



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI  
MINISTERUL MUNCII, FAMILIEI,  
PROTECȚIEI SOCIALE ȘI  
PERSOANELOR VĂRSTNICE  
AMFOSDRU



Fondul Social European  
POSDRU 2007-2013



Instrumente Structurale  
2007-2013



MINISTERUL  
EDUCAȚIEI  
NAȚIONALE  
OIPOSDRU



UNIVERSITAS  
GALATIENSIS

**Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați**  
**Școala doctorală de inginerie**



# **REZUMAT TEZĂ DE DOCTORAT**

## **CONTRIBUȚII PRIVIND COMPORTAREA STRUCTURILOR NAVALE OPTIMIZATE ÎN CONDIȚII DE VAL EXTREM**

**Doctorand,**  
**Ing. Ionica Rubanenco**

**Conducător științific,**  
**Prof.univ.dr.ing. Leonard Domnișoru**

**Seria I 6: Inginerie mecanică Nr. 2**

*Lucrare finanțată în cadrul proiectului TOP ACADEMIC POSDRU 107/1.5/S ID-76822 2010-2013*

**GALAȚI**

**2013**



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI  
MINISTERUL MUNCII, FAMILIEI,  
PROTECȚIEI SOCIALE ȘI  
PERSOANELOR VĂRSTNICE  
AMPOSDRU



Fondul Social European  
POSDRU 2007-2013



Instrumente Structurale  
2007-2013



MINISTERUL  
EDUCAȚIEI  
NAȚIONALE  
OIPOSDRU



UNIVERSITAS  
GALATIENSIS

**Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați**

**Școala doctorală de inginerie**



# REZUMAT TEZĂ DE DOCTORAT

## CONTRIBUȚII PRIVIND COMPORTAREA STRUCTURILOR NAVALE OPTIMIZATE ÎN CONDIȚII DE VAL EXTREM

**Doctorand**

**Ing. Ionica Rubanenco**

**Conducător științific**

Prof.univ.dr.ing. Leonard Domnișoru

**Referenți științifici**

Prof.univ.dr.ing. Vasile Năstăsescu

Prof.univ.dr.ing. Anton Hadăr

Prof.univ.dr.ing. Costel Iulian Mocanu

**Seria I 6: Inginerie mecanică Nr. 2**

*Lucrare finanțată în cadrul proiectului TOP ACADEMIC POSDRU 107/1.5/S ID-76822 2010-2013*

**GALAȚI**

**2013**

Seriile tezelor de doctorat susținute public în UDJG începând cu 1 octombrie 2013 sunt:

**Domeniul ȘTIINȚE INGINEREȘTI**

Seria I 1: **Biotehnologii**

Seria I 2: **Calculatoare și tehnologia informației**

Seria I 3: **Inginerie electrică**

Seria I 4: **Inginerie industrială**

Seria I 5: **Ingineria materialelor**

Seria I 6: **Inginerie mecanică**

Seria I 7: **Ingineria produselor alimentare**

Seria I 8: **Ingineria sistemelor**

**Domeniul ȘTIINȚE ECONOMICE**

Seria E 1: **Economie**

Seria E 2: **Management**

**Domeniul ȘTIINȚE UMANISTE**

Seria U 1: **Filologie- Engleză**

Seria U 2: **Filologie- Română**

Seria U 3: **Istorie**

17449/17.07.2013

C ă t r e

Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați vă face cunoscut că în data de 15.11.2013, ora 9:00, în sala corp L Bazinul de Carene, va avea loc susținerea publică a tezei de doctorat intitulată: **”CONTRIBUȚII PRIVIND COMPORTAREA STRUCTURILOR NAVALE OPTIMIZATE ÎN CONDIȚII DE VAL EXTREM”**, elaborată de doamna/domnul **RUBANENCO IONICA**, în vederea conferirii titlului științific de doctor în domeniul de doctorat **Inginerie mecanică**.

Comisia de doctorat are următoarea componență :

- |                                  |   |
|----------------------------------|---|
| <b>1. Președinte</b>             | <b>Conf. univ. dr. ing. Mihaela AMORĂRIȚEI</b><br>Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați   |
| <b>2. Conducător de doctorat</b> | <b>Prof. univ. dr. ing. Leonard DOMNIȘORU</b><br>Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați    |
| <b>3. Referent oficial</b>       | <b>Prof. univ. dr. ing. Vasile NĂSTĂSESCU</b><br>Academia Tehnică Militară din București      |
| <b>4. Referent oficial</b>       | <b>Prof. univ. dr. ing. Anton HADĂR</b><br>Universitatea POLITEHNICA din București            |
| <b>5. Referent oficial</b>       | <b>Prof. univ. dr. ing. Costel-Iulian MOCANU</b><br>Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați |

Cu această ocazie vă transmitem rezumatul tezei de doctorat, și vă invităm să participați la susținerea publică. În cazul în care doriți să faceți eventuale aprecieri sau observații asupra conținutului lucrării, vă rugăm să le transmiteți în scris pe adresa universității, str. Domnească nr. 47, 800008 Galați, Fax: 0236 / 461353, e-mail: rectorat@ugal.ro.

Rector,

Prof. univ. dr. ing. Iulian Gabriel BÎNĂRȘAN





## Cuprins

	Pag. Rezumat	Pag. Teza
<b>Capitolul 1 – Introducere .....</b>	6	6
1.1 Actualitatea și importanța temei .....	6	6
1.2 Obiectivele tezei .....	6	6
1.3 Structura tezei .....	7	7
1.4 Mulțumiri.....	8	8
<b>Capitolul 2 – Stadiul actual privind calculul și construcția navelor maritime tip portcontainer .....</b>	10	10
2.1 Scurt istoric și avantajele transportului maritim containerizat .....	10	10
2.2 Cerințe constructive și de analiză structurală a navelor de tip portcontainer .....	11	12
<b>Capitolul 3 – Bazele teoretice pentru optimizarea și analiza structurii navelor maritime supuse la solicitări din valuri.....</b>	15	17
3.1 Elemente de optimizare a structurii corpului navei .....	15	17
3.2 Metode pentru analiza rezistenței generale și locale a corpului navei supus la solicitări din valuri echivalente cvasi- statice de întâlnire .....	17	20
3.2.1 Determinarea parametrilor de echilibrare în plan vertical la solicitarea din valuri echivalente cvasi-statice de întâlnire .....	17	20
3.2.2 Analiza rezistenței globale și locale a corpului navei pe modele 3D-FEM extinse pe zona compartimentelor de marfă .....	19	23
3.3 Metode pentru analiza liniară și neliniară a răspunsului dinamic la oscilațiile corpului navei .....	24	27
3.3.1 Determinarea funcțiilor de transfer la oscilațiile liniare verticale, de tangaj și ruluu, în valuri regulate .....	24	27
3.3.2 Determinarea răspunsului dinamic pe termen scurt la oscilațiile liniare ale navei în valuri neregulate și evaluarea condițiilor de navigație extreme .....	26	30
3.3.3 Analiza neliniară la oscilațiile navei cuplate în plan vertical.....	27	32
3.4 Metode pentru analiza răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei, cu solicitări din valuri neregulate de întâlnire ....	29	34
3.5 Analiza la oboseală a structurii corpului navei și estimarea preliminară a duratei de exploatare a navei la solicitări din valuri extreme .....	31	42

<b>Capitolul 4 – Validarea metodelor de analiză liniară și neliniară a oscilațiilor navei pe baza modelului experimental ITTC la bazinul de carene.....</b>	<b>35</b>	<b>46</b>
4.1 Descrierea modelului ITTC experimental și numeric redus la scară .....	35	46
4.2 Caracteristicile valului regulat generat în Bazinul de carene	37	48
4.3 Analiza experimentală a răspunsului dinamic la oscilații pentru modelul ITTC.....	38	50
4.4 Analiza numerică a răspunsului dinamic la oscilații pentru modelul ITTC.....	40	54
4.5 Concluzii privind validarea experimentală a modelului teoretic la analiza oscilațiilor navei .....	41	56
<b>Capitolul 5 – Stabilirea structurii inițiale și optimizate a navei tip portcontainer 1100 TEU inclusă în studiu .....</b>	<b>43</b>	<b>59</b>
5.1 Descrierea generală a navei portcontainer de 1100 TEU....	43	59
5.2 Dimensionarea structurii inițiale a corpului navei portcontainer 1100 TEU .....	44	61
5.3 Optimizarea structurii navei portcontainer 1100 TEU .....	46	63
5.4 Definirea cazurilor de încărcare semnificative pentru nava portcontainer 1100 TEU.....	50	70
<b>Capitolul 6 – Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei.....</b>	<b>51</b>	<b>73</b>
6.1 Analiza rezistenței generale a corpului navei tip portcontainer PC 1100 TEU, pe baza modelului de grindă echivalentă 1D .....	51	73
6.1.1 Cazul corpului navei cu structură inițială, la plină încărcare și încărcare intermediară, model 1D .....	51	73
6.1.2 Cazul corpului navei cu structură optimizată, la plină încărcare și încărcare intermediară, model 1D .....	54	78
6.2 Modelul numeric 3D-CAD/FEM al navei tip portcontainer PC 1100TEU pentru zona centrală a compartimentelor de marfă..	56	83
6.3 Analiza rezistenței generale și locale a corpului navei tip portcontainer PC 1100 TEU, pe baza modelului 3D-FEM extins pe zona compartimentelor de marfă.....	59	90
6.3.1 Cazul corpului navei cu structură inițială, la plină încărcare și intermediar, model 3D-FEM .....	60	90
6.3.2 Cazul corpului navei cu structură optimizată, la plină încărcare și intermediar, model 3D-FEM.....	63	99

6.4 Concluzii.....	67	109
<b>Capitolul 7 – Studiul răspunsului dinamic la oscilații în valuri neregulate, în cazurile structurii inițiale și optimizate a corpului navei portcontainer 1100 TEU.....</b>	71	113
7.1 Analiza oscilațiilor corpului navei cu structură inițială, cazurile de plină încărcare și intermediar .....	72	114
7.2 Analiza oscilațiilor corpului navei cu structură optimizată, cazurile de plină încărcare și intermediar .....	73	116
7.3 Concluzii .....	74	119
<b>Capitolul 8 – Studiul răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate al corpului navei cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă .....</b>	75	120
8.1 Analiza liniară și neliniară a răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei cu structură inițială, cazurile de plină încărcare și intermediar, având viteza navei de 18 Nd .....	77	122
8.2 Analiza liniară și neliniară a răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei cu structură optimizată, cazurile de plină încărcare și intermediar, având viteza navei de 18 Nd.....	81	136
8.3 Concluzii .....	86	150
<b>Capitolul 9 – Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă .....</b>	88	152
9.1 Analiza răspunsului hidroelastic al corpului navei cu structură optimizată, cazul de plină încărcare, cu viteza navei de 0÷20 Nd .....	88	152
9.2 Analiza răspunsului hidroelastic al corpului navei cu structură optimizată, cazul de încărcare intermediară, cu viteza navei de 0÷20Nd	95	167
9.3 Concluzii .....	101	181
<b>Capitolul 10 – Studiul influenței vibrațiilor și a variației vitezei navei asupra rezistenței la oboseală a corpului navei, cu structura inițială și optimizată, precum și evaluarea duratei de exploatare a navei .....</b>	104	184
10.1 Determinarea coeficienților de corelare între modelele 3D/1D pentru detaliile structurale cu concentratori de tensiune semnificativi .....	104	184
10.2 Analiza rezistenței la oboseală a corpului navei cu structură inițială în cazul răspunsului dinamic de joasă și înaltă frecvență (oscilații și vibrații), având viteza constantă de 18 Nd.....	106	186

10.3 Analiza rezistenței la oboseală a corpului navei cu structură optimizată în cazul răspunsului dinamic de joasă și înaltă frecvență (oscilații și vibrații), având viteza constantă de 18 Nd .....	108	192
10.4 Analiza rezistenței la oboseală a corpului navei cu structură optimizată în cazul răspunsului dinamic de joasă și înaltă frecvență (oscilații și vibrații), considerând variația vitezei navei (0÷18 Nd) funcție de starea mării conform metodei ABS .....	110	198
10.5 Analiza rezistenței la oboseală a corpului navei cu structură optimizată în cazul răspunsului dinamic de joasă și înaltă frecvență (oscilații și vibrații), considerând variația vitezei navei (0÷18 Nd) funcție de starea mării conform metodei CENTEC.....	112	204
10.6 Concluzii.....	118	214
<b>Capitolul 11 – Concluzii finale și contribuții personale.....</b>	120	216
11.1 Concluzii finale .....	120	216
11.2 Contribuții personale .....	128	224
<b>Bibliografie.....</b>	131	227
<b>Anexe.....</b>	-	236
Anexa 1. Codul program pentru analiza rezistenței generale a corpului navei pe baza metodei iterative a grinzii echivalente 1D.	-	236
Anexa 2. Procedurile dezvoltate pentru analiza rezistenței generale și locale a corpului navei cu modele 3D-FEM extinse pe trei magazinei.....	-	240
Anexa 3. Codurile program pentru analiza răspunsului dinamic la oscilațiile corpului navei pe termen scurt în valuri neregulate....	-	244
Anexa 4. Codul program pentru analiza spectrală cu Transformata Fourier Rapidă sau Directă a funcțiilor de timp ale răspunsului dinamic....	-	262
Anexa 5. Fișierele cu date de intrare pentru modelele 1D și 3D-FEM..	-	265
<b>Listă table și figuri .....</b>	-	273
<b>Listă publicații proprii .....</b>	-	298
<b>Curriculum vitae .....</b>	-	301

# Capitolul 1

## INTRODUCERE

### 1.1 Actualitatea și importanța temei

În prezent, proiectarea structurilor navale include etape de optimizare structurală, ce consideră în mod standard doar solicitările statistice, echivalente cvasi-stactice din valuri, conform normelor societăților de clasificare internaționale navale (IACS 2005-2012, GL 2011, BV 2011, ABS 2012). Din analiza avariilor structurale înregistrate de către societățile de clasificare internaționale la navele aflate în exploatare, un procent semnificativ se datorează în continuare utilizării unor modele simplificate pentru evaluarea solicitărilor din valuri echivalente cvasi-stactice în proiectarea curentă, ce nu țin cont de solicitările locale extreme din șoc hidrodinamic (slamming) și globale din vibrații induse de valuri (wipping, springing), specifice navelor cu corp elastic și rapide. Pentru a crește gradul de încredere în siguranța în exploatare prognozată a structurilor navale optimizate prin proceduri standard, se impune studierea comportării acestora în cazuri reale de navigație în valuri neregulate extreme (ISSC, 2012), ce se constituie în obiectivul principal al acestei teze.

### 1.2 Obiectivele tezei

Obiectivul general al tezei este studiul comparativ al rezistenței locale și globale a unei nave maritime în două variante constructive, cu structură optimizată și cea inițială din proiectul preliminar al corpului navei, supusă la solicitări din valuri extreme neregulate.

Pentru studiu considerăm o navă maritimă din clasa portcontainer de tip feeder 1100 TEU, cu viteza de 18 noduri și lungimea maximă de 173,42 m >150 m, având un corp cu structură elastică ce este sensibil la solicitările hidroelastice din valuri și cu forma prova-pupa ce pot constitui integratori semnificativi ai șocului hidrodinamic indus de mișcările navei în valuri extreme.

Cercetarea științifică din cadrul tezei a fost dezvoltată având la bază următoarele obiective specifice:

- Stadiul actual al cerințelor constructive internaționale pentru navele maritime tip portcontainer și identificarea tipurilor de analize necesare evaluării siguranței structurale în exploatare.
- Optimizarea structurală în zona centrală a compartimentelor de marfă a unei nave portcontainer, considerând ca funcție obiectiv minimum masei corpului de oțel pe unitatea de lungime, cu restricții geometrice constructive și de rezistență locală și globală structurale conform normelor societăților de clasificare navale, cum ar fi tensiunile admisibile față de limita de curgere a materialului și tensiunile critice la pierderea stabilității elementelor structurale. Modelul structural se consideră intact, în cazul de plină încărcare, supus la solicitări locale din masa corpului de oțel, a echipamentelor de bord și cea a containerelor cu marfă, precum și solicitări globale echivalente cvasi-stactice din valuri conform normelor navale. Suplimentar fiecare versiune structurală este verificată prin criteriul momentului încovoietor ultim.
- Studiul comparativ al rezistenței generale și locale a corpului navei, cu structură inițială și optimizată, pe modele structurale prin metoda elementului finit, tridimensionale 3D-FEM, extinse pe trei compartimente de marfă din zona centrală, cu două cazuri de încărcare, plin și intermediar fără containere pe punte, supuse la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice. Condițiile de margine și încărcările din solicitările globale se obțin pe baza modelului echivalent de grindă elastică a corpului navei, astfel încât din analiza modelului 3D-FEM să se obțină concentratorii de tensiune în principalele elemente structurale. Modelul structural 3D-FEM este dezvoltat doar în zona centrală a corpului navei, deoarece corespunde zonei optimizate structural și a solicitărilor maxime din valuri extreme.

- Studiul comparativ al solicitărilor dinamice induse în corpul navei portcontainer, cu structura corpului inițială și optimizată, din valuri neregulate extreme de întâlnire, ce include atât componente de joasă frecvență, oscilații, cât și de înaltă frecvență, vibrații. Deoarece navele portcontainer au pierderi mari de viteză în valuri extreme, acest studiu va pune în evidență corelația dintre răspunsul structural și diverse scenarii de variație a vitezei navei funcție de intensitatea mării. Acest studiu implică modele de analiză deterministe liniare și neliniare, urmate de o analiză statistică pe termen scurt pentru determinarea răspunsului structural statistic semnificativ.
- Studiul rezistenței la oboseală a navei portcontainer prin metoda factorului cumulativ de deteriorare și histograma pe termen lung a înălțimi semnificative a valului corespunzătoare unei stări mediate a arealelor de navigație, cu considerarea mai multor scenarii privind dependența dintre viteza navei și intensitatea pe termen scurt a mării. Acest studiu permite analiza comparativă a rezistenței la oboseală a navei portcontainer, cu structură inițială și optimizată, punând în evidență influența componentelor din vibrații generale și a variației vitezei navei funcție de intensitatea valurilor.

### 1.3 Structura tezei

Pentru realizarea obiectivului general și a obiectivelor specifice prezentate în subcapitolul anterior, teza este structurată în 11 capitole și anexe, după cum urmează:

În capitolul 1 sunt incluse actualitatea și importanța temei, obiectivele și structura tezei.

În capitolul 2 se include un scurt istoric și avantajele transportului mărfurilor cu nave portcontainer, urmată de o sinteză a principalelor cerințe constructive și stadiul actual al analizei structurale a navelor portcontainer, precum și direcțiile proprii de studiu în cadrul tezei.

În capitolul 3 se prezintă fundamentele teoretice pentru metode de optimizare structurală, metode de analiză structurală pe modele extinse parțial pe lungimea corpului navei cu solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice, metode de analiză a răspunsului dinamic pe termen scurt la solicitări dinamice din valuri extreme, având viteza navei variabilă funcție de intensitatea mării, metode de analiză pe termen lung a rezistenței la oboseală.

În capitolul 4 se prezintă validarea experimentală la bazinul de carene de la Facultatea de Arhitectură Navală din Galați a modelelor de analiză liniară și neliniară ale răspunsului dinamic la oscilațiile cuplate ale navei în plan vertical, pe baza unui model tip ITTC redus la scară, corp navă alungit ( $L/B > 6$ ), analog clasei navelor portcontainer.

În capitolul 5 se prezintă caracteristicile navei portcontainer de 1100 TEU ce constituie studiul de caz în capitolele următoare, dimensionarea preliminară a structurii corpului navei conform normelor societăților de clasificare navale, optimizarea structurii în zona centrală a compartimentelor de marfă, definirea cazurilor de încărcare cu marfă în containere.

În capitolul 6 se prezintă studiul comparativ al rezistențe generale și locale a navei tip portcontainer de 1100 TEU pentru cele două variante constructive, cu structură inițială și optimizată, pe baza modelelor dezvoltate prin metoda elementului finit, 3D-FEM extins pe zona centrală a compartimentelor de marfă, supuse la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice. Gradul de discretizare a modelului 3D-FEM este fin, astfel încât din acest studiu se pot obține concentratorii de tensiune în elemente structurale semnificative ale corpului navei.

În capitolul 7 se prezintă studiul comparativ al răspunsului dinamic pe termen scurt la oscilațiile navei portcontainer de 1100 TEU în valuri neregulate pentru cele două variante constructive, cu structură inițială și optimizată, pe baza evaluării criteriilor de siguranță la navigație, formulate în amplitudini ale mișcărilor și accelerațiilor pe verticală, tangaj și ruli.

În capitolul 8 se prezintă studiul comparativ al răspunsului dinamic pe termen scurt hidroelastic, liniar și neliniar, cu componente de oscilații și vibrații, ale navei portcontainer de 1100 TEU, cu structura inițială și optimizată, în valuri extreme neregulate de întâlnire, în ipoteza că viteza de navigație a navei rămâne constantă la valoarea de referință de 18 noduri.

În capitolul 9 se prezintă influența variației vitezei masei portcontainer de 1100 TEU în gama 0-20 noduri, asupra răspunsului hidroelastic pe termen scurt, în valuri neregulate atât pe componentele de joasă frecvență, oscilații, și de înaltă frecvență, vibrații. Astfel se obțin rezultate comparative pentru cele două variante constructive, ale navei cu structură inițială și optimizată, privind sensibilitatea răspunsului dinamic la variația vitezei cu intensitatea mării.

În capitolul 10 este inclus studiul influenței componente de vibrație din răspunsul hidroelastic și a variației vitezei navei funcție de intensitatea mării, cu mai multe scenarii, asupra rezistenței la oboseală pe termen lung a structurii corpului navei portcontainer de 1100 TEU. Astfel se realizează un studiu comparativ între cele două variante constructive ale navei, cu structură inițială și optimizată, privind estimarea duratei de exploatare a corpului navei în condiții de siguranță într-o perioadă de referință de 20 ani. Rezultatele acestui studiu evidențiază faptul că varianta optimizată, având ca principal avantaj masa mai redusă a corpului de oțel pe unitatea de lungime, pierde din punct de vedere al rezistenței în exploatare în comparație cu varianta preliminară neoptimizată.

În capitolul 11 sunt incluse concluziile finale și contribuțiile personale dezvoltate în cadrul cercetării din prezenta teză.

În Figura 1.1 este inclusă schema logică a cercetărilor corespunzătoare obiectivelor tezei.

## 1.4 Mulțumiri

La realizarea tezei, am beneficiat de sprijinul permanent al domnului prof.univ.dr. ing. Leonard Domnișoru, conducătorul științific al lucrării, căruia îi aduc, pe această cale, cele mai sincere mulțumiri pentru îndrumarea și sugestiile de un real folos în elaborarea tezei, pentru exigența manifestată față de lucrare, pentru motivarea mea în depunerea eforturilor necesare, pentru cercetarea științifică dezvoltată în cadrul tezei.

Doresc să mulțumesc domnilor prof. univ. dr. ing. Carlos Guedes Soares și prof. univ. dr. ing. Yordan Garbatov pentru tot sprijinul acordat pe perioada stagiului de internship la Instituto Superior Tecnico, Lisboa, din Portugalia unde am abordat metodele de analiză pe termen lung la oboseală a structurilor navale.

Aduc mulțumiri domnului prof. univ. dr. ing. Philippe Rigo pentru tot sprijinul acordat pe perioada stagiului de internship la Universite de Liege, Belgium, unde am abordat metodele de optimizare a structurilor navale și am dezvoltat modele cu aplicația LBR5, cod program dezvoltat la Universite de Liege, din Belgia.

Doresc să aduc mulțumiri domnului prof. univ. dr. ing. Obreja Dan Constantin de la Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați, pentru tot sprijinul acordat la realizarea experimentului în cadrul bazinului de carene, pentru analiza oscilațiilor în plan vertical pe un model de test tip ITTC.

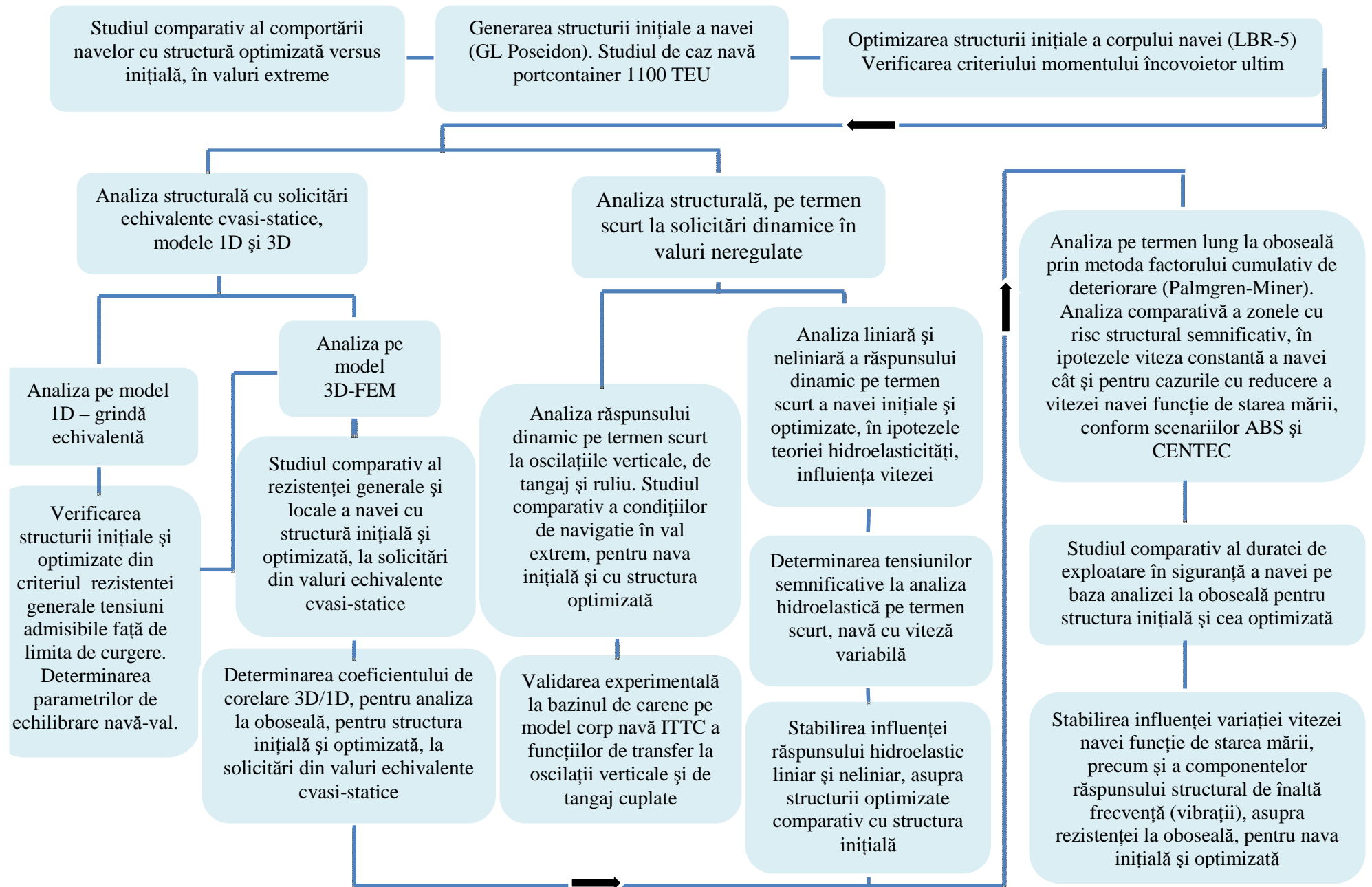
De asemenea, îmi exprim mulțumirile pentru comisia de tutori, prof. univ. dr. ing. Costel Iulian Mocanu, prof. univ. dr. ing. Dragomir Dumitru, conf. univ. dr. ing. Gabriel Popescu, conf. univ. dr. ing. Daniel Pitulice, pentru tot sprijinul acordat pe perioada stagiului doctoral, 2010-2013.

Elaborarea acestei teze a fost realizată cu suportul financiar al proiectului POSDRU cod 107/1.5/S ID-76822 2010-2013 - Eficientizarea activității studenților din cadrul ciclului de studii doctorale- TOP ACADEMIC.

Mulțumesc familiei mele, în mod deosebit mamei mele pentru atenția, îndrumarea, dragostea și iubirea acordate de-a lungul întregii mele vieți precum și fratelui meu pentru că mi-a inspirat dragostea pentru domeniul arhitecturii navale.

În încheiere, mulțumesc tuturor profesorilor mei, care mi-au dăruit din cunoștințele lor și care au clădit în mine dragostea și respectul pentru muncă, însuflându-mi curiozitatea vie de a căuta mereu adevărul.

Figura 1.1. Schema logică a cercetării științifice dezvoltate în cadrul tezei





# Capitolul 2

## STADIUL ACTUAL PRIVIND CALCULUL ȘI CONSTRUCȚIA NAVELOR MARITIME TIP PORTCONTAINER

În prima parte a acestui capitol se prezintă un scurt istoric și avantajele transportului mărfurilor containerizate. În partea a doua a capitolului se prezintă o sinteză a principalelor cerințe constructive și stadiul actual al analizei structurale a navelor portcontainer, precum și direcțiile proprii de studiu vizate conform cu obiectivele tezei.

### 2.1 Scurt istoric și avantajele transportului maritim containerizat

Transportul maritim se realizează de mii de ani, marfa fiind depozitată în vrac, butoaie, saci și lăzi de lemn, ceea ce a condus mult timp la proceduri de încărcare și descărcare lente, până în secolul XX.

Dezvoltarea economică și diversificarea schimburilor economice internaționale din secolul XX au condus la necesitatea găsirii unor mijloace noi de scurtare a timpului de operare a mărfurilor în port.

Încă din anii 30 s-a ajuns la concluzia că o cutie metalică în care să se depoziteze diverse mărfuri, pretabilă în același timp la transportul cu mijloace terestre, rutiere și cale ferată, dar și pe mare, ar reduce semnificativ timpul de încărcare-descărcare la operarea navelor în porturi. Transportul maritim containerizat a fost pus în practică pentru prima dată în 1965, pe rute ce legau New-York-ul cu state din sud, procedeu ce la scurt timp s-a generalizat la nivel internațional.

Deși începând cu anii 60 s-au dezvoltat mai multe tipuri de containere, pentru a asigura interoperativitatea la scară internațională între liniile maritime, operatorii feroviari, rutieri și cei portuari, din America, Europa și Asia, la începutul anilor 70 au fost introduse primele standarde ISO privind containerele. În prezent, exceptând mărfurile în vrac, cum ar fi produsele petroliere, minereuri, etc., peste 90% din transportul naval, maritim și fluvial este containerizat.

Navele portcontainer pot fi clasificate după capacitatea de containere transportate (TEU) în patru tipuri principale, prezentate în Tabelul 2.1 (GL, 2011).

Tabelul 2.1 Clasificarea navelor portcontainer maritime după capacitatea containerelor transportate (TEU)

Nr.	Tip	TEU	$L_{max}$ [m]	B [m]	d [m]
1	Feeder	500 - 3000	110 - 225	17 - 31	6,5 – 12,5
2	Panamax	3001 - 5000	200 - 300	32,2	11,5 – 13,5
3	Post-Panamax	5001 – 14 000	300 - 375	40 - 50	14,5 – 15,5
4	Super portcontainer	>14 000	> 380	50 - 60	15 - 16

unde: TEU este numărul de containere transportate la plină încărcare,  $L_{max}$ , B, d sunt lungimea maximă, lățimea și pescajul mediu la plină încărcare a navei portcontainer.

În timp ce portcontainererele de tipul 2- 4, cu capacitate mai mare de 3000 TEU nu au în dotare echipamente pentru manevra containerelor la bord și necesită amenajări portuare specializate (Figura 2.3), navele portcontainer de tip 1, feedere, au la bord macarale proprii pentru încărcare și descărcarea containerelor, putând opera și în porturi fără terminale specializate pentru containere (Figura 2.2).



Figura 2.2 Navă ce operează în port cu propriile macarale de la bord (<http://www.delmas.com>)



Figura 2.3 Navă ce operează în port cu dotări specifice-terminalul de containere portul Shanghai (<http://www.hapag-lloyd.com>)

Tabelul 2.2 Caracteristicile și dimensiunile principale ale containerelor de 20' și 40'

	Container 20'		Container 40'	
Lungimea interioară	19'4"	5,89 m	39'5"	12,01 m
Lățimea interioară	7'8"	2,33 m	7'8"	2,33 m
Înălțimea interioară	7'10"	2,38 m	7'10"	2,38 m
Lățimea uși containerului	7'8"	2,33 m	7'8"	2,33 m
Înălțimea uși containerului	7'6"	2,28 m	7'6"	2,28 m
Capacitate containerului	1,172 ft <sup>3</sup>	33,18 m <sup>3</sup>	2,398 ft <sup>3</sup>	67,67 m <sup>3</sup>
Masa containerului	4,916 lb	2,229 kg	8,160 lb	3,701 kg
Masa maximă transportată	47,999 lb	21,727 kg	59,040 lb	26,780 kg

## 2.2 Cerințe constructive și de analiză structurală a navelor tip portcontainer

Construcția navelor portcontainer este reglementată la nivel internațional prin codurile de proiectare ale diverselor societăți de clasificare navale, Germanischer Lloyd (GL, 2011), Bureau Veritas (BV, 2010), Det Norske Veritas (DNV, 2010) American Bureau of Shipping (ABS, 2012), etc., ce au converș în ultimii ani la cerințe comune în ceea ce privește construcția și mentenanța acestor nave (IACS, 2005, 2012).

În cele ce urmează considerăm din punct de vedere constructiv navele portcontainer de tip Feeder și Panamax (Tabelul 2.1) având planul general de amenajare tipic prezentat în Figura 2.5.

Aceste nave sunt construite în zona compartimentelor de marfă în sistem longitudinal de osatură, cu o singură punte, cu dublu fund și dublu bordaj, capabile să transporte containere standard în magazinele de marfă, pe punte și ramele gurilor de magazie, inclusiv pe puntea principală de la pupa navei. În Figura 2.6 se prezintă elementele structurale constituente ale unei magazii de la o navă portcontainer de tip Feeder și Panamax.

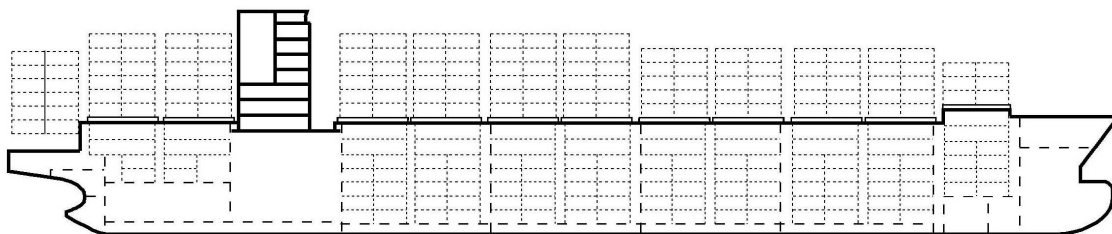


Figura 2.5 Plan general de amenajare standard al navelor portcontainer tip Feeder sau Panamax (IACS, 2005)

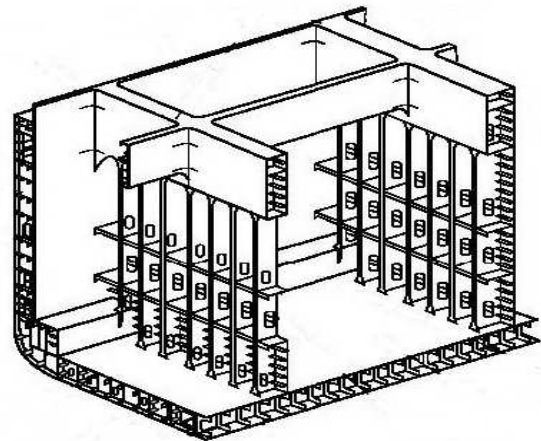


Figura 2.6 Elementele structurale constituente ale unei magazii de la o navă portcontainer de tip Feeder sau Panamax (IACS, 2005)

În cele ce urmează prezentăm în sinteză stadiul actual al tipurilor de analiză ce vor fi abordate în cadrul tezei pentru evaluarea siguranței structurale a navelor portcontainer cu structură inițială și optimizată. De asemenea, sunt incluse și direcțiile de studiu personale ce vor fi abordate în conformitate cu obiectivele specifice fixate prin tematica tezei.

Proiectarea structurilor navale a fost realizată până în anii 70 în mod exclusiv pe baza regulilor societăților de clasificare navale, dezvoltate în principal pe experiența acumulată la proiectele anterioare, cât și pe modelele de calcul simplificate de rezistență locală și generală (Popovici, 1984).

Optimizarea structurală a fost implementată în proiectarea navală, a structurilor navale complexe, odată cu creșterea capacităților de transport și a facilităților de analiză numerică, având ca deziderat reducerea consumului de material și asigurarea siguranței structurale la limita criteriilor impuse de normele construcțiilor navale (ISSC, 2012).

Primele programe complexe de optimizare a structurilor navale au fost dezvoltate de către Hughes, cu versiunile consecutive AUSTROSHIP (Hughes & Mistree, 1977), SHIPOPT (Hughes, 1981, 1985), MAESTRO (Hughes, 1987, 1988). Aceste programe au ca funcție obiectiv în principal minimum masei de oțel pentru o zonă structurală din corpul navei, cu restricții constructive, din criterii de rezistență locală, tensiuni admisibile față de limita de curgere a materialului, tensiuni critice la pierderea stabilității, restricții de rezistență globală exprimate prin momentul de inerție și modulele de rezistență la punte și fund minime necesare ale grinzii echivalente a corpului navei, conform cu normele societăților de clasificare navale. De asemenea au fost dezvoltate programe de optimizare care pe lângă funcția obiectiv a minimumului masei au și opțiunea de optimizare din punct de vedere a costurilor de fabricație a unei secții de navă (Ennis 1998, Rigo 2001). În cadrul tezei, optimizarea structurală va fi abordată cu programul LBR-5 (Rigo, 2009 - 2010), având ca funcție obiectiv minimum masei secțiunilor din zona centrală, cu satisfacerea criteriilor de rezistență locală și generală conform normelor Germanischer Lloyd (GL, 2009 ÷ 2011). De asemenea, fiecare variantă constructivă va fi verificată suplimentar și pe baza criteriului momentului încovoietor ultim implementat în aplicația Poseidon ND. (GL, 2009 ÷ 2011), ce ține cont de comportarea de ansamblu la pierderea stabilității a planșeelor longitudinale constituente ale grinzii corpului navei.

Pentru evaluarea practică a structurilor navale, în orice fază a proiectării, din punct de vedere a criteriilor de rezistență generală și locală în raport cu limita de curgere a materialului, au fost dezvoltate diverse modele de analiză structurală, supuse la solicitări echivalente cvasi-stactice din valuri și apă calmă, conform normelor societăților de clasificare navale (GL, 2011; BV, 2010; DNV, 2010 - 2011; ABS, 2012).

În mod curent analiza rezistenței generale se realizează folosind modelul grinzii elastice echivalente 1D a corpului navei (Hughes, 1988, `Mansour & Lin, 2008, Popovici & Domnișoru, 2001), ce permite obținerea tensiunilor globale maxime, normale și tangențiale, ce se verifică pe baza valorilor admisibile prescrise de normele navale, precum și calculul deformațiilor globale ale grinzii navă. Acest model are ca principal dezavantaj imposibilitatea includerii detaliilor structurale, respectiv evaluarea concentratorilor de tensiune.

Evoluția tehnicii de calcul a permis ca și în domeniul analizei structurilor navale să se dezvolte modelele structurale tridimensionale bazate pe metoda elementului finit 3D-FEM, ce pot pune în evidență concentratorii de tensiune în elementele structurale constituente.

În cazul când structura corpului navei este complet definită, caracteristic etapelor finale de proiectare, modelelor de analiză structurală prin metoda elementului finit sunt extinse pe toată lungimea navei, cu solicitări echivalente cvasi-stactice din valuri și apă calmă (Rozbicki, Das Purnendu, Crow, 2001; Domnișoru ș.a., 2005; Tetsuya, 2003; Mirciu, 2012). Pentru aceste modele se pot aplica proceduri de echilibrare directă în valurile echivalente cvasi-stactice, pun în evidență tensiunile locale extreme de la extremitățile navei, precum și cele globale-locale din zona centrală a compartimentelor de marfă. Principalul dezavantaj al acestor modele 3D-FEM complet extinse pe lungimea navei este că nu pot fi utilizate pentru analiza structurilor în faza de proiect preliminar, implicând resurse de calcul considerabile și necesitatea dezvoltării unor modele suplimentare de detaliu, cu discretizare mai fină, pentru evaluarea factorilor concentratorilor de tensiune cu acuratețea corespunzătoare.

Pentru analiza structurilor ce vizează în principal tensiunile maxime produse de solicitările globale din valuri, ce se înregistrează în zona centrală a compartimentelor de marfă, mult mai adecvate sunt modelele de analiză structurală prin metoda elementului finit 3D-FEM extinse parțial pe lungimea navei, de regulă pe 2-3 magazii, asigurându-se astfel posibilitatea creșterii densității rețelei de discretizare a modelului și asigurarea preciziei necesare pentru evaluarea factorilor concentratorilor de tensiune fără modele suplimentare (Lehmann, 1998; Domnișoru, 2001; Servis, ș.a., 2003; Mansour & Lin, 2008).

În cadrul tezei, analiza structurală comparativă a navei în varianta cu structură inițială și optimizată, ce vizează zona compartimentelor de marfă, va fi realizată pe modele extinse pe trei magazine de marfă din zona centrală a navei, folosind proceduri proprii ce preiau condițiile de echilibru ale navei pe modele 1D în valuri echivalente cvasi-stactice sau apă calmă determinate și le aplică pe modelele 3D-FEM parțial extins pe lungimea navei. Astfel, se asigură o modelare de calitate atât pentru solicitările globale din valuri echivalente cvasi-stactice, cât și a detaliilor structurale pentru evaluarea concentratorilor de tensiune.

Pentru a pune în evidență solicitările hidrodinamice extreme din valuri neregulate, aleatoare, este necesar ca răspunsul structural să se determine prin analize dinamice în locul analizelor cu solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice.

În mod uzual analizele dinamice, indiferent de tipul navei, vizează obținerea răspunsului dinamic la oscilațiile corpului navei (analiza la seakeeping), cu frecvențe de ordinul 0,1 – 0,2 Hz, la mișcările cuplate pe direcție verticală și tangaj, respectiv la ruli (Bhattacharyya, 1978; Shacham & Weller, 1986; Voitkunski, 1985; Faltinsen, 1993; Bertram, 2000; Domnișoru, 2001; Bidoaie & Ionaș, 1998; Fonseca & Guedes Soares, 2005; ITTC, 2011). În abordarea liniară se obțin funcțiile de transfer pe componentele de oscilație, cu soluție în domeniul frecvențelor pentru fiecare componentă a valului, urmată de o analiză pe termen scurt statistică considerând starea mării descrisă prin funcțiile densitatea spectrală de putere tip ITTC, ISSC, etc. din studii oceanografice (IACS, 2000; ITTC, 2011; ISSC, 2012). Într-o abordare neliniară, răspunsul dinamic se obține prin integrare directă în domeniul timp, permițând includerea și a șocului hidrodinamic (slamming) precum și a neliniarităților geometrice ale carenei navei (Guedes Soares, 1999; Domnișoru, 2006).

În cazul navelor cu structura corpului elastică, având frecvența la vibrații proprii în plan vertical de ordinul 0,5 – 2 Hz, atunci este necesar ca răspunsul dinamic să se determine prin teoria

hidroelasticității, cu componente de joasă frecvență, oscilații, și de înaltă frecvență, vibrații generale pe primele moduri proprii (Bishop & Price, 1979; Jensen & Dogliani, 1993; Domnișoru, 1998; Hirdaris, Price & Temarel, 2003; Jensen & Pedersen, 2009; Ozsoysal, 2004; Tuitman, 2010; Rubanenco ș.a., 2013).

Analiza hidroelastică, liniară și neliniară, permite obținerea răspunsului dinamic stabilizat la oscilații și vibrații (springing), precum și cel tranzitoriu (whipping), înregistrat în cazul condițiilor extreme de navigație.

În cadrul tezei analiza dinamică a răspunsului corpului navei la solicitări din valuri extreme va include ambele modele, analiza la seakeeping cu componente doar din oscilații cu criterii de navigație limită pe componentele de mișcare, analiza hidroelastică cuplată cu o analiză statistică pe termen scurt pentru obținerea tensiunilor semnificative maxime ca date de intrare pentru analiza la oboseală. Spre deosebire de abordările standard, când răspunsul dinamic hidroelastic se obține considerând constantă viteza navei, în studiu vom considera variația vitezei navei funcție intensitatea mării, pe baza unor scenarii din literatura de specialitate, rezultate din studii pe serii de nave portcontainer (ABS, 2010; Corak, Parenov, Guedes Soares, 2013). Astfel, studiul din teză va putea, într-o abordare cât mai apropiată de realitate, să pună în evidență diferențele dintre varianta cu structura inițială și cea optimizată, din punct de vedere al răspunsului dinamic pe termen scurt. Pentru realizarea studiului răspunsului dinamic vor fi utilizate module program proprii ce completează pachetul de programe DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), inclusiv cu validarea experimentală a acestor module program.

Pe durata de exploatare a navei, de regulă minim 20 ani, condițiile de navigație sunt diverse, înregistrându-se mai multe situații când starea mării pe termen scurt are condiții extreme (Bertram, 2000; Domnișoru, 2001, Parunov ș.a., 2011; ISSC, 2012). Pentru a putea estima durata de exploatare în siguranță a structurilor navale este necesar să se studieze comportarea pe termen lung a navei, considerând descrierea mării prin diagrame de împrăștiere și histograme ale înălțimi semnificative a valului din înregistrări oceanografice pe termen lung, (Price, Bishop, 1974; Hughes, 1988; Petershagen H., Fricke W., Massel, 1991; Fricke, 2002; Fricke, Kahl, 2005; Wang, 2010; Domnișoru, Chirică, 2011; GL, 2010-2011; BV, 2010; DNV, 2010; ABS, 2012; Cramer, Loseth, Olaisen, 1995)

În cadrul tezei, studiul rezistenței la oboseală pe termen lung este realizat prin metoda factorului cumulativ de deteriorare Palmgren-Miner (GL, 2011), pe baza tensiunilor maxime semnificative obținute la analizele dinamice pe termen scurt în valuri extreme și a concentratorilor de tensiune obținuți la analizele structurale pe modele 3D-FEM. Pentru descrierea stării mării pe termen lung într-un areal cât mai extins se va utiliza histograma înălțimi semnificative a valurilor mediate pe mai multe areale de navigație (GL, 2011; DNV, 2010).

Din acest studiu al rezistenței la oboseală rezultă un criteriu sintetic de evaluare a siguranței în exploatare a structuri corpului navei, durata de exploatare funcție de următorii parametri: varianta constructivă (inițial și optimizat), componentele răspunsului dinamic (oscilații și vibrații), tipul concentratorilor de tensiune (mai multe detalii structurale), variația vitezei funcție de intensitatea valurilor neregulate extreme (starea mării).

În capitolele următoare se prezintă studiul comparativ al comportării unei nave portcontainer de tip feeder de 1100 TEU supusă la solicitări din valuri extreme, cu rezultatele semnificative publicate într-un număr de 21 de articole și 4 lucrări prezentate la simpozioane.

# Capitolul 3

## BAZELE TEORETICE PENTRU OPTIMIZAREA ȘI ANALIZA STRUCTURII NAVELOR MARITIME SUPUSE LA SOLICITĂRI DIN VALURI

În acest capitol se prezintă fundamentele teoretice pentru analizele din cadrul tezei, după cum urmează: elemente privind optimizarea structurală navală, metode de analiză a rezistenței generale și locale a structurii corpului navei cu modele 3D-FEM extinse pe zona centrală a compartimentelor de marfă și modele 1D de grindă echivalentă, supuse la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice de întâlnire; studiul răspunsului dinamic la solicitării din valuri regulate și neregulate de întâlnire, la oscilații prin teoria de seakeeping, la oscilații și vibrații prin teoria hidroelasticității, cu determinarea valorilor statistice pe termen scurt, ținând cont de parametrii: starea mării, viteza navei și unghiul de incidență navă-val; metode de analiză pe termen lung a rezistenței la oboseală cu tensiuni semnificative din oscilații și vibrații ale corpului navei și starea mării descrisă prin diagrame de împrăștiere din studii oceanografice.

### 3.1 Elemente de optimizare a structurii corpului navei

În cazul proiectării navale tehnicile de optimizare se aplică în principal pentru structura din zona centrală a corpului navei, unde solicitările globale sunt dominante, având ca funcție obiectiv minimum masei pe unitatea de lungime, cu satisfacerea criteriilor limită de rezistență generală și locală a elementelor structurale constituente.

O problemă de optimizare admite următoarea formulare generală din punct de vedere matematic:

- variabilele problemei fizice  $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\} \in \mathbb{R}^n$ ,
- funcția obiectiv pentru variabilele  $X \in \mathbb{R}^n$ ,

$f: D \subset \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$  pentru care să se determine minimumul funcției:

$$X^* \in D \subset \mathbb{R}^n \quad f(X^*) = \min_{X \in D} f(x) = f^*, \quad (3.2)$$

- restricțiile funcției obiectiv, ce definesc domeniul de calcul al valorilor admisibile ale variabilelor problemei de optimizare,

$$D = \{X \in \mathbb{R}^n \mid C_i(x) = 0, \quad i = 1, p; \quad C_i(x) \geq 0, \quad i = p, m\}, \quad (3.3)$$

unde:  $C_i: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$ ,  $i = 1, m$  reprezintă funcțiile restricții, egalității și inegalități pentru cele  $n$  variabile  $X \in \mathbb{R}^n$ .

Prin definiție soluția  $X^*$  a unei probleme de optimizare reprezintă un minim global dacă este îndeplinită condiția:

$$f(X^*) \leq f(X), \quad \forall X \in D \subset \mathbb{R}^n, \quad (3.4)$$

respectiv  $X^*$  reprezintă un minim local a problemei de optimizare dacă relația (3.4) este verificată doar într-o vecinătate a lui  $X^*$ . În cazul când funcția obiectiv  $f$  și domeniul de definiție  $D$  sunt convexe, atunci orice minim local al unei probleme de optimizare convexă este un minim global.

Problemele de optimizare pot fi clasificate ținând cont de complexitatea funcțiilor obiectiv și a restricțiilor astfel:

- probleme de optimizare liniare, cu funcția obiectiv și restricțiile liniare;
- probleme de optimizare pătratică, cu funcția obiectiv pătratică și restricțiile liniare;
- probleme de optimizare fără restricții;
- probleme de optimizare cu restricții liniare;
- probleme de optimizare cu restricții neliniare



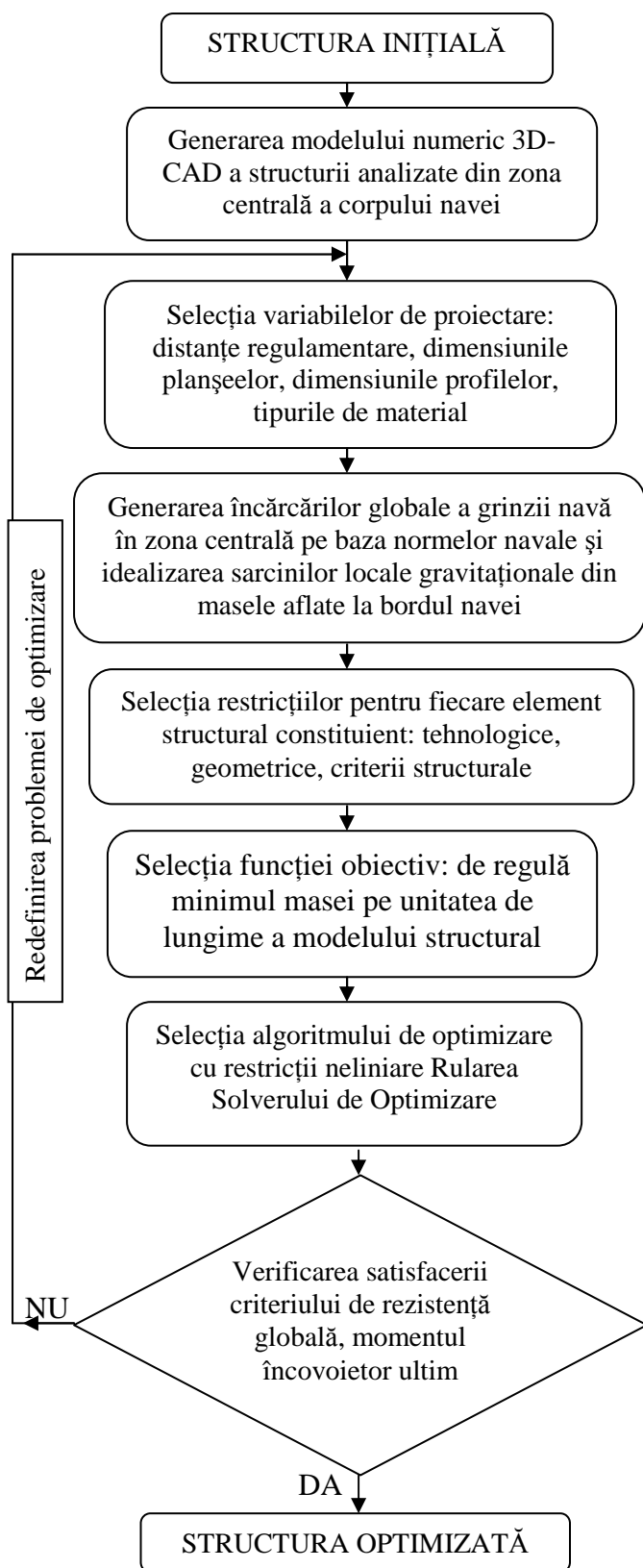


Figura 3.1. Schema logică de principiu pentru o problemă de optimizare aplicată structurilor navale

Pentru probleme de optimizare, pe baza literaturii de specialitate (Fletcher 1981, Vanderplaats 1984, Luenberger 2004, Hafika 1992, Ionaș, Domnișoru, Gavrilescu, Dragomir 1999, Trandafir 2004), funcție de complexitatea analizei, se pot utiliza diverse metode de căutare a soluției optime: metoda simplex, metoda gradientului optimal (Cauchy), metoda gradientilor conjugați (Hestenes și Stiefel), metode de optimizare cu funcții de penalizare, algoritmul Colin, etc.

În cazul structurilor navale, problema de optimizare este definită ca o problemă de optimizare neliniară, convexă și operează cu următoarele obiecte:

- funcția obiectiv: masa (greutatea) modelului structural al corpului de oțel ce include cel puțin două – trei intervale cu osatură întărită, de la planul de bază până la puntea principală;
- variabilele problemei: distanțele regulamentare longitudinale și transversale a elementelor de osatură simplă și întărită, distanțele între planșeele principale (fund, dublu fund, bordaj, dublu bordaj, punte principală, punte intermediară, etc.), dimensiunile profilelor, tipurile de material, etc.
- restricțiile problemei: tehnologice privind limitele inferioare și superioare ale variabilelor problemei; geometrice conform cerințelor constructive funcție de tipul navei; din criterii structurale privind stările limită la curgere, pierderea stabilității, deformații maxime, moment încovoietor ultim, considerând solicitările globale din valuri echivalente cvasi-stactice prescrise de normele societăților de clasificare navale, și solicitările gravitaționale locale la nivelul planșeelor din masele aflate la bordul navei.

În Figura 3.1 se prezintă schema logică de principiu pentru o problemă de optimizare aplicată structurilor navale. În capitolul 5 se prezintă optimizarea structurii din zona centrală a navei portcontainer tip feeder de 1100 TEU, folosind programul LBR-5 (Rigo, 2009-2010) bazat pe algoritmul de optimizare Colin, cu restricții neliniare și convergență în 10 – 15 iterații, și funcția obiectiv minimul masei pe unitatea de lungime a modelului structural. Pentru validarea fiecărei soluții rezultate din optimizarea structurală se verifică satisfacerea criteriului de rezistență globală, momentul încovoietor ultim, folosind programul Poseidon (GL, 2010), pentru datele structuri corpului navei importate din programul LBR-5.

## 3.2 Metode pentru analiza rezistenței generale și locale a corpului navei supus la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice de întâlnire

Pentru analiza rezistenței generale și locale a navei prin metoda elementului finit pe modele 3D-FEM extinse pe zona centrală a corpului navei, în vederea asigurării echilibrului modelului în valuri echivalente cvasi-stactice, parametrii de echilibrare în plan vertical se determină pe baza modelului de grindă echivalentă 1D a corpului navei. Aceste modele 3D-FEM parțial extinse pe lungimea navei permit un grad de discretizare mai fin în comparație cu modelele 3D-FEM extinse pe toată lungimea navei și nu necesită ulterior modele suplimentare de detaliu. Această abordare este adecvată studiului comparativ pentru nava portcontainer de 1100 TEU în cele două variante constructive, structură inițială și optimizată, modelul 3D-FEM acoperind zona centrală a compartimentelor de marfă unde și solicitările globale au intensitatea maximă.

### 3.2.1 Determinarea parametrilor de echilibrare în plan vertical la solicitarea din valuri echivalente cvasi-stactice de întâlnire

Determinarea parametrilor de echilibrare în plan vertical pentru modelele 3D-FEM parțial extinse pe lungimea navei, supuse la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice și apă calmă, se poate realiza prin calcul direct iterativ pe baza modelului de grindă echivalentă 1D sau se pot folosi datele statistice incluse în normele societăților de clasificare navele (GL,2011, BV, 2010). Cea de a doua abordare nu realizează o echilibrare corespunzătoare a sistemului model FEM – val echivalent cvasi-static.

Modelul de grindă echivalentă 1D necesită ca date de intrare: diagrama de mase a corpului navei pe unitatea de lungime, corespunzătoare cazului de încărcare analizat, planul de forme al navei și valorile înălțimii valului.

Diagrama de mase se obține combinând datele de la modelul 3D-FEM extins pe zona centrală a magaziiilor de marfă și pentru extremități se utilizează datele de la nava prototip. Distribuția de greutate pe unitatea de lungime a corpului navei rezultă din relația:

$$g_x(x) = g \cdot m(x) \quad x \in [0, L] \Rightarrow g_{xi} = g \cdot m_i \quad i = 1, n, \quad (3.5)$$

unde: L este lungimea navei, g este accelerația gravitațională,  $\mu(x)$  distribuția de mase pe unitatea de lungime, n numărul de elemente 1D de discretizare pe lungimea corpului navei.

Corespunzător cazului de încărcare analizat, deplasamentul  $\Delta$ , centrul de greutate  $x_G$  și volumul imers al carenei V, rezultă din următoarele relații:

$$\Delta = \int_0^L \mu(x) dx; \quad V = \Delta / \rho_a; \quad x_G = \frac{1}{\Delta} \int_0^L x \cdot \mu(x) dx, \quad (3.7)$$

unde  $\rho_a$  este densitatea apei.

Înălțimea maximă a valului echivalent cvasi-static  $h_{wmax}$  se determină pe baza normelor Germanischer Lloyd (GL, 2011), corectat Smith, cu variația presiunii pe verticală echivalent hidrostatică, și lungimea valului egală cu lungimea navei,  $\lambda=L$ , conform relației (3.8). Domeniul valorilor pentru înălțimea valului este  $h_w = 0 \div h_{wmax}$  ( $h_w = 0$  corespunde cazului de apă calmă), cu pasul  $\delta h_w = 1m$ , respectiv amplitudinea valului este  $a_w = h_w/2$ .

$$h_w = \left[ 10.75 - \left( \frac{300 - L}{100} \right)^{3/2} \right] \cdot c_{RW} [m]; \quad 90 \leq L \leq 300m, \quad (3.8)$$

unde  $c_{RW}=1$  pentru zonă de navigație fără restricții.



Planul de forme al navei se obține prin transformări geometrice ale planului de forme de la nava prototip, respectiv folosind metode din teoria navei (Bidoae și Ionaș, 1998) se calculează curbele hidrostatice: diagrama de carene drepte și diagrama ariilor transversale  $A_T$  Bonjean.

Pentru a ține cont de neliniaritățile planului de forme al navei, pentru obținerea poziției de echilibru navă-val echivalent cvasi-static de întâlnire, se utilizează o procedură neliniară iterativă de echilibrare, cu două etape: condiția de flotabilitate și condiția de asietă, prezentate în relațiile (3.9) și (3.10). Parametrii de echilibrare navă-val,  $d_m$ ,  $d_{pp}$ ,  $d_{pv}$ , trim, definesc poziția planului median al valului echivalent cvasi-static de întâlnire față de planul de bază al navei.

- *Etapa I – condiția de flotabilitate* (3.9)

$$iter = 0 \quad d_m^{(0)} = 0 \Rightarrow d_i^{(0)} = d_m^{(0)} \pm a_w \cdot \cos\left(\frac{2\pi x_i}{L}\right) \rightarrow A_{Ti}^{(0)} \quad i = 1, n \text{ din Bonjean}$$

$$V^{(0)} = \int_0^L A_T^{(0)}(x) dx \quad M_y^{(0)} = \int_0^L x \cdot A_T^{(0)}(x) dx \quad x_B^{(0)} = \frac{M_y^{(0)}}{V^{(0)}}$$

$$iter = k \quad d_m^{(k)} = d_m^{(k-1)} + 0,001 \Rightarrow d_i^{(k)} = d_m^{(k)} \pm a_w \cdot \cos\left(\frac{2\pi x_i}{L}\right) \rightarrow A_{Ti}^{(k)} \quad i = 1, n \text{ din Bonjean}$$

$$V^{(k)} = \int_0^L A_T^{(k)}(x) dx \quad M_y^{(k)} = \int_0^L x \cdot A_T^{(k)}(x) dx \quad x_B^{(k)} = \frac{M_y^{(k)}}{V^{(k)}}$$

și se iterează până când  $V^{(k)} \geq V$ .

Se rafinează soluția folosind metoda înjumătățirii intervalului, astfel încât la ultima iterație „m” se atinge criteriul de convergență  $|V - V^{(m)}| < 0,001V$ .

La finalul primei etape avem următorii parametri:  $x_B^I = x_B^{(m)} \quad d_m^I = d_m^{(m)} \rightarrow x_F^I, A_{wL}^I$ .

- *Etapa II – condiția de asietă* (3.10)

$$x_G > x_B^I \rightarrow \delta trim = 0.00001 \text{ sau } x_G < x_B^I \rightarrow \delta trim = -0.00001,$$

$$iter = 0 \quad d_m^{(0)} = d_m^I \quad x_F^{(0)} = x_F^I \quad A_{wL}^{(0)} = A_{wL}^I \quad trim^{(0)} = \delta trim,$$

$$d_{pp}^{(0)} = d_m^{(0)} - x_F^{(0)} \cdot trim^{(0)} \quad d_{pv}^{(0)} = d_m^{(0)} + (L - x_F^{(0)}) \cdot trim^{(0)},$$

$$d_i^{(0)} = d_{pp}^{(0)} + \left(d_{pv}^{(0)} - d_{pp}^{(0)}\right) \frac{x_i}{L} \pm a_w \cdot \cos\left(\frac{2\pi x_i}{L}\right) \rightarrow A_{Ti}^{(0)} \quad i = 1, n \text{ din Bonjean}$$

$$V^{(0)} = \int_0^L A_T^{(0)}(x) dx \quad M_y^{(0)} = \int_0^L x \cdot A_T^{(0)}(x) dx \quad x_B^{(0)} = \frac{M_y^{(0)}}{V^{(0)}}$$

$$x_G > x_B^{(0)} \rightarrow \delta trim = 0.00001 \text{ sau } x_G < x_B^{(0)} \rightarrow \delta trim = -0.00001,$$

$$iter = k \quad d_m^{(k)} = d_m^{(k-1)} + \frac{V - V^{(k-1)}}{A_{wL}^{(k-1)}} \rightarrow x_F^{(k)}, A_{wL}^{(k)} \quad trim^{(k)} = trim^{(k-1)} + \delta trim,$$

$$d_{pp}^{(k)} = d_m^{(k)} - x_F^{(k)} \cdot trim^{(k)} \quad d_{pv}^{(k)} = d_m^{(k)} + (L - x_F^{(k)}) \cdot trim^{(k)},$$

$$d_i^{(k)} = d_{pp}^{(k)} + \left(d_{pv}^{(k)} - d_{pp}^{(k)}\right) \frac{x_i}{L} \pm a_w \cdot \cos\left(\frac{2\pi x_i}{L}\right) \rightarrow A_{Ti}^{(k)} \quad i = 1, n \text{ din Bonjean}$$

$$V^{(k)} = \int_0^L A_T^{(k)}(x) dx \quad M_y^{(k)} = \int_0^L x \cdot A_T^{(k)}(x) dx \quad x_B^{(k)} = \frac{M_y^{(k)}}{V^{(k)}}$$

$$x_G > x_B^{(k)} \rightarrow \delta trim = 0.00001 \text{ sau } x_G < x_B^{(k)} \rightarrow \delta trim = -0.00001,$$

și se iterează până când  $\delta trim$  schimbă semnul.

Se rafinează soluția folosind metoda înjumătățirii intervalului, astfel încât la ultima iterație „m” se ating criteriile de convergență  $|V - V^{(m)}| < 0.001V$   $|x_G - x_B^{(m)}| < 0.001L$ .

La finalul celei de a doua etape avem următoarele date:

$$d_m = d_m^{(m)}, \quad d_{pp} = d_{pp}^{(m)}, \quad d_{pv} = d_{pv}^{(m)}, \quad trim = trim^{(m)}, \quad A_{Ti} = A_{Ti}^{(m)} \quad i = 1, n.$$

În relațiile (3.9) și (3.10) semnul  $\pm$  permite selecția cazului navă în creastă de val (+), (hogging), respectiv gol de val (-), (sagging).

Sarcina verticală totală din val echivalent cvasi-static de întâlnire are expresia:

$$p_{xi} = g_{xi} - \rho g A_{Ti} \quad i = 1, n \rightarrow p_x(x) \quad x \in [0, L], \quad (3.11)$$

Forțele tăietoare și momentele încovoietoare totale din val echivalent cvasi-static rezultă din următoarele relații:

$$T(x) = \int_0^x p_{cx}(x) dx; \quad M(x) = \int_0^x T(x) dx \quad x \in [0, L], \quad (3.12)$$

Pe baza metodei iterative a grinzii echivalente 1D (3.5-12) am realizat programul de calcul P\_ACASV, prezentat în Anexa 1, integrat în pachetul de programe DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013).

Pentru a determina condițiile de margine în rotiri și deplasări la extremitățile modelului 3D-FEM parțial extins pe lungimea navei,  $x_{mpp}$ ,  $x_{mpv}$ , pe baza eforturilor obținute prin metoda grinzii echivalente 1D se calculează deformata generală a corpului navei.

Pe baza datelor de la modelul 3D-FEM al corpului navei pentru zona centrală a magaziiilor de marfă și de la nava prototip pentru extremitățile navei, se obțin variațiile pe lungimea navei  $x \in [0, L]$  ale momentului de inerție la încovoiere  $I(x)$  și a ariei de forfecare  $A_f(x)$  în plan vertical, considerând corpul navei o grindă echivalentă compusă cu pereți subțiri (Popovici și Domnișoru, 2001).

Pentru corpul navei considerat grindă elastică tip Timoshenko, cu sarcină verticală distribuită pe lungimea navei din greutatea proprie și valul echivalent cvasi-static (3.11), liberă la extremitățile pupa și prova,  $T(0)=T(L)=0$ ,  $M(0)=M(L)=0$ , săgeata totală în plan vertical rezultă din următoarele relații:

$$w(x) = w_M(x) + w_T(x) \quad x \in [0, L], \quad (3.13)$$

$$w_M(x) = \frac{1}{E} \left[ \int_0^x \int_0^x \frac{M(x)}{I(x)} dx dx - \frac{x}{L} \int_0^x \frac{M(x)}{I(x)} dx dx \right]; \quad w_T(x) = \frac{1}{G} \left[ \frac{x}{L} \int_0^x \frac{T(x)}{A_f(x)} dx - \int_0^x \frac{T(x)}{A_f(x)} dx \right],$$

unde:  $w_M(x)$  este săgeata verticală din încovoiere,  $w_T(x)$  este săgeata verticală din forfecare,  $E$  și  $G$  sunt modulele de elasticitate longitudinal și transversal ale materialului oțel naval.

Pentru cele două extremități ale modelului 3D-FEM parțial extins pe lungimea navei, condițiile de margine în deplasări și rotiri în plan vertical, pe baza relațiilor (3.12) și (3.13), au următoarele expresii:

$$U_{Zpp} = 0 \quad R_{Ypp} = w'(x_{mpp}); \quad U_{Zpv} = w(x_{mpv}) - w(x_{mpp}) \quad R_{Ypv} = -w'(x_{mpv}), \quad (3.15)$$

unde:  $U_{Zpp}$ ,  $R_{Ypp}$ ,  $U_{Zpv}$ ,  $R_{Ypv}$  reprezintă gradele de libertate ale nodurilor de control de la pupa  $ND_{pp}$ ,  $x_{mpp}$  și prova  $ND_{pv}$ ,  $x_{mpv}$  ale modelului 3D-FEM.

Elongația valului pe lungimea modelului 3D-FEM, folosind parametrii de echilibrare rezultați din relațiile (3.9), (3.10), se obține prin următoarea expresie:

$$\xi_v(x) = d_{pp} + (d_{pv} - d_{pp}) \frac{x}{L} \pm \frac{h_w}{2} \times \cos\left(\frac{2\pi x}{L}\right) \quad x \in [0, L] \quad \text{respectiv } x \in [x_{mpp}, x_{mpv}]. \quad (3.16)$$

### 3.2.2. Analiza rezistenței globale și locale a corpului navei pe modele 3D-FEM extinse pe zona compartimentelor de marfă

Modelele 3D-FEM extinse parțial pe lungimea navei, cu parametrii de echilibrare și condiții de margine calculate pe baza modelului de grindă echivalentă 1D (subcapitolul 3.2.1), sunt adecvate analizei rezistenței corpului navei pe domeniile unde solicitările globale sunt

dominante, respectiv pentru zonele centrale ale compartimentelor de marfă de la navele tip portcontainer. Realizarea analizei rezistenței generale și locale pe baza acestor modele 3D-FEM necesită mai multe etape de lucru, prezentate în cele ce urmează.

1) *Realizarea modelului 3D-CAD al planului de forme pentru zona magaziiilor de marfă.*

De regulă, carena navelor portcontainer are forme prismatice în zona centrală ce include cele 2-3 magazii de marfă, astfel încât pentru modelul structural este suficient cunoașterea formei secțiunii maestre, cu borduri verticale și fund plat. Practic geometria carenei poate fi parametrizată în zona centrală printr-un număr redus de variabile: B lățimea navei, D înălțimea de construcție și R raza gurnei, facilitând realizarea modelului 3D-CAD al planului de forme în zona de studiu direct cu modulele CAD ale programului de analiză structurală, cum ar fi SolidWorks Cosmos/M (SWCM, 2008). În cazul în care zona prismatică este mai restrânsă, atunci va fi necesar realizarea planului de forme folosind softuri specializate pentru domeniul arhitecturii navale, cum ar fi Multisurf (AeroHydro, 2007) și apoi importat în programul de analiză structurală.

2) *Realizarea modelului 3D-CAD/FEM al structurii din zona magaziiilor de marfă.*

Pentru a putea realiza un model numeric structural cât mai apropiat de cel fizic, este necesar ca pe baza regulilor societăților de clasificare să se dimensioneze în zona magaziiilor atât planșeele principale ale corpului navei cât și detalii structurale, cum ar fi elementele de prindere, nervurile de rigidizare, pereții transversali, etc. Datorită repetitivității unor elemente structurale în zona centrală a compartimentelor de marfă, modelele 3D-CAD structurale pot fi generate folosind facilitățile CAD de preprocesare ale programului de analiză structurală, dar aceasta nu exclude opțiunea utilizării unui alt soft specializat, cum ar fi AutoCAD (Autodesk) și apoi importarea modelului CAD. Pe baza modelului 3D-CAD se generează modelul 3D-FEM, folosind opțiunile de discretizare implementate în programul de analiză structurală, cum ar fi cele de auto-mesh sau parametric-mesh ale programului SolidWorks Cosmos/M (SWCM, 2008). Pentru a putea pune în evidență concentratorii de tensiune în toate elementele de osatură, simplă și întărită, învelișuri, nervuri de rigidizare, gusee, se impune utilizarea elementelor de tip shell, cum ar fi elementele shell3T, shell4T, de membrană și placă groasă, implementate în programul SolidWorks Cosmos/M.

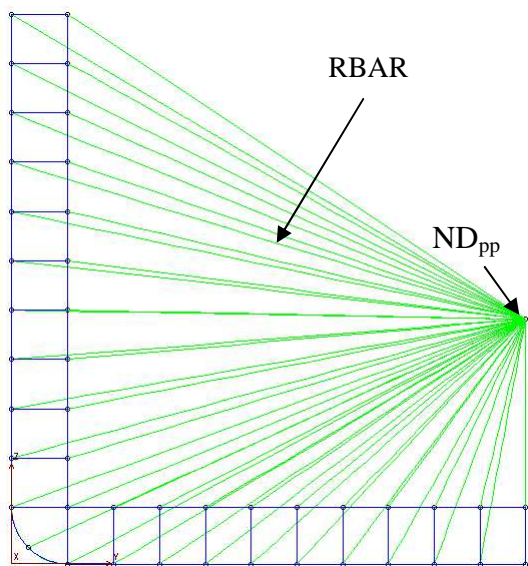


Figura 3.2 Condițiile de margine la pupa modelului 3D-FEM

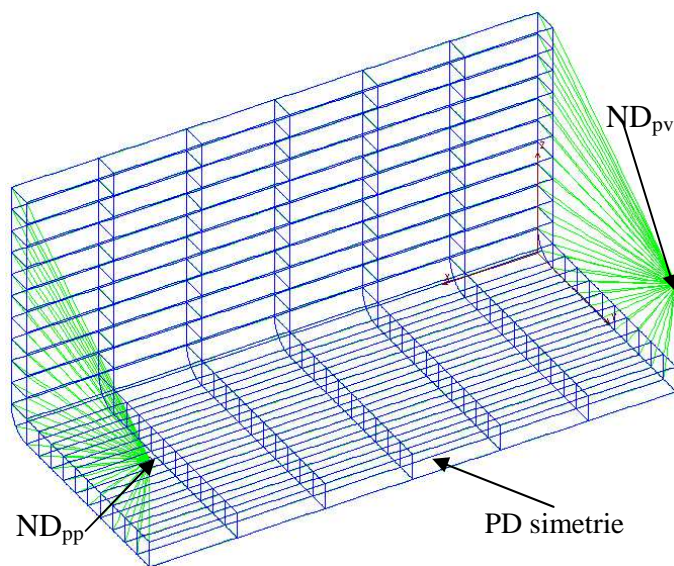


Figura 3.3 Condițiile de margine la pupa, prova și planul diametral ale modelului 3D-FEM

3) *Definirea condițiilor de margine pentru modelul 3D-FEM din zona magaziiilor de marfă.*

Deoarece încărcările modelului 3D-FEM sunt din valuri echivalente cvasi-stactice de întâlnire sau din apă calmă, solicitările modelului sunt doar verticale simetrice în raport cu planul diametral al corpului navei (PD). Astfel modelul 3D-FEM va fi extins doar într-un bord, între abscisele  $x_{mpp}$ ,  $x_{mpv}$

extremitățile pupa și prova ale modelului structural. Condițiile de margine ale modelului 3D-FEM parțial extins pe lungimea navei sunt sintetizate în Tabelul 3.1, fiind grupate pe trei categorii:

- condiția de simetrie a modelului aplicată în toate nodurile dispuse în planul diametral al navei (PD, Figura 3.3), fiind blocate gradele de libertate: deplasarea pe direcție transversală  $U_y$  și rotirea după axa longitudinală  $R_x$ ;

- condiția de margine la extremitatea pupa a modelului (Figura 3.2, Figura 3.3)

Se definește punctul de control (master) pupa  $ND_{pp}$  cu coordonatele  $x_{pp}=x_{mpp}$ ;  $y_{pp}=0$ ;  $z_{pp}=z_{NNpp}$  unde  $z_{NNpp}$  reprezintă cota axei neutre a secțiunii transversale de la extremitatea pupa a modelului. Folosind procedurile proprii `gpoint.geo` și `curves_pp.geo`, prezentate în Anexa 2, se generează curbele primitive pentru definirea elementelor de bară rigide RBAR (SWCM, 2008), astfel încât toate gradele de libertate de la nodurile din secțiunea pupa  $x_{mpp}$  (noduri slave) să poată fi coordonate prin gradele de libertate ale nodului master pupa  $ND_{pp}$ . Astfel, la pupa modelului pentru nodul  $ND_{pp}$  se blochează următoarele grade de libertate: toate cele trei deplasări  $U_x, U_y, U_z$  și rotirile  $R_x, R_z$ .

- condiția de margine la extremitatea prova a modelului (Figura 3.3)

Se definește punctul de control (master) prova  $ND_{pv}$  cu coordonatele  $x_{pv}=x_{mpv}$ ;  $y_{pv}=0$ ;  $z_{pv}=z_{NNpv}$  unde  $z_{NNpv}$  reprezintă cota axei neutre a secțiunii transversale de la extremitatea prova a modelului. Folosind procedurile proprii `gpoint.geo` și `curves_pv.geo`, prezentate în Anexa 2, se generează curbele primitive pentru definirea elementelor de bară rigide RBAR (SWCM, 2008), astfel încât toate gradele de libertate de la nodurile din secțiunea prova  $x_{mpv}$  (noduri slave) să poată fi coordonate prin gradele de libertate ale nodului master prova  $ND_{pv}$ . Astfel, la prova modelului pentru nodul  $ND_{pv}$  se blochează următoarele grade de libertate: deplasarea  $U_y$  și rotirile  $R_x, R_z$ .

Tabelul 3.1 Condițiile de margine pentru modelul 3D-FEM

Condiția de margine	Grade de libertate blocate					
	$U_x$	$U_y$	$U_z$	$R_x$	$R_y$	$R_z$
Simetrie în planul diametral PD	-	x	-	x	-	-
Nodul master pupa $ND_{pp}$	x	x	x	x	-	x
Nodul master prova $ND_{pv}$	-	x	-	x	-	x

#### 4) Definirea încărcărilor pentru modelul 3D-FEM din zona magaziiilor de marfă.

Modelul 3D-FEM corespunzător zonei centrale a compartimentelor de marfă este supus la următoarele tipuri de încărcări:

- încărcările gravitaționale, din propria greutate a elementelor structurale ale navei și alte componente de la bordul navei din zona magaziiilor de marfă, făcând excepție greutatea containerelor;
- încărcarea din containere, idealizată ca forțe concentrate în punctele de prindere pe structura compartimentelor de marfă, pe dublu fund și punte;
- încărcarea din valul cvasi-static echivalent de întâlnire, corectat Smith, cu presiune echivalentă hidrostatică, cu elongația raportată la planul de bază al navei din relația (3.16), ținând cont de parametrii de echilibrare calculați pe baza modelului 1D de grindă echivalentă (capitolul 3.2.1), funcție de înălțimea valului  $h_w = 0 \div h_{w \max}$  ( $h_w = 0$  apă calmă), cu pasul  $\delta h_w = 1$  m (3.8).

Presiunea hidrostatică din valul echivalent cvasi-static se aplică pe învelișul exterior al modelului 3D-FEM, fund, gurnă, bordaj, folosind procedurile proprii `IN_EL`, `SIN_SHELL`, `OUT_EL` incluse în fișierele de comandă `geomacro.mac` și `press_wave_LE.geo`, prezentate în Anexa 2, implementate în programul SolidWorks Cosmos/M (SWCM, 2008). Aceste proceduri sunt apelate pentru fiecare  $h_w$ .

- deplasările și rotirile pe nodurile master pupa  $ND_{pp}$ , prova  $ND_{pv}$ , din solicitările generale ale grinzii navă, calculate pe baza modelului 1D (capitolul 3.2.1) funcție de înălțimea valului echivalent cvasi-static  $h_w$ , din relațiile (3.15).

Rotirile și deplasarea impuse,  $R_{ypp}$ ,  $R_{ypv}$ ,  $U_{zpv}$ , se aplică pe cele două noduri master de la extremitățile modelului 3D-FEM (Figura 3.3) prin fișierul de comandă `press_wave_LE.geo`, prezentate în Anexa 2, implementate în programul SolidWorks Cosmos/M (SWCM, 2008).

Pentru a asigura compatibilitatea între modelul 3D-FEM și modelul 1D, masele de pe modelul 3D sunt extrase folosind proceduri proprii, `mass_consistent.geo` și `mass_lumped.geo`, prezentate în Anexa 2, implementate în programul SolidWorks Cosmos/M (SWCM, 2008).

Pentru fiecare înălțime  $h_w$  a valului echivalent cvasi-static de întâlnire (pe gol și creastă de val), inclusiv cazul de apă calmă ( $h_w=0$ ), folosind parametrii de echilibrare de la modelul 1D (cap.3.2.1), modelul 3D-FEM structural este supus unei analize statice liniare cu solverul programului SolidWorks Cosmos/M (SWCM, 2008). În Figura 3.4 se prezintă schema logică de principiu pentru analiza rezistenței generale și locale a corpului navei pe modele 3D-FEM extinse pe zona centrală a compartimentelor de marfă.

5) *Analiza rezultatelor numerice pentru modelul 3D-FEM din zona magaziiilor de marfă.*

Pe baza modelului 3D-FEM parțial extins pe lungimea navei se obțin următoarele rezultate:

- distribuția deformațiilor generale și locale a structurii corpului navei în zona centrală a compartimentelor de marfă;
- distribuția tensiunilor pe structura corpului navei în zona centrală a compartimentelor de marfă, unde solicitările generale sunt maxime, și evidențierea detaliilor structurale cu concentratori de tensiune, ce vor fi considerate ca referință pentru analiza la oboseală.

Materialul modelelor 3D-FEM și 1D, corespunzător navale maritime actuale, este oțelul special naval cu caracteristicile mecanice standardizate conform normelor societăților de clasificare navale internaționale (GL, 2011, DNV, 2010, BV, 2010, ABS, 2012), din Tabelul 3.2, având tensiunile admisibile pentru analiza rezistenței generale și locale din relația (3.17).

Tabelul 3.2 Proprietăți mecanice ale oțelurilor navale

Tipuri de oțeluri navale	Limita de curgere $R_{eH}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Rezistența la rupere $R_m$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Factorul de material k
A, D, E, F	235	400	1
AH32, DH32, EH32, FH32	315	440	0,78
AH36, DH36, EH36, FH36	355	490	0,72
AH40, DH40, EH40, FH40	390	510	0,66

$$\sigma_{adm} = c_s \cdot \frac{175}{k} \left[ \text{N/mm}^2 \right] \quad c_s = \begin{cases} 0.5 + 1.67 \cdot x/L & x/L < 0.30 \\ 1.0 & 0.30 \leq x/L \leq 0.70 \\ 1.67 \cdot (1.3 - x/L) & x/L > 0.70 \end{cases} \quad (3.17)$$

$$\tau_{adm} = \frac{110}{k} \left[ \text{N/mm}^2 \right]$$

Pentru analiza la oboseală, pe baza modelelor 3D-FEM și 1D se determină coeficientul  $k_{3D/1D}$  de corelare a tensiunilor, ce se calculează cu următoarea relație:

$$k_{3D/1D}|_{EL} = \max \left\{ \frac{\sigma_{vM\_3D\_sag}}{\sigma_{x\_1D\_sag}}, \frac{\sigma_{vM\_3D\_hog}}{\sigma_{x\_1D\_hog}} \right\} |_{EL}, \quad (3.18)$$

unde:  $\sigma_{vM\_3D\_sag}$ ,  $\sigma_{vM\_3D\_hog}$  sunt tensiunile echivalente von Mises de la modelul 3D-FEM, pentru cazurile de creastă și gol de val,  $\sigma_{x\_1D\_sag}$ ,  $\sigma_{x\_1D\_hog}$  sunt tensiunile normale în cazurile de creastă și gol de val de la modelul 1D grindă echivalentă, conform analizei structurale la solicitări din val echivalent cvasi-static de întâlnire sau apă calmă.

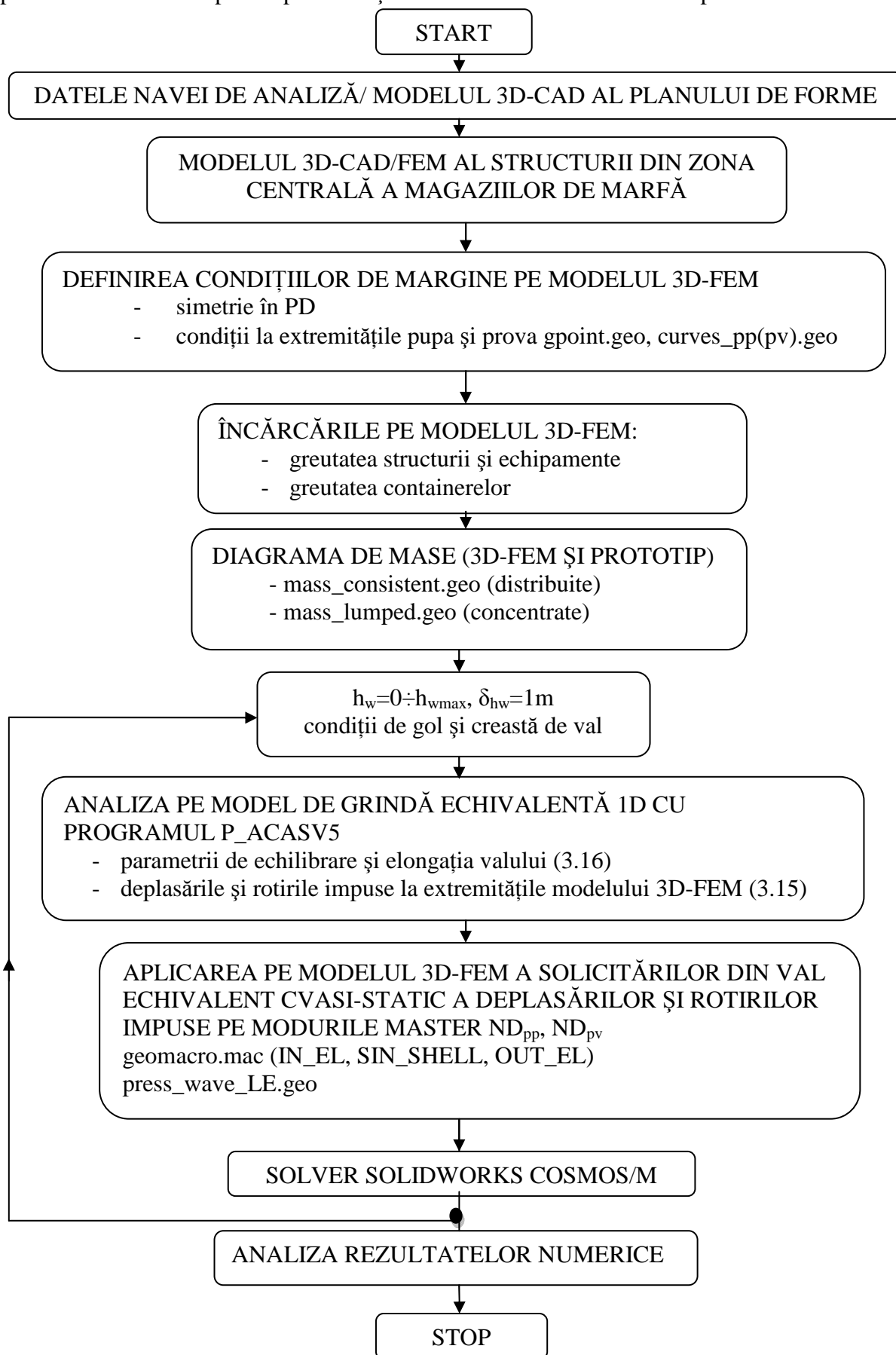


Figura 3.4 Schema logică de principiu pentru analiza rezistenței generale și locale a corpului navei pe modele 3D-FEM extinse pe zona centrală a compartimentelor de marfă.

### 3.3. Metode pentru analiza liniară și neliniară a răspunsului dinamic la oscilațiile corpului navei

#### 3.3.1. Determinarea funcțiilor de transfer la oscilațiile liniare verticale, de tangaj și ruluu, în valuri regulate

Analiza oscilațiilor liniare ale corpului navei, denumită și analiza la seakeeping, reprezintă prima etapă de analiză a răspunsului dinamic al corpului navei, ce vizează componentele de joasă frecvență (0,1-0,2 Hz), cu aplicabilitate indiferent de tipul navei, pentru evaluarea condițiilor de siguranță la navigația în condiții extreme ale mării, din punct de vedere a mișcărilor și accelerațiilor pe principalele grade de libertate, vertical, tangaj și ruluu (Bidoae și Ionaș, 1998, Betram, 2000, Domnișoru, 2001, Fonseca și Guedes Soares, 2005, ITTC, 2011).

Ținând cont de cuplajele hidrodinamice între gradele de libertate, analiza la seakeeping se realizează practic pentru oscilațiile verticale  $\zeta(t)$  și de tangaj  $\theta(t)$  cuplate (Figura 3.5), respectiv la oscilația de ruluu  $\varphi(t)$  decuplată (Figura 3.6). Se neglijează oscilațiile pe direcție longitudinală, derivă și de rotație, deoarece la navele monocorp au amplitudini foarte mici în comparație cu oscilațiile pe celelalte trei grade de libertate. Forțele și momentele hidrodinamice sunt determinate prin metoda fâșiilor, cu neglijarea deformațiilor grinzii navă;

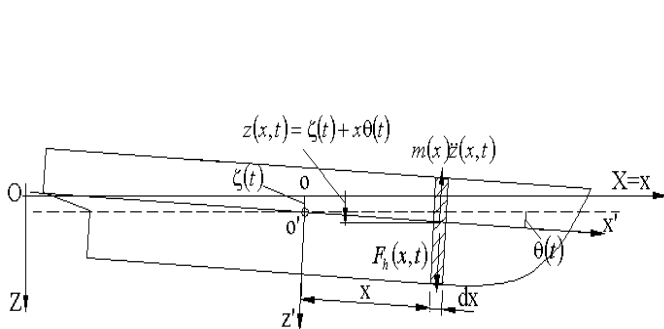


Figura 3.5. Oscilațiile navei cuplate în planul vertical (vertical și tangaj) (Domnișoru, 2001)

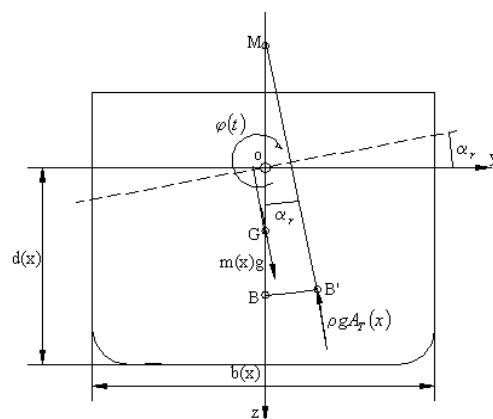


Figura 3.6 Oscilația de ruluu a navei (Domnișoru, 2001)

La oscilațiile cuplate în plan vertical,  $\zeta(t)$ ,  $\theta(t)$ , (Figura 3.5) deplasarea totală a navei într-o secțiune de abscisă  $x \in [-L/2, L/2]$  are următoarea expresie:

$$z(x, t) = \zeta(t) + x \cdot \theta(t). \quad (3.19)$$

Elongația valului model Airy, corectat Smith  $f_s(x)$  și mediat pe lățimea navei  $\epsilon(x)$ , raportat în sistemul de coordonate al navei, are următoarea expresie:

$$\bar{\zeta}_v^*(x, t) = a_w f_s(x) \epsilon(x) \cos(kx \cos \mu - \omega_e t) ; \quad \omega_e = \omega - k u_s \cos \mu ; \quad k = \frac{\omega^2}{g} ; \quad \mu \in [0^\circ, 360^\circ]. \quad (3.20)$$

unde am notat:  $a_w$  amplitudinea valului,  $\omega$  pulsația valului,  $\omega_e$  pulsația de întâlnire navă-val,  $k$  numărul de undă,  $u_s$  [m/s] viteza navei și  $\mu$  unghiul de cap între navă și val.

Deplasarea relativă navă-val la o secțiune de abscisă  $x$  are următoarea expresie:

$$z_r(x, t) = z(x, t) - \bar{\zeta}_v^*(x, t) = \zeta(t) + x \cdot \theta(t) - \bar{\zeta}_v^*(x, t), \quad (3.21)$$

La secțiunea  $x$  (Figura 3.5) acționează sarcina verticală pe unitatea de lungime:

$$q(x, t) = -m(x) \cdot \ddot{z}(x, t) - \left\{ \frac{D}{Dt} \left[ m_{33}(x) \frac{Dz_r(x, t)}{Dt} \right] + N_{33}(x) \frac{Dz_r(x, t)}{Dt} + \rho g b(x) z_r(x, t) \right\}, \quad (3.24)$$

$$m_{33}(x, \omega_e) = c_{33} \frac{\rho \pi b^2(x)}{8}; N_{33}(x, \omega_e) = \lambda_{33} \frac{\rho \omega_e b^2(x)}{4}; c_{33}, \lambda_{33} = f\left(\frac{\omega_e^2 d}{g}, \frac{2d}{b}, c_T\right); c_T = \frac{A_T}{bd} \quad (3.25),$$

unde am notat:  $m(x)$  masa navei pe unitatea de lungime,  $m_{33}$ ,  $N_{33}$  coeficienții hidrodinamici la mișcarea pe direcție verticală (Bertram, 2000),  $b, d, c_T$  lățimea, pescajul și coeficientul de finețe a secțiunii transversale de la abscisa  $x$ , la plutirea de echilibru în apă calmă,  $\rho$  densitatea apei și  $g$  accelerația gravitațională.

Sistemul ecuațiilor diferențiale la oscilațiile cuplate în plan vertical are forma:

$$\begin{aligned} A_{\zeta\zeta} \ddot{\zeta} + B_{\zeta\zeta} \dot{\zeta} + C_{\zeta\zeta} \zeta + A_{\zeta\theta} \ddot{\theta} + B_{\zeta\theta} \dot{\theta} + C_{\zeta\theta} \theta = F_V(t) = a_w (F_{oc} \cos \omega_e t + F_{os} \sin \omega_e t) \\ A_{\theta\zeta} \ddot{\zeta} + B_{\theta\zeta} \dot{\zeta} + C_{\theta\zeta} \zeta + A_{\theta\theta} \ddot{\theta} + B_{\theta\theta} \dot{\theta} + C_{\theta\theta} \theta = M_V(t) = a_w (M_{oc} \cos \omega_e t + M_{os} \sin \omega_e t) \end{aligned} \quad (3.26)$$

Sistemul de ecuații (3.26) are soluția stabilizată de forma termenului de excitație:

$$\begin{aligned} \zeta(t) = \zeta_1 \cos \omega_e t + \zeta_2 \sin \omega_e t = \zeta_a \cos(\omega_e t - \varepsilon_\zeta); \\ \theta(t) = \theta_1 \cos \omega_e t + \theta_2 \sin \omega_e t = \theta_a \cos(\omega_e t - \varepsilon_\theta); \end{aligned} \quad (3.29)$$

Funcțiile de transfer ale răspunsului dinamic la oscilațiile liniare cuplate în plan vertical rezultă din următoarele relații:

$$H_{\zeta_a}(\omega_e) = \frac{\zeta_a(\omega_e)}{a_w} = \zeta_a(\omega_e) \Big|_{a_w=1}; H_{\theta_a}(\omega_e) = \frac{\theta_a(\omega_e)}{a_w} = \theta_a(\omega_e) \Big|_{a_w=1}. \quad (3.31)$$

Panta transversală a valului model Airy (3.6) are următoarea expresie:

$$\bar{\alpha}_y^*(x, t) = -a_w (k \sin \mu) f_s(x) \varepsilon(x) \sin(kx \cos \mu - \omega_e t). \quad (3.32)$$

Rotirea relativă navă-val (Figura 3.20) are expresia:

$$\alpha_r(x, t) = \varphi(t) - \bar{\alpha}_y^*(x, t). \quad (3.33)$$

Momentul dinamic de răsucire rezultat pe unitatea de lungime a navei în raport cu axa  $Ox$  are expresia:

$$m_\phi(x, t) = -j_x(x) \ddot{\phi}(t) - \left\{ \frac{D}{Dt} \left[ m_{44}(x) \frac{D\alpha_r}{Dt} \right] + N_{44}(x) \frac{D\alpha_r}{Dt} + \rho g \left[ \frac{b^3(x)}{12} - a \cdot A_T(x) \right] \alpha_r \right\}, \quad (3.34)$$

$$m_{44}(x, \omega_e) = c_{44} \cdot \rho \pi d^4(x); N_{44}(x, \omega_e) = \lambda_{44} \cdot \rho \omega_e d^4(x); c_{44}, \lambda_{44} = f\left(\frac{\omega_e^2 d}{g}, \frac{2d}{b}, c_T\right), \quad (3.35)$$

unde  $j_x(x)$  este momentul de inerție masic pe unitatea de lungime la rotirea în jurul axei  $Ox$ ;  $m_{44}, N_{44}$  sunt masa adițională și coeficientul de amortizare hidrodinamic pe unitatea de lungime la rulu (Bertram, 2000),  $a = z_G - z_B$  diferența dintre cota centrului de greutate și a centrului plutirii.

Ecuația la oscilația de rulu linier are expresia:

$$a_f \ddot{f}(t) + b_f \dot{f}(t) + c_f f(t) = M_f(t) = M_o \sin(\omega_e t + \beta_f), \quad (3.36)$$

Răspunsul dinamic stabilizat al ecuației de mișcare la rulu (3.36) are expresia:

$$f(t) = f_a \sin(\omega_e t - \varepsilon_f); \quad (3.38)$$

și funcția de transfer a răspunsului dinamic la oscilația liniară de rulu are expresia:

$$H_{\varphi_a}(\omega_e) = \frac{\varphi_a(\omega_e)}{a_w} = \varphi_a(\omega_e) \Big|_{a_w=1}. \quad (3.39)$$

Pe baza modelului teoretic din acest subcapitol, am dezvoltat modulele proprii de calcul a coeficienților hidrodinamici CHYD35uc, CHYD44uc și funcțiile de transfer la oscilațiile verticale, de tangaj și rulu HZ35uc, HR44uc implementate în pachetul de programe DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), ce sunt prezentate în Anexa 3.



### 3.3.2. Determinarea răspunsului dinamic pe termen scurt la oscilațiile liniare ale navei în valuri neregulate și evaluarea condițiilor de navigație extreme

Generalizând relațiile funcțiilor de transfer de la oscilațiile verticale, de tangaj și ruliu (3.31),(3.39), pentru răspunsul dinamic  $Y(t)$  notăm funcția de transfer din relația:

$$H_Y(\omega_e) = \frac{Y_a(\omega_e)}{a_w} = Y_a(\omega_e) \Big|_{a_w=1} ; \omega_e = \omega - \frac{\omega^2}{g} u_s \cos \mu . \quad (3.40)$$

Energia valului de excitație  $\zeta_v(t)$  pe componenta de pulsație  $\omega$  este caracterizată de funcția densitate spectrală a mediei pătratice  $\Phi_{\zeta_v\zeta_v}(\omega)$ , denumită și densitate spectrală a puterii (ITTC, 2011).

Pentru a caracteriza din punct de vedere energetic răspunsul dinamic  $Y(t)$  se definește funcția densitate spectrală a puterii  $\Phi_{yy}(\omega_e)$ , analog excitației din val. Pentru o navă având viteza  $u_s$  și unghiul de cap  $\mu$ , între spectrul excitației, valul neregulat și spectrul răspunsului dinamic există caracteristica de intrare-ieșire în putere din următoarea expresie:

$$\Phi_{YY}(\omega_e) = |H_Y(\omega_e)|^2 \Phi_{\zeta_v\zeta_v}(\omega_e) . \quad (3.42)$$

Funcție de arealul de navigație se selectează funcția densitate spectrală de putere a valului  $\Phi_{\zeta_v\zeta_v}(\omega)$ , rezultată din studii oceanografice. Prin medierea spectrelor de val pe mai multe areale de navigație au fost dezvoltate mai multe spectre de val standard, dintre care spectrul de val ITTC (ITTC, 2011) este cel mai utilizat în analiza statistică a răspunsului dinamic al corpului navei pe termen scurt, cu reprezentarea grafică din Figura 3.7 și expresia următoare:

$$\Phi_{\zeta_v\zeta_v}(\omega) = \frac{A}{\omega^5} e^{-\frac{B}{\omega^4}} ; A = 0,7795 ; B = \frac{3,11}{h_{1/3}^2} ; T_1 = 3,55\sqrt{h_{1/3}} . \quad (3.43)$$

unde  $h_{1/3}$  reprezintă înălțimea semnificativă a valului și  $T_1$  perioada medie a valului.

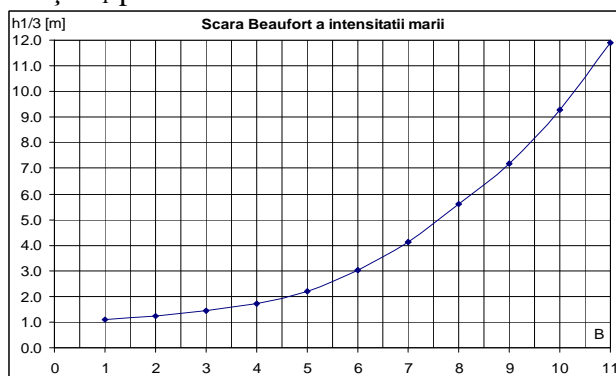
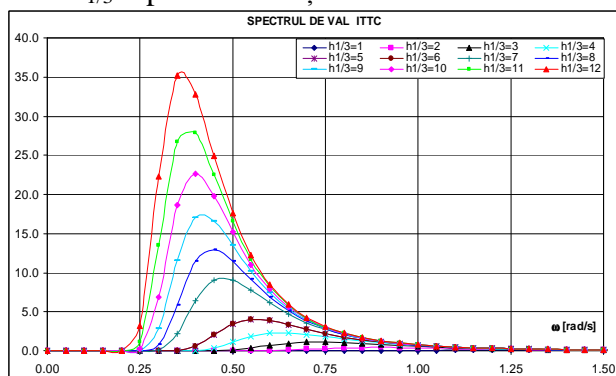


Figura 3.7 Funcția densitate spectrală de putere a valului model ITTC a Figura 3.8 Scara de conversie dintre intensitatea Beaufort a mării și  $h_{1/3}$

Momentele funcției densității spectrale de putere ale sursei de excitație (val) și a răspunsului dinamic au relațiile:

$$m_n = \int_0^{\infty} \omega^n \Phi_{\zeta_v\zeta_v}(\omega) d\omega = \langle \zeta_v^2(t) \rangle \quad m_n^{(y)} = \int_0^{\infty} \omega_e^n \Phi_{yy}(\omega_e) d\omega_e . \quad (3.44)$$

Atât sursa de excitație val cât și răspunsul dinamic al navei sunt procese aleatoare caracterizate prin funcția densitate de probabilitate tip Rayleigh, cu următoarele valori statistice pe termen scurt semnificative și cele mai probabile:

$$\begin{aligned} h_{1/3} &= 4\sqrt{m_0} ; & y_{1/3} &= 2\sqrt{m_0^{(y)}} \\ h_{mp} &= 2\sqrt{m_0} ; & y_{mp} &= \sqrt{m_0^{(y)}} = RMS_y \end{aligned} \quad (3.46)$$

unde  $RMS_y$  reprezintă valoarea pătratică medie a răspunsului dinamic  $y(t)$ .

Valorile statistice cele mai probabile pentru mișcările și accelerațiile (ac) verticale  $\zeta$ , tangaj  $\theta$  și ruliu  $\phi$ , au următoarele expresii:

$$RMS_y(u_s, \mu) = \sqrt{m_{0y}(u_s, \mu)}; RMS_{acy}(u_s, \mu) = \sqrt{m_{4y}(u_s, \mu)}; y \in \{\zeta, \theta, \phi\}, \quad (3.48)$$

unde se consideră următoarele criterii de seakeeping pentru evaluarea limitelor de navigație în siguranță în valuri neregulate, aleatoare, pe termen scurt:

$$RMS_{\zeta_{max}} = F_{prova} - z_{prova\theta}; RMS_{\zeta_{max}} = 0,1g; RMS_{\theta_{max}} = 3^\circ; z_{prova\theta} = L/2 \cdot RMS_{\theta_{max}},$$

$$RMS_{\zeta_{prova}}(u_s, \mu) = \frac{L}{2} RMS_{\zeta_{max}}(u_s, \mu); F = H - d|_{prova}; RMS_{\zeta_{foremax}} = 0,15g, \quad (3.49)$$

$$RMS_{\zeta_{psb}}(u_s, \mu) = B/2 \cdot RMS_{\zeta_{max}}(u_s, \mu); RMS_{\phi_{max}} = 6^\circ; RMS_{\phi_{psbmax}} = 0,15g.$$

unde:  $H$  este înălțimea punții și  $d_{prova}$  pescajul la prova navei în cazul de apă calmă,  $L$ ,  $B$  sunt lungimea totală și lățimea la cuplul maestru ale navei.

Pe baza criteriilor de seakeeping la oscilațiile corpului navei exprimate în valorile statistice cele mai probabile pe termen scurt, pentru amplitudinile mișcărilor și accelerațiilor  $RMS_{max}$ ,  $RMS_{\zeta_{max}}$  din relațiile (3.49), rezultă diagramele polare  $h_{1/3max}(\mu, u_s, y)$  și diagramele polare Beaufort  $B_{max}(\mu, u_s, y)$ , pentru o gamă de viteze  $u_s$  și unghiul de cap  $\mu \in [0, 360^\circ]$ , conform scării de conversie dintre intensitatea Beaufort a mării și înălțimea semnificativă a valului  $h_{1/3}$  din Figura 3.8. Diagramele polare permit identificarea domeniilor limită ale răspunsului dinamic la evaluarea condițiilor de navigație extreme în valuri neregulate.

Pe baza modelului teoretic privind răspunsul statistic pe termen scurt la oscilațiile navei, am dezvoltat modulele de calcul a parametrilor statistici SH13\_33(44)(55)uc și de vizualizare a funcțiilor densitate de putere ale răspunsului dinamic SHGR33(44)(55)uc implementate în pachetul de programe propriu DYN (Domnișoru, Rubaneco, Mirciu, 2009-2013), ce sunt prezentate în Anexa 3. Modulele de calcul din capitolul 3.3.1 și 3.3.2 fac parte din modulul principal DYN\_OSC(L), din pachetul de programe DYN.

### 3.3.3 Analiza neliniară la oscilațiile navei cuplate în plan vertical

La analiza neliniară a oscilațiilor navei cuplate în plan vertical (Figura 3.5),  $\zeta(t)$ ,  $\theta(t)$  se iau în considerare neliniaritățile geometrice și hidrodinamice.

Folosind aceleași notații din subcapitolul 3.3.1, conform ipotezelor de mai sus, forța hidrodinamică verticală pe unitatea de lungime (3.3.6), prin generalizare are următoarea expresie:

$$F_h(x, t) = - \left\{ \frac{D}{Dt} \left[ m_{33}(x, t) \frac{Dz_r(x, t)}{Dt} \right] + N_{33}(x, t) \frac{Dz_r(x, t)}{Dt} - \rho g [A_T(x, t) - A_{T_0}(x)] \right\}, \quad (3.50)$$

unde:  $m_{33}(x, t)$ ,  $N_{33}(x, t)$  sunt masa adițională și coeficientul amortizării hidrodinamice pentru plutirea instantanee și pulsația  $\omega_e$  de întâlnire navă-val;  $A_{T_0}(x)$ ,  $A_T(x, t)$  reprezintă aria transversală la secțiunea  $x$  calculată la plutirea de echilibru în apă calmă, respectiv plutirea instantanee.

În cazul analizei liniare a oscilațiilor navei, sistemul ecuațiilor de mișcare (3.23) admite o rezolvare în domeniul frecvențelor. În cazul analizei neliniare aceasta nu mai este posibil, folosindu-se o analiză prin integrare directă în domeniul timp, datorită neliniarităților geometrice și a variației coeficienților hidrodinamici funcție de poziția instantanee navă-val.

Coeficienții hidrodinamici neliniari admit următoare descompunere:

- componenta liniară calculată pentru pescajul plutirii de echilibru în apă calmă  $d(x)$ ;
- componenta corecției neliniare pentru imersiunea instantanee  $d(x) - z_r(x, t)$ .

$$m_{33}(x, t) = m_{33_0}(x) + m_{33_{nl}}(x, t); N_{33}(x, t) = N_{33_0}(x) + N_{33_{nl}}(x, t)$$

$$A_T(x, t) = A_{T_0}(x) - b_0(x)z_r(x, t) + A_{T_{nl}}(x, t), \quad (3.52)$$

unde  $b_0(x)$  este lățimea carenei în planul plutirii de echilibru în apă calmă.

Analog relației (3.52) deplasarea absolută și cea relativă admit descompunerile:

$$\begin{aligned} \zeta(t) &= \zeta_o(t) + \zeta_{nl}(t) ; \theta(t) = \theta_o(t) + \theta_{nl}(t) ; z_{nl}(x, t) = \zeta_{nl}(x, t) + x \cdot \theta_{nl}(x, t) \\ z(x, t) &= z_o(x, t) + z_{nl}(x, t) ; z_r(x, t) = z_{ro}(x, t) + z_{nl}(x, t) ; z_{ro}(x, t) = z_o(x, t) - \bar{\zeta}_v^*(x, t) \end{aligned} \quad (3.53)$$

Din relațiile (3.50)-(3.53) sarcina în plan vertical (3.24) admite descompunerea:

$$\begin{aligned} q_v(x, t) &= q_{v0}(x, t) + q_{v01}(x, t) + q_{v1}(x, t) \\ q_{v0}(x, t) &= - \left\{ m(x) \ddot{z}_o + m_{33o}(x) \frac{D^2 z_{ro}}{Dt^2} + [N_{33o}(x) - u_s m'_{33o}(x)] \frac{Dz_{ro}}{Dt} + \rho g b_o(x) z_{ro} \right\} \\ q_{v01}(x, t) &= - \left\{ m(x) \ddot{z}_{nl} + m_{33o}(x) \frac{D^2 z_{nl}}{Dt^2} + [N_{33o}(x) - u_s m'_{33o}(x)] \frac{Dz_{nl}}{Dt} + \rho g b_o(x) z_{nl} \right\} \\ q_{v1}(x, t) &= - \left\{ m_{33nl}(x, t) \frac{D^2 z_r}{Dt^2} + \left[ N_{33nl}(x, t) + \frac{\partial m_{33nl}}{\partial t} - u_s m'_{33nl}(x, t) \right] \frac{Dz_r}{Dt} - \rho g A_{Tnl}(x, t) \right\} \end{aligned} \quad (3.54)$$

Pe baza sarcini verticale  $q_{v0}(x, t)$  rezultă sistemul ecuațiilor de mișcare pentru componenta liniară:

$$A_{\zeta\zeta} \ddot{\zeta}_o + B_{\zeta\zeta} \dot{\zeta}_o + C_{\zeta\zeta} \zeta_o + A_{\zeta\theta} \ddot{\theta}_o + B_{\zeta\theta} \dot{\theta}_o + C_{\zeta\theta} \theta_o = F_{vo}(t)$$

$$A_{\theta\zeta} \ddot{\zeta}_o + B_{\theta\zeta} \dot{\zeta}_o + C_{\theta\zeta} \zeta_o + A_{\theta\theta} \ddot{\theta}_o + B_{\theta\theta} \dot{\theta}_o + C_{\theta\theta} \theta_o = M_{vo}(t)$$

cu formă matriceală:

$$[A] \{ \ddot{Q}_o(t) \} + [B] \{ \dot{Q}_o(t) \} + [C] \{ Q_o(t) \} = \{ F_o(t) \} \Rightarrow \{ Q_o(t) \} = \{ Q_o(t) \} = \{ \zeta_o(t); \theta_o(t) \}^T, \quad (3.56)$$

Din relațiile (3.51), (3.53), (3.54) sistemul ecuațiilor de mișcare pentru componenta neliniară are următoarea expresie:

$$A_{\zeta\zeta} \ddot{\zeta}_{nl} + B_{\zeta\zeta} \dot{\zeta}_{nl} + C_{\zeta\zeta} \zeta_{nl} + A_{\zeta\theta} \ddot{\theta}_{nl} + B_{\zeta\theta} \dot{\theta}_{nl} + C_{\zeta\theta} \theta_{nl} = F_{vnl}(t) \quad (3.57)$$

$$A_{\theta\zeta} \ddot{\zeta}_{nl} + B_{\theta\zeta} \dot{\zeta}_{nl} + C_{\theta\zeta} \zeta_{nl} + A_{\theta\theta} \ddot{\theta}_{nl} + B_{\theta\theta} \dot{\theta}_{nl} + C_{\theta\theta} \theta_{nl} = M_{vnl}(t)$$

Coefficienții sistemului (3.57) sunt aceiași cu cei de la componenta liniară (3.55), iar termenul de excitație este funcție de  $z_r(x, t)$  și de necunoscuta  $z_{nl}(x, t)$ :

Forma matriceală a sistemului de ecuații (3.57) pentru componenta neliniară este:

$$[A] \{ \ddot{Q}_{nl}(t) \} + [B] \{ \dot{Q}_{nl}(t) \} + [C] \{ Q_{nl}(t) \} = \{ F_{nl}(t, \{ Q_{nl}(t) \}, \{ \dot{Q}_{nl}(t) \}, \{ \ddot{Q}_{nl}(t) \}) \} \Rightarrow \{ Q_{nl}(t) \} = \{ \zeta_{nl}(t); \theta_{nl}(t) \}^T, \quad (3.59)$$

Deoarece termenul de excitație  $\{ F_{nl}(t) \}$  depinde de soluția sistemului (3.59)  $\{ Q_{nl}(t) \}$ , se va utiliza procedura iterativă din relația (3.60) pentru integrarea în domeniul timp a sistemului de ecuații ale componente neliniare pentru un timp de simulare  $t \in [0, T_s]$ ,  $T_s \geq 5T_e$ ,  $T_e = 2\pi/\omega_e$ ,

iter "0": Se consideră soluție inițială  $\{ Q_{nl}(t) \}^{(0)} = 0$ , (3.60)

iter "k": S-a determinat  $\{ Q_{nl}(t) \}^{(k)}$  și se calculează:  $\{ F_{nl}(t) \}^{(k+1)} = \{ F_{nl}(t, \{ Q_{nl}(t) \}^{(k)}, \{ \dot{Q}_{nl}(t) \}^{(k)}, \{ \ddot{Q}_{nl}(t) \}^{(k)}) \}$ ,

iter "k+1": Se rezolvă sistemul de ecuații:  $[A] \{ \ddot{Q}_{nl} \}^{(k+1)} + [B] \{ \dot{Q}_{nl} \}^{(k+1)} + [C] \{ Q_{nl} \}^{(k+1)} = \{ F_{nl}(t) \}^{(k+1)}$ ,

folosind o metodă directă de integrare numerică în domeniul timp tip  $\beta$ -Newmark.

Criteriul de convergență: ( $\epsilon=0,001$ )

$$\frac{\max_t |\zeta_{nl}^{(k+1)}(t) - \zeta_{nl}^{(k)}(t)|}{\max_t |\zeta_{nl}^{(k)}(t)|} \leq \epsilon ; \frac{\max_t |\theta_{nl}^{(k+1)}(t) - \theta_{nl}^{(k)}(t)|}{\max_t |\theta_{nl}^{(k)}(t)|} \leq \epsilon \rightarrow \zeta_{nl}(t), \theta_{nl}(t)$$

Răspunsul dinamic total îl obținem însumând componentele liniară și neliniară:

$$\zeta(t) = \zeta_o(t) + \zeta_{nl}(t); \theta(t) = \theta_o(t) + \theta_{nl}(t). \quad (3.61)$$

Pentru determinarea răspunsului la seakeeping neliniar folosim modulul DYN\_OSC(N) din pachetul de programe propriu DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013).

### 3.4. Metode pentru analiza răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei, cu solicitări din valuri neregulate de întâlnire

În cazul navelor cu corp elastic, având lungimi peste 150 m și frecvența fundamentală la vibrațiile în plan vertical cu valori de 0,5-2 Hz, este necesar ca răspunsul dinamic al navei să se determine prin teoria hidroelasticității, care spre deosebire de analiza la seakeeping, ce include componentele de joasă frecvență, la oscilații, să includă și componentele de înaltă frecvență, pe primele moduri proprii de vibrații generale. Analiza răspunsului dinamic hidroelastic pune în evidență fenomene speciale induse de valuri la vibrația forțată generală a corpului navei.

Fenomene de springing și whipping conduc la componente semnificative de vibrație în răspunsul hidroelastic al navei în valuri neregulate extreme, care vor induce efecte negative asupra rezistenței de oboseală a elementelor structurale constituente ale corpului navei (capitolul 3.5).

În cele ce urmează prezentăm determinarea răspunsului dinamic liniar și neliniar, cu solicitări din val neliniar Longuet-Higgins, pe baza teoriei hidroelasticității (Domnișoru, 1998, 2001, Jensen și Dogliani, 1993, Hirdaridis, Price și Temarel, 2003, Hirdaridis și Chunhua, 2005, Perunovic și Jensen, 2005, Park și Temarel, 2007, Jensen și Pedersen, 2009, Tuitman, 2010), în următoarele ipoteze principale.

- 1) corpul navei este discretizat în  $N_e$  elemente de grindă elastică tip Timoshenko, cu includerea inerției la rotație și a deformațiilor din forfecare, utilizând metoda elementului finit FEM;
- 2) pe baza tehnicii de analiză modală, se consideră răspunsul dinamic al navei descompus pe  $r=0,1$  modurile de rigid, oscilațiile verticale și de tangaj, și  $r=2,n$  primele  $n-2$  moduri proprii de vibrație ale grinzii navă elastică (corp uscat);
- 3) se ține cont de geometria exactă a secțiunilor navei, cu considerarea tuturor neliniarităților, inclusiv posibilitatea de emersare totală din apă, având formele navei descrise cu transformata conformă multiparametrică;
- 4) ca sursă de excitație se consideră valul exterior neliniar model Longuet-Higgins, ce include și componentele de interferență ale valului.

Din echilibrul dinamic al forțelor și momentelor în plan vertical al grinzii navă, sistemul ecuațiilor diferențiale de mișcare are următoarea expresie:

$$m(x)\ddot{w}(x,t) - \left[ GA_f(x)(\gamma(x,t) + \alpha(x)\dot{\gamma}(x,t)) \right]' = F_h(x,t)$$

$$j_y(x)\ddot{\theta}(x,t) - \left[ EI(x)(\theta'(x,t) + \beta(x)\dot{\theta}'(x,t)) \right]' - GA_f(x)[\gamma(x,t) + \alpha(x)\dot{\gamma}(x,t)] = 0, \quad (3.62)$$

$$w'(x,t) = \theta(x,t) + \gamma(x,t)$$

unde:  $w(x,t)$ ,  $\theta(x,t)$ ,  $\gamma(x,t)$  reprezintă săgeata totală, rotirea la încovoiere și lunecarea specifică la forfecare;  $EI(x), GA_f(x)$  rigiditățile la încovoiere și forfecare;  $m(x), j_y(x)$  masa și momentul de inerție masic pe unitatea de lungime a navei;  $\alpha(x), \beta(x)$  coeficienții de amortizare structurală.

Conform metodei analizei modale răspunsul dinamic admite următoarea descompunere:

$$w(x,t) = \sum_{r=0}^n w_r(x)p_r(t); \quad \theta(x,t) = \sum_{r=0}^n \theta_r(x)p_r(t); \quad \gamma(x,t) = \sum_{r=0}^n \gamma_r(x)p_r(t), \quad (3.63)$$

unde:  $p_r(t), r=0, n$  reprezintă funcțiile temporare coordonatele modale principale;  $w_r(x), \theta_r(x), \gamma_r(x)$   $r=0, n$   $x \in [0, L]$  reprezintă funcțiile de formă modale la oscilații și vibrații.

Pe baza relațiilor (3.62), (3.63), ținând cont de relațiile de ortogonalitate ale modurilor proprii ale grinzii navă, se obține sistemul ecuațiilor de mișcare în plan vertical exprimat în coordonate principale modale:

$$[a]\{\ddot{p}(t)\} + [b]\{\dot{p}(t)\} + [c]\{p(t)\} = \{F_h(t)\}, \quad (3.64)$$

$$\{p(t)\} = \{p_0(t), p_1(t), \dots, p_n(t)\}^T; \quad \{F_h(t)\} = \{F_{h0}(t), F_{h1}(t), \dots, F_{hn}(t)\}^T; \quad F_{hs}(t) = \int_0^L F_h(x,t)w_s(x)dx; \quad s = 0, n,$$

unde  $[a]$ ,  $[b]$ ,  $[c]$  reprezintă matricele inerțiale, amortizare și rigiditate structurale, calculate prin metoda elementului finit,  $\{p(t)\}$  este vectorul coordonatelor principale modale,  $\{F_h(t)\}$  este vectorul forțelor hidrodinamice de excitație generalizate.

Sursa de excitație, valul neliniar model Loguet-Higgins (Perunovic și Jensen, 2005), considerând spectrul valului liniar  $\Phi_{\zeta_v, \zeta_v}$  (capitolul 3.3.2) descompus în  $a_i, \omega_i, i = 1, m$  componente spectrale (Faltinsen, 1993), admite următoarea expresie în formă compactă:

$$\zeta_v^*(x, t) = \sum_{(\omega_e)} a_w \left| \omega_e \cos(kx + \omega_e t - \varepsilon) = \sum_{(\omega_e)} \left[ a(x, \omega_e) \cos \omega_e t - b(x, \omega_e) \sin \omega_e t \right]. \quad (3.67)$$

Forța hidrodinamică pe direcție verticală cu termeni neliniari se obține prin generalizarea teoriei fâșiilor în varianta Gerritsma-Beukelman (3.24) și are următoarea expresie:

$$F_h(x, t) = -\frac{D}{Dt} \left[ m33(x, t) \frac{Dz_r(x, t)}{Dt} \right] - N33(x, t) \frac{Dz_r(x, t)}{Dt} + F_{FK}(x, t) + F_{imp}(x, t), \quad (3.68)$$

unde:  $F_{FK}$  este componenta hidrostatică forța Froude-Krilov,  $F_{imp}$  este forța de impact la șoc hidrodinamic din slammingul de fund.

Deplasarea relativă navă-val pe direcție verticală are următoarea expresie:

$$z_r(x, t) = w(x, t) - \zeta_v^*(x, t); \quad w(x, t) = w_o(x, t) + w_{nl}(x, t), \quad (3.69)$$

$$z_r(x, t) = z_{ro}(x, t) + w_{nl}(x, t); \quad z_{ro}(x, t) = w_o(x, t) - \zeta_v^*(x, t),$$

unde:  $w_o(x, t)$  este componenta liniară în ipotezele bordurilor verticale, fără producerea slammingului, la un val neregulat Longuet-Higgins;  $w_{nl}(x, t)$  este componenta neliniară, în care includem corecția neliniară a răspunsului dinamic staționar și tranzitoriu, admițând producerea slammingului de fund și bordaj.

Componenta hidrostatică Froude-Krilov are următoarea expresie:

$$F_{FK} = -\rho g b_o(x) z_{ro}(x, t) - \rho g b_o(x) w_{nl}(x, t) + \rho g A_{nl}|_{z_r}(x, t), \quad (3.70)$$

unde:  $A_{nl}|_{z_r}$  este corecția neliniară pentru aria secțiunii transversale imerse.

Conform lui Ochi și Kawakami (Hirdaridis și Chunhua, 2005) forța de impact la șoc hidrodinamic (slamming de fund), are următoarea expresie:

$$F_{imp}(x, t) = \delta_{sf} K_{imp}(x, t) \left[ \frac{Dz_r(x, t)}{Dt} \right]^2; \quad \delta_{sf}(x, t) = \begin{cases} 1 & z_r(x, t) \geq d(x) \\ 0 & z_r(x, t) < d(x) \end{cases}, \quad (3.71)$$

Masa hidrodinamică și coeficientul de amortizare hidrodinamică, pentru imersiunea instantanee a corpului navei, se descompun analog (3.52) respectiv forța hidrodinamică (3.68)–(3.71) admite următoarea descompunere:

$$F_h(x, t) = F_{h0}(x, t) + F_{h01}(x, t) + F_{h1}(x, t) \quad (3.73)$$

$$F_{h0}(x, t) = -\left\{ \frac{D}{Dt} \left[ m33_o(x) \frac{Dz_{ro}}{Dt} \right] + N33_o(x) \frac{Dz_{ro}}{Dt} + \rho g b_o(x) z_{ro} \right\},$$

$$F_{h01}(x, t) = -\left\{ \frac{D}{Dt} \left[ m33_o(x) \frac{Dw_{nl}}{Dt} \right] + N33_o(x) \frac{Dw_{nl}}{Dt} + \rho g b_o(x) w_{nl} \right\},$$

$$F_{h1}(x, t) = -\left\{ \frac{D}{Dt} \left[ m33_{nl}|_{z_r} \frac{D(z_{ro} + w_{nl})}{Dt} \right] + N33_{nl}|_{z_r} \frac{D(z_{ro} + w_{nl})}{Dt} - \rho g A_{nl}|_{z_r} \right\} + \delta_{sf}|_{z_r} K_{imp} \left[ \frac{D(z_{ro} + w_{nl})}{Dt} \right]^2.$$

Analog deplasării (3.69), vectorul coordonatelor principale modale se descompune în:

$$\{p(t)\} = \{p_o(t)\} + \{p_{nl}(t)\}, \quad (3.74)$$

unde:  $\{p_o(t)\}$  este componenta liniară, răspuns dinamic stabilizat;  $\{p_{nl}(t)\}$  este componenta neliniară, formată din corecția neliniară a răspunsului dinamic stabilizat și a răspunsului dinamic tranzitoriu.

Din sistemul de ecuații (3.64) și relațiile (3.67), (3.73), (3.74) sistemul ecuațiilor de mișcare pentru componenta liniară, are următoarea expresie:

$$[a]\{\ddot{p}_o(t)\} + [b]\{\dot{p}_o(t)\} + [c]\{p_o(t)\} = \{F_{h0}(t)\}. \quad (3.75)$$

Deoarece sistemul (3.75) este liniar, răspunsul dinamic  $p_{os}(t), s=0, n$  va avea aceeași formă ca și termenul de excitație (3.78):

$$\{p_O(t)\} = \sum_{(\omega_e)} [\{P(\omega_e)\} \cos \omega_e t - \{Q(\omega_e)\} \sin \omega_e t]. \quad (3.80)$$

Cu soluția deplasării la analiză liniară din excitația cu val neregulat model Longuet-Higgins (3.66)-(3.67) are în formă compactă expresia:

$$w_O(x, t) = \sum_{s=0}^n \sum_{(\omega_e)} w_S(x) [P_S(\omega_e) \cos \omega_e t - Q_S(\omega_e) \sin \omega_e t]. \quad (3.84)$$

Din sistemul de ecuații (3.64) și relațiile (3.67), (3.73), (3.74) sistemul ecuațiilor de mișcare pentru componenta neliniară, are următoarea expresie:

$$[a]\{\ddot{p}_{nl}(t)\} + [b]\{\dot{p}_{nl}(t)\} + [c]\{p_{nl}(t)\} = \{F_{h01}(t)\} + \{F_{h1}(t)\}. \quad (3.85)$$

$$[A]\{\ddot{p}_{nl}(t)\} + [B]\{\dot{p}_{nl}(t)\} + [C]\{p_{nl}(t)\} = \left\{ F_{h1}(t, \{p_{ne}\}, \left\{ \begin{matrix} g \\ p_{ne} \end{matrix} \right\}, \left\{ \begin{matrix} gg \\ p_{ne} \end{matrix} \right\} \right\}. \quad (3.87)$$

$$[A] = [a] + [Ah] \frac{\omega_{osc}}{\omega_2} \quad ; \quad [B] = [b] + [Bh] \frac{\omega_{osc}}{\omega_2} \quad ; \quad [C] = [c] + [Ch] \frac{\omega_{osc}}{\omega_2}$$

Deoarece  $\{F_{h1}(t)\}$  depinde de valoarea răspunsului dinamic  $\{p_{nl}(t)\}$ , se impune unui procedeu de rezolvare iterativă a sistemului (3.87), folosind o metodă de integrare directă în domeniul timp la fiecare iterație.

Răspunsul dinamic total indus de valuri în deplasări are conform analizei modale expresia:

$$w(x, t) = \sum_{r=0}^n w_r(x) \times p_r(t) \quad ; \quad p_r(t) = p_{Or}(t) + p_{nlr}(t) \quad r = 0, n, \quad (3.93)$$

Pentru o secțiune dată  $x$ , aplicând analiza spectrală cu Transformata Fourier Rapidă (FFT) sau Transformata Fourier Directă (TFD) funcțiilor de timp ale răspunsului dinamic hidroelastic, se obțin funcțiile densitate spectrală de putere (și amplitudine) ale răspunsului dinamic  $\Phi_{YY}(\omega_e)$ . Pe baza relațiilor (3.47) se determină parametrii statistici pe termen scurt ale componentelor de joasă frecvență, oscilații, și de înaltă frecvență, vibrații.

Pentru analiza răspunsului dinamic hidroelastic folosim pachetul de programe propriu DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), cu modulele DYN\_LIN (STABY) și DYN\_NLN (STABY+TRANZY) pentru obținerea răspunsului dinamic liniar și neliniar. Dacă se înlocuiește valul neregulat model Longuet-Higgins (3.65) cu valul regulat model Airy (3.20), se obține direct soluția în domeniul frecvență a funcțiilor de transfer hidroelastice liniare cu modulul DYN\_HEL din pachetul de programe DYN.

Prelucrarea FFT sau TFD a răspunsului dinamic este realizată cu ajutorul modului program P\_FFT\_TFD, implementat în pachetul DYN, ce este prezentat în Anexa 4.

### 3.5. Analiza la oboseală a structurii corpului navei și estimarea preliminară a duratei de exploatare a navei la solicitări din valuri extreme

În cazul navelor, analiza rezistenței la oboseală cuantifică posibilitatea apariției fisurilor în structură induse de solicitările dinamice din valuri. Datorită caracterului aleatoriu a încărcărilor la bordul navei, cuplate cu defecte de fabricație și material, apariția fisurilor nu poate fi eliminată integral din etapa de proiectare, motiv pentru care societățile de clasificare navale impun inspecții periodice anuale a structurii corpului navei. Analiza rezistenței la oboseală se efectuează pentru elementele structurale de la bordul navei caracterizate prin cele mai ridicate valori ale stării de tensiuni, acestea influențând în mod decisiv valoarea estimată a duratei de exploatare a navei în condiții de siguranță structurală.

Pentru a efectua analiza la oboseală trebuie cunoscută evoluția pe termen lung a stării mării în zonele de navigație ale navei, corespunzătoare perioadei de exploatare prevăzută pentru navă, de cel puțin  $R=20$  ani. Rezultatele studiilor oceanografice preluate în normele societăților de clasificare (DNV, 2010, GL, 2011, BV, 2010), descriu evoluția stării mării prin diagramele de împrăștiere ce arată numărul aparițiilor diferitelor înălțimi semnificative  $h_{1/3}$  corespunzătoare la diferite perioade medii  $T_1$ , într-o înregistrare a valurilor pe o perioadă de referință  $T_b$  de ordinul a 1-2 ani.

Din punct de vedere statistic pe baza diagramei de împrăștiere a valurilor ( $h_{1/3}, T_1$ ) se poate defini funcția densitate de probabilitate pe termen lung:

$$f_{H_{1/3}, T_1}(h_{1/3}, \bar{T}) dh_{1/3} d\bar{T} = P\left[\left(h_{1/3} < H_{1/3} \leq h_{1/3} + dh_{1/3}\right) \cap \left(\bar{T} < T_1 \leq \bar{T} + d\bar{T}\right)\right], \quad (3.94)$$

ce admite în discret, pe baza înregistrărilor oceanografice, formularea alternativă:

$$\{n_{ij}, h_{1/3i} |_{i=1,m}; T_{1j} |_{j=1,n}\}; n_{total} = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n n_{ij} \rightarrow p_{ij} = \frac{n_{ij}}{n_{total}}; h_{1/3i} |_{i=1,m}; T_{1j} |_{j=1,n} \cdot \quad (3.95)$$

În cazul când starea mării este descrisă pe termen scurt prin funcția densitate spectrală de putere tip ITTC (3.43), pentru descrierea stării mării pe termen lung se va utiliza histograma înălțimii semnificative a valurilor  $h_{1/3}$ , ce se obține pe baza diagramei de împrăștiere (3.94)-(3.95), și reprezintă procentual numărul de valori semnificative  $h_{1/3}$  din înregistrare care au valoarea cuprinsă în fiecare interval ales, independent de valoarea perioadei medii  $T_1$ , respectiv se definește funcția densitate de probabilitate pe termen lung:

$$f_{H_{1/3}}(h_{1/3}) dh_{1/3} = P\left[h_{1/3} < H_{1/3} \leq h_{1/3} + dh_{1/3}\right] = dh_{1/3} \int_{(T_1)} f_{H_{1/3}, T_1}(h_{1/3}, \bar{T}) d\bar{T}, \quad (3.96)$$

ce admite în discret, pe baza înregistrărilor oceanografice, formularea alternativă:

$$n_i = \sum_{j=1}^n n_{ij} \rightarrow p_i = \frac{n_i}{n_{total}}; h_{1/3i} |_{i=1,m} \cdot \quad (3.97)$$

Pe baza diagramei de împrăștiere a valurilor ( $h_{1/3}, T_1$ ) World Wide Trade (DNV, 2010) și a relațiilor (3.95),(3.96) se obține histograma înălțimii semnificative a valurilor  $h_{1/3}$ , din Tabelul 3.4 și Figura 3.10.

Analiza la oboseală a structurilor navale include următoarele etape:

- identificarea zonelor structurale supuse la solicitări extreme din valuri, pe baza modelelor 3D-FEM / 1D; pe baza coeficienților de corelație  $k_{3D/1D}$  (capitolul 3.2) și a tensiunilor semnificative  $\sigma_{1/3}$  de la analiza dinamică pe termen scurt (capitolul 3.3-3.4) se determină tensiunile maxime în elementele structurale cu concentratori de tensiune;
- analiza la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare Palmgren-Miner, pentru detaliile structurale cu tensiunile semnificative maxime pe termen scurt și histograma înălțimii semnificative a valurilor pe termen lung (Tabelul 3.4);
- estimarea duratei de exploatare a corpului navei în condiții de siguranță din punct de vedere a rezistenței la oboseală, precum și evaluarea unor soluții alternative constructive pentru detaliile structurale ce depășesc limitele de siguranță la solicitările pe termen lung și scurt din valuri neregulate extreme.

Tabel.3.4 Histograma WWT

i	$h_{1/3i}$ [m]	$p_i$	$n_i$
1	0,5	0.133136	135
2	1,5	0.324458	329
3	2,5	0.263314	267
4	3,5	0.142012	144
5	4,5	0.068047	69
6	5,5	0.030572	31
7	6,5	0.012821	13
8	7,5	0.005917	6
9	8,5	0.004931	5
10	9,5	0.004931	5
11	10,5	0.002959	3
12	11,5	0.002959	3
13	12,5	0.002959	3
14	13,5	0.000986	1

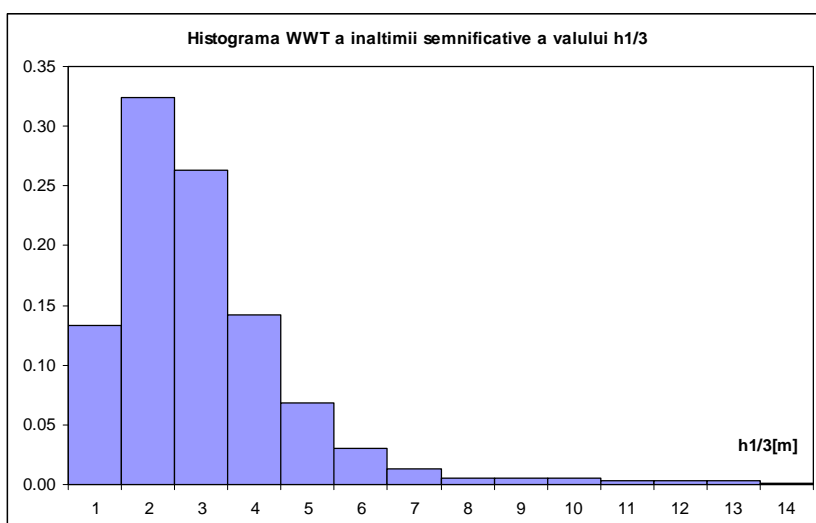


Figura. 3.10 Histograma WWT-World Wide Trade a înălțimii semnificative a valului  $h_{1/3}$ [m] pe termen lung (DNV, 2010)

Structura navelor maritime portcontainer este construită din oțel naval (Tabelul 3.2) și pentru diversele tipuri de îmbinări, normate de către societățile de clasificare navale, se poate aprecia comportarea la oboseală a îmbinării din oțel prin diagramele tensiuni S și cicli N (GL, 2011; DNV, 2010; BV, 2010).

În cazul structurilor navale se considerăm drept referință pentru estimarea rezistenței la oboseală tensiunile echivalente von Mises semnificative de la analiza pe termen scurt  $\sigma_{vM1/3i}$  corespunzătoare stării marii cu înălțimea semnificativă a valurilor  $h_{1/3i}, i=1, m$ . În mod uzual tensiunile maxime la o navă portcontainer se înregistrează în zona superioară a grinzii navă, corespunzătoare planșeului de punte, datorită deschiderilor mari ale compartimentelor de marfă, cu concentratori semnificativi la rama gurilor de magazie și la intersecția pereților transversali cu elementele punții, precum și datorită poziționării axei neutre a secțiunilor transversale sub mijlocul înălțimii de construcție a navei, structura dublului fund fiind mult mai robustă. Tensiunile semnificative pentru analiza la oboseală se obțin prin metoda concentratorilor de tensiune cuplată cu analiza spectrală pe termen scurt a răspunsului dinamic al navei în valuri, conform normelor societăților de clasificare navale (DNV, 2010, GL, 2011, BV, 2010). Astfel, pe baza coeficienților de corelație  $k_{3D/1D}|_{EL}$  (3.18), rezultați la analiza rezistenței generale și locale a structurii corpului navei pe modele 3D-FEM /1D la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice (capitolul 3.2), și a tensiunilor semnificative normale  $\sigma_{x1/3i}|_{EL}^{EL}, i = 1, m$  în elementele de punte (EL), rezultate din analiza statistică pe termen scurt a răspunsului dinamic al corpului navei, oscilații (osc) și vibrații (vib), liniare (lin) și neliniare (nln), la solicitări din valuri neregulate (capitolul 3.3-3.4), tensiunile semnificative pentru analiza la oboseală se obțin din relația:

$$\sigma_{vM1/3i}|_{EL}^{EL} = k_{3D/1D}|_{EL} \cdot \sigma_{x1/3i}|_{EL}^{EL}; \sigma_{vM1/3i}|_{EL}^{EL} = k_{3D/1D}|_{EL} \cdot \sigma_{x1/3i}|_{EL}^{EL}; h_{1/3i}, i = 1, m. \quad (3.100)$$

În cazul structurilor navale, tensiunea medie este egală cu valoarea obținută în condițiile de solicitare în apă calmă,  $\sigma_m = \sigma_{vMac}|_{hw=0}$ .

Intervalul de variație a câmpului de tensiuni se obține din următoarele relații:

$$\Delta\sigma_{ci\_osc}|_{EL} = 2f_c \cdot \sigma_{vM1/3i}|_{EL}^{EL}; \Delta\sigma_{ci\_vib}|_{EL} = 2f_c \cdot \sigma_{vM1/3i}|_{EL}^{EL}; h_{1/3i}, i = 1, m; f_c = \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_m}\right)^{-1}, \quad (3.101)$$

unde  $f_c$  este factorul de corecție Morrow, de la ciclul asimetric la ciclul echivalent simetric.

Numărul de cicli maximi la care elementele structurale ale corpului navei sunt supuse la solicitări din valuri pe termen lung, considerând o perioadă de exploatare de referință de  $R = 20$  ani, se obțin din următoarele relații:

$$n_{max\_osc} = \frac{R \cdot 365 \cdot 24 \cdot 3600}{T_{osc}} = 3.1536 \cdot 10^7 R \cdot f_{osc}, \quad n_{max\_vib} = \frac{R \cdot 365 \cdot 24 \cdot 3600}{T_{vib}} = 3.1536 \cdot 10^7 R \cdot f_{vib}, \quad (3.102)$$

unde  $f_{osc}, f_{vib}$  reprezintă frecvențele proprii ale navei la o oscilație și vibrație (modul fundamental).

Evaluarea rezistenței la oboseală a structurilor navale prin metoda Palmgren-Miner, a factorului cumulativ de deteriorare D, se realizează cu următoarea relație de calcul:

$$D = D_{osc} + D_{vib} \leq 1, \quad (3.104)$$

$$D_{osc} = \sum_{i=1}^m \frac{n_{i\_osc}}{N_{i\_osc}}; n_{i\_osc} = p_i \cdot n_{max\_osc}; N_{i\_osc} = f_{SN}(\Delta\sigma_{ci\_osc}),$$

$$D_{vib} = \sum_{i=1}^m \frac{n_{i\_vib}}{N_{i\_vib}}; n_{i\_vib} = p_i \cdot n_{max\_vib}; N_{i\_vib} = f_{SN}(\Delta\sigma_{ci\_vib}),$$

unde am notat:  $p_i, i = 1, m$  histograma înălțimii semnificative a valului  $h_{1/3i}, i = 1, m$  (3.97), (Figura 3.10), (Tabel 3.4), cu  $m=14$ ;  $n_{max\_osc}, n_{max\_vib}$  numerele maxime de cicli pentru perioada de referință  $R = 20$  ani (3.102);  $n_{i\_osc}, n_{i\_vib}$  numerele de cicli aplicați structurii navei pentru starea mării  $h_{1/3i}$ ;  $N_{i\_osc}, N_{i\_vib}$  numerele de cicli din condiția de rezistență la oboseală, ce rezultă pe baza diagramei S-N (Figura 3.11) pentru starea de tensiuni  $\Delta\sigma_{ci\_osc}, \Delta\sigma_{ci\_vib}$  (3.101) la fiecare element structural, cu referința  $\Delta\sigma_{Rc}|_{EL}$  din diagrama SN, funcție de calitatea sudurii ( $f_w=1 \div 1,4$ ), corespunzător stării mării  $h_{1/3i}$  (Tabelul 3.4).



La navele portcontainer uzual se consideră două cazuri semnificative de încărcare: plină încărcare, containere în cală și pe punte; intermediar cu containere transportate doar în cală. Considerând ambele cazuri de încărcare cu ponderi egale, factorul cumulativ de deteriorare  $D$  combinat se calculează în acest caz cu relația:

$$D = 0.5 \cdot D_{\text{plin}} + 0.5 \cdot D_{\text{intermediar}} \leq 1. \quad (3.106)$$

Durata de exploatare a navei estimată pe baza criteriul de rezistență la oboseală, pentru o perioadă inițială de referință de  $R = 20$ ani, rezultă din relația următoare:

$$L = 20/D \quad [\text{ani}]. \quad (3.107)$$

În cazul când  $L < 20$ ani, pentru asigurarea siguranței în exploatare a corpului navei se pot realiza modificări constructive ale structurii navei și chiar modificări ale formelor carenei pentru reducerea intensității răspunsului dinamic hidroelastic. Pentru o navă deja existentă, ce urmează să se reclasifice pentru alte rute de navigație, sau care și-a consumat deja o parte din perioada de exploatare  $R$  planificată la proiectare, se vor prevedea inspecții tehnice ale structurii la intervale de timp mai scurte.

Pentru nava portcontainer 1100 TEU, studiul comparativ al rezistenței la oboseală, în cazurile cu structură corpului inițială și optimizată, se realizează pentru perioada de referință de  $R=20$  de ani, cu starea mării descrisă pe termen scurt prin spectrul de val ITTC (3.43) și pe termen lung prin histograma  $h_{1/3}$  WWT (Tabelul 3.4). Analiza numerică a fost realizată cu programul P\_FAT\_WWT implementat în pachetul DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013).

## Capitolul 4

### VALIDAREA METODELOR DE ANALIZĂ LINIARĂ ȘI NELINIARĂ A OSCILAȚIILOR NAVEI PE BAZA MODELULUI EXPERIMENTAL ITTC LA BAZINUL DE CARENE

În acest capitol se prezintă validarea experimentală pe baza unui model de carenă ITTC a modulelor de analiză liniară și neliniară proprii DYN-OSC (L) și DYN-OSC(N), STABY și TRANZY (componentele de joasă frecvență), (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013) ale răspunsului dinamic la oscilațiile cuplate ale corpului navei în plan vertical. Analiza experimentală este realizată la bazinul de carene de la Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea „Dunarea de Jos” din Galați.

Rezultatele numerice și experimentale sunt în bună concordanță, cele de la analiza liniară fiind mai conservative, iar cele bazate pe analiza neliniară oferă acuratețe mai mare rezultatelor studiului de dinamica navei în valurii (seakeeping).

#### 4.1 Descrierea modelului ITTC experimental și numeric redus la scară

În capitolele 3.3 și 3.4 am prezentat modelele teoretice privind analiza liniară și neliniară a răspunsului dinamic la oscilații și vibrații, liniare și neliniare, ale corpului navei, implementate în codurile program proprii din pachetul de softuri DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2013).

Modulele de analiză liniară și neliniară ale răspunsului dinamic la vibrațiile generale ale corpului navei (componentele de înaltă frecvență, navă grindă elastică), DYN\_STABY și DYN\_TRANZY (subcapitolul 3.4), au fost validate experimental pe baza unor modele de navă test reduse la scară, tip barjă (Miricu, 2012) și vrachier (Domnișoru, 2000).

În acest capitol se prezintă validarea experimentală a modulelor de analiză liniară și neliniară ale răspunsului dinamic la oscilațiile cuplate ale corpului navei în plan vertical (componentele de joasă frecvență, ipoteza navă corp rigid), DYN-OSC (L) și DYN-OSC(N) (subcapitolul 3.3), DYN\_STABY și DYN\_TRANZY (subcapitolul 3.4), pe baza unui model experimental ITTC redus la scară (ITTC, 2005), monocorp din lemn, dezvoltat în cadrul Bazinului de carene de la Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați.

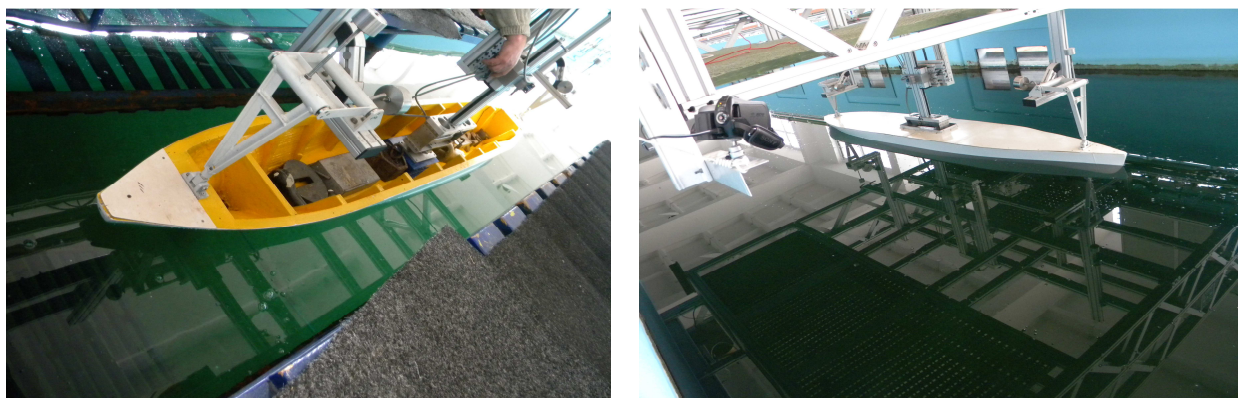


Figura 4.1 Modelul experimental ITTC, Bazinul de carene, Facultatea de Arhitectură Navală din Galați, instrumentarea modelului pentru analiza oscilațiilor cuplate pe direcție verticală și tangaj

Capitolul 4 Validarea metodelor de analiză liniară și neliniară a oscilațiilor navei pe baza modelului experimental ITTC la bazinul de carene

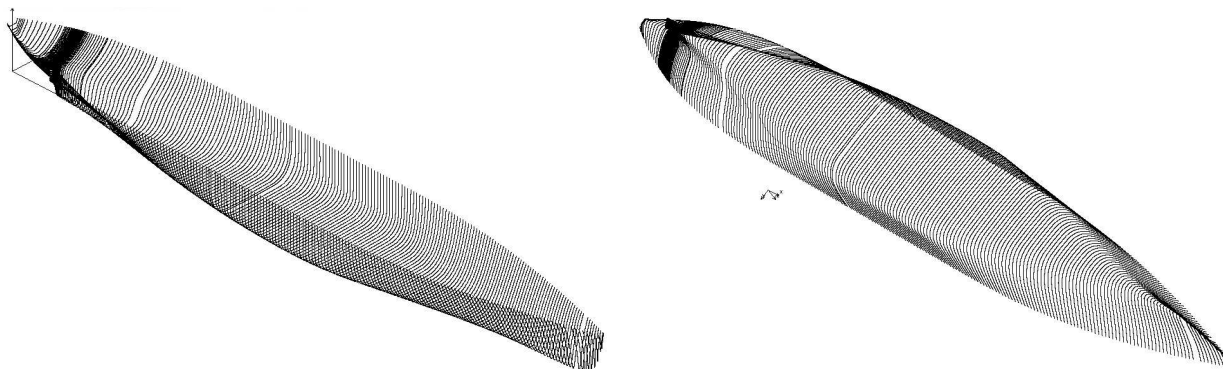


Fig.4.2 Planul de forme al modelului experimental ITTC, model 3D-CAD cu 230 de cuple

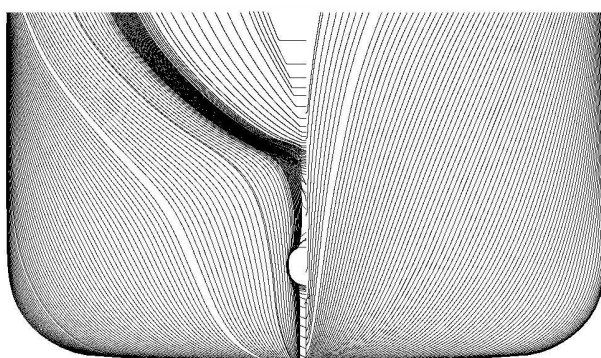


Fig.4.3 Transversalul planului de forme al modelului experimental ITTC, 230 de cuple

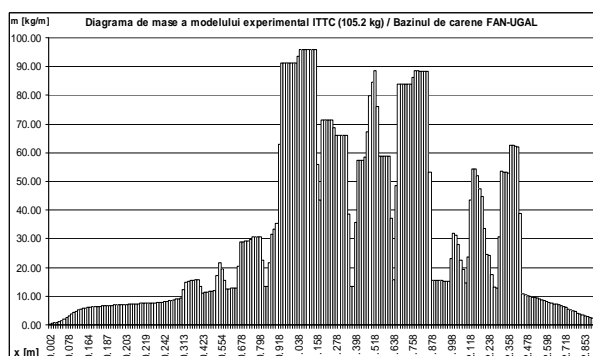


Fig.4.4 Diagrama distribuției masei modelului experimental ITTC, deplasament 105,2 kg

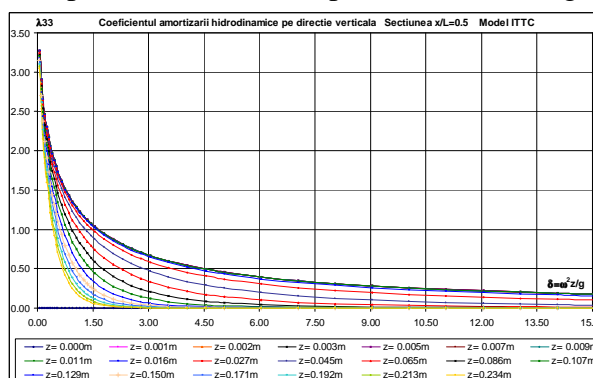
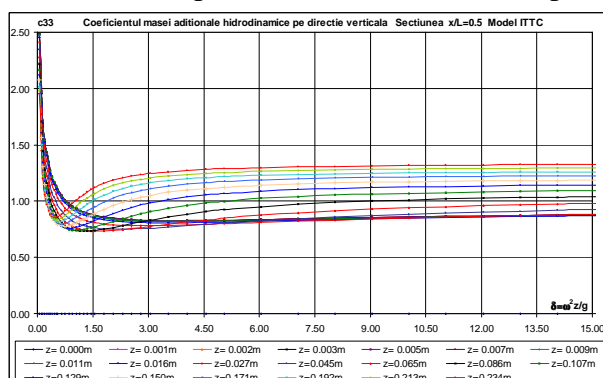


Fig.4.5 Coeficienții adimensionali ai masei aditionale și amortizării hidrodinamice la mișcarea pe direcție verticală,  $c_{33}$ ,  $\lambda_{33}$ , pentru modelul experimental ITTC, secțiunea  $x/L=0,5$

Modelul experimental ITTC dezvoltat la Bazinul de carene de la Facultatea de Arhitectură Navală din Galați este prezentat în Figura 4.1, fiind montat pe căruciorul bazinului și instrumentat cu traductoare pentru măsurarea deplasării la oscilația pe direcție verticală și unghiul la oscilația de tangaj. De asemenea, pe căruciorul bazinul se montează și traductorul de val, în faza preliminară a probelor de analiză a oscilațiilor modelului ITTC.

Caracteristicile modelului experimental ITTC și idealizarea numerică a acestuia sunt prezentate în Tabelul 4.1, cu planul de forme al carenei din Figurile 4.2, 4.3, diagrama distribuției maselor pe lungimea modelului din Figura 4.4, diagrama coeficienților adimensionali ai masei aditionale și amortizării hidrodinamice la mișcarea pe direcție verticală în secțiunea centrală a modelului ( $x/L=0,5$ ) din Figura 4.5.

Tabel 4.1 Caracteristicile modelului experimental ITTC și idealizarea numerică

$L_{max}$ [m]	2,918	$x_G$ [m]	1,4645
$L_{pp}$ [m]	2,800	$\rho_{ap\grave{a}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	998,7
B [m]	0,400	$u_s$ [m/s]	0 ; 1
D [m]	0,234	$f_{vib}$ [Hz]	> 10
$d_m$ [m]	0,164	Înălțimea valului $h_w$ [m]	0,0351 ÷ 0,1039
$d_{prova}$ [m]	0,164	Frecvențele valului $f_w$ [Hz]	0,3800 ÷ 0,9031
$d_{pupa}$ [m]	0,164	Numărul de elemente	230
$c_B$	0,57	$dx$ [m]	0,0020 ÷ 0,0225
$\Delta$ [kg]	105,2	$g$ [m/s <sup>2</sup> ]	9,81

Pentru domeniul de frecvențe ale valului regulat generat la bazinul de carene (Tabel 4.1), cu parametrul de frecvență  $\delta = \omega^2 d_m / g = 0,0953 \div 0,5383$  ( $u_s=0$  m/s), respectiv  $\delta = 0,1473 \div 1,3412$  ( $u_s=1$  m/s), rezultă din Figura 4.5 o variație semnificativă a coeficienților hidrodinamici caracteristică domeniului oscilațiilor verticale ale modelului experimental. Deoarece frecvențele proprii ale navei la vibrație sunt mai mari de 10 Hz și frecvențele valului incident sunt mai mici de 1,5 Hz, corpul modelului ITTC poate fi considerat rigid, fără răspuns dinamic la vibrații.

## 4.2 Caracteristicile valului regulat generat în Bazinul de carene

În cadrul Bazinului de carene, folosind generatorul de val din Figurile 4.6, 4.7 sunt obținute înregistrările în domeniul timp din Figurile 4.8.1÷6. Aplicând procesarea prin transformata Fourier rapidă (FFT) și / sau transformata Fourier directă (TFD) cu programul propriu FFT\_TFD (Anexa 4), se obțin spectrele amplitudine pentru valurile generate în Bazinul de carene din Figurile 4.9.1÷6, în gama din Tabelul 4.2.



Fig.4.6 Generatorul de val - Bazinul de carene Fig.4.7 Valul regulat neperturbat cu  $f=0,695$ Hz

Tabelul 4.2 Caracteristicile valului regulat neperturbat generat la Bazinul de carene

Nr.	$f$ [Hz] ( $u_s=0$ m/s)	$f_e$ [Hz] ( $u_s=1$ m/s)	$a_w$ [mm]	Elongație val $\zeta_w$	Spectru val $a_w$
1	0,38000	0.47249	17.563	Figura 4.8.1	Figura 4.9.1
2	0,49188	0.64684	22.165	Figura 4.8.2	Figura 4.9.2
3	0,59563	0.82285	30.974	Figura 4.8.3	Figura 4.9.3
4	0,69500	1.00437	41.412	Figura 4.8.4	Figura 4.9.4
5	0,80000	1.20991	45.654	Figura 4.8.5	Figura 4.9.5
6	0,90313	1.42553	51.975	Figura 4.8.6	Figura 4.9.6



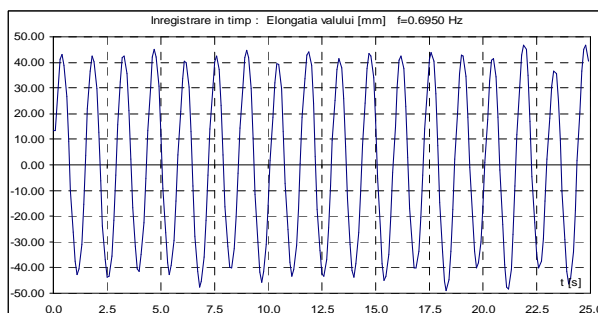


Fig.4.8.4 Variația în timp, val  $f=0,69500$  Hz

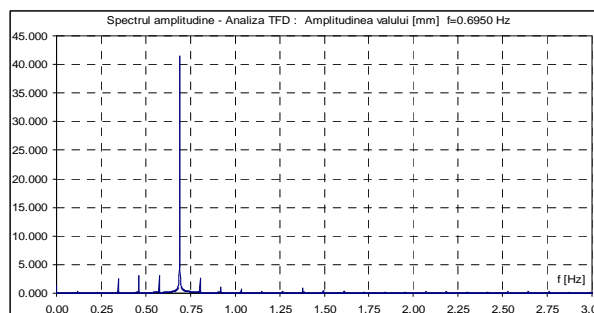


Fig.4.9.4 Spectrul amplitudine, val  $f=0,69500$  Hz

Din analiza spectrelor amplitudine din Figurile 4.9.1÷6 rezultă că pe lângă componenta principală a valului se înregistrează și armonici secundare, inferioare și superioare, generate de reflexia valului pe pereții acvatoriului bazinului de carene, ce interferează și nu pot fi amortizate de sistemul de disipare existent la bazin. De asemenea, aceste subarmonici ale valului vor interfera cu valul propriu de radiație generat de carena navei aflată în oscilație și în deplasare rectilinie (la  $u_s=1$ m/s). Toate aceste subarmonici ale valului sunt neglijate la analiza numerică a oscilațiilor liniare și neliniare ale corpului navei.

### 4.3 Analiza experimentală a răspunsului dinamic la oscilații pentru modelul ITTC

Pentru setul de valuri regulate de întâlnire ( $f_e = f + 2\pi f^2/g \cdot u_s$ ) cu caracteristicile din Tabelul 4.2, modelul experimental ITTC a fost supus la un set de probe cu viteză de 0 și 1 m/s, măsurându-se variația în timp a deplasării pe direcție verticală și a unghiului de tangaj.

Bazinul de carene este dotat cu sistem de măsură și cărucior automatizat pentru tractarea modelelor experimentale, produse de firma Cussons Marine Technology Ltd din UK (Cussons, 2010), ce sunt prezentate în Figurile 4.10, 4.11.

În Figurile 4.12, 4.13 se prezintă oscilațiile în plan vertical ale modelului experimental ITTC în timpul probelor de bazin, cu viteza modelului de 0 și 1 m/s, induse de valul de întâlnire cu frecvența  $f=0,695$  Hz ( $f_e=1,004$  Hz), pentru pozițiile extreme ale unghiului de tangaj.

În Tabelul 4.3 sunt incluse seturile de înregistrări în timp (a) și spectrele TFD/FFT amplitudine (b), rezultate pentru mișcările verticale și de tangaj ale modelului experimental ITTC.

Tabelul 4.3 Seturile experimentale de înregistrări în timp (a) și spectrele TFD/FFT amplitudine (b)

Nr. val	Viteza modelului ITTC $u_s=0$ m/s			Viteza modelului ITTC $u_s=1$ m/s		
	f [Hz]	osc. verticale	osc. tangaj	$f_e$ [Hz]	osc. verticale	osc. tangaj
1	0,38000	Fig.4.14.1.a,b	Fig.4.15.1.a,b	0.47249	Fig.4.16.1.a,b	Fig.4.17.1.a,b
2	0,49188	Fig.4.14.2.a,b	Fig.4.15.2.a,b	0.64684	Fig.4.16.2.a,b	Fig.4.17.2.a,b
3	0,59563	Fig.4.14.3.a,b	Fig.4.15.3.a,b	0.82285	Fig.4.16.3.a,b	Fig.4.17.3.a,b
4	0,69500	Fig.4.14.4.a,b	Fig.4.15.4.a,b	1.00437	Fig.4.16.4.a,b	Fig.4.17.4.a,b
5	0,80000	Fig.4.14.5.a,b	Fig.4.15.5.a,b	1.20991	Fig.4.16.5.a,b	Fig.4.17.5.a,b
6	0,90313	—	—	1.42553	Fig.4.16.6.a,b	Fig.4.17.6.a,b

Capitolul 4 Validarea metodelor de analiză liniară și neliniară a oscilațiilor navei pe baza modelului experimental ITTC la bazinul de carene



Fig.4.10 Căruciorul automatizat pentru tractarea modelelor la Bazinul de carene



Fig.4.11 Sonda de val, tractorul de deplasări pe verticală și unghi de tangaj, sistemul de achiziție date și controlul căruciorului, modelul ITTC instrumentat pentru probe



Fig.4.12 Oscilații în plan vertical, modelul experimental ITTC  $u_s=0\text{m/s}$ , val de întâlnire  $f=0,695\text{Hz}$



Fig.4.13 Oscilații în plan vertical, modelul experimental ITTC  $u_s=1\text{m/s}$ , val de întâlnire  $f_c=1,004\text{Hz}$

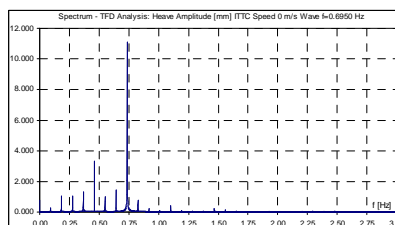
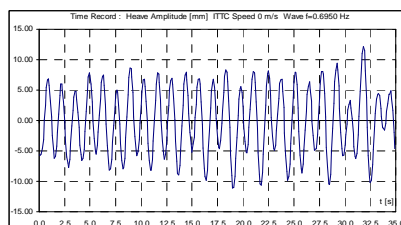


Fig.4.14.4.a,b vertical,  $u_s=0\text{m/s}$ , val 4

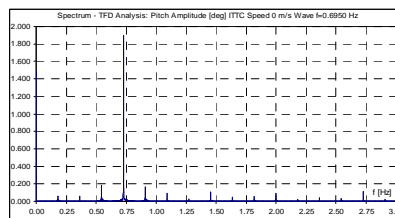
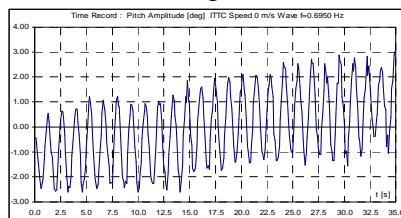


Fig.4.15.4.a,b tangaj,  $u_s=0\text{m/s}$ , val 4

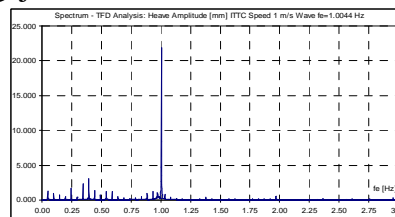
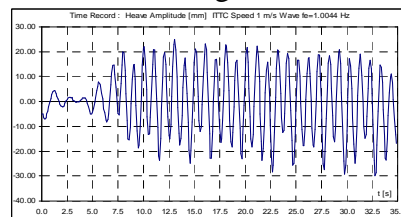


Fig.4.16.4.a,b vertical,  $u_s=1\text{m/s}$ , val 4

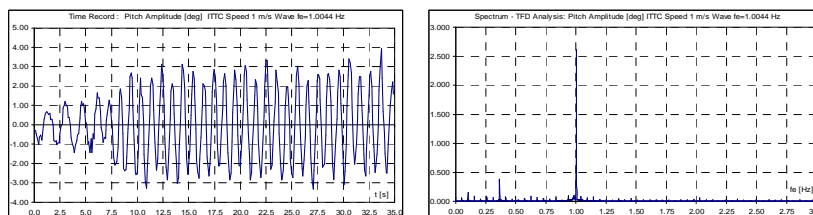


Fig.4.17.4.a,b tangaj,  $u_s=1\text{m/s}$ , val 4

## 4.4 Analiza numerică a răspunsului dinamic la oscilații pentru modelul ITTC

Pe baza modelului teoretic la oscilații liniare cuplate în plan vertical (subcapitolul 3.3), cu programul DYN\_OSC (L) se determină funcțiile RAO operator amplitudine răspuns liniar (LIN\_numeric) din Figurile 4.22÷25, pentru oscilația pe verticală și tangaj. Răspunsul dinamic se obține direct în domeniul frecvență, pentru sursa de excitație valul regulat model Airy cu amplitudine unitară ( $a_w=1$ ), considerat neperturbat de prezența corpului navei, cu neglijarea neliniarităților geometrice ale carenei și ale coeficienților hidrodinamici.

Pe baza modelului teoretic la oscilații neliniare cuplate în plan vertical (subcapitolul 3.3, 3.4), cu programele DYN\_osc (N), DYN\_STABY, DYN\_TRANZY se determină răspunsul dinamic prin integrare directă în domeniul timp, respectiv cu programul P\_FFT\_TFD se determină spectrele amplitudine ale răspunsului dinamic neliniar pentru seturile de rezultate din Tabelul 4.4. Se consideră ca sursă de excitație valul regulat model Airy cu caracteristicile din Tabelul 4.2, considerat neperturbat de prezența corpului navei, cu includerea neliniarităților geometrice ale carenei și ale coeficienților hidrodinamici, inclusiv cu posibilitatea apariției slammingului.

Tabelul 4.4 Seturile de spectre amplitudine obținute la analiza numerică neliniară a oscilațiilor

Nr. val	Viteza modelului ITTC $u_s=0\text{ m/s}$			Viteza modelului ITTC $u_s=1\text{ m/s}$		
	f [Hz]	osc. verticale	osc. tangaj	$f_c$ [Hz]	osc. verticale	osc. tangaj
1	0,38000	Fig.4.18.1	Fig.4.19.1	0.47249	Fig.4.20.1	Fig.4.21.1
2	0,49188	Fig.4.18.2	Fig.4.19.2	0.64684	Fig.4.20.2	Fig.4.21.2
3	0,59563	Fig.4.18.3	Fig.4.19.3	0.82285	Fig.4.20.3	Fig.4.21.3
4	0,69500	Fig.4.18.4	Fig.4.19.4	1.00437	Fig.4.20.4	Fig.4.21.4
5	0,80000	Fig.4.18.5	Fig.4.19.5	1.20991	Fig.4.20.5	Fig.4.21.5
6	0,90313	—	—	1.42553	Fig.4.20.6	Fig.4.21.6

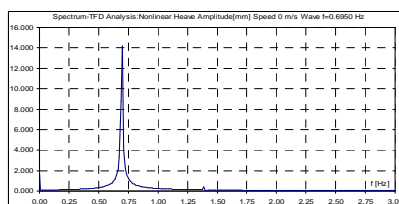


Fig.4.18.4 nln vertical,  $u_s=0\text{m/s}$ , val 4

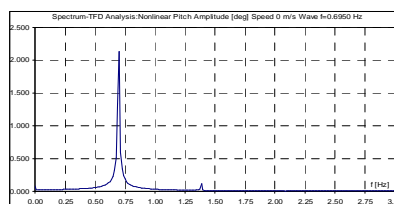


Fig.4.19.4 nln tangaj,  $u_s=0\text{m/s}$ , val 4

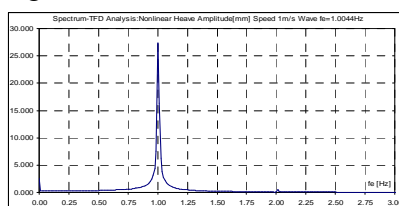


Fig.4.20.4 nln vertical,  $u_s=1\text{m/s}$ , val 4

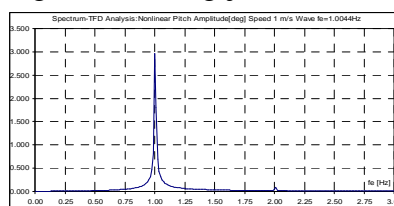


Fig.4.21.4 nln tangaj,  $u_s=1\text{m/s}$ , val 4

## 4.5 Concluzii privind validarea experimentală a modelului teoretic la analiza oscilațiilor navei

Pe baza componentelor din spectrele amplitudine la oscilații neliniare (Figurile 4.18÷21) corespunzătoare frecvențelor valului (Tabelele 4.2, 4.4), rezultă valorile operatorului amplitudine răspuns neliniar (NLN\_numeric) din Figurile 4.22÷25, pe baza relațiilor:

$$RAO_{NLN_{vertical}}(f_e) = \frac{A_{NLN_{vertical}}(f_e)}{a_w(f_e)} ; RAO_{NLN_{tan\ gaj}}(f_e) = \frac{A_{NLN_{tan\ gaj}}(f_e)}{a_w(f_e)} ; f_e = f + \frac{2\pi f^2}{g} u_s , \quad (4.1)$$

unde:  $a_w$ ,  $f$  sunt amplitudinea și frecvența valului regulat neperturbat de prezența corpului navei (Tabelul 4.2),  $g$  este accelerația gravitațională,  $u_s$  este viteza navei,  $f_e$  este frecvența de întâlnire navă-val,  $A$  este amplitudinea componentei de frecvență  $f_e$  din spectrul amplitudine a răspunsului dinamic, RAO este operatorul amplitudine răspuns.

Pe baza componentelor din spectrele amplitudine experimentale (Figurile 4.14.b, 4.15.b, 4.16.b, 4.17.b) corespunzătoare frecvențelor valului (Tabelele 4.2, 4.3), rezultă valorile operatorului amplitudine răspuns experimental (Experiment) din Figurile 4.22÷25, pe baza relațiilor următoare, cu notațiile echivalente din (4.1):

$$RAO_{EXP_{vertical}}(f_e) = \frac{A_{EXP_{vertical}}(f_e)}{a_w(f_e)} ; RAO_{EXP_{tan\ gaj}}(f_e) = \frac{A_{EXP_{tan\ gaj}}(f_e)}{a_w(f_e)} ; f_e = f + \frac{2\pi f^2}{g} u_s . \quad (4.2)$$

Din Figurile 4.22÷25, pe baza comparațiilor între datele analizei liniare și neliniare numerice, conform modelelor teoretice din subcapitolele 3.3, 3.4 și a datelor experimentale, din punct de vedere al proiectării navale, rezultă o bună concordanță între modelul numeric și cel experimental al navei ITTC de test pentru răspunsul dinamic la oscilațiile navei, la deplasarea pe direcție verticală și unghiul de tangaj. Se înregistrează diferențele medii de 20,17% între analiza liniară și experiment, respectiv de 14,93% între analiza neliniară și experiment.

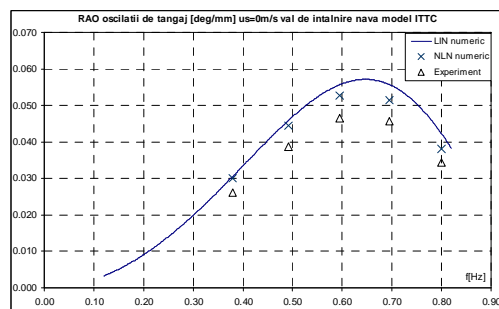
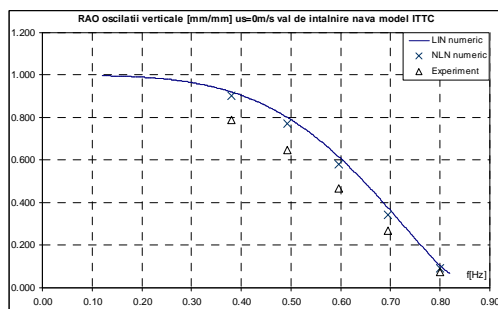


Fig.4.22 Funcția operator amplitudine răspuns RAO la oscilații verticale, model ITTC,  $u_s=0$  m/s Fig.4.23 Funcția operator amplitudine răspuns RAO la oscilații de tangaj, model ITTC,  $u_s=0$  m/s

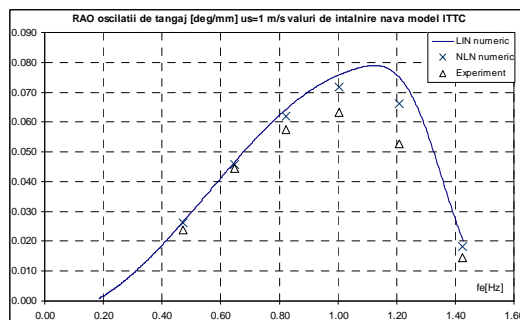
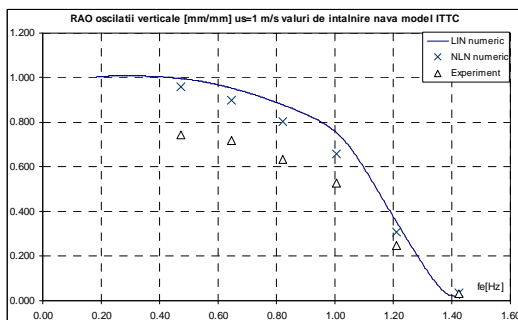


Fig.4.24 Funcția operator amplitudine răspuns RAO la oscilații verticale, model ITTC,  $u_s=1$  m/s Fig.4.25 Funcția operator amplitudine răspuns RAO la oscilații de tangaj, model ITTC,  $u_s=1$  m/s



Diferențele înregistrate între rezultatele modelului numeric liniar (LIN), numeric neliniar (NLN) și experimental (EXP), Figurile 4.22÷25, apar din următoarele cauze:

- modelele teoretice liniar și neliniar (subcapitolele 3.3, 3.4) se bazează pe teoria fâșiilor (Domnișoru, 2001), curgere potențială 2D a unui fluid ideal în fiecare secțiune a carenei, ce nu include în model interferența hidrodinamică între secțiunile transversale ale corpului navei și nici vâscozitatea fluidului, ce conduc la o amortizare a oscilațiilor mai redusă în modelul numeric față de cel experimental;
- în ambele modele teoretice la oscilațiile corpului navei se consideră valabilă ipoteza Froude- Krilov (Betram, 2000) de neperturbate a valului regulat incident, fără includerea valului propriu de radiație generat de corpul navei aflat în mișcare de oscilație și deplasare longitudinală, ce generează interferențe și disipări energetice suplimentare în sistemul navă-val în cazul modelului experimental;
- analiza neliniară, spre deosebire de cea liniară, ține cont de variația coeficienților hidrodinamici funcție de imersiunea instantanee a secțiunilor transversale ale corpului navei (Figura 4.5), respectiv include în model neliniaritățile geometrice și cele hidrodinamice;

În timp ce răspunsul dinamic liniar are o singură componentă cu frecvența egală cu a valului regulat incident  $f_c$  (soluția ecuațiilor de mișcare obținută direct în domeniul frecvență), la analiza neliniară (soluția ecuațiilor de mișcare obținută prin integrare directă în domeniul timp) răspunsul dinamic include și armonici de ordinul II ( $2f_c$ ) și chiar de ordin superior (Figurile 4.18÷21) frecvenței valului regulat de excitație. Astfel se produce un transfer energetic de pe armonica principală a răspunsului dinamic pe armonica de ordinul II, ducând la scăderea amplitudini răspunsului dinamic pe frecvența valului incident în comparație cu analiza liniară.

-valul regulat de referință este măsurat în sistem fix de coordonate, neperturbat de prezența copului navei, dar valul experimental include și componentele secundare, inferioare și superioare, de interferență cu valul reflectat de pereții acvatoriului (Figurile 4.8, 4.9), ce nu sunt incluse în modelele numerice, unde se consideră doar frecvența principală a valului considerat regulat conform sursei generatorului de val (Tabelul 4.2);

- datorită interferențelor multiple între valul incident, componentele secundare din reflexia pe pereții acvatoriului și valul propriu de radiație al corpului navei, răspunsul dinamic înregistrat experimental conține pe lângă componenta principală (frecvența generatorului de val, Tabelul 4.2) mai multe componente secundare de interferență ale valului, la care se adaugă și cele din neliniaritățile geometrice și hidrodinamice ale carenei navei (Figurile 4.14÷17);

În cazul modelului experimental, o parte din energia de pe componenta principală a răspunsului dinamic (prognostată în modelul numeric) este transferată pe mai multe componente secundare. Astfel se justifică diferențele obținute pentru operatorul amplitudine răspuns RAO pe componenta principală (Tabelul 4.2), din Figurile 4.22÷25, între analiza numerică liniară (LIN\_numeric), neliniară (NLN\_numeric) și analiza experimentală desfășurată la Bazinul de carene (Experiment).

Din analiza Figurilor 4.22÷25 cu rezultatele funcțiilor operatorului amplitudine răspuns RAO, rezultă că diferențele între modele sunt mai mici în cazul tangajului decât la mișcarea pe direcție verticală, respectiv diferențele sunt mai mari în cazul testului cu viteză de 1 m/s față de cazul cu viteză nulă.

În concluzie, rezultatele numerice și experimentale sunt în bună concordanță validând modelele teoretice, respectiv analiza liniară prognozează rezultatele cele mai conservative din punct de vedere a evaluării siguranței în navigație, fiind aplicată în mod standard la analizele de seakeeping (ITTC, 2005) în faza preliminară de proiectare a corpului navei. Pentru a crește acuratețea analizelor la seakeeping se impune utilizarea modelului neliniar, în speță pentru nave cu forme fine, respectiv în etapele finale de proiectare ale navei.

# Capitolul 5

## STABILIREA STRUCTURII INIȚIALE ȘI OPTIMIZATE A NAVEI TIP PORTCONTAINER 1100 TEU INCLUSĂ ÎN STUDIU

În acest capitol se prezintă caracteristicile principale ale navei portcontainer tip feeder de 1100 TEU, ce constituie studiul de caz în capitolele următoare, dimensionarea preliminară a structurii corpului navei în zona magaziiilor de marfă pe baza normelor Germanischer Lloyd, optimizarea structurii din zona centrală și validarea pe baza criteriului rezistenței generale ultime, definirea cazurilor de încărcare semnificative pentru nava portcontainer.

### 5.1 Descrierea generală a navei portcontainer de 1100 TEU

În cadrul tezei, studiul de caz se realizează pentru o navă tip portcontainer din clasa feeder de 1100 TEU, având ca prototip nava portcontainer CCNI AUSTRAL (JSEA, 2004), construită la șantierul naval Naikai-Hitachi Zosen Corporation, ce poate transporta mărfuri generale în containere de 20' și 40'.



Figura 5.1 Nava prototip portcontainer CCNI Austral (JSEA, 2004),  $R_{eH}$

Tabelul 5.2 Caracteristicile de material (GL, 2011)

$E$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$2,1 \cdot 10^5$	$\sigma_{adm-AH32}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	240
$G$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$8,1 \cdot 10^4$	$\tau_{adm-AH32}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	153
$\nu$	0,3	$R_{eH-A}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	235
$\rho_{mat}$ [t/m <sup>3</sup> ]	7,7	$\sigma_{adm-A}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	175
$R_{eH-AH32}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	315	$\tau_{adm-A}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	110

Structura corpului navei este realizată din oțel naval, considerat material izotrop (Tabelul 3.2), de înaltă rezistență AH\_32 cu limita de curgere  $R_{eH}=315$  N/mm<sup>2</sup> pentru planșul de punte, rama gurii de magazie și filele superioare ale bordajului și dublului bordaj al navei, restul structurii fiind realizate din oțel naval standard A cu limita de curgere de  $R_{eH}=235$  N/mm<sup>2</sup>. În Tabelul 5.2 se prezintă caracteristicile de material și tensiunile admisibile la rezistența generală și locală conform Germanischer Lloyd (GL, 2011).

Dimensiunile principale ale navei incluse în studiu, portcontainer 1100 TEU, pe baza navei prototip (Figura 5.1), sunt prezentate în Tabelul 5.1. Planul de forme, planul general de amenajare, structura corpului navei, diagramele de mase, sunt dezvoltate în cadrul acestui capitol, pe baza datelor de la nava prototip (Figura 5.1) și de alte nave similare.

Tabelul 5.1 Dimensiuni principale ale navei portcontainer 1100 TEU

Lungimea maximă ( $L_{max}$ )	173,42 m	Număr de containere transportate	1100 TEU
Lungimea la plutire ( $L_{wl}$ )	172,720 m	Deadweight echivalent	22 200 tdw
Lungimea între perpendiculare ( $L_{pp}$ )	164 m	Deplasament ( $\Delta$ )	29 673,2 t
Lățime (B)	27,3 m	Distanța regulamentară ( $a_0$ )	800 mm
Înălțime (D)	14,6 m	Distanța intercostală ( $a_{Fr}=4a_0$ )	3200 mm
Pescaj (T)	8,5 m	Densitatea apei ( $\rho_a$ )	1,025 t/m <sup>3</sup>
Viteza ( $\nu$ )	18 noduri	Coeficientul bloc ( $C_b$ )	0,758
Echipaj	25 persoane	Clasa portcontainer	feeder

## Capitolul 5 Stabilirea structurii inițiale și optimizate a navei tip portcontainer 1100 TEU inclusă în studiu

Pe baza dimensiunilor principale din Tabelul 5.1 am realizat planul de forme din Figura 5.2 folosind programul CAD naval Multisurf (Aerohydro, 2007).

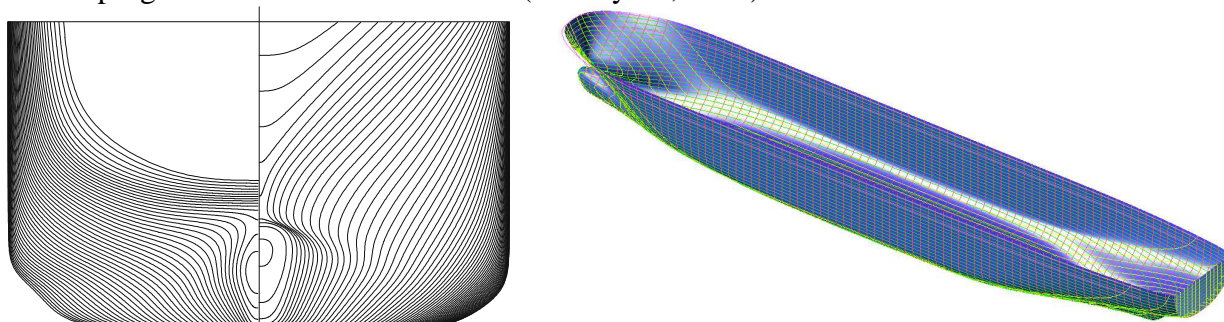


Figura 5.2 Planul de forme al navei portcontainer 1100TEU

Nava portcontainer 1100 TEU are 5 magazine, pentru transportul containerelor de 20', în magazinele 1, 2, 3, 5, și de 40', în magazia 4. De asemenea pe planșeul punții, în cazul de plină încărcare, se transportă containere de 20'. Fiind o navă din clasa portcontainer feeder, destinată operării și în porturi fără facilități de încărcare-descărcare a containerelor, la bord sunt amplasate și trei macarale, fiecare având capacitatea maximă de 30 t. În Figura 5.3 se prezintă planul general de amenajare al navei portcontainer 1100 TEU.

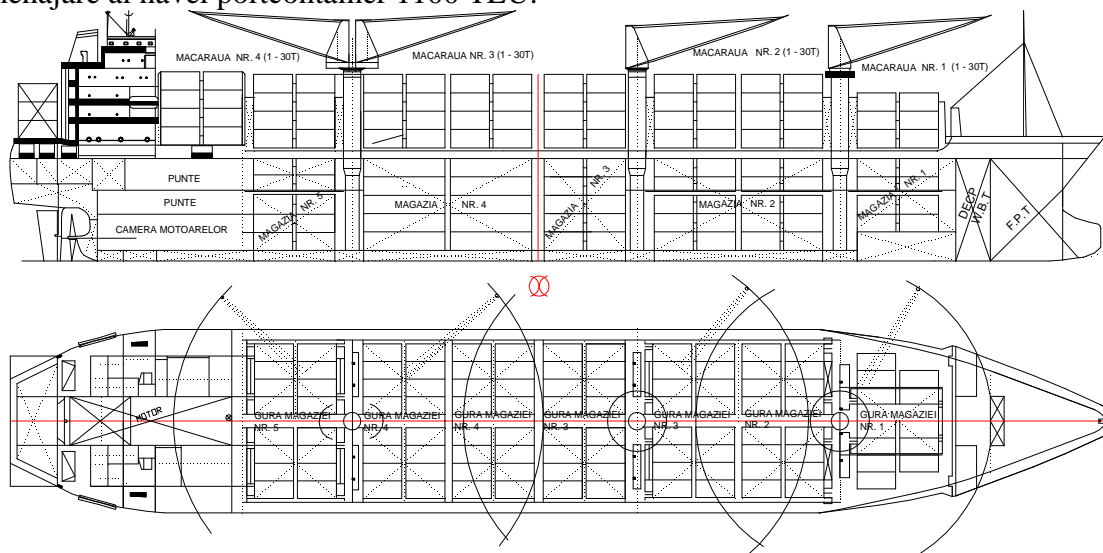


Figura 5.3 Planul general de amenajare al navei portcontainer 1100 TEU

## 5.2 Dimensionarea structurii inițiale a corpului navei portcontainer 1100 TEU

Structura inițială a corpului navei portcontainer este dimensionată pe baza regulilor de construcție ale navelor maritime, conform Germanischer Lloyd (GL, 2011), pe baza programului GL Poseidon ND (GL, 2010 ÷ 2011). În Figura 5.5 se prezintă structura inițială în zona cuplului maestru (coasta cadru 108) dimensionată conform normelor Germanischer Lloyd (GL, 2010 ÷ 2011).

Pe baza modelului de grindă echivalentă a corpului navei 1D (capitolul 3.2) se determină diagramele caracteristicilor secțiunilor transversale pe lungimea navei, în cazul structurii inițiale a corpului navei neoptimizat, după cum urmează: momentul de inerție la încovoierea în planul vertical  $I_y[m^4]$  (Figura 5.6), aria totală  $A[m^2]$  și aria de forfecare  $A_{fz}[m^2]$  (Figura 5.8), momentul de inerție masiv pe unitatea de lungime  $J_y[tm^2/m]$  (Figura 5.10), coeficientul mediat, bordaj și dublu bordaj, (planșee verticale apropiate) al tensiunii tangențiale maxime din forfecare în axa neutră a grinzii navă  $K_{n-nt}[m^{-2}]$  (Figura 5.7),

## Capitolul 5 Stabilirea structurii inițiale și optimizate a navei tip portcontainer 1100 TEU inclusă în studiu

modulele de rezistență la încovoierea în plan vertical la nivelul ramei guri de magazie  $W_{RL}$  [m<sup>3</sup>], fundului  $W_B$  [m<sup>3</sup>], punții  $W_{DD}$  [m<sup>3</sup>] și dublului fund  $W_{DB}$  [m<sup>3</sup>] (Figura 5.9, Figura 5.11). Pe baza navei prototip, pentru modelul 1D al corpului navei, caracteristicile secțiunilor transversale se consideră cu distribuție echivalentă trapezoidală pe lungimea navei, având valori constante pe zona centrală a magaziiilor de marfă 2, 3, 4. La grinda echivalentă 1D a navei se consideră doar elementele structurale longitudinale, ce participă la rezistența generală a corpului navei (GL, 2010 ÷ 2011).

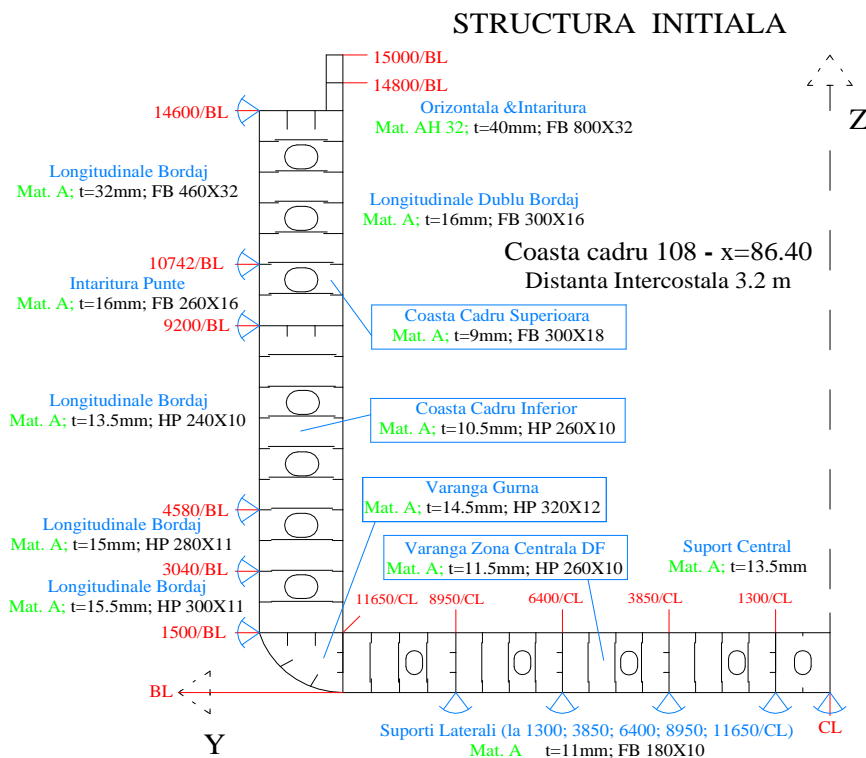


Figura 5.5 Structura inițială în zona cuplului maestru, dimensionată conform normelor Germanischer Lloyd (GL, 2011)

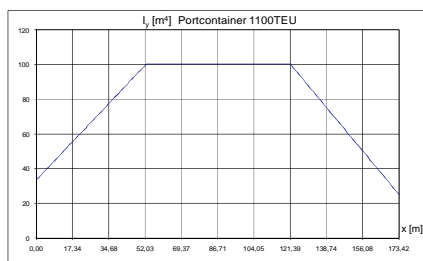


Figura 5.6 Diagrama momentului de inerție la încovoiere  $I_y$  [m<sup>4</sup>], structura inițială

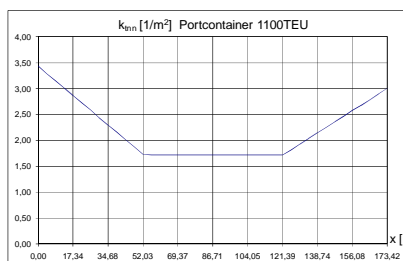


Figura 5.7 Coeficientul tensiunii tangențiale maxime din forfecare în axa neutră  $K_{\tau}$  [m<sup>-2</sup>], structura inițială

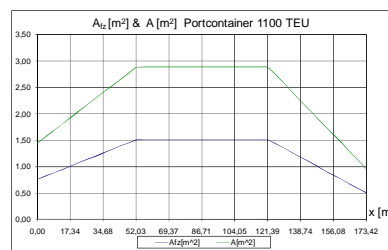


Figura 5.8 Diagrama ariei totale și de forfecare a secțiunii transversale  $A$  [m<sup>2</sup>],  $A_{fz}$  [m<sup>2</sup>], structura inițială

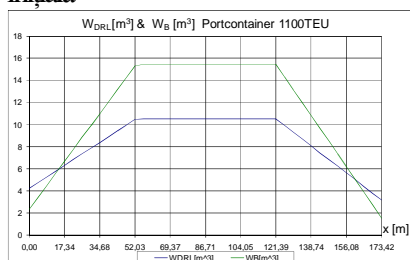


Figura 5.9 Modulele de rezistență la rama guri de magazie  $W_{RL}$  [m<sup>3</sup>] și la fund  $W_B$  [m<sup>3</sup>], structura inițială

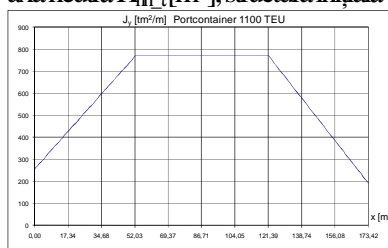


Figura 5.10 Diagrama momentului de inerție masic pe unitatea de lungime  $J_y$  [m<sup>2</sup>/m], structura inițială

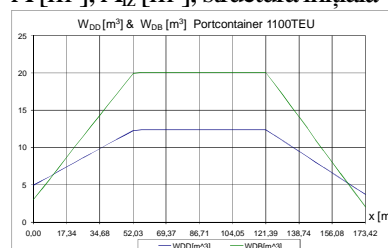


Figura 5.11 Modulele de rezistență la punte  $W_{DD}$  [m<sup>3</sup>] și dublu fund  $W_{DB}$  [m<sup>3</sup>], structura inițială

### 5.3 Optimizarea structurii navei portcontainer 1100 TEU

Optimizarea structurii inițiale a navei portcontainer 1100 TEU se realizează pentru zona centrală a corpului navei, ce include magazii 2, 3 și 4. Optimizarea structurală (capitolul 3.1) are ca funcție obiectiv minimum masei pe unitatea de lungime, cu restricții structurale (locale și globale), geometrice și tehnologice, folosind programul LBR-5 (Rigo, 2009-2010). Fiecare variantă structurală este validată și din punct de vedere al criteriului momentului încovoietor ultim, folosind programul GL Poseidon ND (GL, 2010 ÷ 2011).

Pentru optimizare am dezvoltat un model 3D-CAD, constituit din 52 de planșee structurale, în cadrul programului LBR-5, ce este prezentat în Figura 5.12. Structura este încărcată cu solicitările locale din marfă în containere, presiunea hidrostatică din val echivalent cvasi-static pe planșeul de bordaj și momentele încovoietoare globale în cazurile de gol de val (sagging) și creastă de val (hogging), pentru înălțimea de val statistică de referință prescrisă de normele Germanischer Lloyd (capitolul 3.2)  $h_{wGL}=9,326$  m.

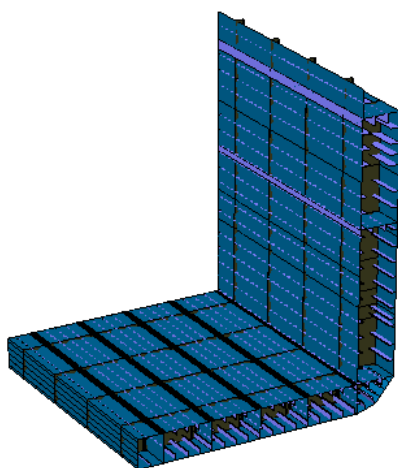


Figura 5.12 Modelul 3D-CAD al zonei centrale a navei portcontainer 1100 TEU, considerată la optimizarea structurală

Pentru fiecare planșeu sunt definite restricțiile din criteriile de rezistență, tensiunii admisibile față de limita de curgere, tensiuni critice locale la pierderea stabilității, precum și limitările geometrice ce sunt impuse de restricțiile tehnologice de fabricație și de normele constructive (GL, 2011) privind dimensiunile minime ale elementelor, amplasarea acestora, etc. Variabilele optimizării sunt selectate pentru fiecare planșeu, cum ar fi grosimea învelișului, dimensiunea profilelor elementelor longitudinale și transversale, distanțe regulamentare, etc.

În cele ce urmează prezentăm două variante de optimizare a structurii din zona centrală a corpului navei portcontainer 1100 TEU, fiind în final selectată varianta care satisface și criteriul momentului încovoietor ultim.

- Optimizarea în varianta 1.

În prima variantă de optimizare considerăm ca variabile următoarele: grosimea planșeului de punte, puntea principală, dublu fund, fund, bordaj și dublu bordaj; profilele longitudinale simple și întărite (suportți, curenți, stringheri); inima elementelor transversale întărite (varangă, coastă cadru, montant cadru, traversă punte). Se păstrează amplasarea elementelor structurale și distanța regulamentară de 800 mm neschimbate, analog cu structura inițială (Figura 5.5).

În această variantă, folosind algoritmul Colin de optimizare cu restricții neliniare, cu 10 iterații, implementat în programul LBR-5 (Rigo, 2009-2010) a rezultat o reducere a masei modelului din zona centrală a navei cu 7,228 % față de structura inițială și după rotunjirea variabilelor la valori întregi impuse de standardele tehnologice navale a rezultat o reducere a masei totale de 7,032%.

În Figura 5.13 se prezintă variația masei modelului structural analizat (Figura 5.12) pe parcursul iterațiilor procedurii de optimizare. În Tabelul 5.3 se prezintă valorile maselor inițiale și după optimizare a principalelor categorii structurale: învelișul planșeelor, a elementelor de structură longitudinală și a elementelor de structură transversală.

Capitolul 5 Stabilirea structurii inițiale și optimizate a navei tip portcontainer 1100 TEU inclusă în studiu

Tabelul 5.3 Masele principalelor categorii structurale, optimizarea în varianta 1

structură	înainte de optimizare [t]	după optimizare [t]	procente %
înveliș	120165	116876	-2.737
longitudinale	43339	23944	-44.752
transversale	35625	43916	23.273
Total	199129	184735	-7.228

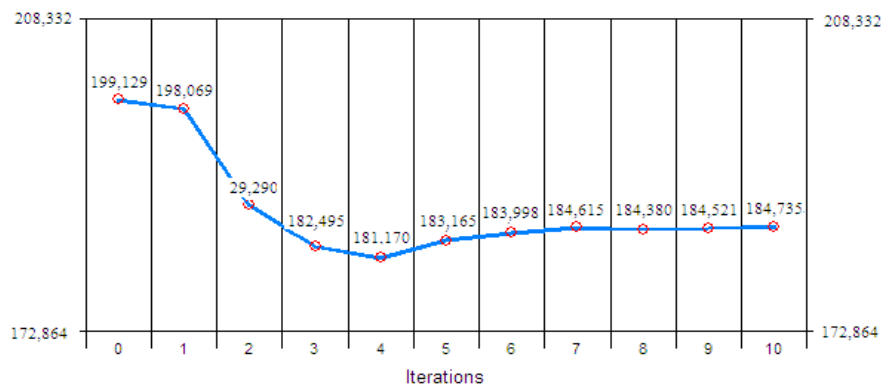


Figura 5.13 Variația masei la optimizarea în varianta 1

- Optimizarea în varianta 2.

În a doua variantă de optimizare considerăm ca variabile următoarele: inima elementelor transversale întărite și grosimea planșelor (punte, punte parțială, dublu fund, fund, bordaj, dublu bordaj). Se păstrează neschimbate față de structura inițială a corpului navei (Figura 5.5) toate elementele de osatură longitudinală, amplasarea elementelor structurale, distanța regulamentară.

În varianta a doua de optimizare, folosind algoritmul Colin cu restricții neliniare, implementat în programul LBR-5 (Rigo, 2009-2010) a rezultat o reducere a masei modelului din zona centrală a navei cu 5,701% față de structura inițială.

În Figura 5.20 se prezintă variația masei modelului analizat (Figura 5.12) pe cele 10 iterații ale procedurii de optimizare. În Tabelul 5.4 se prezintă variația maselor pe principalele categorii structurale, în cea de a doua variantă de optimizare.

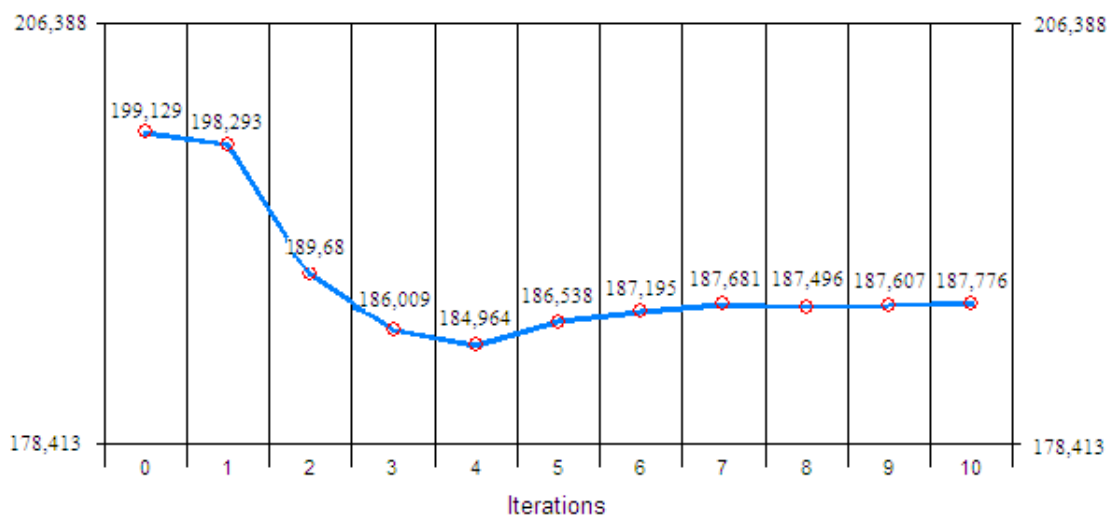


Figura 5.20 Variația masei la optimizarea în varianta 2



Capitolul 5 Stabilirea structurii inițiale și optimizate a navei tip portcontainer 1100 TEU inclusă în studiu

Tabelul 5.4 Masele principalelor categorii structurale, optimizare în varianta 2

structură	înainte de optimizare [t]	după optimizare [t]	procente %
înveliș	120165	107174	-10.811
longitudinale	43339	43339	0.000
transversale	35625	37263	4.598
Total	199129	187776	-5.701

Cele trei variante structurale pentru zona centrală a navei portcontainer 1100 TEU, inițială și optimizată, sunt verificate din punct de vedere al criteriului rezistenței ultime rezultate din Figurile 5.22, 23 și 24, pe baza programului GL Poseidon ND (GL, 2010 ÷ 2011).

În Tabelul 5.5 prezentăm valorile maxime ale momentului încovoietor ultim (MU), pe baza diagramelor din Figurile 5.22, 23 și 24, rezultate pentru cele trei variante structurale și verificarea criteriului rezistenței ultime globale, considerând ca referință momentele încovoietoare maxime prescrise de normele Germanischer Lloyd (GL, 2010 ÷ 2011) pentru nava portcontainer 1100 TEU, pentru valul echivalent cvasi-static de întâlnire, cu înălțimea de referință  $h_{wGL} = 9,326$  m ( $M_{val}$ ).

Considerând cazul cel mai defavorabil, al valului echivalent cvasi-static în condiția de gol de val (sagging), când momentul încovoietor ultim capabil al structurii rezultă mai mic decât în cazul de creastă de val (hogging), se calculează coeficientul de siguranță  $k_{MU} = M_{valGL} / M_{umax} \leq 1$ . Din Tabelul 5.5 rezultă că în cazul optimizării în varianta 1,  $k_{MU} > 1$  și criteriul rezistenței globale ultime nu este satisfăcut. În consecință, pentru studiul din capitolele următoare se va considera structura navei portcontainer 1100 TEU în zona compartimentelor de marfă, în varianta inițială (Figura 5.5) și cea rezultată din cea de a doua optimizare (Figura 5.24), cu variabile de optimizare dimensiunile elementelor structurale transversale și grosimea învelișului planșeelor modelului.

Tabelul 5.5. Verificarea criteriului rezistenței generale ultime a structurii din zona centrală a navei portcontainer 1100 TEU

Parametru	Structura inițială	Structura optimizată 1	Structura optimizată 2
$M_u$ [kNm], creastă de val	$3,44 \cdot 10^6$	$2,99 \cdot 10^6$	$2,89 \cdot 10^6$
$M_u$ [kNm], gol de val	$3,23 \cdot 10^6$	$1,91 \cdot 10^6$	$2,75 \cdot 10^6$
$M_{valGL}$ [kNm], gol de val	$2,28 \cdot 10^6$	$2,28 \cdot 10^6$	$2,28 \cdot 10^6$
$k_{MU} = M_{valGL} / M_{umax}$ , gol de val	0,706	1,194	0,829

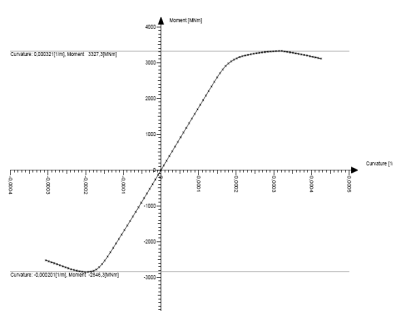


Figura 5.21 Diagrama momentului încovoietor ultim pentru secțiunea maestră inițială

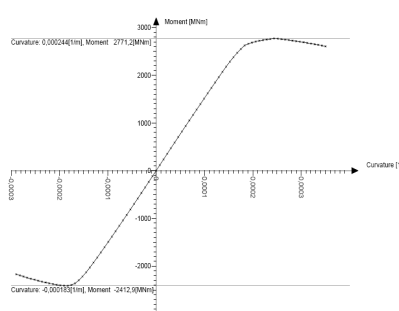


Figura 5.22 Diagrama momentului încovoietor ultim pentru secțiunea maestră optimizată în varianta 1

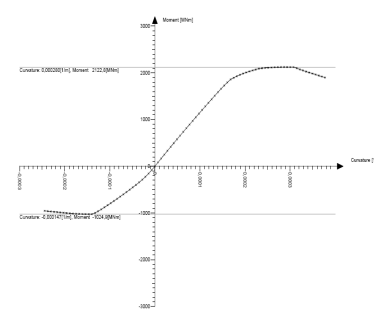


Figura 5.23 Diagrama momentului încovoietor ultim pentru secțiunea maestră optimizată în varianta 2

Analog structurii inițiale (Figurile 5.6÷11) pentru structura optimizată în cea de a doua variantă (finală) pe baza modelului de grindă echivalentă a corpului navei, se calculează diagramele caracteristicilor secțiunilor transversale din Figurile 5.25÷30.

## Capitolul 5 Stabilirea structurii inițiale și optimizate a navei tip portcontainer 1100 TEU inclusă în studiu

În Tabelul 5.6 sunt prezentate valorile caracteristicilor secțiunii transversale din planul maestru, pentru nava portcontainer 1100 TEU, cu structura inițială (Figura 5.5) și cea optimizată (Figura 5.24).

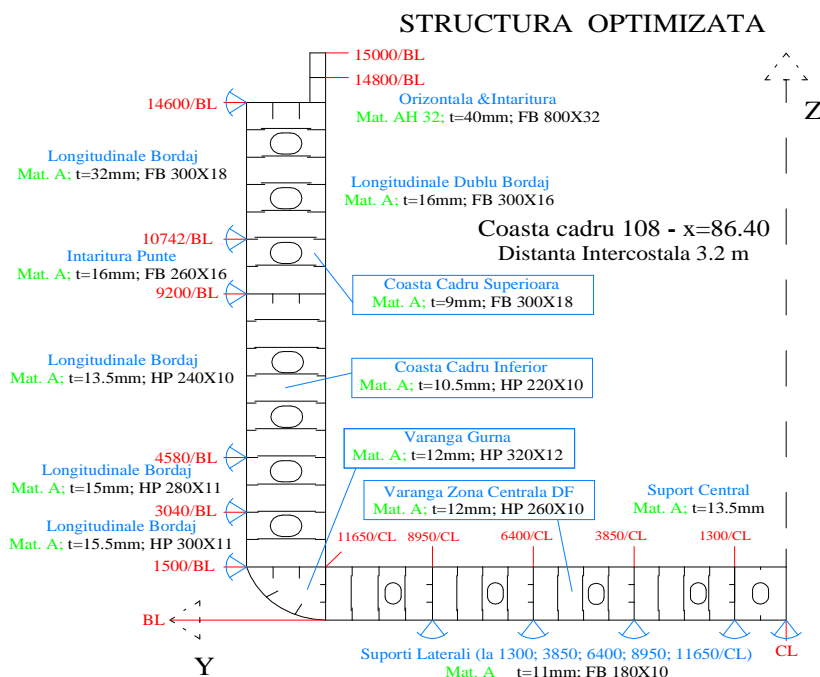


Figura 5.24 Structura optimizată în zona cuplului maestru (varianta 2)

Tabelul 5.6 Caracteristicile secțiunii transversale maestre

Caracteristică	Inițial	Optimizat	Caracteristică	Inițial	Optimizat
Material	A, AH32	A, AH32	$k_{nnt}$ [m <sup>-2</sup> ]	1,716	1,742
$I_y$ [m <sup>4</sup> ]	100,188	91,929	$W_{DRL}$ [m <sup>3</sup> ]	10,530	9,883
$A$ [m <sup>2</sup> ]	2,893	2,617	$W_{DD}$ [m <sup>3</sup> ]	12,347	11,634
$A_{fz}$ [m <sup>2</sup> ]	1,515	1,392	$W_{DB}$ [m <sup>3</sup> ]	20,095	17,684
$J_y$ [tm <sup>2</sup> /m]	771,449	707,851	$W_B$ [m <sup>3</sup> ]	15,447	13,724

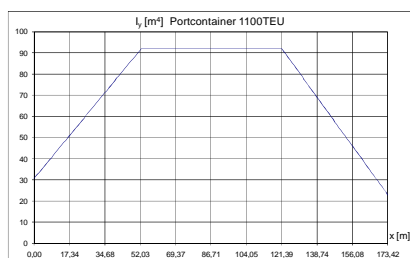


Figura 5.25 Diagrama momentului de inerție la încovoiere  $I_y$  [m<sup>4</sup>], structura optimizată

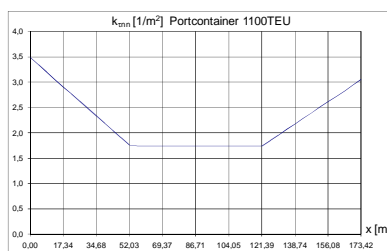


Figura 5.26 Coeficientul tensiunii tangențiale maxime din forfecare în axa neutră  $k_{nnt}$  [m<sup>-2</sup>], structura optimizată

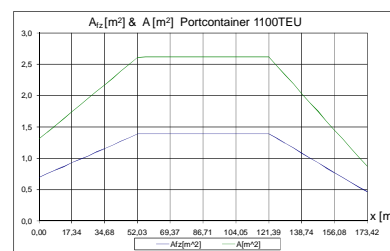


Figura 5.27 Diagrama ariei totale și de forfecare a secțiunii transversale  $A$  [m<sup>2</sup>],  $A_{fz}$  [m<sup>2</sup>], structura optimizată

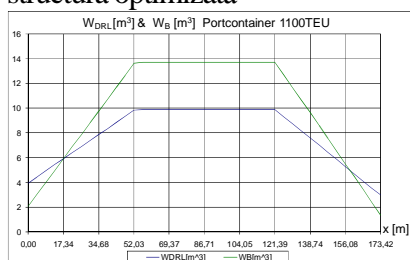


Figura 5.28 Modulele de rezistență la rama gurii de magazie  $W_{RL}$  [m<sup>3</sup>] și la fund  $W_B$  [m<sup>3</sup>] structura optimizată

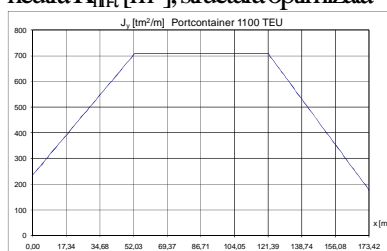


Figura 5.29 Diagrama momentului de inerție masic pe unitatea de lungime  $J_y$  [tm<sup>2</sup>/m]

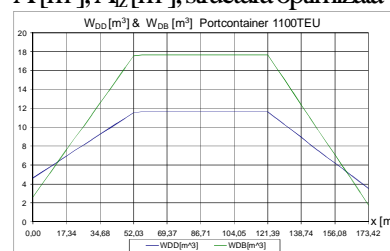


Figura 5.30 Modulele de rezistență la punte  $W_{DD}$  [m<sup>3</sup>] și dublu fund  $W_{DB}$  [m<sup>3</sup>], structura optimizată



## 5.4 Definirea cazurilor de încărcare semnificative pentru nava portcontainer 1100 TEU

Definirea cazurilor de încărcare și determinarea diagramelor maselor se realizează considerând următoarele grupe de mase: masa corpului de oțel; masa suprastructurilor, echipamentelor și altor dotări de la bord; masa containerelor ambarcate la bord.

Masa corpului de oțel pentru zona centrală a magaziiilor 3, 4 și jumătate din magazia 2 se determină pe baza modelului 3D-CAD/FEM din capitolul 6.2 folosind procedurile proprii mass\_consistent.geo și mass\_lumped.geo prezentate în Anexa 2 Pentru restul structurii corpului de oțel masa se determină pe baza navei portcontainer prototip (capitolul 5.1) și de la alte nave similare (JSEA, 2000-2012).

Masa suprastructurilor, echipamentelor și a altor dotări de la bord, inclusiv cele trei macarale de la bord, se determină pe baza navei prototip (capitolul 5.1) și de la alte nave similare (JSEA, 2000-2012). Se transportă 548 de containere în cele 5 compartimente de marfă și 552 de containere pe planșeul de punte.

În Tabelul 5.9 prezentăm cele patru cazuri de încărcare semnificative, cu notațiile:

- FI, plină încărcare (magazii și punte), cu structura inițială, neoptimizată în zona magaziiilor de marfă;
- FO, plină încărcare (magazii și punte), cu structura optimizată în zona magaziiilor de marfă;
- NDCI, cazul intermediar de încărcare (magazii), cu structura inițială, neoptimizată, în zona magaziiilor de marfă;
- NDCO, cazul intermediar de încărcare (magazii), cu structura optimizată în zona magaziiilor de marfă

În Figurile 5.32÷35 se prezintă grafic distribuția de mase pe unitatea de lungime, pentru cele patru cazuri de încărcare semnificative ale navei portcontainer 1100 TEU, utilizate în studiile din următoarele capitole.

Tabelul 5.9 Cazurile de încărcare pentru nava portcontainer 1100 TEU

Nr.	Caz	$\Delta$ [t]	$x_G$	$z_G$	$d_m$ [m]	$d_{pp}$ [m]	$d_{pv}$ [m]
1	FI	29673,20	88,300	9,350	8,500	9,350	8,500
2	FO	29473,15	88,344	9,300	8,454	9,300	8,454
3	NDCI	18708,91	89,967	8,050	5,713	5,829	5,600
4	NDCO	18498,86	90,107	8,000	5,657	5,740	5,576

unde:  $\Delta$  este deplasamentul navei,  $x_G$ ,  $z_G$  sunt abscisa și cota centrului de greutate,  $d_m$ ,  $d_{pp}$ ,  $d_{pv}$  sunt pescajul mediu, pupa și prova în condiția de echilibru în apă calmă.

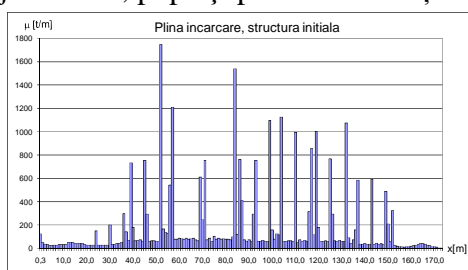


Figura 5.32 Diagrama de mase [t/m], structura inițială la plină încărcare (FI), nava portcontainer 1100 TEU

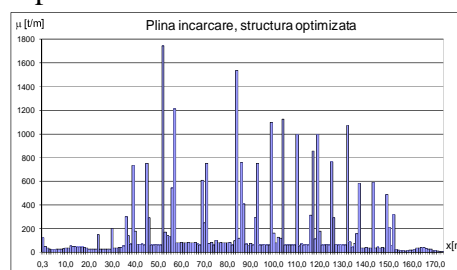


Figura 5.33 Diagrama de mase [t/m], structura optimizată la plină încărcare (FO), nava portcontainer 1100 TEU

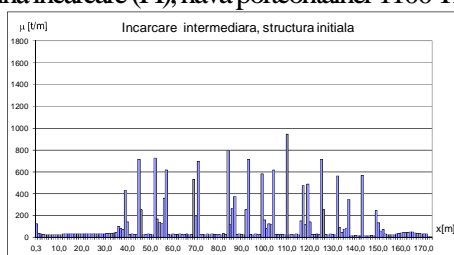


Figura 5.34 Diagrama de mase [t/m], structura inițială la încărcare intermediară fără containere pe punte (NDCI), nava portcontainer 1100 TEU

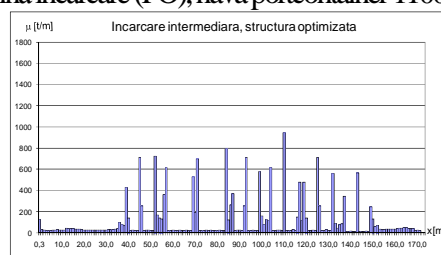


Figura 5.35 Diagrama de mase [t/m], structura optimizată la încărcare intermediară fără containere pe punte (NDCO), nava portcontainer 1100 TEU

## Capitolul 6

# STUDIUL REZISTENȚEI LOCALE ȘI GENERALE A NAVEI TIP PORTCONTAINER 1100 TEU, SUPUSĂ LA SOLICITĂRI DIN VALURI ECHIVALENTE CVASI-STATICE PENTRU STRUCTURA ÎNIȚIALĂ ȘI OPTIMIZATĂ A CORPULUI NAVEI

În acest capitol se prezintă studiul comparativ al rezistenței generale și locale a navei portcontainer tip feeder de 1100 TEU, cu structură inițială și optimizată, pe baza modelelor 3D-FEM, extinse pe trei compartimente de marfă din zona centrală a navei, cu solicitări din valuri echivalente cvasi-statice de întâlnire. Parametrii de echilibrare a sistemului corp navă-val sunt determinați pe baza modelelor de navă grindă echivalentă 1D. Înălțimea valului echivalent cvasi-static de întâlnire este considerat în intervalul de calcul  $h_w=0\div 12$  m, cu un pas de  $\delta h_w=1$ m, inclusiv înălțimea statistică  $h_{wGL}=9,326$ m, conform normelor Germanischer Lloyd (GL, 2011), în condițiile de creastă de val (hogging) și gol de val (sagging). Încărcare modelelor 3D-FEM cu sarcini globale și locale din val echivalent cvasi-static se realizează cu proceduri proprii implementate în programul SolidWorks Cosmos/M (SWCM, 2008). Gradul de discretizare al modelului 3D-FEM corespunde analizelor structurale generale și locale, astfel încât pe baza acestui studiu se obțin coeficienții de corelate 3D/1D pentru tensiunile din elementele structurale ale corpului navei (subcapitolul 10.1).

### 6.1 Analiza rezistenței generale a corpului navei tip portcontainer PC 1100 TEU, pe baza modelului de grindă echivalentă 1D

#### 6.1.1 Cazul corpului navei cu structură inițială, la plină încărcare și încărcare intermediară, model 1D

În acest subcapitol sunt prezentate rezultatele numerice obținute în urma analizei rezistenței generale pe model 1D de grindă echivalentă a navei cu structura inițială (capitolul 5.2), pentru cazurile de plină încărcare și intermediar. Pentru evaluarea preliminară a rezistenței generale a structurii navei și determinarea parametrilor de echilibrare a sistemului corp navă-val echivalent cvasi-static pentru modelele 3D-FEM, se utilizează modele de grindă echivalentă 1D, conform formulării teoretice din subcapitolul 3.2.1. Analiza numerică a rezistenței generale a navei pe modele de grindă echivalentă 1D este realizată cu modulul propriu P\_ACASV din pachetul de programe DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), prezentat în Anexa 1.

Caracteristicile navei portcontainer de tip feeder PC 1100 TEU, considerată în studiu, sunt prezentate în capitolul 5, în Figurile 5.1÷5.3, având structura inițială a corpului navei, dimensionată conform normelor Germanischer Lloyd (GL, 2010 ÷ 2011) în subcapitolul 5.2.

Pentru ambele cazuri de încărcare, considerând atât solicitările din valuri echivalente cvasi-statice de întâlnire ( $h_w \neq 0$ ) cât și solicitarea din apă calmă ( $h_w = 0$ ), rezultă un total de 54 de cazuri de analiză a rezistenței generale a navei portcontainer 1100 TEU, cu structura inițială, pe baza modelelor de grindă echivalentă 1D.

În Tabelul 6.1 sunt prezentați parametrii de echilibrare a sistemului corp navă-val, pe baza modelului 1D de grindă echivalentă, la solicitări din val echivalent cvasi-static de întâlnire, în cazul creastă de val (hogging) ( $h_w = 1\div 12$ m) și în apă calmă ( $h_w = 0$ ). Folosind notațiile din subcapitolul 3.2.1, parametrii de echilibrare navă-val,  $d_m$ ,  $d_{pp}$ ,  $d_{pv}$ , trim, reprezintă poziția planului median al valului echivalent ( $h_w > 0$ ) cvasi-static față de planul de bază al corpului navei, respectiv a planului de echilibru în apă calmă ( $h_w = 0$ ).

Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la solicitări din valori echivalente cvasi-statice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

În Tabelul 6.2 sunt prezentați parametrii de echilibrare a sistemului corp navă-val, pe baza modelului 1D de grindă echivalentă, la solicitări din val echivalent cvasi-static de întâlnire în cazul gol de val (sagging)  $h_w=1\div 12m$  și în apă calmă ( $h_w=0$ ).

Tabel 6.1 Parametrii de echilibrare a sistemului corp navă-val echivalent cvasi-static în condiția de creastă de val (hogging), navă cu structură inițială, model 1D

Caz	(FI) plină încărcare				(NDCI) încărcare intermediară			
	$d_m[m]$	$d_{pp}[m]$	$d_{pv}[m]$	trim [rad]	$d_m[m]$	$d_{pp}[m]$	$d_{pv}[m]$	trim [rad]
0	8,500	8,500	8,500	-0,0000	5,713	5,829	5,600	-0,0013
9,326	7,413	7,439	7,386	-0,0003	4,249	3,268	5,188	0,0110
12	7,000	6,769	7,242	0,0027	3,700	2,203	5,130	0,0168

Tabel 6.2 Parametrii de echilibrare a sistemului corp navă-val echivalent cvasi-static în condiția de gol de val (sagging), navă cu structură inițială, model 1D

Caz	(FI) plină încărcare				(NDCI) încărcare intermediară			
	$d_m[m]$	$d_{pp}[m]$	$d_{pv}[m]$	trim [rad]	$d_m[m]$	$d_{pp}[m]$	$d_{pv}[m]$	trim [rad]
0	8,500	8,500	8,500	-0,0000	5,713	5,829	5,600	-0,0013
9.326	8,990	8,208	9,867	0,0095	6,528	5,959	7,121	0,0067
12	9,077	8,165	10,097	0,0111	6,642	5,866	7,468	0,0092

În Figurile 6.5÷7 sunt prezentate diagramele tensiunilor normale în zonele ramei gurii de magazie (RL), planșeul de fund (B) și diagramele tensiunilor tangențiale din axa neutră (N-N), funcție de înălțimea valului echivalent cvasi-static, în cazul de creastă de val, la plină încărcare și încărcare intermediară, pentru nava PC 1100 TEU cu structură inițială.

În Tabelele 6.3.4, pe baza modelului 1D de grindă echivalentă, prezentăm valorile maxime ale tensiunilor normale, în domeniul  $x=52\div 119,2$  m, în zonele ramei longitudinale (RL), a punții (DD), a dublului fund (DB), a fundului (B), și valorile maxime ale tensiunilor tangențiale maxime din axa neutră (N-N), pentru nava PC 1100 TEU cu structură inițială, la solicitarea din val echivalent cvasi-static în cazul de creastă de val (hogging). Valorile maxime ale tensiunilor normale și tangențiale nu depășesc valorile admisibile prescrise de normele navale (Tabelul 5.2, GL, 2011).

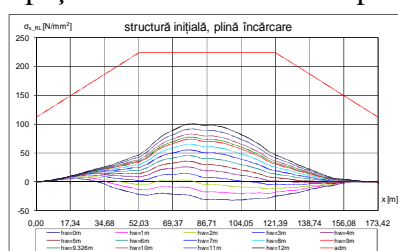


Figura 6.1. a Tensiunea normală  $\sigma_{x,RL}$  [ $N/mm^2$ ] la rama gurii de magazie, navă cu structură inițială, creastă de val (hogging), model 1D, plină încărcare

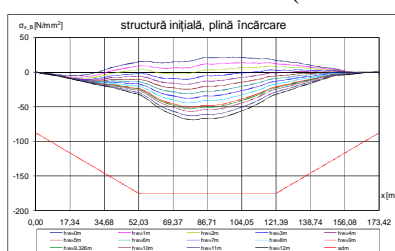


Figura 6.2. a Tensiunea normală  $\sigma_{x,B}$  [ $N/mm^2$ ] la fund, navă cu structură inițială, creastă de val (hogging), model 1D, plină încărcare

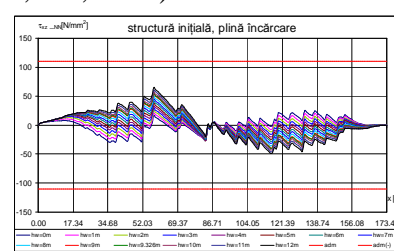


Figura 6.3. a Tensiunea tangențială  $\tau_{xz,NN}$  [ $N/mm^2$ ] în axa neutră, navă cu structură inițială, creastă de val (hogging), model 1D, plină încărcare

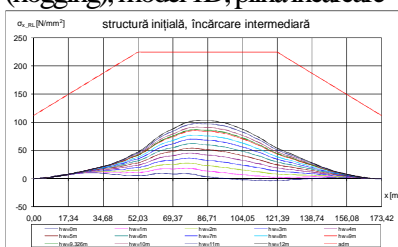


Figura 6.4. b Tensiunea normală  $\sigma_{x,RL}$  [ $N/mm^2$ ] la rama gurii de magazie, navă cu structură inițială, creastă de val (hogging), model 1D, încărcare intermediară

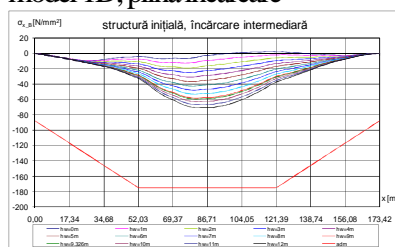


Figura 6.5. b Tensiunea normală  $\sigma_{x,B}$  [ $N/mm^2$ ] la fund, navă cu structură inițială, creastă de val (hogging), model 1D, încărcare intermediară

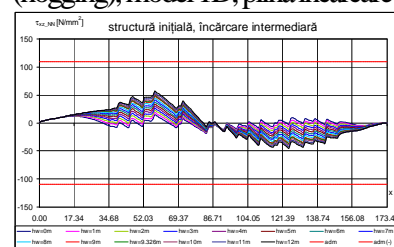


Figura 6.6. b Tensiunea tangențială  $\tau_{xz,NN}$  [ $N/mm^2$ ] în axa neutră, navă cu structură inițială, creastă de val (hogging), model 1D, încărcare intermediară

Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la solicitări din valori echivalente cvasi-statice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

Tabel 6.3 Tensiuni normale și tangențiale maxime, plină încărcare FI, navă cu structură inițială, model 1D, condiție de creastă de val (hogging)

$h_w$ [m]	$\sigma_{x\_RL}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_DD}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_B}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_DB}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\tau_{xz\_NN}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
0	31,88	27,19	21,73	16,71	26,51
9,326	77,23	65,87	52,65	40,47	54,01
12	100,47	85,69	68,49	52,65	64,09

Tabel 6.4 Tensiuni normale și tangențiale maxime, încărcare intermediară NDCI, navă cu structură inițială, model 1D, condiție de creastă de val (hogging)

$h_w$ [m]	$\sigma_{x\_RL}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_DD}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_B}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_DB}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\tau_{xz\_NN}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
0	11,25	9,60	9,13	7,02	18,36
9,326	87,36	74,51	59,55	45,78	48,97
12	103,46	88,24	70,53	54,22	56,89

În Figurile 6.8÷10 sunt prezentate diagramele tensiunilor normale în zonele ramei gurii de magazie, fund (B) și tensiunilor tangențiale din axa neutră (N-N), funcție de înălțimea valului echivalent cvasi-static, în cazul de gol de val, la plină încărcare și încărcare intermediară, pentru nava PC 1100 TEU cu structură inițială.

În Tabelele 6.5,6, pe baza modelului 1D de grindă echivalentă, prezentăm valorile maxime ale tensiunilor normale, în domeniul  $x=52\div 119,2$  m, în zonele ramei longitudinale (RL), a punții (DD), a dublului fund (DB), a fundului (B), și valorile maxime ale tensiunilor tangențiale maxime din axa neutră (N-N), pentru nava PC 1100 TEU cu structură inițială, la solicitarea din val echivalent cvasi-static în cazul de gol de val (sagging). Valorile maxime ale tensiunilor normale și tangențiale nu depășesc valorile admisibile prescrise de normele navale (Tabelul 5.2, GL, 2011).

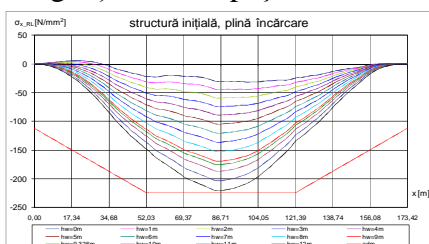


Figura 6.7. a Tensiunea normală  $\sigma_{x\_RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gurii de magazie, navă cu structură inițială, gol de val (sagging), model 1D, plină încărcare

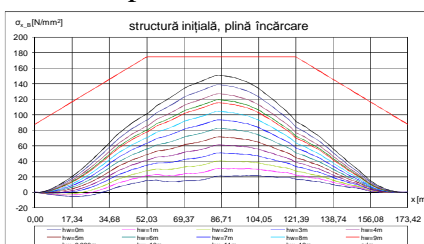


Figura 6.8. a Tensiunea normală  $\sigma_{x\_B}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, navă cu structură inițială, gol de val (sagging), model 1D, plină încărcare

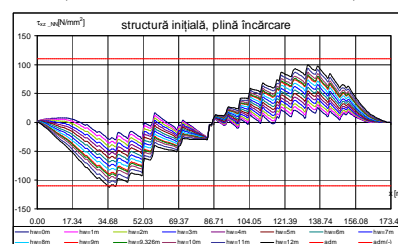


Figura 6.9. a Tensiunea tangențială  $\tau_{xz\_NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, navă cu structură inițială, gol de val (sagging), model 1D, plină încărcare

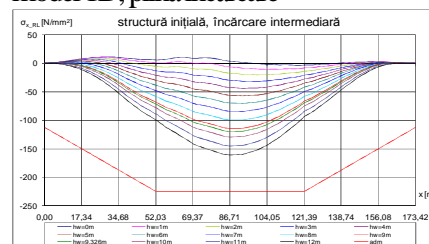


Figura 6.10. b Tensiunea normală  $\sigma_{x\_RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gurii de magazie, navă cu structură inițială, gol de val (sagging), model 1D, încărcare intermediară

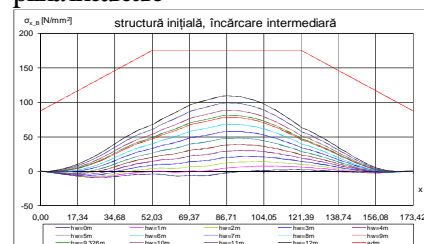


Figura 6.11. b Tensiunea normală  $\sigma_{x\_B}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, navă cu structură inițială, gol de val (sagging), model 1D, încărcare intermediară

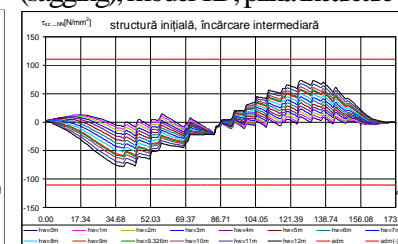


Figura 6.12. b Tensiunea tangențială  $\tau_{xz\_NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, navă cu structură inițială, gol de val (sagging), model 1D, încărcare intermediară

Tabel 6.5 Tensiuni normale și tangențiale maxime, plină încărcare FI, navă cu structură inițială, model 1D, condiție de gol de val (sagging)

$h_w$ [m]	$\sigma_{x\_RL}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_DD}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_B}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_DB}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\tau_{xz\_NN}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
0	31,88	27,19	21,73	16,71	26,51
9,326	175,16	149,39	119,40	91,79	58,66
12	221,01	188,49	150,66	115,81	73,36

Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la solicitări din valuri echivalente cvasi-statice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

Tabel 6.6 Tensiuni normale și tangențiale maxime, încărcare intermediară NDCI, navă cu structură inițială, model 1D, condiție de gol de val (sagging)

$h_w$ [m]	$\sigma_{x,RL}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x,DD}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x,B}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x,DB}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\tau_{xz,NN}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
0	11,25	9,60	9,13	7,02	18,36
9,326	119,28	101,72	81,31	62,50	44,20
12	160,80	137,14	109,62	84,26	58,18

### 6.1.2 Cazul corpului navei cu structură optimizată, la plină încărcare și încărcare intermediară, model 1D

În acest subcapitol sunt prezentate rezultatele numerice obținute în urma analizei rezistenței generale a corpului navei pe modelul de grindă echivalentă 1D pentru cazul navei portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, cu caracteristicile din subcapitolul 5.3.

În Tabelele 6.7,8, sunt prezentați parametrii de echilibrare a sistemului corp navă-val echivalent cvasi-static, pe baza modelului de grindă echivalentă 1D, pentru nava portcontainer 1100 TEU, în cazurile de plină încărcare (FO) și intermediară (NDCO), în condițiile de creastă de val (hogging) și gol de val (sagging), cu aceleași notații ca și în Tabelele 6.1,2.

Tabel 6.7 Parametrii de echilibrare a sistemului corp navă-val echivalent cvasi-static în condiția de creastă de val (hogging), navă cu structură optimizată, model 1D

Caz	(FO) plină încărcare				(NDCO) încărcare intermediară			
	$d_m$ [m]	$d_{pp}$ [m]	$d_{pv}$ [m]	trim [rad]	$d_m$ [m]	$d_{pp}$ [m]	$d_{pv}$ [m]	trim [rad]
0	8,454	8,454	8,454	0,0000	5,656	5,740	5,575	-0,0009
9,326	7,357	7,359	7,355	-0,0000	4,183	3,138	5,183	0,0117
12	6,941	6,683	7,213	0,0030	3,629	2,052	5,136	0,0177

Tabel 6.8 Parametrii de echilibrare a sistemului corp navă-val echivalent cvasi-static în condiția de gol de val (sagging), navă cu structură optimizată, model 1D

Model	(FO) plină încărcare				(NDCO) încărcare intermediară			
	$d_m$ [m]	$d_{pp}$ [m]	$d_{pv}$ [m]	trim [rad]	$d_m$ [m]	$d_{pp}$ [m]	$d_{pv}$ [m]	trim [rad]
0	8,454	8,454	8,454	0,0000	5,656	5,740	5,575	-0,0009
9,326	8,946	8,160	9,826	0,0096	6,480	5,902	7,083	0,0068
12	9,032	8,117	10,057	0,0111	6,594	5,807	7,430	0,0093

În Figurile 6.15÷17 și Figurile 6.18÷20 sunt prezentate diagramele tensiunilor normale în zonele ramei gurii de magazie (RL), fund (B) și diagramele tensiunilor tangențiale din axa neutră (N-N), funcție de înălțimea valului echivalent cvasi-static, în condiția de creastă de val (hogging) și de gol de val (sagging), navă cu structură optimizată, la plină încărcare și încărcare intermediară, cu tensiunile admisibile față de limita de curgere din Tabelul 5.2 (GL, 2011).

În Tabelele 6.9÷12, pe baza modelului 1D de grindă echivalentă, prezentăm valorile maxime ale tensiunilor normale, în domeniul  $x=52\div 119,2$  m, în zonele ramei longitudinale (RL), a punții (DD), a dublului fund (DB), a fundului (B), și valorile maxime ale tensiunilor tangențiale maxime din axa neutră (N-N), pentru nava PC 1100 TEU cu structură optimizată, la solicitarea din val echivalent cvasi-static în cazurile de creastă de val (hogging) și de gol de val (sagging). Valorile maxime ale tensiunilor normale și tangențiale nu depășesc valorile admisibile prescrise de normele navale (Tabelul 5.2, GL, 2011).

Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

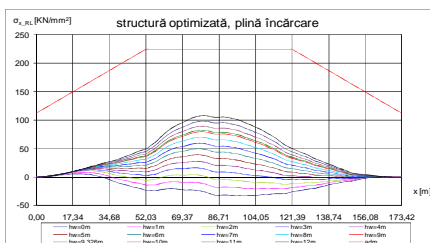


Figura 6.15. a Tensiunea normală  $\sigma_{x\_RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gurii de magazie, navă cu structură optimizată, creastă de val (hogging), model 1D, plină încărcare

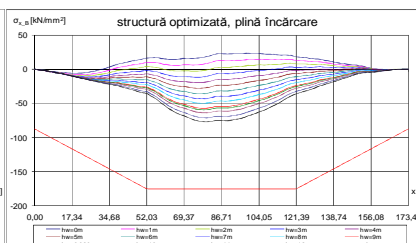


Figura 6.16. a Tensiunea normală  $\sigma_{x\_B}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, structură optimizată, creastă de val (hogging), model 1D, plină încărcare

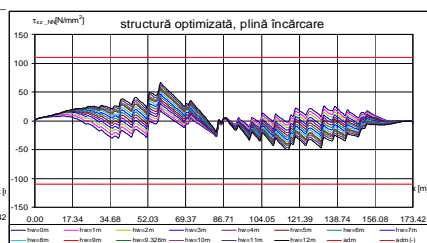


Figura 6.17. a Tensiunea tangențială  $\tau_{xz\_NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, navă cu structură optimizată, creastă de val (hogging), model 1D, plină încărcare

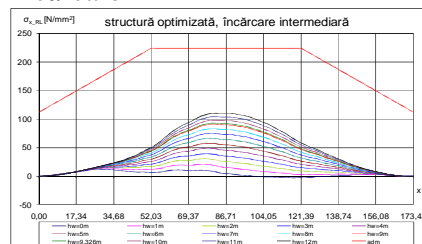


Figura 6.15. b Tensiunea normală  $\sigma_{x\_RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gurii de magazie, navă cu structură optimizată, creastă de val (hogging), model 1D, încărcare intermediară

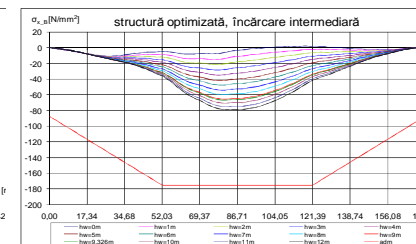


Figura 6.16. b Tensiunea normală  $\sigma_{x\_B}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, structură optimizată, creastă de val (hogging), model 1D, încărcare intermediară

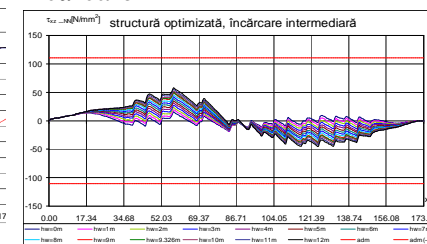


Figura 6.17. b Tensiunea tangențială  $\tau_{xz\_NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, navă cu structură optimizată, creastă de val (hogging), model 1D, încărcare intermediară

Tabel 6.9 Tensiuni normale și tangențiale maxime, plină încărcare FO, navă cu structură optimizată model 1D, condiție de creastă de val (hogging)

$h_w$ [m]	$\sigma_{x\_RL}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_DD}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_B}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_DB}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\tau_{xz\_NN}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
0	33,14	28,15	23,86	18,52	26,89
9,326	82,52	70,10	59,43	46,12	55,12
12	107,18	91,05	77,19	59,90	65,32

Tabel 6.10 Tensiuni normale și tangențiale maxime, încărcare intermediară NDCO, navă cu structură optimizată, model 1D, condiție de creastă de val (hogging)

$h_w$ [m]	$\sigma_{x\_RL}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_DD}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_B}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x\_DB}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\tau_{xz\_NN}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
0	12,32	10,46	10,53	8,17	18,61
9,326	92,96	78,96	66,94	51,95	49,74
12	109,87	93,34	79,13	61,41	57,70

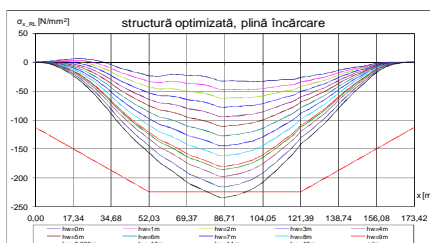


Figura 6.18. a Tensiunea normală  $\sigma_{x\_RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gurii de magazie, navă cu structură optimizată, gol de val (sagging), model 1D, plină încărcare

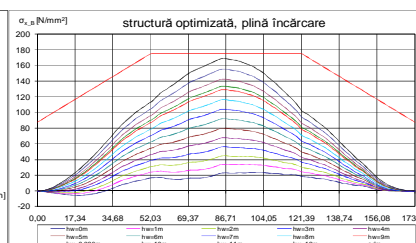


Figura 6.19. a Tensiunea normală  $\sigma_{x\_B}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, navă cu structură optimizată, gol de val (sagging), model 1D, plină încărcare

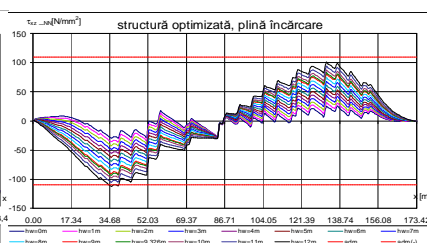


Figura 6.20. a Tensiunea tangențială  $\tau_{xz\_NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, navă cu structură optimizată, gol de val (sagging), model 1D, plină încărcare



Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

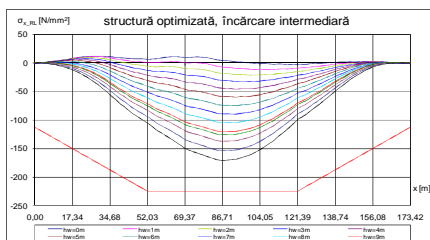


Figura 6.18. b Tensiunea normală  $\sigma_{x,RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gunii de magazie, navă cu structură optimizată, gol de val (sagging), model 1D, încărcare intermediară

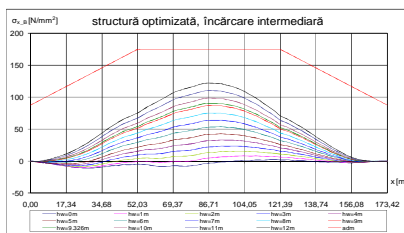


Figura 6.19. b Tensiunea normală  $\sigma_{x,B}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, navă cu structură optimizată, gol de val (sagging), model 1D, încărcare intermediară

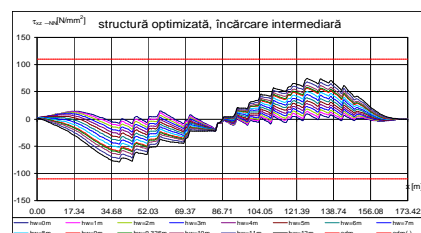


Figura 6.20. b Tensiunea tangențială  $\tau_{xz,NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, navă cu structură optimizată, gol de val (sagging), model 1D, încărcare intermediară

Tabel 6.11 Tensiuni normale și tangențiale maxime, plină încărcare FO, navă cu structură optimizată model 1D, condiție de gol de val (sagging)

$h_w$ [m]	$\sigma_{x,RL}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x,DD}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x,B}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x,DB}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\tau_{xz,NN}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
0	33,14	28,15	23,86	18,52	26,89
9.326	185,51	157,59	133,59	103,68	59,38
12	234,32	199,05	168,74	130,96	74,28

Tabel 6.12 Tensiuni normale și tangențiale maxime, încărcare intermediară NDCO, navă cu structură optimizată, model 1D, condiție de gol de val (sagging)

$h_w$ [m]	$\sigma_{x,RL}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x,DD}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x,B}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{x,DB}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\tau_{xz,NN}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
0	12,32	10,46	10,53	8,17	18,61
9.326	125,97	107,01	90,72	70,40	44,60
12	170,09	144,49	122,49	95,06	58,78

## 6.2 Modelul numeric 3D-CAD/FEM al navei tip portcontainer PC 1100TEU pentru zona centrală a compartimentelor de marfă

Modelul 3D-CAD/FEM al navei portcontainer tip feeder de 1100 TEU este dezvoltat conform modelului teoretic din subcapitolul 3.2.2, pe baza caracteristicilor navei din capitolul 5, dimensiunile principale ale navei, planul de forme și planul de amenajare general al navei, structura navei inițială și optimizată. Modelul 3D-FEM este parțial extins pe lungimea navei, incluzând zona centrală a compartimentelor de marfă, magazinele patru, trei și jumătate din magazia doi, împreună cu pereții transversali, ce reprezintă domeniul pe lungimea navei unde solicitările generale și locale sunt maxime.

Modelul 3D-CAD/FEM este dezvoltat în conformitate cu cerințele societăților de clasificare navale (GL, 2011, BV, 2010) pentru modelele de analiză structurală ale rezistenței generale și locale, incluzând planșeele de fund și dublu fund, punte, bordaj și dublu bordaj, pereții transversali, precum și detalii structurale. Modelul numeric extins pe trei magazine are o lungime totală de 67,2 m, reprezentând 38,8% din lungimea navei, între coordonatele  $x = 52 \div 119,2$  m.

În Figurile 6.22÷30 se prezintă modelul 3D-CAD extins pe cele trei magazine și detalii structurale, fiind dezvoltat cu programul SolidWorks Cosmos/M (SWCM, 2008).

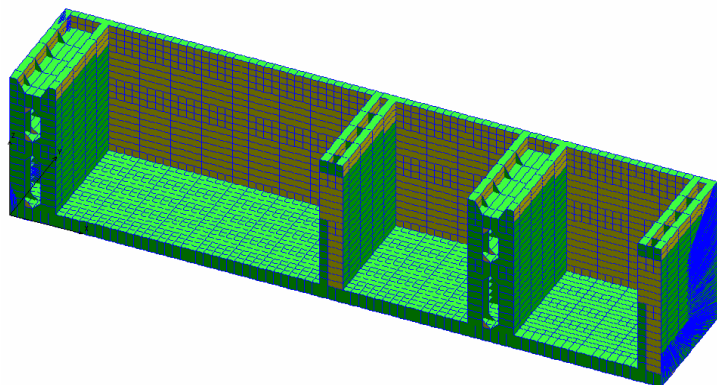


Figura 6.22 Modelul 3D-CAD extins pe trei magazine pentru nava PC 1100 TEU

Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la sollicitări din valuri echivalente cvasi-stactice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

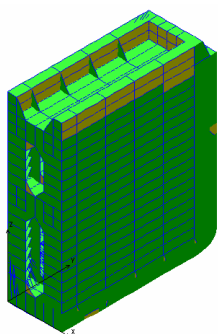


Figura 6.23 Structură planșeu peretele transversal (P45), model 3D-CAD

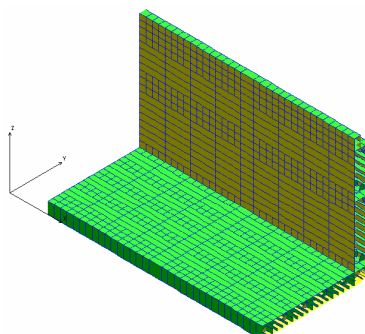


Figura 6.24 Structură magazie (M4), între doi pereți transversali, model 3D-CAD

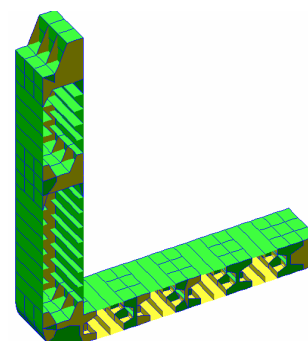


Figura 6.25 Detaliu cadru transversal întărit din magazile de marfă, model 3D-CAD

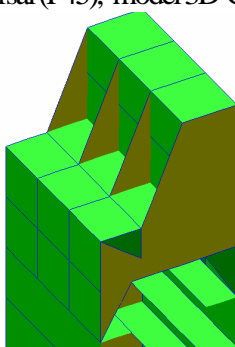


Figura 6.26 Detaliu rama longitudinală a gurii de magazie, model 3D-CAD

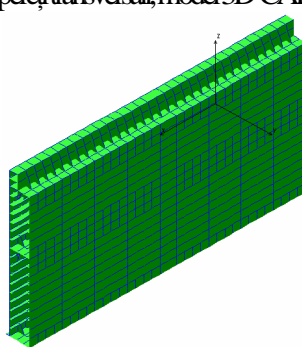


Figura 6.27 Structura planșeului de bordaj și dublu bordaj, model 3D-CAD

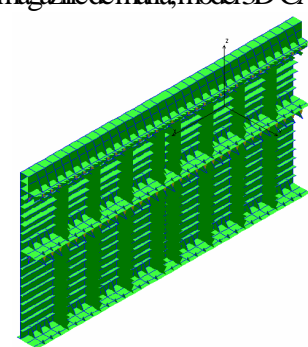


Figura 6.28 Detaliu la structura planșeului de bordaj, model 3D-CAD

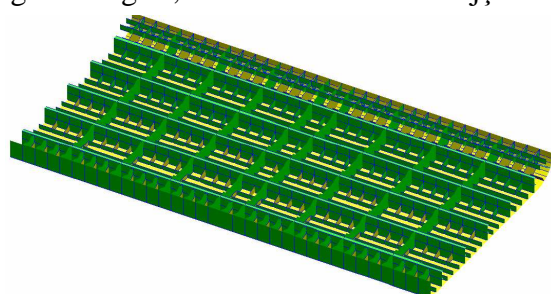


Figura 6.29 Detaliu la structura planșeului de fund și dublu fund, model 3D-CAD

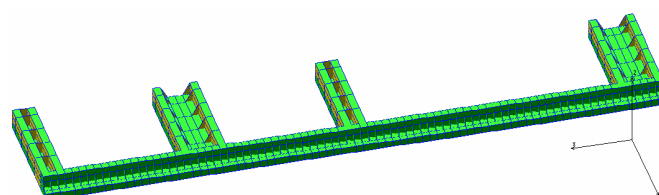


Figura 6.30 Detaliu la rama gurii de magazie și puntea principală, model 3D-CAD

Modelul numeric 3D-FEM este dezvoltat în programul SolidWorks Cosmos/M (SWCM, 2008), cu opțiunea auto-mesh de transpunere a modelului CAD în model FEM, având dimensiunea medie a elementelor de discretizare de 400 mm. Modelul FEM este constituit din elemente de membrană și placă groasă triunghiulară de tip SHELL3T (SWCM 2008; Bathe, 1990; Zienkiewicz ș.a., 2000; Năstăsescu, 1995; Domnișoru, 2001). Caracteristicile modelului 3D-FEM extins pe trei magazii sunt prezentate în Tabelul 6.14.

În Figurile 6.31÷35 se prezintă modelul 3D-FEM extins pe cele trei magazii și detalii structurale, dezvoltat cu programul SolidWorks Cosmos/M (SWCM, 2008).

Tabelul 6.14 Caracteristicile modelului 3D-FEM

Numărul de noduri ND	85916
Numărul de elemente EL	207463
Numărul de grupuri de elemente EG	296
Numărul de proprietăți geometrice RCONST	296
Numărul de proprietăți de material RMAT	5

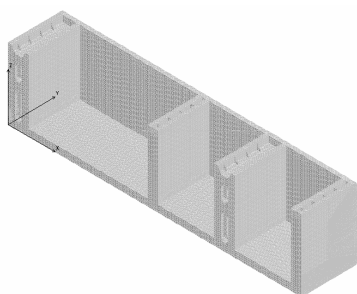


Figura 6.31 Modelul 3D-FEM extins pe trei magazii

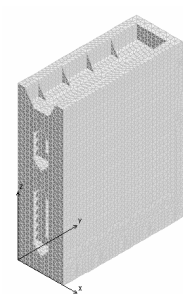


Figura 6.32 Perete transversal, model 3D-FEM



Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la sollicitări din valuri echivalente cvasi-statice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

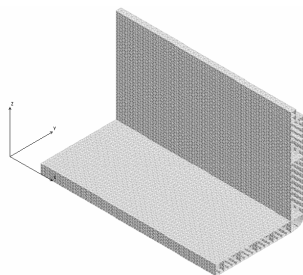


Figura 6.33 Magazie de marfă, model 3D-FEM

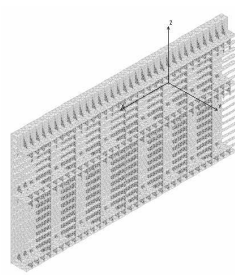


Figura 6.34 Detaliu bordaj, model 3D-FEM

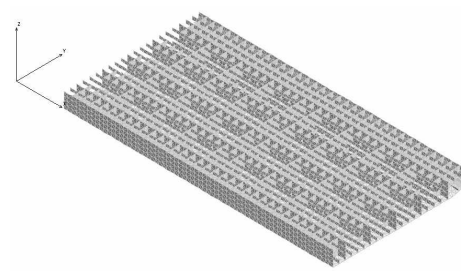


Figura 6.35 Detaliu structură fund, model 3D-FEM

Condițiile de margine ale modelului 3D-FEM se modelează conform subcapitolului 3.2.2, selectând nodurile master, pupa  $ND_{pp}=85585$  la  $x=52m$  și prova  $ND_{pv}=85586$  la  $x=119,2m$ . În Tabelul 6.15 sunt definite condițiile de margine, de simetrie în planul diametral (PD), cât și condițiile de margine definite în cele două noduri master, unde prin U, R sunt marcate gradele de libertate deplasări și rotații (SWCM, 2008). În sistemul de coordonate al modelului 3D-FEM, axa  $Ox$  este longitudinală,  $Oxy$  este în planul de bază și  $Oxz$  este în planul diametral ale navei. În Figura 6.36 se prezintă elementele rigide de bară RBAR (SWCM, 2008) pentru modelarea condițiilor de margine la extremitățile modelului 3D-FEM. În Figura 6.37 sunt prezentate condițiile de simetrie din planul diametral al navei.

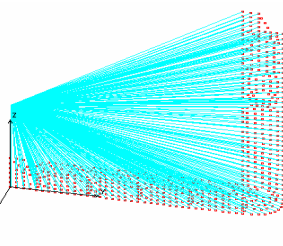


Figura 6.36 Elementele rigide de bară RBAR pentru aplicarea condițiilor de margine de la extremitatea modelului 3D-FEM

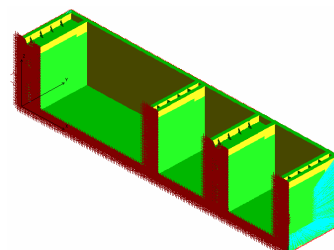


Figura 6.37 Condițiile de simetrie aplicate pe nodurile din planul diametral (PD) ale modelului 3D-FEM extins pe trei magazine

Tabelul 6.15 Definierea condițiilor de margine pentru modelul 3D-FEM

Condiția de margine - numărul nodului	Gradele de libertate blocate	Tipul condiției
Nodul master pupa $ND_{pp}=85585$	$U_X=0; R_Z=0$	neutră
	$U_Y=0; R_X=0$	de simetrie
	$U_Z=0$	referință $U_{Zpp}$
Nodul master prova $ND_{pv}=85586$	$R_Z=0$	neutră
	$U_Y=0; R_X=0$	de simetrie
Nodurile din planul diametral al navei (PD)	$U_Y=0; R_X=0$	de simetrie

Analiza numerică a rezistenței generale și locale pe model 3D-FEM parțial extins pe lungimea navei se realizează în conformitate cu modelul teoretic din subcapitolul 3.2.2, ce include proceduri proprii de aplicare a presiunii din valul echivalent cvasi-static, `press_wave_LE.geo`, `IN_EL`, `SIN_SHELL`, `OUT_EL` din fișierul `geomacro.mac` (Anexa 2), implementate în programul SolidWorks Cosmos/M (SWCM, 2008), în funcție de parametrii de echilibrare navă-val determinați pe baza modelului de grindă echivalentă 1D din subcapitolul 6.1, conform modelului teoretic din subcapitolul 3.2.1. În Tabelele 6.16,17,18,19 se prezintă deplasările și rotațiile impuse pe cele două noduri master  $ND_{pv}$ ,  $ND_{pp}$  de la extremitățile modelului 3D-FEM,  $R_{Ypp}, U_{Zpv}, R_{Zpv}$  (3.15) din sollicitarea generală, precum și parametrii de echilibrare  $d_{pp}, d_{pv}$  (3.16), ce definesc poziția planului median al valului echivalent cvasi-static față de planul de bază al navei.

Masa proprie a corpului de oțel se idealizează ca sarcină gravitațională uniform distribuită pe tot modelul 3D-FEM, corespunzătoare densității materialului constituent. Masele macaralelor de bord și a containerelor transportate se modelează ca elemente de mase concentrate MASS (SWCM, 2008), în punctele de sprijin conform subcapitolului 3.2.2, respectiv devin forțe concentrate echivalente.

Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la sollicitări din valuri echivalente cvasi-statice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

Tabelul 6.16 Parametrii de echilibrare în plan vertical pentru modelul 3D-FEM, navă PC1100 TEU cu structură inițială, în cazul de plină încărcare (FI)

Val:	Creastă de val (hogging) – încărcare FI					Gol de val (sagging) – încărcare FI				
$h_w$ [m]	$d_{pp}$ [m]	$d_{pv}$ [m]	$R_{Ypp}$ [rad]	$U_{Zpv}$ [rad]	$R_{Zpv}$ [rad]	$d_{pp}$ [m]	$d_{pv}$ [m]	$R_{Ypp}$ [rad]	$U_{Zpv}$ [rad]	$R_{Zpv}$ [rad]
0	8,500	8,500	0,0005	-0,0364	-0,0004	8,500	8,500	0,0005	-0,0364	-0,0004
9,326	7,439	7,386	-0,0011	0,0728	0,0011	8,208	9,867	0,0028	-0,1969	-0,0028
12	6,769	7,242	-0,0015	0,0980	0,0015	8,165	10,097	0,0036	-0,2497	-0,0035

Tabelul 6.17 Parametrii de echilibrare în plan vertical pentru modelul 3D-FEM, navă PC1100 TEU cu structură inițială, în cazul de încărcare intermediar (NDCI)

Val:	Creastă de val (hogging) – încărcare NDCI					Gol de val (sagging) – încărcare NDCI				
$h_w$ [m]	$d_{pp}$ [m]	$d_{pv}$ [m]	$R_{Ypp}$ [rad]	$U_{Zpv}$ [rad]	$R_{Zpv}$ [rad]	$d_{pp}$ [m]	$d_{pv}$ [m]	$R_{Ypp}$ [rad]	$U_{Zpv}$ [rad]	$R_{Zpv}$ [rad]
0	5,829	5,600	-0,0000	0,0039	-0,0000	5,829	5,600	-0,0000	0,0039	-0,0000
9,326	3,268	5,188	-0,0014	0,0893	0,0013	5,959	7,121	0,0019	-0,1280	-0,0019
12	2,203	5,130	-0,0016	0,1056	0,0015	5,866	7,468	0,0026	-0,1749	-0,0025

Tabelul 6.18 Parametrii de echilibrare în plan vertical pentru modelul 3D-FEM, navă PC1100 TEU cu structură optimizată, în cazul de plină încărcare (FO)

Val:	Creastă de val (hogging) – încărcare FO					Gol de val (sagging) – încărcare FO				
$h_w$ [m]	$d_{pp}$ [m]	$d_{pv}$ [m]	$R_{Ypp}$ [rad]	$U_{Zpv}$ [rad]	$R_{Zpv}$ [rad]	$d_{pp}$ [m]	$d_{pv}$ [m]	$R_{Ypp}$ [rad]	$U_{Zpv}$ [rad]	$R_{Zpv}$ [rad]
0	8,454	8,454	0,0005	-0,0386	-0,0005	8,454	8,454	0,0005	-0,0386	-0,0005
9,326	7,359	7,355	-0,0012	0,0799	0,0012	8,160	9,826	0,0031	-0,2131	-0,0030
12	6,683	7,213	-0,0017	0,1072	0,0016	8,117	10,057	0,0039	-0,2706	-0,0038

Tabelul 6.19 Parametrii de echilibrare în plan vertical pentru modelul 3D-FEM, navă PC1100 TEU cu structură optimizată, în cazul de încărcare intermediar (NDCO)

Val:	Creastă de val (hogging) – încărcare NDCO					Gol de val (sagging) – încărcare NDCO				
$h_w$ [m]	$d_{pp}$ [m]	$d_{pv}$ [m]	$R_{Ypp}$ [rad]	$U_{Zpv}$ [rad]	$R_{Zpv}$ [rad]	$d_{pp}$ [m]	$d_{pv}$ [m]	$R_{Ypp}$ [rad]	$U_{Zpv}$ [rad]	$R_{Zpv}$ [rad]
0	5,740	5,575	-0,0000	0,0048	0,0000	5,740	5,575	-0,0000	0,0048	0,0000
9,326	3,138	5,183	-0,0015	0,0972	0,0014	5,902	7,083	0,0021	-0,1382	-0,0020
12	2,052	5,136	-0,0018	0,1148	0,0016	5,807	7,430	0,0028	-0,1891	-0,0028

### 6.3 Analiza rezistenței generale și locale a corpului navei tip portcontainer PC 1100 TEU, pe baza modelului 3D-FEM extins pe zona compartimentelor de marfă

În acest subcapitol sunt incluse rezultatele numerice la analiza rezistenței generale și locale a corpului navei portcontainer de 1100 TEU, pe baza modelului 3D-FEM prezentat în subcapitolul 6.2, conform modelului teoretic din subcapitolul 3.2.2. Tensiunile admisibile față de limita de curgere a materialului considerate pentru analiza numerică din acest subcapitol sunt conforme cu normele navale (GL, 2011) din Tabelul 5.2.

### 6.3.1 Cazul corpului navei cu structură inițială, la plină încărcare și intermediar, model 3D-FEM

Pentru modelul 3D-FEM extins pe trei magazii, cu parametrii de echilibrare din Tabelele 6.16,17, aplicând procedurile numerice din Anexa 2, în cazul corp navă cu structură inițială, la plină încărcare (FI) și intermediar (NDCI), cu solicitare din val echivalent cvasi-static de întâlnire ( $h_w=0\div 12m$ ), în condiția de creastă de val (hogging), obținem următoarele diagrame:

- Figura 6.38, diagrama tensiunilor normale maxime  $\sigma_{x,RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] în rama gurii de magazie;
- Figura 6.39, diagrama tensiunilor normale maxime  $\sigma_{x,B}$  [N/mm<sup>2</sup>] în învelișul fundului;
- Figura 6.42, diagrama tensiunilor tangențiale maxime  $\tau_{xz,NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, învelișul bordajului și dublului bord;

Diagramele tensiunilor maxime normale, se obțin pe baza rezultatelor numerice din modelul 3D-FEM folosind următoarea relație:

$$\sigma_x \Big|_z^{\max}(x, h_w) = \max_{y \in [0, B]} \{ \sigma_x \Big|_z(y, x, h_w) \}; z \in \{z_{RL}, z_B, z_{DD}, z_{DB}\}; x = x_{mpp} \div x_{mpv}; h_w = 0 \div 12m \quad (6.1)$$

Diagramele tensiunilor maxime tangențiale în axa neutră,  $z = z_{NN}$ , se obțin pe baza rezultatelor numerice din modelul 3D-FEM folosind următoarea relație:

$$\tau_{xz} \Big|_{NN}^{\max}(x, h_w) = \max \{ \tau_{xz,NN}(y_{bordaj}, x, h_w); \tau_{xz,NN}(y_{dublu\ bordaj}, x, h_w) \}; x = x_{mpp} \div x_{mpv}; h_w = 0 \div 12m \quad (6.2)$$

Diagramele tensiunilor maxime echivalente von Mises, se obțin pe baza rezultatelor numerice din modelul 3D-FEM folosind următoarea relație:

$$\sigma_{von} \Big|_z^{\max}(x, h_w) = \max_{y \in [0, B]} \{ \sigma_{von} \Big|_z(y, x, h_w) \}; z \in \{z_{RL}, z_B, z_{DD}, z_{DB}\}; x = x_{mpp} \div x_{mpv}; h_w = 0 \div 12m \quad (6.3)$$

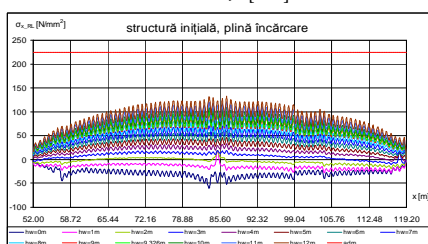


Figura 6.38. a Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x,RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gurii de magazie, creastă de val (hogging), model 3D-FEM, plină încărcare, navă cu structură inițială

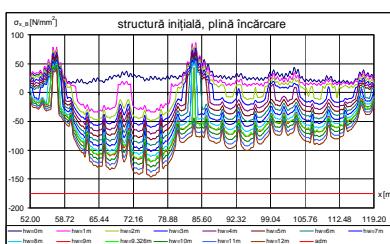


Figura 6.39. a Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x,B}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, creastă de val (hogging), model 3D-FEM, plină încărcare, navă cu structură inițială

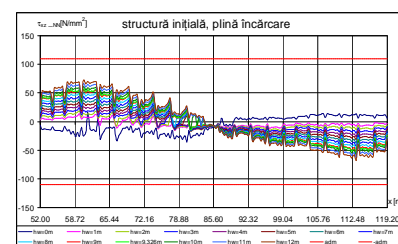


Figura 6.42. a Tensiunea tangențială maximă  $\tau_{xz,NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, creastă de val (hogging), model 3D-FEM, plină încărcare, navă cu structură inițială

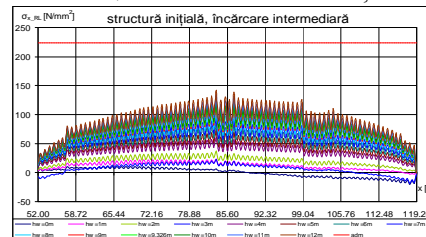


Figura 6.38. b Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x,RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gurii de magazie, creastă de val (hogging), model 3D-FEM, încărcare intermediară, navă cu structură inițială

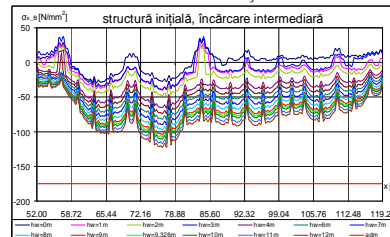


Figura 6.39. b Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x,B}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, creastă de val (hogging), model 3D-FEM, încărcare intermediară, navă cu structură inițială

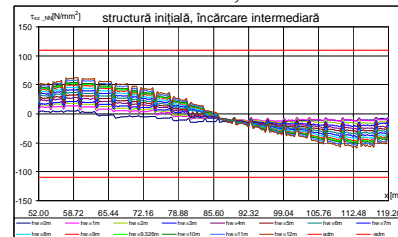


Figura 6.42. b Tensiunea tangențială maximă  $\tau_{xz,NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, creastă de val (hogging), model 3D-FEM, încărcare intermediară, navă cu structură inițială

Pentru modelul 3D-FEM extins pe trei magazii, cu parametrii de echilibrare din Tabelele 6.16,17, aplicând procedurile numerice din Anexa 2, în cazul corp navă cu structură inițială, la plină încărcare (FI) și intermediar (NDCI), cu solicitare din val echivalent cvasi-static de întâlnire ( $h_w=0\div 12m$ ), în condiția de gol de val (sagging), obținem următoarele diagrame:

- Figura 6.47, diagrama tensiunilor normale maxime  $\sigma_{x,RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] în rama gurii de magazie;

Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la solicitări din valori echivalente cvasi-stactice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

- Figura 6.48, diagrama tensiunilor normale maxime  $\sigma_{xB}$  [N/mm<sup>2</sup>] în învelișul fundului;
- Figura 6.51, diagrama tensiunilor tangențiale maxime  $\tau_{xZNN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, din învelișul bordajului și dublului bord;

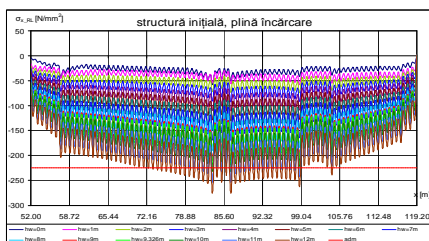


Figura 6.47. a Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x,RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gurii de magazie, gol de val (sagging), model 3D-FEM, plină încărcare și încărcare intermediară, navă cu structură inițială

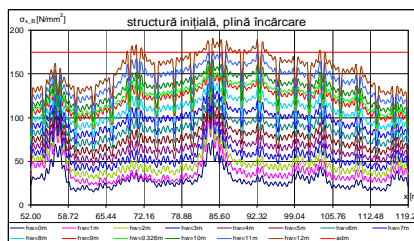


Figura 6.48. a Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x,B}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, gol de val (sagging), model 3D-FEM, plină încărcare și încărcare intermediară, navă cu structură inițială

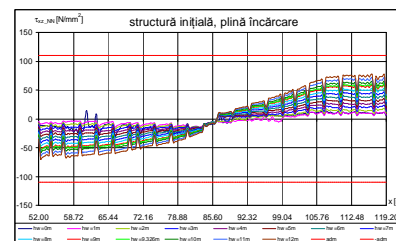


Figura 6.51. a Tensiunea tangențială maximă  $\tau_{xZ,NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, gol de val (sagging), model 3D-FEM, plină încărcare și încărcare intermediară, navă cu structură inițială

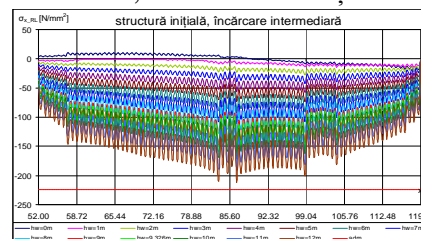


Figura 6.47. b Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x,RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gurii de magazie, gol de val (sagging), model 3D-FEM, plină încărcare și încărcare intermediară, navă cu structură inițială

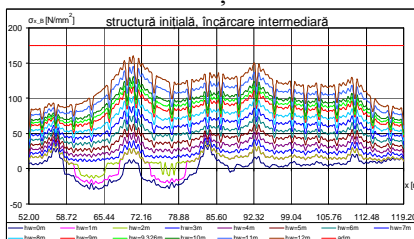


Figura 6.48. b Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x,B}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, gol de val (sagging), model 3D-FEM, plină încărcare și încărcare intermediară, navă cu structură inițială

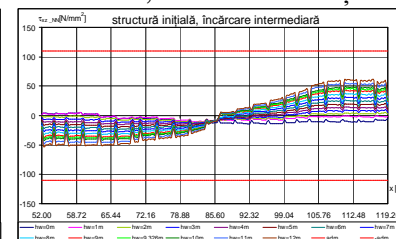


Figura 6.51. b Tensiunea tangențială maximă  $\tau_{xZ,NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, gol de val (sagging), model 3D-FEM, plină încărcare și încărcare intermediară, navă cu structură inițială

Considerând ca referință înălțimea valului echivalent cvasi-static conform normelor navale  $h_{wGL} = 9,326$  m (GL, 2011), **în condiția de creastă de val (hogging)**, pentru nava cu structură inițială, la plină încărcare și intermediară, din analiza rezistenței generale și locale pe modelul 3D-FEM extins pe trei magazii, obținem următoarele rezultate:

- Figura 6.56 diagrama de presiuni din val echivalent cvasi-static de întâlnire pe învelișul exterior al corpului navei;
- Figura 6.57 diagrama tensiunilor echivalente von Mises pe modelul 3D-FEM;
- Figura 6.60 diagrama tensiunilor echivalente von Mises la învelișul fundului;

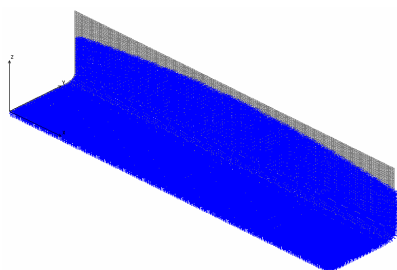


Figura 6.56. a Model 3D-FEM, distribuția de presiuni pe învelișul exterior, plină încărcare, creastă de val (hogging),  $h_{wGL}=9,326$  m, navă cu structură inițială

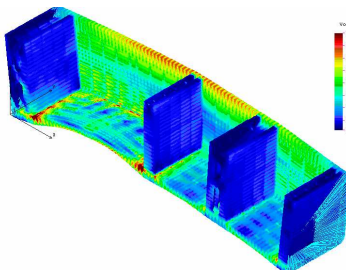


Figura 6.57. a Model 3D-FEM extins pe trei magazii, tensiuni echivalente von Mises [kN/m<sup>2</sup>], plină încărcare, creastă de val (hogging),  $h_{wGL}=9,326$  m, navă cu structură inițială

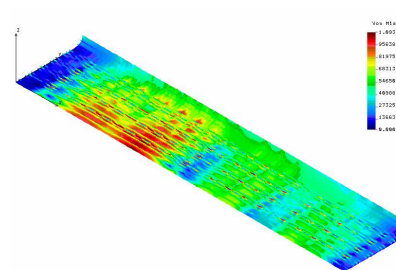


Figura 6.60. a Model 3D-FEM, fund, tensiuni echivalente von Mises [kN/m<sup>2</sup>], plină încărcare, creastă de val (hogging),  $h_{wGL}=9,326$  m, navă cu structură inițială



Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

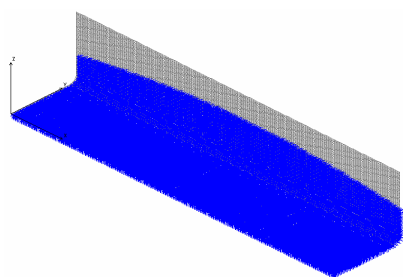


Figura 6.56. b Model 3D-FEM, distribuția de presiuni pe învelișul exterior, încărcare intermediară, creastă de val (hogging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură inițială

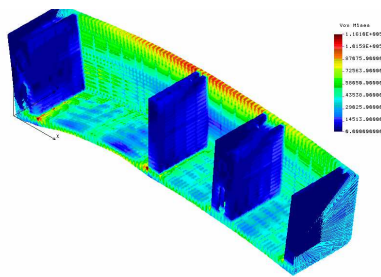


Figura 6.57. b Model 3D-FEM extins pe trei magazii, tensiuni echivalente von Mises  $[kN/m^2]$ , încărcare intermediară, creastă de val (hogging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură inițială

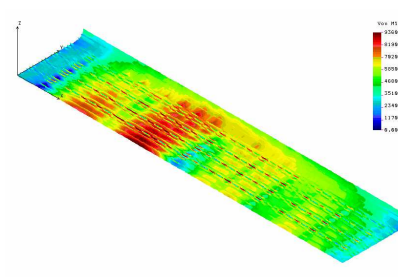


Figura 6.60. b Model 3D-FEM, fund, tensiuni echivalente von Mises  $[kN/m^2]$ , încărcare intermediară, creastă de val (hogging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură inițială

Considerând ca referință înălțimea valului echivalent cvasi-static conform normelor navale  $h_{wGL} = 9,326 m$  (GL, 2011), **în condiția de gol de val (sagging)**, pentru nava cu structură inițială, la plină încărcare și intermediară, din analiza rezistenței generale și locale pe modelul 3D-FEM extins pe trei magazii, obținem următoarele rezultate:

- Figura 6.62 diagrama de presiuni din val echivalent cvasi-static de întâlnire pe învelișul exterior al corpului navei;
- Figura 6.63 diagrama tensiunilor echivalente von Mises pe modelul 3D-FEM;
- Figura 6.66 diagrama tensiunilor echivalente von Mises la învelișul fundului.

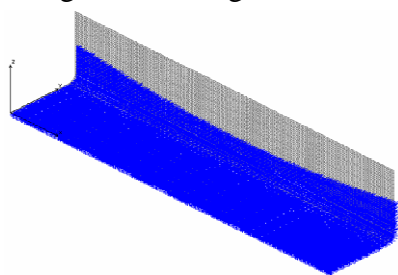


Figura 6.62. a Model 3D-FEM, distribuția de presiuni pe învelișul exterior, plină încărcare, pentru gol de val (sagging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură inițială

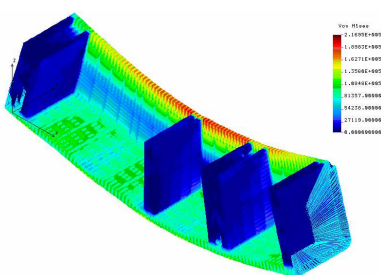


Figura 6.63. a Model 3D-FEM extins pe trei magazii, tensiuni echivalente von Mises  $[kN/m^2]$ , plină încărcare, gol de val (sagging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură inițială

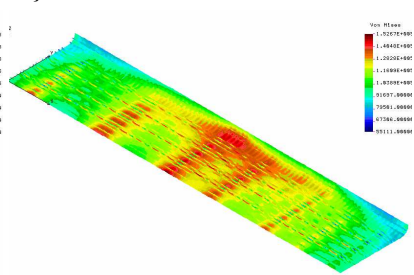


Figura 6.66. a Model 3D-FEM, fund, tensiuni echivalente von Mises  $[kN/m^2]$ , plină încărcare, gol de val (sagging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură inițială

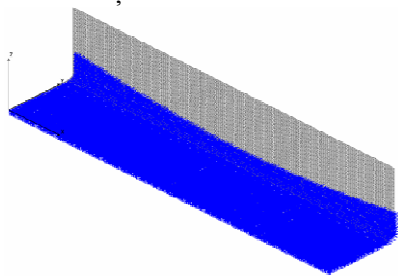


Figura 6.62. b Model 3D-FEM, distribuția de presiuni pe învelișul exterior, încărcare intermediară, pentru gol de val (sagging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură inițială

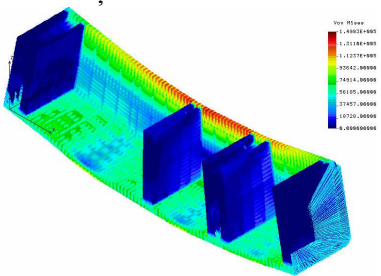


Figura 6.63. b Model 3D-FEM extins pe trei magazii, încărcare tensiuni echivalente von Mises  $[kN/m^2]$ , intermediară, gol de val (sagging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură inițială

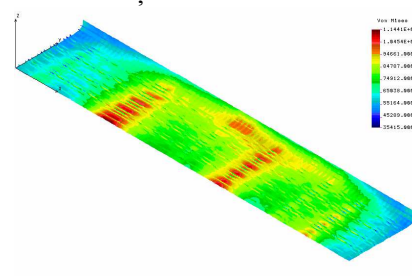


Figura 6.66. b Model 3D-FEM, fund, tensiuni echivalente von Mises  $[kN/m^2]$ , încărcare intermediară, gol de val (sagging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură inițială

În Tabelele 6.20÷23 se prezintă tensiunile maxime normale, tangențiale și echivalente von Mises, obținute pe baza modelului 3D-FEM, pentru nava portcontainer PC 1100 TEU cu structura inițială, la plină încărcare (FI) și încărcare intermediară (NDCI), în condițiile de creastă de val (hogging) și gol de val (sagging).

Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la solicitări din valori echivalente cvasi-statice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

Tabelul 6.20 Tensiunile normale, tangențiale și echivalente von Mises maxime  $[N/mm^2]$ , plină încărcare (FI), navă cu structură inițială, condiție de creastă de val (hogging), model 3D-FEM

$h_w[m]$	$\sigma_{x\_RL}$	$\sigma_{x\_DD}$	$\sigma_{x\_B}$	$\sigma_{x\_DB}$	$\tau_{xz\_NN}$	$\sigma_{vonM\_RL}$	$\sigma_{vonM\_DD}$	$\sigma_{vonM\_B}$	$\sigma_{vonM\_DB}$
0	57,42	50,04	73,72	62,83	31,88	55,55	46,32	72,27	61,50
9,326	100,90	91,48	119,00	95,38	56,71	98,97	90,88	109,30	93,24
12	132,40	120,60	146,20	109,14	71,92	129,99	119,79	133,00	102,21

Tabelul 6.21 Tensiunile normale, tangențiale și echivalente von Mises maxime  $[N/mm^2]$ , încărcare intermediară (NDCI), navă cu structură inițială, condiție de creastă de val (hogging), model 3D-FEM

$h_w[m]$	$\sigma_{x\_RL}$	$\sigma_{x\_DD}$	$\sigma_{x\_B}$	$\sigma_{x\_DB}$	$\tau_{xz\_NN}$	$\sigma_{vonM\_RL}$	$\sigma_{vonM\_DD}$	$\sigma_{vonM\_B}$	$\sigma_{vonM\_DB}$
0	20,75	14,43	33,86	57,70	14,62	18,65	14,27	32,49	53,82
9,326	121,25	95,99	107,30	96,49	51,91	116,10	93,92	93,61	95,31
12	141,90	111,75	122,00	109,10	61,72	135,91	109,49	106,50	107,10

Tabelul 6.22 Tensiunile normale, tangențiale și echivalente von Mises maxime  $[N/mm^2]$ , plină încărcare (FI), navă cu structură inițială, condiție de gol de val (sagging), model 3D-FEM

$h_w[m]$	$\sigma_{x\_RL}$	$\sigma_{x\_DD}$	$\sigma_{x\_B}$	$\sigma_{x\_DB}$	$\tau_{xz\_NN}$	$\sigma_{vonM\_RL}$	$\sigma_{vonM\_DD}$	$\sigma_{vonM\_B}$	$\sigma_{vonM\_DB}$
0	57,42	50,04	73,72	62,83	31,88	55,55	46,32	72,27	61,50
9,326	218,30	190,30	159,30	127,80	60,42	216,90	182,10	152,70	119,90
12	275,43	238,80	189,40	167,90	76,97	274,69	228,67	182,97	150,70

Tabelul 6.23 Tensiunile normale, tangențiale și echivalente von Mises maxime  $[N/mm^2]$ , încărcare intermediară (NDCI), navă cu structură inițială, condiție de gol de val (sagging), model 3D-FEM

$h_w[m]$	$\sigma_{x\_RL}$	$\sigma_{x\_DD}$	$\sigma_{x\_B}$	$\sigma_{x\_DB}$	$\tau_{xz\_NN}$	$\sigma_{vonM\_RL}$	$\sigma_{vonM\_DD}$	$\sigma_{vonM\_B}$	$\sigma_{vonM\_DB}$
0	20,75	14,43	33,86	57,70	14,62	18,65	14,27	32,49	53,82
9,326	160,60	134,45	122,70	109,15	45,96	149,80	126,65	114,40	97,82
12	211,97	176,40	159,24	145,00	61,13	199,18	166,20	145,80	129,90

### 6.3.2 Cazul corpului navei cu structură optimizată, la plină încărcare și intermediar, model 3D-FEM

Pentru modelul 3D-FEM extins pe trei magazine, cu parametrii de echilibrare din Tabelele 6.18,19, aplicând procedurile numerice din Anexa 2, în cazul corp navă cu structură optimizată, la plină încărcare (FO) și intermediar (NDCO), cu solicitare din val echivalent cvasi-static de întâlnire ( $h_w=0\div 12m$ ), în condiția de creastă de val (hogging), obținem următoarele diagrame:

- Figura 6.68, diagrama tensiunilor normale maxime  $\sigma_{x\_RL} [N/mm^2]$  în rama gurii de magazie;
- Figura 6.69, diagrama tensiunilor normale maxime  $\sigma_{x\_B} [N/mm^2]$  în învelișul fundului;
- Figura 6.72, diagrama tensiunilor tangențiale maxime  $\tau_{xz\_NN} [N/mm^2]$  în axa neutră, din învelișul bordajului și dublului bord;

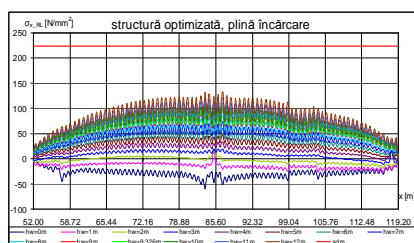


Figura 6.68. a Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x\_RL} [N/mm^2]$  la rama gurii de magazie, creastă de val (hogging), model 3D-FEM, plină încărcare, navă cu structură optimizată

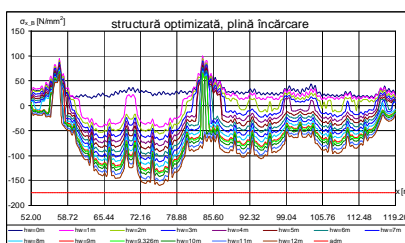


Figura 6.69. a Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x\_B} [N/mm^2]$  la fund, creastă de val (hogging), model 3D-FEM, plină încărcare, navă cu structură optimizată

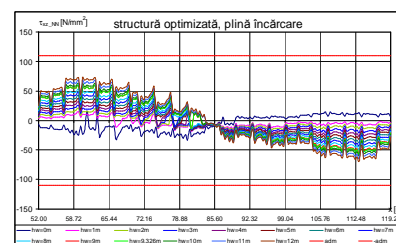


Figura 6.72. a Tensiunea tangențială maximă  $\tau_{xz\_NN} [N/mm^2]$  în axa neutră, creastă de val (hogging), model 3D-FEM, plină încărcare, navă cu structură optimizată

Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

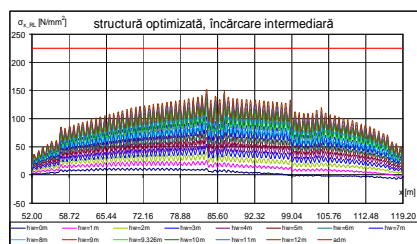


Figura 6.68. b Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x,RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gurii de magazie, creastă de val (hogging), model 3D-FEM, încărcare intermediară, navă cu structură optimizată

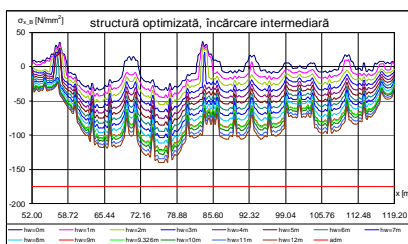


Figura 6.69. b Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x,B}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, creastă de val (hogging), model 3D-FEM, încărcare intermediară, navă cu structură optimizată

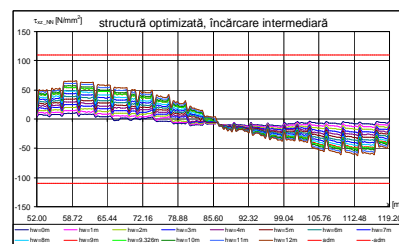


Figura 6.72. b Tensiunea tangențială maximă  $\tau_{xz,NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, creastă de val (hogging), model 3D-FEM, încărcare intermediară, navă cu structură optimizată

Pentru modelul 3D-FEM extins pe trei magazine, cu parametrii de echilibrare din Tabelele 6.18,19, aplicând procedurile numerice din Anexa 2, în cazul corp navă cu structură optimizată, la plină încărcare (FO) și intermediar (NDCO), cu solicitare din val echivalent cvasi-static de întâlnire ( $h_w=0\div 12$ m), **în condiția de gol de val (sagging)**, obținem următoarele diagrame:

- Figura 6.77, diagrama tensiunilor normale maxime  $\sigma_{x,RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] în rama gurii de magazie;
- Figura 6.78, diagrama tensiunilor normale maxime  $\sigma_{x,B}$  [N/mm<sup>2</sup>] în învelișul fundului;
- Figura 6.81, diagrama tensiunilor tangențiale maxime  $\tau_{xz,NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, din învelișul bordajului și dublului bord;

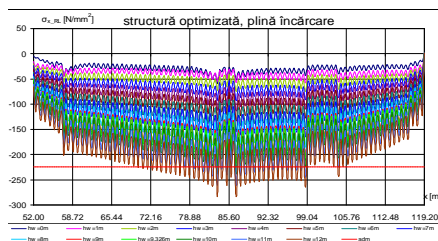


Figura 6.77. a Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x,RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gurii de magazie, gol de val (sagging), model 3D-FEM, plină încărcare și intermediară, navă cu structură optimizată

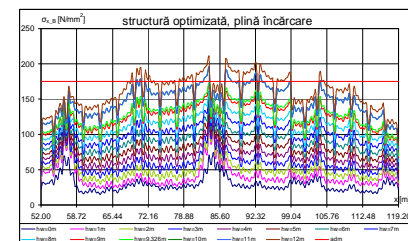


Figura 6.78. a Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x,B}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, gol de val (sagging), model 3D-FEM, plină încărcare și intermediară, navă cu structură optimizată

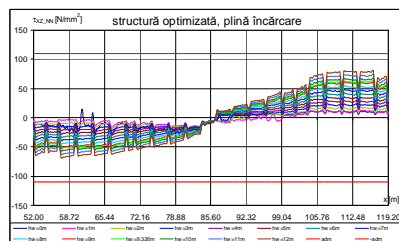


Figura 6.81. a Tensiunea tangențială maximă  $\tau_{xz,NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, gol de val (sagging), model 3D-FEM, plină încărcare și intermediară, navă cu structură optimizată

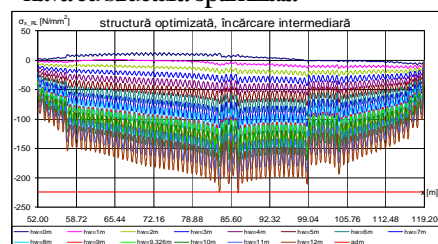


Figura 6.77. b Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x,RL}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gurii de magazie, gol de val (sagging), model 3D-FEM, plină încărcare și intermediară, navă cu structură optimizată

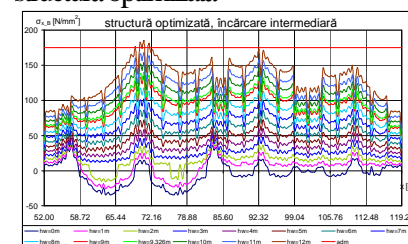


Figura 6.78. b Tensiunea normală maximă  $\sigma_{x,B}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, gol de val (sagging), model 3D-FEM, plină încărcare și intermediară, navă cu structură optimizată

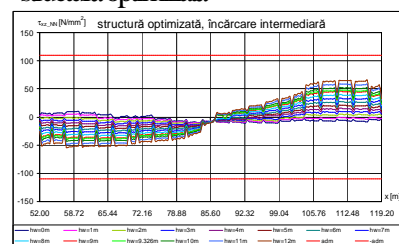


Figura 6.81. b Tensiunea tangențială maximă  $\tau_{xz,NN}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, gol de val (sagging), model 3D-FEM, plină încărcare și intermediară, navă cu structură optimizată

Considerând ca referință înălțimea valului echivalent cvasi-static conform normelor navale  $h_{w,CL} = 9,326$  m (GL, 2011), **în condiția de creastă de val (hogging)**, pentru nava cu structură optimizată, la plină încărcare și intermediară, din analiza rezistenței generale și locale pe modelul 3D-FEM extins pe trei magazine, obținem următoarele rezultate:

- Figura 6.86 diagrama de presiuni din val echivalent cvasi-static de întâlnire pe învelișul exterior al corpului navei;
- Figura 6.87 diagrama tensiunilor echivalente von Mises pe modelul 3D-FEM;
- Figura 6.90 diagrama tensiunilor echivalente von Mises la învelișul fundului;



Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

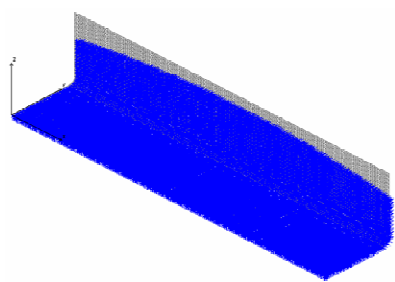


Figura 6.86. a Model 3D-FEM, distribuția de presiuni pe învelișul exterior, plină încărcare, creastă de val (hogging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură optimizată

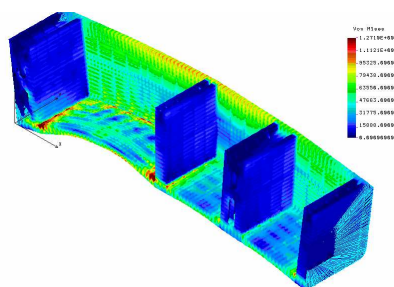


Figura 6.87. a Model 3D-FEM extins pe trei magazine, tensiuni echivalente von Mises [ $kN/m^2$ ], plină încărcare, creastă de val (hogging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură optimizată

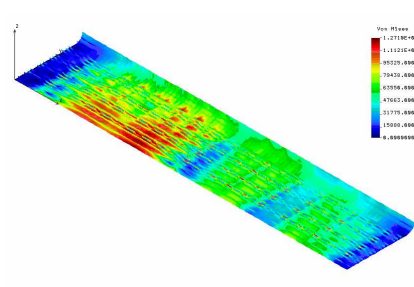


Figura 6.90. a Model 3D-FEM, învelișul fundului, tensiuni echivalente von Mises [ $kN/m^2$ ], plină încărcare, creastă de val (hogging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură optimizată

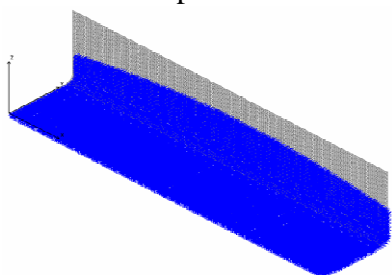


Figura 6.86. b Model 3D-FEM, distribuția de presiuni pe învelișul exterior, încărcare intermediară, creastă de val (hogging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură optimizată

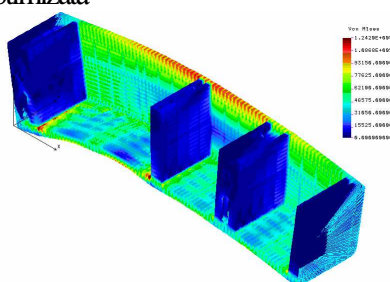


Figura 6.87. b Model 3D-FEM extins pe trei magazine, tensiuni echivalente von Mises [ $kN/m^2$ ], încărcare intermediară, creastă de val (hogging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură optimizată

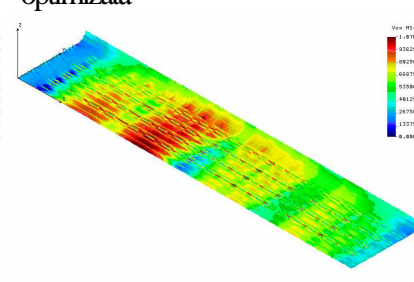


Figura 6.90. b Model 3D-FEM, învelișul fundului, tensiuni echivalente von Mises [ $kN/m^2$ ], încărcare intermediară, creastă de val (hogging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură optimizată

Considerând ca referință înălțimea valului echivalent cvasi-static conform normelor navale  $h_{wGL} = 9,326 m$  (GL, 2011), **în condiția de gol de val (sagging)**, pentru nava cu structură optimizată, la plină încărcare și intermediară, din analiza rezistenței generale și locale pe modelul 3D-FEM extins pe trei magazine, obținem următoarele rezultate:

- Figura 6.92 diagrama de presiuni din val echivalent cvasi-static de întâlnire pe învelișul exterior al corpului navei;
- Figura 6.93 diagrama tensiunilor echivalente von Mises pe modelul 3D-FEM;
- Figura 6.96 diagrama tensiunilor echivalente von Mises la învelișul fundului;

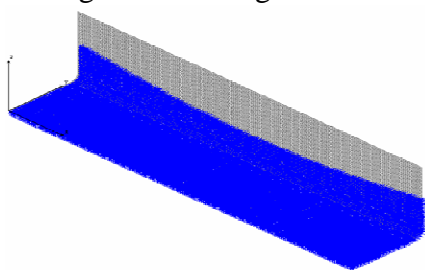


Figura 6.92. a Model 3D-FEM, distribuția de presiuni pe învelișul exterior, plină încărcare, pentru gol de val (sagging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură optimizată

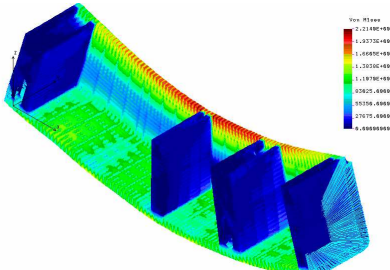


Figura 6.93. a Model 3D-FEM extins pe trei magazine, tensiuni echivalente von Mises [ $kN/m^2$ ], plină încărcare, gol de val (sagging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură optimizată

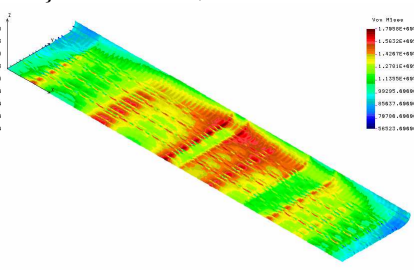


Figura 6.96. a Model 3D-FEM, fund, tensiuni echivalente von Mises [ $kN/m^2$ ], plină încărcare, gol de val (sagging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură optimizată



Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

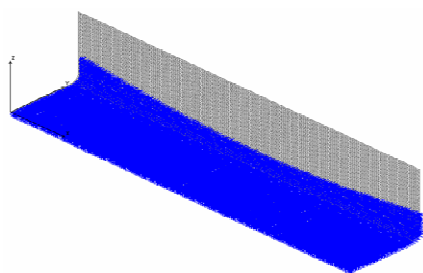


Figura 6.92. b Model 3D-FEM, distribuția de presiuni pe învelișul exterior, încărcare intermediară, pentru gol de val (sagging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură optimizată

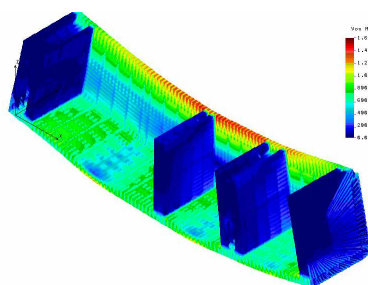


Figura 6.93. b Model 3D-FEM extins pe trei magazine, tensiuni echivalente von Mises [kN/m<sup>2</sup>], încărcare intermediară, gol de val (sagging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură optimizată

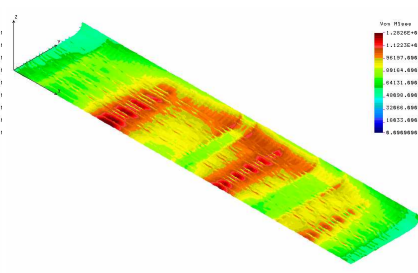


Figura 6.96. b Model 3D-FEM, tensiuni echivalente von Mises [kN/m<sup>2</sup>], încărcare intermediară, gol de val (sagging),  $h_{wGL}=9,326m$ , navă cu structură optimizată

În Tabelele 6.24÷27 se prezintă tensiunile maxime normale, tangențiale și echivalente von Mises, obținute pe baza modelului 3D-FEM, pentru nava portcontainer PC 1100 TEU cu structura optimizată, la plină încărcare (FO) și încărcare intermediară (NDCO), în condițiile de creastă de val (hogging) și gol de val (sagging).

Tabelul 6.24 Tensiunile normale, tangențiale și echivalente von Mises maxime [N/mm<sup>2</sup>], plină încărcare, navă cu structură optimizată, condiție de creastă de val (hogging), model 3D-FEM

$h_w$ [m]	$\sigma_{x\_RL}$	$\sigma_{x\_DD}$	$\sigma_{x\_B}$	$\sigma_{x\_DB}$	$\tau_{xz\_NN}$	$\sigma_{vonM\_RL}$	$\sigma_{vonM\_DD}$	$\sigma_{vonM\_B}$	$\sigma_{vonM\_DB}$
0	59,45	50,68	73,72	62,83	31,37	57,12	48,44	73,07	61,50
9,326	101,80	96,31	135,50	108,77	58,98	100,20	95,25	127,10	105,42
12	132,70	126,17	160,20	125,53	72,83	130,71	124,74	147,50	115,05

Tabelul 6.25 Tensiunile normale, tangențiale și echivalente von Mises maxime [N/mm<sup>2</sup>], încărcare intermediară, navă cu structură optimizată, condiție de creastă de val (hogging), model 3D-FEM

$h_w$ [m]	$\sigma_{x\_RL}$	$\sigma_{x\_DD}$	$\sigma_{x\_B}$	$\sigma_{x\_DB}$	$\tau_{xz\_NN}$	$\sigma_{vonM\_RL}$	$\sigma_{vonM\_DD}$	$\sigma_{vonM\_B}$	$\sigma_{vonM\_DB}$
0	12,28	11,64	35,82	40,59	11,22	12,07	11,51	32,17	39,72
9,326	128,10	105,10	122,50	112,90	54,22	124,20	100,00	107,00	109,00
12	151,60	123,40	140,40	128,60	65,10	147,04	117,55	122,80	123,43

Tabelul 6.26 Tensiunile normale, tangențiale și echivalente von Mises maxime [N/mm<sup>2</sup>], plină încărcare, navă cu structură optimizată, condiție de gol de val (sagging), model 3D-FEM

$h_w$ [m]	$\sigma_{x\_RL}$	$\sigma_{x\_DD}$	$\sigma_{x\_B}$	$\sigma_{x\_DB}$	$\tau_{xz\_NN}$	$\sigma_{vonM\_RL}$	$\sigma_{vonM\_DD}$	$\sigma_{vonM\_B}$	$\sigma_{vonM\_DB}$
0	59,45	50,68	73,72	62,83	31,37	57,12	48,44	73,07	61,50
9,326	223,83	191,40	172,00	137,40	62,35	221,40	188,50	170,60	128,30
12	283,28	241,12	210,00	178,30	80,25	281,34	238,06	199,37	159,40

Tabelul 6.27 Tensiunile normale, tangențiale și echivalente von Mises maxime [N/mm<sup>2</sup>], încărcare intermediară, navă cu structură optimizată, condiție de gol de val (sagging), model 3D-FEM

$h_w$ [m]	$\sigma_{x\_RL}$	$\sigma_{x\_DD}$	$\sigma_{x\_B}$	$\sigma_{x\_DB}$	$\tau_{xz\_NN}$	$\sigma_{vonM\_RL}$	$\sigma_{vonM\_DD}$	$\sigma_{vonM\_B}$	$\sigma_{vonM\_DB}$
0	12,28	11,64	35,82	40,59	11,22	12,07	11,51	32,17	39,72
9,326	166,80	140,50	139,10	122,10	47,72	160,10	132,10	128,20	110,30
12	225,60	188,80	184,20	166,00	65,10	218,00	177,50	166,70	150,07

## 6.4 Concluzii

În Tabelele 6.28÷30, pe baza rezultatelor numerice din analiza rezistenței generale și locale cu modele 3D-FEM extinse pe trei magazine (capitolul 6.2.3) și modele 1D de grindă echivalentă (cap.6.1), pentru nava portcontainer PC 1100 TEU, cu structura inițială (I) și optimizată (O) (cap.5), sunt centralizate tensiunile maxime normale (direcția x globale), echivalente von Mises și tangențiale, la plină încărcare (FI, FO) și încărcare intermediară (NDCl, NDcO), funcție de înălțimea valului echivalent cvasi-static de întâlnire, în condițiile de creastă de val (cv) și gol de val (gv). Pentru sintetizarea datelor am selectat cazul înălțimii maxime a valului echivalent cvasi-static prescris de normele navale (GL, 2011) pentru această navă  $h_{wGL}=9,326m$ .

Raportul 3D/1D din Tabelele 6.28÷30 se calculează pe baza tensiunilor maxime de la analiza 3D-FEM și analiza 1D, corespunzătoare planșeului analizat, la referința valului cu înălțimea  $h_{wGL}=9,326m$ , nefiind obligatoriu în aceeași secțiune transversală și în consecință nu reprezintă coeficienți de corelație între cele două modele de analiză structurală, raportul fiind calculat conform relației următoare:

$$\sigma, \tau_{3Dmax} = \max\{\sigma, \tau_{3D} | EL \in \text{planseu}\}_{hwGL} ; \sigma, \tau_{1Dmax} = \max\{\sigma, \tau_{1D} | x \in [x_{pp}, x_{pv}]\}_{hwGL} ;$$

$$3D/1D|_{\sigma} = \sigma_{3Dmax} / \sigma_{1Dmax} ; 3D/1D|_{\tau} = \tau_{3Dmax} / \tau_{1Dmax} \quad (6.4)$$

$$\max / adm|_{\sigma_{3D,1D}} = \sigma_{3D,1Dmax} / \sigma_{adm} ; \max / adm|_{\tau_{3D,1D}} = \tau_{3D,1Dmax} / \tau_{adm}$$

În cazul modelelor 3D-FEM, în fibrele extreme ale grinzii navă, ramă longitudinală (RL) și fund (B), tensiunile echivalente von Mises  $\sigma_{vonM}$  rezultă mai mici decât tensiunile normale  $\sigma_x$  longitudinale (în sistemul global de coordonate), deoarece tensiunea normală pe direcție transversală  $\sigma_y$  este nenulă,  $\sigma_y < \sigma_x$ , tensiunea normală  $\sigma_z=0$  și tensiunile tangențiale  $\tau_{xy} \approx \tau_{yz} \approx \tau_{zx} \approx 0$  în învelișurile planșeelor orizontale la fibrele extreme sunt aproximativ nule. În cazul modelelor 1D cu solicitări doar în plan vertical, în fibrele extreme ale grinzii navă, tensiunile normale și cele echivalente von Mises sunt egale, deoarece  $\sigma_y = \sigma_z = 0$  și  $\tau_{xy} = \tau_{yz} = 0$   $\tau_{xz} \approx 0$ .

$$\sigma_{von} |_{RL,B}^{3D-FEM} \approx (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y)^{1/2} |_{RL,B}^{3D-FEM} \leq \sigma_x |_{RL,B}^{3D-FEM} ; \sigma_{von} |_{RL,B}^{1D-FEM} = \sigma_x |_{RL,B}^{1D-FEM} \quad (6.5)$$

Tabelul 6.28 Tensiunile maxime, rama gurii de magazie și punte, PC 1100TEU, referință  $h_{wGL}=9,326m$

Caz	$\sigma_{x\_RL\_max} [N/mm^2]$			$\sigma_{vonM\_RL\_max} [N/mm^2]$			$\sigma_{x\_DD\_max} [N/mm^2]$			$\sigma_{vonM\_DD\_max} [N/mm^2]$		
	1D	3D	3D/1D	1D	3D	3D/1D	1D	3D	3D/1D	1D	3D	3D/1D
adm	224		-	224		-	224		-	224		-
FI-cv	77,23	100,9	1,306	77,23	98,97	1,281	65,87	91,48	1,389	65,87	90,88	1,380
max/adm	0,345	0,450	-	0,345	0,442	-	0,294	0,408	-	0,294	0,406	-
FI-gv	175,2	218,3	1,246	175,2	216,9	1,238	149,4	190,3	1,274	149,4	182,1	1,219
max/adm	0,782	0,975	-	0,782	0,968	-	0,666	0,850	-	0,666	0,813	-
NDCl-cv	87,36	121,2	1,387	87,36	116,1	1,329	74,51	95,99	1,288	74,51	93,92	1,261
max/adm	0,390	0,541	-	0,390	0,518	-	0,332	0,429	-	0,332	0,419	-
NDCl-gv	119,3	160,6	1,346	119,3	149,8	1,256	101,7	134,4	1,322	101,7	126,6	1,245
max/adm	0,533	0,717	-	0,533	0,669	-	0,454	0,600	-	0,454	0,565	-
max(I)	175,2	218,3	(1,321)	175,2	216,9	(1,276)	149,4	190,3	(1,318)	149,4	182,1	(1,276)
FO-cv	82,52	101,8	1,234	82,52	100,2	1,214	70,10	96,31	1,374	70,10	95,25	1,359
max/adm	0,368	0,454	-	0,368	0,447	-	0,312	0,430	-	0,312	0,425	-
FO-gv	185,5	223,8	1,206	185,5	221,4	1,194	157,6	191,4	1,214	157,6	188,5	1,196
max/adm	0,828	1,000	-	0,828	0,988	-	0,703	0,854	-	0,703	0,842	-
NDcO-cv	92,96	128,1	1,378	92,96	124,2	1,336	78,96	105,1	1,331	78,96	100,0	1,266
max/adm	0,415	0,572	-	0,415	0,554	-	0,352	0,469	-	0,352	0,446	-
NDcO-gv	126,0	166,8	1,324	126,0	160,1	1,271	107,0	140,5	1,313	107,0	132,1	1,245
max/adm	0,563	0,745	-	0,563	0,715	-	0,477	0,627	-	0,477	0,590	-
max (O)	185,5	223,8	(1,286)	185,5	221,4	(1,254)	157,6	191,4	(1,308)	157,6	188,5	(1,267)

Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la solicitări din valori echivalente cvasi-statice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

Tabelul 6.29 Tensiunile maxime, fund și dublu fund, PC 1100TEU, referință  $h_{wGL}=9,326m$

Caz	$\sigma_{x\_B\_max} [N/mm^2]$			$\sigma_{vonM\_B\_max} [N/mm^2]$			$\sigma_{x\_DB\_max} [N/mm^2]$			$\sigma_{vonM\_DB\_max} [N/mm^2]$		
	1D	3D	3D/1D	1D	3D	3D/1D	1D	3D	3D/1D	1D	3D	3D/1D
adm	175			175			175			175		
FI-cv	52,65	119,0	2,260	52,65	109,3	2,076	40,47	95,38	2,357	40,47	93,24	2,304
max/adm	0,301	0,680	-	0,301	0,625	-	0,231	0,545	-	0,231	0,533	-
FI-gv	119,4	159,3	1,334	119,4	152,7	1,279	91,79	127,8	1,392	91,79	119,9	1,306
max/adm	0,682	0,910	-	0,682	0,873	-	0,525	0,730	-	0,525	0,685	-
NDCI-cv	59,55	107,3	1,802	59,55	93,61	1,572	45,78	96,49	2,108	45,78	95,31	2,082
max/adm	0,340	0,613	-	0,340	0,535	-	0,261	0,551	-	0,261	0,545	-
NDCI-gv	81,31	122,7	1,509	81,31	114,4	1,407	62,50	109,2	1,747	62,50	97,82	1,565
max/adm	0,465	0,701	-	0,465	0,654	-	0,357	0,624	-	0,357	0,559	-
max(I)	119,4	159,3	(1,726)	119,4	152,7	(1,584)	91,79	127,8	(1,901)	91,79	119,9	(1,814)
FO-cv	59,43	135,5	2,280	59,43	127,1	2,139	46,12	108,8	2,359	46,12	105,4	2,285
max/adm	0,340	0,774	-	0,340	0,726	-	0,263	0,622	-	0,263	0,602	-
FO-gv	133,6	172,0	1,287	133,6	170,6	1,277	103,6	137,4	1,326	103,6	128,3	1,238
max/adm	0,763	0,983	-	0,763	0,975	-	0,592	0,785	-	0,592	0,733	-
NDCO-cv	66,94	122,5	1,830	66,94	107,0	1,598	51,95	112,9	2,173	51,95	109,0	2,098
max/adm	0,383	0,700	-	0,383	0,611	-	0,296	0,645	-	0,296	0,623	-
NDCO-gv	90,72	139,1	1,533	90,72	128,2	1,413	70,40	122,1	1,734	70,40	110,3	1,567
max/adm	0,518	0,795	-	0,518	0,733	-	0,402	0,698	-	0,402	0,630	-
max (O)	133,6	172,0	(1,733)	133,6	170,6	(1,607)	103,6	137,4	(1,898)	103,6	128,3	(1,797)

Tabelul 6.30 Tensiunile tangențiale maxime,  $\tau_{xz\_NN\_max} [N/mm^2]$ , PC 1100TEU, referință  $h_{wGL}=9,326m$

Caz	FI			NDCI			FO			NDCO		
	1D	3D	3D/1D	1D	3D	3D/1D	1D	3D	3D/1D	1D	3D	3D/1D
adm	110			110			110			110		
cv	54,01	56,71	1,05	48,97	51,91	1,06	55,12	58,98	1,07	49,74	54,22	1,09
max/adm	0,491	0,516	-	0,445	0,472	-	0,501	0,536	-	0,452	0,493	-
gv	58,66	60,42	1,03	44,20	45,96	1,04	59,38	62,35	1,05	44,60	47,72	1,07
max/adm	0,533	0,549	-	0,402	0,418	-	0,540	0,567	-	0,405	0,434	-
max	58,66		60,42	(1,045)			59,38		62,35	(1,070)		

Pe baza rezultatelor numerice din subcapitolele 6.1 și 6.3, privind studiul comparativ al rezistenței generale și locale a navei portcontainer 1100 TEU cu structura corpului inițială și optimizată, la solicitări din val echivalent cvasi-static, pentru cele patru cazuri de încărcare, conform modelului teoretic din subcapitolul 3.2 și folosind programele proprii din Anexele 1 și 2, rezultă următoarele concluzii:

1. Din analiza comparativă a diagramelor de tensiuni în zona centrală a corpului navei, rezultă că modelul 3D-FEM extins pe trei magazine (subcapitolul 6.3) pune în evidență zonele cu concentratori de tensiune și valori maxime mai mari decât în cazul modelului de grindă echivalentă 1D (subcapitolul 6.1). Modelul 1D permite determinarea parametrilor de echilibrare a sistemului grindă navă – val echivalent cvasi-static (Tabelele 6.1,2,7,8), considerați apoi pentru echilibrarea generală a modelului 3D-FEM (Tabelele 6.16÷17), respectiv tensiunile calculate prin model 1D constituie referința la calculul coeficienților de corelație 3D/1D (3.2.14) pentru fiecare detaliu din structura corpului navei (subcapitolul 10.1).

2. Din Figurile 6.38,47,68,77, Tabelele 6.20÷27 corespunzătoare modelului 3D-FEM, respectiv Figurile 6.5,8,15,18, Tabelele 6.3÷6, Tabelele 6.9÷12 corespunzătoare modelului 1D, considerând ca referință valul echivalent cvasi-static cu înălțimea de  $h_w=9,326 m$  (Tabelul 6.28), rezultă că tensiunile normale maxime la nivelul ramei gurii de magazie în medie sunt de 1,32 ori (structură

inițială) și de 1,29 ori (structură optimizată) mai mari în cazul modelului 3D față de cel 1D. Tensiunile echivalente von Mises maxime (Figurile 6.43,52,75,82) la nivelul ramei gurii de magazie în medie sunt de 1,28 ori (structură inițială) și de 1,25 ori (structură optimizată) mai mari în cazul modelului 3D față de modelul 1D (referința la tensiunile normale 1D). Tensiunile normale maxime în rama gurii de magazie sunt în cazul structurii inițiale  $175,2 \text{ N/mm}^2$  (model 1D) și  $218,3 \text{ N/mm}^2$  (model 3D), respectiv tensiunea echivalentă von Mises maximă este  $216,9 \text{ N/mm}^2$  (model 3D). Tensiunile normale maxime în rama gurii de magazie sunt în cazul structurii optimizate de  $185,5 \text{ N/mm}^2$  (model 1D) și  $223,8 \text{ N/mm}^2$  (model 3D), respectiv tensiunea echivalentă von Mises maximă este  $221,4 \text{ N/mm}^2$  (model 3D). Se înregistrează concentratori distribuiți relativ uniform pe toată rama (modelul 3D-FEM, Figurile 6.58,64,88,94) în corespondența montanților ramei gurii de magazie, respectiv la intersecția ramelor longitudinale cu cele transversale ale gurii de magazie.

3. Din Figurile 6.40,49,70,79, Tabelele 6.20÷27 corespunzătoare modelului 3D-FEM, respectiv Tabelele 6.3÷6, Tabelele 6.9÷12 corespunzătoare modelului 1D, considerând ca referință valul echivalent cvasi-static cu înălțimea de  $h_w=9,326 \text{ m}$  (Tabelul 6.28), rezultă că tensiunile normale maxime la nivelul planșeului de punte, în medie, sunt de 1,32 ori (structură inițială) și de 1,31 ori (structură optimizată) mai mari în cazul modelului 3D față de cel 1D. Tensiunile echivalente von Mises maxime (Figurile 6.45,54,73,84) la nivelul planșeului de punte, în medie, sunt de 1,28 ori (structură inițială) și de 1,27 ori (structură optimizată) mai mari în cazul modelului 3D față de modelul 1D (referința la tensiunile normale 1D). Tensiunile normale maxime în planșeul de punte sunt în cazul structurii inițiale de  $149,4 \text{ N/mm}^2$  (model 1D) și  $190,3 \text{ N/mm}^2$  (model 3D), respectiv tensiunea echivalentă von Mises maximă este  $182,1 \text{ N/mm}^2$  (model 3D). Tensiunile normale maxime în planșeul de punte sunt în cazul structurii optimizate de  $157,6 \text{ N/mm}^2$  (model 1D) și  $191,4 \text{ N/mm}^2$  (model 3D), respectiv tensiunea echivalentă von Mises maximă este  $188,5 \text{ N/mm}^2$  (model 3D). Analog cazului ramei gurii de magazie, se înregistrează concentratori de tensiune distribuiți relativ uniform pe tot planșeul de punte (modelul 3D-FEM, Figurile 6.59,65,89,95) în corespondența montanților ramei gurii de magazie, respectiv în corespondența pereților transversali și a planșeelor de bordaj și dublu bord.

4. Din Figurile 6.39,48,69,78, Tabelele 6.20÷27 corespunzătoare modelului 3D-FEM, respectiv Figurile 6.6,9,16,19, Tabelele 6.3÷6, Tabelele 6.9÷12 corespunzătoare modelului 1D, considerând ca referință valul echivalent cvasi-static cu înălțimea de  $h_w=9,326 \text{ m}$  (Tabelul 6.29), rezultă că tensiunile normale maxime la nivelul planșeului de fund, în medie, sunt de 1,73 ori (ambele variante structurale) mai mari în cazul modelului 3D față de cel 1D. Tensiunile echivalente von Mises maxime (Figurile 6.44,53,74,83) la nivelul planșeului de fund, în medie, sunt de 1,58 ori (structură inițială) și de 1,61 ori (structură optimizată 1D) mai mari în cazul modelului 3D față de modelul 1D (referința la tensiunile normale). Tensiunile normale maxime în planșeul de fund sunt în cazul structurii inițiale  $119,4 \text{ N/mm}^2$  (model 1D) și  $159,3 \text{ N/mm}^2$  (model 3D), respectiv tensiunea echivalentă von Mises maximă este  $152,7 \text{ N/mm}^2$  (model 3D). Tensiunile normale maxime în planșeul de fund sunt în cazul structurii optimizate  $133,6 \text{ N/mm}^2$  (model 1D) și  $172,0 \text{ N/mm}^2$  (model 3D), respectiv tensiunea echivalentă von Mises maximă este  $170,6 \text{ N/mm}^2$  (model 3D). Se înregistrează concentratori de tensiune (modelul 3D-FEM, Figurile 6.60,66,90,96) în corespondența varangelor și a suporturilor din dublul fund, respectiv în corespondența pereților transversali și a tancului de gurnă.

5. Din Figurile 6.41,50,71,85, Tabelele 6.20÷27 corespunzătoare modelului 3D-FEM, respectiv Tabelele 6.3÷6, Tabelele 6.9÷12 corespunzătoare modelului 1D, considerând ca referință valul echivalent cvasi-static cu înălțimea de  $h_w=9,326 \text{ m}$  (Tabelul 6.29), rezultă că tensiunile normale maxime la nivelul planșeului de dublu fund, în medie, sunt de 1,9 ori (ambele variante structurale) mai mari în cazul modelului 3D față de cel 1D. Tensiunile echivalente von Mises maxime (Figurile 6.46,55,76,85) la nivelul planșeului de dublu fund, în medie, sunt de 1,8 ori (ambele variante structurale) mai mari în cazul modelului 3D față de modelul 1D (referința la tensiunile normale). Tensiunile normale maxime în planșeul de dublu fund sunt în cazul structurii inițiale de  $91,79 \text{ N/mm}^2$  (model 1D) și  $127,18 \text{ N/mm}^2$  (model 3D), respectiv tensiunea echivalentă von Mises maximă este

## Capitolul 6 Studiul rezistenței locale și generale a navei tip portcontainer 1100 TEU, supusă la solicitări din valori echivalente cvasi-statice pentru structura inițială și optimizată a corpului navei

119,9 N/mm<sup>2</sup> (model 3D). Tensiunile normale maxime în planșeul de dublu fund sunt în cazul structurii optimizate de 103,6 N/mm<sup>2</sup> (model 1D) și 137,4 N/mm<sup>2</sup> (model 3D), respectiv tensiunea echivalentă von Mises maximă este 128,3 N/mm<sup>2</sup> (model 3D). Se înregistrează concentratori de tensiune (modelul 3D-FEM, Figurile 6.61,67,91,97) în corespondența intersecției între suportți și varange unde se descarcă sarcina din containere pe planșeul de dublu fund. Deoarece modelul 3D-FEM nu include și dispozitivele de prindere ale containerelor de planșeul de dublu fund, sarcina din containere este modelată ca forțe concentrate pe direcție verticală, ceea ce conduce la valori ale tensiunilor locale mai mari, concentratorii de tensiune în acest planșeu fiind supraevaluați.

6. Din Figurile 6.42,51,72,81, Tabelele 6.20÷27 corespunzătoare modelului 3D-FEM, respectiv Figurile 6.7,10,17,20, Tabelele 6.3÷6, Tabelele 6.9÷12 corespunzătoare modelului 1D, considerând ca referință valul echivalent cvasi-static cu înălțimea de  $h_w=9,326$  m (Tabelul 6.30), rezultă că tensiunile tangențiale maxime în axa neutră, planșeele de bordaj și dublu bord, în medie, sunt de 1,06 ori mai mari în cazul modelului 3D față de cel 1D. Tensiunile tangențiale maxime sunt în cazul structurii inițiale de 58,66 N/mm<sup>2</sup> (model 1D) și 60,42 N/mm<sup>2</sup> (model 3D), respectiv în cazul structurii optimizate de 59,38 N/mm<sup>2</sup> (model 1D) și 62,35 N/mm<sup>2</sup> (model 3D). Structura bordajului și dublului bord este uniformă pe lungimea magaziilor, astfel încât concentratorii de tensiune sunt reduși.

În concluzie, pe baza rezultatelor numerice la analiza rezistenței generale și locale pe modele 3D-FEM și 1D, cu solicitări din valori echivalente cvasi-statice, rezultă că tensiunile maxime din structura navei se încadrează în limitele admisibile (Tabelul 6.28, 29, GL, 2011) la referința valului statistic de proiectare ( $h_w=9,326$ m), cu valori mai mari în varianta constructivă optimizată a navei portcontainer 1100 TEU. Tensiunile maxime sunt înregistrate în zona ramei gurii de magazie și a planșeului de punte (Tabele 6.28÷30), fiind selectate detaliile structurale din Figura 10.1 pentru evaluarea preliminară a rezistenței la oboseală a corpului navei (capitolul 10), cu coeficienții de corelație 3D/1D din Tabelul 10.1 (3.18).

## Capitolul 7

# STUDIUL RĂSPUNSULUI DINAMIC LA OSCILAȚII ÎN VALURI NEREGULATE, ÎN CAZURILE STRUCTURII INIȚIALE ȘI OPTIMIZATE A CORPULUI NAVEI PORTCONTAINER 1100 TEU

În acest capitol prezentăm studiul comparativ la analiza pe termen scurt a oscilațiilor liniare ale navei portcontainer 1100 TEU, cu structură inițială și optimizată, pentru evaluarea condițiilor extreme de navigație în valuri neregulate din punct de vedere al criteriilor de seakeeping.

Analiza oscilațiilor liniare (seakeeping), cuplate în plan vertical (verticale și tangaj) și la ruliul navei portcontainer 1100 TEU se realizează pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.3 (Bidoae și Ionaș, 1998, Betram, 2000, Domnișoru, 2001, Fonseca și Guedes Soares, 2005, ITTC, 2011). Acest tip de analiză include în prima etapă determinarea funcțiilor de transfer pe componentele de mișcare verticală, de tangaj și ruliu, conform modelului teoretic din subcapitolul 3.3.1 și în a doua etapă se determină răspunsul statistic pe termen scurt în valuri neregulate, cu funcția densitate spectrală de putere a valului tip ITTC (3.43), și se evaluează condițiile extreme de navigație, conform modelului teoretic din subcapitolul 3.3.2. Planul de forme, cu 174 de secțiuni, și diagramele de mase ale navei portcontainer de 1100 TEU, cu structură inițială și optimizată, sunt prezentate în capitolul 5. În Tabelul 7.1 prezentăm cele patru cazuri de încărcare pentru analiza oscilațiilor liniare.

Tabelul 7.1 Caracteristicile navei portcontainer 1100 TEU, cu structură inițială și optimizată

Cazul de încărcare	FI	FO	NDCI	NDCO
Deplasamentul navei $\Delta$ [t]	29673,2	29473,1	18708,9	18498,8
Centrul de greutate față de mijlocul navei $x_G$ [m]	1,484	1,524	3,080	3,216
Pescajul mediu $d_m$ [m]	8,500	8,454	5,713	5,657
Pescajul pupa $d_{pp}$ [m]	8,500	8,454	5,829	5,740
Pescajul prova $d_{pv}$ [m]	8,500	8,454	5,601	5,576
Înălțimea la prova navei $H_{prova}$ [m]	15,8	15,8	15,8	15,8
Aria plutirii de echilibru în apă calmă $A_w$ [m <sup>2</sup> ]	4070,51	4065,08	3648,03	3638,34
Centrul plutirii $x_F$ [m]	-4,181	-4,134	1,333	1,483
Înălțimea metacentrică transversală inițială $h_0$ [m]	2,969	3,031	5,872	5,992
Momentul de inerție al plutirii $I_v$ [m <sup>4</sup> ]	8015696	7985409	5794317	5752543
Momentul de inerție masic la ruliul $J_x$ [t m <sup>2</sup> ]	2761958	2743346	1741423	1721865
Momentul de inerție masic la tangaj $J_v$ [t m <sup>2</sup> ]	40074272	39828768	27347804	27099628
Perioada proprie de oscilație verticală $T_\zeta$ [s]	7,958	7,946	7,187	7,166
Perioada proprie de oscilație la tangaj $T_\theta$ [s]	7,133	7,124	6,790	6,778
Perioada proprie de oscilație la ruliul $T_\phi$ [s]	13,271	13,141	12,132	12,066

Funcțiile de transfer la oscilațiile verticale  $H_\zeta(\omega_e, \mu, u_s)$ , tangaj  $H_\theta(\omega_e, \mu, u_s)$  (3.31) și ruliul  $H_\phi(\omega_e, \mu, u_s)$  (3.39), la pulsația de întâlnire navă-val  $\omega_e = \omega - \omega^2/g \cdot u_s \cdot \cos\mu$  corespunzătoare pulsației valului  $\omega = 0 \div 3$  rad/s,  $\delta\omega = 0,01$  rad/s, precum și diagramele polare cumulative pe cele trei grade de libertate  $h_{1/3\max}(\mu, u_s)$ ,  $B_{\max}(\mu, u_s)$ , corelate cu criteriile limită de seakeeping din (3.49), sunt calculate pentru fiecare din cele patru cazuri de încărcare (FI, NDCI, FO, NDCO) din subcapitolul 5.4, pentru o gamă întreagă a unghiului de cap navă-val  $\mu = 0^\circ \div 180^\circ (360^\circ)$ ,  $\delta\mu = 5^\circ$ , ținând cont de simetria corpului navei în raport cu planul diametral (PD), pentru șase viteze semnificative ale navei  $u_s$  [m/s] = 0 ; 2,575 (5 Nd); 5,144 (10 Nd); 7,716 (15 Nd); 9,259 (18 Nd); 10,288 (20 Nd). Viteza de 18 Nd (9,259 m/s) reprezintă referința din datele inițiale de proiectare ale navei (cap.5).

Analiza numerică la oscilațiile liniare ale navei este realizată cu modulele program proprii din pachetul DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013) prezentate în Anexa 3.

## 7.1 Analiza oscilațiilor corpului navei cu structură inițială, cazurile de plină încărcare și intermediar

Pentru nava portcontainer 1100 TEU, aplicând modelul teoretic din subcapitolul 3.3.1, în cazul corp navă cu structură inițială, la plină încărcare (FI) și intermediar (NDCI), prezentăm în Figurile 7.1÷6 funcțiile de transfer pentru oscilațiile liniare ale corpului navei, corespunzătoare viteza  $u_s$  [m/s]= 9,259 (18 Nd), după cum urmează:

- Figura 7.1 și Figura 7.4 funcția de transfer pentru oscilația pe verticală  $H_z$ [m/m];
- Figura 7.2 și Figura 7.5 funcția de transfer pentru oscilația de tangaj  $H_\theta$ [rad/m];
- Figura 7.3 și Figura 7.6 funcția de transfer pentru oscilația de ruliu  $H_\varphi$ [rad/m].

Pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.3.2, cu criteriile limită la seakeeping din relațiile (3.49), rezultă diagramele polare cumulative pe cele trei grade de libertate (vertical, tangaj și ruliu)  $h_{1/3max}(\mu, u_s)$ ,  $B_{max}(\mu, u_s)$ , în coordonate înălțimea semnificativă a valului și grade Beaufort (Figura 3.8), ce permit identificarea condițiilor extreme de navigație din punct de vedere al amplitudinii și accelerațiilor în cazul navei portcontainer 1100 TEU cu structură inițială:

- Figura 7.7 diagrama polară în cazul de plină încărcare (FI);
- Figura 7.8 diagrama polară în cazul de încărcare intermediar (NDCI);

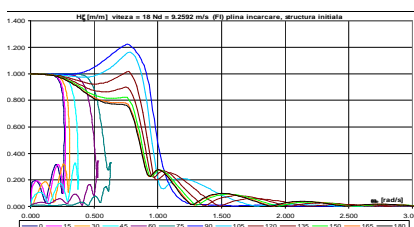


Figura 7.1 Funcția de transfer la oscilația verticală  $H_z$ [m/m], (FI) plină încărcare, structură inițială

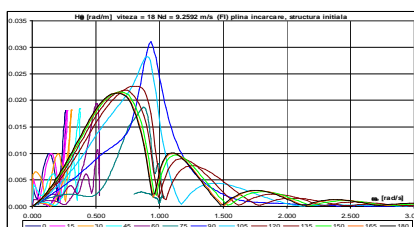


Figura 7.2 Funcția de transfer la oscilația de tangaj  $H_\theta$ [rad/m], (FI) plină încărcare, structură inițială

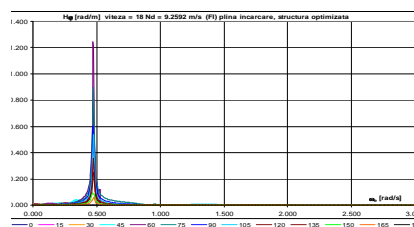


Figura 7.3 Funcția de transfer la oscilația de ruliu  $H_\varphi$ [rad/m], (FI) plină încărcare, structură inițială

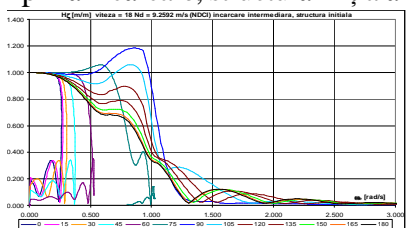


Figura 7.4 Funcția de transfer la oscilația verticală  $H_z$ [m/m], (NDCI) intermediar, structură inițială

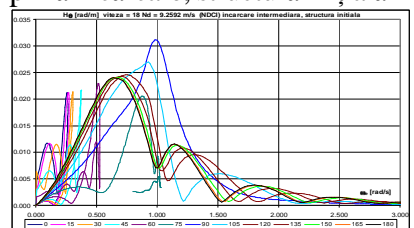


Figura 7.5 Funcția de transfer la oscilația de tangaj  $H_\theta$ [rad/m], (NDCI) intermediar, structură inițială

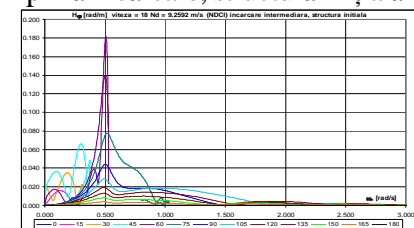


Figura 7.6 Funcția de transfer la oscilația de ruliu  $H_\varphi$ [rad/m], (NDCI) intermediar, structură inițială

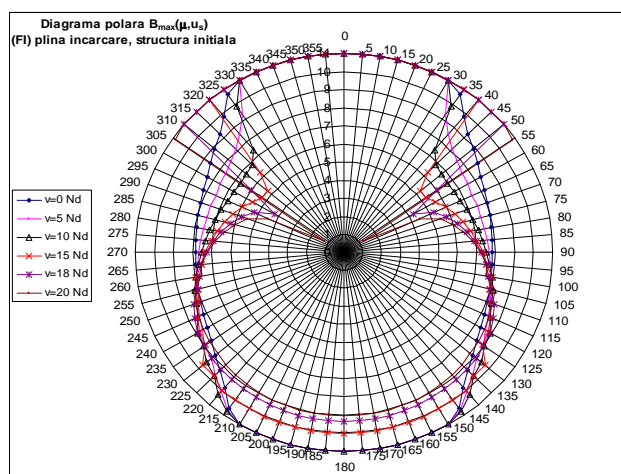
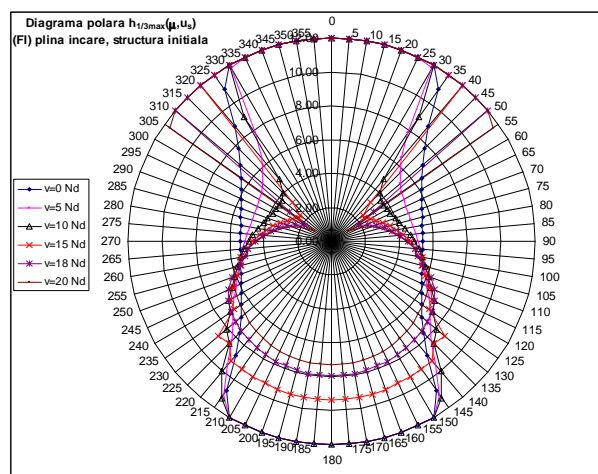


Figura 7.7 Diagrama polară cumulativă  $h_{1/3max}(\mu, u_s)$ ,  $B_{max}(\mu, u_s)$  la oscilațiile liniare ale navei în cazul de plină încărcare (FI), portcontainer 1100 TEU, structură inițială, val neregulat cu funcție spectrală ITTC



## Capitolul 7 Studiul răspunsului dinamic la oscilații a navei în valuri neregulate, în cazurile structurii inițiale și optimizate a corpului navei

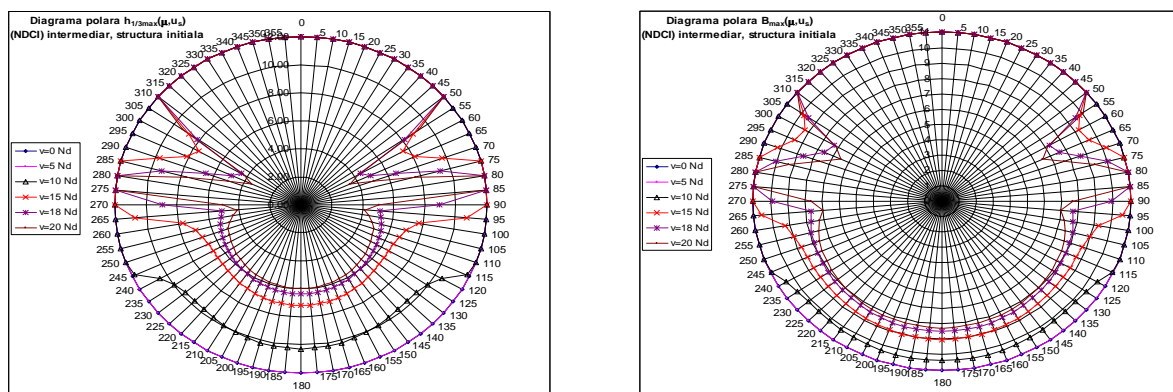


Figura 7.8 Diagrama polară cumulativă  $h_{1/3max}(\mu, u_s)$ ,  $B_{max}(\mu, u_s)$  la oscilațiile liniare ale navei (verticale, tangaj, ruluu), în cazul de încărcare intermediară (NDCI), nava portcontainer 1100 TEU, corp cu structură inițială, val neregulat cu funcție densitate spectrală de putere ITTC

## 7.2 Analiza oscilațiilor corpului navei cu structură optimizată, cazurile de plină încărcare și intermediar

Pentru nava portcontainer 1100 TEU, aplicând modelul teoretic din subcapitolul 3.3.1, în cazul corp navă cu structură optimizată, la plină încărcare (FO) și intermediar (NDCO), prezentăm în Figurile 7.8-14 funcțiile de transfer pentru oscilațiile liniare ale corpului navei, corespunzătoare vitezelor  $u_s$  [m/s]=9,259 (18 Nd), după cum urmează:

- Figura 7.9 și Figura 7.12 funcția de transfer pentru oscilația pe verticală  $H_z$ [m/m];
- Figura 7.10 și Figura 7.13 funcția de transfer pentru oscilația de tangaj  $H_\theta$ [rad/m];
- Figura 7.11 și Figura 7.14 funcția de transfer pentru oscilația de ruluu  $H_\phi$ [rad/m].

Pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.3.2, cu criteriile limită la seakeeping din relațiile (3.49), rezultă diagramele polare cumulative pe cele trei grade de libertate (vertical, tangaj și ruluu)  $h_{1/3max}(\mu, u_s)$ ,  $B_{max}(\mu, u_s)$ , în coordonate înălțimea semnificativă a valului și grade Beaufort (Figura 3.8), ce permit identificarea condițiile extreme de navigație din punct de vedere al amplitudinii și accelerațiilor în cazul navei portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată:

- Figura 7.15 diagrama polară în cazul de plină încărcare (FO);
- Figura 7.16 diagrama polară în cazul de încărcare intermediar (NDCO);

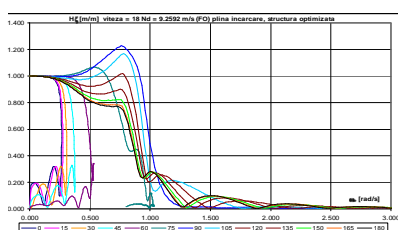


Figura 7.9 Funcția de transfer la oscilația verticală  $H_z$ [m/m], (FO) plină încărcare, structură optimizată

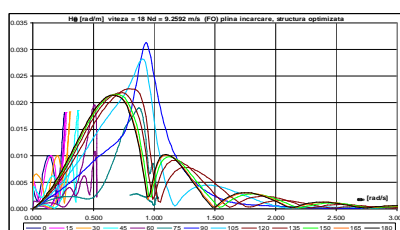


Figura 7.10 Funcția de transfer la oscilația de tangaj  $H_\theta$ [rad/m], (FO) plină încărcare, structură optimizată

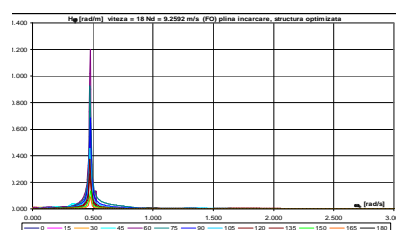


Figura 7.11 Funcția de transfer la oscilația de ruluu  $H_\phi$ [rad/m], (FO) plină încărcare, structură optimizată

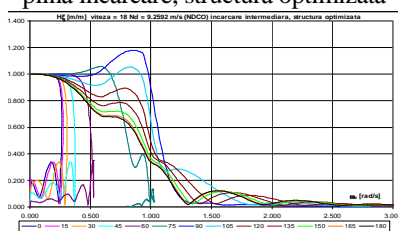


Figura 7.12 Funcția de transfer la oscilația verticală  $H_z$ [m/m], (NDCO) intermediar, structură optimizată

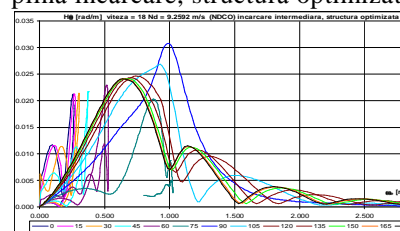


Figura 7.13 Funcția de transfer la oscilația de tangaj  $H_\theta$ [rad/m], (NDCO) intermediar, structură optimizată

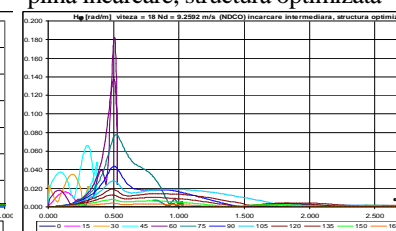


Figura 7.14 Funcția de transfer la oscilația de ruluu  $H_\phi$ [rad/m], (NDCO) intermediar, structură optimizată



## Capitolul 7 Studiul răspunsului dinamic la oscilații a navei în valuri neregulate, în cazurile structurii inițiale și optimizate a corpului navei

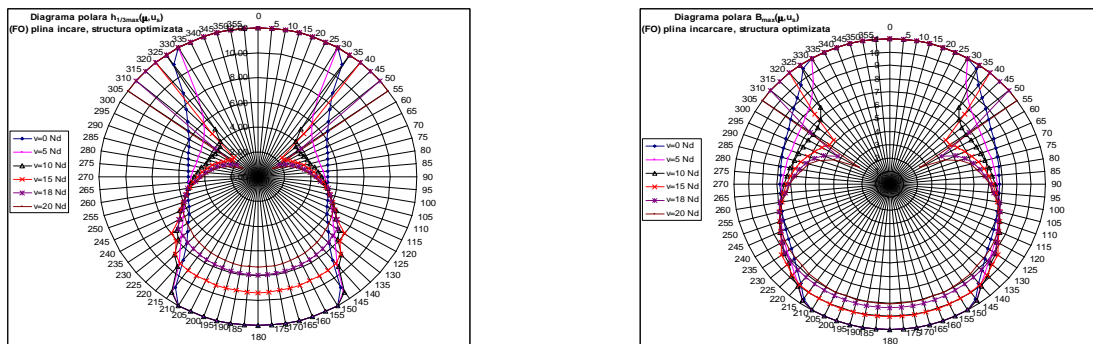


Figura 7.15 Diagrama polară cumulativă  $h_{1/3max}(\mu, u_s)$ ,  $B_{max}(\mu, u_s)$  la oscilațiile liniare ale navei, plină încărcare (FO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, val neregulat ITTC

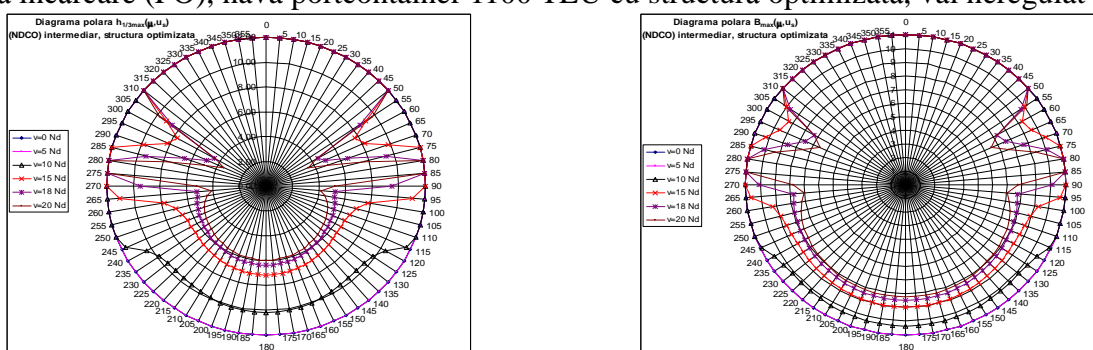


Figura 7.16 Diagrama polară cumulativă  $h_{1/3max}(\mu, u_s)$ ,  $B_{max}(\mu, u_s)$  la oscilațiile liniare ale navei încărcare intermediară (NDCO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, val neregulat ITTC

### 7.3 Concluzii

Pe baza rezultatelor numerice din subcapitolele 7.1 și 7.2, efectuate cu modulele program proprii din pachetul DYN (Domnisoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), prezentate în Anexa 3, la analiza pe termen scurt a oscilațiilor liniare ale navei portcontainer 1100 TEU (verticale, tangaj și ruliu, capitolul 3.3) pentru identificarea condițiilor extreme de navigație (seakeeping), în valuri neregulate cu funcția densitate spectrală de putere ITTC (Figura 3.7), rezultă următoarele concluzii:

1. Din Figurile 7.6,8,15,16 rezultă că răspunsul dinamic pe termen scurt la oscilațiile liniare (seakeeping) în cazul navei cu structură inițială are restricții de navigație comparabile cu cele din cazul navei cu structură optimizată, datorită diferențelor mici de pescaje între cazurile de încărcare FI, FO, respectiv NDCI, NDCO, conform Tabelului 7.1. Luând ca referință viteza  $v=18$  Nd (9,259 m/s) și  $\mu=180^\circ$  limita de navigație în siguranță  $h_{1/3max}$  este de 7,975 m (FI) și de 7,926 m (FO), respectiv 6,358 m (NDCI) și de 6,341 m (NDCO).
2. Din Figurile 7.1÷6 și Figurile 7.9÷14, rezultă că răspunsul dinamic la oscilații devine mai mare pe măsură ce viteza navei crește, în intervalul 0÷20 Nd, și diagramele polare cumulative din Figurile 7.7, 8 și Figurile 7.15,16 devin asimetrice, considerând ca referință axa corespunzătoare unghiului de cap  $\mu=90^\circ$  și  $270^\circ$ .
3. Din Figurile 7.7, 8 și Figurile 7.15,16, rezultă că restricțiile de navigație sunt mai mari pentru  $\mu=0^\circ\div 90^\circ$  ( $270^\circ\div 360^\circ$ ) pentru cazul de plină încărcare (FI, FO) și pentru  $\mu=90^\circ\div 180^\circ$  ( $180^\circ\div 270^\circ$ ) pentru cazul de încărcare intermediară (NDCI, NDCO).
4. Limitele de navigație ( $h_{1/3max}$ ) la viteza  $v=18$  Nd, navă la plină încărcare (FI,FO) sunt pe componentele de oscilație (Tabelele 7.2,4): vertical 11.468÷12 m, tangaj 7.162÷12 m, ruliu 1.817÷12 m, astfel încât cel mai restrictiv caz de navigație este impus de oscilația la ruliu.
5. Limitele de navigație ( $h_{1/3max}$ ) la viteza  $v=18$  Nd, navă la încărcare intermediară (NDCI, NDCO) sunt pe componentele de oscilație (Tabelele 7.3,5): vertical fără restricție, tangaj 5.359÷12 m, ruliu 4.423÷12 m, astfel încât cel mai restrictiv caz de navigație rezultă tot pentru oscilația la ruliu.

În concluzie, pentru valurile neregulate de întâlnire, ( $\mu=180^\circ$ ), din punct de vedere al criteriilor de seakeeping (3.49), pentru înălțimi semnificative de val mai mari de  $h_{1/3} \geq 6$  m (grad Beaufort  $\geq 8$ ) oscilațiile corpului navei în plan vertical devin extreme, caz în care se poate prognoza apariția componentelor neliniare și de șoc hidrodinamic, ce impun analize hidroelastice ale răspunsului dinamic al corpului navei portcontainer 1100 TEU pe termen scurt din capitolele următoare 8 și 9, conform modelului teoretic din subcapitolele 3.4 și 3.3.3.

## Capitolul 8

# STUDIUL RĂSPUNSULUI DINAMIC HIDROELASTIC ÎN VALURI NEREGULATE AL CORPULUI NAVEI CU STRUCTURĂ INIȚIALĂ ȘI OPTIMIZATĂ, AVÂND VITEZA CONSTANTĂ

În acest capitol prezentăm studiul comparativ la analiza răspunsului hidroelastic, oscilații și vibrații, liniar și neliniar, al navei portcontainer 1100 TEU, cu structură inițială și optimizată, pentru determinarea valorilor statistice semnificative pe termen scurt ale tensiunilor din grinda navă la solicitări din valuri neregulate de întâlnire. Se consideră viteza navei egală cu valoarea de referință 18 Nd (9,259 m/s) din datele inițiale de proiectare (capitolul 5).

Analiza răspunsului dinamic hidroelastic al navei portcontainer 1100 TEU se realizează pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.4 (Domnișoru, 1998, 2001; Jensen și Dogliani, 1993; Hirdaridis, Price și Temarel, 2003; Hirdaridis și Chunhua, 2005; Perunovic și Jensen, 2005; Park și Temarel, 2007; Jensen și Pedersen, 2009; Tuitman, 2010), cu schema logică de principiu din Figura 3.9.

Pentru analiza hidroelastică considerăm corpul navei discretizat în  $N_e=40$  elemente finite de grindă elastică echivalentă 1D, respectiv din planul de forme (Figura 5.2) selectăm  $N_s=40$  de secțiuni transversale dispuse la mijlocul celor  $N_e$  elemente finite. Diagramele de mase pentru cele patru cazuri de încărcare (Figurile 5.32 ÷ 5.35) și caracteristicile secțiunilor transversale ale grinzii navă echivalente 1D (Figurile 5.6 ÷ 5.11 și Figurile 5.25 ÷ 5.30) pentru cele două variante structurale ale corpului navei, inițială și optimizată, din capitolul 5, sunt procesate folosind metoda diagramei în trepte, pentru lungimea elementelor  $N_e$  de  $\delta x=L/40=4,3355\text{m}$ .

Pentru fiecare secțiune transversală din planul de forme (Figura 5.2) se calculează diagramele coeficienților hidrodinamici, masă adițională și amortizare hidrodinamică, la oscilațiile și vibrațiile pe direcție verticală, printr-un model hidrodinamic potențial 2D, considerând formele navei idealizate prin transformata conformă multi-parametrică (Betram, 2000; Domnișoru, 2001; Hirdaridis și Chunhua, 2005), pentru 20 de pescaje de referință. În Figura 8.1 și Figura 8.2 se prezintă diagramele coeficienților hidrodinamici adimensionali la mișcarea pe direcție verticală,  $c_{33}$ ,  $\lambda_{33}$  (3.25), pentru secțiunile din zona centrală, prismatică, a corpului navei portcontainer 1100 TEU.

Pentru fiecare caz de încărcare, pe baza metodei elementului finit, model de grindă echivalentă 1D se determină modurile proprii de vibrație în planul vertical al grinzii navă. În Tabelul 8.1 se prezintă frecvențele proprii de oscilație și vibrație, ale navei portcontainer 1100 TEU și în Figura 8.3 se prezintă modurile proprii în cazul de plină încărcare, navă cu structura inițială.

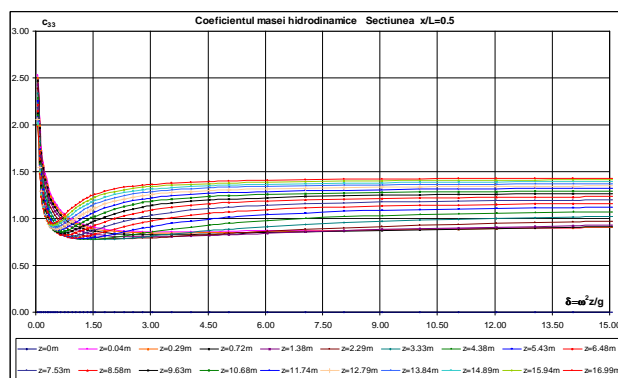


Figura 8.1 Coeficientul adimensional  $c_{33}$  al masei adiționale hidrodinamice, secțiunea  $x/L=0,5$

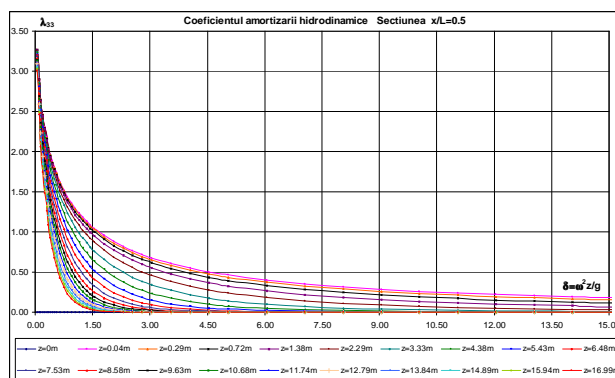


Figura 8.2 Coeficientul adimensional  $\lambda_{33}$  al amortizării hidrodinamice, secțiunea  $x/L=0,5$

Capitolul 8 Studiul răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate al corpului navei cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă

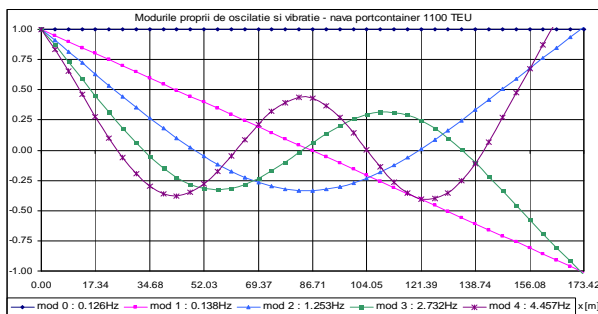


Figura 8.3 Modurile proprii [Hz], plină încărcare, structură inițială, PC 1100 TEU

Tabelul 8.1 Frecvențele modurilor proprii [Hz], în plan vertical ale navei portcontainer 1100 TEU, cu structură inițială (FI, NDCI) și optimizată (FO, NDCO)

Moduri	Oscilații		Vibrații			
	Cazuri	0	1	2	3	4
FI		0,1256	0,1379	1,253	2,732	4,457
FO		0,1259	0,1381	1,205	2,627	4,282
NDCI		0,1391	0,1436	1,533	3,330	5,259
NDCO		0,1395	0,1438	1,476	3,208	5,070

Din Figurile 8.1,2 și Tabelul 8.1 rezultă că în domeniul vibrațiilor amortizarea hidrodinamică este foarte redusă, ceea ce va conduce la un răspuns hidroelastic semnificativ la solicitări din valuri neregulate extreme, incluzând fenomenele hidrodinamice de springing și whipping.

La analiza hidroelastică considerăm solicitări din val neregulat de ordinul I model Airy-Faltinsen și de ordinul II cu componente de interferență model Longuet-Higgins (3.66) (Domnișoru, 2001; Perunovic și Jensen, 2005), cu funcția densitate spectrală de putere de ordinul I tip ITTC (ITTC, 2011). Înălțimea semnificativă a valului este  $h_{1/3}=0\div 12$  m, pas  $\delta h_{1/3}=0,5$  m, inclusiv valoarea  $h_{GL}=9,326$  m (GL, 2011), corespunzând scării Beaufort  $B=0\div 11$  (Figura 3.8).

Pentru analiza dinamică se consideră ca referință starea de echilibru a corpului navei în apă calmă, astfel încât răspunsului dinamic total se obține prin însumarea componentelor dinamice și a celor din apă calmă. Notăm în cele ce urmează cu indicele (ac) răspunsul static în apă calmă,  $(1/3osc)$  răspunsul dinamic semnificativ pe termen scurt la componentele de oscilație, de joasă frecvență (modurile 0 și 1 din Tabelul 8.1),  $(1/3vib)$  răspunsul dinamic semnificativ pe termen scurt la componentele de vibrație, de înaltă frecvență (dominant pe modul 2 din Tabelul 8.1), astfel încât răspunsul dinamic total  $y_{stp}$  la analiza dinamică hidroelastică pe termen scurt se obține din relația:

$$y_{stp} = |y_{ac}| + y_{1/3osc} + y_{1/3vib}, \quad (8.1)$$

unde componentele răspunsului dinamic „y” sunt: deplasări și deformații, forțe tăietoare și momente încovoietoare, tensiuni normale și tangențiale.

Componentele răspunsului navei în apă calmă sunt obținute la analiza structurală din capitolul 6.1, pe baza modulului program P\_ACASV, prezentat în Anexa 1 integrat în pachetul DYN (Domnișoru, Rubaneco, Miricu, 2009-2013).

Componentele răspunsului dinamic hidroelastic liniar sunt marcate cu indicele (lin), fiind obținute prin analiză în domeniul frecvențelor pentru fiecare componentă de val, folosind modulul program DYN\_LIN (STABY) din pachetul de programe propriu DYN (Domnișoru, Rubaneco, Miricu, 2009-2013), pe baza modelului teoretic din relațiile (3.75 ÷ 3.84), subcapitolul 3.4. Prin recompunere și apoi prelucrare spectrală se obține răspunsul hidroelastic liniar semnificativ pe componentele de oscilație  $y_{1/3osc|lin}$  și de vibrație  $y_{1/3vib|lin}$ .

Componentele răspunsului dinamic hidroelastic neliniar sunt marcate cu indicele (nln), fiind obținute prin proceduri de integrare directă în domeniul timp, folosind modulul program DYN\_NLN (STABY+TRANZY) din pachetul de programe propriu DYN (Domnișoru, Rubaneco, Miricu, 2009-2013), pe baza modelului teoretic din relațiile (3.75 ÷ 3.92), subcapitolul 3.4, cu prelucrarea spectrală a răspunsului dinamic neliniar cu ajutorul modulului program P\_FFT\_TFD, prezentat în Anexa 4, rezultând răspunsul hidroelastic neliniar semnificativ pe componentele de oscilație  $y_{1/3osc|nln}$  și de vibrație  $y_{1/3vib|nln}$ .

Rezultatele analizei hidroelastice pe termen scurt, cuplate cu factorii de corelare 3D/1D a tensiunilor obținuți pe baza analizelor din capitolul 6, permit studiul rezistenței pe termen lung la oboseală a structurii corpului navei din capitolul 10.

## 8.1 Analiza liniară și neliniară a răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei cu structură inițială, cazurile de plină încărcare și intermediar, având viteza navei de 18 Nd

Pentru nava portcontainer 1100 TEU, aplicând modelul teoretic de hidroelasticitate liniară și neliniară din subcapitolul 3.4, pe baza modulelor din pachetul de programe DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), în cazul corp navă cu structură inițială, la plină încărcare (FI) și intermediar (NDCI), la viteza navei de  $u_s=9,259\text{m/s}$  (18 Nd), obținem următoarele realizări temporare și spectre FFT amplitudine pentru răspunsul dinamic hidroelastic:

- Figura 8.6 și Figura 8.7, prezintă realizarea temporară și spectrul FFT de amplitudine a elongației valului model Longuet-Higgins  $\zeta_v[\text{m}]$  la secțiunea  $x/L=0,5$ , având funcția densitate spectrală de putere de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326\text{m}$ ;
- Figura 8.12, 8.13, 8.14 și 8.15, prezintă realizarea temporară și spectrul FFT amplitudine a momentului încovoietor la analiza hidroelastică liniară  $M_{in}[\text{kNm}]$  și neliniară  $M_{nl}[\text{kNm}]$ , val Longuet-Higgins ( $h_{1/3}=9,326\text{m}$ ), secțiunea  $x/L=0,5$ ;
- Figura 8.42, Figura 8.43, Figura 8.44 și Figura 8.45, prezintă deplasarea verticală totală semnificativă la analiză hidroelastică liniară  $w_{stpln}[\text{m}]$  și neliniară  $w_{stplnl}[\text{m}]$ , val Longuet-Higgins ( $h_{1/3}=0\div 12\text{m}$ ).

Utilizând spectrele răspunsului hidroelastic liniară și neliniară, pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.3, se obțin diagramele deplasării verticale semnificative, în cazul corp navă cu structură inițială, la plină încărcare (FI) și intermediar (NDCI), la viteza navei de  $u_s=9,259\text{m/s}$  (18 Nd).

Folosind diagramele forțelor tăietoare semnificative și a momentelor încovoietoare semnificative, pe baza caracteristicilor secțiunilor transversale din capitolul 5, în cazul corp navă cu structură inițială, la plină încărcare (FI) și intermediar (NDCI), la viteza navei de  $u_s=9,259\text{m/s}$  (18 Nd), rezultă următoarele diagrame ale tensiunilor normale și tangențiale semnificative:

- Figurile 8.32÷35 și Figurile 8.37÷40, prezintă diagramele tensiunii normale totale semnificativă la analiza hidroelastică liniară  $\sigma_{xstpln} [\text{N/mm}^2]$  și neliniară  $\sigma_{xstplnl} [\text{N/mm}^2]$ , val Longuet-Higgins ( $h_{1/3}=0\div 12\text{m}$ ), la punte, rama gurii de magazie, dublu fund și fund;
- Figurile 8.36 și Figurile 8.41, prezintă diagramele tensiunii tangențiale totale semnificativă în axa neutră la analiza hidroelastică liniară  $\tau_{xzNNstpln} [\text{N/mm}^2]$  și neliniară  $\tau_{xzNNstplnl} [\text{N/mm}^2]$ .

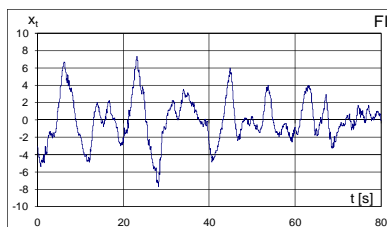


Figura 8.6 a Realizarea temporară a elongației valului  $\zeta_v[\text{m}]$  model Longuet-Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326\text{m}$ , secțiunea  $x/L=0,5$ , plină încărcare (FI), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

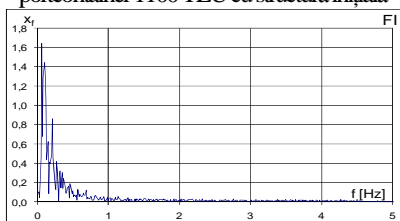


Figura 8.7 a Spectrul FFT de amplitudine al valului  $\zeta_v[\text{m}]$  model Longuet-Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326\text{m}$ , secțiunea  $x/L=0,5$ , plină încărcare (FI), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

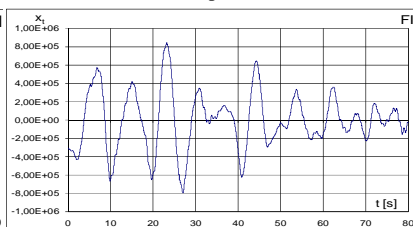


Figura 8.12 a Realizarea temporară a momentului încovoietor la analiza hidroelastică liniară  $M_{in}[\text{kNm}]$ , val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326\text{m}$ ,  $x/L=0,5$ ,  $u_s=9,259\text{m/s}$  (18 Nd), plină încărcare (FI), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

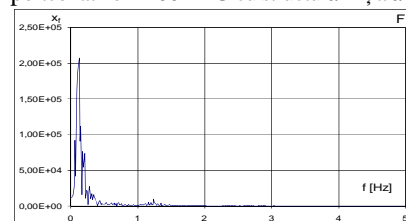


Figura 8.13 a Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoietor la analiză hidroelastică liniară  $M_{in}[\text{kNm}]$ , val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326\text{m}$ ,  $x/L=0,5$ ,  $u_s=9,259\text{m/s}$  (18 Nd), plină încărcare (FI), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

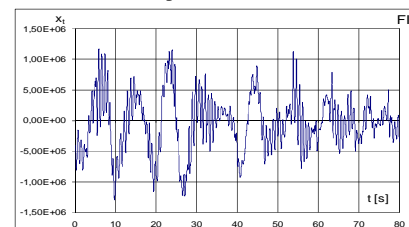


Figura 8.14 a Realizarea temporară a momentului încovoietor la analiza hidroelastică neliniară  $M_{nl}[\text{kNm}]$ , val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326\text{m}$ ,  $x/L=0,5$ ,  $u_s=9,259\text{m/s}$  (18 Nd), plină încărcare (FI), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

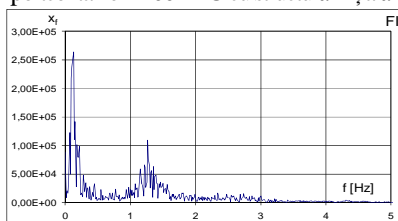


Figura 8.15 a Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoietor la analiză hidroelastică neliniară  $M_{nl}[\text{kNm}]$ , val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326\text{m}$ ,  $x/L=0,5$ ,  $u_s=9,259\text{m/s}$  (18 Nd), plină încărcare (FI), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială



Capitolul 8 Studiul răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate al corpului navei cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă

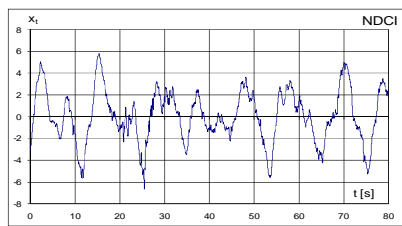


Figura 86 b Realizarea temporară a elongației valului  $\zeta$  [m] model Longuet - Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip IITC cu  $h_s=9,326$  m, secțiunea  $xL=0,5$ , încărcare intermediară (NDCI), navapotcontainer 1100TEU cu structură inițială

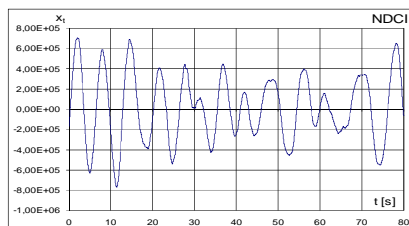


Figura 8.12 b Realizarea temporară a momentului încovoitor la analiza hidroelastică liniară  $M_H$  [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_s=9,326$  m,  $xL=0,5$ ,  $u_s=-9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară (NDCI), navapotcontainer 1100TEU cu structură inițială

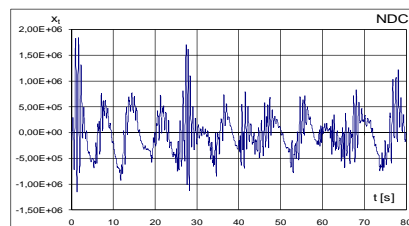


Figura 8.14 b Realizarea temporară a momentului încovoitor la analiza hidroelastică neliniară  $M_H$  [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_s=9,326$  m,  $xL=0,5$ ,  $u_s=-9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară (NDCI), navapotcontainer 1100TEU cu structură inițială

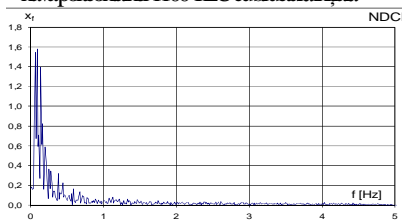


Figura 87 b Spectrul FFT de amplitudine al valului  $\zeta$  [m] model Longuet - Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip IITC cu  $h_s=9,326$  m, secțiunea  $xL=0,5$ , încărcare intermediară (NDCI), navapotcontainer 1100TEU cu structură inițială

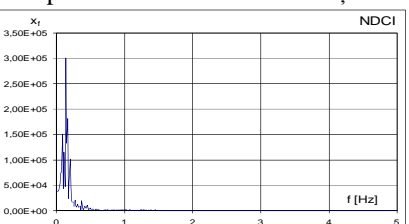


Figura 8.13 b Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoitor la analiza hidroelastică liniară  $M_H$  [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_s=9,326$  m,  $xL=0,5$ ,  $u_s=-9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară (NDCI), navapotcontainer 1100TEU cu structură inițială

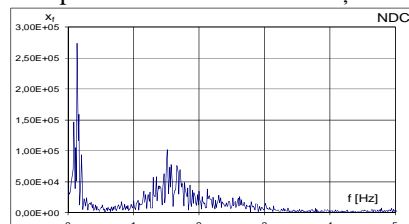


Figura 8.15 b Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoitor la analiza hidroelastică neliniară  $M_H$  [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_s=9,326$  m,  $xL=0,5$ ,  $u_s=-9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară (NDCI), navapotcontainer 1100TEU cu structură inițială

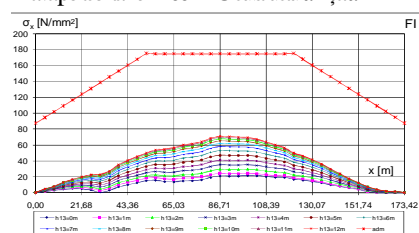


Figura 8.34 a Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xBsp}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, analiză hidroelastică liniară,  $u_s=-9,259$  m/s (18 Nd), plină încărcare, structură inițială

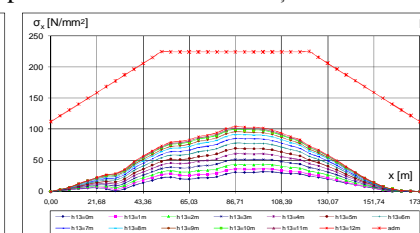


Figura 8.35 a Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xRLsp}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gunii de magazie, analiză hidroelastică liniară,  $u_s=-9,259$  m/s (18 Nd), plină încărcare, structură inițială

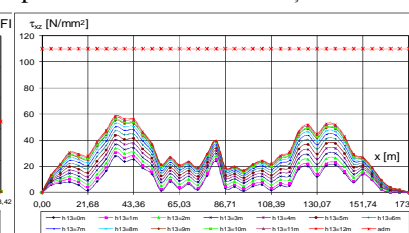


Figura 8.36 a Tensiunea tangențială totală semnificativă  $\tau_{xzNsp}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică liniară,  $u_s=-9,259$  m/s (18 Nd), plină încărcare, structură inițială

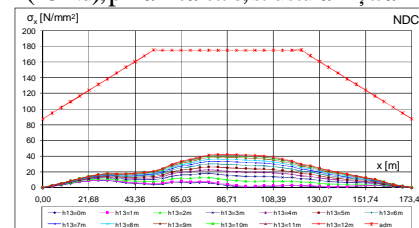


Figura 8.34 b Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xBsp}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, analiză hidroelastică liniară,  $u_s=-9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară, structură inițială

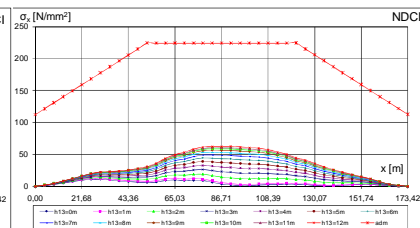


Figura 8.35 b Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xRLsp}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gunii de magazie, analiză hidroelastică liniară,  $u_s=-9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară, structură inițială

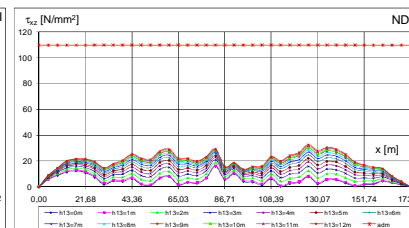


Figura 8.36 b Tensiunea tangențială totală semnificativă  $\tau_{xzNsp}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică liniară,  $u_s=-9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară, structură inițială

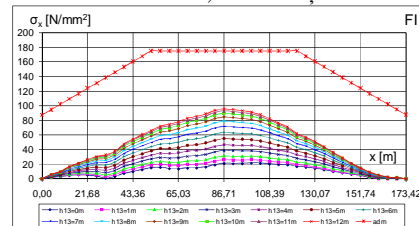


Figura 8.39 a Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xBsp}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, analiză hidroelastică neliniară,  $u_s=-9,259$  m/s (18 Nd), plină încărcare, structură inițială

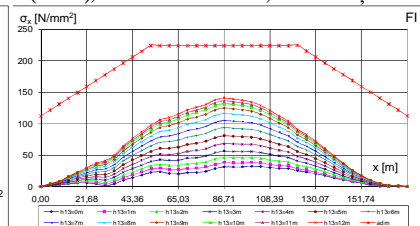


Figura 8.40 a Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xRLsp}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gunii de magazie, analiză hidroelastică neliniară,  $u_s=-9,259$  m/s (18 Nd), plină încărcare, structură inițială

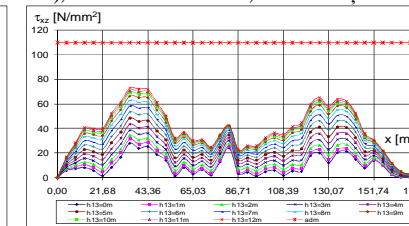


Figura 8.41 a Tensiunea tangențială totală semnificativă  $\tau_{xzNsp}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică neliniară,  $u_s=-9,259$  m/s (18 Nd), plină încărcare, structură inițială

## Capitolul 8 Studiul răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate al corpului navei cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă

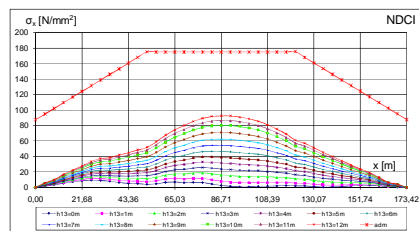


Figura 8.39. b Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xRsqth}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, analiză hidroelastică neliniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară, structură inițială

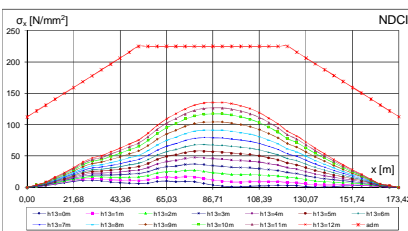


Figura 8.40. b Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xRsqth}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gunii de magazie, analiză hidroelastică neliniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară, structură inițială

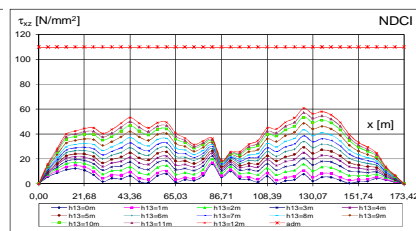


Figura 8.41. b Tensiunea tangențială totală semnificativă  $\tau_{xzNSsqth}$  [N/mm<sup>2</sup>] la axa neutră, analiză hidroelastică neliniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară, structură inițială

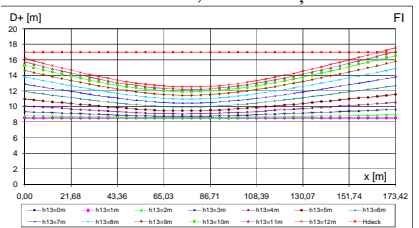


Figura 8.42. a Deplasarea verticală totală semnificativă  $w_{sqth}$  [m] la analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0 \div 12$  m,  $x=0 \div 173,42$  m,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), cazurile de plină încărcare (FI), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

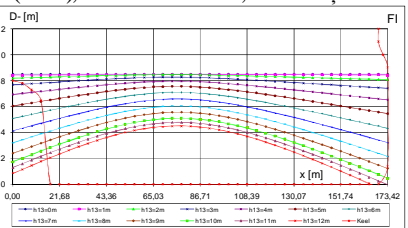


Figura 8.43. a Deplasarea verticală totală semnificativă  $w_{sqth}$  [m] la analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0 \div 12$  m,  $x=0 \div 173,42$  m,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), cazurile de plină încărcare (FI), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

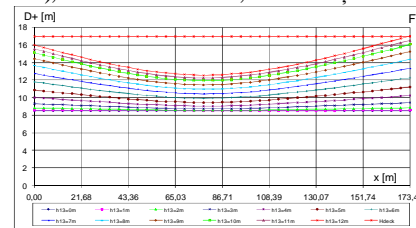


Figura 8.44. a Deplasarea verticală totală semnificativă  $w_{sqth}$  [m] la analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0 \div 12$  m,  $x=0 \div 173,42$  m,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), cazurile de plină încărcare (FI), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

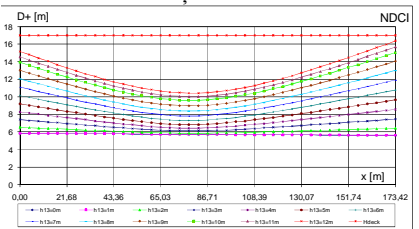


Figura 8.42. b Deplasarea verticală totală semnificativă  $w_{sqth}$  [m] la analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0 \div 12$  m,  $x=0 \div 173,42$  m,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), cazurile de încărcare intermediară (NDCI), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

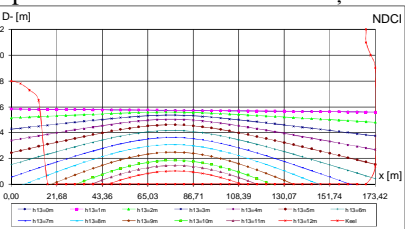


Figura 8.43. b Deplasarea verticală totală semnificativă  $w_{sqth}$  [m] la analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0 \div 12$  m,  $x=0 \div 173,42$  m,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), cazurile de încărcare intermediară (NDCI), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

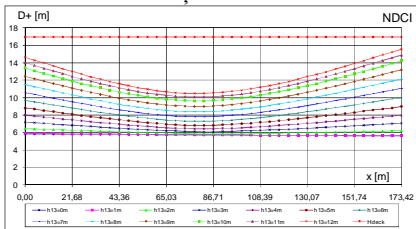


Figura 8.44. b Deplasarea verticală totală semnificativă  $w_{sqth}$  [m] la analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0 \div 12$  m,  $x=0 \div 173,42$  m,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), cazurile de încărcare intermediară (NDCI), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

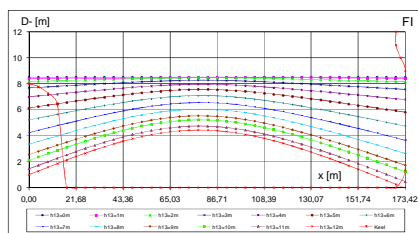


Figura 8.45 Deplasarea verticală totală semnificativă  $w_{sqth}$  [m] la analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0 \div 12$  m,  $x=0 \div 173,42$  m,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), cazurile de plină încărcare (FI) și încărcare intermediară (NDCI), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

Pe baza valorilor semnificative ale răspunsului hidroelastic liniar și neliniar, considerând ca referință valul Longuet - Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m, în cazul corp navă cu structură inițială, la plină încărcare (FI) și intermediar (NDCI), la viteza navei de  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), rezultă următoarele rapoarte între valorile semnificative pe componentele de vibrație și cele de oscilație:

- Tabelul 8.2 și Tabelul 8.3, prezintă raportul dintre deformația semnificativă la vibrația pe modul fundamental și deplasarea verticală semnificativă la oscilație  $w_{1/3vib}/w_{1/3osc}$ , prin analiza hidroelastică liniară și neliniară, și pe baza Figurilor 8.42-45 sunt puse în evidență condițiile de apariție a fenomenelor slamming de bordaj și ambarcare apă pe punte;
- Tabelul 8.4 și Tabelul 8.5, prezintă raportul dintre forța tăietoare semnificativă la vibrația pe modul fundamental și la oscilație  $T_{1/3vib}/T_{1/3osc}$ , prin analiza hidroelastică liniară și neliniară, evidențiind intensitatea fenomenelor hidroelastice de springing și whipping (subcapitolul 3.4);

Capitolul 8 Studiul răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate al corpului navei cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă

- Tabelul 8.6 și Tabelul 8.7, prezintă raportul dintre momentul încovoietor semnificativ la vibrația pe modul fundamental și la oscilație  $M_{1/3vib}/M_{1/3osc}$ , prin analiza hidroelastică liniară și neliniară, evidențind intensitatea fenomenelor hidroelastice de springing și whipping, (subcapitolul 3.4);

Tabelul 8.2 Raportul dintre deformația semnificativă la vibrația pe modul fundamental și deplasarea verticală semnificativă la oscilație  $w_{1/3vib}/w_{1/3osc}$ , analiza hidroelastică liniară și neliniară,  $u_s=9,259m/s$  (18Nd), ref.  $h_{1/3}=9,326m$ , plină încărcare (FI), portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

Nr	Secțiuni x/L	x[m] (originea la pupa)	% vib/osc liniar	% vib/osc neliniar	slamming de fund	slamming de bordaj	apă pe punte
1	0,000	0,000	3,22	3,35	$h_{1/3} > 2,5m$	da	$h_{1/3} > 12m$
2	0,250	43,355	3,40	3,42			
3	0,500	86,710	2,75	2,84			
4	0,750	130,065	2,41	2,46			
5	1,000	173,420	2,48	2,62	$h_{1/3} > 9,5m$	da	$h_{1/3} > 11m$
valoarea medie:			2,85	2,94			

Tabelul 8.3 Raportul dintre deformația semnificativă la vibrația pe modul fundamental și deplasarea verticală semnificativă la oscilație  $w_{1/3vib}/w_{1/3osc}$ , analiza hidroelastică liniară și neliniară,  $u_s=9,259m/s$  (18Nd), ref.  $h_{1/3}=9,326m$ , încărcare intermediară (NDCI), portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

Nr	Secțiuni x/L	x[m] (originea la pupa)	% vib/osc liniar	% vib/osc neliniar	slamming de fund	slamming de bordaj	apă pe punte
1	0,000	0,000	2,83	3,15	$h_{1/3} > 0,5m$	da	$h_{1/3} > 12m$
2	0,250	43,355	2,93	3,05			
3	0,500	86,710	3,13	3,17			
4	0,750	130,065	3,15	3,18			
5	1,000	173,420	3,08	3,26	$h_{1/3} > 5,5m$	da	$h_{1/3} > 12m$
valoarea medie:			3,03	3,16			

Tabelul 8.4 Raportul dintre forța tăietoare semnificativă la vibrația pe modul fundamental și la oscilație  $T_{1/3vib}/T_{1/3osc}$ , analiza hidroelastică liniară și neliniară,  $u_s=9,259m/s$  (18Nd), ref.  $h_{1/3}=9,326m$ , plină încărcare (FI), portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

Nr	Secțiuni x/L	x[m] (originea la pupa)	% vib/osc liniar	% vib/osc neliniar	springing	whipping
1	0,050	8,671	4,79	31,66	liniar: foarte redus	intens
2	0,250	43,355	5,07	42,23		
3	0,500	86,710	2,96	13,82		
4	0,750	130,065	3,98	40,33	neliniar: reduc	
5	0,950	164,749	3,11	29,24		
valoarea medie:			3,98	31,45		

Tabelul 8.5 Raportul dintre forța tăietoare semnificativă la vibrația pe modul fundamental și la oscilație  $T_{1/3vib}/T_{1/3osc}$ , analiza hidroelastică liniară și neliniară,  $u_s=9,259m/s$  (18Nd), ref.  $h_{1/3}=9,326m$ , încărcare intermediară (NDCI), portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

Nr	Secțiuni x/L	x[m] (originea la pupa)	% vib/osc liniar	% vib/osc neliniar	springing	whipping
1	0,050	8,671	5,08	100,13	liniar: foarte redus	foarte intens
2	0,250	43,355	4,40	86,45		
3	0,500	86,710	2,29	9,58		
4	0,750	130,065	2,29	69,82	neliniar: reduc	
5	0,950	164,749	2,97	58,52		
valoarea medie:			3,40	64,90		

Capitolul 8 Studiul răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate al corpului navei cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă

Tabelul 8.6 Raportul dintre momentul încovoietor semnificativ la vibrația pe modul fundamental și la oscilație  $M_{1/3vib}/M_{1/3osc}$ , analiza hidroelastică liniară și neliniară,  $u_s=9,259\text{m/s}$  (18Nd), ref.  $h_{1/3}=9,326\text{m}$ , plină încărcare (FI), portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

Nr	Secțiuni x/L	x[m] (originea la pupa)	% vib/osc liniar	% vib/osc neliniar	springing	whipping
1	0,050	8,671	4,78	31,23	liniar: foarte redus	intens
2	0,250	43,355	4,87	34,45		
3	0,500	86,710	4,92	46,91		
4	0,750	130,065	3,55	35,14	neliniar: redus	
5	0,950	164,749	3,05	28,66		
valoarea medie:			4,23	35,28		

Tabelul 8.7 Raportul dintre momentul încovoietor semnificativ la vibrația pe modul fundamental și la oscilație  $M_{1/3vib}/M_{1/3osc}$ , analiza hidroelastică liniară și neliniară,  $u_s=9,259\text{m/s}$  (18Nd), ref.  $h_{1/3}=9,326\text{m}$ , încărcare intermediară (NDCI), portcontainer 1100 TEU cu structură inițială

Nr	Secțiuni x/L	x[m] (originea la pupa)	% vib/osc liniar	% vib/osc neliniar	springing	whipping
1	0,050	8,671	4,94	100,27	liniar: foarte redus	foarte intens
2	0,250	43,355	3,13	97,36		
3	0,500	86,710	4,96	79,34		
4	0,750	130,065	1,93	64,74	neliniar: redus	
5	0,950	164,749	2,90	57,66		
valoarea medie:			3,57	79,87		

## 8.2 Analiza liniară și neliniară a răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei cu structură optimizată, cazurile de plină încărcare și intermediar, având viteza navei de 18 Nd

Pentru nava portcontainer 1100 TEU, aplicând modelul teoretic de hidroelasticitate liniar și neliniar din subcapitolul 3.4, pe baza modulelor din pachetul de programe DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), în cazul corp navă cu structură optimizată, la plină încărcare (FO) și intermediar (NDCO), la viteza navei de  $u_s=9,259\text{m/s}$  (18Nd), obținem următoarele realizări temporare și spectre FFT amplitudine pentru răspunsul dinamic hidroelastic:

- Figura 8.49 și Figura 8.50, prezintă realizarea temporară și spectrul FFT de amplitudine a elongației valului model Longuet-Higgings  $\zeta_v$  [m] la secțiunea  $x/L=0,5$ , având funcția densitate spectrală putere de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326\text{m}$ ;
- Figura 8.55, Figura 8.56, Figura 8.57 și Figura 8.58, prezintă realizarea temporară și spectrul FFT amplitudine a momentului încovoietor la analiza hidroelastică liniară  $M_{lin}$  [kNm] și neliniară  $M_{nln}$  [kNm], solicitare din val Longuet-Higgings ( $h_{1/3}=9,326\text{m}$ ), la secțiunea  $x/L=0,5$ ;
- Figura 8.75, Figura 8.76, Figura 8.77 și Figura 8.78, prezintă deplasarea verticală totală semnificativă la analiză hidroelastică liniară  $w_{stp|lin}$  [m] și neliniară  $w_{stp|nln}$  [m], val Longuet-Higgings ( $h_{1/3}=0 \div 12\text{m}$ ).

Utilizând spectrele răspunsului hidroelastic liniar și neliniar, pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.3, se obțin diagramele deplasării verticale semnificative, în cazul corp navă cu structură optimizată, la plină încărcare (FO) și intermediar (NDCO), la viteza navei de  $u_s=9,259\text{m/s}$  (18Nd).

Folosind diagramele forțelor tăietoare semnificative și a momentelor încovoietoare semnificative, pe baza caracteristicilor secțiunilor transversale din capitolul 5, în cazul corp navă cu structură optimizată, la plină încărcare (FO) și intermediar (NDCO), la viteza navei de  $u_s=9,259\text{m/s}$  (18Nd), rezultă următoarele diagrame ale tensiunilor normale și tangențiale semnificative:

- Figurile 8.79 ÷ 82 și Figurile 8.84 ÷ 87, prezintă diagramele tensiunii normale totale semnificativă la analiza hidroelastică liniară  $\sigma_{stpn}$  [N/mm<sup>2</sup>] și neliniară  $\sigma_{stpnln}$  [N/mm<sup>2</sup>], val Longuet-Higgings ( $h_{1/3}=0 \div 12\text{m}$ ), la punte, rama gurii de magazie, dublu fund și fund;
- Figurile 8.83 și Figurile 8.88, prezintă diagramele tensiunii tangențiale totale semnificativă în axa neutră la analiza hidroelastică liniară  $\tau_{xzNNstp|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și neliniară  $\tau_{xzNNstp|nln}$  [N/mm<sup>2</sup>].



## Capitolul 8 Studiul răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate al corpului navei cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă

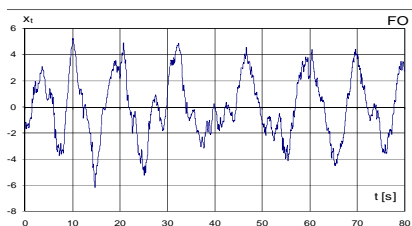


Figura 8.49. a Realizarea temporară a elongației valului  $\zeta$ , [m] model Longuet – Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m, secțiunea  $x/L=0,5$ , cazul de plină încărcare (FO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

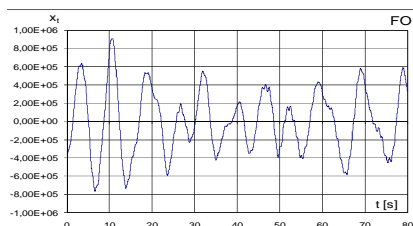


Figura 8.55. a Realizarea temporară a momentului încovoietor la analiza hidroelastică liniară  $M_{11}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ ,  $u_3 =9,259$  m/s (18 Nd), cazul de plină încărcare (FO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

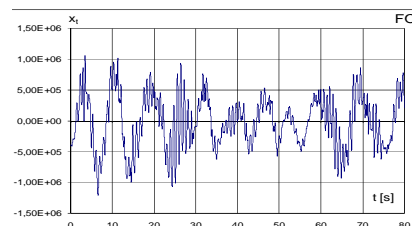


Figura 8.57. a Realizarea temporară a momentului încovoietor la analiza hidroelastică neliniară  $M_{11}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ ,  $u_3 =9,259$  m/s (18 Nd), cazul de plină încărcare (FO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

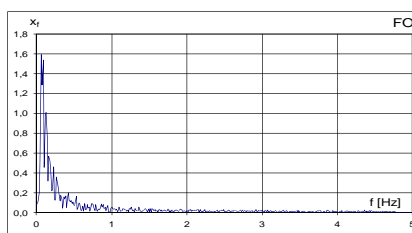


Figura 8.50 a Spectrul FFT de amplitudine al valului  $\zeta$ , [m] model Longuet - Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m, secțiunea  $x/L=0,5$ , cazul de plină încărcare (FO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

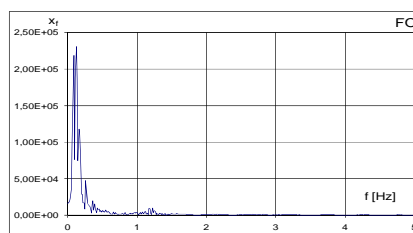


Figura 8.56 a Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoietor la analiză hidroelastică liniară  $M_{11}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ ,  $u_3 =9,259$  m/s (18 Nd), cazul de plină încărcare (FO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

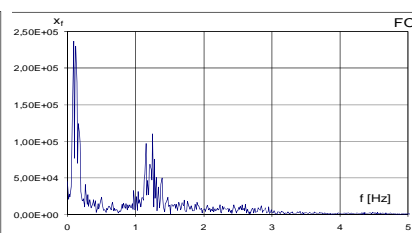


Figura 8.58 a Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoietor la analiză hidroelastică neliniară  $M_{11}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ ,  $u_3 =9,259$  m/s (18 Nd), cazul de plină încărcare (FO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

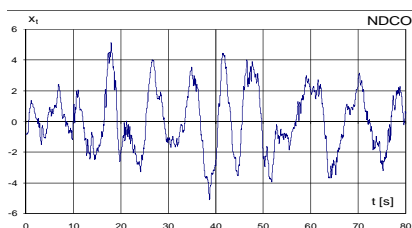


Figura 8.49 b Realizarea temporară a elongației valului  $\zeta$ , [m] model Longuet – Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m, secțiunea  $x/L=0,5$ , cazul de încărcare intermediară (NDCO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

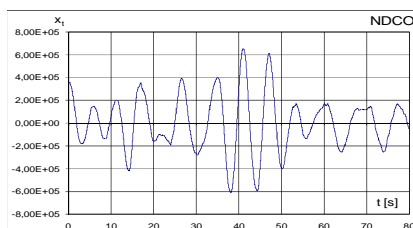


Figura 8.55 b Realizarea temporară a momentului încovoietor la analiza hidroelastică liniară  $M_{11}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ ,  $u_3 =9,259$  m/s (18 Nd), cazul de încărcare intermediară (NDCO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

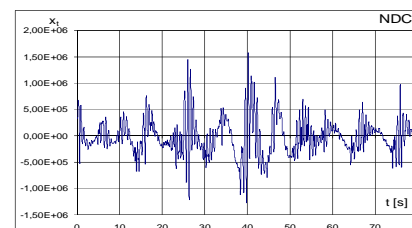


Figura 8.57 b Realizarea temporară a momentului încovoietor la analiza hidroelastică neliniară  $M_{11}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ ,  $u_3 =9,259$  m/s (18 Nd), cazul de încărcare intermediară (NDCO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

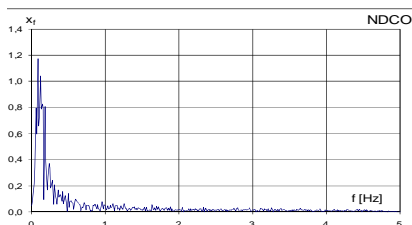


Figura 8.50 b Spectrul FFT de amplitudine al valului  $\zeta$ , [m] model Longuet - Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m, secțiunea  $x/L=0,5$ , cazul de încărcare intermediară (NDCO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

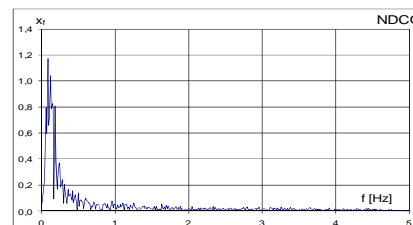


Figura 8.56 b Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoietor la analiză hidroelastică liniară  $M_{11}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ ,  $u_3 =9,259$  m/s (18 Nd), cazul de încărcare intermediară (NDCO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

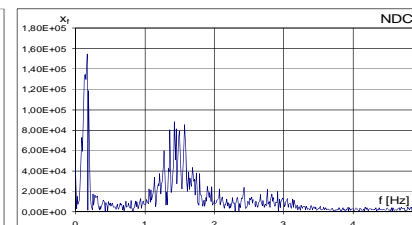


Figura 8.58 b Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoietor la analiză hidroelastică neliniară  $M_{11}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ ,  $u_3 =9,259$  m/s (18 Nd), cazul de încărcare intermediară (NDCO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

## Capitolul 8 Studiul răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate al corpului navei cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă

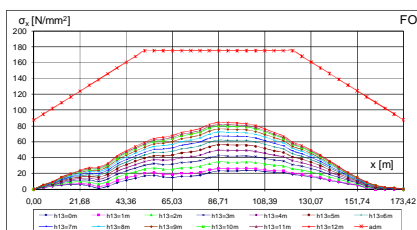


Figura 8.77. a Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xBspfin}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, analiză hidroelastică liniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), plină încărcare, structură optimizată

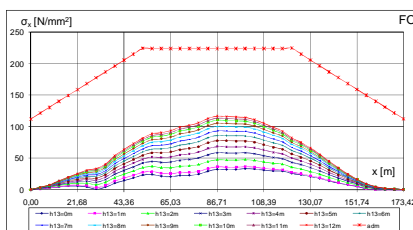


Figura 8.78. a Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xRLspfin}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gunii de magazine, analiză hidroelastică liniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), plină încărcare, structură optimizată

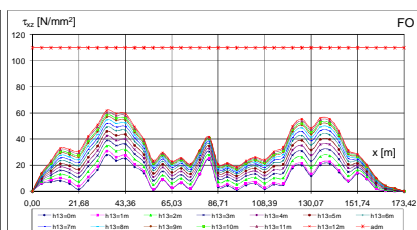


Figura 8.79. a Tensiunea tangențială totală semnificativă  $\tau_{xzNspfin}$  [N/mm<sup>2</sup>] la axa neutră, analiză hidroelastică liniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), plină încărcare, structură optimizată

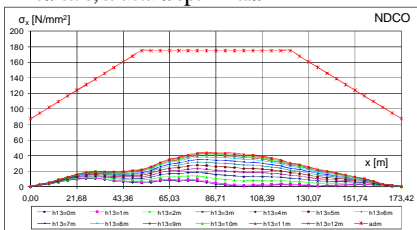


Figura 8.77. b Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xBspfin}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, analiză hidroelastică liniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), plină încărcare intermediară, structură optimizată

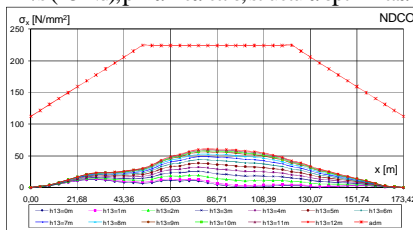


Figura 8.78. b Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xRLspfin}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gunii de magazine, analiză hidroelastică liniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară, structură optimizată

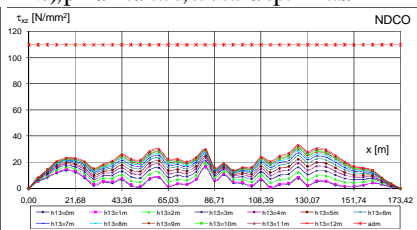


Figura 8.79. b Tensiunea tangențială totală semnificativă  $\tau_{xzNspfin}$  [N/mm<sup>2</sup>] la axa neutră, analiză hidroelastică liniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară, structură optimizată

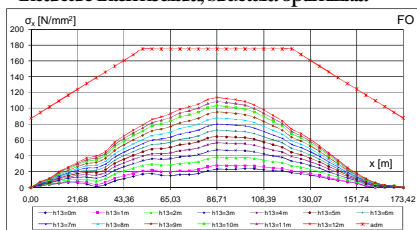


Figura 8.82. a Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xBspfinh}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, analiză hidroelastică neliniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), plină încărcare, structură optimizată

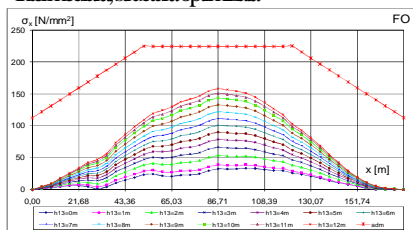


Figura 8.83. a Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xRLspfinh}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gunii de magazine, analiză hidroelastică neliniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), plină încărcare, structură optimizată

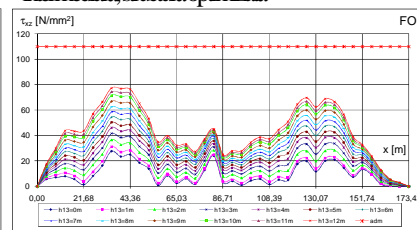


Figura 8.84. a Tensiunea tangențială totală semnificativă  $\tau_{xzNspfinh}$  [N/mm<sup>2</sup>] la axa neutră, analiză hidroelastică neliniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), plină încărcare, structură optimizată

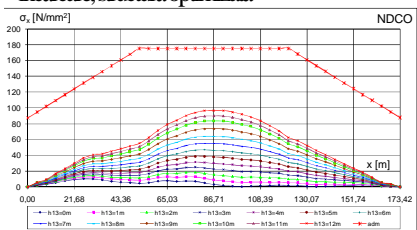


Figura 8.82. b Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xBspfinh}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, analiză hidroelastică neliniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară, structură optimizată

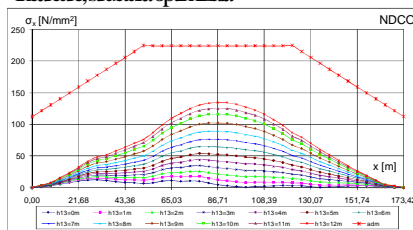


Figura 8.83. b Tensiunea normală totală semnificativă  $\sigma_{xRLspfinh}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gunii de magazine, analiză hidroelastică neliniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară, structură optimizată

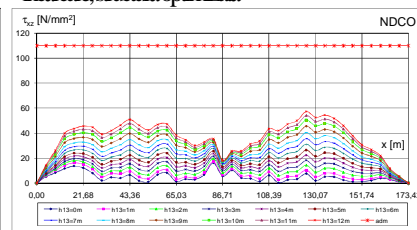


Figura 8.84. b Tensiunea tangențială totală semnificativă  $\tau_{xzNspfinh}$  [N/mm<sup>2</sup>] la axa neutră, analiză hidroelastică neliniară,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), încărcare intermediară, structură optimizată

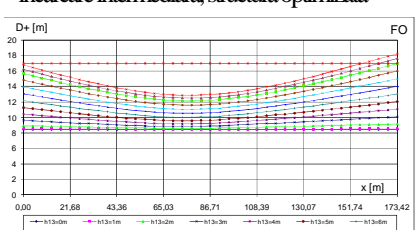


Figura 8.85. a Deplasarea verticală totală semnificativă  $w_{spfin}$  [m] la analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0+12$  m,  $x=0+173,42$  m,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), cazurile de plină încărcare (FO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

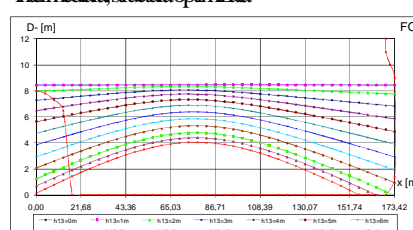


Figura 8.86. a Deplasarea verticală totală semnificativă  $w_{spfin}$  [m] la analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0+12$  m,  $x=0+173,42$  m,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), cazurile de plină încărcare (FO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

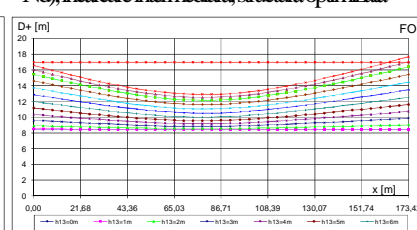


Figura 8.87. a Deplasarea verticală totală semnificativă  $w_{spfinh}$  [m] la analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0+12$  m,  $x=0+173,42$  m,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), cazurile de plină încărcare (FO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

## Capitolul 8 Studiul răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate al corpului navei cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă

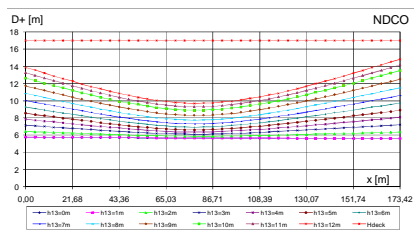


Figura 8.85. b Deplasarea verticală totală semnificativă  $w_{qin}$  [m] la analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0 \div 12$  m,  $x=0 \div 173,42$  m,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), cazurile de încărcare intermediară (NDCO), nava portcontainer 1100TEU cu structură optimizată

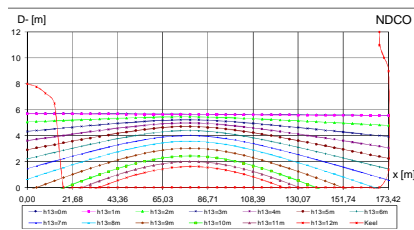


Figura 8.86. b Deplasarea verticală totală semnificativă  $w_{qin}$  [m] la analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0 \div 12$  m,  $x=0 \div 173,42$  m,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), cazurile de încărcare intermediară (NDCO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

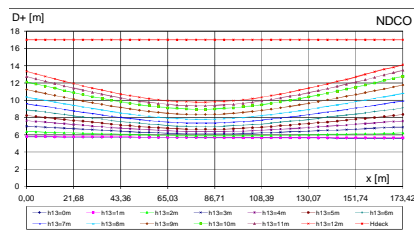


Figura 8.87. b Deplasarea verticală totală semnificativă  $w_{qin}$  [m] la analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0 \div 12$  m,  $x=0 \div 173,42$  m,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), cazurile de încărcare intermediară (NDCO), nava portcontainer 1100TEU cu structură optimizată

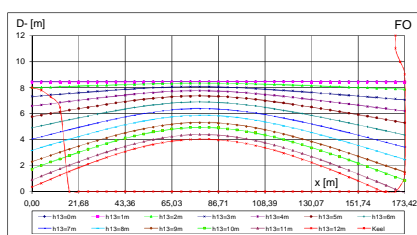
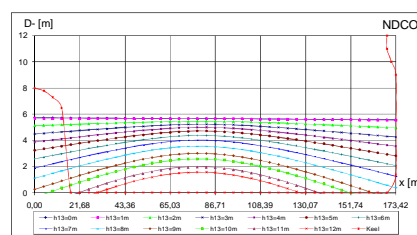


Figura 8.88. Deplasarea verticală totală semnificativă  $w_{qin}$  [m] la analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0 \div 12$  m,  $x=0 \div 173,42$  m,  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), cazurile de plină încărcare (FO) și încărcare intermediară (NDCO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată



Pe baza valorilor semnificative ale răspunsului hidroelastic liniar și neliniar, considerând ca referință valul Longuet - Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m, în cazul corp navă cu structură optimizată, la plină încărcare (FO) și intermediar (NDCO), la viteza navei de  $u_s=9,259$  m/s (18 Nd), rezultă următoarele rapoarte între valorile semnificative pe componentele de vibrație și cele de oscilație:

- Tabelul 8.10 și Tabelul 8.11, prezintă raportul dintre deformația semnificativă la vibrația pe modul fundamental și deplasarea verticală semnificativă la oscilație  $w_{1/3vib}/w_{1/3osc}$ , prin analiza hidroelastică liniară și neliniară, și pe baza Figurilor 8.85÷88 sunt puse în evidență condițiile de apariție a fenomenelor slamming de fund, slamming de bordaj și ambarcare apă pe punte;
- Tabelul 8.12 și Tabelul 8.13, prezintă raportul dintre forța tăietoare semnificativă la vibrația pe modul fundamental și la oscilație  $T_{1/3vib}/T_{1/3osc}$ , prin analiza hidroelastică liniară și neliniară, evidențiind intensitatea fenomenelor hidroelastice de springing și whipping (subcapitolul 3.4);
- Tabelul 8.14 și Tabelul 8.15, prezintă raportul dintre momentul încovoietor semnificativ la vibrația pe modul fundamental și la oscilație  $M_{1/3vib}/M_{1/3osc}$ , prin analiza hidroelastică liniară și neliniară, evidențiind intensitatea fenomenelor hidroelastice de springing și whipping, (subcapitolul 3.4);

Tabelul 8.10 Raportul dintre deformația semnificativă la vibrația pe modul fundamental și deplasarea verticală semnificativă la oscilație  $w_{1/3vib}/w_{1/3osc}$ , analiza hidroelastică liniară și neliniară,  $u_s=9,259$  m/s (18Nd), ref.  $h_{1/3}=9,326$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

Nr	Secțiuni $x/L$	$x$ [m] (originea la pupa)	% vib/osc liniar	% vib/osc neliniar	slamming de fund	slamming de bordaj	apă pe punte
1	0,000	0,000	3,54	3,68	$h_{1/3} > 2,5$ m	da	$h_{1/3} > 12$ m
2	0,250	43,355	3,08	3,12			
3	0,500	86,710	3,15	3,22			
4	0,750	130,065	3,47	3,44			
5	1,000	173,420	3,69	3,76	$h_{1/3} > 9,5$ m	da	$h_{1/3} > 11$ m
		valoarea medie:	3,39	3,44			

Capitolul 8 Studiul răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate al corpului navei cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă

Tabelul 8.11 Raportul dintre deformația semnificativă la vibrația pe modul fundamental și deplasarea verticală semnificativă la oscilație  $w_{1/3vib}/w_{1/3osc}$ , analiza hidroelastică liniară și neliniară,  $u_s=9,259m/s$  (18Nd), ref.  $h_{1/3}=9,326m$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

Nr	Secțiuni x/L	x[m] (originea la pupa)	% vib/osc liniar	% vib/osc neliniar	slamming de fund	slamming de bordaj	apă pe punte
1	0,000	0,000	3,68	4,05	$h_{1/3} > 0,5m$	da	$h_{1/3} > 12m$
2	0,250	43,355	3,71	3,86			
3	0,500	86,710	2,75	2,90			
4	0,750	130,065	2,48	2,61			
5	1,000	173,420	2,72	3,03	$h_{1/3} > 5,5m$	da	$h_{1/3} > 12m$
valoarea medie:			3,07	3,29			

Tabelul 8.12 Raportul dintre forța tăietoare semnificativă la vibrația pe modul fundamental și la oscilație  $T_{1/3vib}/T_{1/3osc}$ , analiza hidroelastică liniară și neliniară,  $u_s=9,259m/s$  (18Nd), ref.  $h_{1/3}=9,326m$ , plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

Nr	Secțiuni x/L	x[m] (originea la pupa)	% vib/osc liniar	% vib/osc neliniar	springing	whipping
1	0,050	8,671	5,62	45,15	liniar:	intens
2	0,250	43,355	5,74	39,88	foarte redus	
3	0,500	86,710	5,37	13,37		
4	0,750	130,065	3,80	36,47	neliniar:	
5	0,950	164,749	2,79	38,60	reduc	
valoarea medie:			4,66	34,69		

Tabelul 8.13 Raportul dintre forța tăietoare semnificativă la vibrația pe modul fundamental și la oscilație  $T_{1/3vib}/T_{1/3osc}$ , analiza hidroelastică liniară și neliniară,  $u_s=9,259m/s$  (18Nd), ref.  $h_{1/3}=9,326m$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

Nr	Secțiuni x/L	x[m] (originea la pupa)	% vib/osc liniar	% vib/osc neliniar	springing	whipping
1	0,050	8,671	4,89	131,01	liniar:	foarte intens
2	0,250	43,355	3,70	98,06	foarte redus	
3	0,500	86,710	2,62	9,57		
4	0,750	130,065	3,72	78,81	neliniar:	
5	0,950	164,749	3,07	75,95	reduc	
valoarea medie:			3,60	78.68%		

Tabelul 8.14 Raportul dintre momentul încovoietor semnificativ la vibrația pe modul fundamental și la oscilație  $M_{1/3vib}/M_{1/3osc}$ , analiza hidroelastică liniară și neliniară,  $u_s=9,259m/s$  (18Nd), ref.  $h_{1/3}=9,326m$ , plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

Nr	Secțiuni x/L	x[m] (originea la pupa)	% vib/osc liniar	% vib/osc neliniar	springing	whipping
1	0,050	8,671	5,87	45,16	liniar:	intens
2	0,250	43,355	5,27	32,83	foarte redus	
3	0,500	86,710	5,02	43,35		
4	0,750	130,065	4,08	31,79	neliniar:	
5	0,950	164,749	3,36	41,14	reduc	
valoarea medie:			4,72	38,85		

Capitolul 8 Studiul răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate al corpului navei cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă

Tabelul 8.15 Raportul dintre momentul încovoietor semnificativ la vibrația pe modul fundamental și la oscilație  $M_{1/3vib}/M_{1/3osc}$ , analiza hidroelastică liniară și neliniară,  $u_s=9,259\text{m/s}$  (18Nd), ref.  $h_{1/3}=9,326\text{m}$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

Nr	Secțiuni x/L	x[m] (originea la pupa)	% vib/osc liniar	% vib/osc neliniar	springing	whipping
1	0,050	8,671	4,64	131,53	liniar: foarte redus	foarte intens
2	0,250	43,355	4,79	110,90		
3	0,500	86,710	3,70	89,56		
4	0,750	130,065	3,61	73,23	neliniar: redus	
5	0,950	164,749	3,03	81,46		
valoarea medie:			3,95	97,33		

### 8.3 Concluzii

Pe baza analizei răspunsului hidroelastic liniar și neliniar al navei portcontainer 1100 TEU, cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă de  $u_s = 9.259 \text{ m/s}$  (18 Nd), pentru cele patru cazuri de încărcare, plină încărcare (FI, FO) și încărcare intermediară (NDCI, NDCO), din Tabelele 8.2-9 și Tabelele 8.10 ÷ 17 sintetizăm rezultatele numerice din Tabelele 8.18-20.

Tabelul 8.18 Sinteza privind rapoartele dintre valorile semnificative ale componentelor de vibrație și a componentelor de oscilație, pentru nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă de  $u_s = 9.259 \text{ m/s}$  (18 Nd), la referința valului cu înălțimea de  $h_{1/3} = 9,326 \text{ m}$

Nr.	Caz de încărcare	% $w_{1/3vib} / w_{1/3osc}$		% $T, M_{1/3vib} / T, M_{1/3osc}$	
		liniar	neliniar	liniar	neliniar
1	FI	2,85	2,94	4,23	35,28
2	FO	3,39	3,44	4,72	38,85
3	NDCI	3,03	3,16	3,57	79,87
4	NDCO	3,07	3,29	3,95	97,33

Tabelul 8.19 Sinteza privind condițiile și intensitatea producerii fenomenelor de slamming, springing și whipping, pentru nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă de  $u_s = 9.259 \text{ m/s}$  (18 Nd)

Nr.	Caz de încărcare	slamming de fund		slamming de bordaj		apă pe punte		springing		whipping
		pupa	prova	pupa	prova	pupa	prova	liniar	neliniar	
1	FI	$h_{1/3} > 2,5\text{m}$	$h_{1/3} > 9,5\text{m}$	da	da	$h_{1/3} > 12\text{m}$	$h_{1/3} > 12\text{m}$	foarte redus	redus	intens
2	FO					$h_{1/3} > 12\text{m}$	$h_{1/3} > 11\text{m}$			
3	NDCI	$h_{1/3} > 0,5\text{m}$	$h_{1/3} > 5,5\text{m}$			$h_{1/3} > 12\text{m}$	$h_{1/3} > 11\text{m}$			
4	NDCO					$h_{1/3} > 12\text{m}$	$h_{1/3} > 11\text{m}$			

Tabelul 8.20 Sinteza privind valorile maxime ale tensiunilor totale semnificative  $\sigma, \tau_{stp|lin, nln}$  [ $\text{N/mm}^2$ ] de la analiza răspunsului hidroelastic liniar și neliniar, pentru nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă de  $u_s = 9.259 \text{ m/s}$  (18 Nd)

Nr.	Caz de încărcare	$\sigma_{stpmax}/\sigma_{adm}$				$\tau_{stpmax}/\tau_{adm}$				Starea limită a mării	
		liniar		neliniar		liniar		neliniar		$h_{1/3}[\text{m}]$	Beaufort
1	FI	104,16	0,464<1	140,91	0,628<1	58,62	0,533<1	72,89	0,663<1	12	11
2	FO	117,20	0,522<1	158,08	0,705<1	61,90	0,563<1	77,37	0,703<1	12	11
3	NDCI	60,89	0,271<1	134,40	0,599<1	32,92	0,299<1	57,28	0,521<1	12	11
4	NDCO	62,39	0,278<1	135,39	0,603<1	33,11	0,301<1	60,73	0,552<1	12	11

Pe baza rezultatelor numerice din subcapitolele 8.1 și 8.2 ale răspunsului hidroelastic liniar și neliniar al navei portcontainer 1100 TEU, cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă de  $u_s = 9.259 \text{ m/s}$  (18 Nd), pentru cele patru cazuri de încărcare, conform modelului teoretic din subcapitolul 3.4 și folosind modulele din pachetul de programe DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), rezultă următoarele concluzii:

## Capitolul 8 Studiul răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate al corpului navei cu structură inițială și optimizată, având viteza constantă

1. Din Tabelele 8.18,2,3,10,11, Figurile 8.8 ÷ 11, Figurile 8.42 ÷ 45, Figurile 8.51 ÷ 54 și Figurile 8.85 ÷ 88, considerând ca referință valul model Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326\text{m}$  (Figurile 8.6,7,49,50), pentru ambele variante constructive, structură inițială și optimizată, respectiv pentru toate cele patru cazuri de încărcare, rezultă că raportul dintre deformația semnificativă la vibrații și deplasarea pe direcție verticală la oscilații  $\%W_{1/3\text{vib}}/W_{1/3\text{osc}}$  are valorile:  $2,85\div 3,39\%$  la analiza hidroelastică liniară și  $2,94\div 3,44\%$  la analiza hidroelastică neliniară. În consecință, deformațiile grinzii navă la vibrații generale pot fi considerate mici ( $< 3,5\%$ ) în comparație cu deplasările verticale din oscilațiile navei, astfel încât pentru evaluarea criteriilor de navigație (seakeeping) se poate folosi analiza standard la oscilațiile navei în mare neregulată (capitolul 7). Posibilitatea de ambarcare a apei pe punte este practic nulă ( $h_{1/3}>1\text{m}$ ), containerele fiind în siguranță pe punte.
2. Din Tabelul 8.19, Figurile 8.42 ÷ 45 și Figurile 8.85 ÷ 88, rezultă că fenomenul de impact hidrodinamic, slamming-ul de fund, se produce la ambele extremități ale corpului navei, în toate cazuri de încărcare, fiind înregistrat pentru starea limită a mării de  $h_{1/3}> 0,5\div 2,5\text{m}$  la pupa navei, respectiv de  $h_{1/3}> 5,5\div 9,5\text{m}$  la prova navei. Producerea slamming-ului de fund este în primul rând favorizată de amplitudinile mari ale oscilațiilor navei, existând condiții de rezonanță directă între componentele principale ale valului, cu frecvență de  $0,1\div 0,3\text{ Hz}$  (Figurile 8.6,7,49,50), și componentele de joasă frecvență ale răspunsului navei, oscilații cu frecvențe proprii de  $0,1256\div 0,1438\text{ Hz}$ . De asemenea, formele fine ale corpului navei (Figura 5.2), bolta pupa corelată cu un pescaj mai redus, respectiv bulb și evazarea formelor de la prova, favorizează apariția fenomenului de slamming de fund. Aceeași factori favorizează și apariția fenomenului de slamming de bordaj la ambele extremități ale corpului navei.
3. Datorită apariției fenomenului de slamming, începând cu stări moderate ale mării ( $h_{1/3}> 0,5\div 2,5\text{m}$ ), pe lângă efectele locale ale structurii corpului navei, în grinda navă sunt induse vibrații generale tranzitorii, fenomenul de whipping cu mare intensitate. Din Figurile 8.8÷19 și Figurile 8.55÷62, se înregistrează la analiza neliniară un răspuns dinamic pe componenta de vibrație, dominant pe modul fundamental, comparabil cu răspunsul hidroelastic pe componentele de oscilație.
4. Deoarece frecvențele proprii la vibrație sunt în intervalul  $1,205\div 1,533\text{ Hz}$  (Tabelul 8.1) și sunt mult mai mari decât frecvențele componentelor principale ale valului de  $0,1\div 0,3\text{ Hz}$  (Figurile 8.6,7,49,50), fenomenul de springing, liniar și neliniar, vibrațiile generale stabilizate ale grinzii navă, rezultă cu intensitate redusă.
5. Din Tabelul 8.18, Tabelele 8.4÷7, Tabelele 8.12÷15, Figurile 8.20÷31 și Figurile 8.63÷74, pe baza răspunsului dinamic hidroelastic, luând ca referință momentele încovoietoare și forțele tăietoare semnificative pentru valul model Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326\text{ m}$ , raportul dintre componenta de vibrație și cea de oscilație are următoarele valori:  $3,57\div 4,72\%$  la analiza liniară, respectiv la analiza neliniară  $35,28\div 38,85\%$  în cazul de plină încărcare (FI, FO) și  $79,87\div 97,33\%$  în cazul de încărcare intermediar (NDCL, NDCO). Componentele de vibrație au valori mai mari în cazul structurii optimizate, ce are grinda navă mai flexibilă, având frecvențele proprii mai mici (Tabelul 8.1). La analiza hidroelastică liniară nu apar diferențe mari între cazurile de plină încărcare și intermediar, componenta la vibrație reprezentând practic fenomenul de springing liniar cu intensitate foarte redusă. La analiza hidroelastică neliniară, componenta la vibrație include springingul neliniar și whippingul inclus de slamming, ce este dominant în această componentă a răspunsului dinamic. Deoarece, în cazul de încărcare intermediar ( $d_{\text{m}}=5,657\div 5,713\text{m}$ ) pescajul navei este mai redus decât la plină încărcare ( $d_{\text{m}}=8,454\div 8,500\text{m}$ ), atunci limita stării mării la care apare slammingul scade de la  $h_{1/3}> 2,5\div 9,5\text{m}$  la  $h_{1/3}> 0,5\div 5,5\text{m}$ , ceea ce duce la creșterea intensității fenomenului de whipping, resimțită cel mai mult la varianta constructivă cu structură optimizată (NDCO).
6. Din Tabelul 8.20, Tabelele 8.8,9, Tabelele 8.16,17, Figurile 8.32 ÷ 41 și Figurile 8.75 ÷ 84, rezultă că tensiunile totale semnificative normale și tangențiale, pentru toate cele patru cazuri de încărcare, respectiv cele două variante constructive, satisfac criteriul rezistenței generale conform normelor Germanischer Lloyd (GL,2011), modelul structural neincluzând concentratorii de tensiune. Tensiunile cele mai mari sunt înregistrate în rama gunii de magazie, respectiv în cazul cu structură optimizată.
7. Din Figurile 8.29,31 și Figurile 8.72,74 rezultă satisfacerea criteriului momentului încovoietor ultim (Figurile 5.21 ÷ 5.23) pentru valorile maxime ale momentului încovoietor total semnificativ, în toate cele patru cazuri de încărcare.

În concluzie, analiza hidroelastică neliniară la solicitări extreme din valuri neregulate pune în evidență componentele de vibrație (de înaltă frecvență) cu valori semnificative comparabile cu componentele de oscilație (de joasă frecvență) din răspunsul dinamic pe termen scurt. De asemenea, din studiul comparativ al răspunsului hidroelastic al corpului navei în două variante constructive, rezultă că se înregistrează tensiuni mai mari în cazul structurii optimizate, astfel încât putem estima că și la analiza la oboseală pe termen lung această variantă constructivă este mai vulnerabilă. Acest studiu continuă în capitolul 9 cu influența vitezei navei asupra componentelor de oscilație și vibrație ale răspunsului dinamic hidroelastic pe termen scurt al corpului navei.



## Capitolul 9

# ANALIZA RĂSPUNSULUI DINAMIC HIDROELASTIC ÎN VALURI NEREGULATE AL CORPULUI NAVEI CU STRUCTURĂ OPTIMIZATĂ, AVÂND VITEZA NAVEI VARIABILĂ

În cazul navelor portcontainer înregistrările în mare reală prezentate în literatura de specialitate (ABS, 2010; Corak, Parunov, Guedes Soares, 2013) pun în evidență scăderea semnificativă a vitezei navei o dată cu creștere intensității stării mării, ceea ce impune ca pe lângă viteza de proiectare a navei să se realizeze analiza răspunsului dinamic hidroelastic pentru o gamă extinsă de la zero până la viteza corespunzătoare puterii maxime instalată la bordul navei.

În acest capitol prezentăm analiza răspunsului hidroelastic, liniar și neliniar, al navei portcontainer 1100 TEU, cu structura corpului optimizată, în cazurile de plină încărcare (FO) și încărcare intermediară (NDCO), pentru determinarea influenței variației vitezei navei asupra valorilor statistice semnificative pe termen scurt ale tensiunilor din grinda navă pe componentele de oscilație și vibrație, la solicitări din valuri neregulate de întâlnire. Se consideră viteza navei variabilă în domeniul  $u_s=0\div 10,288$  m/s ( $0\div 20$  Nd).

### 9.1 Analiza răspunsului hidroelastic al corpului navei cu structură optimizată, cazul de plină încărcare, cu viteza navei de $0\div 20$ Nd

În acest subcapitol includem analiza răspunsului dinamic hidroelastic al navei portcontainer 1100 TEU, cu structură optimizată, în cazul de plină încărcare (FO), la solicitări din valuri neregulate de întâlnire model Longuet-Higgins, pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.4, considerând pe lângă starea mării ( $h_{1/3}$ ) ca parametru principal și viteza navei, cu următoarele valori  $v=0, 5, 10, 15, 18, 20$  Nd ( $u_s=0\div 10,288$  m/s). Caracteristicile navei și idealizarea structurii corpului sunt conforme modelelor din capitolele 5 și 8, respectiv analiza numerică este realizată cu modulele din pachetul de programe DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013).

Luând ca referință vitezele de  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd) și  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd), pentru nava cu structură optimizată, cazul de plină încărcare (FO), rezultă următoarele realizări temporare și spectre FFT amplitudine pentru răspunsul dinamic hidroelastic:

- Figura 9.1 și Figura 9.2, prezintă realizarea temporară și spectrul FFT de amplitudine a elongației valului model Longuet-Higgins  $\zeta_v$ [m] la secțiunea  $x/L=0,5$ , având funcția densitate spectrală de putere de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m;
- Figura 9.3, Figura 9.4, Figura 9.5 și Figura 9.6, prezintă realizarea temporară și spectrul FFT amplitudine a momentului încovoietor la analiza hidroelastică liniară  $M_{lin}$ [kNm] și neliniară  $M_{nlin}$ [kNm], cu solicitare din val Longuet-Higgins ( $h_{1/3}=9,326$  m), la secțiunea  $x/L=0,5$ ;

Pe baza caracteristicilor secțiunilor transversale (capitolul 5) și a diagramelor forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare semnificative, luând ca referință vitezele de  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd) și  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd), pentru nava cu structură optimizată, cazul de plină încărcare (FO), rezultă următoarele diagrame ale tensiunilor semnificative:

- Figurile 9.15,16,18,19 și Figurile 9.25,26,28,29, prezintă diagramele tensiunii normale semnificativă la analiza hidroelastică, componenta de oscilație, liniară  $\sigma_{x1/3osc|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și neliniară  $\sigma_{x1/3osc|nln}$  [N/mm<sup>2</sup>], val Longuet-Higgins ( $h_{1/3}=0\div 12$ m), rama gurii de magazie, și fund;
- Figurile 9.20,21,23,24 și Figurile 9.30,31,33,34, prezintă diagramele tensiunii normale semnificativă la analiza hidroelastică, componenta de vibrație, liniară  $\sigma_{x1/3vib|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și neliniară  $\sigma_{x1/3vib|nln}$  [N/mm<sup>2</sup>], val Longuet-Higgins ( $h_{1/3}=0\div 12$ m), rama gurii de magazie, fund;
- Figura 9.17 și Figura 9.27, prezintă diagramele tensiunii tangențiale semnificativă în axa neutră la analiza hidroelastică, componenta de oscilație, liniară  $\tau_{xzNN1/3osc|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și neliniară  $\tau_{xzNN1/3osc|nln}$  [N/mm<sup>2</sup>], val Longuet-Higgins ( $h_{1/3}=0\div 12$ m);
- Figura 9.22 și Figura 9.32, prezintă diagramele tensiunii tangențiale semnificativă în axa neutră la analiza hidroelastică, componenta de vibrație, liniară  $\tau_{xzNN1/3vib|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și neliniară  $\tau_{xzNN1/3vib|nln}$  [N/mm<sup>2</sup>], val Longuet-Higgins ( $h_{1/3}=0\div 12$ m).



## Capitolul 9 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă

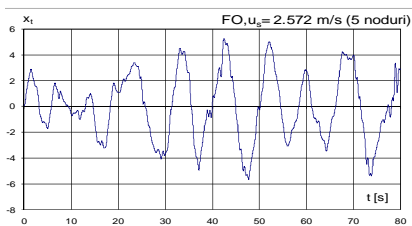


Figura 9.1 a Realizarea temporară a elongației valului  $\zeta_z$  [m] model Longuet – Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m, secțiunea  $x/L=0,5$ , cazul de plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_w=2,572$  m/s (5 Nd).

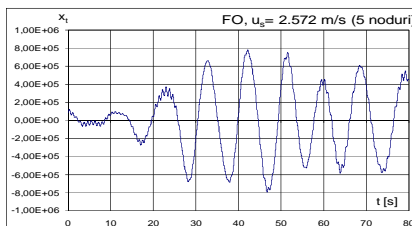


Figura 9.3 a Realizarea temporară a momentului încovoietor la analiza hidroelastică liniară  $M_{in}$  [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , cazul de plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_w=2,572$  m/s (5 Nd).

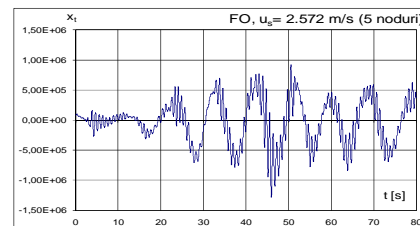


Figura 9.5 a Realizarea temporară a momentului încovoietor la analiza hidroelastică neliniară  $M_{in}$  [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , cazul de plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_w=2,572$  m/s (5 Nd).

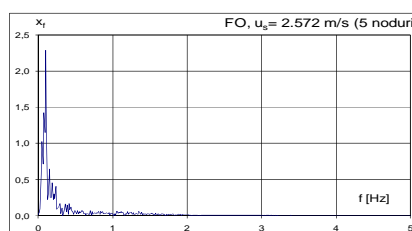


Figura 9.2 a Spectrul FFT de amplitudine al valului  $\zeta_z$  [m] model Longuet - Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m, secțiunea  $x/L=0,5$ , cazul de plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_w=2,572$  m/s (5 Nd).

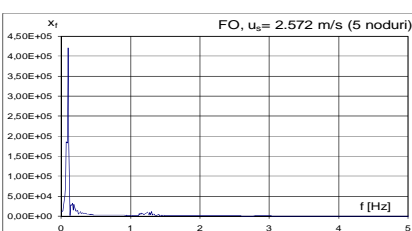


Figura 9.4 a Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoietor la analiză hidroelastică liniară  $M_{in}$  [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , cazul de plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_w=2,572$  m/s (5 Nd).

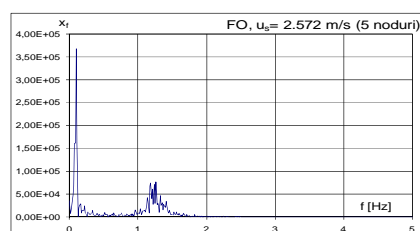


Figura 9.6 a Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoietor la analiză hidroelastică neliniară  $M_{in}$  [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , cazul de plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_w=2,572$  m/s (5 Nd).

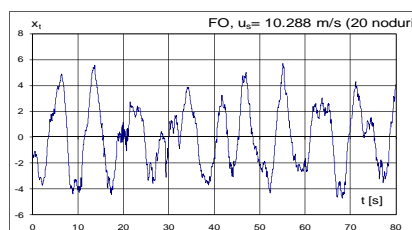


Figura 9.1 b Realizarea temporară a elongației valului  $\zeta_z$  [m] model Longuet – Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m, secțiunea  $x/L=0,5$ , cazul de plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_w=10,288$  m/s (20 Nd)

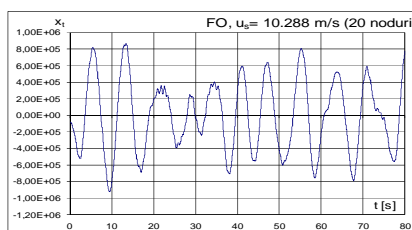


Figura 9.3 b Realizarea temporară a momentului încovoietor la analiza hidroelastică liniară  $M_{in}$  [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , cazul de plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_w=10,288$  m/s (20 Nd)

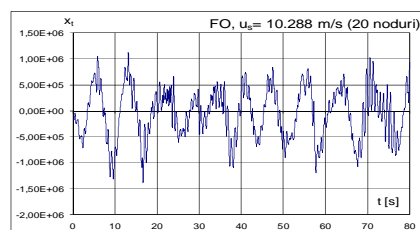


Figura 9.5 b Realizarea temporară a momentului încovoietor la analiza hidroelastică neliniară  $M_{in}$  [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , cazul de plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_w=10,288$  m/s (20 Nd)

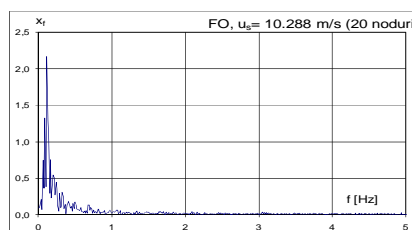


Figura 9.2 b Spectrul FFT de amplitudine al valului  $\zeta_z$  [m] model Longuet - Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m, secțiunea  $x/L=0,5$ , cazul de plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_w=10,288$  m/s (20 Nd)

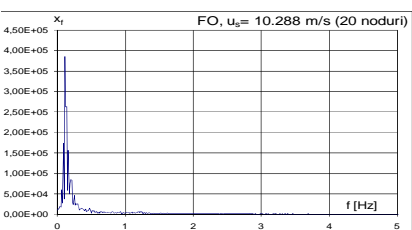


Figura 9.4 b Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoietor la analiză hidroelastică liniară  $M_{in}$  [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , cazul de plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_w=10,288$  m/s (20 Nd)

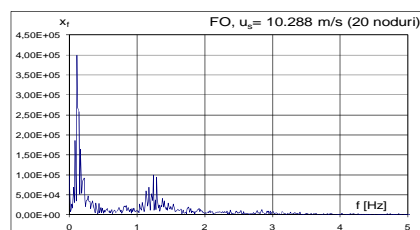


Figura 9.6 b Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoietor la analiză hidroelastică neliniară  $M_{in}$  [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , cazul de plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_w=10,288$  m/s (20 Nd)

## Capitolul 9 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă

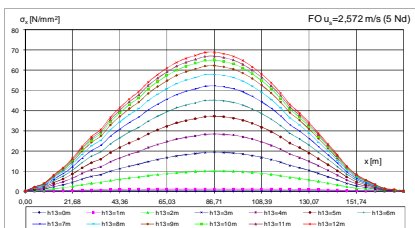


Figura 9.15. a Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xRLI/3osc\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama gurii de magazie, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

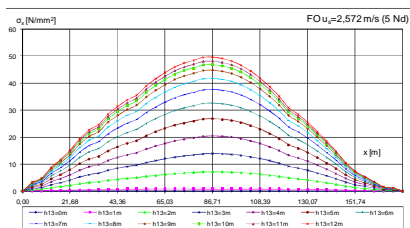


Figura 9.16. a Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xB1/3osc\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

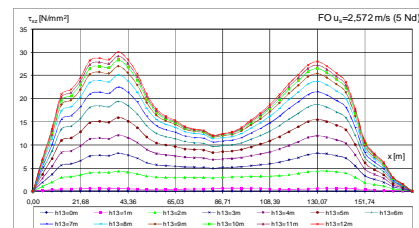


Figura 9.17. a Tensiunea tangențială semnificativă la oscilații  $\tau_{xzNLI/3osc\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

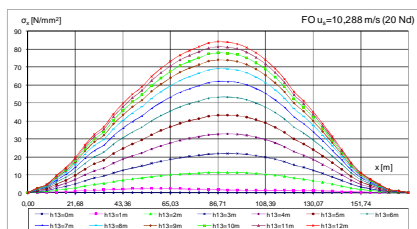


Figura 9.15. b Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xRLI/3osc\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama gurii de magazie, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

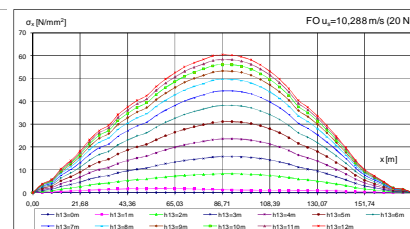


Figura 9.16. b Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xB1/3osc\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

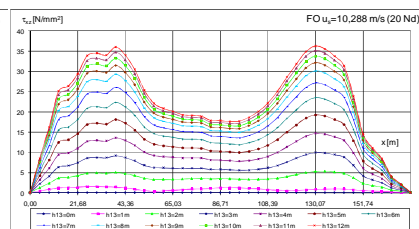


Figura 9.17. b Tensiunea tangențială semnificativă la oscilații  $\tau_{xzNLI/3osc\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

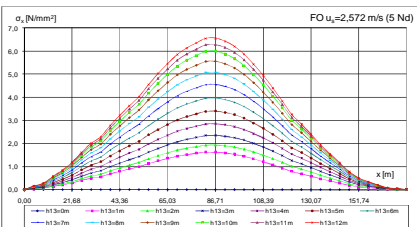


Figura 9.20. a Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xRLI/3vib\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama gurii de magazie, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

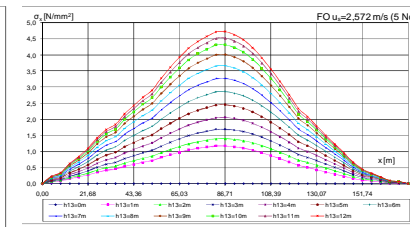


Figura 9.21. a Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xB1/3vib\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

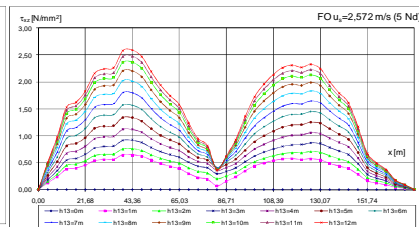


Figura 9.22. a Tensiunea tangențială semnificativă la vibrații  $\tau_{xzNLI/3vib\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

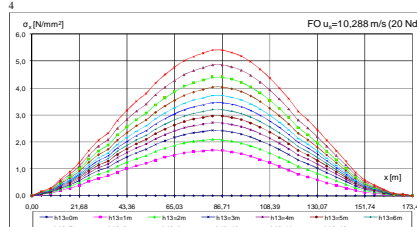


Figura 9.20. b Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xRLI/3vib\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama gurii de magazie, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

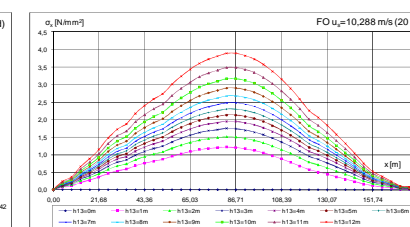


Figura 9.21. b Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xB1/3vib\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

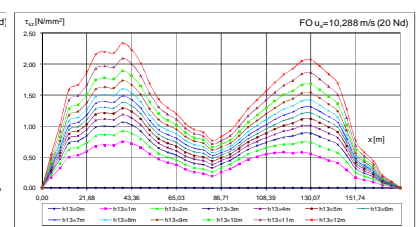


Figura 9.22. b Tensiunea tangențială semnificativă la vibrații  $\tau_{xzNLI/3vib\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

## Capitolul 9 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă

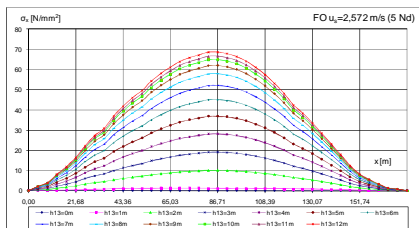


Figura 9.25. a Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xRLI/3oschh}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama gurii de magazie, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

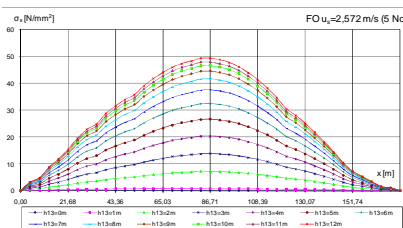


Figura 9.26. a Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xBI/3oschh}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

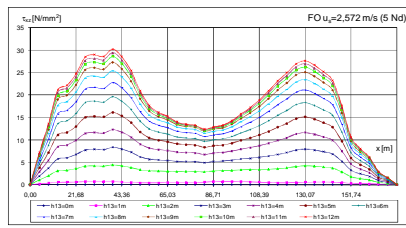


Figura 9.27. a Tensiunea tangențială semnificativă la oscilații  $\tau_{xzNNI/3oschh}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

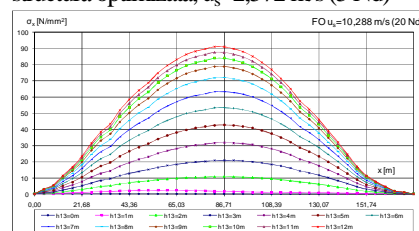


Figura 9.25 b Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xRLI/3schh}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama gurii de magazie, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20Nd)

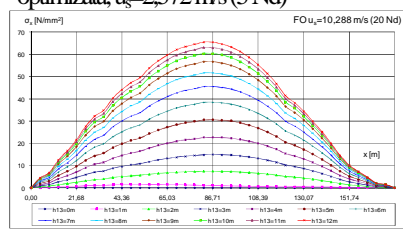


Figura 9.26 b Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xBI/3schh}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20Nd)

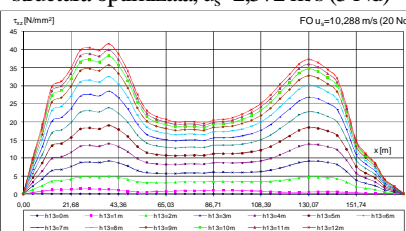


Figura 9.27 b Tensiunea tangențială semnificativă la oscilații  $\tau_{xzNNI/3schh}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20Nd)

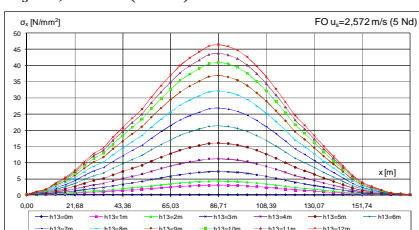


Figura 9.30 a Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xRLI/3vhh}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama gurii de magazie, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

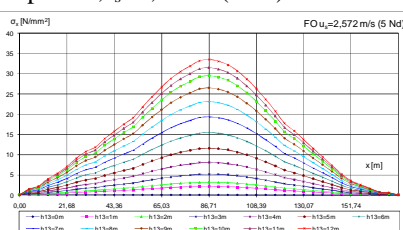


Figura 9.31 a Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xBI/3vhh}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5Nd)

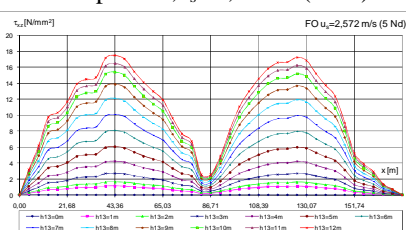


Figura 9.32 a Tensiunea tangențială semnificativă la vibrații  $\tau_{xzNNI/3vhh}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

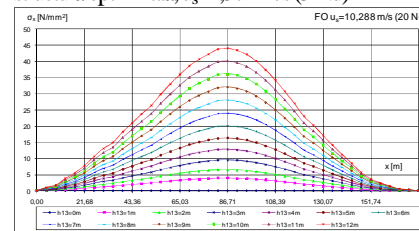


Figura 9.30 b Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xRLI/3vhh}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama gurii de magazie, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20Nd)

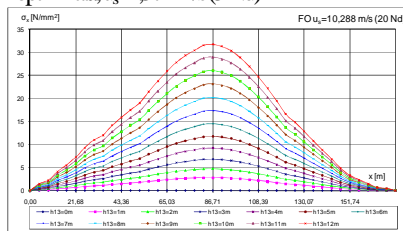


Figura 9.31 b Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xBI/3vhh}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20Nd)

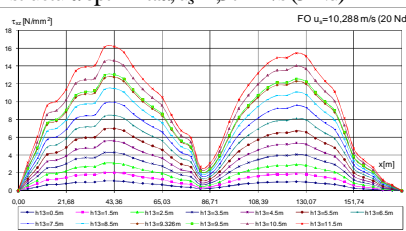


Figura 9.32 b Tensiunea tangențială semnificativă la vibrații  $\tau_{xzNNI/3vhh}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20Nd)

Pe baza diagramelor tensiunilor normale și tangențiale semnificative din Figurile 9.15÷34, pe componentele de oscilație și vibrație, la analiza hidroelastică liniară și neliniară, pentru gama de viteze a navei  $v=0\pm 20$  Nd ( $u_s=0\pm 10,288$  m/s), luând ca referință secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$  și solicitările din val neregulat model Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, cazul de plină încărcare (FO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, rezultă următoarele diagrame:

Capitolul 9 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă

- Figurile 9.35,36,38,39 și Figurile 9.40,41,43,44, prezintă diagramele variației tensiunii normale semnificativă funcție de viteza navei, la analiza hidroelastică, componenta de oscilație și vibrație, liniară și neliniară,  $\sigma_{x1/3osc,vib|lin,nln}$  [N/mm<sup>2</sup>], la punte, rama gurii de magazie, dublu fund și fund;
- Figurile 9.37 și Figurile 9.42, prezintă diagramele variației tensiunii tangențiale semnificativă în axa neutră (bordaj și dublu bord) funcție de viteza navei, la analiza hidroelastică, componenta de oscilație și vibrație, liniară și neliniară,  $\tau_{xz1/3osc,vib|lin,nln}$  [N/mm<sup>2</sup>], funcție de viteza navei.

Pentru valorile tensiunilor normale și tangențiale semnificative din Figurile 9.35÷9.44 rezultă valorile statistice media și deviația standard din Tabelul 9.6.

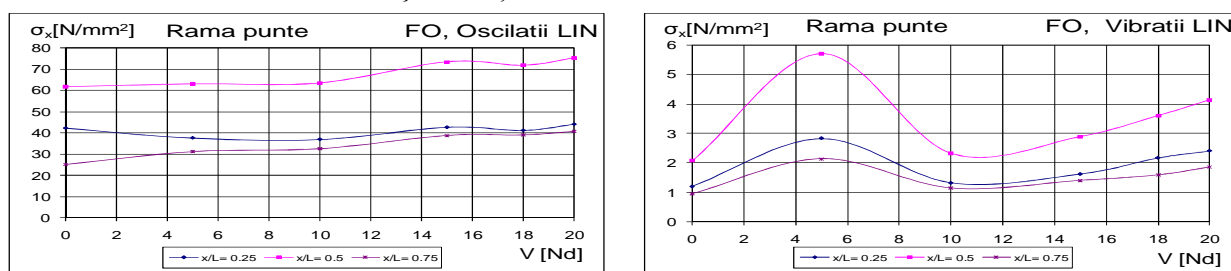


Figura 9.35 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xRL/3osc|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xRL/3vib|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gurii de magazie, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

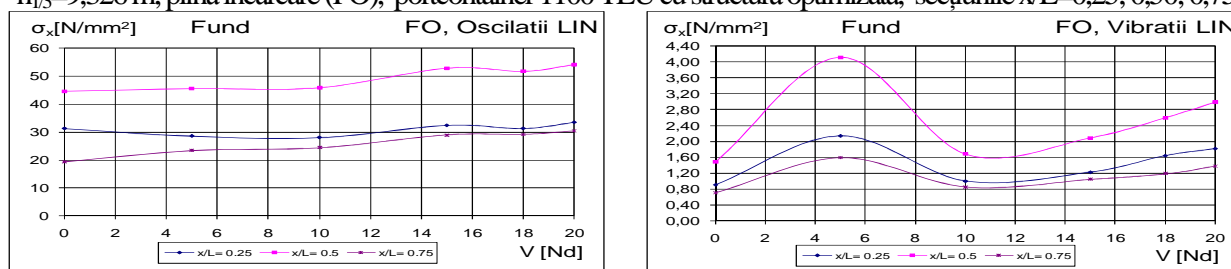


Figura 9.36 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xB1/3osc|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xB1/3vib|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

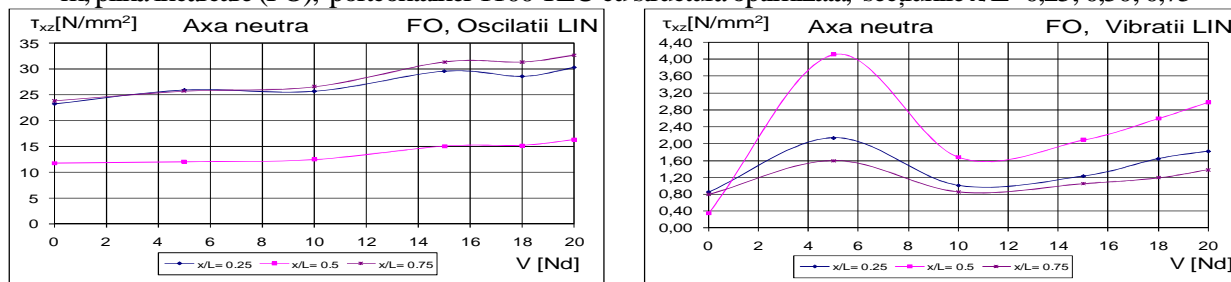


Figura 9.37 Variația tensiunii tangențiale semnificative, la oscilație  $\tau_{xzNN1/3osc|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\tau_{xzNN1/3vib|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

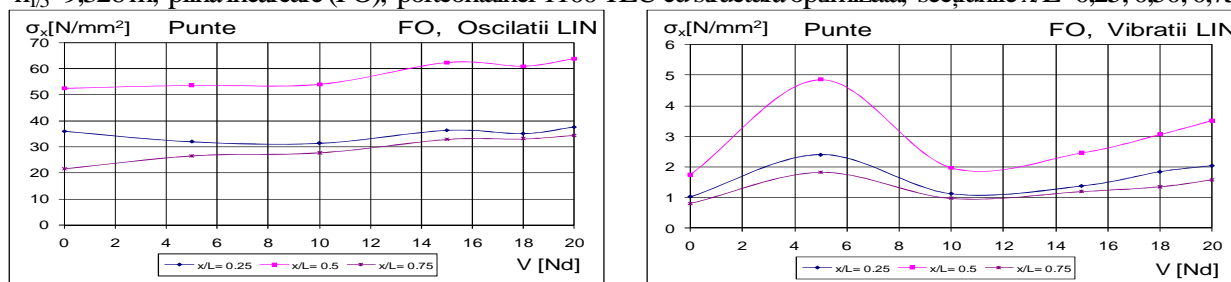


Figura 9.38 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xDD1/3osc|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xDD1/3vib|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] la puntea principală, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$



Capitolul 9 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă

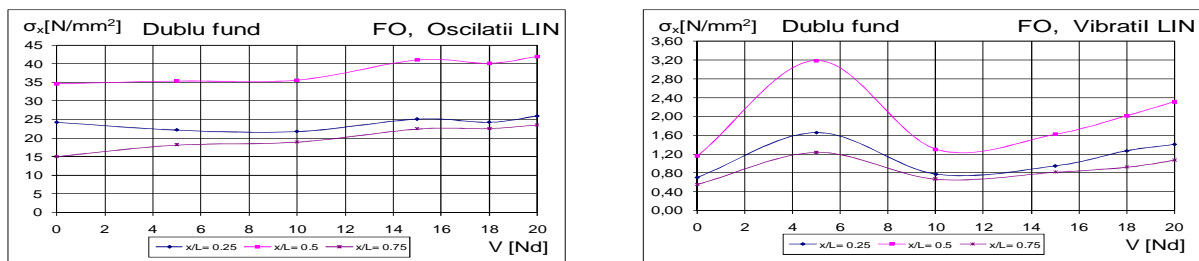


Figura 9.39 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xDB1/3osc\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xDB1/3vib\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] la dublu fund, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

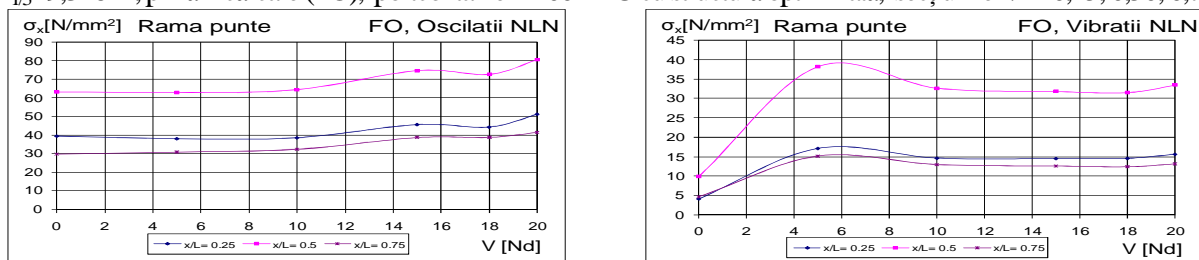


Figura 9.40 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xRL1/3osc\ nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xRL1/3vib\ nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gunii de magazie, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

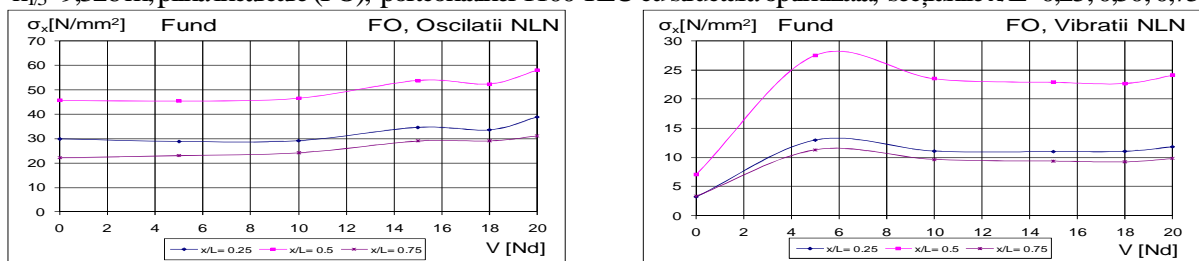


Figura 9.41 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xB1/3osc\ nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xB1/3vib\ nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

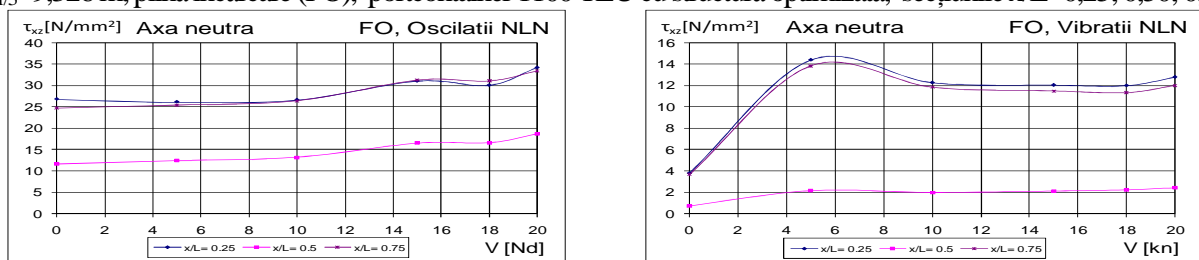


Figura 9.42 Variația tensiunii tangențiale semnificative, la oscilație  $\tau_{xznN1/3osc\ nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\tau_{xznN1/3vib\ nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

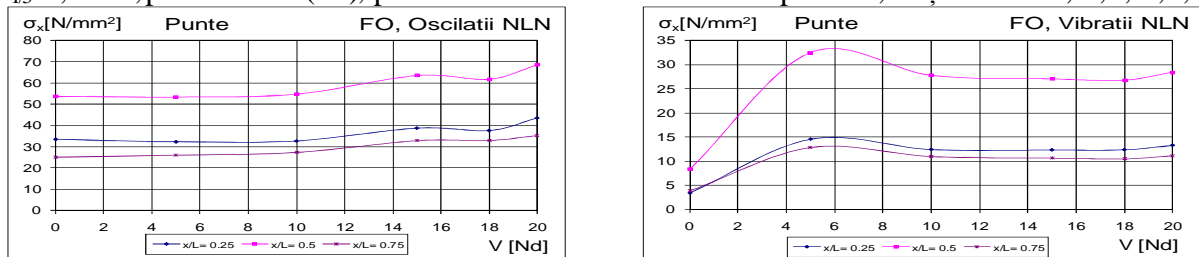


Figura 9.43 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xDD1/3osc\ nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xDD1/3vib\ nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] la puntea principală, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

Capitolul 9 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă

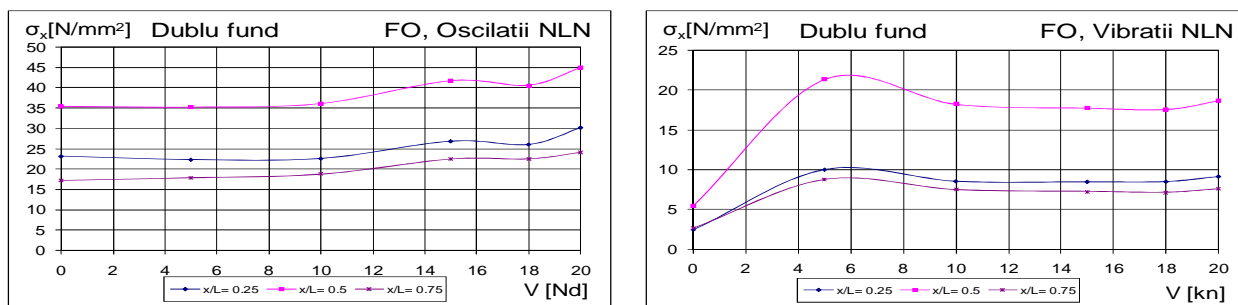


Figura 9.44 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{x\text{DBI}/3\text{osc}}[\text{N/mm}^2]$  și vibrație  $\sigma_{x\text{DBI}/3\text{vib}}[\text{N/mm}^2]$  la dublu fund, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, plină încărcare (FO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

Tabelul 9.6 Valoarea medie  $\mu_{\sigma,\tau}$  și deviația standard  $s_{\sigma,\tau}$  a tensiunilor semnificative pe componentele de oscilație și vibrație  $[\text{N/mm}^2]$ , analiză hidroelastică liniară și neliniară, val neregulat model Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), cazul de plină încărcare (FO), navă portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

(FO)	Analiză hidroelastică liniară (DYN-LIN)						Analiză hidroelastică neliniară (DYN-NLN)					
	Oscilații			Vibrații			Oscilații			Vibrații		
x/L	0,25	0,50	0,75	0,25	0,50	0,75	0,25	0,50	0,75	0,25	0,50	0,75
(RL)	Valoarea medie și deviația standard a tensiunii normale la rama gurii de magazie											
$\mu_{\sigma}$	40,79	68,11	34,59	1,93	3,46	1,52	42,85	69,71	35,27	13,40	29,55	11,74
$s_{\sigma}$	2,87	5,95	5,88	0,64	1,35	0,44	5,18	7,27	4,96	4,66	9,98	3,63
$s_{\sigma}\%$	7,02%	8,74%	16,99%	33,39%	38,94%	28,75%	12,08%	10,43%	14,07%	34,78%	33,76%	30,92%
(B)	Valoarea medie și deviația standard a tensiunii normale la fund											
$\mu_{\sigma}$	30,74	49,05	25,95	1,46	2,49	1,13	32,44	50,20	26,39	10,16	21,28	8,77
$s_{\sigma}$	2,11	4,29	4,25	0,49	0,97	0,33	3,92	5,24	3,71	3,49	7,18	2,74
$s_{\sigma}\%$	6,87%	8,74%	16,39%	33,51%	38,88%	29,11%	12,08%	10,43%	14,07%	34,33%	33,75%	31,27%
(NN)	Valoarea medie și deviația standard a tensiunii tangențiale în axa neutră (bordaj și dublu bord)											
$\mu_{\tau}$	27,25	13,80	28,59	1,45	2,30	1,15	29,13	14,83	28,71	11,20	1,93	10,69
$s_{\tau}$	2,68	1,93	3,62	0,50	1,27	0,31	3,20	2,85	3,66	3,74	0,60	3,57
$s_{\tau}\%$	9,83%	14,01%	12,68%	34,70%	55,16%	26,84%	10,98%	19,23%	12,75%	33,34%	31,31%	33,41%
(DD)	Valoarea medie și deviația standard a tensiunii normale la punte											
$\mu_{\sigma}$	34,65	57,86	29,38	1,64	2,94	1,29	36,40	59,22	29,96	11,38	25,10	9,98
$s_{\sigma}$	2,43	5,06	4,99	0,55	1,14	0,37	4,40	6,18	4,21	3,96	8,48	3,09
$s_{\sigma}\%$	7,02%	8,74%	16,99%	33,38%	38,93%	28,88%	12,08%	10,43%	14,07%	34,79%	33,76%	30,95%
(DB)	Valoarea medie și deviația standard a tensiunii normale la dublu fund											
$\mu_{\sigma}$	23,86	38,07	20,14	1,13	1,93	0,88	25,18	38,96	20,48	7,89	16,52	6,81
$s_{\sigma}$	1,64	3,33	3,30	0,38	0,75	0,25	3,05	4,06	2,88	2,71	5,58	2,13
$s_{\sigma}\%$	6,87%	8,74%	16,39%	33,37%	38,93%	28,98%	12,10%	10,43%	14,07%	34,34%	33,77%	31,29%
$s_{\sigma,\tau}\%$	7,52%	9,79%	15,89%	11,86%	12,19%	13,81%	33,67%	42,17%	28,51%	34,31%	33,27%	31,57%
	11,07%			12,62%			34,78%			33,05%		



## 9.2 Analiza răspunsului hidroelastic al corpului navei cu structură optimizată, cazul de încărcare intermediară, cu viteza navei de 0÷20Nd

În acest subcapitol includem analiza răspunsului dinamic hidroelastic al navei portcontainer 1100 TEU, cu structură optimizată, în cazul de încărcare intermediar (NDCO), la solicitări din valuri neregulate de întâlnire model Longuet-Higgins, pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.4, considerând pe lângă starea mării ( $h_{1/3}$ ) ca parametru principal și viteza navei, cu valorile  $v=0, 5, 10, 15, 18, 20$  Nd ( $u_s=0\div 10,288$  m/s). Caracteristicile navei și idealizarea structurii corpului sunt conforme modelelor din capitolele 5 și 8, respectiv analiza numerică este realizată cu modulele din pachetul de programe DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013).

Luând ca referință vitezele de  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd) și  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd), pentru nava cu structură optimizată, cazul de încărcare intermediară (NDCO), rezultă următoarele realizări temporare și spectre FFT amplitudine pentru răspunsul dinamic hidroelastic:

- Figura 9.45 și Figura 9.46, prezintă realizarea temporară și spectrul FFT de amplitudine a elongației valului model Longuet-Higgins  $\zeta_v$ [m] la secțiunea  $x/L=0,5$ , având funcția densitate spectrală de putere de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m;
- Figura 9.47, Figura 9.48, Figura 9.49 și Figura 9.50, prezintă realizarea temporară și spectrul FFT amplitudine a momentului încovoietor la analiza hidroelastică liniară  $M_{lin}$ [kNm] și neliniară  $M_{nln}$ [kNm], cu solicitarea din val Longuet-Higgins ( $h_{1/3}=9,326$  m), la secțiunea  $x/L=0,5$ ;

Pe baza caracteristicilor secțiunilor transversale (capitolul 5) și a diagramelor forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare semnificative, luând ca referință vitezele de  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd) și  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd), pentru nava cu structură optimizată, cazul de încărcare intermediară (NDCO), rezultă următoarele diagrame ale tensiunilor semnificative:

- Figurile 9.59,60,62,63 și Figurile 9.69,70,72,73, prezintă diagramele tensiunii normale semnificativă la analiza hidroelastică, componenta de oscilație, liniară  $\sigma_{x1/3osc|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și neliniară  $\sigma_{x1/3osc|nln}$  [N/mm<sup>2</sup>], val Longuet-Higgins ( $h_{1/3}=0\div 12$ m), rama gurii de magazie și fund;
- Figurile 9.64,65,67,68 și Figurile 9.74,75,77,78, prezintă diagramele tensiunii normale semnificativă la analiza hidroelastică, componenta de vibrație, liniară  $\sigma_{x1/3vib|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și neliniară  $\sigma_{x1/3vib|nln}$  [N/mm<sup>2</sup>], val Longuet-Higgins ( $h_{1/3}=0\div 12$ m), rama gurii de magazie și fund;
- Figura 9.61 și Figura 9.71, prezintă diagramele tensiunii tangențiale semnificativă în axa neutră la analiza hidroelastică, componenta de oscilație, liniară  $\tau_{xzNN1/3osc|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și neliniară  $\tau_{xzNN1/3osc|nln}$  [N/mm<sup>2</sup>], val Longuet-Higgins ( $h_{1/3}=0\div 12$ m);
- Figura 9.66 și Figura 9.76, prezintă diagramele tensiunii tangențiale semnificativă în axa neutră la analiza hidroelastică, componenta de vibrație, liniară  $\tau_{xzNN1/3vib|lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și neliniară  $\tau_{xzNN1/3vib|nln}$  [N/mm<sup>2</sup>], val Longuet-Higgins ( $h_{1/3}=0\div 12$ m).

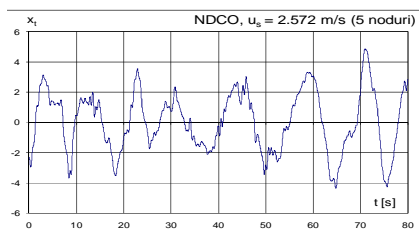


Figura 9.45. a Realizarea temporară a elongației valului  $\zeta_v$ [m] model Longuet – Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m, secțiunea  $x/L=0,5$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5Nd)

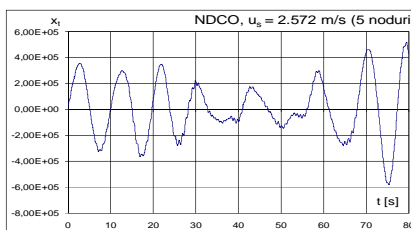


Figura 9.47. a Realizarea temporară a momentului încovoietor la analiza hidroelastică liniară  $M_{lin}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

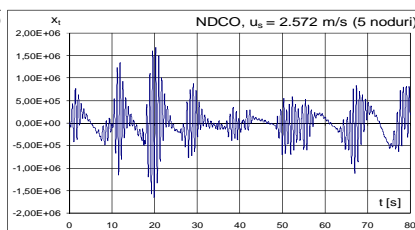


Figura 9.49. a Realizarea temporară a momentului încovoietor la analiza hidroelastică neliniară  $M_{nln}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

## Capitolul 9 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă

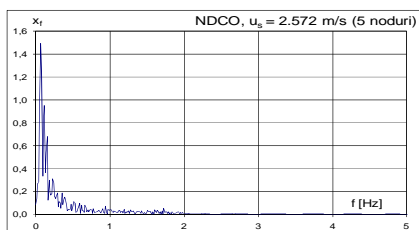


Figura 9.46. a Spectrul FFT de amplitudine al valului  $\zeta_v$ [m] model Longuet - Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m, secțiunea  $x/L=0,5$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

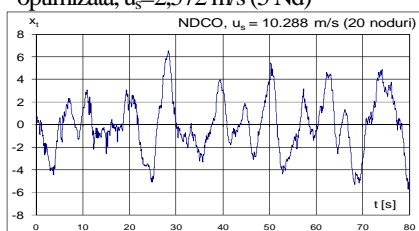


Figura 9.45. b Realizarea temporară a elongației valului  $\zeta_v$ [m] model Longuet - Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m, secțiunea  $x/L=0,5$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

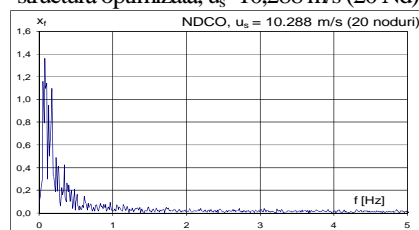


Figura 9.46. b Spectrul FFT de amplitudine al valului  $\zeta_v$ [m] model Longuet - Higgins, având funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$  m, secțiunea  $x/L=0,5$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

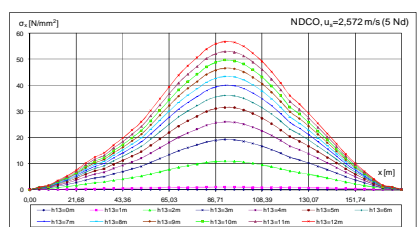


Figura 9.59. a Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xRL1/3oscllin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama gurii de magazie, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

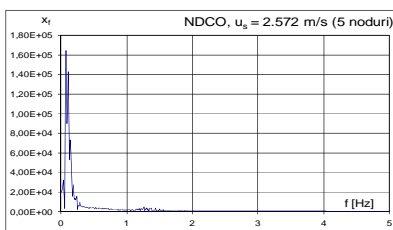


Figura 9.47. a Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoietor la analiză hidroelastică liniară  $M_{lin}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

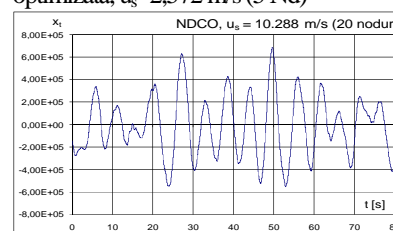


Figura 9.47. b Realizarea temporară a momentului încovoietor la analiza hidroelastică liniară  $M_{lin}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

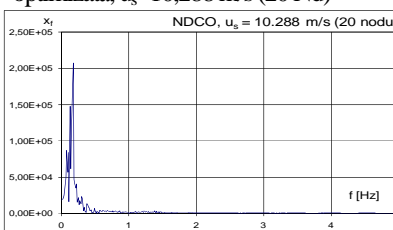


Figura 9.48. b Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoietor la analiză hidroelastică liniară  $M_{lin}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

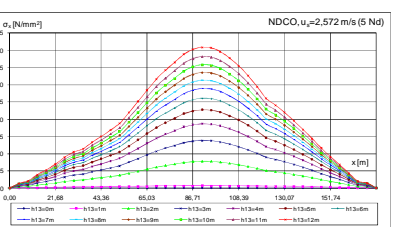


Figura 9.60. a Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xB1/3oscllin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

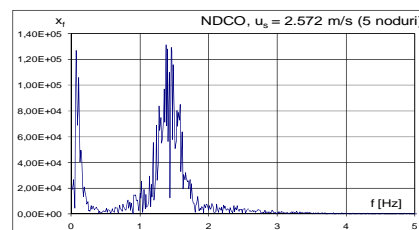


Figura 9.50. a Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoietor la analiză hidroelastică neliniară  $M_{nlin}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

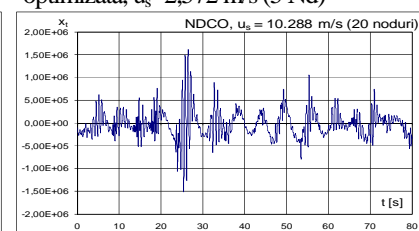


Figura 9.49. b Realizarea temporară a momentului încovoietor la analiza hidroelastică neliniară  $M_{nlin}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

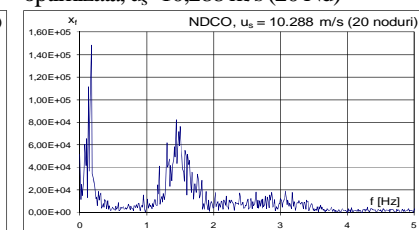


Figura 9.50. b Spectrul FFT de amplitudine al momentului încovoietor la analiză hidroelastică neliniară  $M_{nlin}$ [kNm], val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m,  $x/L=0,5$ , încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

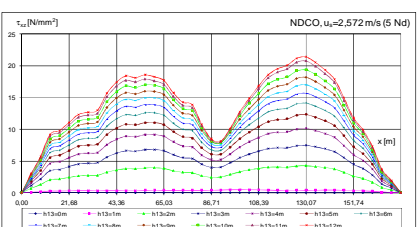


Figura 9.61. a Tensiunea tangențială semnificativă la oscilații  $\tau_{xzN1/3oscllin}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\pm 12$  m,  $x=0\pm 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

Capitolul 9 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă

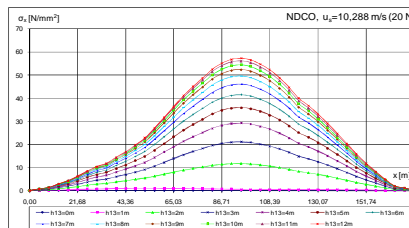


Figura 9.59. b Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xRL1/3osc}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama guri de magazie, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

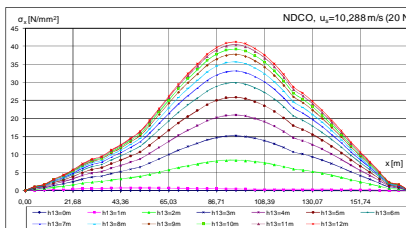


Figura 9.60. b Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xB1/3osc}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

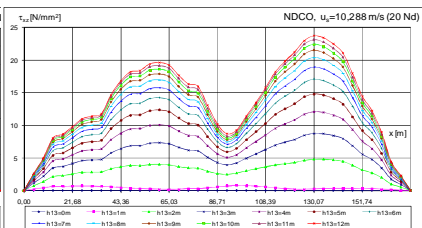


Figura 9.61. b Tensiunea tangențială semnificativă la oscilații  $\tau_{xZN1/3osc}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

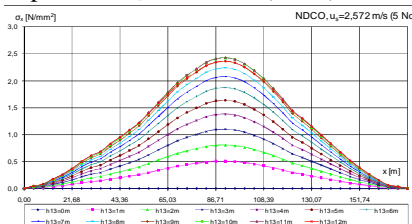


Figura 9.64. a Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xRL1/3vib}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama guri de magazie, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

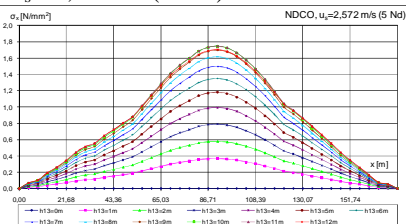


Figura 9.65. a Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xB1/3vib}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

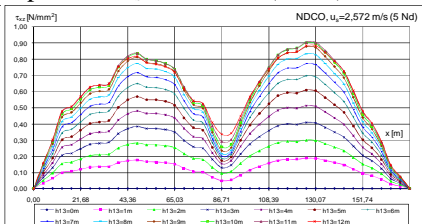


Figura 9.66. a Tensiunea tangențială semnificativă la vibrații  $\tau_{xZN1/3vib}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

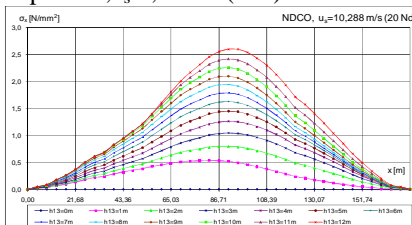


Figura 9.64. b Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xRL1/3vib}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama guri de magazie, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

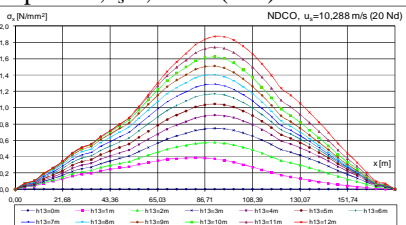


Figura 9.65. b Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xB1/3vib}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

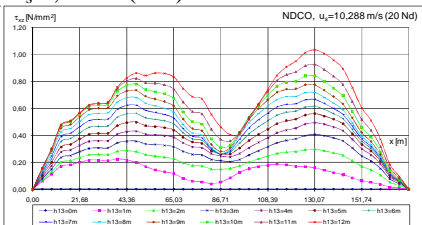


Figura 9.66. b Tensiunea tangențială semnificativă la vibrații  $\tau_{xZN1/3vib}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=10,288$  m/s (20 Nd)

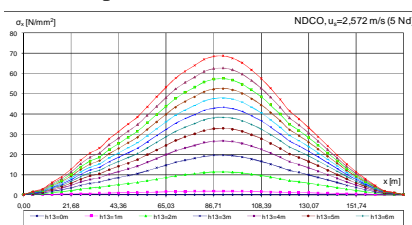


Figura 9.69. a Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xRL1/3osc}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama guri de magazie, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

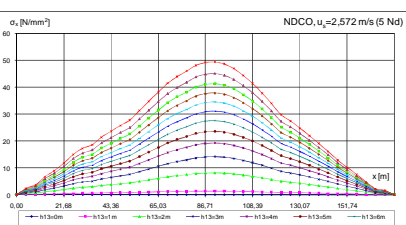


Figura 9.70. a Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xB1/3osc}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

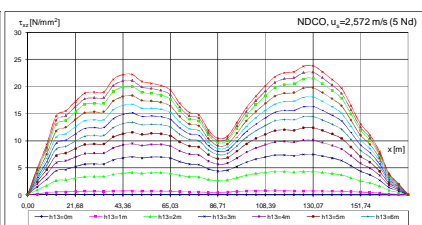


Figura 9.71. a Tensiunea tangențială semnificativă la oscilații  $\tau_{xZN1/3osc}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd)

## Capitolul 9 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă

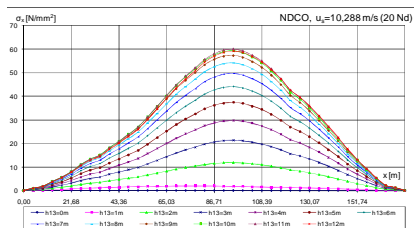


Figura 9.69. b Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xRL/3osc}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama gurii de magazie, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_c=10,288$  m/s (20Nd)

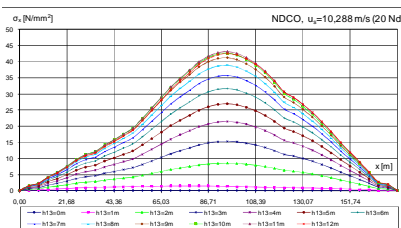


Figura 9.70. b Tensiunea normală semnificativă la oscilații  $\sigma_{xBL/3osc}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_c=10,288$  m/s (20Nd)

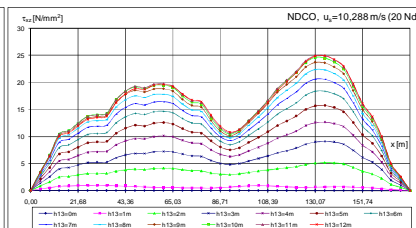


Figura 9.71. b Tensiunea tangențială semnificativă la oscilații  $\tau_{xzNI/3osc}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_c=10,288$  m/s (20Nd)

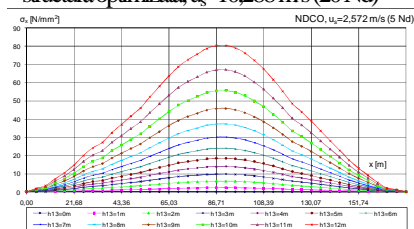


Figura 9.74. a Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xRL/3vib}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama gurii de magazie, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_c=2,572$  m/s (5 Nd)

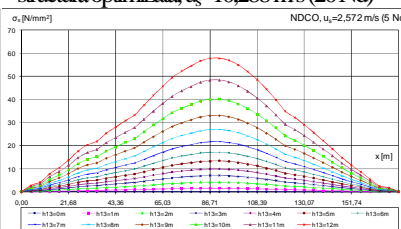


Figura 9.75. a Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xBL/3vib}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_c=2,572$  m/s (5 Nd)

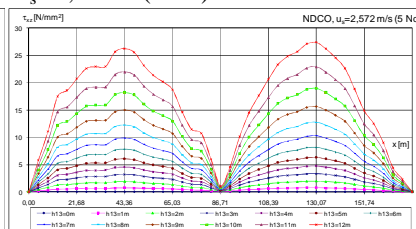


Figura 9.76. a Tensiunea tangențială semnificativă la vibrații  $\tau_{xzNI/3vib}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_c=2,572$  m/s (5 Nd)

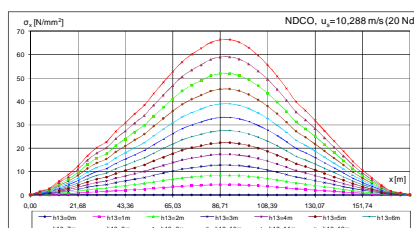


Figura 9.74. b Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xRL/3vib}$  [N/mm<sup>2</sup>], la rama gurii de magazie, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_c=10,288$  m/s (20Nd)

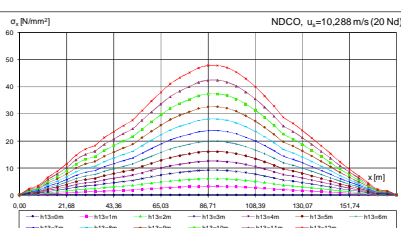


Figura 9.75. b Tensiunea normală semnificativă la vibrații  $\sigma_{xBL/3vib}$  [N/mm<sup>2</sup>], la fund, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_c=10,288$  m/s (20Nd)

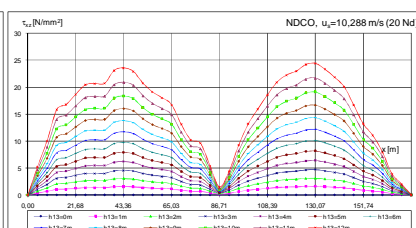


Figura 9.76. b Tensiunea tangențială semnificativă la vibrații  $\tau_{xzNI/3vib}$  [N/mm<sup>2</sup>], la axa neutră, analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=0\div 12$  m,  $x=0\div 173,42$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată,  $u_c=10,288$  m/s (20Nd)

Pe baza diagramelor tensiunilor normale și tangențiale semnificative din Figurile 9.59-78, pe componentele de oscilație și vibrație, la analiza hidroelastică liniară și neliniară, pentru gama de viteze a navei  $v=0\div 20$  Nd ( $u_c=0\div 10,288$  m/s), luând ca referință secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$  și solicitările din val neregulat model Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, cazul de încărcare intermediară (NDCO), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, rezultă următoarele diagrame:

- Figurile 9.79,80,82,83 și Figurile 9.84,85,87,88, prezintă diagramele variației tensiunii normale semnificativă funcție de viteza navei, la analiza hidroelastică, componenta de oscilație și vibrație, liniară și neliniară,  $\sigma_{x1/3osc,vib|lin,nln}$  [N/mm<sup>2</sup>], la punte, rama gurii de magazie, dublu fund și fund;
- Figurile 9.81 și Figurile 9.86, prezintă diagramele variației tensiunii tangențiale semnificativă în axa neutră (bordaj și dublu bord) funcție de viteza navei, la analiza hidroelastică, componenta de oscilație și vibrație, liniară și neliniară,  $\tau_{xz1/3osc,vib|lin,nln}$  [N/mm<sup>2</sup>], funcție de viteza navei.

Pe baza valorilor tensiunilor normale și tangențiale semnificative din Figurile 9.79-88, se obțin valorile statistice media și deviația standard din Tabelul 9.12.



Capitolul 9 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă

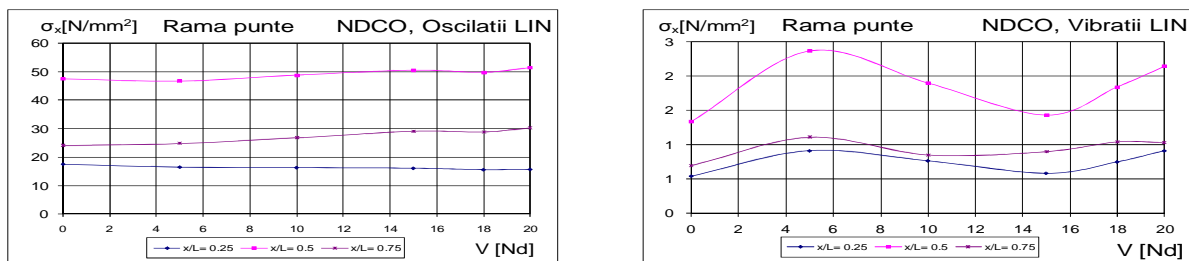


Figura 9.79 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xRLI/3osc\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xRLI/3vib\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama guri de magazie, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

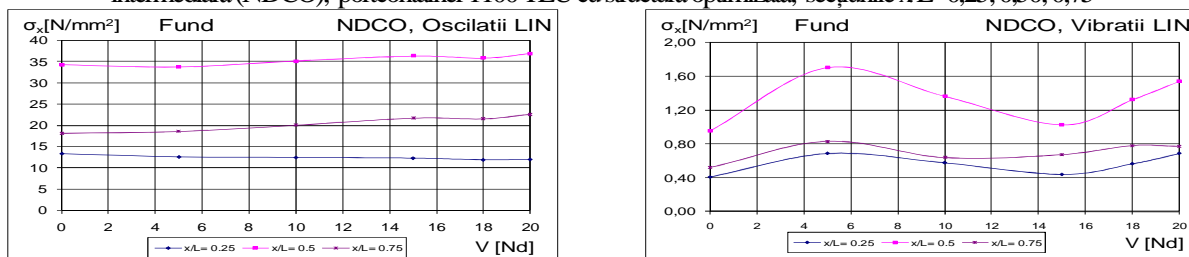


Figura 9.80 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xBI/3osc\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xBI/3vib\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

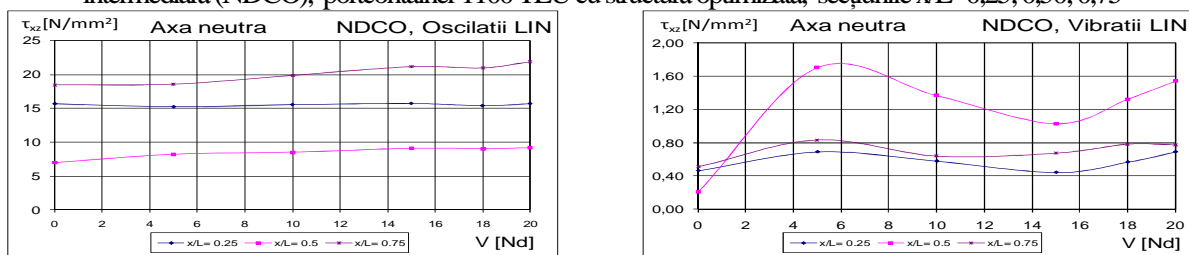


Figura 9.81 Variația tensiunii tangențiale semnificative, la oscilație  $\tau_{xzNNI/3osc\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\tau_{xzNNI/3vib\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutră, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

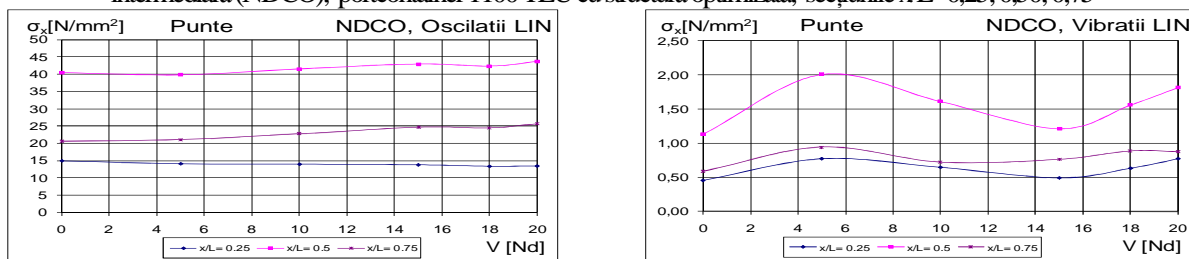


Figura 9.82 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xDDI/3osc\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xDDI/3vib\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] la puntea principală, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

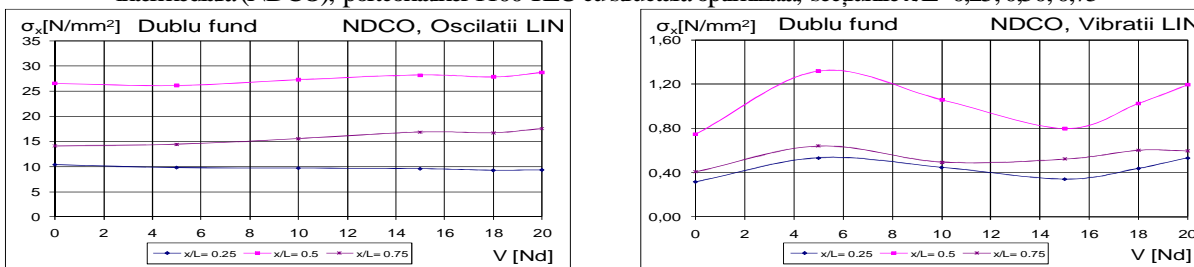


Figura 9.83 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xDBI/3osc\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xDBI/3vib\ lin}$  [N/mm<sup>2</sup>] la dublu fund, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică liniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

Capitolul 9 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă

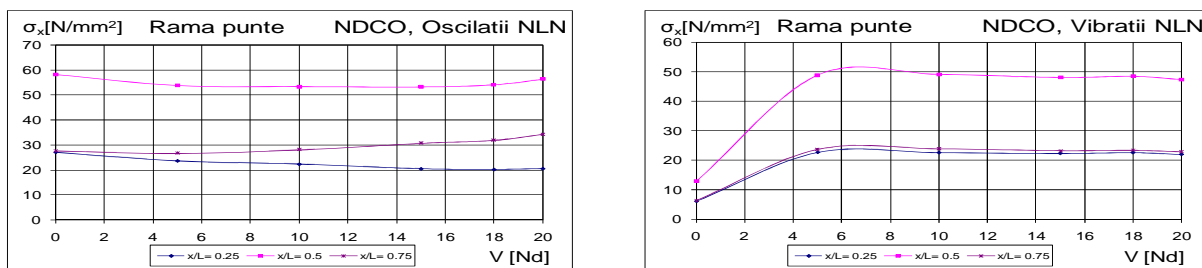


Figura 9.84 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xRL1/3osc|nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xRL1/3vib|nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] la rama gurii de magazie, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

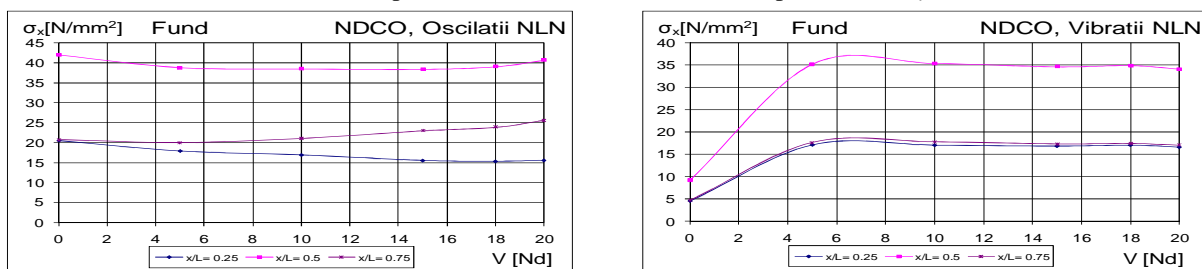


Figura 9.85 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xB1/3osc|nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xB1/3vib|nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] la fund, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

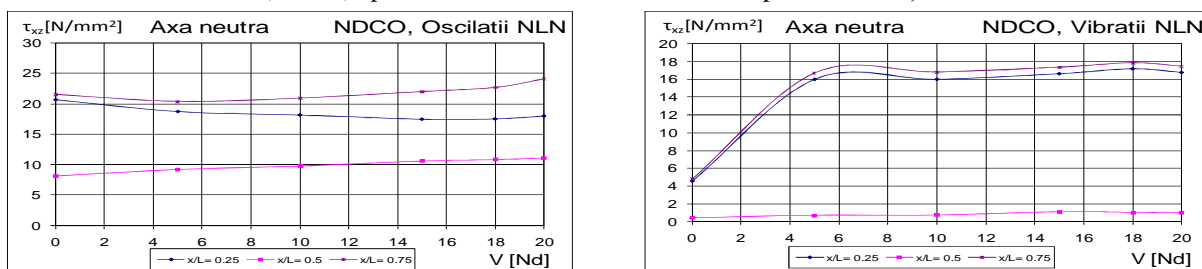


Figura 9.86 Variația tensiunii tangențiale semnificative, la oscilație  $\tau_{xzNN1/3osc|nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\tau_{xzNN1/3vib|nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] în axa neutra, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

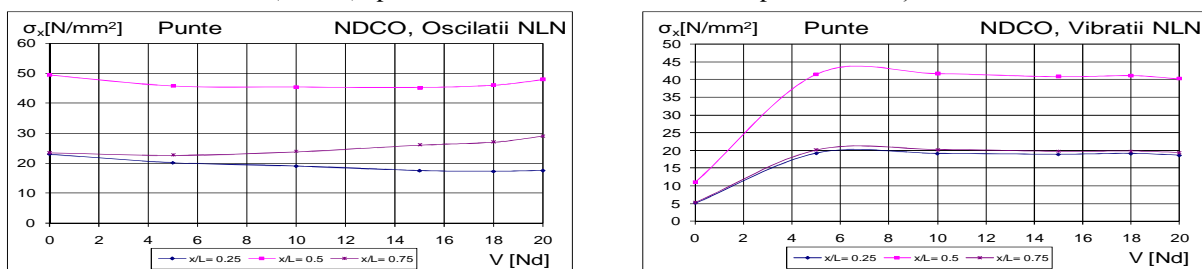


Figura 9.87 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xDD1/3osc|nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xDD1/3vib|nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] la puntea principală, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

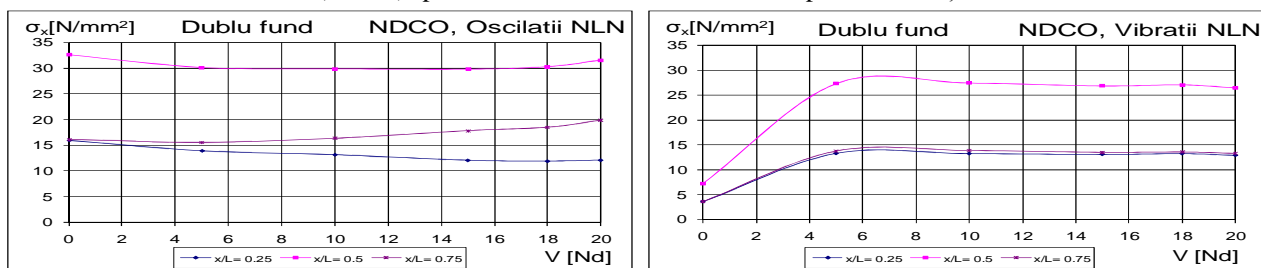


Figura 9.88 Variația tensiunii normale semnificative, la oscilație  $\sigma_{xDB1/3osc|nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] și vibrație  $\sigma_{xDB1/3vib|nl}$  [N/mm<sup>2</sup>] la dublu fund, funcție de viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), analiză hidroelastică neliniară, val Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, încărcare intermediară (NDCO), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$



## Capitolul 9 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă

În Tabelul 9.7 și Tabelul 9.12 valorile statistice media și deviația standard a tensiunilor normale și tangențiale semnificative se calculează cu relațiile:

$$\mu_{\sigma,\tau} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \sigma, \tau_{1/3i}; s_{\sigma,\tau} = \left[ \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\sigma, \tau_{1/3i} - \mu_{\sigma,\tau})^2 \right]^{1/2}; s_{\sigma,\tau} \% = \frac{s_{\sigma,\tau}}{\mu_{\sigma,\tau}} \cdot 100. \quad (9.1)$$

Tabelul 9.12 Valoarea medie  $\mu_{\sigma,\tau}$  și deviația standard  $s_{\sigma,\tau}$  a tensiunilor semnificative pe componentele de oscilație și vibrație [N/mm<sup>2</sup>], analiză hidroelastică liniară și neliniară, val neregulat model Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, viteza navei  $v=0\div 20$  Nd (10,288 m/s), încărcare intermediară (NDCO), navă portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, secțiunile  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$

(NDCO)	Analiză hidroelastică liniară (DYN-LIN)						Analiză hidroelastică neliniară (DYN-NLN)					
	Oscilații			Vibrații			Oscilații			Vibrații		
x/L	0,25	0,50	0,75	0,25	0,50	0,75	0,25	0,50	0,75	0,25	0,50	0,75
(RL)	Valoarea medie și deviația standard a tensiunii normale la rama gurii de magazie											
$\mu_{\sigma}$	16,35	49,09	27,33	0,74	1,84	0,94	22,43	54,88	29,89	19,61	42,47	20,53
$s_{\sigma}$	0,69	1,75	2,44	0,16	0,40	0,15	2,66	2,04	2,88	6,68	14,48	6,99
$s_{\sigma}\%$	4,20%	3,56%	8,94%	21,22%	21,83%	16,11%	11,86%	3,72%	9,63%	34,05%	34,10%	34,04%
(B)	Valoarea medie și deviația standard a tensiunii normale la fund											
$\mu_{\sigma}$	12,37	35,35	20,44	0,56	1,32	0,70	16,98	39,52	22,36	14,84	30,59	15,36
$s_{\sigma}$	0,52	1,26	1,83	0,12	0,29	0,11	2,01	1,47	2,15	5,05	10,43	5,23
$s_{\sigma}\%$	4,20%	3,56%	8,94%	21,17%	21,67%	16,26%	11,86%	3,71%	9,63%	34,06%	34,09%	34,04%
(NN)	Valoarea medie și deviația standard a tensiunii tangențiale în axa neutră (bordaj și dublu bordaj)											
$\mu_{\tau}$	15,57	8,51	20,15	0,57	1,20	0,70	18,44	9,98	21,91	14,54	0,83	15,16
$s_{\tau}$	0,20	0,82	1,40	0,11	0,53	0,12	1,21	1,12	1,32	4,90	0,27	5,10
$s_{\tau}\%$	1,26%	9,63%	6,95%	18,82%	44,56%	16,76%	6,55%	11,27%	6,02%	33,70%	32,39%	33,63%
(DD)	Valoarea medie și deviația standard a tensiunii normale la punte											
$\mu_{\sigma}$	13,89	41,70	23,21	0,63	1,56	0,79	19,05	46,62	25,40	16,66	36,08	17,44
$s_{\sigma}$	0,58	1,48	2,07	0,13	0,34	0,13	2,26	1,73	2,45	5,67	12,30	5,94
$s_{\sigma}\%$	4,20%	3,55%	8,93%	21,08%	21,88%	16,21%	11,86%	3,71%	9,64%	34,04%	34,10%	34,06%
(DB)	Valoarea medie și deviația standard a tensiunii normale la dublu fund											
$\mu_{\sigma}$	9,60	27,44	15,87	0,44	1,03	0,54	13,18	30,67	17,36	11,52	23,74	11,92
$s_{\sigma}$	0,41	0,97	1,42	0,09	0,22	0,09	1,56	1,14	1,68	3,92	8,09	4,06
$s_{\sigma}\%$	4,22%	3,55%	8,93%	20,70%	21,85%	16,45%	11,85%	3,72%	9,65%	34,04%	34,10%	34,07%
$s_{\sigma,\tau}\%$	3,62%	4,77%	8,54%	10,80%	5,23%	8,91%	20,60%	26,36%	16,36%	33,98%	33,75%	33,97%
	5,64%			8,31%			21,11%			33,90%		

### 9.3 Concluzii

Pe baza valorilor tensiunilor normale semnificative de la secțiunea  $x/L=0,50$  și a tensiunilor tangențiale semnificative de la secțiunea  $x/L=0,25$  din Tabelele 9.1÷5 și Tabelele 9.7÷11, în Tabelul 9.13 prezentăm variația rapoartelor dintre componenta de vibrație și cea de oscilație funcție de viteza navei variabilă în intervalul  $u_s = 0\div 10,288$  m/s (20 Nd), considerând ca referință valul model Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, pentru cazurile de plină încărcare (FO) și încărcare intermediară (NDCO), ale navei portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată.

Capitolul 9 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă

Pentru valorilor statistice din Tabelul 9.6 și Tabelul 9.12, în Tabelul 9.14 prezentăm valorile lor mediate pentru cele trei secțiuni considerate ca referință  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$ , în ambele cazuri de încărcare (FO, NDCO).

Tabelul 9.13 Variația rapoartelor dintre componenta de vibrație și cea de oscilație funcție de viteza navei variabilă  $u_s = 0 \div 10,288$  m/s (20 Nd), considerând ca referință valul model Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, pentru nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

DYN	Cazul de plină încărcare (FO)				Cazul de încărcare intermediară (NDCO)			
	Liniar		Neliniar		Liniar		Neliniar	
v[Nd]	% $\sigma_{1/3vib}/\sigma_{1/3osc}$	% $\tau_{1/3vib}/\tau_{1/3osc}$	% $\sigma_{1/3vib}/\sigma_{1/3osc}$	% $\tau_{1/3vib}/\tau_{1/3osc}$	% $\sigma_{1/3vib}/\sigma_{1/3osc}$	% $\tau_{1/3vib}/\tau_{1/3osc}$	% $\sigma_{1/3vib}/\sigma_{1/3osc}$	% $\tau_{1/3vib}/\tau_{1/3osc}$
0	3.35%	3.64%	15.51%	14.19%	2.80%	2.93%	22.19%	22.11%
5	9.05%	8.24%	60.75%	55.05%	5.07%	4.52%	90.80%	85.43%
10	3.67%	3.89%	50.63%	46.07%	3.90%	3.73%	92.04%	88.11%
15	3.95%	4.16%	42.58%	38.77%	2.84%	2.80%	90.29%	95.25%
18	5.02%	5.74%	43.35%	39.88%	3.70%	3.70%	89.56%	98.06%
20	5.51%	6.01%	41.54%	37.34%	4.17%	4.39%	83.99%	93.27%

Tabelul 9.14 Valorile mediate ale parametrilor statistici pentru cele trei secțiuni considerate ca referință  $x/L=0,25; 0,50; 0,75$ , la ambele cazuri de încărcare (FO, NDCO), considerând ca referință valul model Longuet-Higgins cu  $h_{1/3}=9,326$  m, nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată

DYN	Cazul de plină încărcare (FO)				Cazul de încărcare intermediară (NDCO)				
	Liniar		Neliniar		Liniar		Neliniar		
Poziție	$\sigma, \tau_{1/3osc}$	$\sigma, \tau_{1/3vib}$	$\sigma, \tau_{1/3osc}$	$\sigma, \tau_{1/3vib}$	$\sigma, \tau_{1/3osc}$	$\sigma, \tau_{1/3vib}$	$\sigma, \tau_{1/3osc}$	$\sigma, \tau_{1/3vib}$	
RL	$\mu_\sigma$	47.83	2.30	49.28	18.23	30.92	1.17	35.73	27.54
	$s_\sigma$	4.90	0.81	5.80	6.09	1.62	0.24	2.53	9.38
B	$\mu_\sigma$	35.25	1.69	36.34	13.41	22.72	0.86	26.29	20.26
	$s_\sigma$	3.55	0.60	4.29	4.47	1.20	0.17	1.88	6.90
NN	$\mu_\tau$	23.21	1.63	24.22	7.94	14.74	0.82	16.77	10.17
	$s_\tau$	2.75	0.69	3.24	2.64	0.81	0.25	1.22	3.42
DD	$\mu_\sigma$	40.63	1.95	41.86	15.49	26.27	0.99	30.36	23.39
	$s_\sigma$	4.16	0.69	4.93	5.17	1.38	0.20	2.15	7.97
DB	$\mu_\sigma$	27.35	1.31	28.20	10.40	17.63	0.67	20.40	15.72
	$s_\sigma$	2.76	0.46	3.33	3.47	0.93	0.13	1.46	5.36

Pe baza rezultatelor numerice din subcapitolele 9.1 și 9.2 ale răspunsului hidroelastic liniar și neliniar al navei portcontainer 1100 TEU, cu structură optimizată, pentru cazurile de încărcare (FO) și încărcare intermediară (NDCO), având viteza variabilă în intervalul  $u_s = 0 \div 10,288$  m/s (20 Nd), conform modelului teoretic din subcapitolul 3.4 și folosind modulele DYN-LIN și DYN-NLN din pachetul de programe DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), rezultă următoarele concluzii:

1. Din Figurile 9.1,2 și Figurile 9.45,46, privind realizările temporare și spectrele amplitudine ale elongației valului neregulat de întâlnire, rezultă un transfer de energie semnificativ de pe componentele de joasă frecvență ale valului pe componente cu frecvență mai mare, datorită termenilor de interferență pozitivă din valul modelul Longuet-Higgins (3.66), o dată cu creșterea vitezei navei, ce duce la creșterea valorilor pulsației de întâlnire navă-val  $\omega_e$  (3.20). Astfel, comparând realizările temporare și spectrele amplitudine din Figurile 9.3÷6 și Figurile 9.47÷50, ale momentului încovoietor la secțiunea  $x/L=0,5$  pentru același spectru de val de ordinul I tip ITTC cu  $h_{1/3}=9,326$ m, rezultă creșteri semnificative ale amplitudinilor răspunsului dinamic la variația vitezei de la  $u_s=2,572$  m/s (5 Nd) la  $u_s=10,288$ m/s (20 Nd).

## Capitolul 9 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate a corpului navei cu structură optimizată, având viteza navei variabilă

2. Din Figurile 9.7÷14 și Figurile 9.51÷58, privind forțele tăietoare și momentele încovoietoare semnificative la analiza hidroelastică pe termen scurt, rezultă că răspunsul hidroelastic pe componentele de vibrație este redus la analiza hidroelastică liniară, ce corespunde fenomenului de springing liniar, și foarte intens cu valori comparabile ca mărime cu cele ale componentelor de oscilație în cazul analizei hidroelastice neliniare, ce corespunde în principal fenomenului de whipping și springing neliniar.

3. Din Tabelul 9.13, considerând rapoartele între tensiunile semnificative pe componentele de vibrație și cele de oscilație, la analiza liniară se înregistrează o variație redusă funcție de viteza navei, cu valori de 2,80÷6,01%, doar cu excepția unui ușor salt la 8,24÷9,05% în cazul de plină încărcare la viteza de  $v=5 Nd$  când se obțin condiții de rezonanță mai apropiate de modul fundamental de vibrație al grinzii navă și componentele de ordinul doi cu interferență pozitivă ale valului Longuet-Higgins (3.66). La analiza neliniară se înregistrează pentru ambele cazuri de încărcare un salt semnificativ pentru viteza navei de la  $v=0$  la  $v=5 Nd$ , respectiv cu valori având o dispersie mai redusă pe intervalul de viteză  $v=10÷20 Nd$ , la plină încărcare (FO) 37,34÷43,35% și la încărcare intermediară (NDCO) 83,99÷98,06%.

4. Din Tabelul 9.14, rezultă o variație redusă a valorilor medii pe componentele de oscilație ale răspunsului dinamic între analiza liniară și neliniară, de 3,03÷4,35% la plină încărcare (FO) și de 13,77÷15,71% la încărcare intermediară (NDCO), fiind generate de neliniaritățile hidrodinamice asociate cu cele geometrice ale formelor navei, precum și de componentele de ordinul doi cu interferență negativă (3.66). Pentru componentele de vibrație ale răspunsului dinamic, rezultă o variație semnificativă a valorilor medii între analiza liniară și neliniară, de 4,87÷7,93 ori la plină încărcare (FO) și de 12,40÷23,6 ori la încărcare intermediară (NDCO), ajungând să fie comparabile cu tensiunile de la componentele de oscilație, fiind generate în principal de apariția fenomenelor de slamming de fund și bordaj ce induc în grinda navă vibrații tranzitorii foarte intense, fenomenul de whipping. Diferențele între analiza liniară și neliniară sunt mai mari în cazul de încărcare intermediară, ce are frecvențele proprii (Tabelul 8.1) și pescajul mai redus față de cazul de plină încărcare, ce favorizează apariția slammingului în condiții de stare a mării moderată.

5. Din Tabelul 9.7 și Tabelul 9.12, rezultă o variație redusă a deviației standard la răspunsul dinamic hidroelastic liniar 5,64÷12,62% pe intervalul de viteză a navei  $v=0÷20 Nd$ , respectiv variația devine semnificativă la răspunsul dinamic hidroelastic neliniar 21,11÷34,78%, datorită înregistrării neliniarităților hidrodinamice și a fenomenului de whipping indus de slamming. De asemenea, din Figurile 9.35÷44 și Figurile 9.79÷88 rezultă o sensibilitate mai mare a răspunsului dinamic hidroelastic neliniar la variația vitezei navei, în speță pe componenta de vibrație.

În consecință, analiza hidroelastică la solicitări din valuri neregulate, în formulare neliniară, pune în evidență influența semnificativă a variației vitezei navei asupra răspunsului dinamic pe termen scurt, simultan cu variația stării mării (capitolul 8), ce conduc la componente de înaltă frecvență (vibrații) având valori comparabile cu cele de joasă frecvență (oscilații). Astfel, pe baza rezultatelor din acest studiu, se poate realiza o corespondență mai realistă între răspunsul dinamic, starea mării și viteza navei, în conformitate cu scenariile din literatura de specialitate (ABS, 2010; Corak, Parunov, Guedes Soares, 2013), ce sunt implementate la analiza pe termen lung la oboseală din capitolul 10.

## Capitolul 10

### STUDIUL INFLUENȚEI VIBRAȚIILOR ȘI A VARIAȚIEI VITEZEI NAVEI ASUPRA REZISTENȚEI LA OBOSEALĂ A CORPULUI NAVEI, CU STRUCTURĂ INIȚIALĂ ȘI OPTIMIZATĂ, PRECUM ȘI EVALUAREA DURATEI DE EXPLOATARE A NAVEI

În acest capitol prezentăm studiul comparativ al rezistenței pe termen lung la oboseală al navei portcontainer 1100 TEU, cu structura corpului inițială și optimizată, pe baza metodei factorului cumulativ de deteriorare, Palmgren-Miner, cu tensiuni rezultate din analiza hidroelastică pe termen scurt a răspunsului dinamic al corpului navei în valuri neregulate, cu histograma înălțimii semnificative model World Wide Trade. Pentru creșterea realismului estimărilor duratei de exploatare a navei din criteriile de siguranță structurală, se include în studiu și corelația dintre viteza navei și starea mării, conform a trei scenarii: navă cu viteză constantă, modelele ABS și CENTEC.

#### 10.1 Determinarea coeficienților de corelare între modelele 3D/1D pentru detaliile structurale cu concentratori de tensiune semnificativi

Pentru analiza pe termen lung la oboseală a corpului navei portcontainer, cu structură inițială și optimizată, la navigație combinată la plină încărcare și încărcare intermediară, folosim modelul teoretic din subcapitolul 3.5, cu tensiunilor semnificative pe termen scurt calculate pe baza factorilor de corelate 3D/1D (3.18) și tensiunile din analiză dinamică hidroelastică, liniară și neliniară, din capitolele 8 și 9, conform relațiilor (3.100), (3.101).

Din analiza stării de tensiuni la solicitări din valuri (capitolele 6, 8, 9) rezultă că cele mai mari valori se înregistrează în planșeul punții principale (învelișul punții) și la rama gurii de magazie, având zone cu concentratori de tensiune (model 3D-FEM). În Figura 10.1 se prezintă cele 10 detalii structurale din zona punții și rama gurii de magazie, selectate pentru analiza rezistenței la oboseală a structurii corpului navei. Pe baza diagramelor de tensiune obținute pe modele structurale 3D-FEM (subcapitolul 6.3) și 1D de grindă echivalentă (subcapitolul 6.1), rezultă coeficienții  $k_{3D/1D}$  (3.18) de corelare a tensiunilor 3D/1D din Tabelul 10.1.

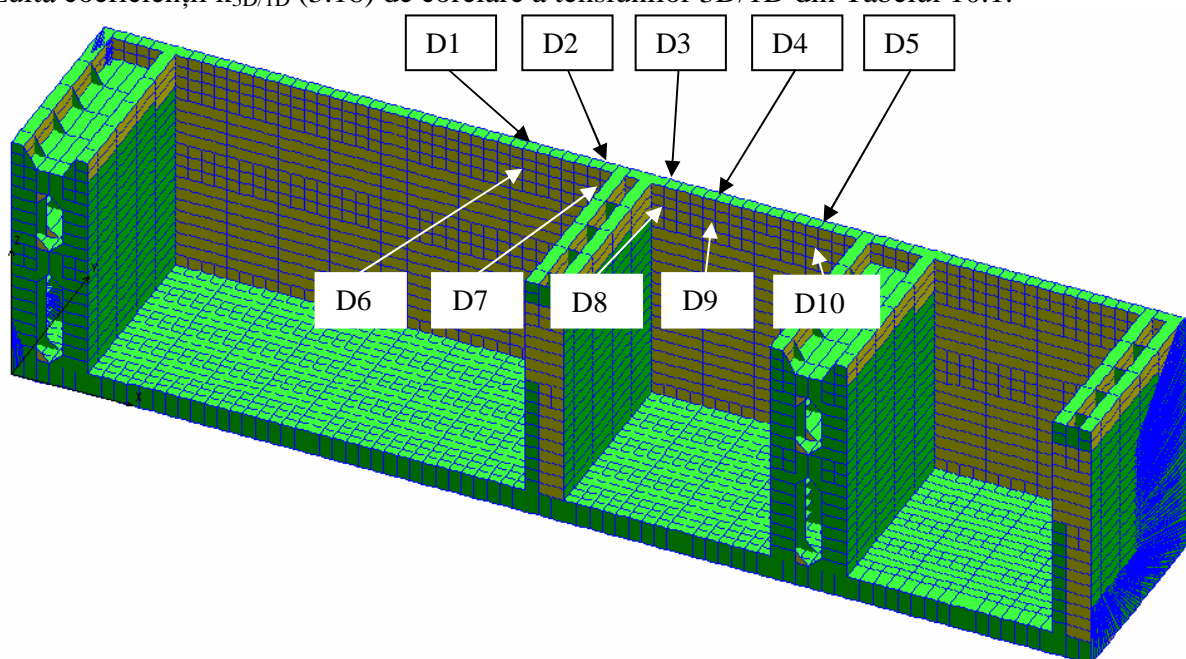


Figura 10.1 Detaliile structurale D1-D10 selectate pentru analiza rezistenței la oboseală

Capitolul 10 Studiul influenței vibrațiilor și a variației vitezei navei asupra rezistenței la oboseală a corpului navei, cu structura inițială și optimizată, precum și evaluarea duratei de exploatare a navei

Pentru a crește realismul analizei rezistenței la oboseală, pe baza literaturii de specialitate vom considera mai multe scenarii privind regimurile de viteză a navei portcontainer, deoarece înregistrările în mare reală pun în evidență scăderea semnificativă a vitezei navei odată cu creșterea intensității stării mării, modelul ABS American Bureau of Shipping, Houston (ABS, 2010) și modelul CENTEC Centro de Engenharia e Tecnologia Navala, Lisboa (Corak, Parunov, Guedes Soares, 2013), cu datele din Figura 10.2 și Tabelul 10.2.

Pentru descrierea valurilor neregulate pe termen lung utilizăm histograma înălțimii semnificative a valurilor  $h_{1/3}$  World Wide Trade (DNV, 2010), din Tabelul 3.4 și Figura 3.3.

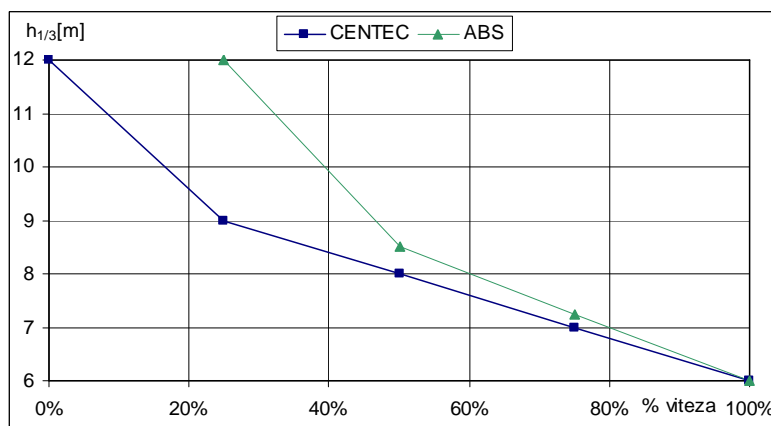


Figura 10.2 Diagramele reducerii vitezei navelor portcontainer funcție de starea mării

Tabelul 10.1 Coeficienții de corelare 3D/1D a modelelor de analiză structurală pentru nava portcontainer 1100 TEU, cu structura corpului inițială și optimizată

Detaliu Cazul:	x[m]	x/L	structură inițială				structură optimizată			
			(FI)	(FO)	(NDCI)	(NDCO)	(FI)	(FO)	(NDCI)	(NDCO)
D1,D6	78,000	0,450	1,188	1,114	1,174	1,196	1,182	1,109	1,168	1,190
D2,D7	83,600	0,482	1,304	1,200	1,308	1,330	1,244	1,177	1,197	1,239
D3,D8	86,800	0,500	1,274	1,196	1,244	1,261	1,260	1,207	1,183	1,216
D4,D9	89,200	0,514	1,208	1,116	1,197	1,212	1,153	1,093	1,167	1,185
D5,D10	95,600	0,550	1,186	1,125	1,199	1,210	1,211	1,131	1,185	1,204

Tabelul 10.2 Scenariile de variație a vitezei navei portcontainer funcție de starea mării

Caz	$h_{1/3}$ [m]		structură optimizată									
	structură inițială		(O) v=18Nd				(O) v=0÷18Nd (ABS)				(O) v=0÷18Nd (CENTEC)	
	[Nd]	[m/s]	[Nd]	[m/s]	[Nd]	[m/s]	[Nd]	[m/s]	[Nd]	[m/s]		
1	18	9,529	18	9,529	18	9,529	18	9,529	18	9,529		
2	18	9,529	18	9,529	18	9,529	18	9,529	18	9,529		
3	18	9,529	18	9,529	18	9,529	18	9,529	18	9,529		
4	18	9,529	18	9,529	18	9,529	18	9,529	18	9,529		
5	18	9,529	18	9,529	18	9,529	18	9,529	18	9,529		
6	18	9,529	18	9,529	18	9,529	18	9,529	18	9,529		
7	18	9,529	18	9,529	15	7,716	15	7,716	15	7,716		
8	18	9,529	18	9,529	10	5,144	10	5,144	10	5,144		
9	18	9,529	18	9,529	10	5,144	5	2,572	5	2,572		
10	18	9,529	18	9,529	10	5,144	5	2,572	5	2,572		
11	18	9,529	18	9,529	5	2,572	0	0	0	0		
12	18	9,529	18	9,529	5	2,572	0	0	0	0		

## 10.2 Analiza rezistenței la oboseală a corpului navei cu structură inițială în cazul răspunsului dinamic de joasă și înaltă frecvență (oscilații și vibrații), având viteza constantă de 18 Nd

În acest subcapitol, pentru nava portcontainer 1100 TEU, aplicând modelul teoretic din subcapitolul 3.5, pe baza modulului P\_FAT\_WWT din pachetul de programe DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), în cazul corp navă cu structură inițială, la plină încărcare (FI) și intermediară (NDCI), având viteza navei constantă de  $v=18 \text{ Nd}$  ( $9,259 \text{ m/s}$ ), pentru histograma înălțimii semnificative pe termen lung a valurilor neregulate (WWT) Word Wide Trade (Figura 3.10, DNV, 2010), considerând navigația combinată cu egală pondere a cazurilor de plină încărcare 50% (FI) și de încărcare intermediară 50% (NDCI), se realizează analiza pe termen lung a rezistenței la oboseală. Din punct de vedere tehnologic se consideră două variante pentru calitatea sudurii: standard (SQW) și de bună calitate (HQW). Corespunzător celor 10 detalii structurale semnificative de la planșeul de punte (D1÷D5) și rama gurii de magazie (D6÷D10) din Figura 10.1, obținem factorul cumulativ de deteriorare  $D$  și estimarea duratei de exploatare a structurii corpului navei  $L[\text{ani}]$ , pentru o perioadă de referință de  $R=20$  ani, din următoarele tabele și figuri:

- Figura 10.3, Tabelele 10.3,5,7,9,11 și Tabelele 10.13,15,17,19,21 prezintă rezultatele analizei la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar pe componenta de oscilație;
- Figura 10.4, Tabelele 10.4,6,8,10,12 și Tabelele 10.14,16,18,20,22 prezintă rezultatele analizei la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar hidroelastic, oscilație și vibrație.

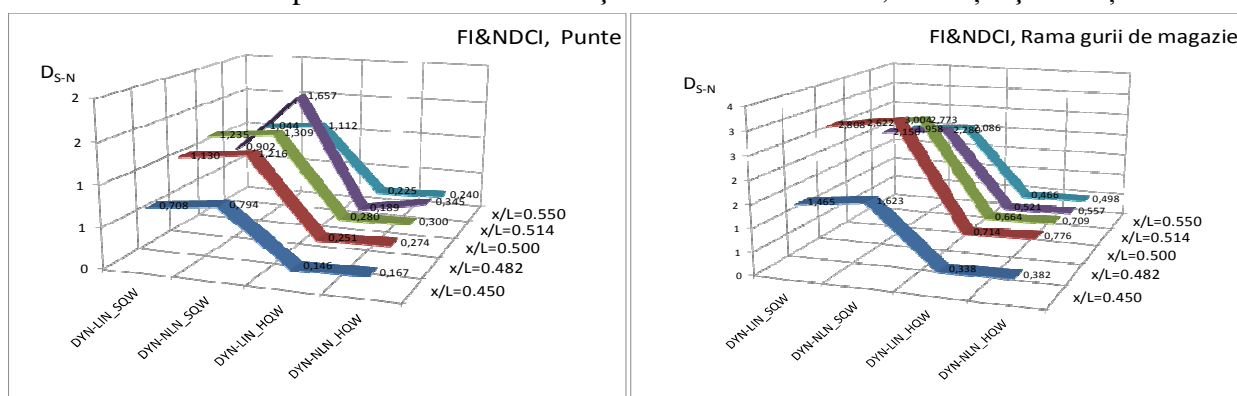


Figura 10.3 Factorul cumulativ de deteriorare determinat prin analiza la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar pe componenta de oscilație, portcontainer 1100 TEU cu structură inițială, histograma valului World Wide Trade (WWT),  $v=18 \text{ Nd}$  ( $9,259 \text{ m/s}$ )

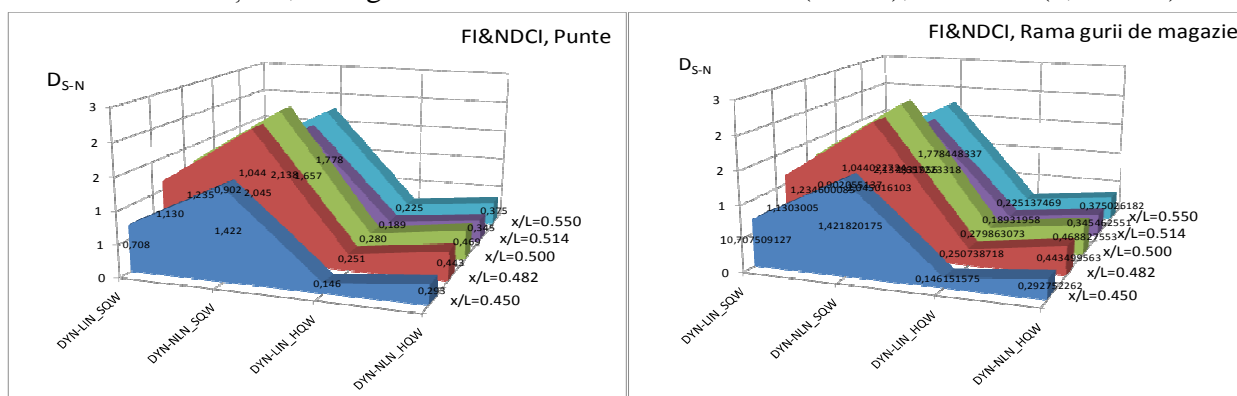


Figura 10.4 Factorul cumulativ de deteriorare determinat prin analiza la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar hidroelastic (oscilații și vibrații), portcontainer 1100 TEU cu structură inițială, histograma valului World Wide Trade (WWT),  $v=18 \text{ Nd}$  ( $9,259 \text{ m/s}$ )



Capitolul 10 Studiul influenței vibrațiilor și a variației vitezei navei asupra rezistenței la oboseală a corpului navei, cu structura inițială și optimizată, precum și evaluarea duratei de exploatare a navei

• **Detaliul structural D3, secțiunea  $x/L=0,500$  la planșul de punte, structură inițială,  $v=18Nd$**

Tabelul 10.7 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar pe componenta de oscilație, nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=18 Nd$  (9,259m/s), navigație combinată 50% (FI) și 50% (NDCI), detaliul structural D3

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FI)	D (NDCI)	D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	osc	osc	osc
Liniară	standard	2,011	0,458	1,235	16,2
Nelinară	standard	2,077	0,541	1,309	15,3
Liniară	foarte bună	0,474	0,085	0,280	>20
Nelinară	foarte bună	0,498	0,103	0,300	>20

Tabelul 10.8 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar hidroelastic (oscilații și vibrații), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=18 Nd$  (9,259m/s), navigație combinată 50% (FI) și 50% (NDCI), detaliul structural D3

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FI)		D (NDCI)		D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	vib	osc	vib	osc+vib	osc+vib
Liniară	standard	2,011	0,000	0,458	0,000	1,235	16,2
Nelinară	standard	2,077	0,462	0,541	1,196	2,138	9,4
Liniară	foarte bună	0,474	0,000	0,085	0,000	0,280	>20
Nelinară	foarte bună	0,498	0,086	0,103	0,251	0,469	>20

• **Detaliul structural D7, secțiunea  $x/L=0,482$  la rama gurii de magazie, structură inițială,  $v=18Nd$**

Tabelul 10.15 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar pe componenta de oscilație, nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=18 Nd$  (9,259m/s), navigație combinată 50% (FI) și 50% (NDCI), detaliul structural D7

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FI)	D (NDCI)	D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	osc	osc	osc
Liniară	standard	4,229	1,388	2,808	7,1
Nelinară	standard	4,397	1,612	3,004	6,7
Liniară	foarte bună	1,143	0,285	0,714	>20
Nelinară	foarte bună	1,206	0,346	0,776	>20

Tabelul 10.16 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar hidroelastic (oscilații și vibrații), nava portcontainer 1100 TEU cu structură inițială, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=18 Nd$  (9,259m/s), navigație combinată 50% (FI) și 50% (NDCI), detaliul structural D7

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FI)		D (NDCI)		D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	vib	osc	vib	osc+vib	osc+vib
Liniară	standard	4,229	0,000	1,388	0,000	2,808	7,1
Nelinară	standard	4,397	1,228	1,612	3,665	5,451	3,7
Liniară	foarte bună	1,143	0,000	0,285	0,000	0,714	>20
Nelinară	foarte bună	1,206	0,233	0,346	0,859	1,321	15,1

### 10.3 Analiza rezistenței la oboseală a corpului navei cu structură optimizată în cazul răspunsului dinamic de joasă și înaltă frecvență (oscilații și vibrații), având viteza constantă de 18 Nd

În acest subcapitol, pentru nava portcontainer 1100 TEU, aplicând modelul teoretic din subcapitolul 3.5, pe baza modulului P\_FAT\_WWT din pachetul de programe DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), în cazul corp navă cu structură optimizată, la plină încărcare (FO) și intermediar (NDCO), având viteza navei constantă de  $v=18 \text{ Nd}$  ( $9,259 \text{ m/s}$ ), pentru histograma înălțimii semnificative pe termen lung a valurilor neregulare (WWT) Word Wide Trade (Figura 3.10, DNV, 2010), considerând navigația combinată cu egală pondere a cazurilor de plină încărcare 50% (FO) și de încărcare intermediară 50% (NDCO), se realizează analiza pe termen lung a rezistenței la oboseală. Din punct de vedere tehnologic se consideră două variante pentru calitatea sudurii: standard (SQW) și de bună calitate (HQW). Corespunzător celor 10 detalii structurale semnificative de la planșeul de punte (D1÷D5) și rama gurii de magazie (D6÷D10) din Figura 10.1, obținem factorul cumulativ de deteriorare  $D$  și estimarea duratei de exploatare a structurii corpului navei  $L[\text{ani}]$ , pentru o perioadă de referință de  $R=20$  ani, din următoarele tabele și figuri:

- Figura 10.5, Tabelele 10.23,25,27,29,31 și Tabelele 10.33,35,37,39,41 prezintă rezultatele analizei la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar pe componenta de oscilație;
- Figura 10.6, Tabelele 10.24,26,28,30,32 și Tabelele 10.34,36,38,40,42 prezintă rezultatele analizei la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar hidroelastic, oscilație și vibrație.

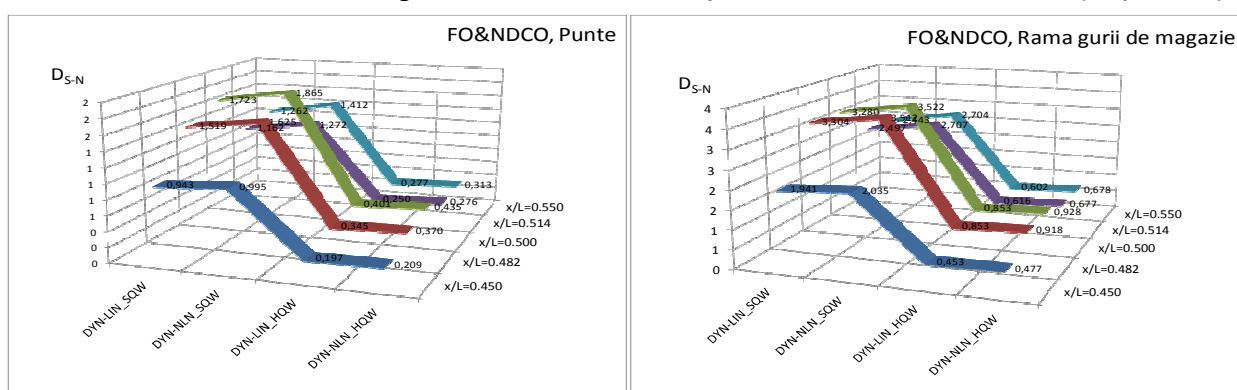


Figura 10.5 Factorul cumulativ de deteriorare determinat prin analiza la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar pe componenta de oscilație, portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT),  $v=18 \text{ Nd}$  ( $9,259 \text{ m/s}$ )

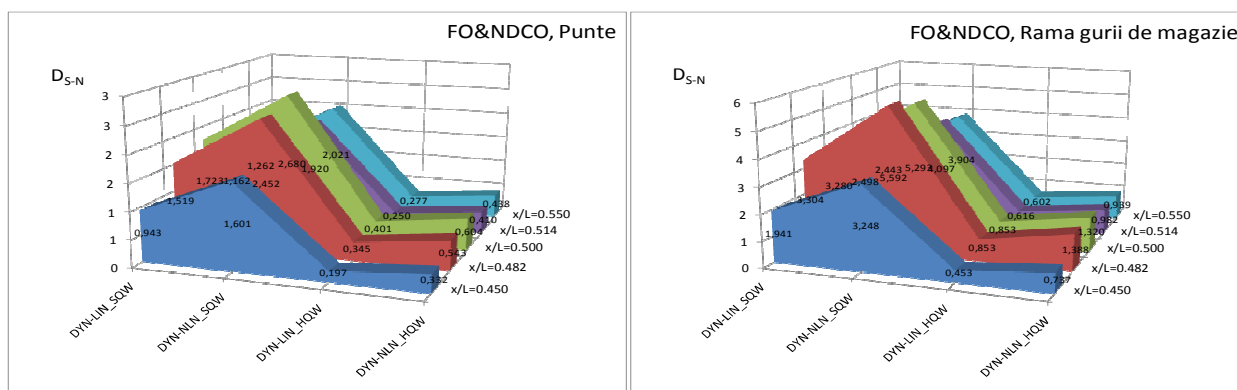


Figura 10.6 Factorul cumulativ de deteriorare determinat prin analiza la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar hidroelastic (oscilații și vibrații), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT),  $v=18 \text{ Nd}$  ( $9,259 \text{ m/s}$ )

Capitolul 10 Studiul influenței vibrațiilor și a variației vitezei navei asupra rezistenței la oboseală a corpului navei, cu structura inițială și optimizată, precum și evaluarea duratei de exploatare a navei

• **Detaliul structural D3, secțiunea  $x/L=0,500$  la planșeul de punte, structură optimizată,  $v=18Nd$**

Tabelul 10.27 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar pe componenta de oscilație, nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=18 Nd$  (9,259m/s), navigație combinată 50% (FO) și 50% (NDCO), detaliul structural D3

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FO)	D (NDCO)	D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	osc	osc	osc
Liniară	standard	3,014	0,432	1,723	11,6
Nelinară	standard	3,226	0,505	1,865	10,7
Liniară	foarte bună	0,720	0,081	0,401	>20
Nelinară	foarte bună	0,772	0,098	0,435	>20

Tabelul 10.28 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar hidroelastic (oscilații și vibrații), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=18 Nd$  (9,259m/s), navigație combinată 50% (FO) și 50% (NDCO), detaliul structural D3

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FO)		D (NDCO)		D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	vib	osc	vib	osc+vib	osc+vib
Liniară	standard	3,014	0,000	0,432	0,000	1,723	11,6
Nelinară	standard	3,226	0,434	0,505	1,195	2,680	7,5
Liniară	foarte bună	0,720	0,000	0,081	0,000	0,401	>20
Nelinară	foarte bună	0,772	0,081	0,098	0,257	0,604	>20

• **Detaliul structural D7, secțiunea  $x/L=0,482$  la rama gurii de magazie, structură optimizată,  $v=18Nd$**

Tabelul 10.35 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar pe componenta de oscilație, nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=18 Nd$  (9,259m/s), navigație combinată 50% (FO) și 50% (NDCO), detaliul structural D7

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FO)	D (NDCO)	D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	osc	osc	osc
Liniară	standard	5,478	1,131	3,304	6,1
Nelinară	standard	5,738	1,286	3,512	5,7
Liniară	foarte bună	1,471	0,234	0,853	>20
Nelinară	foarte bună	1,553	0,282	0,918	>20

Tabelul 10.36 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar hidroelastic (oscilații și vibrații), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=18 Nd$  (9,259m/s), navigație combinată 50% (FO) și 50% (NDCO), detaliul structural D7

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FO)		D (NDCO)		D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	vib	osc	vib	osc+vib	osc+vib
Liniară	standard	5,478	0,000	1,131	0,000	3,304	6,1
Nelinară	standard	5,738	0,955	1,286	3,206	5,592	3,6
Liniară	foarte bună	1,471	0,000	0,234	0,000	0,853	>20
Nelinară	foarte bună	1,553	0,180	0,282	0,760	1,388	14,4

## 10.4 Analiza rezistenței la oboseală a corpului navei cu structură optimizată în cazul răspunsului dinamic de joasă și înaltă frecvență (oscilații și vibrații), considerând variația vitezei navei (0÷18 Nd) funcție de starea mării conform metodei ABS

În acest subcapitol, pentru nava portcontainer 1100 TEU, aplicând modelul teoretic din subcapitolul 3.5, pe baza modulului P\_FAT\_WWT din pachetul de programe DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), în cazul corp navă cu structură optimizată, la plină încărcare (FO) și intermediar (NDCO), considerând viteza navei variabilă  $u_s=0\div 18Nd$  (9,259m/s) funcție de starea mării  $h_{1/3}$  conform metodei ABS (Figura 10.2, Tabelul 10.1), pentru histograma înălțimii semnificative pe termen lung a valurilor neregulare (WWT) Word Wide Trade (Figura 3.10, DNV, 2010), considerând navigația combinată cu egală pondere a cazurilor de plină încărcare 50% (FO) și de încărcare intermediară 50% (NDCO), se realizează analiza pe termen lung a rezistenței la oboseală. Din punct de vedere tehnologic se consideră două variante pentru calitatea sudurii: standard (SQW) și de bună calitate (HQW). Corespunzător celor 10 detalii structurale semnificative de la planșeul de punte (D1÷D5) și rama gurii de magazie (D6÷D10) din Figura 10.1, obținem factorul cumulativ de deteriorare D și estimarea duratei de exploatare a structurii corpului navei L[ani], pentru o perioadă de referință de R=20 ani, din următoarele tabele și figuri:

- Figura 10.7, Tabelele 10.43,45,47,49,51 și Tabelele 10.53,55,57,59,61 prezintă rezultatele analizei la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și nelinier pe componenta de oscilație;
- Figura 10.8, Tabelele 10.44,46,48,50,52 și Tabelele 10.54,56,58,60,62 prezintă rezultatele analizei la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și nelinier hidroelastic, oscilație și vibrație.

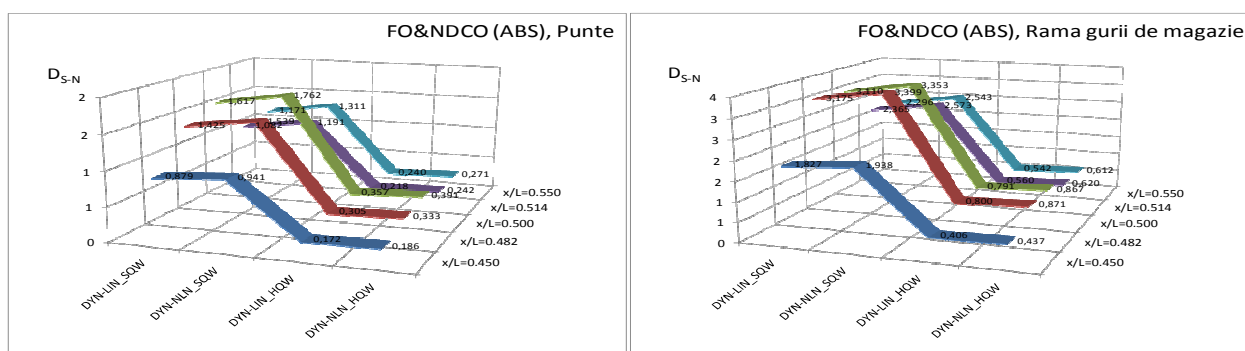


Figura 10.7 Factorul cumulativ de deteriorare determinat prin analiza la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și nelinier pe componenta de oscilație, portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=0\div 18 Nd$  (9,259m/s) conform ABS

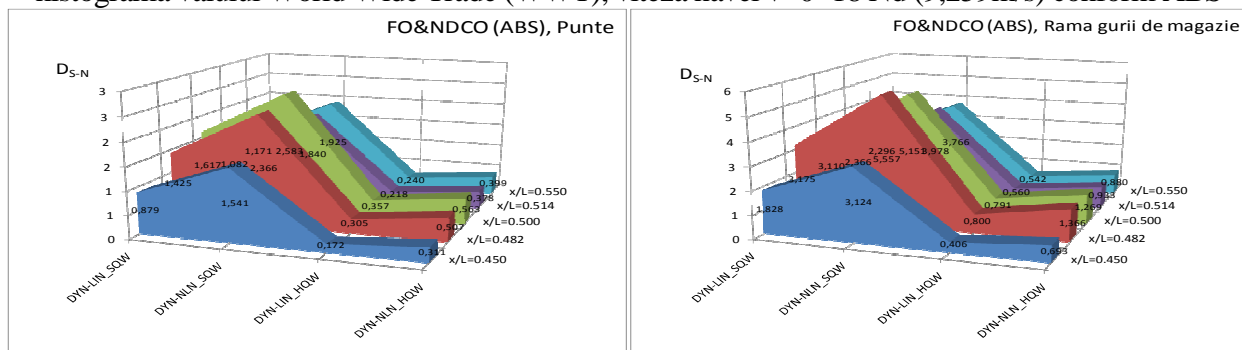


Figura 10.8 Factorul cumulativ de deteriorare determinat prin analiza la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și nelinier hidroelastic (oscilații și vibrații), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=0\div 18 Nd$  (9,259m/s) conform ABS

Capitolul 10 Studiul influenței vibrațiilor și a variației vitezei navei asupra rezistenței la oboseală a corpului navei, cu structura inițială și optimizată, precum și evaluarea duratei de exploatare a navei

• **Detaliul structural D3, secțiunea  $x/L=0,500$  la planșul de punte, structură optimizată, viteza navei  $v=0\div 18$  Nd (9,259m/s) conform metodei ABS**

Tabelul 10.47 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar pe componenta de oscilație, nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=0\div 18$  Nd (9,259m/s) conform ABS, navigație combinată 50% (FO) și 50% (NDCO), detaliul structural D3

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FO)	D (NDCO)	D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	osc	osc	osc
Liniară	standard	2,831	0,404	1,617	12,4
Nelinară	standard	3,035	0,488	1,762	11,4
Liniară	foarte bună	0,638	0,075	0,357	>20
Nelinară	foarte bună	0,687	0,095	0,391	>20

Tabelul 10.48 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar hidroelastic (oscilații și vibrații), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=0\div 18$  Nd (9,259m/s) conform ABS, navigație combinată 50% (FO) și 50% (NDCO), detaliul structural D3

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FO)		D (NDCO)		D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	vib	osc	vib	osc+vib	osc+vib
Liniară	standard	2,831	0,000	0,404	0,000	1,617	12,4
Nelinară	standard	3,035	0,478	0,488	1,165	2,583	7,7
Liniară	foarte bună	0,638	0,000	0,075	0,000	0,357	>20
Nelinară	foarte bună	0,687	0,089	0,095	0,254	0,563	>20

• **Detaliul structural D7, secțiunea  $x/L=0,482$  la rama gurii de magazie, structură optimizată, viteza navei  $v=0\div 18$  Nd (9,259m/s) conform metodei ABS**

Tabelul 10.55 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar pe componenta de oscilație, nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=0\div 18$  Nd (9,259m/s) conform ABS, navigație combinată 50% (FO) și 50% (NDCO), detaliul structural D7

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FO)	D (NDCO)	D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	osc	osc	osc
Liniară	standard	5,183	1,166	3,175	6,3
Nelinară	standard	5,445	1,353	3,399	5,9
Liniară	foarte bună	1,364	0,236	0,800	>20
Nelinară	foarte bună	1,446	0,296	0,871	>20

Tabelul 10.56 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar hidroelastic (oscilații și vibrații), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=0\div 18$  Nd (9,259m/s) conform ABS, navigație combinată 50% (FO) și 50% (NDCO), detaliul structural D7

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FO)		D (NDCO)		D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	vib	osc	vib	osc+vib	osc+vib
Liniară	standard	5,183	0,000	1,166	0,000	3,175	6,3
Nelinară	standard	5,445	1,020	1,353	3,296	5,557	3,6
Liniară	foarte bună	1,364	0,000	0,236	0,000	0,800	>20
Nelinară	foarte bună	1,446	0,197	0,296	0,794	1,366	14,6

## 10.5 Analiza rezistenței la oboseală a corpului navei cu structură optimizată în cazul răspunsului dinamic de joasă și înaltă frecvență (oscilații și vibrații), considerând variația vitezei navei (0÷18 Nd) funcție de starea mării conform metodei CENTEC

În acest subcapitol, pentru nava portcontainer 1100 TEU, aplicând modelul teoretic din subcapitolul 3.5, pe baza modulului P\_FAT\_WWT din pachetul de programe DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), în cazul corp navă cu structură optimizată, la plină încărcare (FO) și intermediar (NDCO), considerând viteza navei variabilă  $u_s=0\div 18Nd$  (9,259m/s) funcție de starea mării  $h_{1/3}$  conform metodei CENTEC (Figura 10.2, Tabelul 10.1), pentru histograma înălțimii semnificative pe termen lung a valurilor neregulate (WWT) Word Wide Trade (Figura 3.10, DNV, 2010), considerând navigația combinată cu egală pondere a cazurilor de plină încărcare 50% (FO) și de încărcare intermediară 50% (NDCO), se realizează analiza pe termen lung a rezistenței la oboseală. Din punct de vedere tehnologic se consideră două variante pentru calitatea sudurii: standard (SQW) și de bună calitate (HQW). Corespunzător celor 10 detalii structurale semnificative de la planșeul de punte (D1÷D5) și rama gurii de magazie (D6÷D10) din Figura 10.1, obținem factorul cumulativ de deteriorare D și estimarea duratei de exploatare a structurii corpului navei L[ani], pentru o perioadă de referință de R=20 ani, din următoarele table și figuri:

- Figura 10.9, Tabelele 10.63,65,67,69,71 și Tabelele 10.73,75,77,79,81 prezintă rezultatele analizei la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și nelinier pe componenta de oscilație;
- Figura 10.10, Tabelele 10.64,66,68,70,72 și Tabelele 10.74,76,78,80,82 prezintă rezultatele analizei la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și nelinier hidroelastic, oscilație și vibrație.

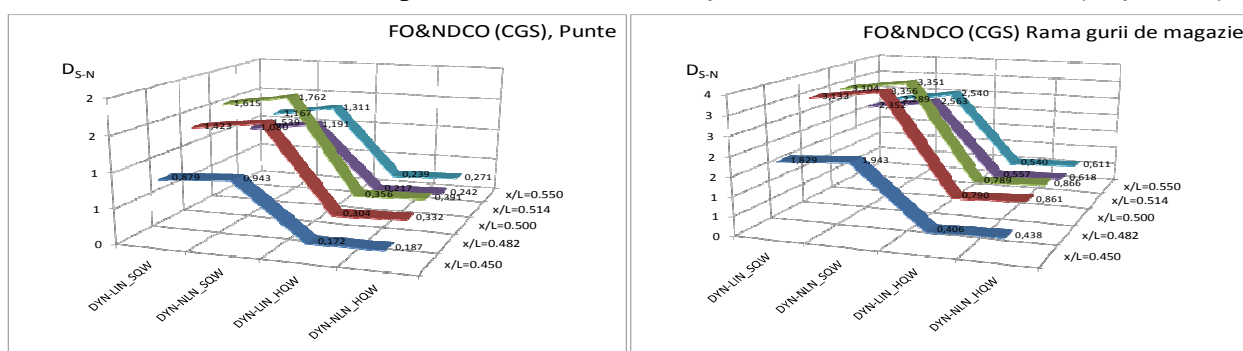


Figura 10.9 Factorul cumulativ de deteriorare determinat prin analiza la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și nelinier pe componenta de oscilație, portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=0\div 18 Nd$  (9,259m/s) conform CENTEC

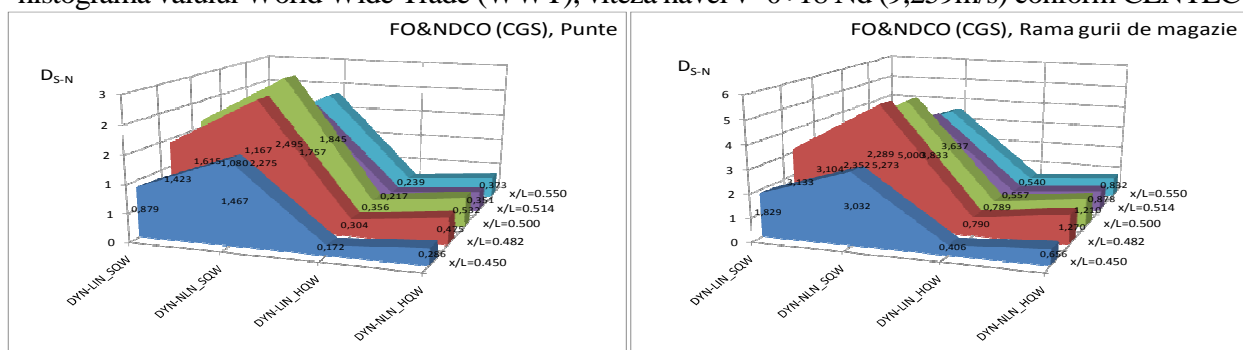


Figura 10.10 Factorul cumulativ de deteriorare determinat prin analiza la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și nelinier hidroelastic (oscilații și vibrații), portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=0\div 18 Nd$  (9,259m/s) conform CENTEC



Capitolul 10 Studiul influenței vibrațiilor și a variației vitezei navei asupra rezistenței la oboseală a corpului navei, cu structura inițială și optimizată, precum și evaluarea duratei de exploatare a navei

• **Detaliul structural D3, secțiunea  $x/L=0,500$  la planșul de punte, structură optimizată, viteza navei  $v=0+18 Nd$  (9,259m/s) conform metodei CENTEC**

Tabelul 10.67 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar pe componenta de oscilație, nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=0+18 Nd$  (9,259m/s) conform CENTEC, navigație combinată 50% (FO) și 50% (NDCO), detaliul structural D3

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FO)	D (NDCO)	D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	osc	osc	osc
Liniară	standard	2,830	0,399	1,615	12,4
Nelinară	standard	3,034	0,490	1,762	11,4
Liniară	foarte bună	0,637	0,074	0,356	>20
Nelinară	foarte bună	0,686	0,095	0,391	>20

Tabelul 10.68 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar hidroelastic (oscilații și vibrații), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=0+18 Nd$  (9,259m/s) conform CENTEC, navigație combinată 50% (FO) și 50% (NDCO), detaliul structural D3

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FO)		D (NDCO)		D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	vib	osc	vib	osc+vib	osc+vib
Liniară	standard	2,830	0,000	0,399	0,000	1,615	12,4
Nelinară	standard	3,034	0,478	0,490	0,989	2,495	8,0
Liniară	foarte bună	0,637	0,000	0,074	0,000	0,356	>20
Nelinară	foarte bună	0,686	0,089	0,095	0,194	0,532	>20

• **Detaliul structural D7, secțiunea  $x/L=0,482$  la rama gurii de magazie, structură optimizată, viteza navei  $v=0+18 Nd$  (9,259m/s) conform metodei CENTEC**

Tabelul 10.75 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar pe componenta de oscilație, nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=0+18 Nd$  (9,259m/s) conform CENTEC, navigație combinată 50% (FO) și 50% (NDCO), detaliul structural D7

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FO)	D (NDCO)	D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	osc	osc	osc
Liniară	standard	5,177	1,089	3,133	6,4
Nelinară	standard	5,435	1,277	3,356	6,0
Liniară	foarte bună	1,362	0,217	0,790	>20
Nelinară	foarte bună	1,443	0,278	0,861	>20

Tabelul 10.76 Factorul cumulativ de deteriorare și durata de exploatare a navei în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar hidroelastic (oscilații și vibrații), nava portcontainer 1100 TEU cu structură optimizată, histograma valului World Wide Trade (WWT), viteza navei  $v=0+18 Nd$  (9,259m/s) conform CENTEC, navigație combinată 50% (FO) și 50% (NDCO), detaliul structural D7

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (FO)		D (NDCO)		D	L [ani]
Răspuns dinamic:		osc	vib	osc	vib	osc+vib	osc+vib
Liniară	standard	5,177	0,000	1,089	0,000	3,133	6,4
Nelinară	standard	5,435	1,098	1,277	2,736	5,273	3,8
Liniară	foarte bună	1,362	0,000	0,217	0,000	0,790	>20
Nelinară	foarte bună	1,443	0,205	0,278	0,614	1,270	15,7

Capitolul 10 Studiul influenței vibrațiilor și a variației vitezei navei asupra rezistenței la oboseală a corpului navei, cu structura inițială și optimizată, precum și evaluarea duratei de exploatare a navei

Tabelul 10.83 Factorul cumulativ de deteriorare D la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar, nava portcontainer 1100 TEU, histograma valului World Wide Trade (WWT), navigație combinată 50% (FI,FO) și 50% (NDCI,NDCO), detaliile structurale D1÷D5 la planșeul de punte

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (I:18Nd)		D (O:18Nd)		D (O:ABS)		D (O:CENTEC)	
		osc	osc+vib	osc	osc+vib	osc	osc+vib	osc	osc+vib
<i>Detaliul structural D1, secțiunea <math>x/L=0,450</math> la planșeul de punte</i>									
Liniară	standard	0,708	0,708	0,943	0,943	0,879	0,879	0,879	0,879
Neliniară	standard	0,794	1,422	0,995	1,601	0,941	1,541	0,943	1,467
Liniară	foarte bună	0,146	0,146	0,197	0,197	0,172	0,172	0,172	0,172
Neliniară	foarte bună	0,167	0,293	0,209	0,332	0,186	0,311	0,187	0,286
<i>Detaliul structural D2, secțiunea <math>x/L=0,482</math> la planșeul de punte</i>									
Liniară	standard	1,130	1,130	1,519	1,519	1,425	1,425	1,423	1,423
Neliniară	standard	1,216	2,045	1,625	2,452	1,539	2,366	1,539	2,275
Liniară	foarte bună	0,251	0,251	0,345	0,345	0,305	0,305	0,304	0,304
Neliniară	foarte bună	0,274	0,443	0,370	0,543	0,333	0,507	0,332	0,475
<i>Detaliul structural D3, secțiunea <math>x/L=0,500</math> la planșeul de punte</i>									
Liniară	standard	1,235	1,235	1,723	1,723	1,617	1,617	1,615	1,615
Neliniară	standard	1,309	2,138	1,865	2,680	1,762	2,583	1,762	2,495
Liniară	foarte bună	0,280	0,280	0,401	0,401	0,357	0,357	0,356	0,356
Neliniară	foarte bună	0,300	0,469	0,435	0,604	0,391	0,563	0,391	0,532
<i>Detaliul structural D4, secțiunea <math>x/L=0,514</math> la planșeul de punte</i>									
Liniară	standard	0,902	0,902	1,162	1,162	1,082	1,082	1,080	1,080
Neliniară	standard	0,964	1,657	1,272	1,920	1,191	1,840	1,191	1,757
Liniară	foarte bună	0,189	0,189	0,250	0,250	0,218	0,218	0,217	0,217
Neliniară	foarte bună	0,204	0,345	0,276	0,410	0,242	0,378	0,242	0,351
<i>Detaliul structural D5, secțiunea <math>x/L=0,550</math> la planșeul de punte</i>									
Liniară	standard	1,044	1,044	1,262	1,262	1,171	1,171	1,167	1,167
Neliniară	standard	1,112	1,778	1,412	2,021	1,311	1,925	1,311	1,845
Liniară	foarte bună	0,225	0,225	0,277	0,277	0,240	0,240	0,239	0,239
Neliniară	foarte bună	0,240	0,375	0,313	0,438	0,271	0,399	0,271	0,373

Capitolul 10 Studiul influenței vibrațiilor și a variației vitezei navei asupra rezistenței la oboseală a corpului navei, cu structura inițială și optimizată, precum și evaluarea duratei de exploatare a navei

Tabelul 10.84 Factorul cumulativ de deteriorare D la oboseală în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar, nava portcontainer 1100 TEU, histograma valului World Wide Trade (WWT), navigație combinată 50% (FI,FO) și 50% (NDCI,NDCO), detaliile structurale D6+D10 la rama gurii de magazie

Tip analiză	Calitatea sudurii	D (I:18Nd)		D (O:18Nd)		D (O:ABS)		D (O:CENTEC)	
		osc	osc+vib	osc	osc+vib	osc	osc+vib	osc	osc+vib
Răspuns dinamic:									
<i>Detaliul structural D6, secțiunea <math>x/L=0,450</math> la rama gurii de magazie</i>									
Liniară	standard	1,465	1,465	1,941	1,941	1,827	1,828	1,829	1,829
Neliniară	standard	1,623	2,973	2,035	3,248	1,938	3,124	1,943	3,032
Liniară	foarte bună	0,338	0,338	0,453	0,453	0,406	0,406	0,406	0,406
Neliniară	foarte bună	0,382	0,670	0,477	0,737	0,437	0,693	0,438	0,656
<i>Detaliul structural D7, secțiunea <math>x/L=0,482</math> la rama gurii de magazie</i>									
Liniară	standard	2,808	2,808	3,304	3,304	3,175	3,175	3,133	3,133
Neliniară	standard	3,004	5,451	3,512	5,592	3,399	5,557	3,356	5,273
Liniară	foarte bună	0,714	0,714	0,853	0,853	0,800	0,800	0,790	0,790
Neliniară	foarte bună	0,776	1,321	0,918	1,388	0,871	1,366	0,861	1,270
<i>Detaliul structural D8, secțiunea <math>x/L=0,500</math> la rama gurii de magazie</i>									
Liniară	standard	2,622	2,622	3,280	3,280	3,110	3,110	3,104	3,104
Neliniară	standard	2,773	4,829	3,522	5,293	3,353	5,151	3,351	5,000
Liniară	foarte bună	0,664	0,664	0,853	0,853	0,791	0,791	0,789	0,789
Neliniară	foarte bună	0,709	1,161	0,928	1,320	0,867	1,269	0,866	1,210
<i>Detaliul structural D9, secțiunea <math>x/L=0,514</math> la rama gurii de magazie</i>									
Liniară	standard	2,156	2,156	2,497	2,498	2,365	2,366	2,352	2,352
Neliniară	standard	2,280	3,935	2,707	4,097	2,573	3,978	2,563	3,833
Liniară	foarte bună	0,521	0,521	0,616	0,616	0,560	0,560	0,557	0,557
Neliniară	foarte bună	0,557	0,918	0,677	0,982	0,620	0,933	0,618	0,878
<i>Detaliul structural D10, secțiunea <math>x/L=0,550</math> la rama gurii de magazie</i>									
Liniară	standard	1,958	1,958	2,443	2,443	2,296	2,296	2,289	2,289
Neliniară	standard	2,086	3,486	2,704	3,904	2,543	3,766	2,540	3,637
Liniară	foarte bună	0,466	0,466	0,602	0,602	0,542	0,542	0,540	0,540
Neliniară	foarte bună	0,498	0,802	0,678	0,939	0,612	0,880	0,611	0,832

Capitolul 10 Studiul influenței vibrațiilor și a variației vitezei navei asupra rezistenței la oboseală a corpului navei, cu structura inițială și optimizată, precum și evaluarea duratei de exploatare a navei

Tabelul 10.85 Durata de exploatare a navei L[ani] în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar, nava portcontainer 1100 TEU, histograma valului World Wide Trade (WWT), navigație combinată 50% (FI, FO) și 50% (NDCI, NDCO), detaliile structurale D1÷D5 la planșeul de punte

Tip analiză	Calitatea sudurii	L[ani] (I:18Nd)		L[ani] (O:18Nd)		L[ani] (O:ABS)		L[ani] (O:CENTEC)		
		osc	osc+vib	osc	osc+vib	osc	osc+vib	osc	osc+vib	
<i>Detaliul structural D1, secțiunea <math>x/L=0,450</math> la planșeul de punte</i>										
Liniară	standard	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	
Neliniară	standard	>20	14,1	>20	12,5	>20	13,0	>20	13,6	
Liniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	
Neliniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	
<i>Detaliul structural D2, secțiunea <math>x/L=0,482</math> la planșeul de punte</i>										
Liniară	standard	17,7	17,7	13,2	13,2	14,0	14,0	14,1	14,1	
Neliniară	standard	16,4	9,8	12,3	8,2	13,0	8,5	13,0	8,8	
Liniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	
Neliniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	
<i>Detaliul structural D3, secțiunea <math>x/L=0,500</math> la planșeul de punte</i>										
Liniară	standard	16,2	16,2	11,6	11,6	12,4	12,4	12,4	12,4	
Neliniară	standard	15,3	9,4	10,7	7,5	11,4	7,7	11,4	8,0	
Liniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	
Neliniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	
<i>Detaliul structural D4, secțiunea <math>x/L=0,514</math> la planșeul de punte</i>										
Liniară	standard	>20	>20	17,2	17,2	18,5	18,5	18,5	18,5	
Neliniară	standard	>20	12,1	15,7	10,4	16,8	10,9	16,8	11,4	
Liniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	
Neliniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	
<i>Detaliul structural D5, secțiunea <math>x/L=0,550</math> la planșeul de punte</i>										
Liniară	standard	19,2	19,2	15,9	15,9	17,1	17,1	17,1	17,1	
Neliniară	standard	18,0	11,2	14,2	9,9	15,3	10,4	15,3	10,8	
Liniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	
Neliniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	

Capitolul 10 Studiul influenței vibrațiilor și a variației vitezei navei asupra rezistenței la oboseală a corpului navei, cu structura inițială și optimizată, precum și evaluarea duratei de exploatare a navei

Tabelul 10.86 Durata de exploatare a navei L[ani] în cazul răspunsului dinamic liniar și neliniar, nava portcontainer 1100 TEU, histograma valului World Wide Trade (WWT), navigație combinată 50% (FI,FO) și 50% (NDCI,NDCO), detaliile structurale D6+D10 la rama gurii de magazie

Tip analiză	Calitatea sudurii	L[ani] (I:18Nd)		L[ani] (O:18Nd)		L[ani] (O:ABS)		L[ani] (O:CENTEC)	
Răspuns dinamic:		osc	osc+vib	osc	osc+vib	osc	osc+vib	osc	osc+vib
<i>Detaliul structural D6, secțiunea <math>x/L=0,450</math> la rama gurii de magazie</i>									
Liniară	standard	13,7	13,7	10,3	10,3	10,9	10,9	10,9	10,9
Neliniară	standard	12,3	6,7	9,8	6,2	10,3	6,4	10,3	6,6
Liniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20
Neliniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20
<i>Detaliul structural D7, secțiunea <math>x/L=0,482</math> la rama gurii de magazie</i>									
Liniară	standard	7,1	7,1	6,1	6,1	6,3	6,3	6,4	6,4
Neliniară	standard	6,7	3,7	5,7	3,6	5,9	3,6	6,0	3,8
Liniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20
Neliniară	foarte bună	>20	15,1	>20	14,4	>20	14,6	>20	15,7
<i>Detaliul structural D8, secțiunea <math>x/L=0,500</math> la rama gurii de magazie</i>									
Liniară	standard	7,6	7,6	6,1	6,1	6,4	6,4	6,4	6,4
Neliniară	standard	7,2	4,1	5,7	3,8	6,0	3,9	6,0	4,0
Liniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20
Neliniară	foarte bună	>20	17,2	>20	15,2	>20	15,8	>20	16,5
<i>Detaliul structural D9, secțiunea <math>x/L=0,514</math> la rama gurii de magazie</i>									
Liniară	standard	9,3	9,3	8,0	8,0	8,5	8,5	8,5	8,5
Neliniară	standard	8,8	5,1	7,4	4,9	7,8	5,0	7,8	5,2
Liniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20
Neliniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20
<i>Detaliul structural D10, secțiunea <math>x/L=0,550</math> la rama gurii de magazie</i>									
Liniară	standard	10,2	10,2	8,2	8,2	8,7	8,7	8,7	8,7
Neliniară	standard	9,6	5,7	7,4	5,1	7,9	5,3	7,9	5,5
Liniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20
Neliniară	foarte bună	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20	>20

## 10.6 Concluzii

Pe baza rezultatelor numerice din subcapitolele 10.2-10.5, Tabelele 10.2÷82 și Figurile 10.3÷10, privind analiza rezistenței la oboseală a navei portcontainer 1100 TEU, pentru histograma înălțimii semnificative pe termen lung a valurilor neregulate (WWT) Word Wide Trade (Figura 3.10, DNV, 2010), considerând navigația combinată cu egală pondere a cazurilor de plină încărcare 50% (FI,FO) și de încărcare intermediară 50% (NDCI,NDCO), luând ca referință 10 detalii structurale semnificative de la planșeu de punte (D1÷D5) și rama gurii de magazie (D6÷D10) din Figura 10.1, obținem sinteza din Tabelele 10.83÷86 și următoarele concluzii:

1. Din Tabelul 10.83 și Tabelul 10.84, pe baza valorilor factorului cumulativ de deteriorare D, rezultă că detaliile structurale cu cele mai restrictive condiții pe termen lung sunt: D3 ( $x/L=0,500$ ) la planșeu de punte, respectiv D7 ( $x/L=0,482$ ) la rama gurii de magazie. Din cele 10 detalii structurale, D3 și D7, vor fi considerate pentru estimarea duratei de exploatare în siguranță structurală a navei portcontainer 1100 TEU.
2. Din studiul comparativ al valorilor factorului cumulativ de deteriorare D (Tabelele 10.83,84), din analiza la oboseală cu tensiuni semnificative pe componenta de oscilație (osc), respectiv cu tensiuni semnificative pe componentele de oscilație și vibrație (osc+vib), rezultă că la analiza dinamică liniară participarea componentei de vibrație poate fi neglijată, datorită intensității foarte reduse a răspunsului dinamic la springing liniar. În cazul analizei dinamice neliniare, unde răspunsul dinamic neliniar tranzitoriu whipping și stabilizat springing neliniar are amplitudini comparabile cu cele pe componentele de oscilație (capitolul 8 și 9), se constată o creștere semnificativă a valorilor factorului cumulativ de deteriorare la analiza la oboseală, la includerea și a tensiunilor din vibrații neliniare, componentele de înaltă frecvență având pentru aceeași perioadă de referință în medie un număr de cicli N de 10 ori mai mare decât componentele de joasă frecvență. Aceste rezultate confirmă o influență puternică a neliniarităților hidrodinamice asupra rezultatelor analizei la oboseală, prin fenomenele de whipping și springing, astfel încât pentru o estimare cât mai realistă a duratei de exploatare a navei portcontainer 1100 TEU se impune utilizarea rezultatelor analizelor neliniare cu includerea componentelor de înaltă frecvență din vibrațiile generale ale navei.
3. Din studiul comparativ al analizei la oboseală pentru nava portcontainer cu structura inițială (I:18Nd) și nava portcontainer cu structura optimizată (O:18Nd), considerând viteza navei constantă  $v=18 Nd$  (9,259m/s) independentă de starea mării (subcapitolele 10.2 și 10.3), rezultă că în cazul structurii optimizate rezistența la oboseală este mai redusă, având o structură mai elastică cu tensiuni mai mari (cap. 6, 8, 9).
4. Din Tabelele 10.85,86, luând ca referință detaliile structurale D3 (punte) și D7 (rama gurii de magazie), rezultă următoarele valori limită ale duratei de exploatare estimate în cazul navei cu structură inițială:  $v = 18 Nd$ ,  $L=7,1$  ani (liniar, sudură standard, oscilații, hidroelastic);  $L=6,7$  ani (neliniar, sudură standard, oscilații);  $L=3,7$  ani (neliniar, sudură standard, hidroelastic); fără restricții  $L>20$  ani (liniar, sudură foarte bună, oscilații, hidroelastic); fără restricții  $L>20$  ani (neliniar, sudură foarte bună, oscilații);  $L=15,1$  ani (neliniar, sudură foarte bună, hidroelastic).
5. Din Tabelele 10.85,86, luând ca referință detaliile structurale D3 (punte) și D7 (rama gurii de magazie), rezultă următoarele valori limită ale duratei de exploatare estimate în cazul navei cu structură optimizată:  $L=6,1$  ani (liniar, sudură standard, oscilații, hidroelastic);  $L=5,7$  ani (neliniar, sudură standard, oscilații);  $L=3,6$  ani (neliniar, sudură standard, hidroelastic); fără restricții  $L>20$  ani (liniar, sudură foarte bună, oscilații, hidroelastic); fără restricții  $L>20$  ani (neliniar, sudură foarte bună, oscilații);  $L=14,4$  ani (neliniar, sudură foarte bună, hidroelastic).
6. Din studiul comparativ al rezistenței la oboseală pentru nava portcontainer cu structura optimizată, considerând cele trei scenarii privind dependența vitezei navei de starea mării, viteză constantă (O:18Nd) subcapitolul 10.3, viteză variabilă conform modelului American Bureau of Shipping (O:ABS) subcapitolul 10.4, viteză variabilă conform modelului Centro de Engenharia e Tecnologia Naval (O:CENTEC) subcapitolul 10.5, rezultă că durata de exploatare estimată este



## Capitolul 10 Studiul influenței vibrațiilor și a variației vitezei navei asupra rezistenței la oboseală a corpului navei, cu structura inițială și optimizată, precum și evaluarea duratei de exploatare a navei

cea mai redusă în cazul scenariului cu viteză constantă, respectiv scenariul CENTEC obținut pentru navele portcontainer cu dimensiuni mici și medii este cel mai puțin restrictiv.

7. Din Tabelele 10.85,86, luând ca referință detaliile structurale D3 (punte) și D7 (rama gurii de magazie), rezultă următoarele valori limită ale duratei de exploatare estimate în cazul navei cu structură optimizată, considerând viteza navei variabilă conform metodei ABS:  $L=6,3$  ani (liniar, sudură standard, oscilații, hidroelastic);  $L=5,9$  ani (neliniar, sudură standard, oscilații);  $L=3,6$  ani (neliniar, sudură standard, hidroelastic); fără restricții  $L>20$  ani (liniar, sudură foarte bună, oscilații, hidroelastic); fără restricții  $L>20$  ani (neliniar, sudură foarte bună, oscilații);  $L=14,6$  ani (neliniar, sudură foarte bună, hidroelastic).

8. Din Tabelele 10.85,86, luând ca referință detaliile structurale D3 (punte) și D7 (rama gurii de magazie), rezultă următoarele valori limită ale duratei de exploatare estimate în cazul navei cu structură optimizată, considerând viteza navei variabilă conform metodei CENTEC:  $L=6,4$  ani (liniar, sudură standard, oscilații, hidroelastic);  $L=6,0$  ani (neliniar, sudură standard, oscilații);  $L=3,8$  ani (neliniar, sudură standard, hidroelastic); fără restricții  $L>20$  ani (liniar, sudură foarte bună, oscilații, hidroelastic); fără restricții  $L>20$  ani (neliniar, sudură foarte bună, oscilații);  $L=15,7$  ani (neliniar, sudură foarte bună, hidroelastic).

9. Din studiul comparativ al rezistenței la oboseală (Tabelele 8.85,86) pentru cazurile corp navă cu sudură standard (SQW), având limita minimă  $L_{\min}=3,6$  ani  $< 5$  ani, și cazul corp navă cu sudură de bună calitate (HQW), având limita minimă  $L_{\min}=14,4$  ani  $> 5$  ani, în ambele variante constructive, cu structură inițială și optimizată, pentru a asigura rezistența navei între două inspecții periodice, la 5 ani conform normelor societăților de clasificare navele (GL, 2011, BV, 2010, DNV, 2010), este necesar ca structura navei portcontainer de 1100 TEU să fie realizată la standarde de calitate ridicate din punct de vedere a îmbinărilor sudate.

În concluzie, pentru nava portcontainer tip feeder de 1100 TEU, în varianta constructivă cu structură optimizată, cu masa corpului de oțel mai redusă, rezultă restricții mai mari din criteriul rezistenței la oboseală la navigația în valuri neregulate extreme ( $L=14,4$  ani), față de varianta constructivă inițială ( $L=15,1$  ani). Analiza tensiunilor dinamice trebuie să se realizeze pe modele neliniare pentru a putea pune în evidență cu acuratețe mai mare solicitările suplimentare pe componentele de înaltă frecvență. Pentru siguranța structurală între două inspecții periodice este necesar să se adopte o tehnologie de fabricație a corpului de înaltă calitate, asigurându-se astfel 2-3 cicluri exploatare, din punct de vedere a rezistenței la oboseală. Astfel, pe baza scenariilor privind variația vitezei navei funcție de starea mării se pot realiza prognoze pe termen lung ale rezistenței la oboseală a corpului navei mai apropiate de realitate (CENTEC  $L=15,7$  ani  $>15$  ani), pentru a putea decide în practică cele mai potrivite modificări structurale locale necesare pentru creșterea duratei de exploatare a navei.

# Capitolul 11

## CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

### 11. 1 Concluzii finale

În prezent, tehnicile de optimizare a structurii corpului navei în zona centrală, conform normelor societăților de clasificare, sunt incluse în procedurile de proiectare navale, considerând solicitări statistice echivalente. Prezentul studiu include analiza comparativă pentru o navă portcontainer tip feeder de 1100 TEU, cu structura corpului navei optimizată și inițială, într-o abordare avansată cu considerarea cazurilor de navigație în valuri extreme, cu posibilitatea apariției solicitărilor hidroelastice semnificative pe componentele de înaltă frecvență (vibrații generale) induse de neliniaritățile geometrice și hidrodinamice ale sistemului navă-val. Pentru a crește realismul analizelor pe termen scurt și lung ale structurii navei, studiul include mai multe scenarii privind variația viteza navei funcție de starea mării, rezultând ca indicator sintetic final pentru aprecierea rezistenței navei durată estimată de exploatare a structurii. Astfel, concluziile studiului pun în evidență diferențele privind asigurarea condițiilor de siguranță structurală între varianta optimizată și cea inițială a corpului navei, respectiv limitările în exploatare ce se impun la navigația în valuri neregulate extreme. Structura tezei este conformă temei și obiectivelor formulate (capitolul 1), rezultând următoarele concluzii finale din acest studiu:

1. Pentru nava portcontainer 1100 TEU, dimensionată inițial conform normelor Germanischer Lloyd (GL, 2009-2011), în urma optimizării structurale (subcapitolul 5.3) cu funcția obiectiv minimul greutatei corpului de oțel și restricții din criterii de rezistență locală și globală, rezultă o reducere a masei corpului de oțel a compartimentelor de marfă din zona centrală a navei de 7,23%, în cazul când în procedura de optimizare se consideră toate elementele structurale, respectiv de 5,70%, în cazul când la optimizare se includ doar elementele de osatură transversale și învelișurile planșeelor, fiind păstrate cu dimensiunile inițiale elementele de osatură longitudinală simplă și întărite. Din validarea variantelor constructive ale corpului navei conform criteriului momentului încovoietor ultim, rezultă următoarele valori pentru raportul dintre momentul încovoietor statistic maxim (GL,2011) și momentul încovoietor ultim capabil al structurii în zona centrală, din punct de vedere al pierderii în ansamblu a stabilității planșeelor constituente, de 0,705 pentru structura inițială, respectiv 1,19 și 0,815 pentru cele două variante ale structurii optimizate. În consecință, pe baza verificării criteriului momentului încovoietor ultim capabil, pentru studiul din teză selectăm nava portcontainer 1100 TEU considerând cazurile cu structură inițială și cea optimizată în a doua variantă (capitolul 5).

2. Pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.2, în studiul comparativ al rezistenței generale și locale a navei portcontainer 1100 TEU, în două variante constructive, cu structura corpului inițială și optimizată, din analiza pe model 3D-FEM extins pe trei compartimente de marfă din zona centrală a navei, cu parametrii de echilibrare navă-val din analiză pe model de grindă echivalentă 1D (capitolul 6), la solicitări din valuri echivalente cvasi-statice de întâlnire, rezultă următoarele concluzii:

- Din Tabelele 6.28+30 și diagramele de tensiuni în zona centrală a compartimentelor de marfă, rezultă că în cazul analizei pe model 3D-FEM (subcapitolul 6.3) se pun în evidență domeniile cu concentratori de tensiune, având valori maxime mai mari decât cele obținute pe baza modelului 1D (subcapitolul 6.1). În cazul navei cu structură optimizată rezultă tensiuni mai mari față de cazul navei cu structură inițială, la ambele modele structurale 3D/1D și condiții de încărcare.

## Capitolul 11 Concluzii finale și contribuții personale

- La rama gurii de magazie se înregistrează concentratori de tensiune distribuiți relativ uniform pe toată lungimea structurii (Figurile 6.58,64,88,94), în corespondența montanților ramei gurii de magazie și la intersecția ramelor longitudinale cu cele transversale ale gurii de magazie, respectiv raportul mediu între tensiunile maxime la analizele pe modele 3D și 1D este de 1,29. Considerând ca referință valul limită cu înălțimea de  $h_w=9,326\text{m}$ , conform normelor navale (GL, 2011), pe baza modelului 3D-FEM, la rama gurii de magazie rezultă în cazul navei cu structură inițială tensiunile maxime normale de  $218,3\text{ N/mm}^2$  și echivalente von Mises  $216,9\text{ N/mm}^2$ , respectiv mai mari în cazul navei cu structură optimizată, normale  $223,8\text{ N/mm}^2$  și echivalente von Mises  $221,4\text{ N/mm}^2$ , ce reprezintă valori foarte apropiate de limita admisibilă de  $224\text{ N/mm}^2$  (oțel tip AH32) și cele mai mari din structura corpului navei.
- În cazul planșeului de punte se înregistrează concentratori de tensiune distribuiți relativ uniform pe planșeu (Figurile 6.59,65,89,95), în corespondența montanților ramei gurii, a pereților transversali, a planșeelor de bordaj și dublul bordaj, respectiv raportul mediu între tensiunile maxime la analizele pe modele 3D și 1D este de 1,30. Considerând ca referință valul limită cu înălțimea de  $h_w=9,326\text{m}$ , conform normelor navale (GL, 2011), pe baza modelului 3D-FEM, la învelișul punții rezultă în cazul navei cu structură inițială tensiunile maxime normale de  $190,3\text{ N/mm}^2$  și echivalente von Mises  $182,1\text{ N/mm}^2$ , respectiv mai mari în cazul navei cu structură optimizată, normale  $191,4\text{ N/mm}^2$  și echivalente von Mises  $188,5\text{ N/mm}^2$ , reprezentând după rama gurii de magazie a doua zonă structurală din corpului navei cu cele mai mari tensiuni înregistrate pentru ambele variante constructive și cazuri de încărcare.
- La planșeul de fund se înregistrează concentratori de tensiune (Figurile 6.60,66,90,96) în corespondența varangelor și a suporturilor din dublul fund, a pereților transversali și a tancului de gurnă, respectiv raportul mediu între tensiunile maxime la analizele pe modele 3D și 1D este de 1,66. Considerând ca referință valul limită cu înălțimea de  $h_w=9,326\text{m}$ , conform normelor navale (GL, 2011), pe baza modelului 3D-FEM, la învelișul fundului rezultă în cazul navei cu structură inițială tensiunile maxime normale de  $159,3\text{ N/mm}^2$  și echivalente von Mises  $152,7\text{ N/mm}^2$ , respectiv mai mari în cazul navei cu structură optimizată, normale  $172,0\text{ N/mm}^2$  și echivalente von Mises  $170,6\text{ N/mm}^2$ , ce reprezintă valori foarte apropiate de limita admisibilă de  $175\text{ N/mm}^2$  (oțel tip A).
- În cazul planșeului de dublu fund, se înregistrează concentratori de tensiune (Figurile 6.61,67,91,97) în corespondența intersecție dintre suporturi și varange unde se aplică sarcina echivalentă din containerele din magazii, respectiv raportul mediu între tensiunile maxime la analizele pe modele 3D și 1D este de 1,85. Deoarece modelarea nu include și dispozitivele de prindere ale containerelor de planșeul de dublu fund, sarcina din containere este idealizată ca forțe concentrate, rezultând local valori ale tensiunilor ușor supraevaluate. Considerând ca referință valul limită cu înălțimea de  $h_w=9,326\text{m}$ , conform normelor navale (GL, 2011), pe baza modelului 3D-FEM, la învelișul fundului rezultă în cazul navei cu structură inițială tensiunile maxime normale de  $127,18\text{ N/mm}^2$  și echivalente von Mises  $119,9\text{ N/mm}^2$ , respectiv mai mari în cazul navei cu structură optimizată, normale  $137,4\text{ N/mm}^2$  și echivalente von Mises  $128,3\text{ N/mm}^2$ , fiind mai mici decât cele din planșeul de fund.
- Structura bordajului și dublului bord este uniformă pe lungimea magaziiilor, astfel încât concentratorii de tensiune sunt reduși (Figurile 6.42,51,72,81), respectiv raportul mediu între tensiunile maxime la analizele pe modele 3D și 1D este de 1,06. Considerând ca referință valul limită cu înălțimea de  $h_w=9,326\text{m}$ , conform normelor navale (GL, 2011), pe baza modelului 3D-FEM, în învelișul bordajului (axa neutră) tensiunile tangențiale maxime sunt în cazul structurii inițiale de  $60,42\text{ N/mm}^2$  și în cazul structurii optimizate de  $62,35\text{ N/mm}^2$ , sub limita admisibilă de  $110\text{ N/mm}^2$  (oțel tip A).

## Capitolul 11 Concluzii finale și contribuții personale

- Pe baza rezultatelor numerice de la analiza rezistenței generale și locale a corpului navei, supusă la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice, putem selecta detaliile structurale din Figura 10.1 pentru evaluarea preliminară a rezistenței la oboseală a corpului navei (capitolul 10), cu coeficienții de corelație 3D/1D din Tabelul 10.1 (3.2.14), în corespondența elementelor structurale ce înregistrează tensiunile maxime din corpul navei, rama gurii de magazie și învelișul punții principale, cu valori mai mari în cazul variantei constructive optimizată.

3. Pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.3, în studiul comparativ al răspunsului dinamic pe termen scurt la oscilațiile liniare ale navei portcontainer 1100 TEU, având structura corpului inițială și optimizată (capitolul 7), cu solicitări din valuri neregulate caracterizate prin funcția densitate spectrală de putere tip ITTC, la evaluarea condițiilor extreme de navigație rezultă următoarele concluzii:

- Datorită diferențelor mici ale pozițiilor de echilibru în apă calmă din condițiile de flotabilitate și asietă ale corpului navei, distinct pentru fiecare caz de încărcare (plină încărcare și intermediar) la cele două variante constructive, cu structură inițială și optimizată, se înregistrează diferențe mici ale răspunsului dinamic pe componentele de oscilații liniare (Tabelele 7.2÷5, Figurile 7÷7,8,15,16), astfel încât restricțiile de navigație din criteriul de seakeeping au valori similare pentru ambele variante constructive ale navei portcontainer. Considerând ca referință cazul navei cu viteza de  $v=18 \text{ Nd}$  ( $9,259 \text{ m/s}$ ) și unghiul de cap  $\mu=180^\circ$  restricțiile de navigație exprimate în înălțimea semnificativă limită a valului  $h_{1/3\text{max}}$  sunt pe componentele de oscilație: verticale  $11,468\div 12 \text{ m}$ , tangaj  $5,359\div 12 \text{ m}$  și ruluu  $1,817\div 12 \text{ m}$ , rezultând cele mai restrictive condiții pe componenta de oscilație la ruluu, în ambele cazuri de încărcare.

- Deoarece răspunsul dinamic la oscilații crește în intensitate odată cu majorarea vitezei navei ( $v=0\div 20 \text{ Nd}$ ) și a înălțimii semnificative a valurilor neregulate ( $h_{1/3}=0\div 12 \text{ m}$ ), (Figurile 7.1÷6, Figurile 7.9÷14), din punct de vedere al criteriilor admisibile (seakeeping) ale amplitudinilor mișcării și accelerațiilor corpului navei pe cele trei componente de oscilații (verticale, tangaj, ruluu) (3.49), pe baza diagramele polare cumulative (Figurile 7.7,8 și Figurile 7.15,16) se înregistrează restricții de navigație semnificative în domeniul valurilor extreme ( $h_{1/3}>6\text{m}$ ), în special pentru unghiul de cap  $\mu=0^\circ\div 90^\circ$  ( $270^\circ\div 360^\circ$ ) pentru cazul de plină încărcare și  $\mu=90^\circ\div 180^\circ$  ( $180^\circ\div 270^\circ$ ) pentru cazul de încărcare intermediară.

- Luând ca referință viteza navei  $v=18 \text{ Nd}$  ( $9,259 \text{ m/s}$ ) și cazul valurilor neregulate de întâlnire  $\mu=180^\circ$  (Tabelele 7.2÷5, Figurile 7.7,8,15,16), limita de navigație în siguranță  $h_{1/3\text{max}}$  este de  $7,926\div 7,975 \text{ m}$  la plină încărcare, respectiv de  $6,341\div 6,358 \text{ m}$  la încărcare intermediară. Astfel, din punct de vedere al criteriilor de navigație, în cazul valurilor neregulate de întâlnire începând de la starea mării  $h_{1/3}\geq 6 \text{ m}$  (grad Beaufort  $\geq 8$ ) oscilațiile corpului navei în plan vertical devin extreme, fiind necesar utilizarea unor modele mai avansate de analiză a răspunsului dinamic al navei cu amplitudini mari, ce permit includerea neliniarităților hidrodinamice și a efectelor hidroelastice (subcapitolul 3.4)

4. Pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.4, în studiul comparativ al răspunsului dinamic pe termen scurt hidroelastic liniar și neliniar al navei portcontainer 1100 TEU, cu structură inițială și optimizată (capitolul 8), cu solicitări din valuri neregulate de întâlnire model Longuet-Higgins, cu componente de ordinul I având funcția spectrală tip ITTC și componente de interferență de ordinul II, considerând constantă viteza navei la referința de  $v=18 \text{ Nd}$  ( $9,259 \text{ m/s}$ ), rezultă următoarele concluzii:

## Capitolul 11 Concluzii finale și contribuții personale

- Deformațiile semnificative la vibrația generală a corpului navei sunt mici în comparație cu deplasările verticale din oscilațiile navei, în ambele variante constructive și cazuri de încărcare, la analize liniare sau neliniare ale răspunsului navei, astfel încât modelul teoretic din subcapitolul 3.3 poate fi utilizat dacă studiul vizează doar evaluare condițiilor limită de navigație din punct de vedere al parametrilor cinematici ai mișcărilor corpului navei (seakeeping). Considerând ca referință valul cu înălțimea semnificativă de  $h_{1/3}=9,326$ , din Tabelul 8.18, raportul mediu dintre deformația și deplasarea semnificativă a corpului navei, pentru cele două variante constructive și cazurile de încărcare asociate, este de 3,09% la analiza liniară și de 3,21% la analiza neliniară.
- Datorită amplitudinilor mari ale oscilațiilor navei, existând condiții de rezonanță cu componentele principale ale valului ( $0,1\div 0,15\text{Hz}$ ), și a neliniarităților geometrice ale carenei (Figura 5.2), având la pupa un pescaj redus și la prova cu bulb și forme evazate, fenomenele de slamming de fund și bordaj au probabilitate foarte ridicată de apariție la ambele extremități ale corpului navei. În ambele variante constructive și cazuri de încărcare, slammingul de fund se produce la prova navei începând cu starea mării  $h_{1/3}>5,5\div 9,5$  m respectiv la pupa navei de la  $h_{1/3}>0,5\div 2,5$  m (Tabelul 8.19, Figurile 8.42÷45, Figurile 8.85÷88), ce se confirmă și prin rezultatele din capitolul 7. Deoarece bordul liber este mare, probabilitatea de ambarcare a apei pe punte este nulă ( $h_{1/3}>11$  m, Tabelul 8.19), fiind asigurată siguranța containerelor pe punte. Vibrațiile generale tranzitorii induse în corpul navei din slamming, fenomenul de whipping, se produc cu mare intensitate, dominant pe modul fundamental de vibrație și cu valori comparabile cu cele ale componentelor de oscilație (Figurile 8.12÷19, Figurile 8.55÷62). Vibrațiile generale stabilizate induse la rezonanța componentelor din val cu modurile proprii de vibrație ale corpului navei, fenomenul de springing, se produc cu intensitate redusă deoarece frecvențele proprii ale corpului navei  $1,205\div 1,533$  Hz (Tabelul 8.1) sunt mult mai mari decât frecvențele componentelor principale ale valului ( $<0,3\text{Hz}$ , Figurile 8.6,7,49,50).
- Pe baza analizei hidroelastice liniare, unde componentele de vibrație corespunzătoare springingului liniar au intensități foarte reduse, și componentele de oscilație sunt dominante, răspunsul dinamic liniar nu diferă semnificativ între cele două variante constructive ale navei portcontainer. Considerând ca referință valul cu înălțimea semnificativă de  $h_{1/3}=9,326$ , din Tabelul 8.18, pentru forțele tăietoare și momentele încovoietoare semnificative raportul mediu între componenta de vibrație și cea de oscilație la analiza liniară este de 3,90% la structura inițială și de 4,34% la structura optimizată.
- În cazul analizei hidroelastice neliniare, unde componenta de vibrație are intensitate mare din fenomenul de whipping, datorită frecvențelor proprii mai mici în cazul navei cu structură optimizată față de nava cu structură inițială (Tabelul 8.1), răspunsul dinamic neliniar este semnificativ mai mare în varianta constructivă optimizată. Diferențele mai mari sunt înregistrate pentru cazul de încărcare intermediară unde pescajul este mai redus (5,657m) față de cel de plină încărcare (8,454m), ducând la creșterea probabilității de apariție a slammingului și a whippingului cu intensitate mai mare. Considerând ca referință valul cu înălțimea semnificativă de  $h_{1/3}=9,326$ , din Tabelul 8.18, (Figurile 8.12÷15, Figurile 8.20÷31, Figurile 8.63÷74) pentru forțele tăietoare și momentele încovoietoare semnificative raportul mediu dintre componenta de vibrație și cea de oscilație la analiza neliniară este de 35,28% (inițial) și 38,85% (optimizat) în cazul de plină încărcare, respectiv 79,87% (inițial) și 97,33% (optimizat) în cazul de încărcare intermediară.
- Valorile maxime ale momentului încovoietor total semnificativ rezultate din analiza dinamică hidroelastică liniară și neliniară (Figurile 8.29,31,72,74) satisfac criteriul momentului încovoietor ultim

## Capitolul 11 Concluzii finale și contribuții personale

(Figurile 5.21, 23) pentru ambele variante constructive și cazuri de încărcare. Tensiunile semnificative rezultate din analiza hidroelastică, liniară și neliniară, a corpului navei în valuri neregulate (Tabelul 8.20) înregistrează valorile maxime în varianta cu structură optimizată în zona ramei gurii de magazie, confirmate și prin rezultatele din capitolul 6, această variantă constructivă fiind mai sensibilă la solicitările dinamice neliniare pe componentele de vibrație (de înaltă frecvență).

5. Pe baza rezultatelor numerice din capitolul 9 și a modelului teoretic din subcapitolul 3.4, se pune în evidență influența vitezei navei (în gama  $v=0-20Nd$ ) la studiul răspunsului dinamic pe termen scurt hidroelastic liniar și neliniar în valuri neregulate, model Longuet-Higgins, al navei portcontainer 1100 TEU având structura corpului optimizată cu următoarele concluzii:

- Datorită creșterii vitezei navei, crește pulsația de întâlnire navă-val și se înregistrează o realocare a componentelor din val pe frecvențe mai mari (relativ față de navă) (Figurile 9.1,2,45,46), conducând la creșteri semnificative ale răspunsului dinamic hidroelastic, în special la analiza neliniară pe componentele de vibrație, pe intervalul de viteză  $v=5\div 20 Nd$  (Figurile 9.3÷6, Figurile 9.47÷50). Luând ca referință valul neregulat model Longuet-Higgins cu înălțimea semnificativă  $h_{1/3}=9,326 m$ , din Tabelul 9.13 rezultă că raportul mediu dintre componenta de vibrație și cea de oscilație a tensiunilor semnificative, are în majoritatea cazurilor la analiza liniară o variație redusă funcție de viteza navei  $2,80\div 6,01\%$ , respectiv la analiza neliniară se înregistrează pentru ambele cazuri de încărcare un salt semnificativ pentru viteza de la  $v=0$  la  $v=5\div 10 Nd$ , respectiv cu o variație mai redusă a valorilor răspunsului dinamic pe intervalul de viteză  $v=15\div 20 Nd$ , la plină încărcare  $37,34\div 43,35\%$  și la încărcare intermediară  $83,99\div 98,06\%$ .
- Pe baza datelor statistice din Tabelul 9.14, la ambele cazuri de încărcare rezultă diferențe reduse a valorilor medii pe componentele de oscilație ale răspunsului dinamic între analizele liniare și neliniare, de  $3,69\%$  la plină încărcare și de  $14,74\%$  la încărcarea intermediară. Pentru componentele de vibrație ale răspunsului dinamic hidroelastic, datorită înregistrării fenomenului de whipping cu intensitate mare, pus în evidență de analiza neliniară, rezultă salturi semnificative ale valorilor medii ale tensiunilor semnificative între analiza liniară și cea neliniară, de peste 5 ori, ajungând în valori absolute să fie comparabile cu valorile medii ale componentelor de oscilație. În timp ce la analiza liniară a răspunsului dinamic hidroelastic deviația standard are o slabă dependență de viteza navei, această dependență devine mult mai evidentă la analiza neliniară, unde vibrațiile tranzitorii și neliniaritățile hidrodinamice devin semnificative.
- Deoarece rezultatele numerice din acest capitol au pus în evidență o influență semnificativă a vitezei navei asupra răspunsului dinamic hidroelastic în valuri neregulate, în special pe componentele de vibrație înregistrate la analiza neliniară, se impune pentru evaluarea răspunsului dinamic pe termen scurt și lung al navei portcontainer să se includă și corelația dintre variația vitezei navei cu intensitatea mării, folosind scenariii bazate pe studii hidrodinamice (ABS, 2010).

6. Pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.5, în studiul comparativ al răspunsului dinamic pe termen lung la oboseală, prin metoda factorului cumulativ de deteriorare Palmgren-Miner, al navei portcontainer 1100 TEU, cu structură inițială și optimizată, în valuri neregulate cu histograma înălțimii semnificative pe termen lung tip World Wide Trade (Figura 3.3, DNV, 2010), cu valorile tensiunilor semnificative pe termen scurt calculate cu relația (3.100), pe baza tensiunilor din analize hidroelastice din capitolele 8, 9, cu componente de joasă frecvență (oscilații) și componente de înaltă frecvență (vibrații), și a coeficienților de corelație  $3D/1D$  din capitolele 6, 10.1, pentru detaliile structurale ( $D1\div D10$ , Figura 10.1) de la planșeu de punte și rama gurii de magazie, în



## Capitolul 11 Concluzii finale și contribuții personale

condițiile navigației combinată a celor două cazuri de încărcare de egală pondere, rezultatele numerice din capitolul 10 conduc la următoarele concluzii:

- Pe baza valorilor factorului cumulativ de deteriorare din Tabelele 10.83,84, rezultă că la analiza pe termen scurt a navei portcontainer, în ambele variante constructive, diferențe sunt foarte scăzute între cazul cu tensiuni semnificative din analiza hidroelastică liniară și cel cu tensiuni semnificative din analiza la oscilații (liniară sau neliniară), deoarece răspunsul dinamic liniar pe componenta de vibrații, springing liniar, are intensitate foarte redusă. Deoarece răspunsul dinamic pe componenta de vibrații la analiza hidroelastică neliniară are intensitate foarte mare, în special din fenomenul de whipping, tensiunile semnificative având în acest caz valori comparabile cu cele ale componentelor de oscilație, dar asociate cu un număr de cicli de 10 ori mai mare, variațiile neliniare conduc la valori mult mai mari ale factorului cumulativ de deteriorare decât în celelalte cazuri de analiză. Astfel, se impune ca la evaluarea rezistenței la oboseală să se considere ca referință tensiunile semnificative din analiza hidroelastică neliniară. În ambele variante constructive cele mai mari valori ale factorului cumulativ de deteriorare sunt înregistrate în corespondența detaliilor structurale D7 ( $x/L=0,482$ ) de la rama gurii de magazie și D3 ( $x/L=0,5$ ) de la planșeul de punte, devenind referințele la evaluarea rezistenței la oboseală a structurii corpului navei portcontainer de 1100 TEU.
- Un prim studiu comparativ vizează diferențele dintre nava portcontainer cu structura inițială și cea cu structură optimizată, din punct de vedere al duratei de exploatare în condiții de siguranță structurală, la o referință de 20 de ani (3.107), în ipotezele vitezei constante de navigație ( $v=18 Nd$ ), pe baza rezultatelor din subcapitolele 10.2, 10.3 și Tabelele 10.85,86. Pe baza tensiunilor din analiza hidroelastică neliniară, în ipoteza unui tehnologii standard de sudare, durata de exploatare estimată este de  $L=3,7$  ani în cazul navei cu structură inițială și  $L=3,6$  ani în cazul navei cu structură optimizată. Considerând ipoteza unei tehnologii de sudare de înaltă calitate, durata de exploatare estimată crește la valorile de  $L=15,1$  ani în cazul navei cu structură inițială și  $L=14,4$  ani în cazul navei cu structură optimizată. Datorită tensiunilor mai mari în structura navei optimizate (capitolele 6,8,9), rezultă că rezistența la oboseală este mai redusă în comparație cu nava având structura inițială.
- Un al doilea studiu comparativ vizează diferențele dintre trei scenarii considerate pentru corelația dintre viteza navelor portcontainer și intensitatea mării: viteza navei constantă ( $v=18 Nd$ ), modelul ABS American Bureau of Shipping, Houston (ABS, 2010) ( $v=0\div 20 Nd$ ), modelul CENTEC Centro de Engenharia e Tecnologia Navala, Lisboa (Corak, Parunov, Guedes Soares, 2013) ( $v=0\div 20 Nd$ ), pentru nava cu structura optimizată, din punct de vedere al duratei de exploatare în condiții de siguranță structurală, la o referință de 20 de ani (3.107), pe baza rezultatelor din subcapitolele 10.3, 10.4, 10.5 și Tabelele 10.85,86. Pe baza tensiunilor din analiza hidroelastică neliniară, în ipoteza unui tehnologii standard de sudare, durata de exploatare estimată pentru cele trei scenarii este de:  $L=3,6$  ani (viteză constantă),  $L=3,6$  ani (ABS) și  $L=3,8$  ani (CENTEC). Considerând ipoteza unei tehnologii de sudare de înaltă calitate, durata de exploatare estimată crește la  $L=14,4$  ani (viteză constantă),  $L=14,6$  ani (ABS) și  $L=15,7$  ani (CENTEC). Deoarece scenariul CENTEC este obținut din studii hidrodinamice privind corelarea vitezei navei funcție de intensitatea mării pe o serie de nave portcontainer de dimensiuni mici și medii, inclusiv de tip feeder, considerăm că rezultatele obținute cu acest scenariu sunt cele mai apropiate de condițiile reale de navigație pentru nava portcontainer de 1100 TEU inclusă în studiul tezei. Scenariu cu viteza constantă a navei, folosit în analizele curente ale rezistenței la oboseală este cel mai restrictiv, îndepărtându-se de condițiile reale de navigație.

## Capitolul 11 Concluzii finale și contribuții personale

- La ambele variante constructive ale navei portcontainer, cu structură inițială și optimizată, se impune în mod obligatoriu asigurarea unui proces tehnologic de calitate de sudare, astfel încât nava să poată fi exploată în condiții de siguranță între trei inspecții periodice ( $L=15,7\text{ani} > 15\text{ani}$ ).

7. Pentru modelul test redus la scară tip ITTC (capitolul 4), dezvoltat la Bazinul de Carene de la Facultatea de Arhitectură Navală din Galați, rezultă o bună corelație între analiza experimentală și cea numerică (modelele teoretice din subcapitolele 3.3, 3.4), pentru componentele de oscilație pe direcție verticală și tangaj ale răspunsului dinamic al navei, cu diferențe medii de 20,17% între analiza liniară și experiment și mai mici de 14,93% între analiza neliniară și experiment, ce asigură validarea modelului numeric. De asemenea, menționez că pentru componentele de vibrație au fost efectuate studii separate de validare (model de vrachier, Domnișoru 2000; model de barjă, Mirciu, 2012), ce au pus în evidență o bună corelație între analiza experimentală și cea numerică. Pe baza rezultatelor funcțiilor operatorului amplitudine răspuns RAO (Figurile 4.22÷25) pentru componentele de oscilație, rezultă că diferențele între modele sunt mai mici în cazul tangajului decât la oscilația pe direcție verticală și sunt mai mari în cazul testului cu viteză de 1 m/s față de cazul cu viteză nulă, fiind generate din următoarele cauze:

- Modelele numerice (subcapitolele 3.3,3.4) sunt dezvoltate pe baza teoria fâșiilor (Domnișoru, 2001), model potențial de curgere 2D, ce nu include interferența hidrodinamică între secțiunile carenei navei și nici vâscozitatea fluidului, rezultând o amortizare mai redusă față de experiment.
- Modele numerice sunt dezvoltate în ipoteza Froude- Krilov (Betram, 2000), de neperturbate a valului regulat incident (Tabelul 4.2), fără interferența cu valul propriu de radiație generat de corpul navei aflat în mișcare de oscilație și de deplasare longitudinală, precum și fără interferența cu valul reflectat de pereții acvatoriului. Astfel, sunt neglijate interferențele și disipările energetice suplimentare în sistemul navă-val, ce sunt puse în evidență la analiza pe modelul experimental.
- Modelul numeric neliniar ține cont de variația coeficienților hidrodinamici funcție de imersiunea instantanee a secțiunilor transversale ale corpului navei, cu includerea neliniarităților geometrice și hidrodinamice ce generează armonici superioare în răspunsul dinamic al navei (Figurile 4.18÷21). Astfel, rezultă o scădere a amplitudinei componente la frecvența valului incident în comparație cu analiza numerică liniară, modelul neliniar conducând la rezultate mai apropiate de cele experimentale.

Pe baza analizei comparative a comportării pe termen scurt și lung în valuri neregulate extreme, al navelor cu structura corpului inițială și optimizată, considerând studiul de caz al navei portcontainer de 1100 TEU, rezultă în sinteză următoarele concluzii finale ale cercetării științifice:

- Nava obținută prin procedura de optimizare, având o masă a corpului de oțel redusă cu 5,7% față de cea inițială, dimensionată pe baza normelor navale, conduce la tensiuni mai mari în elementele structurale, cu valori maxime în planșeele superioare (punte și rama gurii de magazie) la limitele admisibile din punct de vedere al rezistenței generale și locale, cu solicitări din valuri echivalente statistice (cvasi-stactice) sau dinamice neregulate pe termen scurt.
- În ambele variante constructive deformațiile pe componentele de vibrație sunt mult mai mici decât deplasările pe componentele de oscilație, putând fi neglijate la evaluarea criteriile limită de navigație formulate în parametrii cinematici. Deoarece pescajele navei au diferențe foarte mici (sub 1%) la cele două variante constructive, pe fiecare caz de încărcare, liniar sau neliniar, se obțin valori similare ale răspunsului dinamic pe componentele de oscilație (de joasă frecvență).
- Din punct de vedere al răspunsului dinamic pe componentele de vibrație (de înaltă frecvență), la analiza hidroelastică neliniară se obțin tensiuni semnificativ mai mari în comparație cu cea liniară, datorită includerii în model și a fenomenului de slamming, ce generează vibrații tranzitorii (whipping) de mare intensitate. Nava optimizată este mai sensibilă având corpul cu o structură mai flexibilă. De

## Capitolul 11 Concluzii finale și contribuții personale

asemenea, analiza hidroelastică neliniară a pus în evidență o influență semnificativă a vitezei navei asupra componentelor de vibrație ale răspunsului dinamic al navei, datorită modificării frecvențelor de întâlnire și a condițiilor de rezonanță corp navă-val.

- Analiza pe termen lung a rezistenței navei la oboseală în valuri neregulate pune în evidență faptul că nava optimizată are restricții mai mari în comparație cu nava inițială. Spre deosebire de abordările menționate în literatura de specialitate, includerea în model a corelației dintre viteza navei și starea mării conduce la obținerea unor estimări a duratei de exploatare a structurii navei (parametru sintetic al rezistenței navei) mult mai realiste, crescând astfel gradul de încredere al evaluării siguranței structurilor navale optimizate la navigația în valuri neregulate, pe baza modelelor numerice în toate etapele de analiză structurală impuse de normele internaționale ale societăților de clasificare navale.

Direcțiile viitoare ale cercetării științifice vor trebui să includă următoarele obiective:

- extinderea studiilor comparative a comportării navelor în valuri extreme, cu structura corpului optimizată față de varianta inițială, la alte tipuri de structuri navale și offshore, din oțel, aluminiu sau materiale compozite;
- continuarea studiilor privind dezvoltarea modelelor teoretice și a codurilor program pentru analiza răspunsului dinamic al navei în valuri neregulate;
- realizarea unor studii hidrodinamice pe mai multe tipuri de nave, în vederea stabilirii unei baze de date privind corelația dintre viteza navei și starea mării;
- continuarea studiilor comparative privind dinamica navei, între modelele numerice și cele experimentale, la scară redusă în bazinul de carene, pe modele de corp navă rigide și flexibile.

## 11.2 Contribuții personale

Studiul dezvoltat în cadrul tezei include următoarele contribuții personale:

1. Pentru fundamentarea teoretică a studiului din cadrul tezei am realizat documentarea privind stadiul actual (capitolul 2) și sinteza modelelor teoretice (capitolul 3) ce stau la baza metodelor de optimizare și analiză structurală, cu solicitări cvasi-stactice și dinamice, liniar și neliniare, deterministe și statistice pe termen scurt și lung, pentru navele tip portcontainer, după cum urmează:

- metode de optimizare structurală în zona centrală a compartimentelor de marfă, pentru corpul navei dimensionat preliminar conform normelor societăților de clasificare navale, având ca funcție obiectiv minimul masei elementelor structurale și cu restricții din criterii de rezistență generală și locală, cu validarea finală pe baza criteriului momentului încovoietor ultim al grinzii navă (subcapitolul 3.1);
- metode de analiză a rezistenței generale și locale a corpului navei supus la solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice de întâlnire, cu modele structurale 3D-FEM extinse parțial pe lungimea navei, în zona centrală a compartimentelor de marfă și cu modele de grindă echivalentă 1D, pentru identificarea zonelor cu concentratori de tensiune și determinarea coeficienților de corelație între modelele 3D/1D (subcapitolul 3.2);
- metode de analiză a răspunsului dinamic al navei pe termen scurt în valuri neregulate, la oscilații și vibrații, modele liniare și neliniare, funcție de viteza navei și starea mării (subcapitolele 3.3 și 3.4);
- metode de analiză pe termen lung a rezistenței la oboseală și estimarea duratei de exploatare a navei în condiții de siguranță structurală, la solicitările generale induse de valuri, cu componente de joasă și înaltă frecvență și diverse scenarii privind variația vitezei navei funcție de starea mării (subcapitolul 3.5).

2. Pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.3 privind analiza răspunsului dinamic pe termen scurt la oscilațiile corpului navei, am contribuit la dezvoltarea codului program DYN\_OSC(L) din pachetul DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), cu următoarele module (Anexa 3): CHYD35uc, CHYD44uc pentru calculul coeficienților hidrodinamici; HZ35uc, HR44u pentru calculul funcțiilor de transfer la oscilațiile verticale, de tangaj și ruluu; SH13\_33(44)(55)uc și SHGR33(44)(55)uc pentru calculul parametrilor statistici și vizualizarea funcțiilor densitate de putere ale răspunsului dinamic. Pentru analiza spectrală prin metoda Transformatei Fourier Rapidă (FFT) și Transformata Fourier Directă (TFD) a realizărilor temporare ale răspunsului dinamic al corpului navei în valuri (subcapitolele 3.3, 3.4 și capitolul 4) și obținerea funcțiilor densitate spectrală de putere și amplitudine rezultante, am contribuit la dezvoltarea codului program P\_FFT\_TFD, prezentat în Anexa 4.

3. Am realizat validarea experimentală a modulelor program de analiză liniară și neliniară ale răspunsului dinamic la oscilațiile navei cuplate verticale și de tangaj, DYN\_OSC(L) și DYN\_OSC(N) (subcapitolul 3.3), respectiv a componentelor răspunsului dinamic de joasă frecvență din modulele DYN\_STABY și DYN\_TRANZY (subcapitolul 3.4), pe baza unui model experimental tip ITTC redus la scară (ITTC, 2005), monocorp din lemn, dezvoltat în cadrul Bazinului de Carene de la Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați. Analizele experimentale și numerice (liniare și neliniare) includ 6 cazuri pentru valurile regulate înregistrate la bazinul de carene, modelul navei de test tip ITTC având viteza de 0 și 1 m/s. Prelucrarea datelor experimentale este realizată cu programul P\_FFT\_TFD (Anexa 4). Studiul pune în evidență procesele fizice ce conduc la diferențele înregistrate între analize numerice și experimentale (capitolul 4).

4. Pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.2 privind analiza rezistenței generale a corpului navei cu modele de grindă echivalentă 1D și determinarea parametrilor de echilibrare în

## Capitolul 11 Concluzii finale și contribuții personale

planul vertical al navei la solicitarea din valuri echivalente cvasi-stactice de întâlnire, am contribuit la dezvoltarea codului program P\_ACASV (Anexa 1), integrat în pachetul DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013). Programul include neliniaritățile geometrice ale carenei navei, folosind o procedură iterativă de echilibrare din condițiile de flotabilitate și asietă, cu posibilitatea de analiză automată a unui set complet de înălțimi a valului, în condițiile de creastă și gol de val, inclusiv cazul de apă calmă.

5. Pentru modelul teoretic din subcapitolul 3.2 privind analiza rezistenței generale și locale a corpului navei pe baza modelelor 3D-FEM extinse parțial pe lungimea navei, cu solicitare din valuri echivalente cvasi-stactice de întâlnire și cu parametrii de echilibrare a sistemului navă-val determinați pe modele 1D, am dezvoltat procedurile proprii (Anexa 2) implementate în programul de analiză structurală prin metoda elementului finit SolidWorks Cosmos/M (SWCM, 2008), după cum urmează: gpoint.geo, curves\_pp(pv).geo, curves\_pv.geo, pentru generarea curbelor primitive folosite în generarea elementelor de bară rigide RBAR, utilizate la definirea condițiilor de margine prin nodurile master de la extremitățile modelului; mass\_consistent.geo, mass\_lumped.geo, pentru obținerea distribuției maselor modelului; in\_el, sin\_shell, out\_el și press\_wave\_LE.geo, pentru aplicarea presiunii din valul echivalent cvasi-static pe învelișul exterior al modelului și a parametrilor de echilibrare globală; stress\_sx, stress\_txz, stress\_von și stress\_x.geo, stress\_tau.geo, stress\_von.geo pentru post procesarea rezultatelor obținute la analiza structurală.

6. Pentru generarea datelor studiului de caz din teză, pe baza dimensiunilor principale ale unei nave prototip din baza de date „Shipbuilding and Marine Engineering” (JSEA, 2002-2011) am realizat modelul navei portcontainer tip feeder de 1100 TEU (subcapitolul 5.1), cu planul de forme dezvoltat cu programul MultiSurf (AeroHydro, 2007) și dimensionarea preliminară a structurii corpului navei (subcapitolul 5.2) cu programul GL Poseidon (GL, 2009-2011), conform normelor Germanischer Lloyd. Structura navei portcontainer din zona centrală a corpului am optimizat-o folosind programul LBR-5 (LBR, 2009-2010), având ca funcție obiectiv reducerea greutateii structurii navei, cu restricții neliniare din criterii de rezistență locală și generală a navei (subcapitolul 5.3). Variantele rezultate din procesul de optimizare sunt validate suplimentar pe baza criteriului momentului încovoietor ultim. Pentru studiu am generat două cazuri de încărcare: plină încărcare, cu containere dispuse în magazii și pe puntea principală, respectiv de încărcare intermediară, cu containere dispuse numai în magaziile de marfă (subcapitolul 5.4). Datele rezultate pentru studiul de caz al navei portcontainer 1100 TEU sunt prezentate în capitolul 5 și Anexa 5.

7. Pe baza datelor din capitolul 5, am dezvoltat modelul structural 3D-FEM extins pe trei compartimente de marfă din zona centrală a corpului navei tip portcontainer 1100 TEU (subcapitolul 6.2), cu elemente finite de tip membrană și placă groasă triunghiulară, având gradul de discretizare conform cerințelor pentru analiza rezistenței generale și locale a navei (GL,2011). Pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.2 și proceduri proprii de echilibrare (Anexa 2), am realizat analiza rezistenței generale și locale a corpului navei portcontainer în zona centrală pe model 3D-FEM parțial extins pe lungimea navei (subcapitolul 6.3), cu parametrii de echilibrare determinați din analiza rezistenței generale pe model de grindă echivalentă 1D (procedură iterativă neliniară, subcapitolul 6.1, Anexa 1), cu solicitări din val echivalent cvasi-static de întâlnire, cu înălțimea de 0÷12 m, inclusiv valul de referință de 9,326 m, în condițiile de creastă și gol de val. Modelul structural 3D-FEM extins pe trei compartimente de marfă al navei portcontainer 1100 TEU (capitolul 6, Anexa 5) l-am dezvoltat cu programul SolidWorks Cosmos/M (SWCM, 2008), unde am implementat procedurile proprii de aplicare a solicitărilor generale și locale din val echivalent cvasi-static (Anexa 2). Studiul

## Capitolul 11 Concluzii finale și contribuții personale

include analiza comparativă a celor două variante constructive ale navei portcontainer, cu structură inițială și optimizată, pentru ambele cazuri de încărcare, plină încărcare și intermediar. Pe baza rezultatelor din capitolul 6, am selectat detalii structurale cu concentratori de tensiune din elementele structurale cu tensiuni maxime (rama gurii de magazie și puntea principală), pentru care am determinat coeficienții de corelare între modelele 3D/1D (subcapitolul 10.1).

8. Pentru a evalua condițiile extreme de navigație în valuri neregulate din punct de vedere al criteriilor de navigație (seakeeping), pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.3 (Anexa 3), am realizat studiul comparativ al răspunsului dinamic pe termen scurt la oscilații (verticale, tangaj și rulu) al navei portcontainer 1100 TEU, pentru cele două variante constructive, structură inițială și optimizată, cazurile de plină încărcare și intermediară (capitolul 7). Analiza este realizată cu modulele program din pachetul DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013), incluse în Anexa 3, la solicitarea din val cu funcția densitate spectrală de putere tip ITTC (ITTC, 2011). Această analiză pune în evidență influența parametrilor de navigație, starea mării (gradul Beaufort 0÷11), unghiul de cap navă-val ( $0\div 360^\circ$ ) și viteza navei ( $0\div 20$  Nd), asupra răspunsului dinamic al navei la oscilații (seakeeping), condițiile extreme fiind înregistrate pentru starea mării cu gradul Beaufort mai mare de 8, în ambele variante constructive.

9. Pentru analiza răspunsului dinamic hidroelastic, oscilații și vibrații, liniar și neliniar, la solicitări din valuri neregulate de întâlnire, al navei portcontainer 1100 TEU cu cele două variante constructive, structură inițială și optimizată, la plină încărcare și încărcare intermediară, pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.4 și modulele program din pachetul DYN (Domnișoru, Rubanenco, Mirciu, 2009-2013) am dezvoltat cele două seturi de analize numerice din capitolele 8 și 9. Considerând în primă etapă (capitolul 8) viteza navei constantă, egală cu valoarea de referință 18 Nd (9,259 m/s), variabilă fiind doar intensitatea mării (înălțimea semnificativă a valului  $0\div 12$  m), am realizat studiul comparativ al răspunsului hidroelastic al corpului navei, punând în evidență că pe componentele de vibrație, la analiza neliniară, nava cu structura optimizată este mai sensibilă decât nava cu structura inițială. În a doua etapă (capitolul 9), considerând numai nava cu structură optimizată, am realizat studiul privind influența variației vitezei navei asupra răspunsului hidroelastic pe termen scurt, rezultând că pe componentele de vibrație dependența este mai puternică decât pe componentele de oscilație.

10. Pe baza modelului teoretic din subcapitolul 3.5, cu tensiunile semnificative pe termen scurt din capitolele 8 și 9 (de joasă și înaltă frecvență) și coeficienții de corelare 3D/1D din subcapitolul 10.1, folosind metoda factorului cumulativ de deteriorare Palmgren-Miner și histograma înălțimii semnificative a valurilor neregulate model World Wide Trade, am realizat studiul comparativ al rezistenței pe termen lung la oboseală și estimarea duratei de exploatare pentru nava portcontainer 1100 TEU cu cele două variante constructive, structură inițială și optimizată (capitolul 10). Pentru a crește realismul analizelor în studiu am inclus și influența stării mării asupra vitezei navei, conform a trei scenarii, navă cu viteză constantă, modelele ABS și CENTEC, ce pun în evidență că nava cu structură optimizată are cele mai restrictive condiții din punct de vedere a rezistenței la oboseală, la solicitări din valuri neregulate extreme.

11. Pe baza rezultatelor cercetării științifice din teză, privind comportarea structurilor navale optimizate în condiții de val extrem, desfășurate în cadrul proiectului POSDRU TOP ACADEMIC 107/1.5/S ID-76822, am realizat un total de 21 de articole publicate în reviste și volume ale conferințelor de specialitate, internaționale și naționale, și 4 articole prezentate la conferințe.



## Bibliografie selectivă

- [1] ABS, (2010), *Guidance notes on whipping assessment for container carriers*, American Bureau of Shipping, TX-Houston.
- [2] ABS (2011), *Guide for Spectral-based fatigue analysis for floating production, storage and offloading installations*, Structural Modeling Analysis, American Bureau of Shipping, TX-Houston.
- [3] ABS, (2012) *Rules for building and classing steel vessels*, American Bureau of Shipping, TX-Houston.
- [4] Bereznitski, A., (2001), *Slamming: the role of hydroelasticity*. International Shipbuilding Progress 48 (454): 333–351.
- [5] Bertram, V., (2000), *Practical ship hydrodynamics*, Butterworth Heinemann, Oxford.
- [6] Bidoaie I., Ionaş O., (1998), *Complemente de arhitectura navei*, Editura Porto-Franco, Galaţi
- [7] Bidoaie, I., (1985), *Teoria navei. Statica navei*, Editura Universitara Galati.
- [8] Bidoaie, I., Sârbu, N., Chirică, I., Ionaş, O.,(1986), *Îndrumar de proiectare. Teoria navei*, Editura Universitară Galati.
- [9] Bishop, R.E.D., Price, W.G., (1977), *The generalised antisymmetric fluid forces applied to a ship in a seaway*, International Shipbuilding Progress 24: 3–14.
- [10] Bishop R. E. D., Price W. G., (1979), *Hydroelasticity of ships*, Cambridge University Press.
- [11] Bhattacharyya, R., (1978), *Dynamics of marine vehicles*, John Wiley and Sons Publication, NY.
- [12] Buzdugan, Gh.,Fetcu, L., Radeş M., (1982), *Vibraţii mecanice*, E.D.P., Bucureşti.
- [13] Buzdugan, Gh., (1986), *Rezistenţa materialelor*, Editura Academiei Române, Bucureşti.
- [14] BV (2008), *Spectral fatigue analysis methodology for ships and offshore units*, Bureau Veritas.
- [15] BV., (2010,2011), *Bureau Veritas Rules for the Design and Classification of Ships*, Paris
- [16] Chirica, I., (2001), *Analiza cu elemente finite in ingineria structurilor*, Editura Fundatiei UGAL.
- [17] Cramer EH., Loseth R., Olaisen K., (1995), *Fatigue assessment of ship structures*, Marine structures, 8: 359-383.
- [18] DNV, (2003). *Fatigue assessment of ship structures*, Classification Notes 30.7. Det Norske Veritas, Hovik, Norway.
- [19] DNV (2010), *Fatigue design of offshore steel structures*, DNV-RP\_C203, Det Norske Veritas.
- [20] DNV, (2010), *Hull structural design ships with length 100 metres and above*, Det Norske Veritas, Hovik, Norway.
- [21] Domnişoru L., Domnişoru D., (1998), *The unified analysis of springing and whipping phenomena*, Transactions of the RINA, London 140(A):19-36.
- [22] Domnişoru, L., Domnişoru, D., (2000), *Experimental Analysis of Springing and Whipping Phenomena*, International Shipbuilding Progress, Marine Technology Quarterly, Delft, 47 (450):129-140.
- [23] Domnişoru, L., (2001), *Metoda elementului finit în construcţii navale*, Editura Tehnică Bucureşti.
- [24] Domnişoru, L., (2001), *Dinamica navei. Oscilaţii şi vibraţii ale corpului navei*, Editura Tehnică Bucureşti.
- [25] Domnişoru, L., Găvan, E., Popovici, O. (2005), *Analiza structurilor navale prin metoda elementului finit*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti.
- [26] Domnisoru, L., (2006), *Structural analysis and hydroelasticity of ships*, Galati University „Dunarea de Jos” Press.
- [27] Domnişoru, L., Stoicescu, L., Domnişoru, D. (2006), *The Analysis of Ships Dynamic Response Linear and Non-linear in Head Waves Based on the Hydroelasticity Theory*, Editura Fundaţiei Universitare „Dunărea de Jos” Galaţi.
- [28] Domnişoru, L., Ioan, A., (2007), *Non-linear hydroelastic response analysis in head waves, for a large bulk carrier ship hull*, Advancements in Marine Structures (Editors C.Guedes Soares, P.K.Das), A.A. Balkema Publishers a member of Taylor & Francis Group London, 147-158.
- [29] Domnisoru, L., Lungu, A., Dumitru, D., Ioan, A., (2008), *Complemente de analiză structurală şi hidrodinamică navală*”, Editura Galati University Press.
- [30] Domnisoru, L., Chirica, I., Ioan, A., (2009), *Methods for Hull Structure Strength Analysis and Ships Service Life Evaluation, for a large LNG carrier*, Analysis and Design of Marine Structures (Editors C.Guedes Soares, P.K.Das), CRC Press / A.A. Balkema Publishers a member of Taylor & Francis Group London, 53-65.
- [31] Domnişoru L., Chirică A., (2011), *Methods for hull structure strenght analysis and ship service life evaluation, under extreme hydroelastic wave loads, for a large oil-tanker*, Analysis and design of Marine Structures, Taylor & Francis Group, London, pp 459-471.

## Bibliografie selectivă

- [32] Domnișoru, L., Rubanenco., I., Mirciu, I., (2009-2013), *Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă din valuri echivalente cvasi-stactice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei*, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați.
- [33] Faltinsen O.M., (1993), *Sea loads on ships and offshore structures*, Cambridge University Press.
- [34] Fonseca, N., Guedes Soares, C., (1998), *Time-domain analysis of large-amplitude vertical ship motions and wave loads*, Journal of Ship Research 42(2):139–153.
- [35] Fonseca N., Guedes Soares C., (2005), *Comparison between experimental and numerical results of non-linear vertical ship motions and loads on a container ship in regular waves*, International Shipbuilding Progress, Delft, 52(1): 81-89.
- [36] Fricke, W., (2002), *Recommended hot-spot analysis procedure for structural details and FPSO's based on round - robin FE analysis*, International Jurnal Offshore Polar Engineering, 12(1):40-47.
- [37] Fricke W., Kahl A.,(2005), *Comparison of different structural stress approaches for fatigue assessment of welded ship structures*, Marine Structure 18:473-488.
- [38] GL, (2011), *Guidelines for fatigue strenght analysis of ship structure*, Germanisher Lloyd, Hamburg.
- [39] GL, (2009,2010,2011), *Hull Structures Rules*, Germanischer Lloyd's, Hamburg.
- [40] Guedes Soares, C., Moan, T., (1991), *Model uncertainty in the long-term distribution of wave-induced bending moments for fatigue design of shipstructures*, Marine Structure; 4:295–315.
- [41] Guedes Soares, C., Garbatov, Y., (1996), *Fatigue reliability of ship hull girder*, Marine Structure; 9(3–4):495–516.
- [42] Guedes Soares, C., Gordo, J.M., (1997), *Design methods for stiffened plates under predominantly uniaxial compression*, Marine Structures; 10 (6): 465–497.
- [43] Guedes Soares, C., (1999), *On the uncertainty in long-term predictions of wave induced loads on ships*, Marine Structure, 12:171–82.
- [44] Guedes Soares C., (1999), *Special issue on loads on marine structures*, Marine Structures 12(3): 129-209.
- [45] Hadăr, A., Marin, C., Petre, C., Voicu, A., (2005), *Metode numerice în inginerie*, Editura Politehnica Press, Bucuresti.
- [46] Hadăr, A., Constantinescu, I.N., Gheorghiu, H., Cotet, C.E, (2007), *Modelare si modele pentru calcule în ingineria mecanică*, Editura Printech, Bucuresti
- [47] Hirdaris S.E., Price W.G., Temarel P., (2003), *Two and three dimensional hydroelastic modelling of a bulk carrier in regular waves*, Marine Structures 16: 627-658.
- [48] Hughes O.F., et al. (1980), *A Practical Method for the Rational Design of Ship Structures*, Journal of Ship Research, 24(2): 101-113.
- [49] Hughes O.F., Mistree F. (1977), *A Comprehensive Method for the Automated Optimization of Ship Structures*, Proceedings, PRADS – International Symposium on Practical Design in Shipbuilding, Tokyo, 35-44.
- [50] Hughes O.F., (1985), *A general method for computer aided optimum structural design of ocean structures*, Computer Applications in the Automation of Shipyard Operation and Ship design; IFIP/IFAC International Conference, 1:13-26.
- [51] Hughes O.F. (1987), *A Practical Method for the Optimum Structural Design of Mobile Units*, Proceedings PRADS'87, 1106-1115.
- [52] Hung O.F., (1987), *Computer Aided Design of Complex Ship Structure Based on Finite Element and Multilevel Optimization Methods*, Proceedings, PRADS '87 Trondheim, 845-860.
- [53] Hughes O.F., (1988), *Ship Structural Design: A Rationally-Based, Computer-Aided Optimization Approach*, SNAME, Wiley & Sons, New York.
- [54] IACS, (2000), *Standard wave*, Recommendation no. 34.
- [55] IACS, (2005-2012), *Container Ships. Guidelines for surveys, Assessment and Repair of hull structures*, international Association of Classification Societies, London.
- [56] IMO-MARPOL, (1998), *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships*, International Maritime Organization.
- [57] IMO-SOLAS, (1998), *International Convention for the Safety of Life at Sea*, International Maritime Organization.
- [58] Ionaș O., Domnișoru L., Gavrilesco I., Dragomir D., (1999), *Tehnici de calcul în construcții navale*, Editura Evrika, Braila.
- [59] ISSC, (2009), *Report of the ISSC Technical Committee I.2 on Load*, 17th International Ship and offshore Structures Congress (ISSC), Seoul, Korea.

## Bibliografie selectivă

- [60] ITTC, (2005), *The Seakeeping Committee, Final Report and Recommendations*, Proceedings 24th ITTC, Edinburgh, UK.
- [61] ITTC (2005), Testing and Extrapolation Methods, Loads and Responses on Seakeeping Experiments, Recommended Procedures and Guidelines 7.5-02-07-02.1, International Towing Tank Conference.
- [62] ITTC, (2008), *The Seakeeping Committee. Final Report and Recommendations*, Proceedings 25th ITTC, Fukuoka, Japan.
- [63] ITTC, (2012), Proceeding of the 18th International Ship and Offshore Structures Congress, ISSC, Schiffbautechnischen Gesellschaft, Hamburg.
- [64] Jensen J.J., Dogliani M., (1993), *Wave induced ship hull vibrations in stochastic seaways*, International Shipbuilding, Delft.
- [65] Jensen J.J., Pedersen T.P., (2009), *Estimation of hull girder vertical bending moments including non-linear and flexibility effects using closed form expressions*, Journal Engineering for the Marine Environment, 223 (M): 337-390.
- [66] JSEA, 2000-2012, Shipbuilding and Marine Engineering in Japan, Tokyo. (www.jsea.or.jp).
- [67] Lehmann, E., (1998), *Guidelines for strength analyses of ship structures with the finite element method*, Germanischer Lloyd Register, Hamburg.
- [68] Mansour, A, Lin, D. (2008), *Strength of ship and ocean structures*, The Society of Naval Architecture and Marine Engineering, New Jersey.
- [69] Mirciu, I., (2012), *Contribuții privind analiza structurală a starilor limită la navele tip tanc*, Universitatea „Dunarea de Jos”, Galați
- [70] Mocanu, C.I., (2007), *Rezistența materialelor*, Editura Zigotto, Galați.
- [71] MS, (2010), *Microsoft Excel 2010 User Manual*, Microsoft.
- [72] MultiSurf (2007), *MultiSurf User Manual*, AeroHydro.
- [73] Năstăsescu, V., (1995), *Metoda elementului finit*, Editura Academiei Tehnice Militară, București.
- [74] Năstăsescu, V., Stefan A., (1998), *Analiza liniară-elastică prin metoda elementelor finite. Fundamente teoretice și aplicații*, Editura Academiei Tehnice Militară, București.
- [75] Năstăsescu, V., Stefan A., Lupoiu, C., (2002), *Analiza neliniară a structurilor mecanice prin metoda elementelor finite*, Editura Academiei Tehnice Militară, București.
- [76] Obreja, D., (2005), *Teoria navei, Concepte și metode de analiză a performanțelor de navigație*, Editura Didactică și Pedagogică, București.
- [77] Ostapenko, A., (1981), *Strength of ship hull girders under moment, shear and torque*, Proceedings of the SSCSNAME Symposium on Extreme Loads Response, Arlington, USA, 149–66.
- [78] Ozsoysal R., (2004), *A review of recent ship vibration papers*, The Shock and Vibration Digest 5(36): 207-214.
- [79] Petershagen H., Fricke W., Massel T.,(1991), *Application of the local approach to the fatigue strength assessment of welded structures in ship*, International Journal of Welding, 1409-1491.
- [80] Popovici O, Domnișoru L., (2001), *Metode moderne de calcul în construcția navei*, Editura Erika, Brăila.
- [81] Price W. G., Bishop R. E. D., (1974), *Probabilistic theory of ship dynamics*, Chapman and Hall, London.
- [82] Rigo, P., (2001), *Least-Cost Structural Optimization Oriented Preliminary Design*. Journal of Ship Production, 17(4): 202-215.
- [83] Rigo, P., (2009-2010), *LBR-5 Software User Guide*, ANAST, University of Liege, Faculty of Applied Sciences.
- [84] Rozbicki, M., Das Purnendu, K., Crow, A., (2001), *The preliminary finite element modelling of a full ship*, International Shipbuilding Progress Delft 48(2):213-225.
- [85] Rubanenco I., Mirciu I., Domnișoru L., (2013), *On the non-linear hydroelastic response in irregular head waves of a structural optimized container ship*. Analysis and Design of Marine Structures, Taylor & Francis Group, London, 67-77.
- [86] Servis, D., Voudouris, G., Samuelides, M., Papanikolaou, A., (2003), *Finite element modelling and strength analysis of hold no.1 of bulk carriers*, Marine Structures 16:601-626.
- [87] SWCM, (2008), *SolidWorks Cosmos/M FEM program user guide*, Dassault Systems SolidWorks Corporation.
- [88] Timoshenko S.P. (1953), *History of strength of materials*. New York: McGraw-Hill Book Co.
- [89] Tuitman J.T, (2010), *Hydroelastic response of ship structures to slamming induced whipping*, Delft Technical University.
- [90] Voitkunski, Y.I (1985), *Ship Theory Handbook*, Sudostroenie, Sankt Petersburg.
- [91] xxx, Sursa internet [http://korea50.army.mil/history/factsheets/merchant\\_marines.html](http://korea50.army.mil/history/factsheets/merchant_marines.html).

## Bibliografie selectivă

- [1] ABS, (2010), *Guidance notes on whipping assessment for container carriers*, American Bureau of Shipping, TX-Houston.
- [2] ABS (2011), *Guide for Spectral-based fatigue analysis for floating production, storage and offloading installations*, Structural Modeling Analysis, American Bureau of Shipping, TX-Houston.
- [3] ABS, (2012) *Rules for building and classing steel vessels*, American Bureau of Shipping, TX-Houston.
- [4] Bereznitski, A., (2001), *Slamming: the role of hydroelasticity*. International Shipbuilding Progress 48 (454): 333–351.
- [5] Bertram, V., (2000), *Practical ship hydrodynamics*, Butterworth Heinemann, Oxford.
- [6] Bidoaie I., Ionaș O., (1998), *Complemente de arhitectura navei*, Editura Porto-Franco, Galați
- [7] Bidoaie, I., (1985), *Teoria navei. Statica navei*, Editura Universitară Galați.
- [8] Bidoaie, I., Sârbu, N., Chirică, I., Ionaș, O.,(1986), *Îndrumar de proiectare. Teoria navei*, Editura Universitară Galați.
- [9] Bishop, R.E.D., Price, W.G., (1977), *The generalised antisymmetric fluid forces applied to a ship in a seaway*, International Shipbuilding Progress 24: 3–14.
- [10] Bishop R. E. D., Price W. G., (1979), *Hydroelasticity of ships*, Cambridge University Press.
- [11] Bhattacharyya, R., (1978), *Dynamics of marine vehicles*, John Wiley and Sons Publication, NY.
- [12] Buzdugan, Gh., Fetcu, L., Radeș M., (1982), *Vibrații mecanice*, E.D.P., București.
- [13] Buzdugan, Gh., (1986), *Rezistența materialelor*, Editura Academiei Române, București.
- [14] BV (2008), *Spectral fatigue analysis methodology for ships and offshore units*, Bureau Veritas.
- [15] BV., (2010,2011), *Bureau Veritas Rules for the Design and Classification of Ships*, Paris
- [16] Chirica, I., (2001), *Analiza cu elemente finite in ingineria structurilor*, Editura Fundatiei UGAL.
- [17] Cramer EH., Loseth R., Olaisen K., (1995), *Fatigue assessment of ship structures*, Marine structures, 8: 359-383.
- [18] DNV, (2003). *Fatigue assessment of ship structures*, Classification Notes 30.7. Det Norske Veritas, Hovik, Norway.
- [19] DNV (2010), *Fatigue design of offshore steel structures*, DNV-RP\_C203, Det Norske Veritas.
- [20] DNV, (2010), *Hull structural design ships with length 100 metres and above*, Det Norske Veritas, Hovik, Norway.
- [21] Domnișoru L., Domnișoru D., (1998), *The unified analysis of springing and whipping phenomena*, Transactions of the RINA, London 140(A):19-36.
- [22] Domnișoru, L., Domnișoru, D., (2000), *Experimental Analysis of Springing and Whipping Phenomena*, International Shipbuilding Progress, Marine Technology Quarterly, Delft, 47 (450):129-140.
- [23] Domnișoru, L., (2001), *Metoda elementului finit în construcții navale*, Editura Tehnică București.
- [24] Domnișoru, L., (2001), *Dinamica navei. Oscilații și vibrații ale corpului navei*, Editura Tehnică București.
- [25] Domnișoru, L., Găvan, E., Popovici, O. (2005), *Analiza structurilor navale prin metoda elementului finit*, Editura Didactică și Pedagogică, București.
- [26] Domnisoru, L., (2006), *Structural analysis and hydroelasticity of ships*, Galați University „Dunarea de Jos” Press.
- [27] Domnișoru, L., Stoicescu, L., Domnișoru, D. (2006), *The Analysis of Ships Dynamic Response Linear and Non-linear in Head Waves Based on the Hydroelasticity Theory*, Editura Fundației Universitare „Dunărea de Jos” Galați.
- [28] Domnișoru, L., Ioan, A., (2007), *Non-linear hydroelastic response analysis in head waves, for a large bulk carrier ship hull*, Advancements in Marine Structures (Editors C.Guedes Soares, P.K.Das), A.A. Balkema Publishers a member of Taylor & Francis Group London, 147-158.
- [29] Domnisoru, L., Lungu, A., Dumitru, D., Ioan, A., (2008), *Complemente de analiză structurală și hidrodinamică navală*”, Editura Galați University Press.
- [30] Domnisoru, L., Chirica, I., Ioan, A., (2009), *Methods for Hull Structure Strength Analysis and Ships Service Life Evaluation, for a large LNG carrier*, Analysis and Design of Marine Structures (Editors C.Guedes Soares, P.K.Das), CRC Press / A.A. Balkema Publishers a member of Taylor & Francis Group London, 53-65.
- [31] Domnișoru L., Chirică A., (2011), *Methods for hull structure strenght analysis and ship service life evaluation, under extreme hydroelastic wave loads, for a large oil-tanker*, Analysis and design of Marine Structures, Taylor & Francis Group, London, pp 459-471.

## Bibliografie selectivă

- [32] Domnișoru, L., Rubanenco., I., Mirciu, I., (2009-2013), *Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă din valuri echivalente cvasi-stactice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei*, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați.
- [33] Faltinsen O.M., (1993), *Sea loads on ships and offshore structures*, Cambridge University Press.
- [34] Fonseca, N., Guedes Soares, C., (1998), *Time-domain analysis of large-amplitude vertical ship motions and wave loads*, Journal of Ship Research 42(2):139–153.
- [35] Fonseca N., Guedes Soares C., (2005), *Comparison between experimental and numerical results of non-linear vertical ship motions and loads on a container ship in regular waves*, International Shipbuilding Progress, Delft, 52(1): 81-89.
- [36] Fricke, W., (2002), *Recommended hot-spot analysis procedure for structural details and FPSO's based on round - robin FE analysis*, International Jurnal Offshore Polar Engineering, 12(1):40-47.
- [37] Fricke W., Kahl A.,(2005), *Comparison of different structural stress approaches for fatigue assessment of welded ship structures*, Marine Structure 18:473-488.
- [38] GL, (2011), *Guidelines for fatigue strenght analysis of ship structure*, Germanisher Lloyd, Hamburg.
- [39] GL, (2009,2010,2011), *Hull Structures Rules*, Germanischer Lloyd's, Hamburg.
- [40] Guedes Soares, C., Moan, T., (1991), *Model uncertainty in the long-term distribution of wave-induced bending moments for fatigue design of shipstructures*, Marine Structure; 4:295–315.
- [41] Guedes Soares, C., Garbatov, Y., (1996), *Fatigue reliability of ship hull girder*, Marine Structure; 9(3–4):495–516.
- [42] Guedes Soares, C., Gordo, J.M., (1997), *Design methods for stiffened plates under predominantly uniaxial compression*, Marine Structures; 10 (6): 465–497.
- [43] Guedes Soares, C., (1999), *On the uncertainty in long-term predictions of wave induced loads on ships*, Marine Structure, 12:171–82.
- [44] Guedes Soares C., (1999), *Special issue on loads on marine structures*, Marine Structures 12(3): 129-209.
- [45] Hadăr, A., Marin, C., Petre, C., Voicu, A., (2005), *Metode numerice în inginerie*, Editura Politehnica Press, Bucuresti.
- [46] Hadăr, A., Constantinescu, I.N., Gheorghiu, H., Cotet, C.E, (2007), *Modelare si modele pentru calcule în ingineria mecanică*, Editura Printech, Bucuresti
- [47] Hirdaris S.E., Price W.G., Temarel P., (2003), *Two and three dimensional hydroelastic modelling of a bulk carrier in regular waves*, Marine Structures 16: 627-658.
- [48] Hughes O.F., et al. (1980), *A Practical Method for the Rational Design of Ship Structures*, Journal of Ship Research, 24(2): 101-113.
- [49] Hughes O.F., Mistree F. (1977), *A Comprehensive Method for the Automated Optimization of Ship Structures*, Proceedings, PRADS – International Symposium on Practical Design in Shipbuilding, Tokyo, 35-44.
- [50] Hughes O.F., (1985), *A general method for computer aided optimum structural design of ocean structures*, Computer Applications in the Automation of Shipyard Operation and Ship design; IFIP/IFAC International Conference, 1:13-26.
- [51] Hughes O.F. (1987), *A Practical Method for the Optimum Structural Design of Mobile Units*, Proceedings PRADS'87, 1106-1115.
- [52] Hung O.F., (1987), *Computer Aided Design of Complex Ship Structure Based on Finite Element and Multilevel Optimization Methods*, Proceedings, PRADS '87 Trondheim, 845-860.
- [53] Hughes O.F., (1988), *Ship Structural Design: A Rationally-Based, Computer-Aided Optimization Approach*, SNAME, Wiley & Sons, New York.
- [54] IACS, (2000), *Standard wave*, Recommendation no. 34.
- [55] IACS, (2005-2012), *Container Ships. Guidelines for surveys, Assessment and Repair of hull structures*, international Association of Classification Societies, London.
- [56] IMO-MARPOL, (1998), *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships*, International Maritime Organization.
- [57] IMO-SOLAS, (1998), *International Convention for the Safety of Life at Sea*, International Maritime Organization.
- [58] Ionaș O., Domnișoru L., Gavrilesco I., Dragomir D., (1999), *Tehnici de calcul în construcții navale*, Editura Evrika, Braila.
- [59] ISSC, (2009), *Report of the ISSC Technical Committee I.2 on Load*, 17th International Ship and offshore Structures Congress (ISSC), Seoul, Korea.



## Bibliografie selectivă

- [60] ITTC, (2005), *The Seakeeping Committee, Final Report and Recommendations*, Proceedings 24th ITTC, Edinburgh, UK.
- [61] ITTC (2005), Testing and Extrapolation Methods, Loads and Responses on Seakeeping Experiments, Recommended Procedures and Guidelines 7.5-02-07-02.1, International Towing Tank Conference.
- [62] ITTC, (2008), *The Seakeeping Committee. Final Report and Recommendations*, Proceedings 25th ITTC, Fukuoka, Japan.
- [63] ITTC, (2012), Proceeding of the 18th International Ship and Offshore Structures Congress, ISSC, Schiffbautechnischen Gesellschaft, Hamburg.
- [64] Jensen J.J., Dogliani M., (1993), *Wave induced ship hull vibrations in stochastic seaways*, International Shipbuilding, Delft.
- [65] Jensen J.J., Pedersen T.P., (2009), *Estimation of hull girder vertical bending moments including non-linear and flexibility effects using closed form expressions*, Journal Engineering for the Marine Environment, 223 (M): 337-390.
- [66] JSEA, 2000-2012, Shipbuilding and Marine Engineering in Japan, Tokyo. (www.jsea.or.jp).
- [67] Lehmann, E., (1998), *Guidelines for strength analyses of ship structures with the finite element method*, Germanischer Lloyd Register, Hamburg.
- [68] Mansour, A, Lin, D. (2008), *Strength of ship and ocean structures*, The Society of Naval Architecture and Marine Engineering, New Jersey.
- [69] Mirciu, I., (2012), *Contribuții privind analiza structurală a starilor limită la navele tip tanc*, Universitatea „Dunarea de Jos”, Galați
- [70] Mocanu, C.I., (2007), *Rezistența materialelor*, Editura Zigotto, Galați.
- [71] MS, (2010), *Microsoft Excel 2010 User Manual*, Microsoft.
- [72] MultiSurf (2007), *MultiSurf User Manual*, AeroHydro.
- [73] Năstăsescu, V., (1995), *Metoda elementului finit*, Editura Academiei Tehnice Militară, București.
- [74] Năstăsescu, V., Stefan A., (1998), *Analiza liniară-elastică prin metoda elementelor finite. Fundamente teoretice și aplicații*, Editura Academiei Tehnice Militară, București.
- [75] Năstăsescu, V., Stefan A., Lupoiu, C., (2002), *Analiza neliniară a structurilor mecanice prin metoda elementelor finite*, Editura Academiei Tehnice Militară, București.
- [76] Obreja, D., (2005), *Teoria navei, Concepte și metode de analiză a performanțelor de navigație*, Editura Didactică și Pedagogică, București.
- [77] Ostapenko, A., (1981), *Strength of ship hull girders under moment, shear and torque*, Proceedings of the SSCSNAME Symposium on Extreme Loads Response, Arlington, USA, 149–66.
- [78] Ozsoysal R., (2004), *A review of recent ship vibration papers*, The Shock and Vibration Digest 5(36): 207-214.
- [79] Petershagen H., Fricke W., Massel T.,(1991), *Application of the local approach to the fatigue strength assessment of welded structures in ship*, International Journal of Welding, 1409-1491.
- [80] Popovici O, Domnișoru L., (2001), *Metode moderne de calcul în construcția navei*, Editura Erika, Brăila.
- [81] Price W. G., Bishop R. E. D., (1974), *Probabilistic theory of ship dynamics*, Chapman and Hall, London.
- [82] Rigo, P., (2001), *Least-Cost Structural Optimization Oriented Preliminary Design*. Journal of Ship Production, 17(4): 202-215.
- [83] Rigo, P., (2009-2010), *LBR-5 Software User Guide*, ANAST, University of Liege, Faculty of Applied Sciences.
- [84] Rozbicki, M., Das Purnendu, K., Crow, A., (2001), *The preliminary finite element modelling of a full ship*, International Shipbuilding Progress Delft 48(2):213-225.
- [85] Rubanenco I., Mirciu I., Domnișoru L., (2013), *On the non-linear hydroelastic response in irregular head waves of a structural optimized container ship*. Analysis and Design of Marine Structures, Taylor & Francis Group, London, 67-77.
- [86] Servis, D., Voudouris, G., Samuelides, M., Papanikolaou, A., (2003), *Finite element modelling and strength analysis of hold no.1 of bulk carriers*, Marine Structures 16:601-626.
- [87] SWCM, (2008), *SolidWorks Cosmos/M FEM program user guide*, Dassault Systems SolidWorks Corporation.
- [88] Timoshenko S.P. (1953), *History of strength of materials*. New York: McGraw-Hill Book Co.
- [89] Tuitman J.T, (2010), *Hydroelastic response of ship structures to slamming induced whipping*, Delft Technical University.
- [90] Voitkunski, Y.I (1985), *Ship Theory Handbook*, Sudostroenie, Sankt Petersburg.
- [91] xxx, Sursa internet [http://korea50.army.mil/history/factsheets/merchant\\_marines.html](http://korea50.army.mil/history/factsheets/merchant_marines.html).