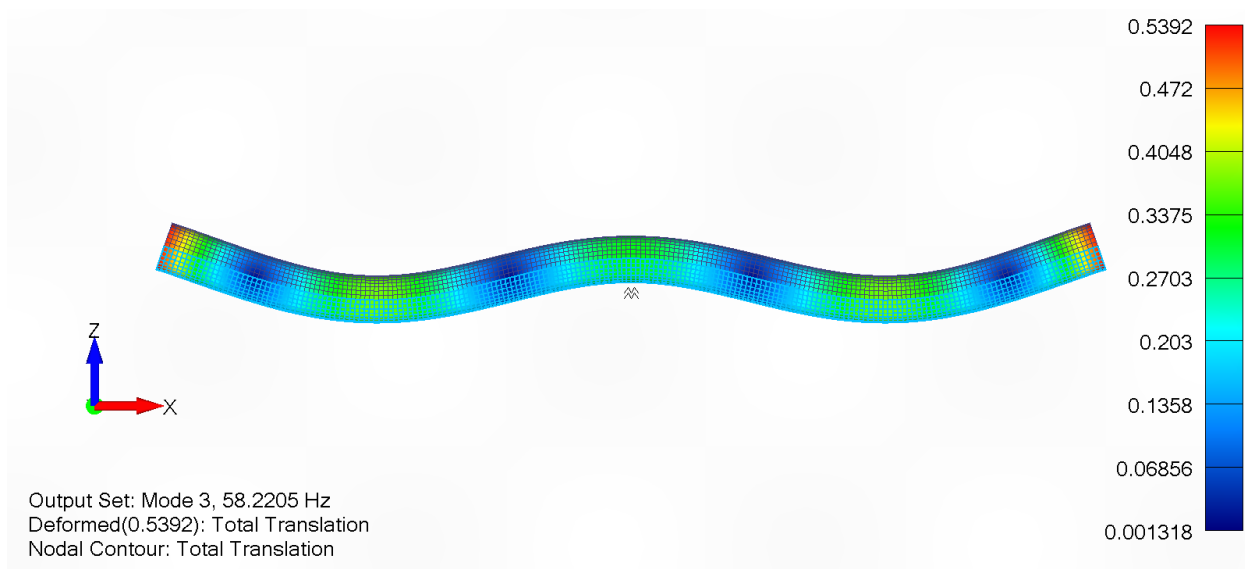
Model 1, koji koristi "MFLUID" elemente, pokazuje prihvatljiva odstupanja i korektnu primjenu, potvrđujući prikladnost ove metode za modeliranje dodatne mase vode. Model 2 naglašava značajnost utjecaj dodatne mase vode, dok model 3, koji koristi "NSM" elemente, pokazuje veća odstupanja, ali i dalje može pružiti prihvatljive rezultate u slučajevima kada je potrebno brzo preliminarno rješenje ili kada broj elemenata onemogućava primjenu "Fluid Region" metode. Daljnja istraživanja mogla bi se fokusirati na optimizaciju "NSM" metode za poboljšanje njezine točnosti. Forme vibriranja za model 1 prikazane su kroz slike 7.40-7.43; forme druga dva modela poprimaju isti oblik, te njihov prikaz nije relevantan.



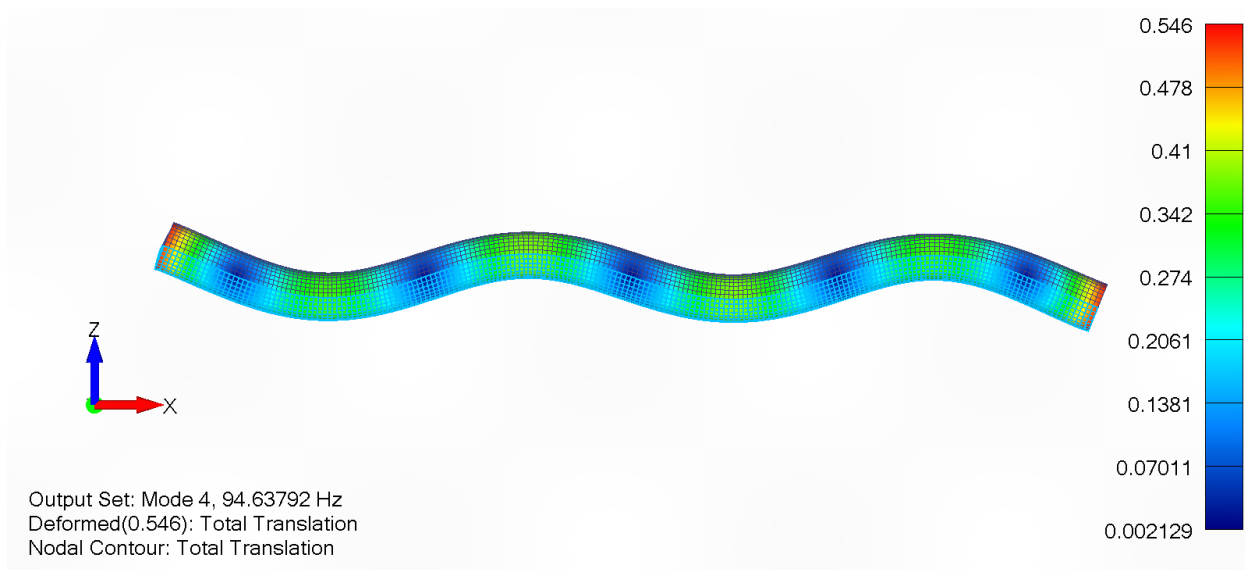
Slika 7.40 Djelomično uronjeni ponton, model 1, 1. forma vibriranja



Slika 7.41 Djelomično uronjeni ponton, model 1, 2. forma vibriranja



Slika 7.42 Djelomično uronjeni ponton, model 1, 3. forma vibriranja



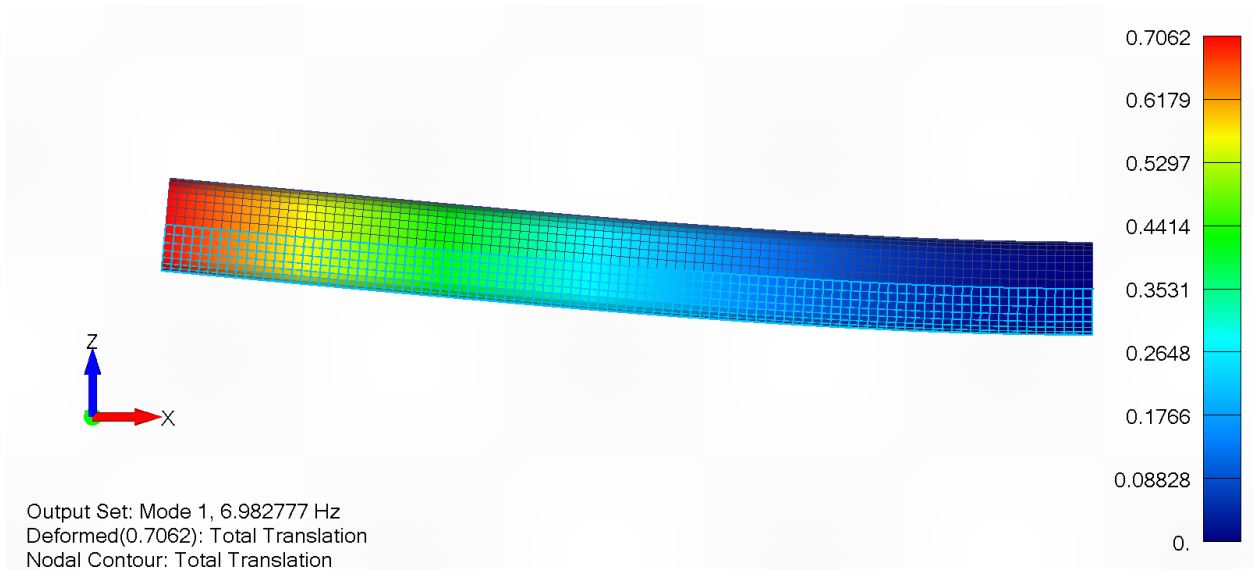
Slika 7.43 Djelomično uronjeni ponton, model 1, 4. forma vibriranja

Ovaj model je također prikladan za ispitivanje utjecaja razmatranog opsega modela što se može smatrati grubom idealizacijom praktičnog problema opisanog u poglavlju 6. U tu svrhu dodatno su razmotrena dva modela. Model 4 u kojem se razmatra polovica modela 1 i model 5 u kojem se razmatra četvrtina modela 1. Analiza je provedena samo za varijantu modela s "MFLUID" elementima, pri čemu su na mjestu prekida modela postavljeni fiksni rubni uvjeti. Promjenom veličine uronjenog volumena bitno je ažurirati poziciju referentnog koordinatnog sustava. Ukoliko se ovaj korak izostavi može doći do odstupanja vrijednosti vlastitih frekvencija ili grešaka tokom računalne analize. Oslobađanjem rotacijskih stupnjeva slobode na rubnim uvjetima, odnosno postavljanjem nepomičnih oslonaca, dolazi do zanemarivih razlika u vrijednostima vlastitih frekvencija te prema tome nisu prikazani. Usporedba rezultata analize prikazana je u tablici 7.8, s odstupanjima od potpunog modela.

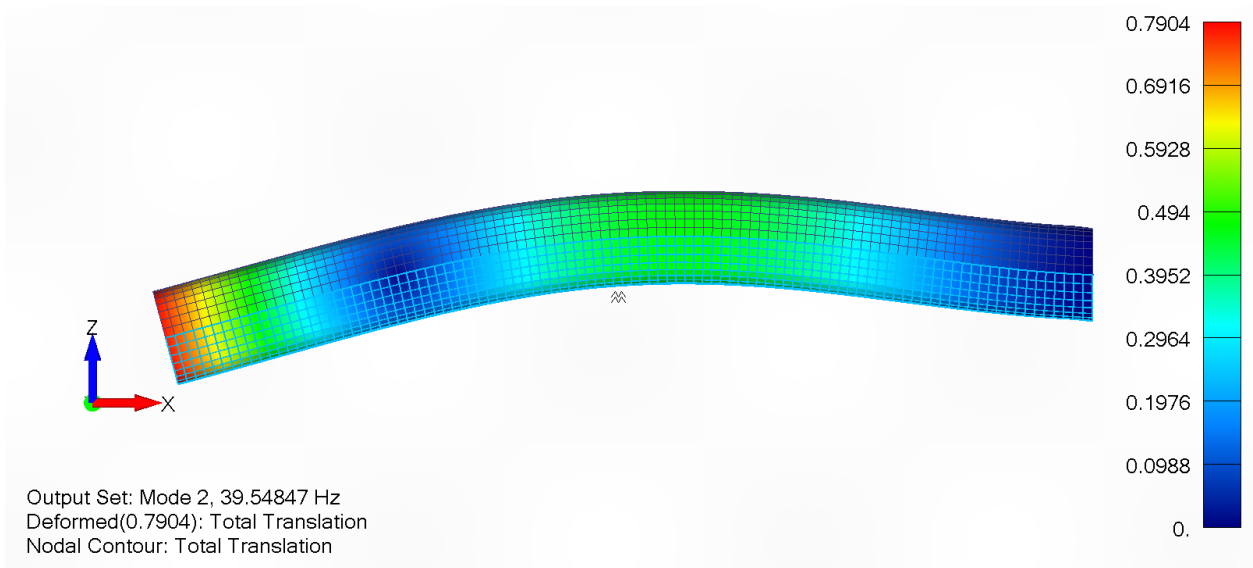
Tablica 7.8 Rezultati analize djelomično uronjenog pontona promjenom opsega modela

Izvedba		1. forma		2. forma		3. forma		4. forma	
		f [Hz]	$\Delta\%$	f [Hz]	$\Delta\%$	f [Hz]	$\Delta\%$	f [Hz]	$\Delta\%$
Model 1	potpuni cilindar	11,19	-	31,59	-	58,22	-	94,64	-
Model 4	polovica cilindra	6,98	-37,60%	-	-	39,55	-32,07%	108,03	14,16%
Model 5	četvrtina cilindra	25,58	128,60%	-	-	-	-	125,71	32,83%

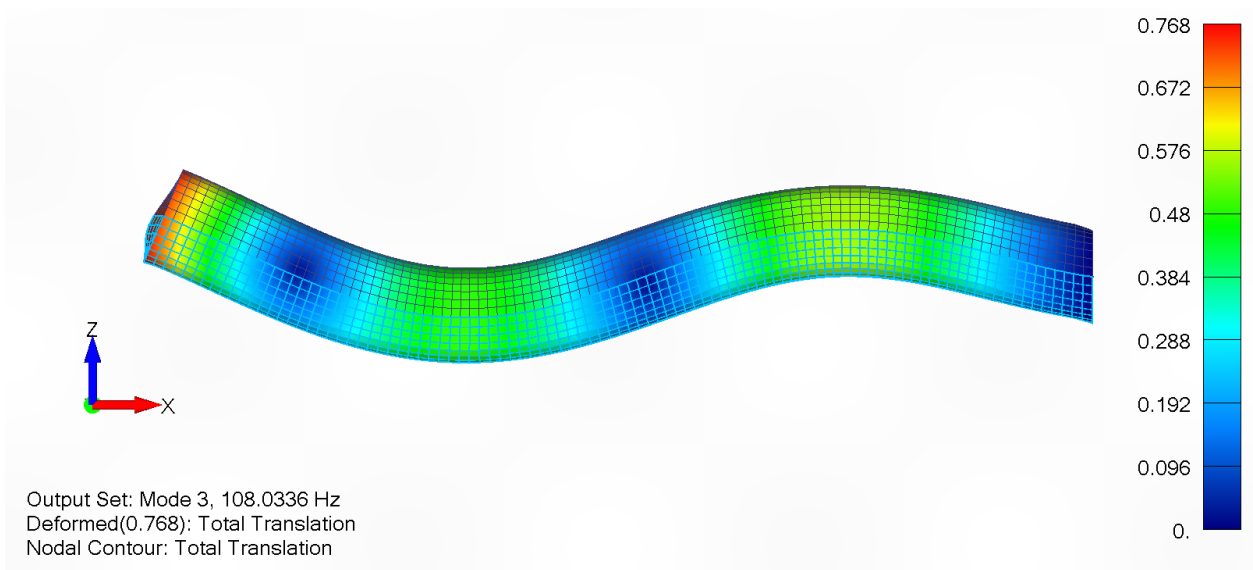
Forme vibriranja za model 4 prikazane su kroz slike 7.44-7.46, dok su forme vibriranja za model 5 prikazane kroz slike 7.47 i 7.48. Pri rješavanju praktičnih problema, model kao što je model 1 koristi se za razmatranje globalnih vibracije, dok se modeli 4 i 5 koriste za razmatranje lokalnih vibracija. Na temelju vlastitih frekvencija i formi vibriranja vidljivo je da na modelima 4 i 5 dolazi do pojave "lažnih formi", koje po obliku pripadaju globalnoj formi, ali se pojavljuju pri drugoj frekvenciji. Stoga, prilikom analize lokalnih vibracija, potrebno je pažljivo odrediti relevantne forme. U analizi praktičnog problema odbacuju se "lažne globalne forme" i njihove kombinacije s lokalnim formama. Ukoliko se takve forme javljaju u području interesa potrebno je povećati opseg modela, pa čak i u nekim slučajevima napraviti i potpuni model. Zaključci koji se odnose na opseg modela i rubne uvjete dodatno su potvrđeni preporukama izvješća "Finite Element Modeling Methods: Vibration Analysis for Ships" [14] u poglavlju 10.3 i 10.4.



Slika 7.44 Polovica djelomično uronjenog pontona, model 4, 1. forma vibriranja

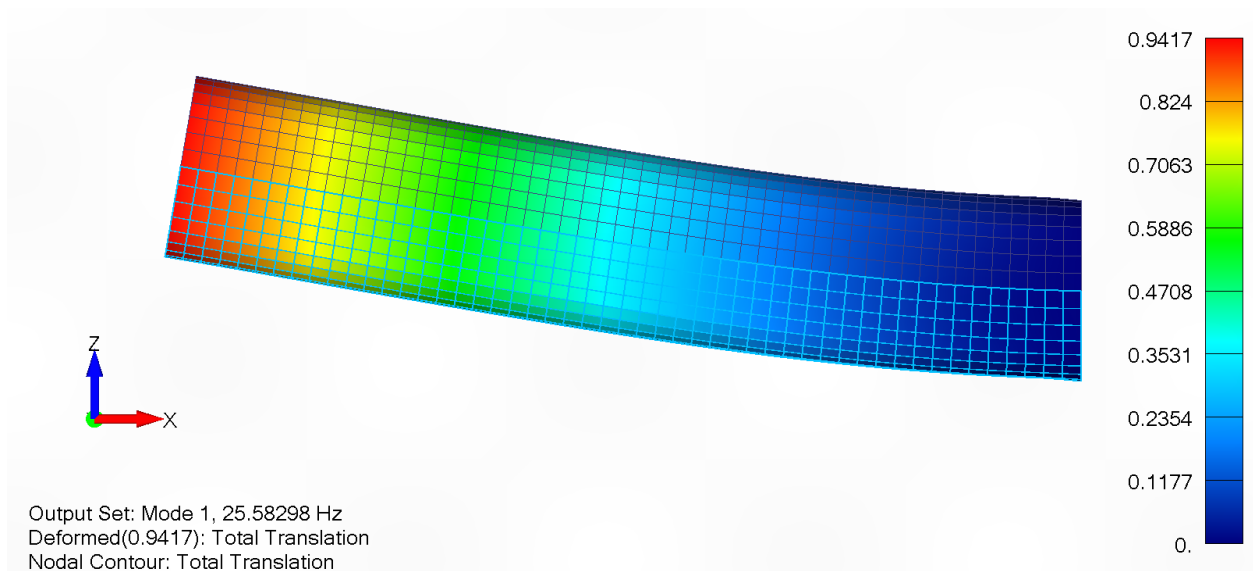


Slika 7.45 Polovica djelomično uronjenog pontona, model 4, 3. forma vibriranja

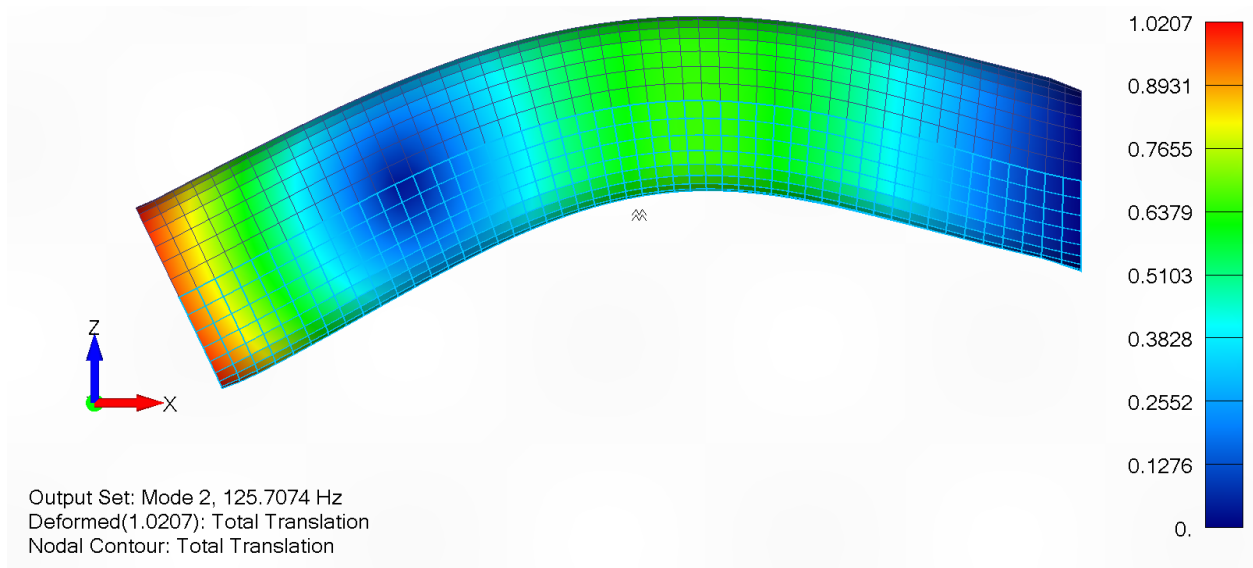


Slika 7.46 Polovica djelomično uronjenog pontona, model 4, 4. forma vibriranja





Slika 7.47 Četvrtina djelomično uronjenog pontona, model 5, 1. forma vibriranja



Slika 7.48 Četvrtina djelomično uronjenog pontona, model 5, 4. forma vibriranja

## 8 MODALNA ANALIZA LOKALNE STRUKTURE BRODA

Za provođenje modalne analize lokalne strukture broskog trupa u neposrednoj blizini broskog vijka, Lürssen Design Center Kvarner d.o.o. dostavio je sljedeće ulazne podatke:

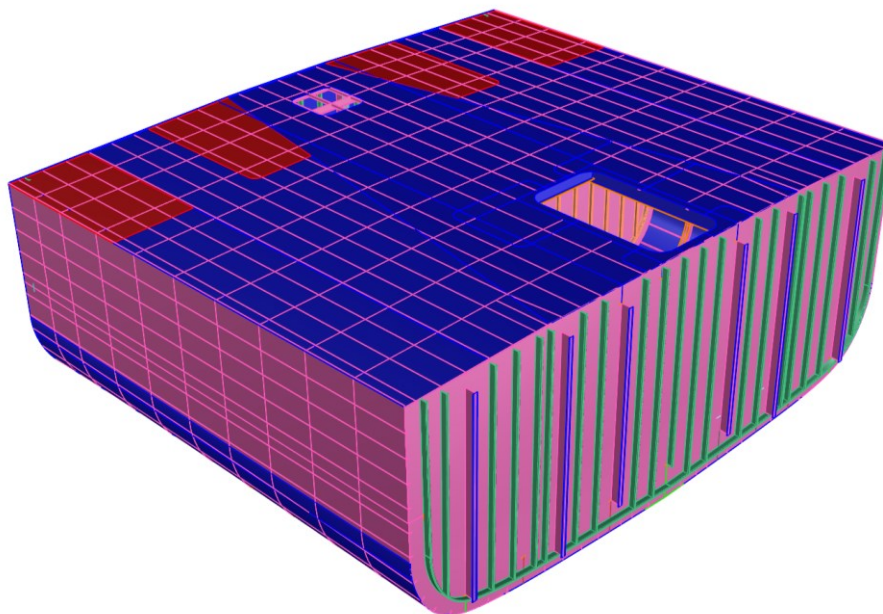
- Materijal strukture: DH36 čelik
- Modul elastičnosti: 200 GPa
- Poissonov koeficijent: 0,29
- Gustoća materijala: 7800 kg/m<sup>3</sup>
  
- Brzina vrtnje vratila motora:  $n = 1050 \text{ okr/min}^{-1}$
- Broj krila broskog vijka:  $z = 4$
- Omjer reduktora:  $r = 3,826$
  
- Masa broskog vijka: 895 kg
- Moment inercije broskog vijka oko osi rotacije: 166,3 kg m<sup>2</sup>
- Moment inercije broskog vijka okomit na os rotacije: 112,2 kg m<sup>2</sup>
  
- Masa prvog poklopca: 170 kg
- Masa drugog poklopca: 100 kg
- Masa opreme pogonskog sustava: 850 kg
- Dimenzije opreme pogonskog sustava: 1530 × 1055 × 700 mm
  
- Visina vodne linije od osnovice: 1900 mm
- Koordinate težišta uronjenog volumena oplata: -410, 0, 1580 mm
- Koordinate težišta uronjenog volumena kormila: -1977, ±1720, 657 mm

Veza između boja i debljina limova pokazana je na slici 8.1.

PLATE and FB profile thicknesses				HP PROFILES	
Maroon - PL 4.0 mm	Turquoise - PL 6.0 mm	Red - PL 9.0 mm	Cyan - 15.0 mm	Chartreuse - HP 60 x 4	
Aquamarine - PL 4.5 mm	Magenta - PL 6.5 mm	Brown - PL 10.0 mm	Pink - 16.0 mm	Salmon - HP 60 x 5	
Blue - PL 5.0 mm	Green - PL 7.0 mm	Gold - PL 11.0 mm	Lavander - 20.0 mm	Light Gray - HP 60 x 6	
DarkGreen - PL 5.5 mm	Orange - PL 8.0 mm	Dark grey - 12.0 mm	Tan - PL 25.0 mm	SeaGreen - HP 80 x 5	

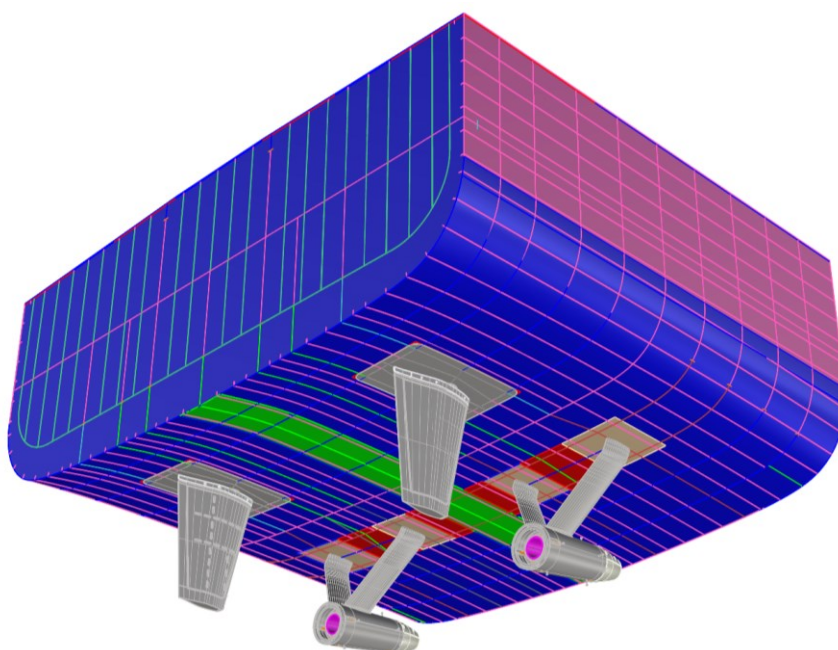
Slika 8.1 Veza između boja i debljina limova

Prilikom analize većih lokalnih struktura, u model konačnih elemenata bitno je uključiti okolnu strukturu kako bi se ublažio utjecaj rubnih uvjeta. Okolnom strukturom smatra se proširenje do susjednih čvrstih potpora, poput primarnih poprečnih elemenata ili greda, pregrada ili paluba i drugih relevantnih strukturalnih komponenti. Na temelju toga zatraženo je proširenje ulazne geometrije koja je prikazana na slici 8.2.



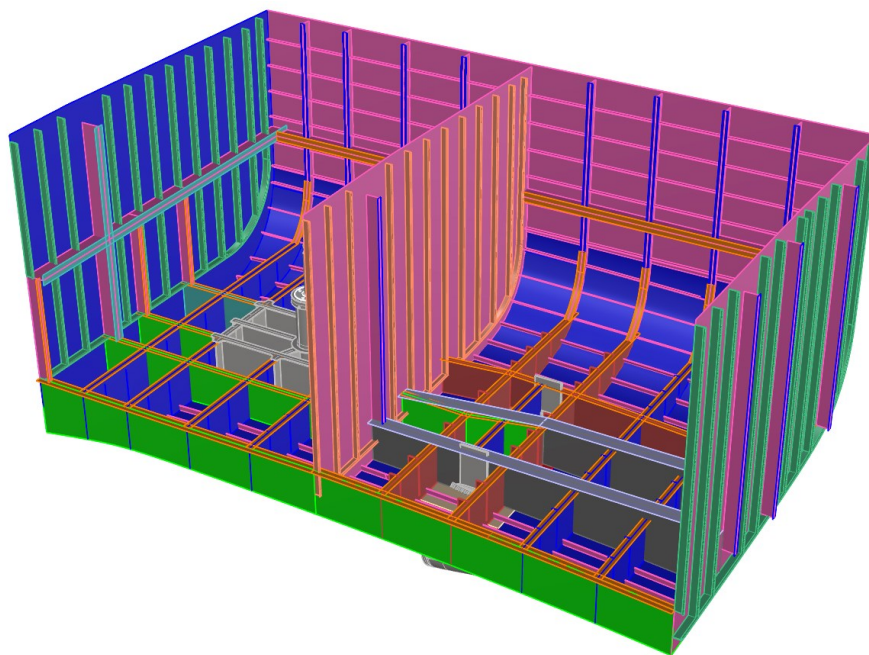
*Slika 8.2 Prošireni opseg razmatrane geometrije*

Ispitivanje provedeno u poglavlju 7.2 pokazalo je da privjeske poput kormila i nosača brodskog vijka nije prikladno modelirati kao elemente mase. Prema tome proširena geometrija obuhvaća i privjeske prikazane na slici 8.3.

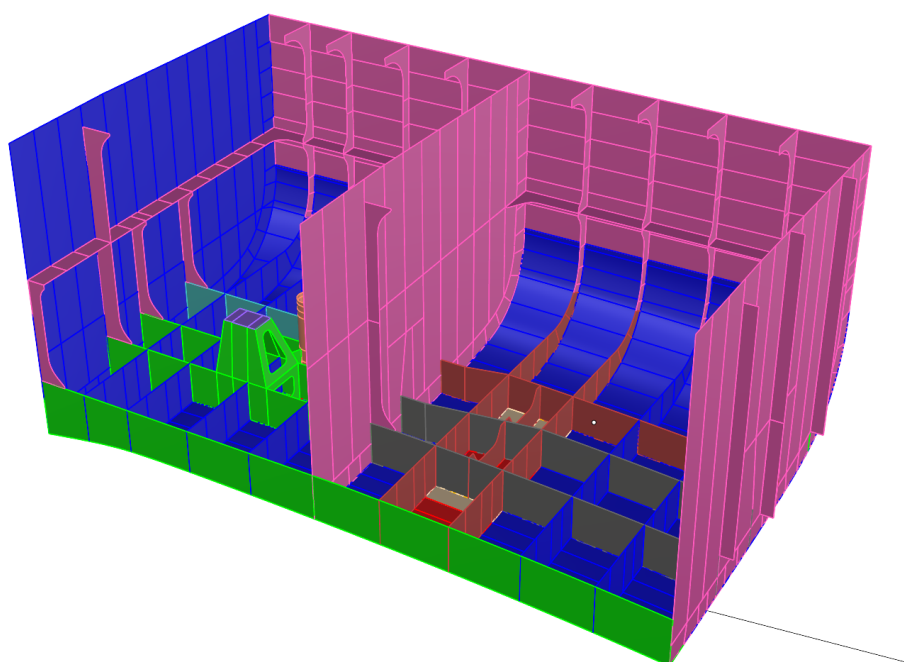


*Slika 8.3 Privjesci obuhvaćeni proširenjem razmatrane geometrije*

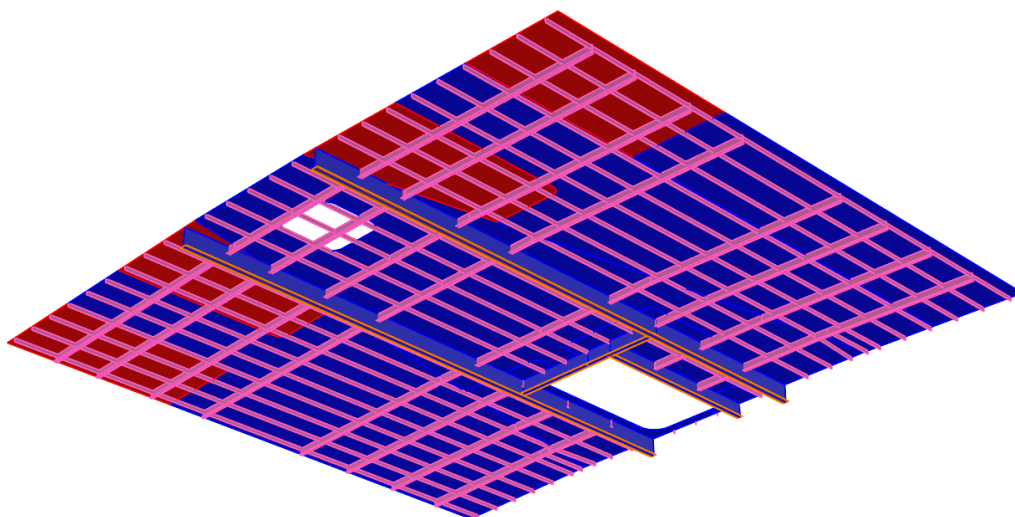
Svrha ove ulazne geometrije je prikaz osnovnog dizajna te stoga nije prikladna za direktnu izradu modela konačnih elemenata. Kako bi se osigurala preciznost i pouzdanost modela, geometrija je modificirana na način da točnije predstavlja stvarnu izvedbu strukture, uz istovremeno uvođenje pojednostavljenja. Ta pojednostavljenja provedena su s ciljem izbjegavanja trokutastih elemenata, nepoželjnih omjera visine i širine elemenata te izobličениh elemenata, što može negativno utjecati na točnost analize. Prilikom ovih prilagodbi, također su uzeta u obzir razmatranja iz poglavlja 7. Usporedba između dobivene i modificirane strukture prikazana je kroz slike 8.4-8.7.



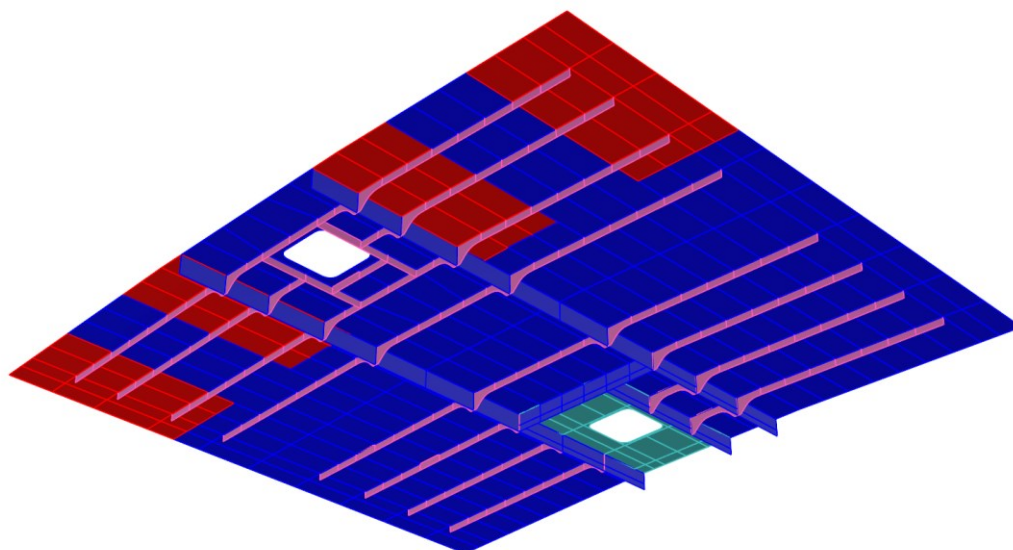
*Slika 8.4 Početna geometrija unutarnje strukture*



*Slika 8.5 Modificirana geometrija unutarnje strukture*



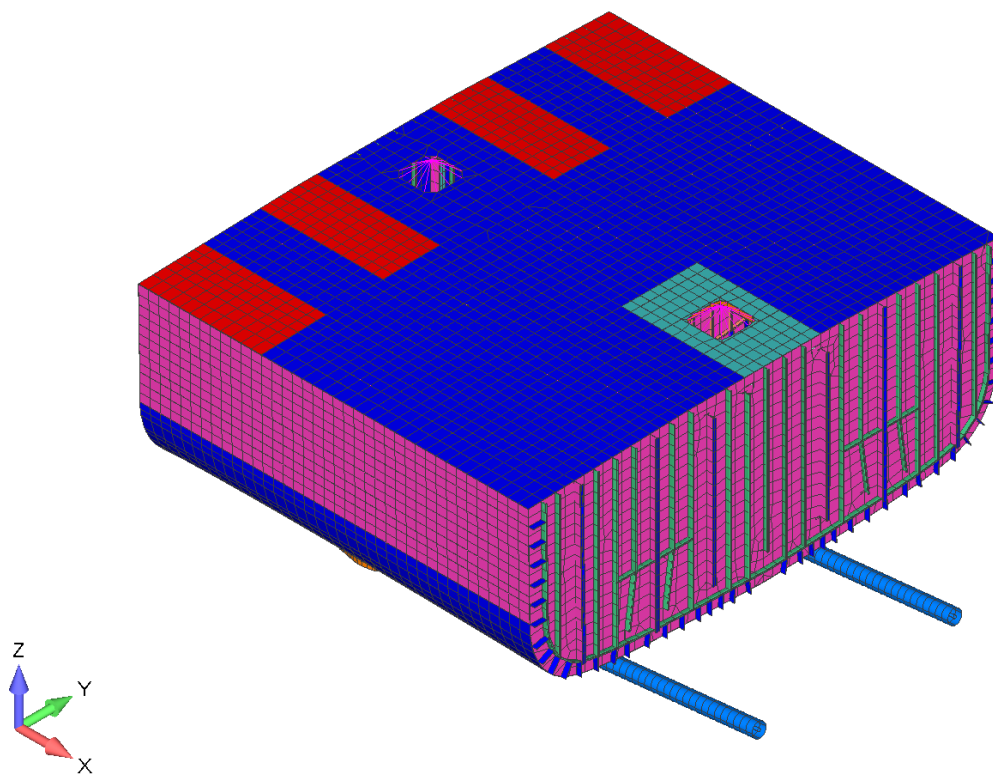
*Slika 8.6 Početna geometrija strukture palube*



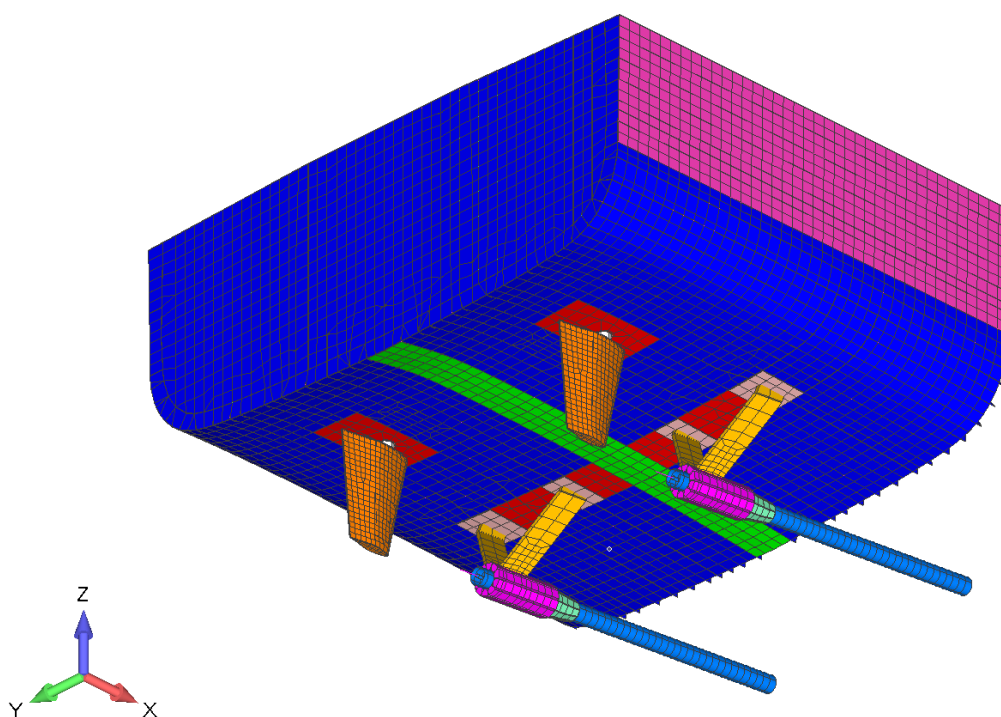
*Slika 8.7 Modificirana geometrija palube*

## **8.1 Model konačnih elemenata**

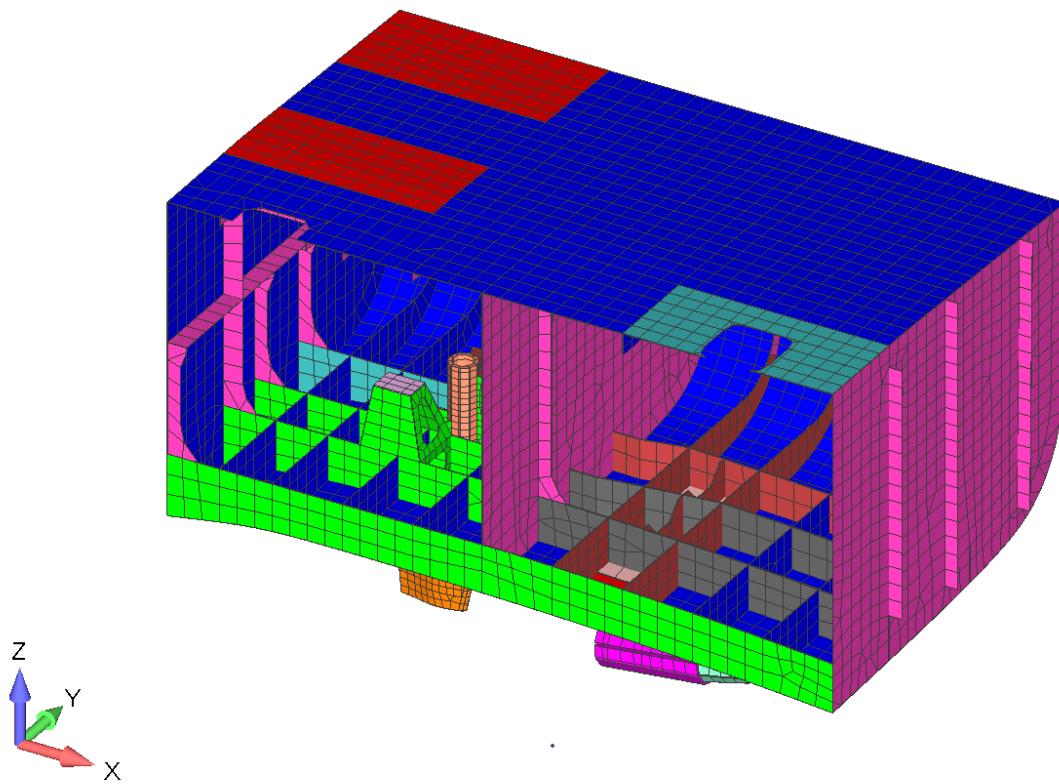
Modificirana geometrija umrežena je u skladu s razmatranjima iz poglavlja 7.1. Veličina elemenata odabrana je tako da osiguraju najmanje četiri elementa između, čime se postiže dobar balans između točnosti i vremena trajanja analize. Plosnate trake su modelirane grednim elementima, dok je ostatak strukture umrežen plošnim elementima. Dodatno, mreža je poboljšana pomoću raznih alata za umrežavanje, što je omogućilo finu prilagodbu i bolju kvalitetu konačnog modela. Prikaz modela konačnih elemenata i njegove unutarnje strukture može se vidjeti na slikama 8.8-8.11.



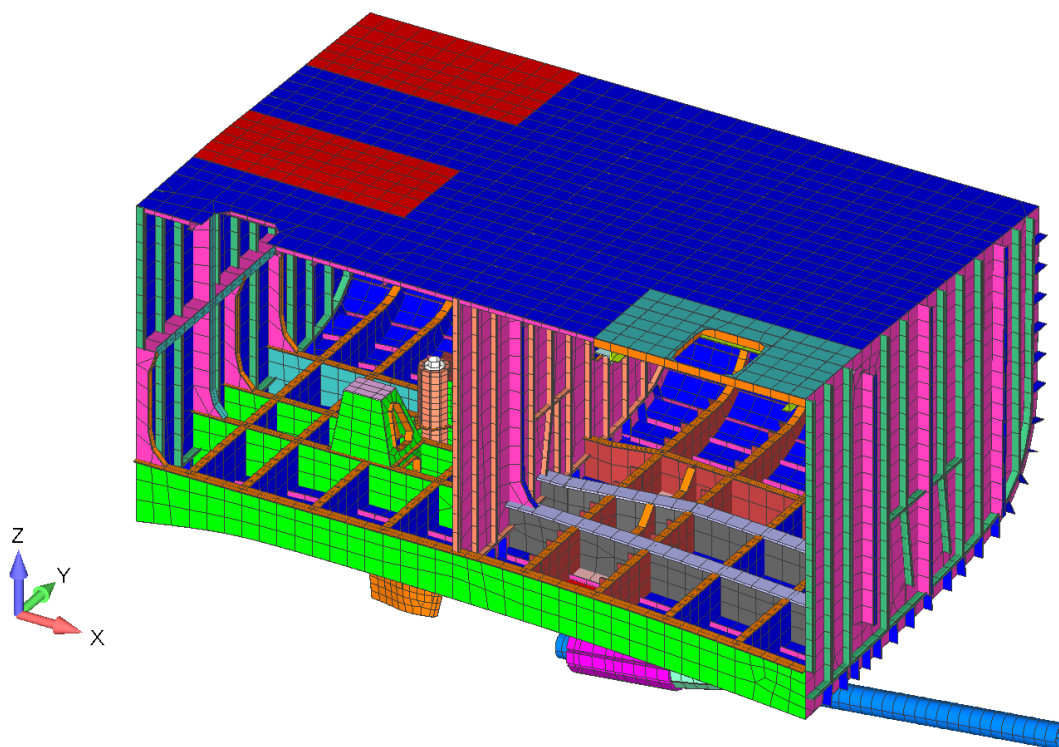
*Slika 8.8 Model konačnih elemenata lokalne strukture broskog trupa*



*Slika 8.9 Modela konačnih elemenata s pogledom na privjeske*

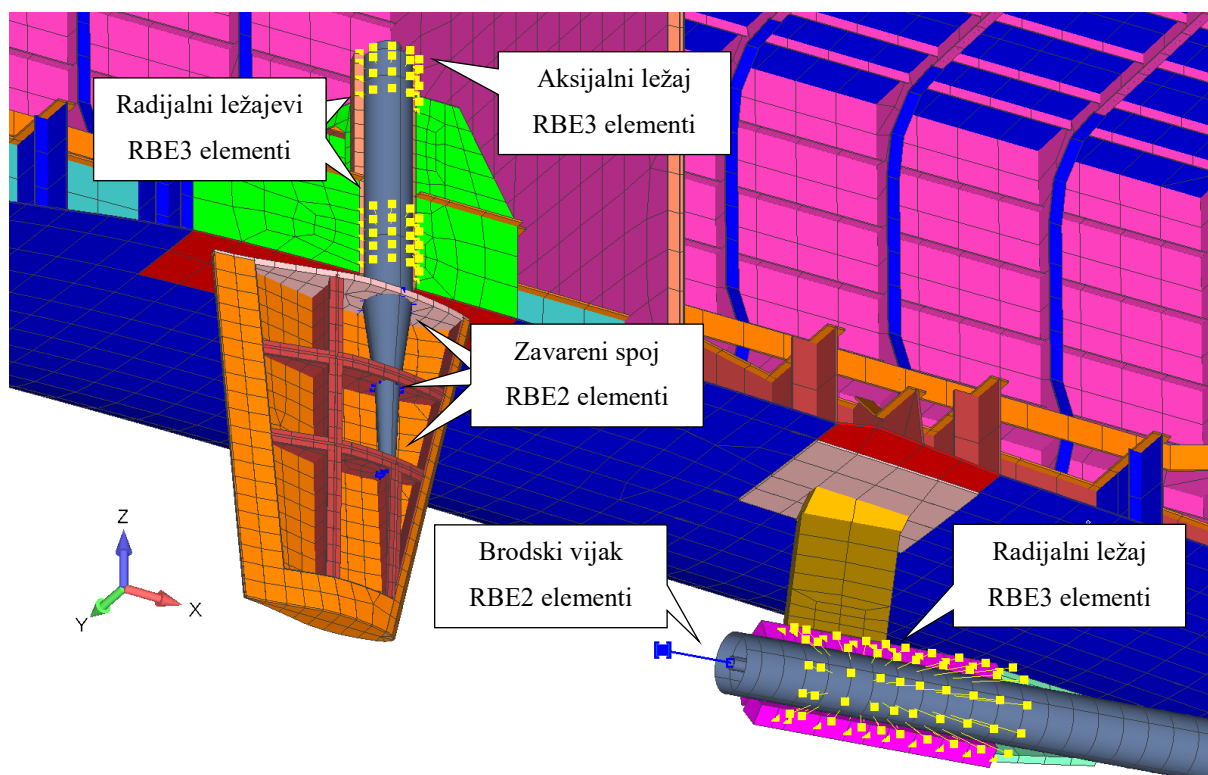


Slika 8.10 Unutarnja struktura bez grednih elemenata



Slika 8.11 Unutarnja struktura modela konačnih elemenata

Prema razmatranjima iz poglavlja 7.2, odabrane su odgovarajuće metode modeliranja opreme, privjesaka i njihovog povezivanja krutim elementima. Privjesci su modelirani uz određena pojednostavljenja, budući da su razmatrani s aspekta utjecaja njihove mase na ostatak strukture. Vrsta krutih elemenata i njihova primjena pokazana je na slici 8.12. Zavisni čvor radijalnih ležajeva kormila pozicioniran je u središtu ležaja, dok je zavisni čvor radijalnog ležaja nosača postavljen na jednu trećinu njegove duljine od strane okrenute prema brodskom vijaku [2].



Slika 8.12 Primjena krutih elemenata na privjescima

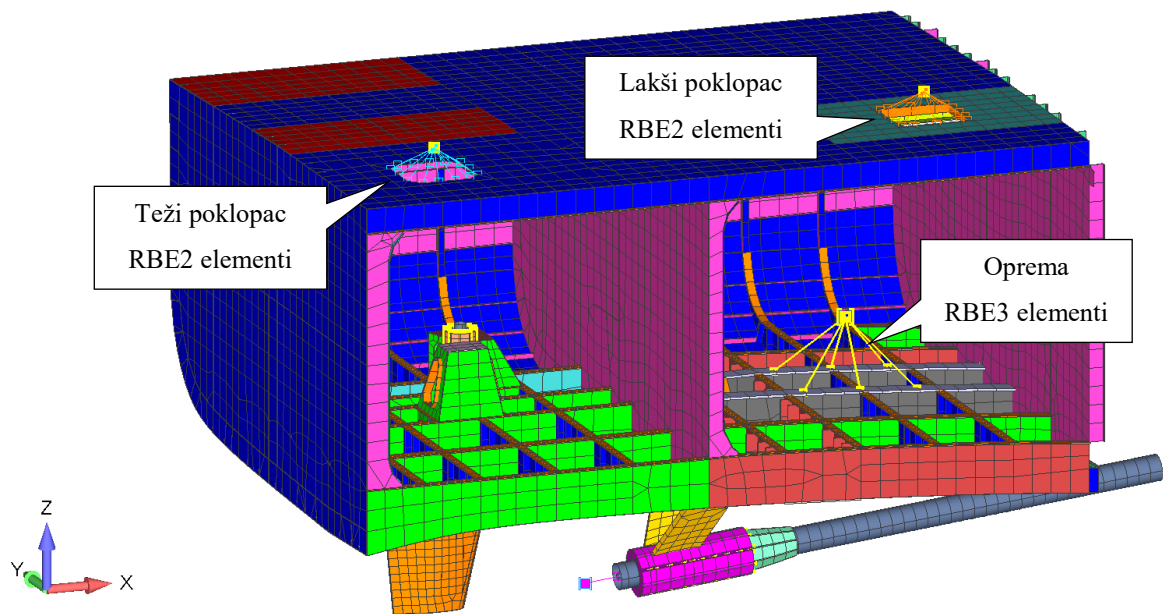
Karakteristike elemenata mase poklopaca definirane su isključivo na temelju njihove mase, dok je oprema pogonskog sustava određena masom i momentima inercije izračunatima na temelju ulaznih podataka prema izrazima 8.1, 8.2 i 8.3. Vrsta krutih elemenata opreme i njihove pozicije pokazane su slici 8.13.

$$I_{xx} = \frac{1}{12} m(y^2 + z^2) = \frac{1}{12} 0,85(1055^2 + 700^2) = 113548 \text{ t mm}^2 \quad (8.1)$$

$$I_{yy} = \frac{1}{12} m(x^2 + z^2) = \frac{1}{12} m(1530^2 + 700^2) = 244653 \text{ t mm}^2 \quad (8.2)$$

$$I_{zz} = \frac{1}{12} m(x^2 + y^2) = \frac{1}{12} m(1530^2 + 1055^2) = 200522 \text{ t mm}^2 \quad (8.3)$$

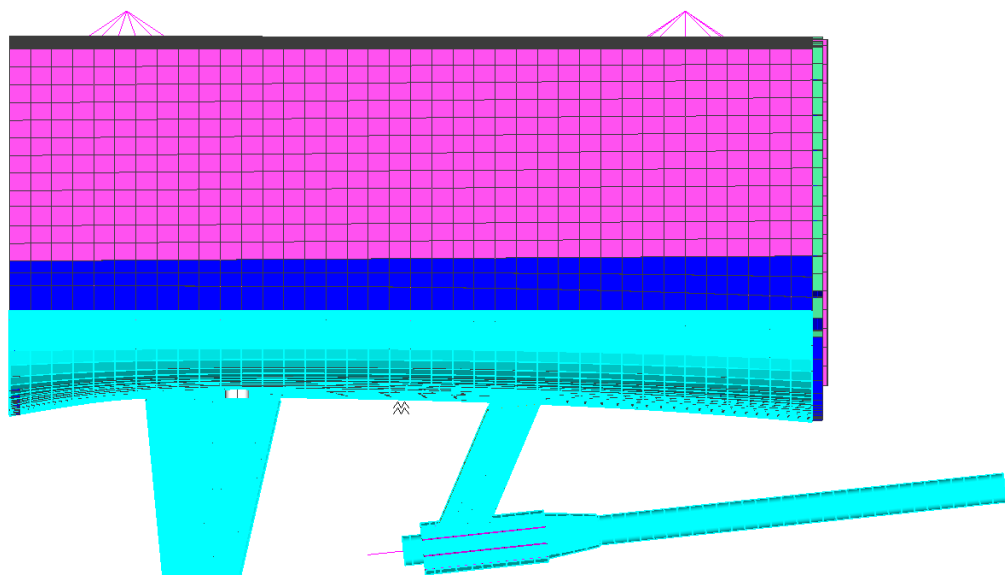




Slika 8.13 Primjena krutih elemenata na elementima mase opreme

## 8.2 Dodatna masa vode

Jedan od ciljeva ovog rada je razmotriti utjecaj dodatne mase okolne vode, stoga je analiza provedena na dva odvojena modela. Prvi model analizira suhe vibracije, dok drugi model uključuje dodatnu masu vode prema postupku opisanom u poglavlju 7.3. Prema ABS pravilima i smjernicama za brodske vibracije [8], poglavlje 5/5.5, utjecaj efekta uzgona na vibracije broskog trupa smatra se minimalan. Razmatranje efekta uzgona relevantno je samo za specifične slučajeve i u kontekstu globalnih vibracija, te se prema tome za potrebe ovog rada ne razmatra. Elementi ispod vodne linije za koje je definirana dodatna masa prikazani su na slici 8.14.



Slika 8.14 Elementi sa dodanom masom vode

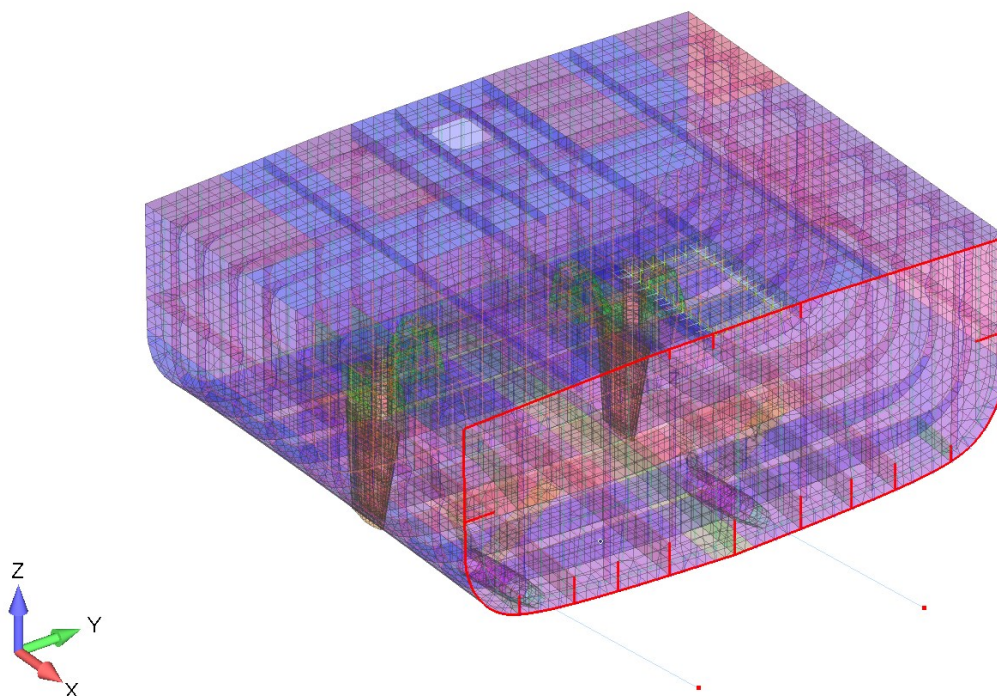
Kada je brodski vijak uronjen u vodu, efektivna masa i momenti inercija broskog vijka značajno se mijenjaju zbog prisutnosti vode oko krila vijka. Stoga se karakteristike elemenata mase broskih vijaka razlikuju pri analizi suhih i mokrih vibracija, te su prikazane u tablici 8.1. Postotci povećanja temelje se na iskustvenim vrijednostima predloženim u smjernicama "Ship Vibration Design Guide" [5], dodatka 4-A i 5-A.

Tablica 8.1 Karakteristike broskog vijka za suhe i mokre vibracije

	Suhe vibracije	Povećanje	Mokre vibracije	Mjerna jedinica
Masa za pomak po x osi	0,895	50%	1,342	t
Masa za pomak po y osi	0,895	25%	1,119	t
Masa za pomak po z osi	0,895	25%	1,119	t
Moment inercije oko x osi	166300	25%	207600	t mm <sup>2</sup>
Moment inercije oko y osi	112200	60%	179300	t mm <sup>2</sup>
Moment inercije oko z osi	112200	60%	179300	t mm <sup>2</sup>

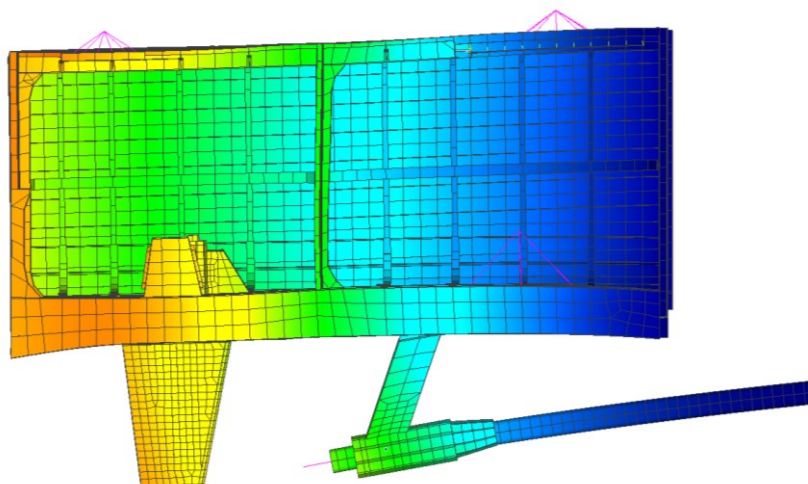
### 8.3 Rubni uvjeti

Prema razmatranjima iz poglavlja 7.3, rubni uvjet uklještenja postavljen je na čvorove duž krivulja prikazanih na slici 8.15.



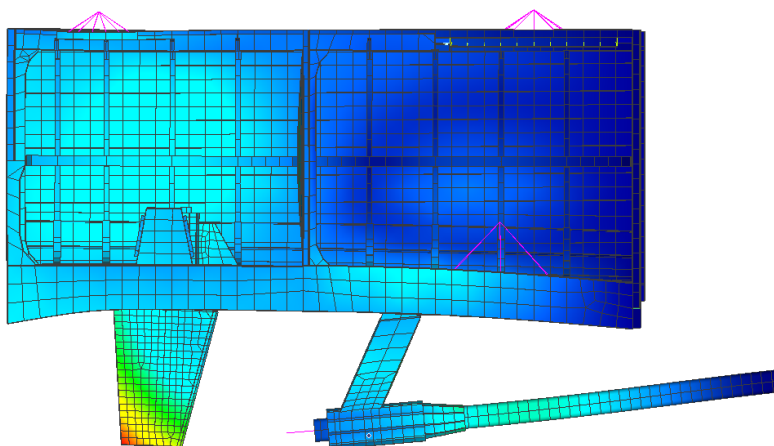
Slika 8.15 Rubni uvjeti modela konačnih elemenata

Kao što je pokazano u drugoj analizi iz poglavlja 7.3, tijekom analize lokalne strukture dolazi do pojave "lažnih" formi vibriranja. Primjer takve forme je prva vertikalna forma vibriranja trupa, prikazana na slici 8.16.



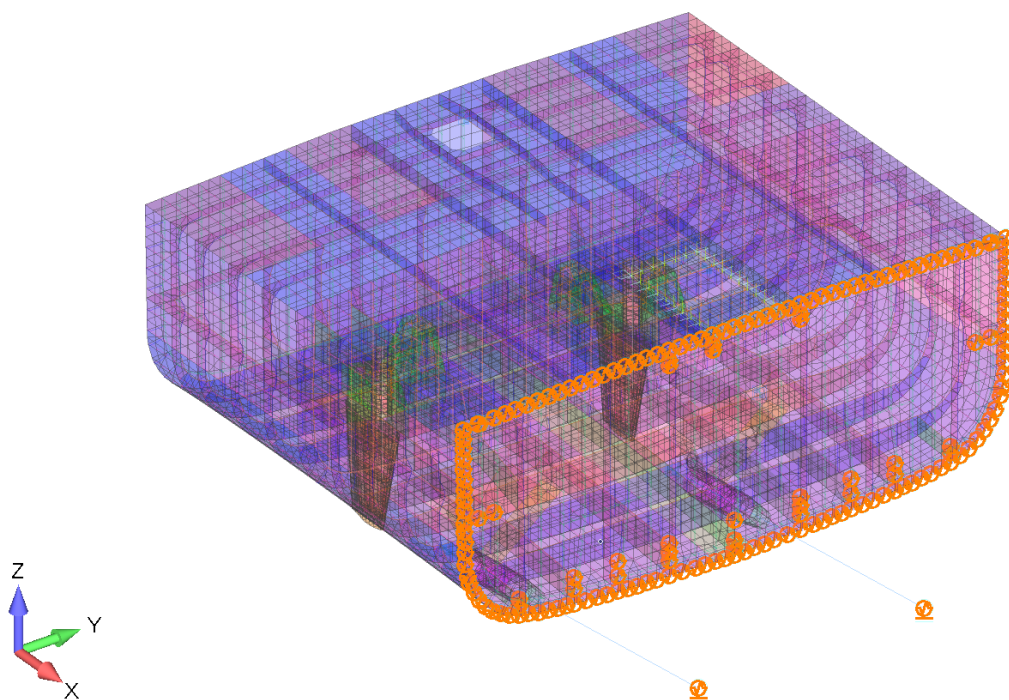
*Slika 8.16 Primjer "lažne" forme za rubni uvjet uklještenja*

Uključivanjem animacije prilikom provjere rezultata, vizualni pregled je dovoljan za detekciju i odbacivanje takvih formi. Lažne forme također mogu biti u kombinaciji s drugim formama vibriranja; primjer takve kombinirane forme prikazan je na slici 8.17.



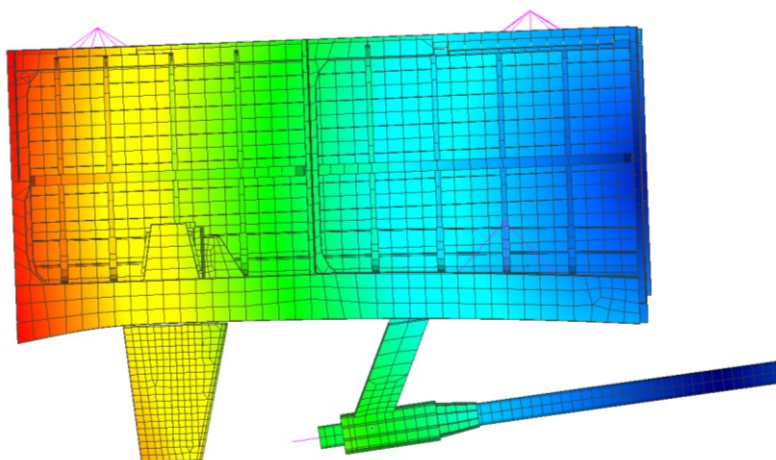
*Slika 8.17 Primjer kombinirane "lažne" forme*

Kako bi se olakšala detekcija "lažnih" formi i povećala sigurnost pri njihovom odbacivanju, između uklještenja i strukture dodan je element opruge, što je prikazano na slici 8.18. Ovaj pristup osigurava da vlastite frekvencije lažnih formi pokazuju značajna odstupanja u odnosu na rezultate dobivene s rubnim uvjetom uklještenja, dok stvarne forme imaju odstupanja manja od 2%. Krutost opruga prilagođena je kroz više iteracija kako bi odstupanja bila dovoljno uočljiva.



Slika 8.18 Opruge kao rubni uvjeti

Još jedna metoda za detekciju lažnih formi je modalna analiza slobodnog tijela, odnosno modela bez rubnih uvjeta. Međutim, takva analiza može dovesti do pojave drugih formi, osobito u slučaju prisutnosti privjesaka, što otežava međusobno povezivanje relevantnih formi vibriranja. Opruge olakšavaju taj postupak jer se uglavnom javljaju iste forme, ali s jasno vidljivim razlikama između vlastitih frekvencija. Primjer prve vertikalne forme vibriranja trupa nakon definiranja opruga prikazan je na slici 8.19.



Slika 8.19 Primjer "lažne" forme za rubni uvjet opruge

## 8.4 Rezultati prve modalne analize

Na temelju prethodnih razmatranja, analiza je provedena za tri različita modela:

- model 1: vlastite frekvencije mokrih vibracija
- model 2: vlastite frekvencije suhih vibracija
- model 3: vlastite frekvencije mokrih vibracija s oprugama za rubne uvjete.

Rezultati analize, uključujući odstupanja u odnosu na model 1, prikazani su u tablici 8.2. Forme vibriranja za referentni model 1 detaljno su prikazane u dodatku A.

Tablica 8.2 Vrijednosti vlastitih frekvencija analize lokalne strukture

Redni broj	Forma	Područje vibracija	Model 1	Model 2		Model 3	
			f [Hz]	f [Hz]	$\Delta\%$	f [Hz]	$\Delta\%$
1	1.	trup	9,347	18,706	50,03%	7,981	-17,11%
2	1.	desni nosača + vratilo	19,577	-	-	18,870	-3,75%
3	1.	lijevi nosača + vratilo	19,998	-	-	19,265	-3,80%
-	1.	nosači + vratila	-	21,829	-	27,811	-
4	1.	kormila + trup	24,889	40,368	38,35%	24,046	-3,51%
5	1.	kormila	25,792	42,450	39,24%	25,785	-0,02%
-	2.	trup	-	25,902	-	-	-
6	2.	kormila + trup	26,445	-	-	22,579	-17,12%
7	3.	kormila + trup	27,567	-	-	26,008	-5,99%
8	1.	nosači + trup	28,983	-	-	-	-
9	2.	nosači + trup	29,373	31,955	8,08%	-	-
10	1.	paluba od krme do pregrade	30,304	30,288	-0,05%	30,414	0,36%
11	1.	desna strana pregrade	32,563	32,652	0,27%	31,965	-1,87%
12	1.	sredina pregrade	33,117	33,156	0,12%	33,199	0,25%
13	1.	lijeva strana pregrade	33,454	33,585	0,39%	33,112	-1,03%
14	2.	sredina pregrade	34,777	34,797	0,06%	34,832	0,16%
15	2.	desna strana pregrade	36,055	36,092	0,10%	36,056	0,00%
16	2.	lijeva strana pregrade	36,848	36,849	0,00%	36,941	0,25%
17	1.	lijeva strana palube od pregrade do presjeka	37,191	37,098	-0,25%	-	-
18	1.	desna strana palube od pregrade do presjeka	38,025	38,486	1,20%	38,427	1,05%
19	2.	desni nosača + vratilo	39,148	-	-	27,811	-40,76%
20	2.	lijevi nosača + vratilo	39,451	-	-	28,120	-40,29%
21	3.	sredina pregrade	41,418	41,481	0,15%	41,413	-0,01%

## 8.5 Kriterij rezonantnih vibracija

Kako bi se izbjegla rezonancija, vlastite frekvencije strukture moraju biti izvan određenog raspona frekvencija uzbude. U okviru ove analize, primarni izvor uzbude koji se razmatraju uključuju pogonski motor, brodski vijak i sile koje se pojavljuju na površini trupa iznad broskog vijka. Frekvencije tih izvora uzbude i njihovi harmonici određeni su sljedećim karakteristikama:

- Brzina vrtnje vratila motora:  $n = 1050 \text{ okr}/\text{min}^{-1}$
- Broj krila broskog vijka:  $z = 4$
- Omjer reduktora:  $r = 3,826$

Frekvencije uzbude izračunavaju se prema sljedećim izrazima:

$$f_{\text{motor}} = \frac{n}{60} \cdot N \quad (8.4)$$

$$f_{\text{vijak}} = \frac{f_{\text{motor}(1N)}}{r} \cdot N \quad (8.5)$$

$$f_{\text{krilo}} = f_{\text{vijak}(1N)} \cdot z \cdot N \quad (8.6)$$

gdje je:

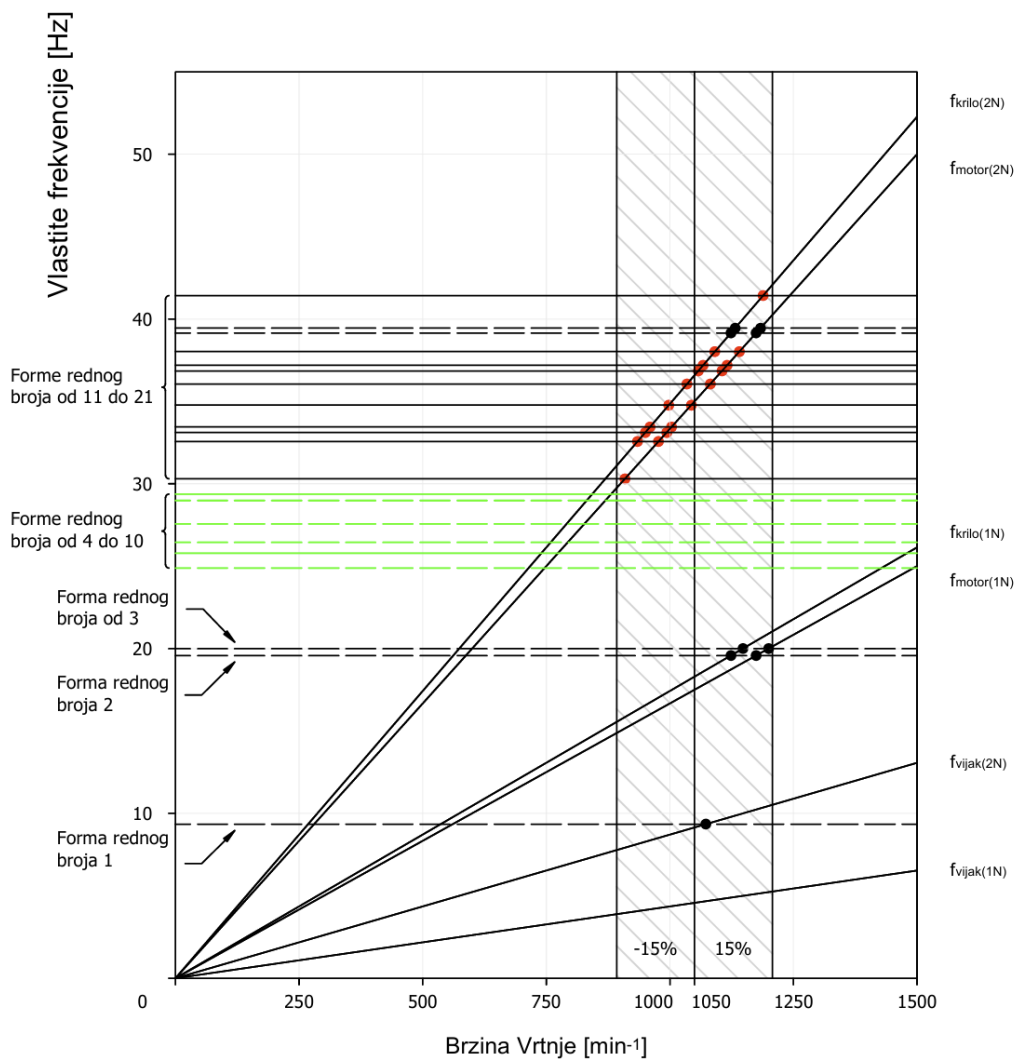
$f_{\text{motor}}$	frekvencija vrtnje vratila pogonskog motora
$f_{\text{vijak}}$	frekvencija vrtnje broskog vijak i vratila nakon reduktora
$f_{\text{krilo}}$	frekvencija prolaska krila broskog vijka
$N$	harmonik, odnosno višekratnik temeljne frekvencije

Redovi harmonika označavaju se kao  $1N$  za 1. red,  $2N$  za 2. red itd. Prema ABS pravilima i smjernicama za brodske vibracije [8], poglavlje 5/1.1, obično se razmatraju prva dva harmonika pri rasponu od 85% do 115% glavnih frekvencija pobude. Frekvencije uzbude za prvi i drugi harmonik, te njihovi rasponi prikazani su u tablici 8.3:

Tablica 8.3 Prvi i drugi harmonici frekvencija pobude

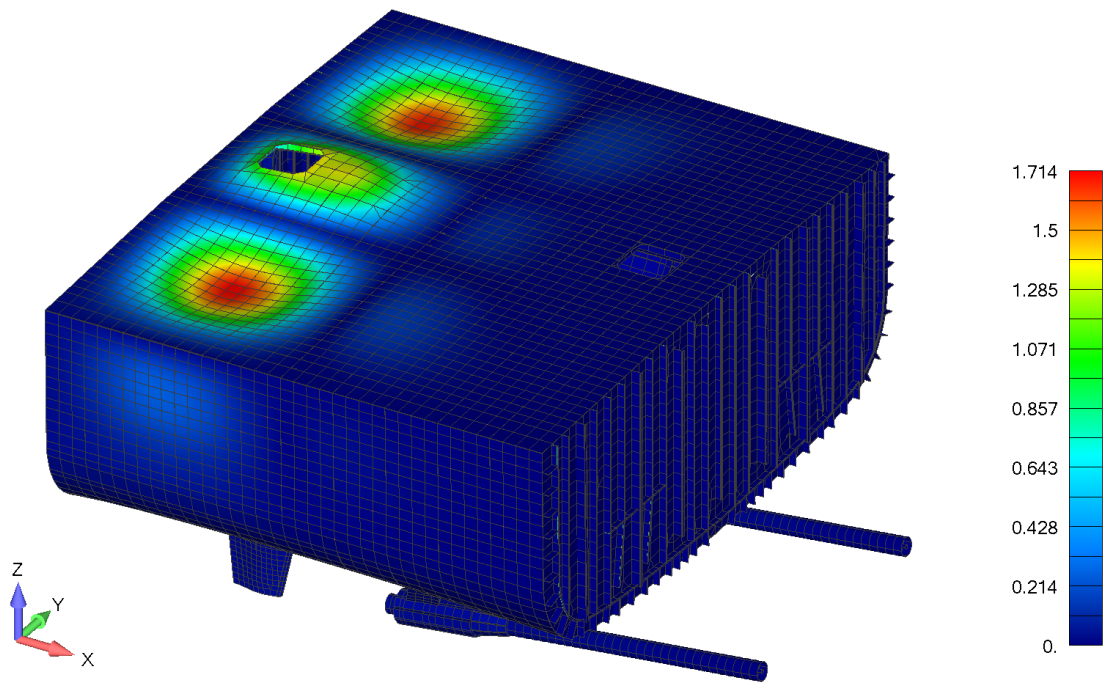
	$1N$ [Hz]	$\pm 15\% 1N$ [Hz]	$2N$ [Hz]	$\pm 15\% 2N$ [Hz]
$f_{\text{motor}}$	17,5	14,875 – 20,125	35	29,750 – 40,250
$f_{\text{vijak}}$	4,574	3,888 – 5,260	9,148	7,776 – 10,520
$f_{\text{krilo}}$	18,296	15,551 – 21,040	36,592	31,103 – 42,081

Vizualizacija vlastitih frekvencija i frekvencija pobuda prikazana je pomoću Campbell dijagrama prikazanog na slici 8.20. Odstupanje od  $\pm 15\%$  je prikazano na abscisi, što olakšava vizualizaciju i omogućuje bolji uvid u dopuštene i rezonantne forme vibriranja. Ovo odstupanje se odnosi na vrijednosti vlastitih frekvencija strukture čime je pokriveno moguće odstupanje između numeričke metode i stvarnog svijeta.



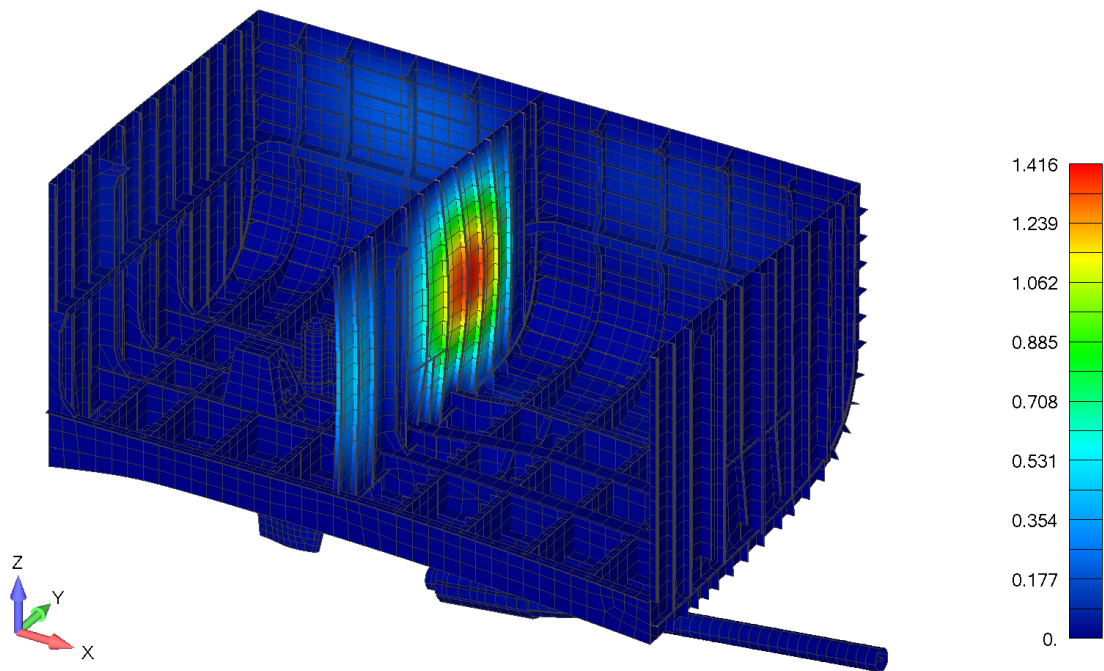
Slika 8.20 Campbell dijagram analizirane lokalne strukture

U Campbell dijagramu, isprekidane linije predstavljaju lažne forme, zelene linije označavaju prihvatljive vrijednosti vlastitih frekvencija, dok crvene točke prikazuju vlastite frekvencije koje ulaze u raspon rezonantnih vrijednosti. Za frekvencije koje se nalaze unutar rezonantnog raspona, potrebna je prilagodba strukture kako bi se izbjegle neželjene vibracije. Prve forme vibriranja rezonantnih vlastitih frekvencija prikazane su na slikama 8.21 i 8.22.



Output Set: Mode 10, 30.30448 Hz  
Deformed(1.714): Total Translation  
Nodal Contour: Total Translation

*Slika 8.21 Prva rezonantna forma palube*



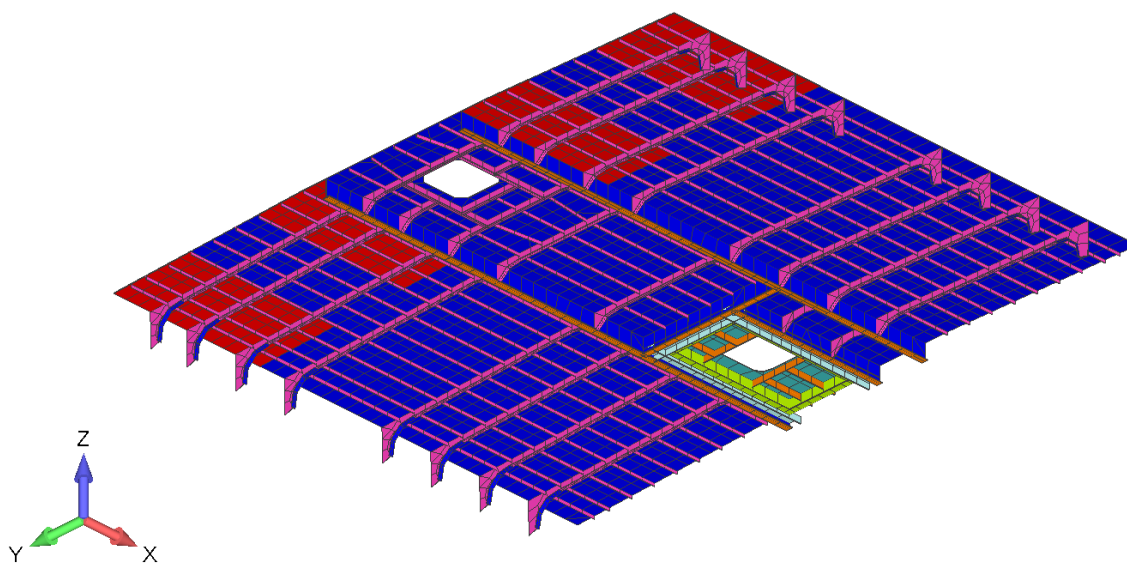
Output Set: Mode 11, 32.56311 Hz  
Deformed(3.2007): Total Translation  
Nodal Contour: Total Translation

*Slika 8.22 Prva rezonantna forma pregrade*

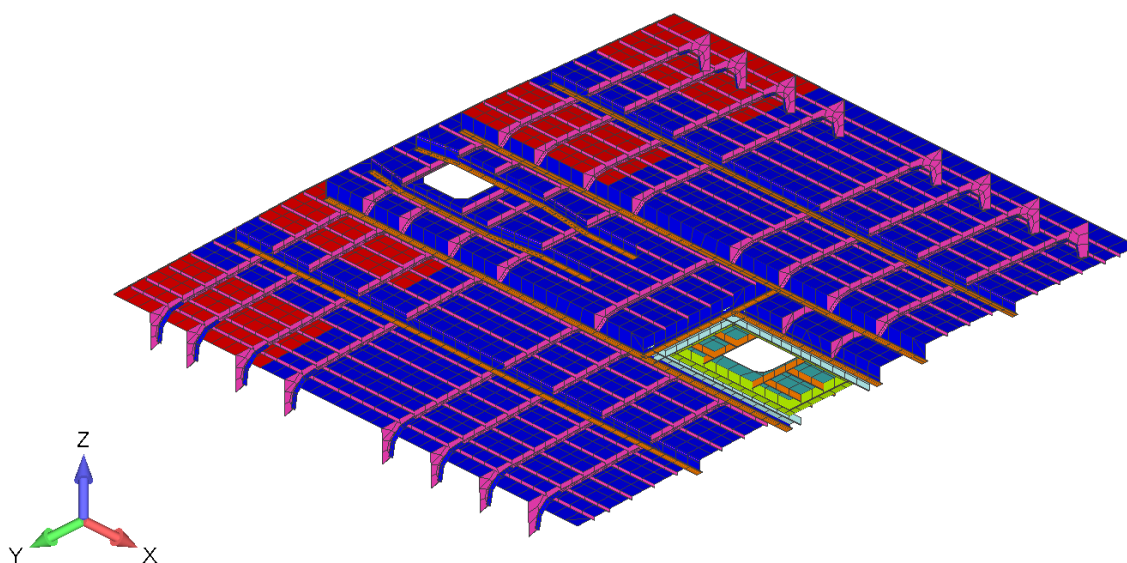


## 8.6 Promjena strukture

Za promjenu vlastite frekvencije postoje dva osnovna pristupa: povećanje mase i povećanje krutosti. Povećanje mase smanjuje vlastitu frekvenciju, dok povećanje krutosti povećava vlastitu frekvenciju. U ovom slučaju, povećanje krutosti je bolji pristup jer omogućuje efikasno izbjegavanje viših formi istih područja vibracija. Dodavanjem uzdužnih nosača dimenzija  $150 \times 5/70 \times 8$  mm na palubu uspješno su eliminirane rezonantne vlastite frekvencije. Struktura palube prije i nakon promjene prikazana je na slikama 8.23 i 8.24.

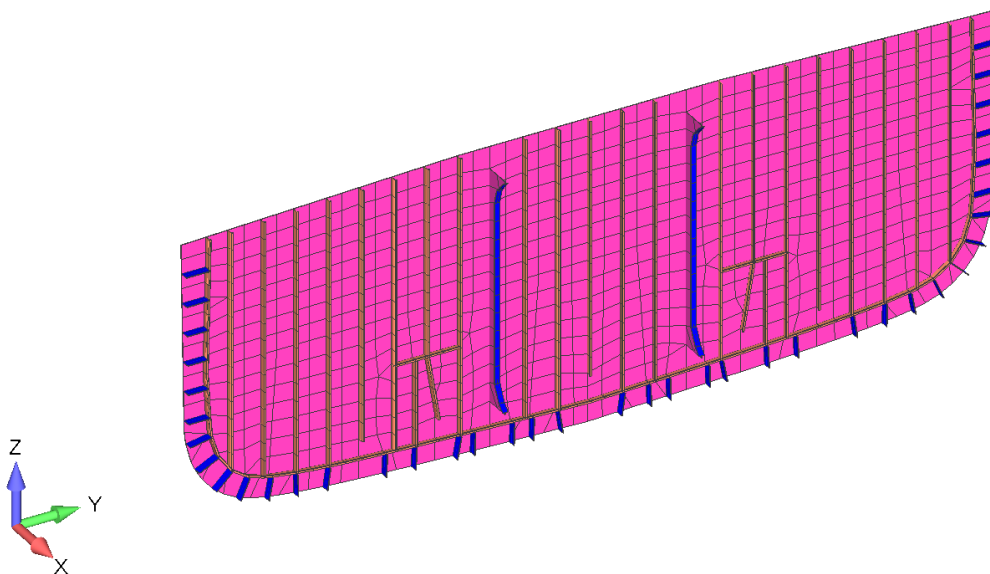


Slika 8.23 Struktura palube prije promjene

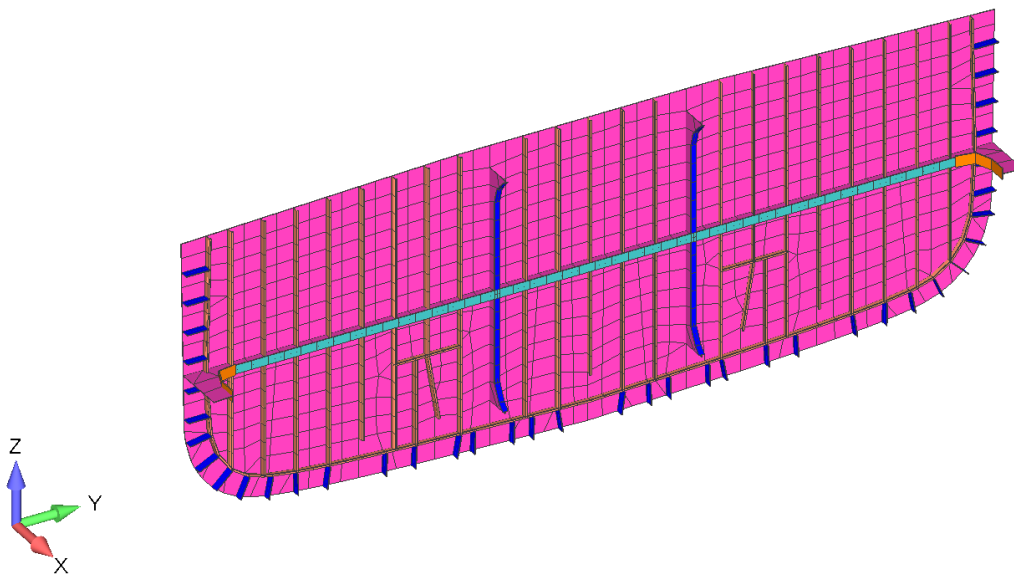


Slika 8.24 Struktura palube nakon promjene

Dodavanjem poprečnog nosača dimenzija  $120 \times 4/80 \times 6$  mm na pregradu uspješno su eliminirane rezonantne vlastite frekvencije. Struktura pregrade prije i nakon promjene prikazana je na slikama 8.25 i 8.26.



*Slika 8.25 Struktura pregrade prije promjene*



*Slika 8.26 Struktura pregrade nakon promjene*

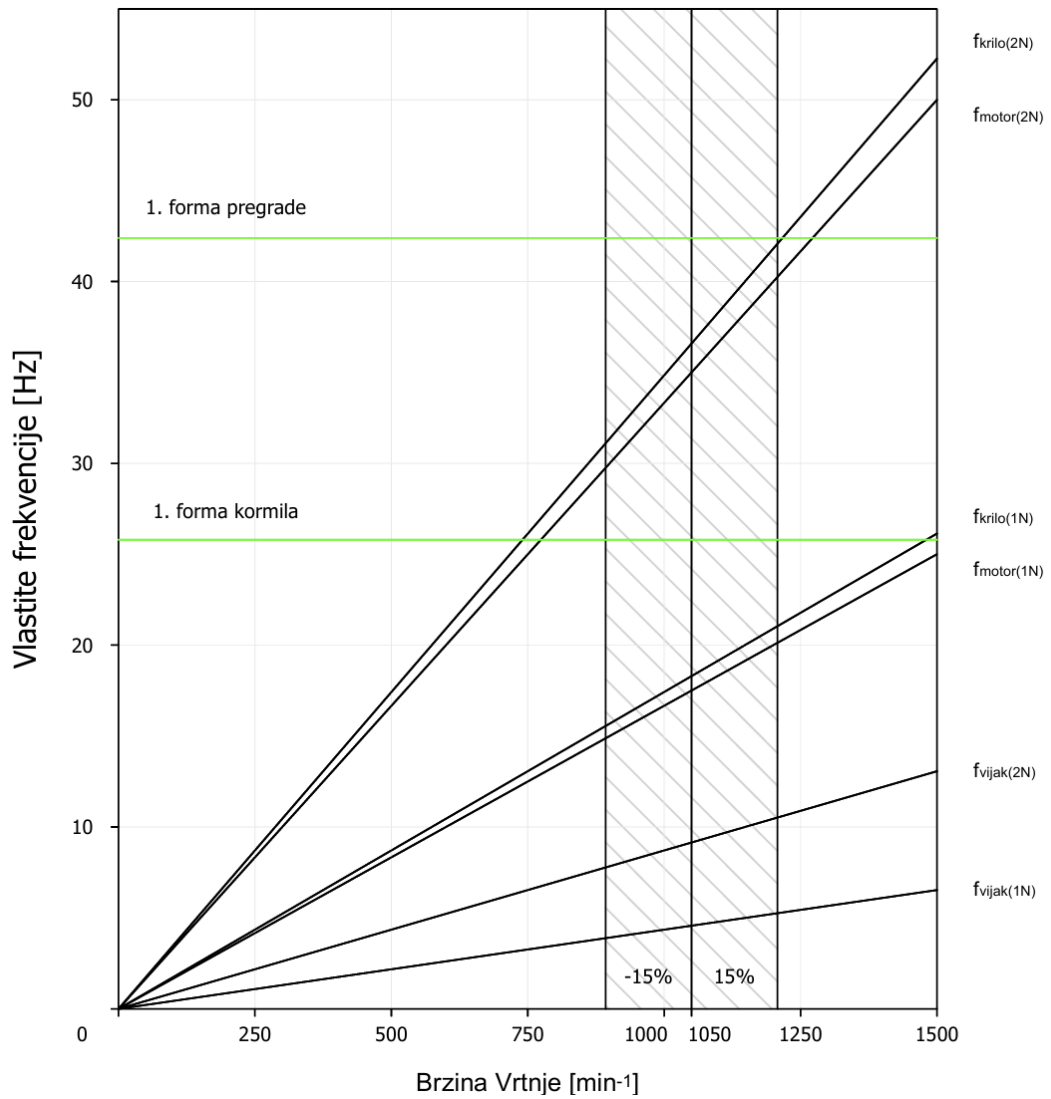
## 8.7 Rezultati modalne analize nakon promjene strukture

Promjena strukture izvršena je kroz nekoliko iteracija analize, te su konačni rezultati bez prisustva rezonantnih vlastitih frekvencija prikazani u tablici 8.4, također uključujući odstupanja u odnosu na model 1. Postupak za detekciju i odbacivanje lažnih formi ostaje nepromijenjen.

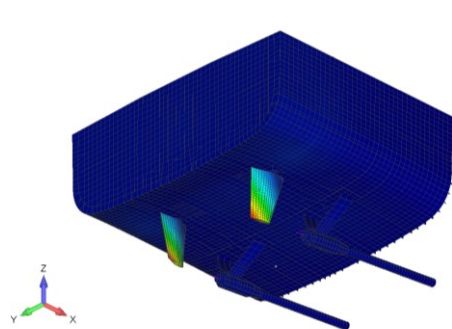
Tablica 8.4 Vrijednosti vlastitih frekvencija analize lokalne strukture nakon promjene

Redni broj	Forma	Područje vibracija	Model 1	Model 2		Model 3	
			f [Hz]	f [Hz]	$\Delta\%$	f [Hz]	$\Delta\%$
1	1.	trup	9,356	18,711	50,00%	8,009	-16,81%
2	1.	desni nosača + vratilo	19,582	-	-	18,873	-3,76%
3	1.	lijevi nosača + vratilo	20,005	-	-	19,271	-3,81%
-	1.	nosači + vratila	-	21,832	-	27,827	-
4	1	kormila + trup	24,896	40,218	38,10%	24,065	-3,45%
5	1	kormila	25,797	42,050	38,65%	25,789	-0,03%
-	2	trup	-	26,122	-	-	-
6	2	kormila + trup	26,502	-	-	22,638	-17,07%
7	3	kormila + trup	27,595	-	-	26,020	-6,05%
8	1	nosači + trup	29,033	-	-	-	-
9	2	nosači + trup	29,400	-	-	-	-
10	1	nosači + kormila + trup	37,353	-	-	33,031	-13,09%
11	2	desni nosača + vratilo	39,105	32,006	-22,18%	29,944	-30,59%
12	2	lijevi nosača + vratilo	39,341	32,472	-21,15%	30,287	-29,89%
13	1	paluba od krme do pregrade	42,391	-	-	-	-
14	1	paluba od krme do pregrade + kormila	-	43,333	-	43,937	-

Izradom Campbell dijagrama nakon provedene promjene strukture, prikazanog na slici 8.27, potvrđeno je da se vlastita frekvencija prve forme vibriranja kormila, slika 8.28, nalazi unutar dopuštenog raspona između prvih i drugih harmonika frekvencija pobude vratila motora i prolaska krila brodskog vijka. Prva sljedeća vlastita frekvencija pripada formi vibriranja pregrade, slika 8.29, nalazi se iznad najvećeg raspona rezonancije. Ovi rezultati potvrđuju da, uzimajući u obzir prve i druge harmonike frekvencija pobude, nakon dodatnog ukrućenja strukture ne dolazi do rezonancije.

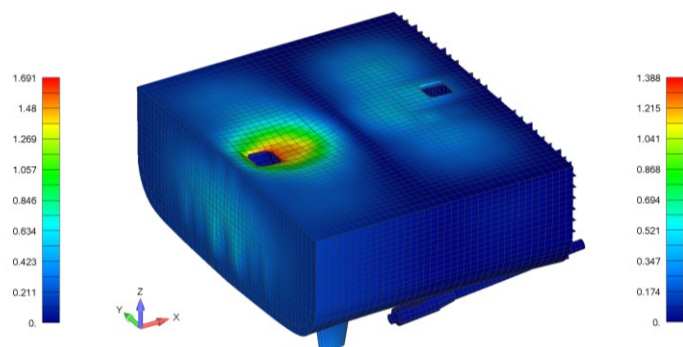


Slika 8.27 Campbell dijagram nakon promjene strukture



Output Set: Mode 5, 25.79162 Hz  
Deformed(1.5914); Total Translation  
Nodal Contour: Total Translation

Slika 8.28 Prva forma vibriranja kormila nakon promjene strukture



Output Set: Mode 17, 42.39107 Hz  
Deformed(1.3885); Total Translation  
Nodal Contour: Total Translation

Slika 8.29 Prva forma vibriranja pregrade nakon promjene strukture

## 9 ZAKLJUČAK

Ovaj rad sastoji se od teoretskog i praktičnog dijela, koji je izrađen u suradnji s tvrtkom Lürssen Design Center Kvarner d.o.o. Teoretski dio obuhvaća detaljan pregled vibracija brodske strukture i pogonskog sustava, s posebnim naglaskom na vibracije uzrokovane radom broskog vijka. Za postizanje boljeg razumijevanja ovih tema, dan je pregled osnovnih pojmova i matematičkih izraza iz područja vibracija unutar konteksta vibracija brodske strukture.

Cilj praktičnog dijela rada je provesti modalnu analizu lokalne strukture broskog trupa u neposrednoj blizini broskog vijka. Za potrebe analize, razmotreni su različiti pristupi i vrste analiza relevantne za zadani problem. Na temelju faze projekta i ulaznih podataka, odabrana je modalna analiza slobodnih vibracija primjenom metode konačnih elemenata. Geometrija strukture dodatno je doručena i prilagođena za modeliranje modela konačnih elemenata.

Kako bi se osigurala točnost i pouzdanost modela konačnih elemenata, provedene su tri odvojene analize. Prvim modelom, koji predstavlja strukturu palube, ispitan je utjecaj primjene i veličine plošnih i grednih elemenata na vlastite frekvencije. Drugi model, koji uključuje dno oplata i dio brodske opreme, predlaže različite metode modeliranja opreme i ispituje njihov utjecaj na vlastite frekvencije, čime je utvrđeno koja metoda je najprikladnija za određenu situaciju. Treći model predstavlja djelomično uronjeni cilindrični ponton na kojem su ispitane metode za modeliranja dodatne mase vode, pri čemu se pokazalo da je metoda modeliranja "MFLUID" elementima najtočnija. Nedostatak ove metode je značajan rast vremena trajanja analize povećanjem broja elemenata, što se nadovezuje na analizu prvog modela. Veličina elemenata koja je pokazala dobar balans između točnosti i vremena trajanja analize je veličina koja rezultira s četiri plošna elementa između dva rebra. Također, uz to ispitan je utjecaj opsega modela i postavljanja rubnih uvjeta na vrijednosti vlastitih frekvencija, pri čemu je uočena pojava lažnih formi.

Model konačnih elemenata lokalne strukture broda izrađen je prema provedenim analizama i u skladu s pravilima i smjernicama klasifikacijskih društava. Modalnom analizom lokalne strukture sa i bez dodatne mase vode utvrđeno je da, prema kriteriju uzbudnih frekvencija pogonskog sustava, određeni dijelovi palube i pregrade nemaju dovoljnu krutost, zbog čega je predložena odgovarajuća modifikacija strukture. Pri ovoj analizi također je zapažena pojava lažnih formi vibriranja, za koje je predložena metoda detekcije. Uz to, moguće je zaključiti da je definicija dodatne mase vode relevantna za forme vibriranja u području oplata i privjesaka, dok za područje pregrade i palube nisu primjetna značajna odstupanja.

## LITERATURA

- [1] Det Norske Veritas: "Prevention of harmful vibration in ships", Det Norske Veritas, Hovik, Norway, 1983.
- [2] Dominguer, F.: "Hull girder: Forced vibration analysis by propeller excitations", Ship Science & Technology – Vol. 9, No. 18, pp. 35-47, siječanj 2016.
- [3] Ammara, N. R.; Almasa, M. A.; Nahas, Q. H.: "Overview of the Main Benefits and Challenges of Different Ship Propulsion Systems", s interneta, <http://ijmcr.com/wp-content/uploads/2023/05/Paper3314-320.pdf>, 1. svibnja 2024.
- [4] Wikipedia: "Marin propulsion", s interneta, [https://en.wikipedia.org/wiki/Marine\\_propulsion#:~:text=While%20paddles%20and%20sails%20are,pump%2Djets%2C%20an%20impeller](https://en.wikipedia.org/wiki/Marine_propulsion#:~:text=While%20paddles%20and%20sails%20are,pump%2Djets%2C%20an%20impeller), 1. svibnja 2024.
- [5] Noonan, E. F.: "Ship Vibration Design Guide", Ship Structures Committee, 1990.
- [6] Todd, F. H.: "Ship hull vibration", Edward Arnold, London, United Kingdom, 1961.
- [7] American Bureau of Shipping: "Insights into ship vibration analysis", lipanj 2022.
- [8] American Bureau of Shipping: "Guidence Notes On Ship Vibration", rujan 2023.
- [9] Lloyds Register: "General Overview of Ship Structural Vibration Problems", rujan 2021.
- [10] Germanischen Lloyd: "Ship Vibration", Hamburg, 2001.
- [11] Sculpteo: "Rhinceros: CAD Software for Architecture & Industrial Design", s interneta, <https://www.sculpteo.com/en/glossary/rhinceros-definition/#:~:text=Rhinceros%203D%2C%20also%20known%20as,this%20computer%2Daided%20design%20program!>, 12. srpnja 2024.
- [12] Siemens Digital Industries Software Inc.: "Help Topics", Femap, Help izbornik, verzija 2021.2
- [13] Karakteristike materijala: "MatWeb", s interneta, <https://www.matweb.com/search/QuickText.aspx?SearchText=DH36>, 12. srpnja 2024.
- [14] Spence, J. H.; Favini, E. A.; Page, C. A.: "Finite Element Modeling Methods: Vibration Analysis for Ships"; Ship Structures Committee, 2015.
- [15] Molero, B.: "RBE2 vs. RBE3 on FEMAP with NX Nastran", s interneta, <https://iberisa.wordpress.com/2015/10/13/rbe2-vs-rbe3-on-femap-with-nx-nastran/>, 12. srpnja 2024.
- [16] Bašić, J. Parunov, J.: "Analitički i numerički proračun dodatne mase kod analize vibracije broda"; Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, lipanj 2013.

## POSPIS SLIKA

Slika 2.1 Podkritična i nadkritična uzbuda [1].....	4
Slika 2.2 Forma vibriranja, čvor i protučvor [1] .....	4
Slika 2.3 Amplituda i period [1].....	4
Slika 2.4 Frekvencijski spektar [1].....	4
Slika 2.5 Stacionarne vibracije [1] .....	5
Slika 2.6 Vibracijske veličine [1].....	5
Slika 2.7 Harmonijsko gibanje [1] .....	6
Slika 2.8 Prigušeni sustav masa i opruga [1] .....	7
Slika 2.9 Torzijski vibracijski sustav [1].....	7
Slika 2.10 Dinamički faktor povećanja za sustav s jednim stupnjem slobode i različite vrijednosti prigušenja [1].....	9
Slika 2.11 Opis dinamičkog faktora povećanja pri rezonanciji [1].....	9
Slika 2.12 Fazni kut između uzbudne sile i odziva pri prolasku kroz rezonanciju i za različite vrijednosti prigušenja [1] .....	9
Slika 2.13 Prigušeni sustav masa i opruga s dvije mase [1].....	10
Slika 2.14 Sustav s distribuiranom masom i krutošću [1].....	10
Slika 3.1 Tipični pogonski sustav [2].....	11
Slika 4.1 Primarni izvori pobude [1].....	15
Slika 4.2 Vertikalne vibracije nosača trupa, od 1 - 4 forme (od 2 - 5 čvora) [1] .....	18
Slika 4.3 Horizontalne vibracije nosača trupa, od 1 - 4 forme (od 2 - 5 čvora) [1] .....	18
Slika 4.4 Torzijske vibracije nosača trupa, prva forma (1 čvor) [1] .....	18
Slika 4.5 Uzdužne vibracije nosača trupa [1].....	18
Slika 4.6 Komponente uzdužnih vibracija nadgrađa [1] .....	21
Slika 4.7 Uzdužne vibracije vratilnog voda [1].....	24
Slika 4.8 Torzijske vibracije vratilnog voda [1].....	25
Slika 4.9 Poprečne vibracije vratilnog voda [1] .....	26
Slika 4.10 utjecaj konfiguracije na forme vibriranja [6] .....	27
Slika 5.1 Različiti pristupi analizi vibracija .....	28
Slika 5.2 Prvih šest globalnih vlastitih formi vibriranja teretnog broda [7].....	29
Slika 5.3 Fazni pomak između uzbude i odziva [7] .....	31
Slika 5.4 Različiti tipovi vibracijskih analiza.....	32
Slika 6.1 Unutarnja struktura područja interesa .....	33
Slika 6.2 Dio krme i oplata obuhvaćen područjem interesa.....	34

Slika 7.1 Femap import naredba .....	40
Slika 7.2 Femap plošna geometrija idealizirane sekcije palube.....	40
Slika 7.3 Femap NonManifold Add naredba .....	41
Slika 7.4 Femap prikaz slobodnih bridova sekcije palube .....	42
Slika 7.5 Femap definicija materijala.....	43
Slika 7.6 Femap definicija svojstava PLATE elemenata .....	44
Slika 7.7 Femap lista dostupnih tipova elemenata .....	44
Slika 7.8 Femap definicija svojstava BEAM elemenata .....	44
Slika 7.9 Femap definicija oblika poprečnog presjeka BEAM elementa .....	44
Slika 7.10 Femap definicija veličine mreže .....	46
Slika 7.11 Femap definicija umrežavanja plošnih elemenata .....	46
Slika 7.12 Femap definicija umrežavanja grednih elemenata.....	46
Slika 7.13 Femap definicija rubnih uvjeta .....	47
Slika 7.14 Femap definicija analize .....	47
Slika 7.15 Sekcija palube, model 1, 1. forma vibriranja .....	49
Slika 7.16 Sekcija palube, model 1, 2. forma vibriranja .....	49
Slika 7.17 Sekcija palube, model 1, 3. forma vibriranja .....	49
Slika 7.18 Sekcija palube, model 6, 1. forma vibriranja .....	50
Slika 7.19 Sekcija palube, model 6, 2. forma vibriranja .....	50
Slika 7.20 Sekcija palube, model 6, 3. forma vibriranja .....	50
Slika 7.21 Geometrija dna oplate i generatora .....	51
Slika 7.22 Model konačnih elemenata dna oplate i generatora.....	51
Slika 7.23 Elementi sa zajedničkim čvorovima dna oplate i generatora.....	52
Slika 7.24 Femap provjera mase i inercije konačnih elemenata .....	52
Slika 7.25 Femap masa i inercije generatora.....	52
Slika 7.26 Femap definicija RBE2 krutih elemenata .....	53
Slika 7.27 Femap definicija RBE3 krutih elemenata .....	53
Slika 7.28 Konačni elementi generatora zamijenjeni s elementom mase i krutim elementima....	54
Slika 7.29 Femap definicija nestrukturane mase generatora.....	54
Slika 7.30 Dno oplate, model 1, 1. forma vibriranja.....	56
Slika 7.31 Dno oplate, model 1, 2. forma vibriranja.....	56
Slika 7.32 Dno oplate, model 1, 3. forma vibriranja.....	56
Slika 7.33 Dno oplate, model 2, 1. forma vibriranja.....	57
Slika 7.34 Dno oplate, model 2, 2. forma vibriranja.....	57
Slika 7.35 Dno oplate, model 2, 3. forma vibriranja.....	57



Slika 7.36 Model cilindra prema karakteristikama navedenim u radu [16] .....	58
Slika 7.37 Femap definicija koordinatnog sustava.....	59
Slika 7.38 Femap definicija "MFLUID" elemenata .....	60
Slika 7.39 Femap definicija "NSM" elemenata .....	60
Slika 7.40 Djelomično uronjeni ponton, model 1, 1. forma vibriranja .....	61
Slika 7.41 Djelomično uronjeni ponton, model 1, 2. forma vibriranja .....	62
Slika 7.42 Djelomično uronjeni ponton, model 1, 3. forma vibriranja .....	62
Slika 7.43 Djelomično uronjeni ponton, model 1, 4. forma vibriranja .....	62
Slika 7.44 Polovica djelomično uronjenog pontona, model 4, 1. forma vibriranja .....	64
Slika 7.45 Polovica djelomično uronjenog pontona, model 4, 3. forma vibriranja .....	64
Slika 7.46 Polovica djelomično uronjenog pontona, model 4, 4. forma vibriranja .....	64
Slika 7.47 Četvrtina djelomično uronjenog pontona, model 5, 1. forma vibriranja.....	65
Slika 7.48 Četvrtina djelomično uronjenog pontona, model 5, 4. forma vibriranja.....	65
Slika 8.1 Veza između boja i debljina limova.....	66
Slika 8.2 Prošireni opseg razmatrane geometrije .....	67
Slika 8.3 Privjesci obuhvaćeni proširenjem razmatrane geometrije .....	67
Slika 8.4 Početna geometrija unutarnje strukture.....	68
Slika 8.5 Modificirana geometrija unutarnje strukture .....	68
Slika 8.6 Početna geometrija strukture palube .....	69
Slika 8.7 Modificirana geometrija palube .....	69
Slika 8.8 Model konačnih elemenata lokalne strukture broskog trupa .....	70
Slika 8.9 Modela konačnih elemenata s pogledom na privjeske.....	70
Slika 8.10 Unutarnja struktura bez grednih elemenata .....	71
Slika 8.11 Unutarnja struktura modela konačnih elemenata .....	71
Slika 8.12 Primjena krutih elemenata na privjescima .....	72
Slika 8.13 Primjena krutih elemenata na elementima mase opreme.....	73
Slika 8.14 Elementi sa dodanom masom vode.....	73
Slika 8.15 Rubni uvjeti modela konačnih elemenata .....	74
Slika 8.16 Primjer "lažne" forme za rubni uvjet uklještenja .....	75
Slika 8.17 Primjer kombinirane "lažne" forme.....	75
Slika 8.18 Opruge kao rubni uvjeti .....	76
Slika 8.19 Primjer "lažne" forme za rubni uvjet opruge.....	76
Slika 8.20 Campell dijagram analizirane lokalne strukture .....	79
Slika 8.21 Prva rezonantna forma palube.....	80
Slika 8.22 Prva rezonantna forma pregrade .....	80

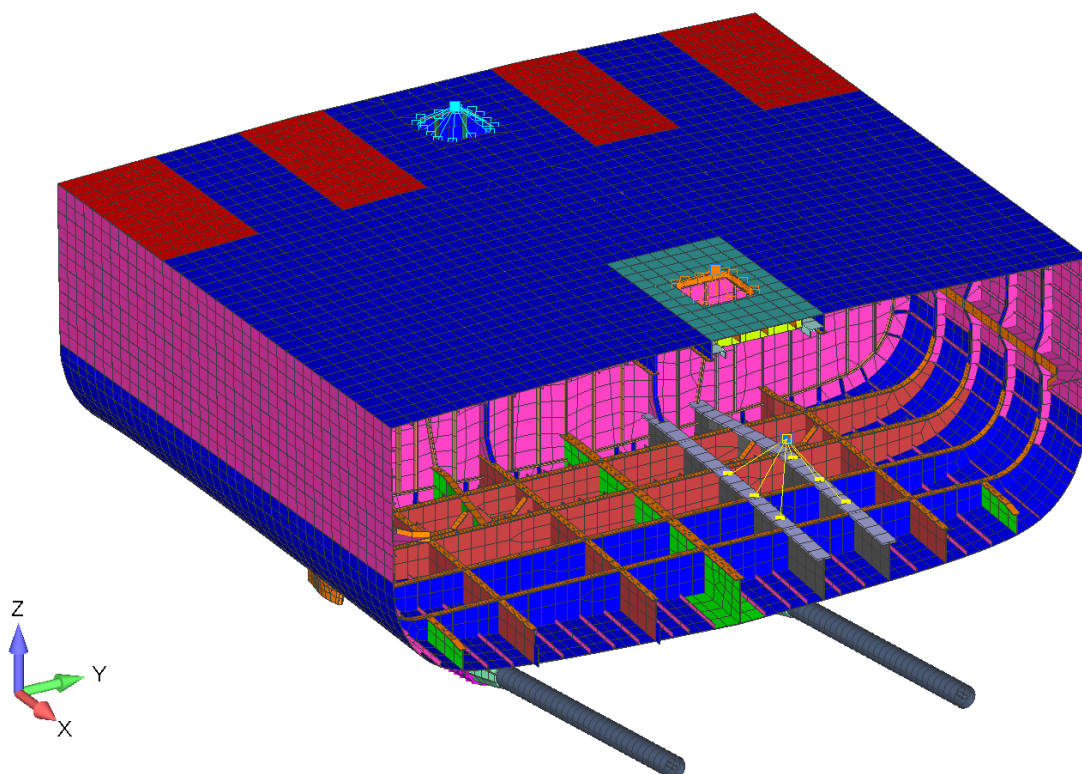
Slika 8.23 Struktura palube prije promjene.....	81
Slika 8.24 Struktura palube nakon promjene .....	81
Slika 8.25 Struktura pregrade prije promjene .....	82
Slika 8.26 Struktura pregrade nakon promjene .....	82
Slika 8.27 Campbell dijagram nakon promjene strukture.....	84
Slika 8.28 Prva forma vibriranja kormila nakon promjene strukture.....	84
Slika 8.29 Prva forma vibriranja pregrade nakon promjene strukture .....	84

## POPIS TABLICA

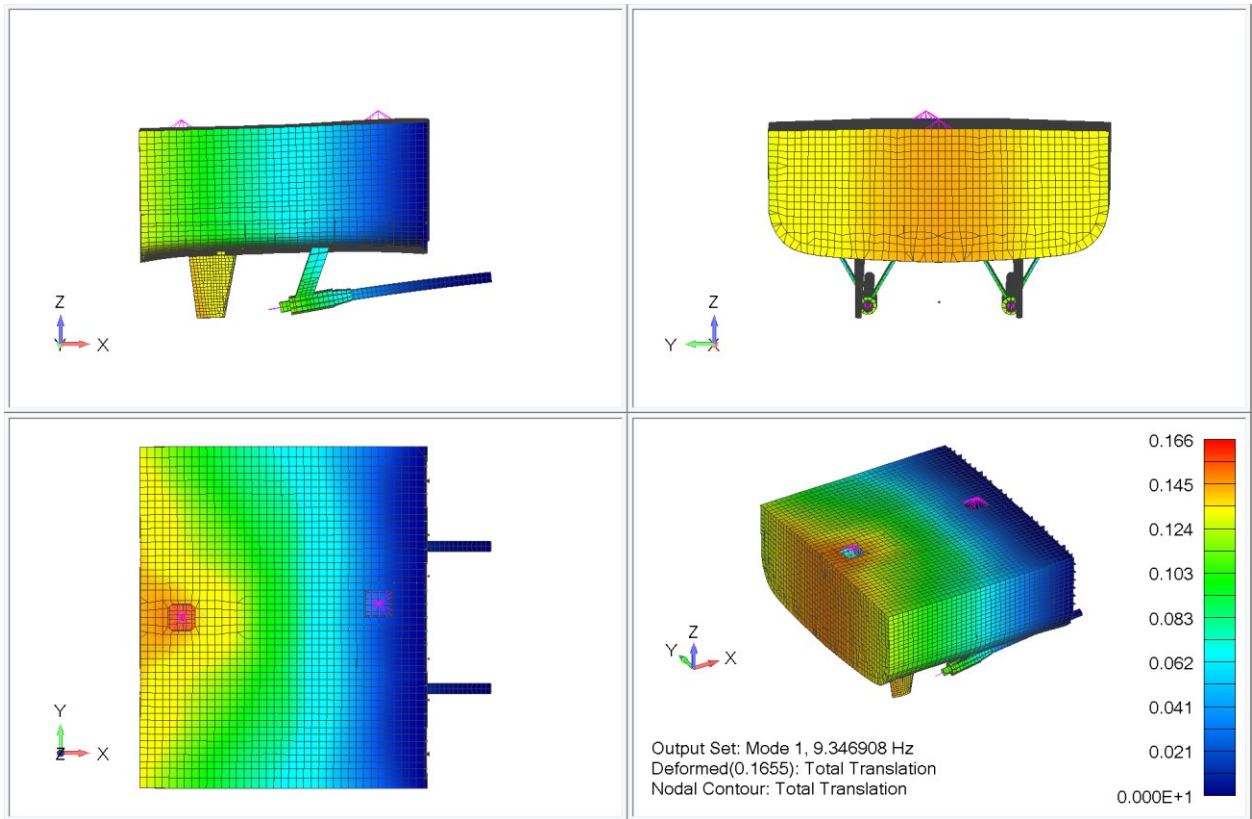
Tablica 7.1 Karakteristike DH36 čelika [13] .....	42
Tablica 7.2 Konzistentne kombinacije mjernih jedinica.....	43
Tablica 7.3 veza između boja i debljina limova.....	45
Tablica 7.4 Varijante modela .....	45
Tablica 7.5 Rezultati analize sekcije palube i odstupanja između izvedbi istih veličina elemenata .....	48
Tablica 7.6 Rezultati analize dna palube i generatora i odstupanja u odnosu na model 1 .....	55
Tablica 7.7 Rezultati analize djelomično uronjenog pontona i odstupanja u odnosu na analitičko rješenje .....	61
Tablica 7.8 Rezultati analize djelomično uronjenog pontona promjenom opsega modela.....	63
Tablica 8.1 Karakteristike broskog vijka za suhe i mokre vibracije .....	74
Tablica 8.2 Vrijednosti vlastitih frekvencija analize lokalne strukture.....	77
Tablica 8.3 Prvi i drugi harmonici frekvencija pobude.....	78
Tablica 8.4 Vrijednosti vlastitih frekvencija analize lokalne strukture nakon promjene.....	83

## DODATAK A

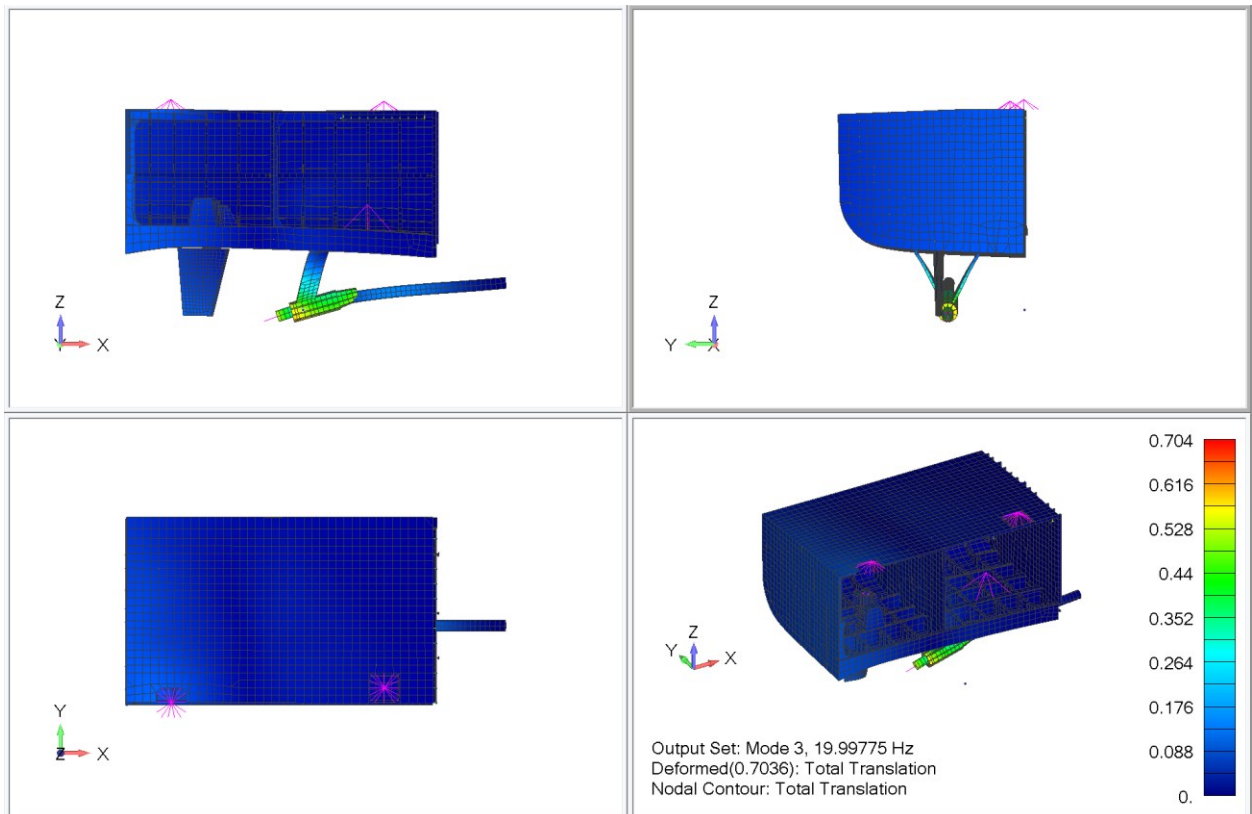
Kroz sljedeće slike prikazane su forme vibriranja i vlastite frekvencije dobivene modalnom analizom mokrih vibracija lokalne strukture broskog trupa u neposrednoj blizini broskog vijka. Zbog asimetričnih dijelova strukture, slika A-1, dolazi do pojave lijevih i desnih formi vibriranja sličnih formi i vlastitih frekvencija. U svrhu bolje preglednosti, ponavljajuće forme desne strane strukture nisu prikazane.



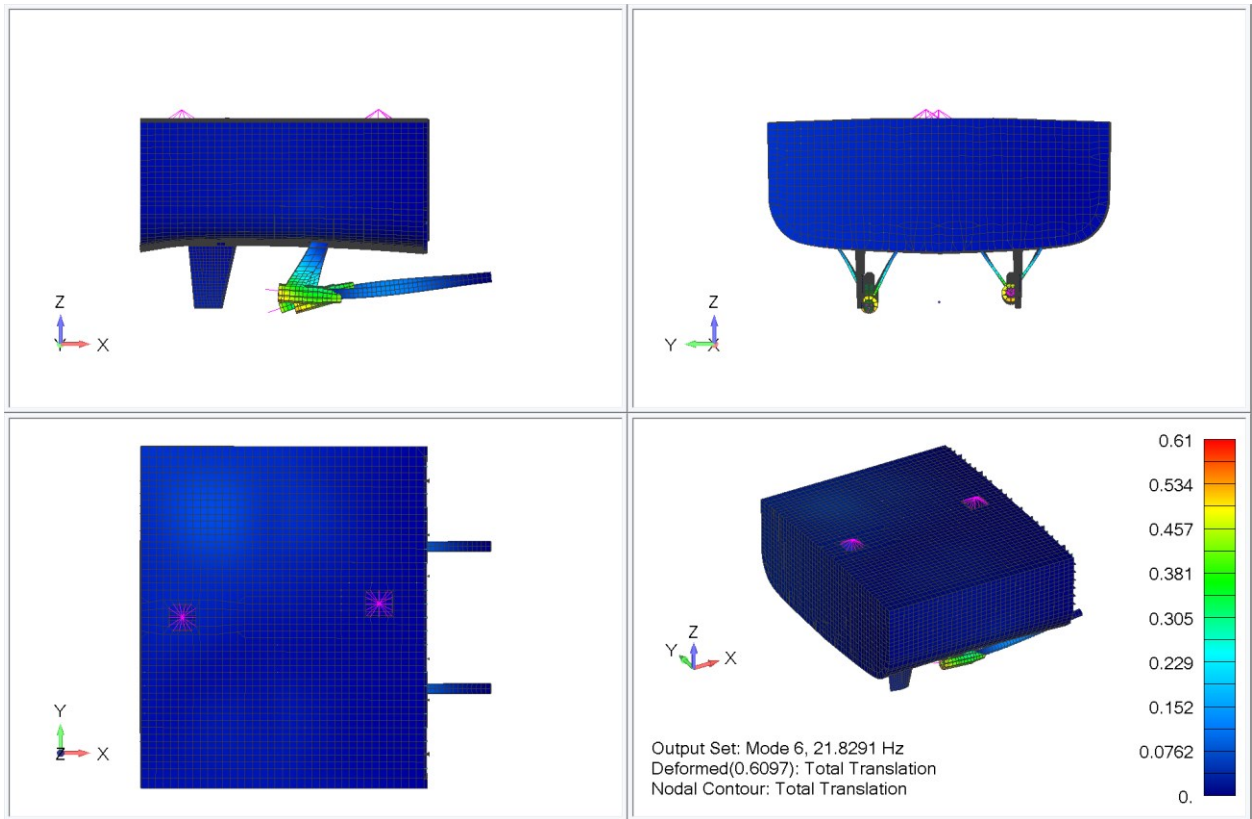
*Slika A - 1 Asimetrični dio unutarnje strukture*



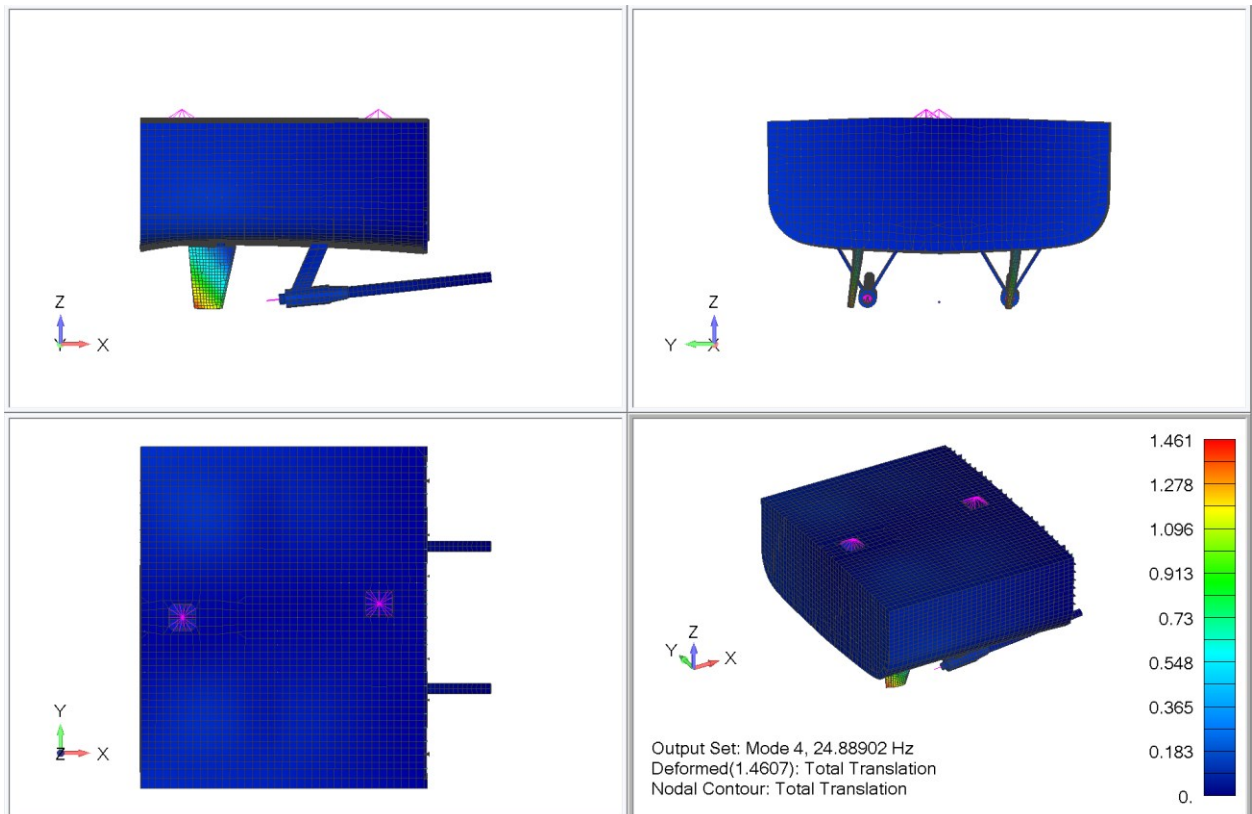
Slika A - 2 1. vertikalna forma vibriranja brodskog trupa



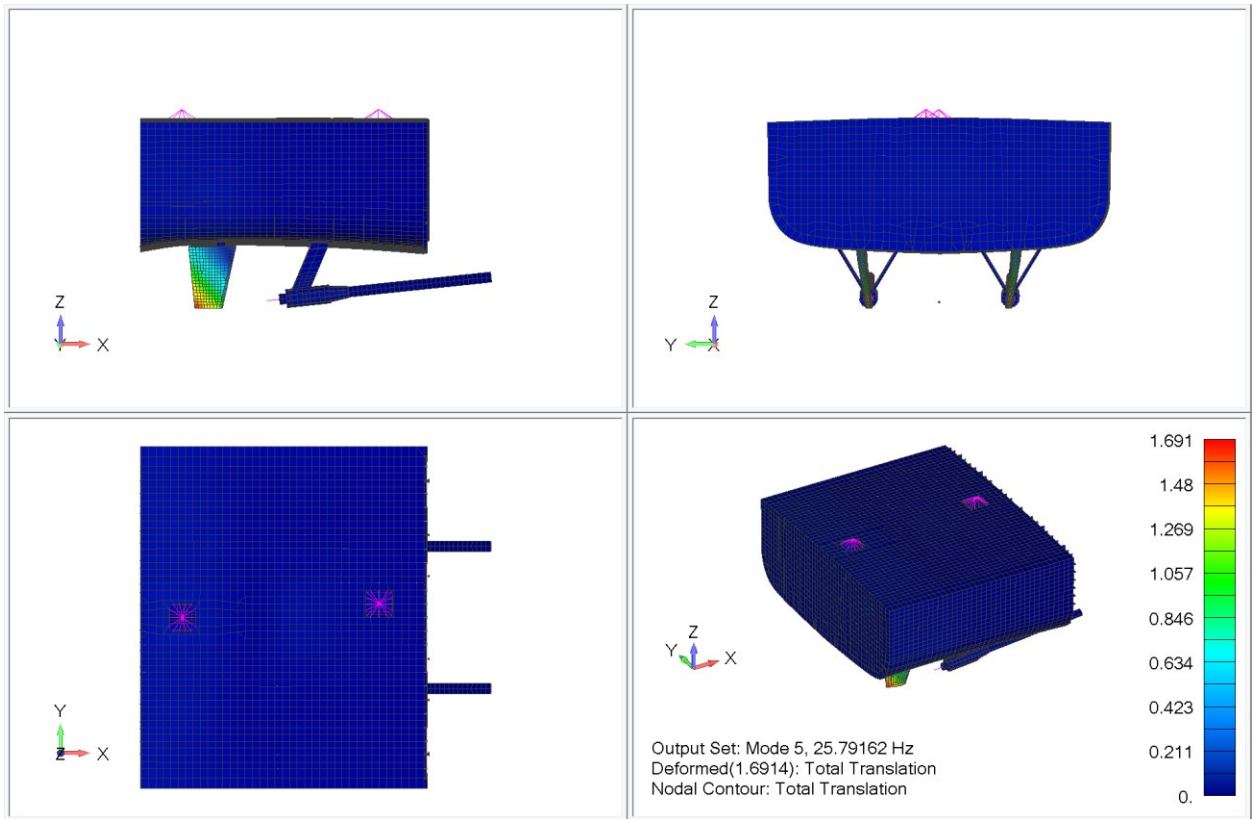
Slika A - 3 1. forma lijevog nosača i vratila



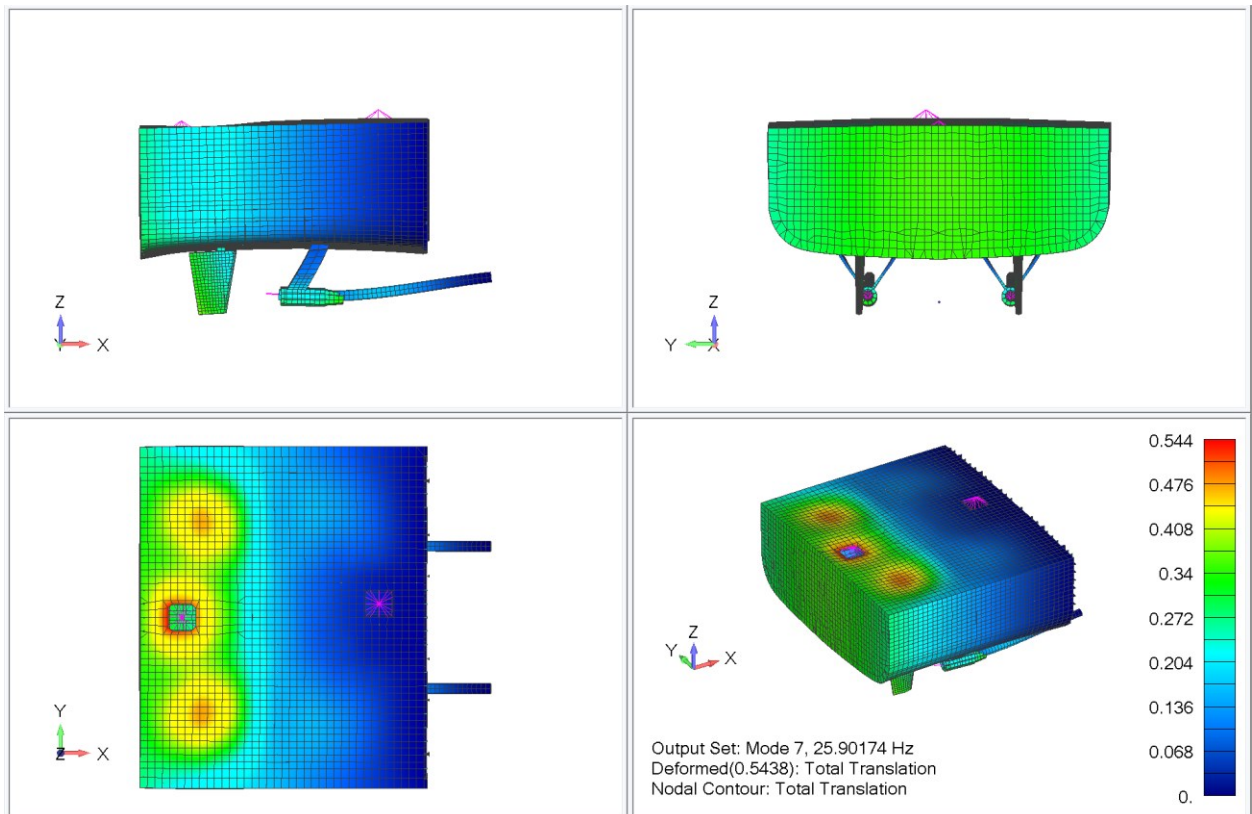
Slika A - 4 1. forma oba nosača i vratila (suhe vibracije)



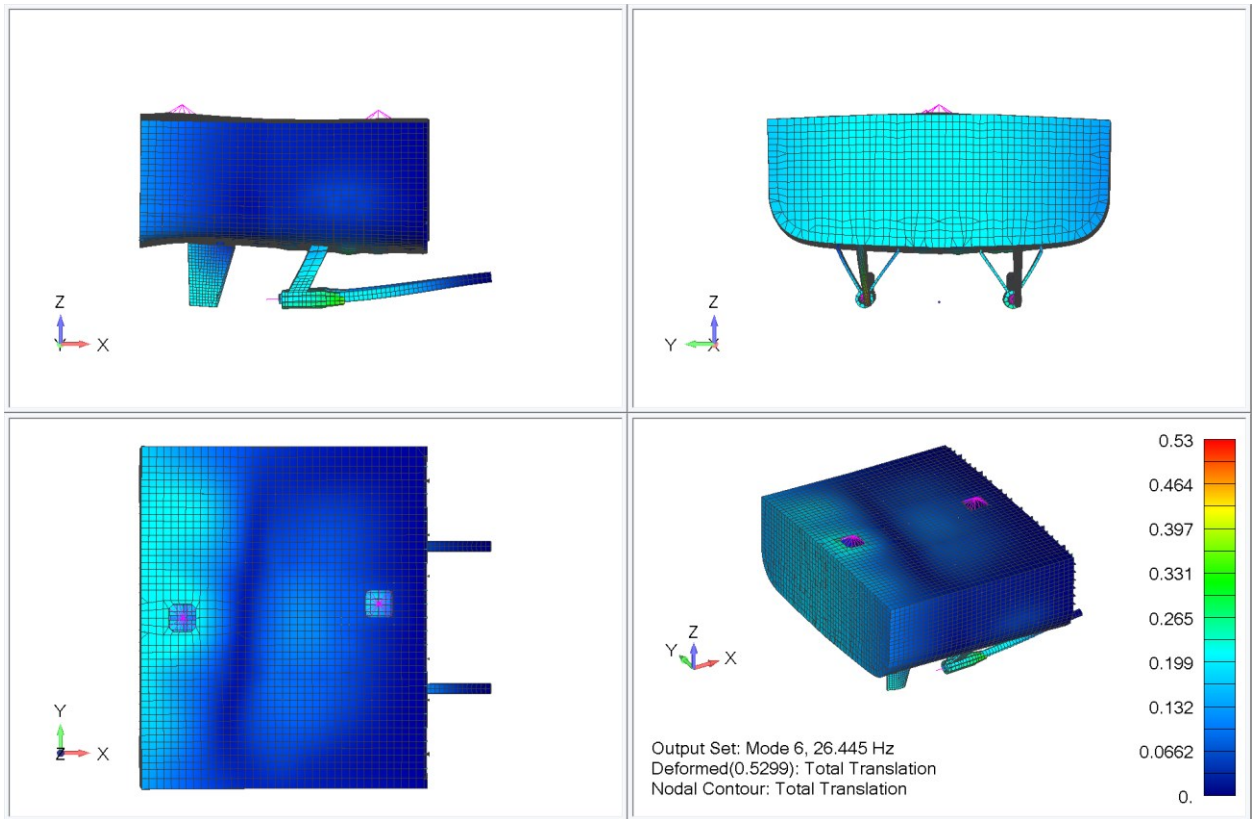
Slika A - 5 1. forma kombinacije kormila i trupa



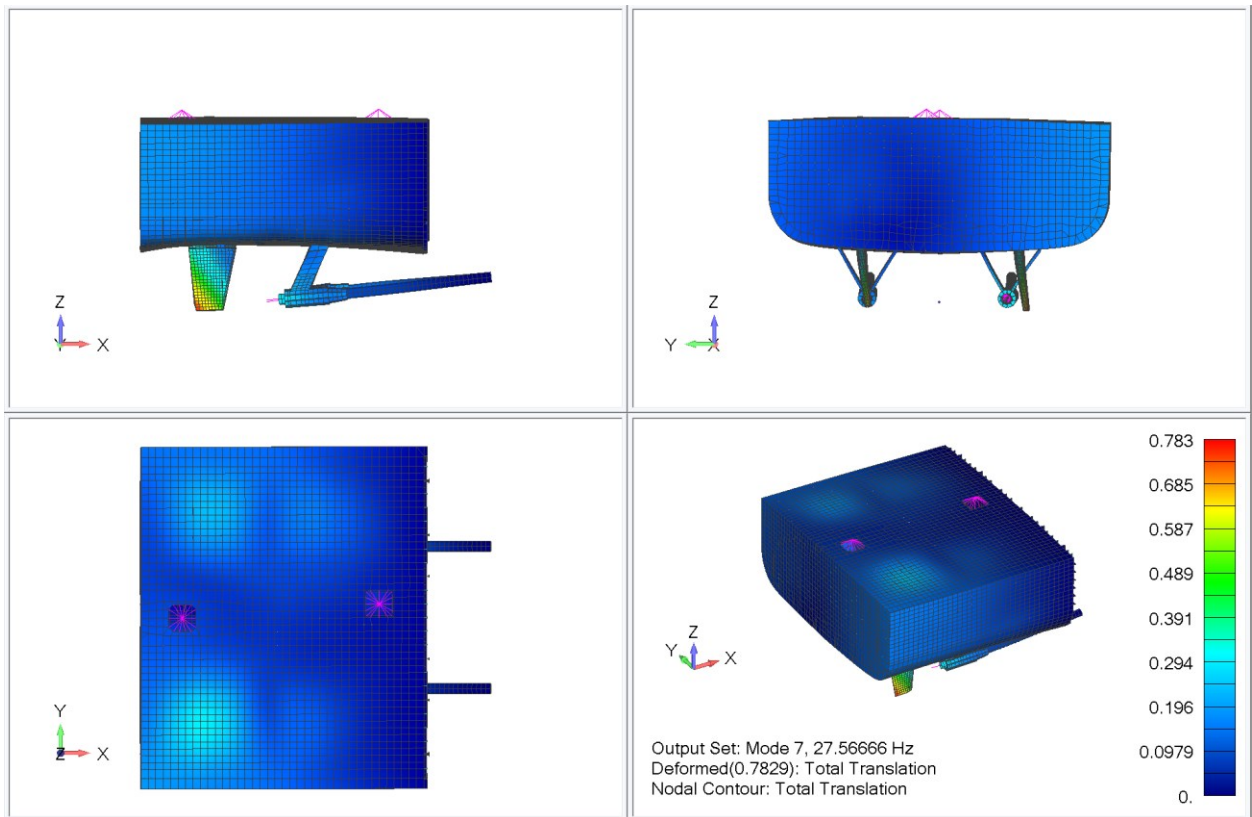
Slika A - 6 1. forma kormila



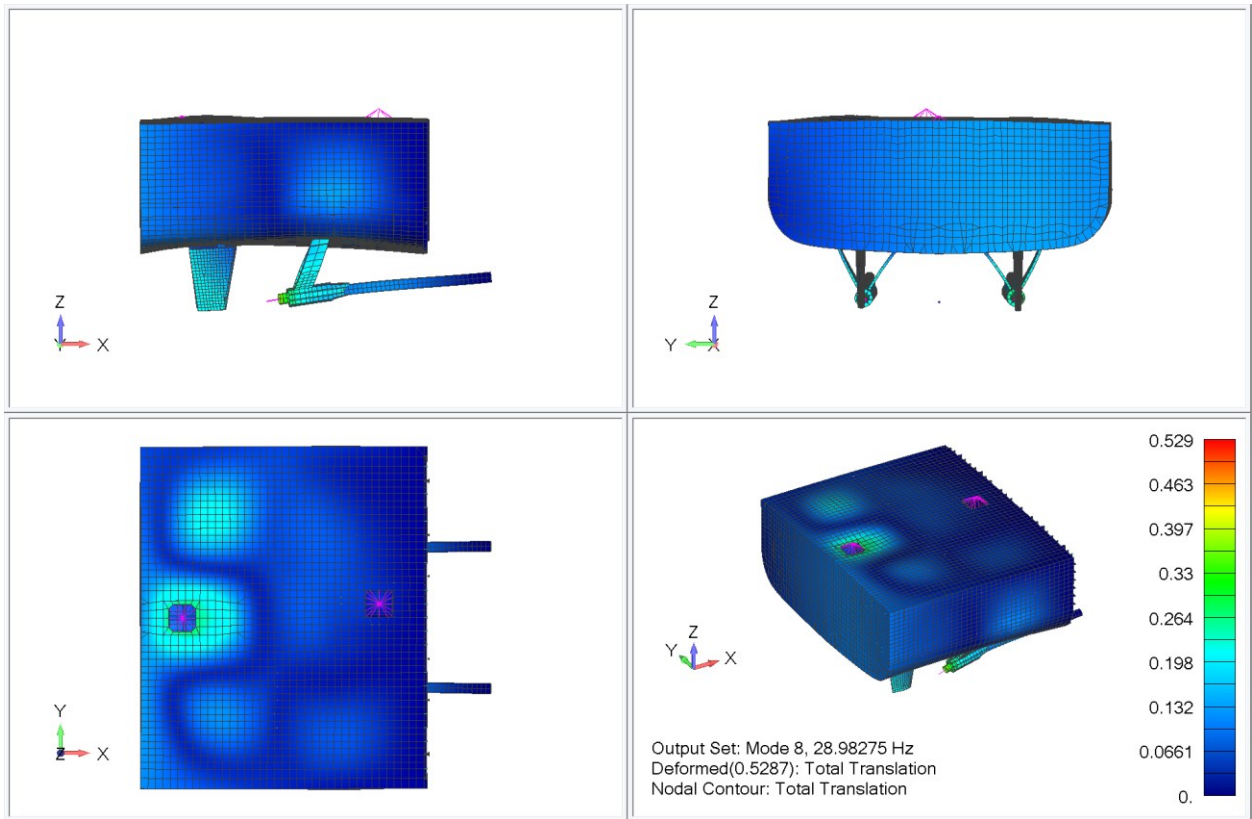
Slika A - 7 2. vertikalna forma trupa (suhe vibracije)



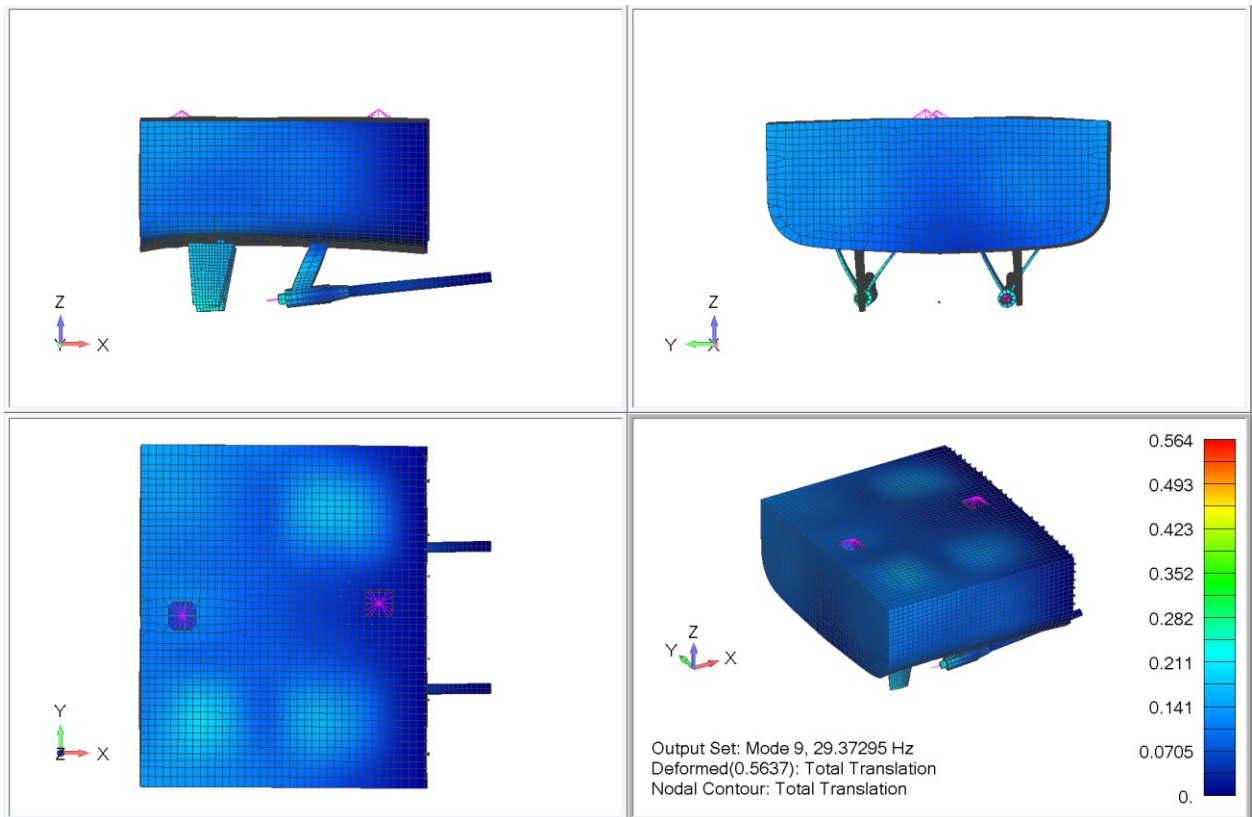
Slika A - 8 2. forma kormila i trupa



Slika A - 9 3. forma kormila i trupa

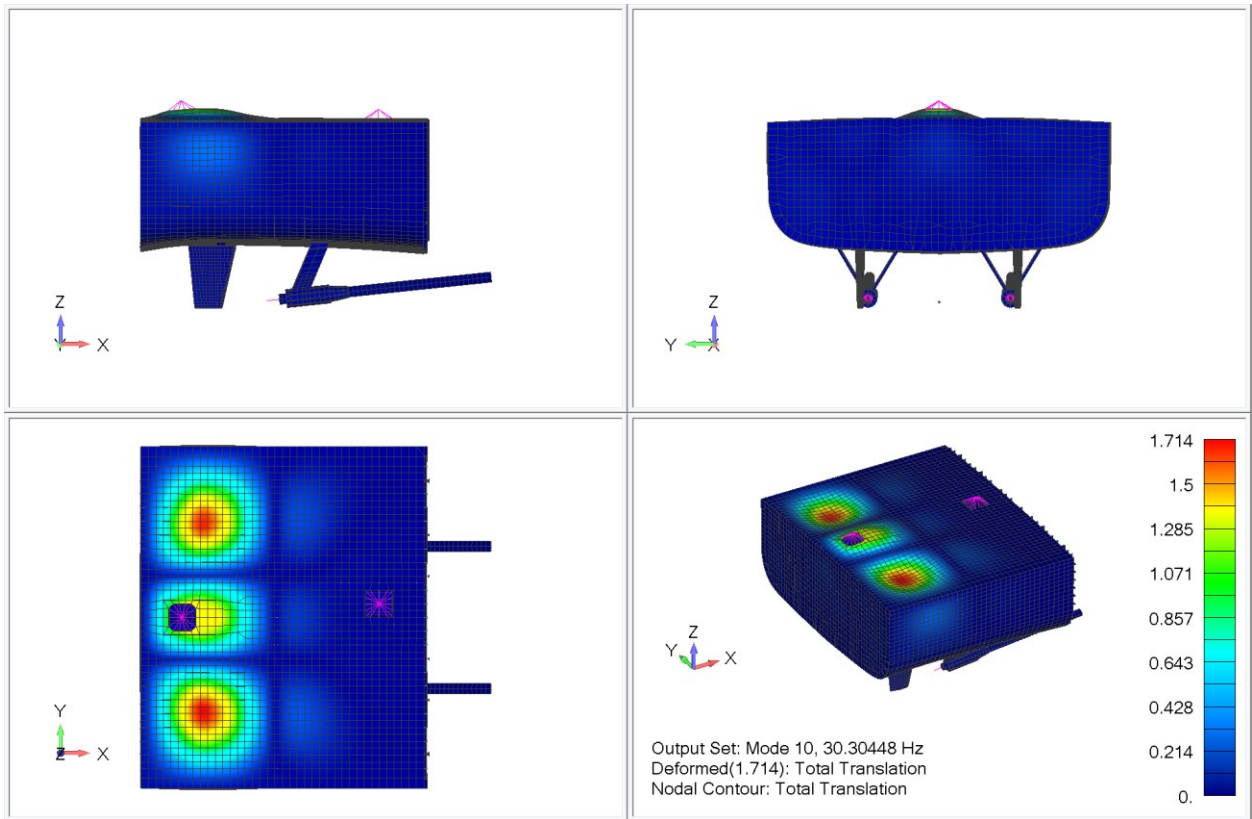


Slika A - 10 1. forma nosača i trupa

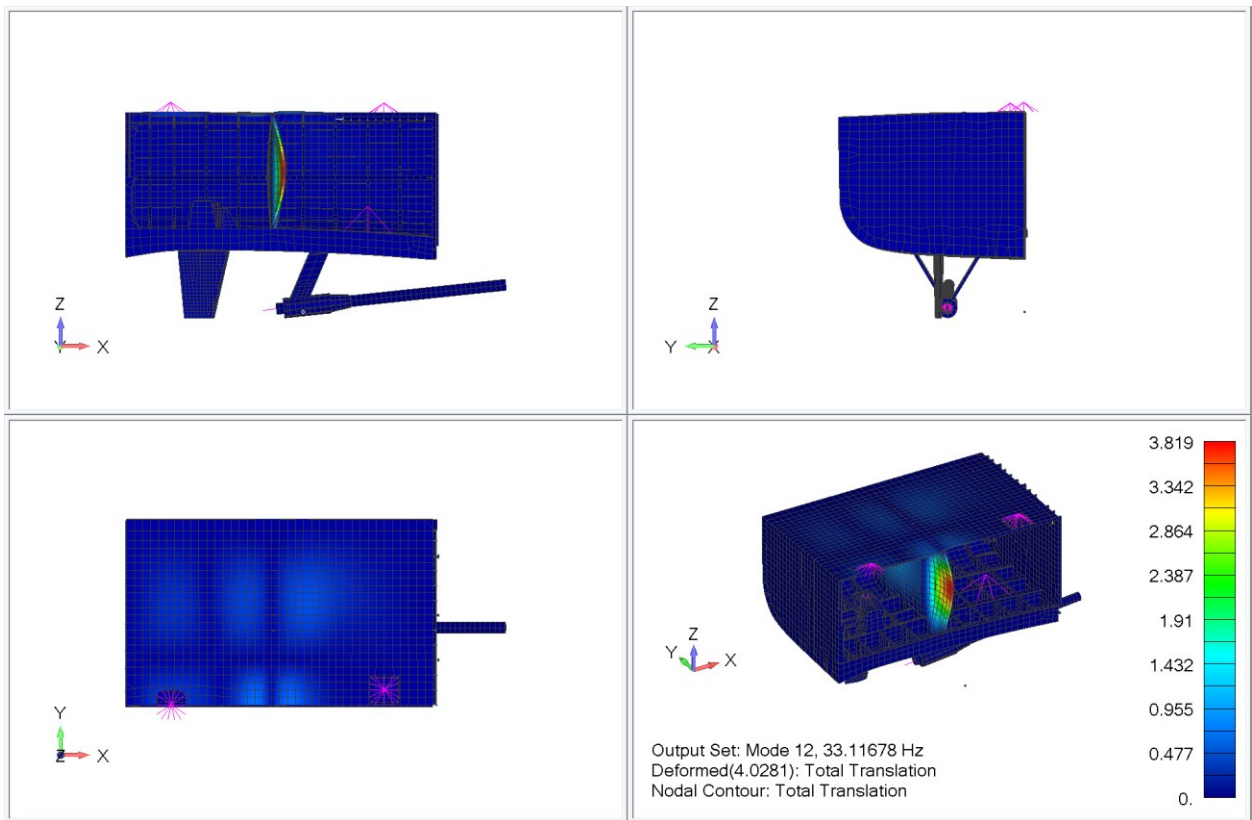


Slika A - 11 2. forma nosača i trupa

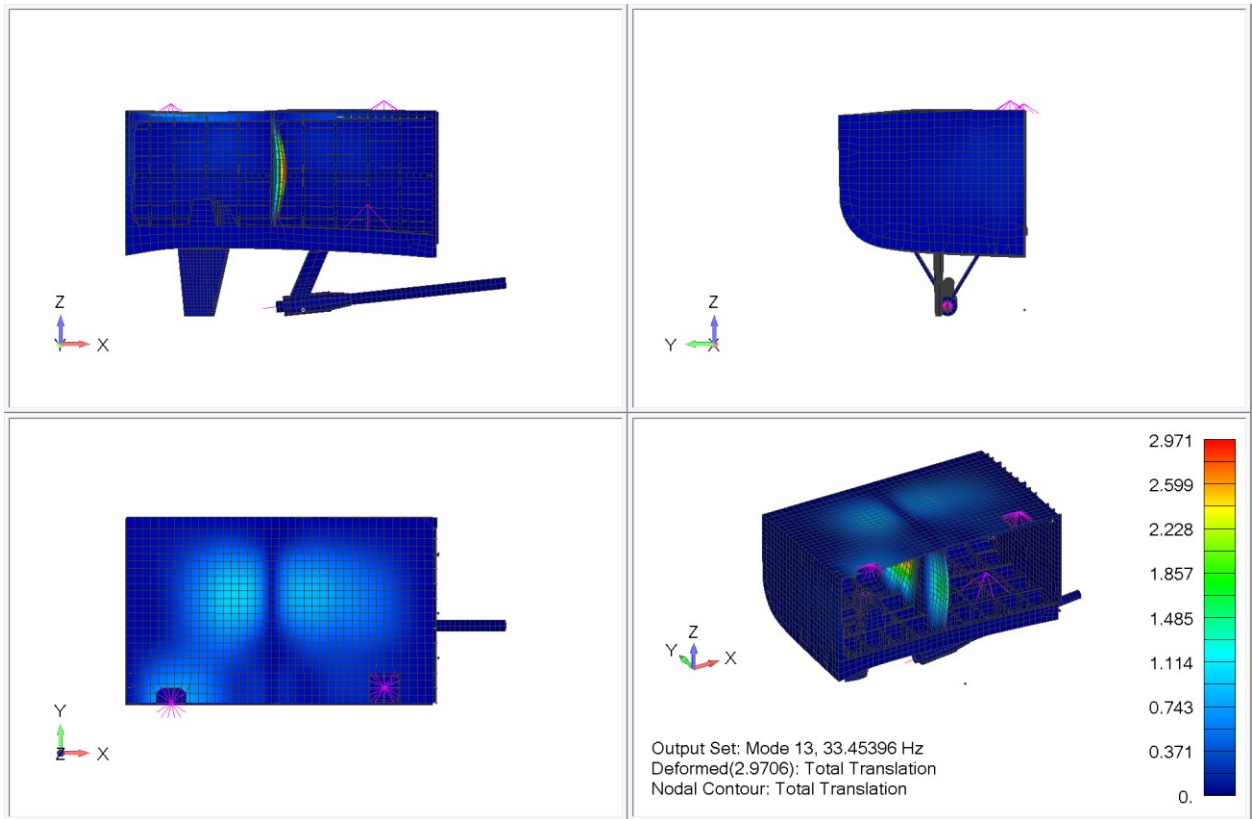




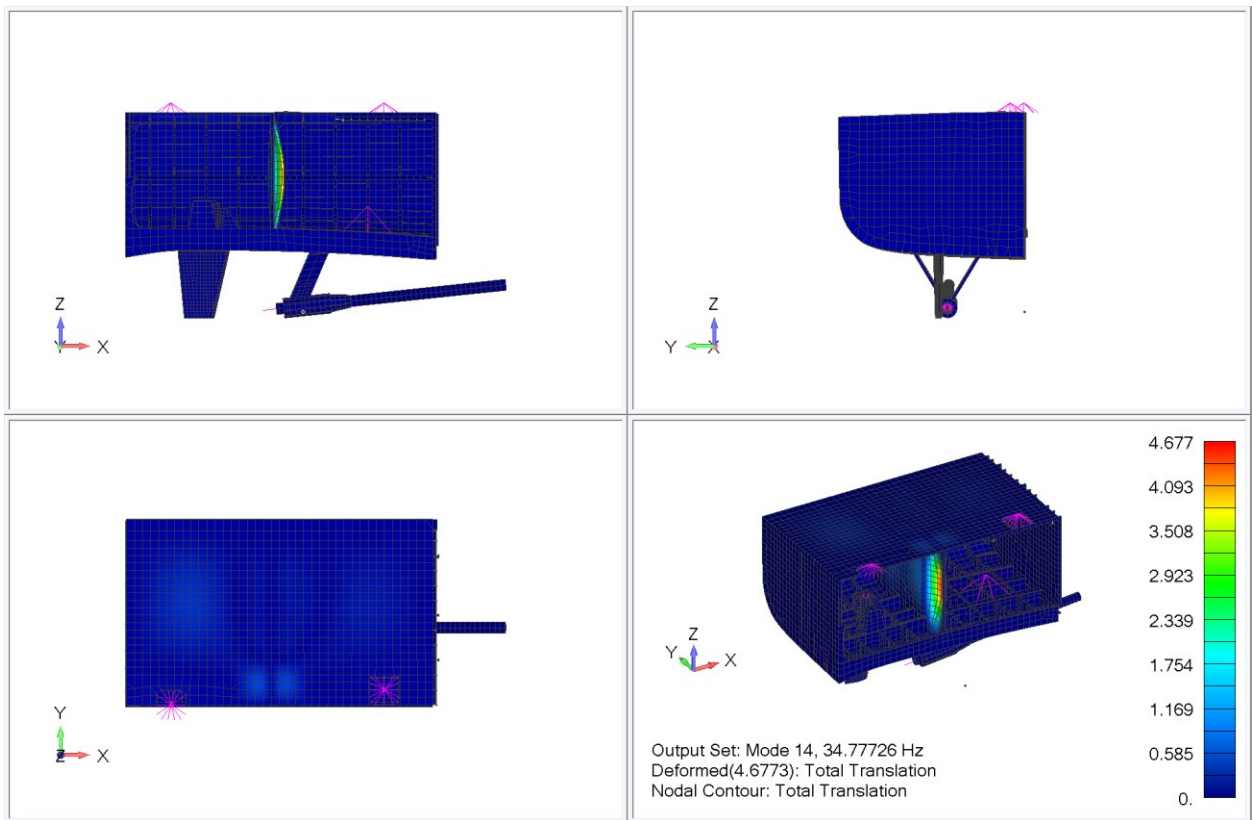
Slika A - 12 1. forma palube od krme do prve pregrade



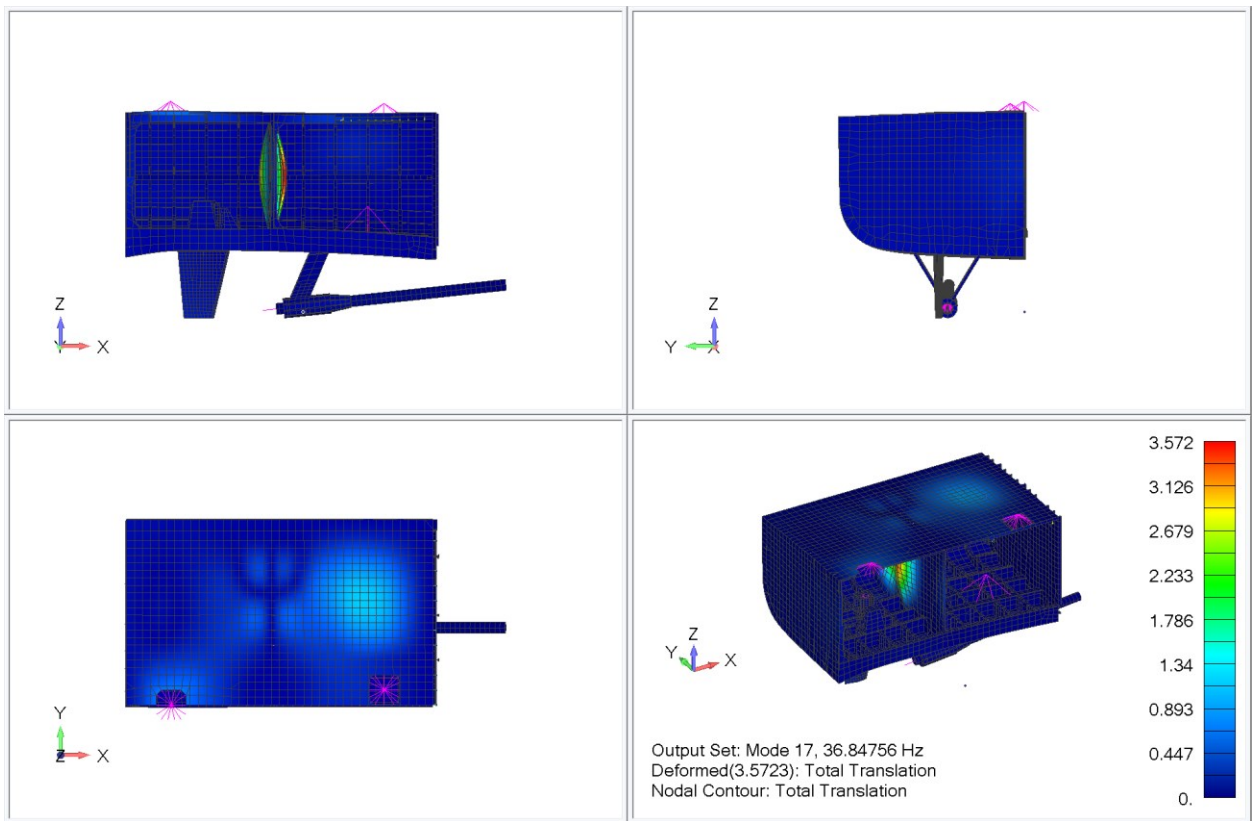
Slika A - 13 1. forma sredine pregrade



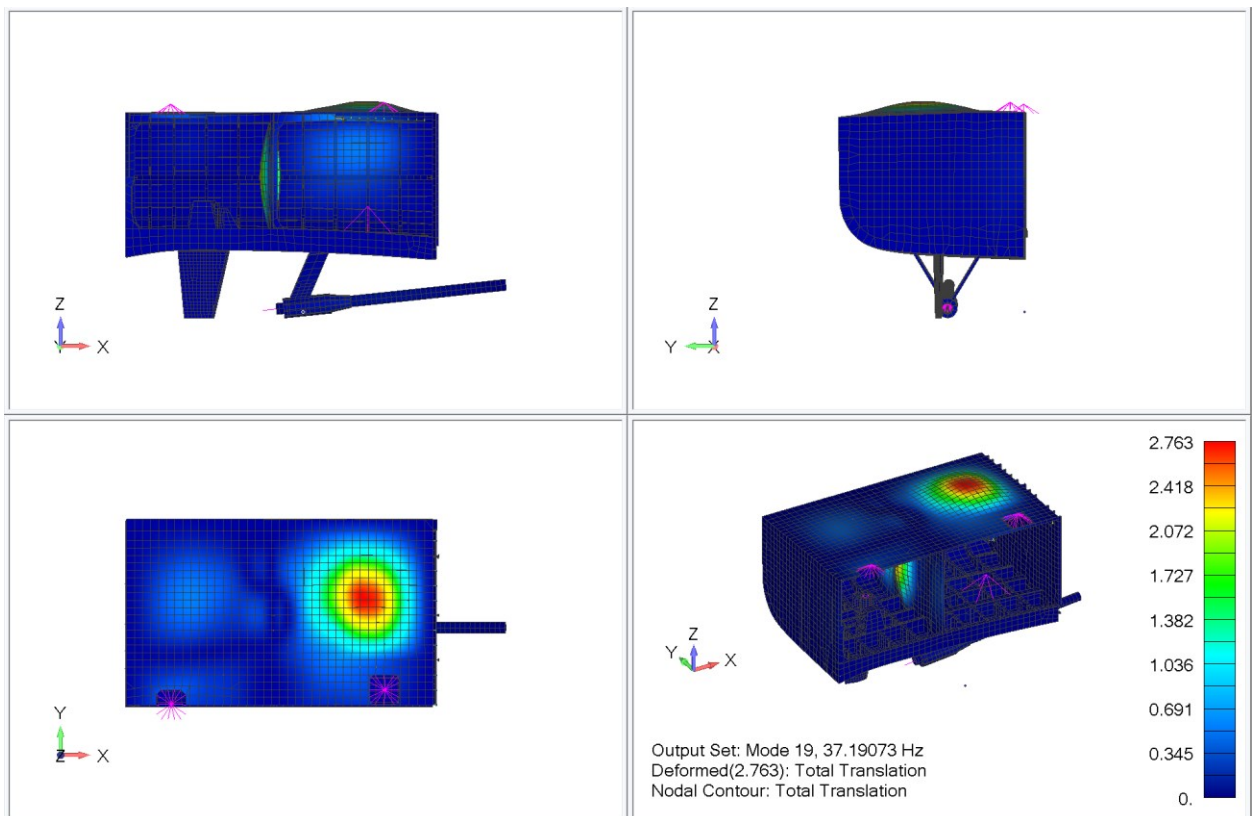
Slika A - 14 1. forma lijeve strane pregrade



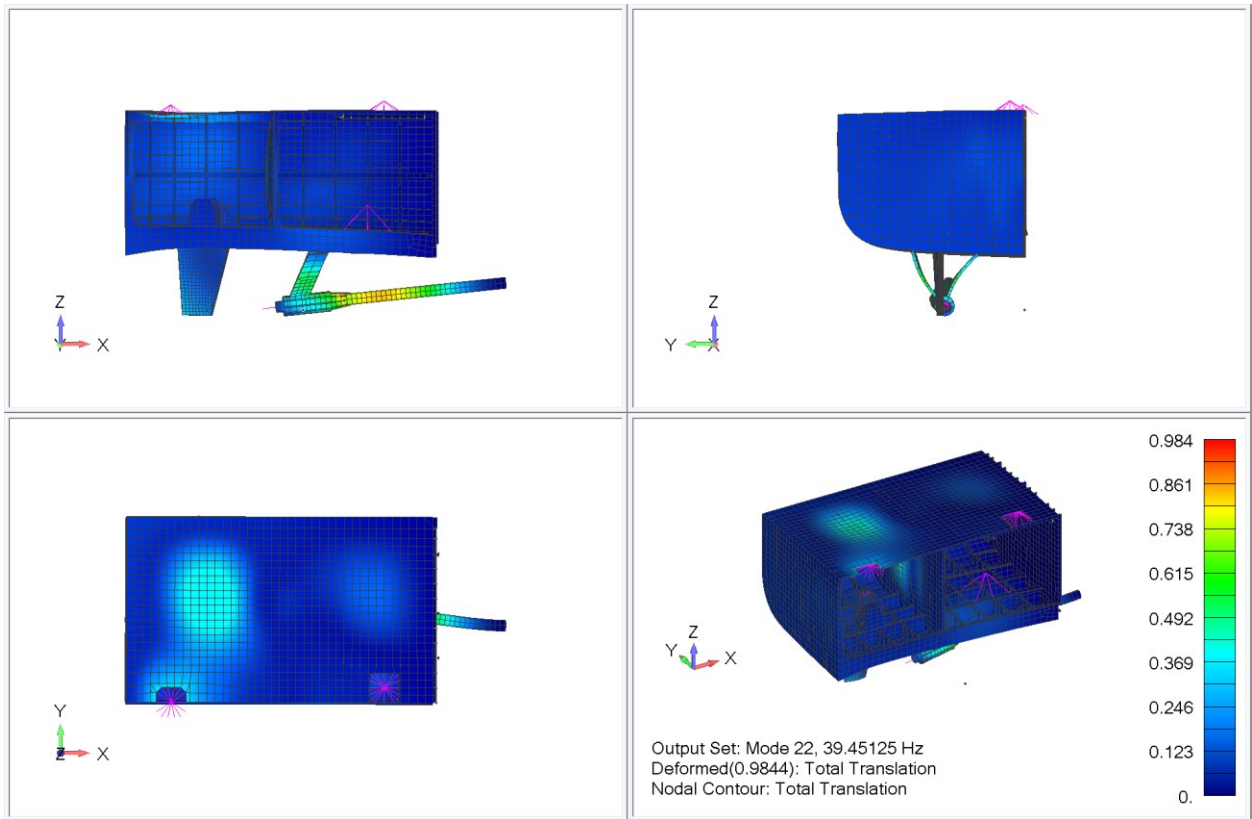
Slika A - 15 2. forma sredine pregrade



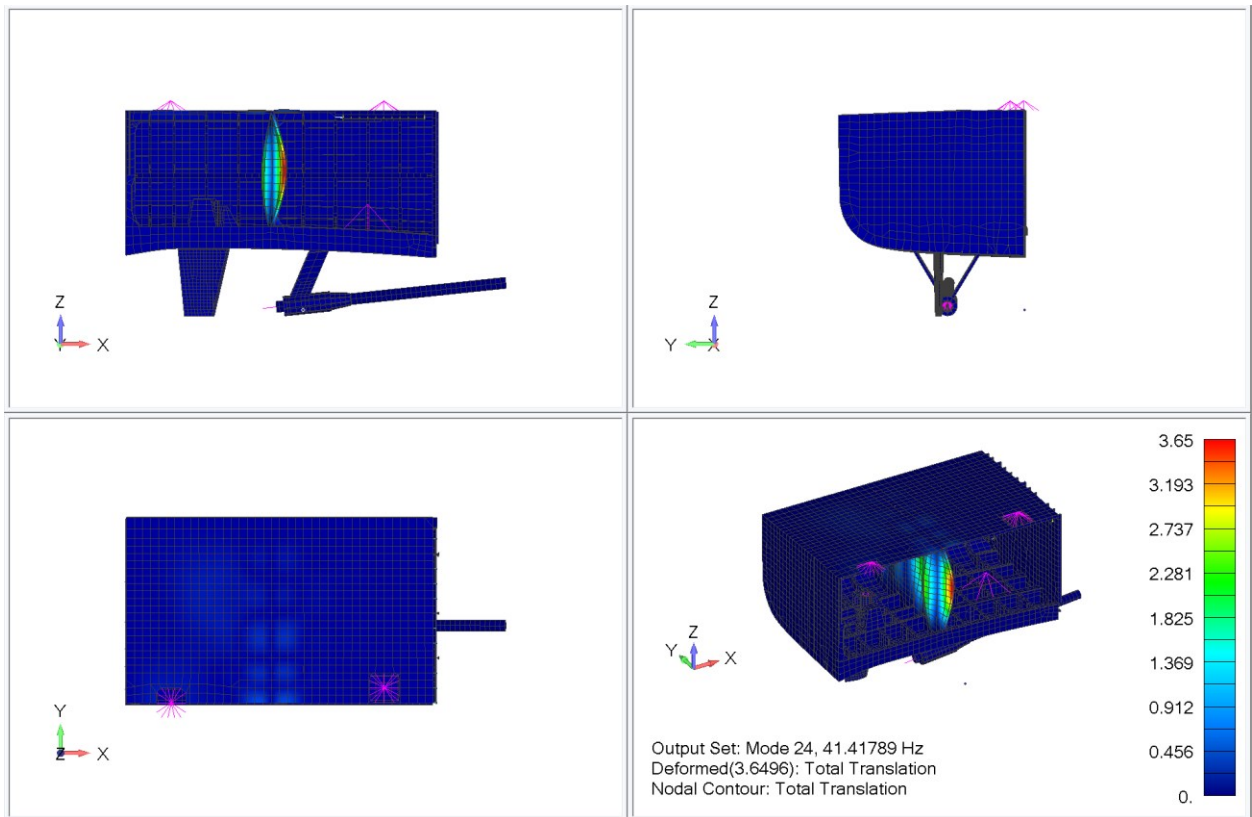
Slika A - 16 2. forma lijeve strane pregrade



Slika A - 17 1. forma lijeve strane palube i pregrade



Slika A - 18 2. forma lijevog nosača i vratila



Slika A - 19 3. forma sredine pregrade

## SAŽETAK

Ovaj rad pruža detaljan pregled vibracija brodske strukture i pogonskog sustava, s posebnim naglaskom na uzbude koje nastaju uslijed rada broskog vijka. Uz to, rad pokriva osnovne pojmove i matematičke izraze iz područja vibracija, kako bi se omogućilo bolje razumijevanje obrađenih tema. Na temelju ovih teoretskih razmatranja i primjenom programskog paketa Femap, temeljenog na metodi konačnih elemenata, provedena je modalna analiza lokalne strukture broskog trupa u neposrednoj blizini broskog vijka. Modeliranje lokalne strukture temeljeno je na analizi pojednostavljenih modela, gdje su ispitani utjecaji veličine elemenata, vrste elemenata, pojednostavljenja, dodatne mase vode i rubnih uvjeta. Pregledom različitih vrsta analize odabrana je najprikladnija, te je razmotren slučaj lokalne strukture sa i bez dodatne mase vode pri čemu je uočena pojava lažnih formi, te je predložena metoda za njihovu detekciju. Na osnovi dostupne tehničke dokumentacije, radnih parametara pogonskog sustava i karakteristika broskog vijka utvrđene su rezonantne vlastite frekvencije i pripadajuće forme vibriranja. Utvrđeno je da određeni dijelovi palube i pregrade nemaju dovoljnu krutost, zbog čega je predložena odgovarajuća izmjena strukture. Rad je izrađen u suradnji sa tvrtkom Lürssen Design Center Kvarner d.o.o.

Ključne riječi: vibracije, vlastite frekvencije, forme vibriranja, metoda konačnih elemenata, modalna analiza, struktura broskog trupa, lokalna analiza, dodatna masa vode.

## **ABSTRACT**

This paper provides a detailed overview of ship structure and propulsion system vibrations, with a particular focus on the excitations caused by the operation of the propeller. Additionally, the paper covers basic concepts and mathematical expressions in the field of vibrations to facilitate a better understanding of the topics discussed. Based on these theoretical considerations and with the use of Femap software package, which is based on the finite element method, a modal analysis was conducted on the ship local structure in the immediate vicinity of the propeller. Modeling of the local structure was based on the analysis of simplified models, where the effects of element size, type of elements, simplifications, additional water mass, and boundary conditions were examined. By reviewing different types of analyses, the most suitable one was selected, and the case of the local structure with and without the additional water mass was considered, during which the occurrence of false modes was observed, and a method for their detection was proposed. Based on the available technical documentation, operating parameters of the propulsion system, and the characteristics of the ship's propeller, the resonant natural frequencies and the corresponding vibration modes were determined. It was found that certain parts of the deck and bulkheads lack sufficient stiffness, leading to a proposed structural modification. The work was carried out in collaboration with Lürssen Design Center Kvarner d.o.o.

Key words: vibrations, natural frequencies, vibration modes, finite element method, modal analysis, ship hull structure, local analysis, added mass of water.