

**IOSUD – UNIVERSITATEA „DUNĂREA DE JOS” DIN GALAȚI**

**Școala doctorală de Inginerie mecanică**



# **TEZĂ DE DOCTORAT**

## **REZUMAT**

**NUMERICAL SIMULATION OF THE SHIP  
HULL HYDRODYNAMIC PERFORMANCE**

**SIMULAREA NUMERICĂ A  
PERFORMANȚELOR HIDRODINAMICE ALE  
CORPULUI NAVEI**

**Doctorand,**

**ing. Adham S. Bekhit**

**Conducător științific,**

**Prof.dr.ing. Florin Popescu**

**Seria I 6 Nr. 60**

**GALAȚI**

**2021**

IOSUD – UNIVERSITATEA „DUNĂREA DE JOS” DIN GALAȚI

Școala doctorală de Inginerie mecanică



# TEZĂ DE DOCTORAT

## SIMULAREA NUMERICĂ A PERFORMANȚELOR HIDRODINAMICE ALE CORPULUI NAVEI

## NUMERICAL SIMULATION OF THE SHIP HULL HYDRODYNAMIC PERFORMANCE

**Doctorand**

**ing. Adham S. Bekhit**

**Președinte**

Prof.dr.ing. Eugen Victor Cristian Rusu

**Conducător științific,**

Prof.dr.ing. Florin Popescu

**Referenți științifici**

Prof univ.dr.ing. Radu Mircea Damian

Conf.dr.ing. Florin Ioan Bode

Prof.dr.ing. Leonard Domnișoru

**Seria I 6 Nr. 60**

**GALAȚI**

**2021**

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

**Domeniul fundamental 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**
- Seria I 9: **Inginerie și management în agricultură și dezvoltare rurală**

**Domeniul fundamental ȘTIINȚE SOCIALE**

- Seria E 1: **Economie**
- Seria E 2: **Management**
- Seria SSEF: **Știința sportului și educației fizice**

**Domeniul fundamental ȘTIINȚE UMANISTE ȘI ARTE**

- Seria U 1: **Filologie- Engleză**
- Seria U 2: **Filologie- Română**
- Seria U 3: **Istorie**
- Seria U 4: **Filologie - Franceză**

**Domeniul fundamental MATEMATICĂ ȘI ȘTIINȚE ALE NATURII**

- Seria C: **Chimie**

**Domeniul fundamental ȘTIINȚE BIOLOGICE ȘI BIOMEDICALE**

- Seria M: **Medicină**

## **Mulțumiri**

Aș dori să-mi exprim recunoștința și mulțumirile nesfârșite pentru cei care m-au ajutat și mi-au oferit sprijinul necondiționat pentru finalizarea acestei teze.

## Rezumat

În contextul actual procesul modern de proiectare a navelor impune mai multe provocări din punct de vedere al geometriei, economiei și, mai recent, al eficienței energetice. De aceea este foarte importantă existența unui instrument flexibil, fiabil și eficient pentru a înțelege performanța hidrodinamică a navei aflate în mișcare, fie în apă calmă, fie în valuri, și a evalua diferitele aspecte hidrodinamice în diverse stări ale navei.

Metodele clasice experimentale, statistice sau analitice au propriilor lor limitări având în vedere costul, aplicabilitatea și flexibilitatea lor pentru a gestiona scopuri generice, de optimizare și forme neconvenționale ale navelor. Deși metodele experimentale sunt cele mai exacte și cele mai realiste abordări în toate aplicațiile de inginerie și în special în domeniul hidrodinamic al navelor, costul lor este semnificativ și aplicabilitatea lor în procesul de optimizare este irealizabilă. Pe de altă parte, abordările bazate pe metodele teoretice sunt limitate doar la navele convenționale, ceea ce face imposibilă aplicarea lor la noile modele. Ultimele trei decenii au arătat o creștere semnificativă a aplicațiilor CFD (Computational Fluid Dynamic) în hidrodinamica navelor, în ceea ce privește rezistența, propulsia, performanțele de seakeeping, manevrabilitatea și multe alte aplicații. Ținând cont de dezvoltarea enormă a capacităților de calcul, care a dus recent la performanțe ridicate (High Performance Computing) și facilități de cloud computing, recent CFD poate fi util pentru a analiza aspectele hidrodinamice ale navei cu un nivel de precizie foarte mare. Totodată, flexibilitatea metodei CFD este nelimitată, ceea ce o face potrivită pentru a analiza chiar și cele mai complexe scenarii din hidrodinamica navelor, cum ar fi scufundarea, pierderea stabilităților sau scenarii de accidente complexe, care cu siguranță nu pot fi studiate folosind o abordare experimentală.

Cu toate aceste facilități posibile în simularea numerică, o nouă tendință în domeniul hidrodinamicii navelor a lansat termenul de “bazin de carene numeric” sau “bazin de carene virtual”. Acest fapt confirmă acuratețea simulărilor numerice, recunoscută în rândul specialiștilor, în estimarea performanțelor hidrodinamice ale navelor. Cu toate acestea, acuratețea simulării numerice ar trebui întotdeauna confirmată prin studii sistematice consistente de verificare și validare, în special pentru conceptele noi, cu integrarea abordărilor numerice și experimentale.

Plecând de la această perspectivă, studiul de față propune un prim pas pentru un bazin de carene numeric menit să evalueze performanțele hidrodinamice ale corpului navei din punctul de vedere al rezistenței, propulsiei și al seakeeping-ului. Sunt efectuate studii riguroase și extinse, toate având ca scop investigarea capacității unui solver CFD unic pentru curgere vâscoasă (ISIS-CFD al FINE™/Marine) de a trata diferitele aspecte ale hidrodinamicii navelor. Verificarea și validarea sistematică extensivă cu datele experimentale sunt efectuate pentru a evalua consistența și acuratețea soluțiilor numerice în comparație cu datele experimentale disponibile din perspective analitice similare.

Pentru a asigura aplicabilitatea și coerența metodei propuse pentru diferite aspecte, geometrii și funcții ale navei, se utilizează trei corpuri de nave pentru a valida simulările numerice din acest studiu care sunt: modelul navei Japan Bulk Carrier (JBC), modelul de navă de tip petrolier KVLCC2 și, în cele din urmă, modelul navei de de tip combatant DTMB. Merită menționat faptul că scopul acestei cercetări, care este direct legat de validarea metodei propuse față de datele experimentale, acoperă doar analiza la scară a modelului, similar cu rezultatele testelor experimentale disponibile în literatură de specialitate, pentru a demonstra că abordarea numerică poate reproduce aceleași teste efectuate în bazinul de carene, cu o complexitate și costuri mult mai mici.

Simulările de rezistență ale navei sunt efectuate pentru cele trei modele de nave cu condiții diferite de navigație și apendici. În plus, se efectuează un studiu experimental pentru modelul navei DTMB la regimul de viteză medie-mare pentru a studia, experimental și numeric, influența efectului pereților din bazin asupra rezistenței și suprafeței libere a navei.

Simulările de propulsie a navei sunt executate pentru modelul de navă JBC și KVLCC2 pentru cazul elicei în apă liberă, siaj nominal și efectiv pe baza metodei simplificate a discului actuator (a discului activ) și a elicei modelate în 3D, utilizând tehnica "sliding grid".

Performanța navelor în valuri este evaluată folosind trei seturi de simulări efectuate pentru DTMB în ceea ce privește nava în mișcare în valuri regulate frontale în timp ce este fixată fără grade de libertate și, respectiv, cu două grade de libertate pe direcțiile verticală și longitudinală (mișcarea verticală, respectiv tangaj) și, în cele din urmă, amortizarea ruliului în apa calmă.

Toate cele trei aspecte au fost validate luând în considerare forțele hidrodinamice, mișcările, suprafața liberă și siajul. Toate rezultatele obținute sunt validate pe baza datelor experimentale care arată o corespondență promițătoare.

## Abstract

The modern ship design process imposes several challenges from geometry, economy and most recently, energy efficiency points of view. In order to understand the ship hydrodynamic performance of a moving ship, whether in calm water or in waves, it is very important to have a flexible, reliable and efficient tool to assess the different hydrodynamic aspects in that condition.

The conventional ship hydrodynamic tools, represented in experimental and theoretical based methods, have their own limitation considering their cost, applicability and flexibility to handle generic, optimization purposes and unconventional ship shapes. Although experimental methods are the most accurate and realistic approaches in all engineering applications and particularly in ship hydrodynamic field, their cost is significant and their applicability in the optimization process is unfeasible. On the other hand, the theoretical based approaches suffer from their limited applications for conventional ships, which make their possibility to cover new designs impossible. The past three decades in ship hydrodynamic applications showed a significant rise in the CFD applications in ship hydrodynamics, regarding the resistance, propulsion, seakeeping, maneuvering and many other applications. Thanks to the latest development in the physical and numerical modeling approaches, encouraged by the enormous development in computational capacities, which recently resulted in high performance and cloud computing facilities, in the recent days, the CFD can be useful to analyze the ship hydrodynamic aspects with a very mature level of accuracy. In addition, the flexibility of the CFD method is unlimited, which made it suitable for analyzing even the most complex scenarios in ship hydrodynamics, such as sinkage, loss of stabilities or complex accidental scenarios, which definitely are not applicable to be studied using an experimental approach.

With all these features possible in the numerical simulation, a new trend in ship hydrodynamics field nowadays launched the term (Numerical Towing Tank, or Virtual Towing Tank). This shows that the numerical simulations recently have their internationally recognized role in predicting ship hydrodynamic performance. Yet, the accuracy of the numerical simulation should always be controlled by serious systematic verification and validation studies, especially for novel concepts, with collaborate integration between the numerical and experimental approaches.

Heading from this perspective, this study proposes a first step for a numerical towing tank that should assess the ship hull hydrodynamic performance from resistance, propulsion and seakeeping points of view. Rigorous and extensive studies are performed, all aimed at investigating the capability of a unique CFD viscous flow solver (ISIS-CFD of the FINE<sup>TM</sup>/Marine) to handle the different aspects of ship hydrodynamics. Extensive systematic verification and validation with the experimental data are conducted to assess the consistency and accuracy of the numerical solutions compared to the available experimental data from similar analysis perspectives.

To ensure the applicability and consistency of the proposed method for various ship aspects, geometries and functions, three ships are used to validate the numerical simulations in this study which are; the Japan Bulk Carrier JBC ship model, the very large crude carrier KVLCC2 ship model, and finally, the DTMB surface combatant ship model. Worth mentioning that the scope of this research, which is directly connected to validation of the proposed method against experimental data, covers only model scale investigation similar to the tank tests results available in the public domain, in order to demonstrate that the numerical approach can replicate the same tests performed in the towing tanks, with much less complexity and cost.

Ship resistance simulations are performed for the three ship models with different sailing and appendage conditions. Besides, an experimental study is carried out for the DTMB ship model at the medium-high speed mode to study the influence on the total resistance and wave reflections at the wall experimentally and numerically.

Ship propulsion simulations are executed for JBC and KVLCC2 ship model for open water propeller condition and for nominal and effective propulsion condition based on the simplified actuator disk method and the 3D modeled propeller using the sliding grid technique.

Ship seakeeping performance is assessed using three sets of simulations performed for the DTMB regarding the ship sailing in regular head waves while fixed with no degrees of freedom, and with two degrees of freedom free to heave and pitch, and finally, the roll decay condition in calm water.

All the three aspects were validated taking into consideration the hydrodynamic forces, motions, free-surface and local flow. All the obtained results are validated against the EFD data showing a promising correspondence, especially for resistance and propulsion applications, with slightly less accuracy for local parameters in seakeeping, such as pitch motion prediction.

Overall, the study concluded the possibility of the CFD method to handle reliably and accurately the ship hydrodynamic performance in several aspects. More aspects and simulation cases are proposed in the future plan of this research in order to concur more aspects in the ship hydrodynamics domain.



## Nomenclaturi

$C_T$	Coeficientul rezistenței totale
$Q^*$	Al doilea criteriu Q invariant
$R_T$	Raportul de convergență în timp
$R_T$	Rezistență totală
$R_i$	Raportul de convergență
$\vec{U}$	Vector de viteză
$U_\infty$	Viteza neperturbată
$U_D$	Incertitudinea datelor
$U_G$	Incertitudine de grilă
$U_I$	Incertitudine de iterație
$U_S$	Incertitudine de simulare
$U_{SM}$	Incertitudine de Modelare
$U_{SN}$	Incertitudine numerică
$U_T$	Incertitudinea pasului de timp
$U_V$	Incertitudine de validare
$U_{reqd}$	Nivelul recomandat de incertitudine
$c_i$	Fracția de volum pentru fluidul i
$p_\infty$	Presiunea neperturbată
$p_G$	Ordinea de precizie a grilei
$p_T$	Ordinea de precizie a pasului de timp
$r_G$	Raportul de rafinare a greii
$r_i$	Raportul general de verificare
$y^+$	Distanță non-dimensională de perete
$\Delta x$	Dimensiunea celulei în direcția x
$\Delta y$	Dimensiunea celulei în direcția y
$\Delta z$	Dimensiunea celulei în direcția z
$A$	Amplitudinea valului
$A_0$	Aria discului elicei
$A_E$	Aria expandata a palei
$B$	Latimă navei
$C_{AW}$	coeficientul rezistenței adăugată în val
$C_B$	Coeficientul bloc
$C_H$	Coeficientul forței pe verticală
$C_M$	Coeficientul secțiunii la mijlocul navei
$C_M$	Coeficientul momentului în plan vertical (tangaj)
$C_{Tcw}$	Coeficient de rezistență totală în apă calmă
$C_{Tw}$	Coeficientul de rezistență totală în valuri
$D$	Valoarea măsurată în experiment
$D$	Adâncimea navei
$D_h$	Diametrul butucului elicei
$D_p$	Diametrul elicei
$Fr$	Numărul Froude
$H_w$	Înălțimea valurilor
$J$	Coeficientul vitezei de avans al elicei
$k$	Număr de val
$K_Q$	Coeficientul de cuplu al elicei
$K_T$	Coeficientul de împingere a elicei
$L_{PP}$	Lungimea dintre perpendiculare
$M_i$	Reprezentare generală pentru densitatea rețelei, $i = 1: n$ , cele mai fine grilă $i = 1$ , cea mai grilă $i = n$
$\emptyset$	Unghiul de ruliu
$\emptyset_0$	Unghiul inițial de ruliu
$\emptyset_m$	valoarea medie a roliului de descompunere
$Q$	Cuplul elicei

RAO	Operator de amplitudine de răspuns
$Re$	Numărul lui Reynolds
$S$	Valoarea de simulare calculată pe baza CFD
$S_0$	Suprafața udată a navei fără apendice
SFC	Corectarea forței de tracțiune
$S_R$	Suprafața umedă a cârmei
$T$	Proiectul navei
$T$	Timp de simulare
$T$	Impingerea elicei
$T$	Perioada valului
$t$	Timp de simulare
TF	Funcția de transfer al răspunsului
$U$	Viteza navei, viteza de curgere axială în direcția x
$V$	Viteza de curgere axială în direcția y
$W$	Viteza de curgere axială în direcția x
$x_{CG}$	Poziția longitudinală a centrului de greutate
$Z$	Numărul de pale ale elicei
$z_{CG}$	Poziția verticală a centrului de greutate
$\Delta$	Deplasamentul navei
$\Delta\emptyset$	Decrementul unghiului de ruliu
$\Delta t$	Pasul de timp în simulare
$\lambda$	Lungimea valului
$\omega$	Disiparea specifică a energiei cinetice turbulente
$\omega$	Frecvența circulară a valului
$E$	Eroare absolută
$K$	Energie cinetică
$S$	Suprafața de control în ecuația de reglare a fluidului
$V$	Controlați volumul în ecuația de reglare a fluidului
$c$	Coeficientul fracției de volum
$n$	Rata de rotație a elicei
$p$	Presiune
$u$	Viteza fluidului în direcția x
$v$	Viteza fluidului în direcția y
$w$	Viteza fluidului în direcția z
$\nabla$	Deplasamentul volumetric al carenei
$\beta$	Coeficient de modelare pentru modelul de turbulență K- $\omega$
$\gamma$	Tensiune de suprafață
$\varepsilon$	Disipare energiei cinetice turbulente
$\varepsilon\%$	Eroare relativă
$\mu$	Viscozitate
$\rho$	Densitatea de masă a fluidului
$\sigma$	Scufundare
$\tau$	Tangaj

## Abrevieri

A.P.	Perpendicular din pupa
ABKV	Vârtej de chila de la pupa
AW	Perete activă
BKV	Vârtej de Chile de roliu
BSV	Vârtej cu arbore inferior
CFD	Computational Fluid Dynamic
DDES	Simulare întârziată Eddy
DES	Simulare Eddy detașată
DNS	Simulare numerică directă
DOF	Grade de libertate
DTMB	David Taylor Model Basin
DW	Perete dezactivat
EASM	Modelul de stres algebric explicit
EFD	Dinamica experimentală a fluidelor
ESD	Duza pupa de economisire a energiei
F.P.	Perpendicular înainte
FBKV	Vârtejuri ale chilei din fața corpului
GD	Domeniul general
GHG	Gazele de seră
HMRI	Hyundai Maritime Research Institute
HPC	Calcul de înaltă performanță
IDB	Baza de date internațională
IDDES	Simulare îmbunătățită întârziată detașată Eddy
IIHR	Institutul de Cercetări Hidraulice din Iowa
IMO	Organizația Maritimă Internațională
INSEAN	Istituto Nazionale per Studi Ed Esperienze di Architettura Navale
ITTC	Conferința internațională a tancurilor de remorcare
JBC	Japonia Bulk Carrier
KCS	Nava de containere KRISO
KRISO	Institutul de Cercetare Coreeană pentru Inginerie Navală și Oceanică
KVLCC	KRISO Foarte mare transportator brut
<i>k-<math>\omega</math> SST</i>	<i>k-<math>\omega</math> Model de turbulență a forței de forfecare</i>
LES	Simulare mare Eddy
MAC	Marker-And-Cell
NMRI	Institutul Național de Cercetare Maritimă
NSE	Ecuțiile Navier-Stokes
POW	Elice de apă deschisă
PTV	Velocimetrie de urmărire a particulelor
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RANSE	Reynolds-Averaged Navier-Stokes Ecuations
RAO	Operator de amplitudine de răspuns
RE	Richardson Extrapolation
RSM	Modelul de stres Reynolds
RTV	Vortici de vârf de cârmă
SDV	Vortici Sonar Dome
SIMMAN	Atelier de lucru privind verificarea și validarea metodelor de simulare a manevrelor navei
TKE	Energie cinetică turbulentă
URANSE	Ecuții Reynolds instabile - media Navier-Stokes
VOF	Volumul de lichid

## Lista figurilor selectate

	Pg.	
Figura 2.1	Procesul general CFD [60]	5
Figura 3.2	Surse de erori în rezultatele CFD [27]	6
Figura 3.2	Grilă similară din punct de vedere geometric pentru o configurație simplă a cubului	8
Figura 3.3	Grile similare din punct de vedere geometric pentru modelul navei JBC	8
Figura 4.1	Modelul navei JBC evidențiază pupa, prova, duză, elice și cârmă	9
Figura 4.2	Dimensiunile principale ale navei și ale duzei	10
Figura 4.3	Grile de discretizare: (a) JBC cu ESD, (b) duză și cavalet, (c) rafinamentul la suprafața liberă, (d) discretizare în zona prova și (e) comparația dintre grila fină și grosieră în zona pupa	10
Figura 4.5	Suprafața liberă calculată la $T = 30$ s, prezentând: (a) configurația suprafeței libere, (b) mass fraction, (c) CFD vs. EFD pentru topologia suprafeței libere, (d, e și f) CFD vs. EFD pentru profilul valului, la distanțe $y/L_{pp}=0.1043$ respectiv și $y/L_{pp} = 0.19$	12
Figura 4.7	Rezultatele EFD și CFD pentru contururile vitezei axiale calculate la $T = 30$ s pentru nava fără ESD la secțiunea S2 utilizând diferite modele de turbulență	13
Figura 4.10	Comparație între contururile de viteză în sensul curentului măsurate și calculate la $T = 30$ s utilizând modelul de turbulență EASM pentru nava cu ESD la secțiunile S2, S4 și S7	13
Figura 4.12	Modelul KVLCC2: geometrie evidențiind elicea și cârma	14
Figura 4.13	Grila de discretizare pentru nava cu cârma simplificată (stânga) și cârma reală (dreapta)	15
Figura 4.14	Rezultate obținute pentru nava fără cârmă	15
Figura 4.16	Suprafață liberă (stânga) și profilul valului în plan longitudinal la $y/L_{pp}=-0.0964$ și $y/L_{pp}=-0.1581$ (dreapta)	16
Figura 17	CFD vs. EFD contururi ale vitezei curgerii la secțiuni: $x/L_{pp} = 0,85$ și $0,98$	16
Figura 4.20	Geometria modelului DTMB: prova, profilul, baza și pupa	17
Figura 4.21	Grila de discretizare: (a) grile fină și grosieră, (b) rafinament la suprafață liberă și (c) o secțiune la provă	18
Figura 4.22	Rezistența totală rezultă pe baza densității grilei	19
Figura 4.24	Suprafața liberă (stânga) și profilul valului în plan longitudinal la $y/L_{pp}=0.082$ și $y/L_{pp}=0.172$ (dreapta)	19
Figura 4.25	CFD vs. EFD contururi ale vitezei la diferite secțiuni	20
Figura 4.26	Grila de discretizare și rafinamentul apendicilor	21
Figura 4.27	Rezultate rezistenței pentru nava cu apendici și pentru fiecare apendice	21
Figura 4.29	Comparație între corpul cu și fără apendici pentru contururile vitezei axiale (U) și TKE	22
Figura 4.30	helicitate nedimensională: vedere de jos (a) nava fără apendici, (b) nava cu apendici cât și (c) profilul corpului cu apendici	23

Figura 4.32	Topologia suprafeței libere la extremitățile navei în timpul testului: prova (stânga), pupa (dreapta)	26
Figura 4.33	Date extrapolate pentru modelului DTMB – UGAL comparativ cu modelul DTMB – INSEAN [129]	27
Figura 5.1	Dimensiunile domeniului de simulare și condițiile la limită în planele x-z și y-z	29
Figura 5.2	Grila de discretizare fină ilustrând zona palelor și zona de rafinare	29
Figura 5.3	Coeficienții $K_T$ , $K_Q$ și $\eta_0$ realizate cu CFD comparativ cu datele EFD [48, 125]	30
Figura 5.6	Structura vorticală a siajului calculată la $T=5$ s. pentru: (a) $J=0.3$ , (b) $J=0.6$	30
Figura 5.7	Secțiune în structura vorticală a siajului la $J=0.6$	30
Figura 5.8	Domeniul de calcul și condițiile la limită pentru simularea autopropulsiei	31
Figura 5.10	Grila de discretizare pentru: disc activ (stânga) și “sliding grid”(dreapta)	32
Figura 5.11	Rezultatele CFD pentru contururile de viteză nominale (a și b) și efective (c și d) calculate pentru nava cu și fără ESD utilizând metoda discului actuator	33
Figura 5.12	Interpolarea rezultatelor pentru determinarea turației	33
Figura 5.13	Comparație între contururile de viteză CFD vs EFD fără ESD la secțiunile S4 și S7	34
Figura 5.14	Comparație între contururile de viteză pentru navă fără ESD și “second invariant” $Q^*=50$ pentru nava cu și fără cârmă, calculat folosind modelul de turbulență DES	34
Figura 5.15	Grile de discretizare pentru grila fină	35
Figura 5.16	Curbele de performanță ale elicei în apă liberă: CFD vs EFD	35
Figura 5.17	Vorticitatea la $J = 0,2$ : (a) structure vorticale, (b) magnitudine, (c) traiectorie și (d) nuclee vortex	36
Figura 5.18	$Q$ calculat pentru $J = 0,2$ pe baza diferitelor modele de turbulență pentru iso-surface = 500	36
Figura 5.20	$Q$ calculat pentru $J = 0,4$ pe baza diferitelor modele de turbulență pentru iso-surface = 250	37
Figura 5.22	$Q$ calculat pentru $J = 0,6$ pe baza diferitelor modele de turbulență pentru iso-surface = 125	37
Figura 6.1	Dimensiunile domeniului și condițiile la limită	39
Figura 6.2	Configurația grilei: pupa, prova, secțiunea longitudinală, suprafața liberă	40
Figura 6.3	Coeficienții $C_T$ , $C_H$ și $C_M$ , rezultatele CFD comparativ cu EFD [47]	41
Figura 6.7	Suprafața liberă calculată a patru segmente de val comparative cu EFD [47, 87]	41
Figura 6.17	RAO CFD vs. EFD [87]	42
Figura 6.20	Interacțiunea corp-val la $t/T=0$ și $t/T=0.5$	43
Figura 6.22	Distribuția vitezei axiale în jurul navei și dezvoltarea vârtejurilor: navă în apa calmă (stângă) și navă în valuri	43

Figura 6.25	Discretizarea fină a grilei: (a) carena 3D; (b) secțiune longitudinală; (c,d) secțiune transversală reprezentând discretizarea în jurul carenei și chilelor de rului; (e) discretizarea suprafeței libere-vedere de sus	44
Figura 6.26	Dezvoltarea ruliului în timp la unghiuri inițiale de rului diferite	45
Figura 6.29	Topologia suprafeței libere calculată în a doua perioadă de rului la cele patru sferturi din perioada ruliului în cazul unghiului inițial de rului $\varnothing_0 = 10$ și $Fr = 0.28$	46
Figura 6.30	Influența vitezei navei asupra amortizării mișcării de rului	46
Figura 6.32	CFD vs. EFD	47
Figura 6.33	Vârtejurile dezvoltate în perioadă de rului care arată: (a) vedere de jos, (b, c) laturile din babord și tribord pentru $t/T = 0$	48
Figura 6.34	(a): Contururi U, (b): contururi TKE și (c): $Q^* = 25$ vizualizat la secțiunea $x/L_{pp} = 0,675$ la 8 segmente ale perioadei de rului	49

## Lista de tabelelor selectate

	Pg.
Tabelul 3.1	8
Tabelul 4.1	9
Tabelul 4.3	10
Tabelul 4.4	11
Tabelul 4.5	11
Tabelul 4.8	14
Tabelul 4.9	14
Tabelul 4.10	15
Tabelul 4.12	16
Tabelul 4.13	18
Tabelul 4.14	18
Tabelul 4.17	20
Tabelul 4.18	21
Tabelul 4.21	24
Tabelul 4.22	24
Tabelul 4.23	26
Tabelul 4.24	27
Tabelul 5.2	28
Tabelul 5.3	29
Tabelul 5.4	31
Tabelul 5.5	32
Tabelul 5.6	33
Tabelul 5.10	38
Tabelul 6.2	40
Tabelul 6.11	42
Tabelul 6.13	44
Tabelul 7.1	52

# Cuprins

	Pag.
<b>Mulțumiri</b>	i
<b>Rezumat</b>	ii
<b>Abstract</b>	iv
<b>Nomenclator</b>	vi
<b>Abrevieri</b>	ix
<b>Listă de figuri</b>	xi
<b>Listă de tabele</b>	xv
<b>Cuprins</b>	xvii
<b>Tabelul of Contents</b>	xx
<b>Capitolul I    Introducere</b>	1
1.1           Motivație	1
1.2           Background	2
1.3           Stadiul actual al cunoașterii	4
1.3.1       Rezistență la înaintare	5
1.3.2       Propulsie	12
1.3.3       Seakeeping	16
1.3.4       Manevrabilitate	18
1.4           Scop și obiective	20
1.5           Structura tezei	21
<b>Capitolul II   Modelul matematic</b>	24
2.1           Ecuatiile principale	25
2.2           Ecuatiile de turbulență	26
2.2.1       Ecuatiile lui Menter în modelul $k - \omega$ SST	27
2.2.2       Ecuatiile medelului “Explicit Algebraic Stress Model (EASM)”	28
2.3           Condițiile la limite	30
2.4           Procedura CFD	33
<b>Capitolul III   Verificare și validare</b>	36
3.1           Conceptul verificării și validării	37
3.2           Metodologia pentru verificare	39
3.2.1       Metoda generală a extrapolării lui Richardson	42
3.2.2       Estimarea erorilor și incertitudinilor cu factorul de corecție	43
3.2.3       Estimarea incertitudinilor cu factor de siguranță	44
3.3           Metodologia validării	44
3.4           Generarea de grile nestructurate pentru studii de verificare și validare	45
<b>Capitolul IV   Rezistență la înaintare</b>	48
4.1           Modelul navei Japan Bulk Carrier (JBC)	49
4.1.1       Condiții de analiză	50
4.1.2       Domeniul de calcul și condițiile limită	50
4.1.3       Discretizare	51
4.1.4       Strategia de simulare	52
4.1.5       Rezultate privind rezistența și mișcarea	52
4.1.6       Rezultate privind suprafața liberă	54
4.1.7       Rezultate privind curgerea în jurul navei	56
4.2           Modelul navei tip petrolier (KVLCC2)	61
4.2.1       Condiții de analiză	62
4.2.2       Domeniul de calcul și condițiile limită	62
4.2.3       Discretizare	62
4.2.4       Rezultate privind rezistența și mișcarea	63
4.2.5       Rezultate privind suprafața liberă	65
4.2.6       Rezultate privind curgerea în jurul navei	65
4.3           Modelul navei tip combatant David Taylor Model Basin (DTMB)	67
4.3.1       Modelul navei de carenă nudă	68



4.3.1.1	Condiții de analiză	68
4.3.1.2	Domeniul de calcul și condițiile limită	68
4.3.1.3	Discretizare	69
4.3.1.4	Rezultate privind rezistența și mișcarea	69
4.3.1.5	Rezultate privind suprafața liberă	72
4.3.1.6	Rezultate privind curgerea în jurul navei	72
4.3.2	Modelul navei de carenă cu apendice	73
4.3.2.1	Condiții de analiză	73
4.3.2.2	Domeniul de calcul și condițiile limită	73
4.3.2.3	Discretizare	73
4.3.2.4	Rezultate privind rezistența și mișcarea	74
4.3.2.5	Rezultate privind suprafața liberă	76
4.3.2.6	Rezultate privind curgerea în jurul navei	76
4.3.3	Testul de bazin	79
4.3.3.1	Configurarea experimentului	79
4.3.3.2	Măsurători de rezistență	80
4.3.3.3	Măsurători de suprafață liberă	81
4.3.3.4	Validarea măsurătorilor	82
4.3.3.5	Abordarea CFD	83
<b>Capitolul VI</b>	<b>Propulsia navei</b>	<b>87</b>
5.1	Performanța de propulsie a navei JBC	88
5.1.1	Performanța de propulsie în apă liberă	88
5.1.1.1	Condiții de analiză	88
5.1.1.2	Domeniul de calcul și condițiile limită	89
5.1.1.3	Discretizare	89
5.1.1.4	Strategia de simulare	90
5.1.1.5	Rezultate privind împingerea și cuplul elicei	90
5.1.1.6	Analiza siajului	92
5.1.2	Simulare de autopropulsie	94
5.1.2.1	Condiții de analiză	94
5.1.2.2	Domeniul de calcul și condițiile limită	94
5.1.2.3	Discretizare	95
5.1.2.4	Strategia de simulare	95
5.1.2.5	Rezultate privind autopropulsia elicei	96
5.2	Performanța de propulsie a navei KVLCC2	102
5.2.1	Performanța de propulsie în apă liberă	102
5.2.1.1	Condiții de analiză	102
5.2.1.2	Domeniul de calcul și condițiile limită	102
5.2.1.3	Discretizare	103
5.2.1.4	Strategia de simulare	103
5.2.1.5	Rezultate privind împingerea și cuplul elicei	103
5.2.1.6	Analiza siajului	104
5.2.2	Performanța de autopropulsie	108
5.2.2.1	Condiții de analiză	108
5.2.2.2	Domeniul de calcul și condițiile limită	108
5.2.2.3	Discretizare	108
5.2.2.4	Strategia de simulare	108
5.2.2.5	Rezultate privind împingerea și cuplul elicei	109
5.2.2.6	Rezultate privind curgerea în jurul navei KVLCC2	110
<b>Capitolul VI</b>	<b>Seakeeping</b>	<b>112</b>
6.1	Performanța Seakeeping în valuri regulate frontale	113
6.1.1	Seakeeping în condiția de difracție a valurilor	113
6.1.1.1	Condiții de analiză	113
6.1.1.2	Domeniul de calcul și condițiile limită	114
6.1.1.3	Discretizare	115
6.1.1.4	Strategia de simulare	116

6.1.1.5	Rezultate privind rezistența, forțele și momentele	116
6.1.1.6	Rezultate privind suprafața liberă	117
6.1.1.7	Predicția curgerii în jurul navei	120
6.1.2	Seakeeping în condiția de radiație a valurilor	121
6.1.2.1	Condiții de analiză	121
6.1.2.2	Domeniul de calcul și condițiile limită	122
6.1.2.3	Discretizare	122
6.1.2.4	Strategia de simulare	122
6.1.2.5	Rezultate	122
6.2	Performanța privind amortizarea ruliului în apă calmă	133
6.2.1	Condiții de analiză	133
6.2.2	Domeniul de calcul și condițiile limită	133
6.2.3	Discretizare	134
6.2.4	Strategia de simulare	135
6.2.5	Rezultate privind ruliului	135
6.2.6	Analiza suprafeței libere	138
6.2.7	Analiza curgerii în jurul navei în timpul amortizării	141
<b>Capitolul VII</b>	<b>Concluzii, contribuții și recomandări</b>	<b>145</b>
7.1	Concluzii finale	146
7.2	Contribuții personale	149
7.3	Recomandări și perspective de viitor	154
<b>Bibliografie</b>		<b>155</b>
<b>Anexa A</b>	<b>Metode numerice utilizate în aplicațiile de hidrodinamică a navală</b>	<b>166</b>
A.1	Modelarea fizică	167
A.1.1	Modelarea curgerii	167
A.1.2	Modelarea turbulenței	167
A.1.2.1	Metodă a simulării directe (DNS)	168
A.1.2.2	Metoda simulării vârtejurilor mari (LES)	168
A.1.2.3	Metode hibride RANS/LES (HRL)	169
A.1.2.4	Ecuțiile Reynolds-Averaged Navier Stokes (RANS)	170
A.2	Modelarea numerică	173
A.2.1	Cadre de referință	173
A.2.2	Discretizarea spațială	173
A.2.3	Discretizarea temporală	174
A.2.4	Generarea grilei	175
A.2.5	Modelarea suprafeței libere	175
A.2.6	Cuplaj viteza-presiune	178
<b>Listă de publicații</b>		<b>179</b>
<b>Curriculum Vitae</b>		<b>181</b>

# Tabelul of Contents

	Pg.
<b>Acknowledgements</b>	i
<b>Abstract</b>	ii
<b>Rezumat</b>	iv
<b>Nomenclatures</b>	vi
<b>Abbreviations</b>	ix
<b>List of Figuras</b>	xi
<b>List of Tabeluls</b>	xv
<b>Tabelul of Contents</b>	xvii
<b>Cuprins</b>	xx
<b>Chapter I      Introduction</b>	1
1.1            Motivation	1
1.2            Background	2
1.3            Literature Review	4
1.3.1        Resistance	5
1.3.2        Propulsion	12
1.3.3        Seakeeping	16
1.3.4        Maneuvering	18
1.4            Scope and Objectives	20
1.5            Structure of the Thesis	21
<b>Chapter II      Mathematical Model</b>	24
2.1            Governing Equations	25
2.2            Turbulent Closure Equations	26
2.2.1        Menter Two-Equation Model $k - \omega$ SST	27
2.2.2        Explicit Algebraic Stress Model (EASM)	28
2.3            Boundary Conditions	30
2.4            CFD Process	33
<b>Chapter III     Verification and Validation</b>	36
3.1            Verification and Validation Concept	37
3.2            Verification Methodology	39
3.2.1        Generalized Richardson Extrapolation (RE)	42
3.2.2        Estimating Errors and Uncertainties with Correction Factor	43
3.2.3        Estimating Uncertainties with Factor of Safety	44
3.3            Validation Methodology	44
3.4            Unstructured Grid Generation for Verification and Validation Studies	45
<b>Chapter IV      Ship Resistance</b>	48
4.1            Japan Bulk Carrier (JBC)	49
4.1.1        Analysis Conditions	50
4.1.2        Domain & Boundary Conditions	50
4.1.3        Computational Grids	51
4.1.4        Simulation Strategy	52
4.1.5        Resistance and Motion Results	52
4.1.6        Free-Surface Results	54
4.1.7        Local Flow Results	56
4.2            KRISO Very Large Crude Carrier (KVLCC2)	61
4.2.1        Analysis Conditions	62
4.2.2        Domain & Boundary Conditions	62
4.2.3        Computational Grids	62
4.2.4        Resistance and Motion Results	63
4.2.5        Free-Surface Results	65
4.2.6        Local Flow Results	65
4.3            David Taylor Model Basin (DTMB) Surface Combatant	67

4.3.1	Bare Hull Ship Model	68
4.3.1.1	Analysis Conditions	68
4.3.1.2	Domain & Boundary Conditions	68
4.3.1.3	Computational Grids	69
4.3.1.4	Resistance and Motion Results	69
4.3.1.5	Free-Surface Results	72
4.3.1.6	Local Flow Results	72
4.3.2	Appended Hull Ship Model	73
4.3.2.1	Analysis Conditions	73
4.3.2.2	Domain & Boundary Conditions	73
4.3.2.3	Computational Grids	73
4.3.2.4	Resistance and Motion Results	74
4.3.2.5	Free-surface Results	76
4.3.2.6	Local Flow Results	76
4.3.3	Experimental Test	79
4.3.3.1	Experiment Setup	79
4.3.3.2	Resistance Measurements	80
4.3.3.3	Free-Surface Measurements	81
4.3.3.4	Measurements Validation	82
4.3.3.5	CFD Approach	83
<b>Chapter V</b>	<b>Ship Propulsion</b>	<b>87</b>
5.1	Propulsion Performance of the JBC	88
5.1.1	Propulsion Performance in Open Water	88
5.1.1.1	Analysis Conditions	88
5.1.1.2	Domain & Boundary Conditions	89
5.1.1.3	Computational Grids	89
5.1.1.4	Simulation Strategy	90
5.1.1.5	Thrust and Torque Results	90
5.1.1.6	Wake Flow Analysis	92
5.1.2	Self-Propulsion Simulation	94
5.1.2.1	Analysis Conditions	94
5.1.2.2	Domain & Boundary Conditions	94
5.1.2.3	Computational Grids	95
5.1.2.4	Simulation Strategy	95
5.1.2.5	Self-Propulsion Results	96
5.2	Propulsion Performance of the KVLCC2	102
5.2.1	Propulsion Performance in Open Water	102
5.2.1.1	Analysis Conditions	102
5.2.1.2	Domain & Boundary Conditions	102
5.2.1.3	Computational Grids	103
5.2.1.4	Simulation Strategy	103
5.2.1.5	Thrust and Torque Results	103
5.2.1.6	Local Flow results	104
5.2.2	Self-Propulsion Performance	108
5.2.2.1	Analysis Conditions	108
5.2.2.2	Domain & Boundary Conditions	108
5.2.2.3	Computational Grids	108
5.2.2.4	Simulation Strategy	108
5.2.2.5	Thrust and Torque Results	109
5.2.2.6	Local Flow Results	110
<b>Chapter VI</b>	<b>Ship Seakeeping</b>	<b>112</b>
6.1	Seakeeping Performance in Regular Head Waves	113
6.1.1	Seakeeping in Wave Diffraction Condition	113
6.1.1.1	Analysis Conditions	113
6.1.1.2	Domain & Boundary Conditions	114
6.1.1.3	Computational Grids	115

6.1.1.4	Simulation Strategy	116
6.1.1.5	Resistance, Forces and Moments Results	116
6.1.1.6	Free-surface Results	117
6.1.1.7	Local Flow Prediction	120
6.1.2	Seakeeping in Wave Radiation Condition	121
6.1.2.1	Analysis Conditions	121
6.1.2.2	Domain & Boundary Conditions	122
6.1.2.3	Computational Grid	122
6.1.2.4	Simulation Strategy	122
6.1.2.5	Results	122
6.2	Roll Decay Performance in Calm water	133
6.2.1	Simulation Conditions	133
6.2.2	Domain & Boundary Conditions	133
6.2.3	Computational Grids	134
6.2.4	Simulation Strategy	135
6.2.5	Roll Motion Results	135
6.2.6	Free-surface Analysis	138
6.2.7	Local Flow Analysis during Roll Damping	141
<b>Chapter VII</b>	<b>Conclusions, Contributions and Recommendations</b>	<b>145</b>
7.1	Concluding Remarks	146
7.2	Personal Contributions	149
7.3	Recommendations and Future Perspectives	154
<b>References</b>		<b>155</b>
<b>Appendix A</b>	<b>Numerical Methods used in Ship Hydrodynamics Applications</b>	<b>166</b>
A.1	Physical Modeling	167
A.1.1	Flow Modeling	167
A.1.2	Turbulence Modeling	167
A.1.2.1	Direct Numerical Simulation (DNS)	168
A.1.2.2	Large Eddy Simulation (LES)	168
A.1.2.3	Hybrid RANS/LES (HRL)	169
A.1.2.4	Reynolds-Averaged Navier Stokes (RANS)	170
A.2	Numerical Modeling	173
A.2.1	Reference Frames	173
A.2.2	Spatial Discretization	173
A.2.3	Temporal Discretization	174
A.2.4	Grid Generation	175
A.2.5	Interface Modeling	175
A.2.6	Velocity-Pressure Coupling	178
<b>List of Publications</b>		<b>179</b>
<b>Curriculum Vitae</b>		<b>181</b>

# Capitolul I

## Introducere

### 1.1 Motivații și importanța temei

În contextul actual procesul modern de proiectare a navelor impune mai multe provocări din punct de vedere al geometriei, economiei și, mai recent, al eficienței energetice. De aceea este foarte importantă existența unui instrument flexibil, fiabil și eficient pentru a înțelege performanța hidrodinamică a navei aflate în mișcare, fie în apă calmă, fie în valuri, și a evalua diferitele aspecte hidrodinamice în diverse stări ale navei.

Metodele clasice experimentale, statistice sau analitice au propriilor lor limitări având în vedere costul, aplicabilitatea și flexibilitatea lor pentru a gestiona scopuri generice, de optimizare și forme neconvenționale ale navelor. Deși metodele experimentale sunt cele mai exacte și cele mai realiste abordări în toate aplicațiile de inginerie și în special în domeniul hidrodinamic al navelor, costul lor este semnificativ și aplicabilitatea lor în procesul de optimizare este irealizabilă. Pe de altă parte, abordările bazate pe metodele teoretice sunt limitate doar la navele convenționale, ceea ce face imposibilă aplicarea lor la noile modele. Ultimele trei decenii au arătat o creștere semnificativă a aplicațiilor CFD (Computational Fluid Dynamic) în hidrodinamica navelor, în ceea ce privește rezistența, propulsia, performanțele de seakeeping, manevrabilitatea și multe alte aplicații. Ținând cont de dezvoltarea enormă a capacităților de calcul, care a dus recent la performanțe ridicate (High Performance Computing) și facilități de cloud computing, recent CFD poate fi util pentru a analiza aspectele hidrodinamice ale navei cu un nivel de precizie foarte mare. Totodată, flexibilitatea metodei CFD este nelimitată, ceea ce o face potrivită pentru a analiza chiar și cele mai complexe scenarii din hidrodinamica navelor, cum ar fi scufundarea, pierderea stabilităților sau scenarii de accidente complexe, care cu siguranță nu pot fi studiate folosind o abordare experimentală.

Simulările numerice avansate au atins un stadiu de dezvoltare care a permis formularea unui nou termen, acela de “bazin de carene numeric” sau “bazin de carene virtual”. Acest fapt confirmă acuratețea simulărilor numerice, recunoscută în rândul specialiștilor, în estimarea performanțelor hidrodinamice ale navelor. Acuratețea simulării numerice ar trebui întotdeauna confirmată prin studii sistematice consistente de verificare și validare, în special pentru conceptele noi, cu integrarea abordărilor numerice și experimentale.

Plecând de la această perspectivă, studiul de față propune un prim pas pentru un bazin de carene numeric menit să evalueze performanțele hidrodinamice ale corpului navei din punctul de vedere al rezistenței, propulsiei și al seakeeping-ului. Sunt efectuate studii riguroase și extinse, toate având ca scop investigarea capacității unui solver CFD unic pentru curgere vâscoasă (ISIS-CFD al FINE™/Marine) de a trata diferitele aspecte ale hidrodinamicii navelor. Verificarea și validarea sistematică extensivă cu datele experimentale sunt efectuate pentru a evalua consistența și acuratețea soluțiilor numerice în comparație cu datele experimentale disponibile din perspective analitice similare.

În această teză de doctorat este aplicată metoda numerică CFD pentru trei tipuri de nave (JBC, KVLCC2, DTMB), având ca obiectiv problemele de rezistență la înaintare, propulsie și seakeeping; toate cele trei aspecte au fost validate luând în considerare forțele

hidrodinamice, mișcările, suprafața liberă și siajul și toate rezultatele obținute au fost validate pe baza datelor experimentale, care arată un nivel ridicat de similitudine.

## 1.2 Stadiul actual al cunoașterii

Privind mai îndeaproape cercetările anterioare din domeniul hidrodinamicii numerice navală, se pot observa trei repere de referință care au marcat progresul științific. Toate cele trei repere reprezintă referințe globale pentru diseminarea progreselor realizate în domeniul arhitecturii navale și al tehnologiei maritime.

Prima referință este Simpozionul de Hidrodinamică Navală, care a fost pentru prima dată organizat de U.S. Office of Naval Research în 1956 și care are loc la fiecare doi ani de atunci.

Cea de-a doua este reprezentată de Workshop on Ship Hydrodynamics, care a ajuns în 2015 la cea de-a șaptea ediție organizat în parteneriat de către Institutului de cercetare hidraulică din Iowa (IIHR), cunoscut recent ca IIHR – Hydrosience & Engineering, Chalmers University din Gothenburg, Ecole Centrale de Nantes și National Maritime Research Institute (NMRI) din Japonia.

A treia sursă de comparații utilizată în această teză este reprezentată de cea de-a treia ediție a Workshop-ului SIMMAN, organizat în comun de Trondheim și Hiroshima Universities, IIHR, Maritime Research Institute of Netherlands (MARIN), FORCE Technology of Denmark, Istituto Nazionale per Studi Ed Esperienze di Architettura Navale (INSEAN) din Italia și Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering (KRISO), propune compararea performanțelor de manevrabilitate a metodelor de predicție prin comparații cu rezultatele obținute în bazinul de carene pentru o serie de modele de carenă precum KRISO Very Large Crude Carrier (KVLCC), KRISO Container Ship (KCS), David Taylor Model Basin (DTMB) combatant și Office of Naval Research Tumblehome (ONRT) pentru validari.

## 1.3 Scopul și obiectivele științifice

Scopul și obiectivele specifice ale tezei sunt următoarele:

1. efectuarea unui studiu asupra stării actuale și importanța metodelor de analiză a performanței hidrodinamice a navelor pentru: rezistență la înaintare, propulsie, seakeeping, manevrabilitate;
2. reprezentarea aspectelor teoretice și fundamentale pentru metodologia numerică, inclusiv sursele de erori și incertitudini, cu posibilitatea reducerii sau atenuării existenței acestora în studiul propus;
3. realizarea unor analize parametrice CFD a problemei de rezistență la înaintare, privind: rezistența carenei nude fixă sau cu două grade de libertate în plan vertical, efectul apendicilor specifici asupra rezistenței la înaintare a navei și asupra siajului în pupa navei, cum ar fi cârma și duza de economisire a energiei (ESD), rezistența navei cu apendice pentru a investiga capacitatea modelului numeric de a analiza influența apendicilor asupra curgerii din jurul corpului, corelarea dintre abordările experimentale și cele numerice pentru a ține cont de efectul pereților din bazin asupra rezistenței și suprafeței libere a navei.
4. efectuarea unor analize parametrice CFD pentru propulsia navei în ceea ce privește: performanțele elicei în apă liberă sau în siajul navei folosind două metode: metoda simplificată cu disc actuator (disc activ) și metoda de discretizare a elicei reale pe baza metodei grilei glisante;

5. realizarea unor analize parametrice CFD pentru oscilațiile corpului navei (seakeeping) în valuri regulate de întâlnire luând în considerație două aspecte: problema de difracție și problema de radiație (oscilațiile cuplate în plan vertical);
6. realizarea unor analize parametrice CFD privind efectul de amortizare a mișcării de ruluu în funcție de unghiul inițial de înclinare și prezența chilelor de ruluu, precum și validarea pe baza modelelor experimentale.

## 1.5 Structura tezei

Analiza din cadrul tezei include următoarele capitole principale:

1. în capitolul I: stadiul actual al cercetării, motivații și importanța temei obiectivele și structura tezei,
2. în capitolul II: modele matematice,
3. în capitolul III: analiza erorilor metodelor CFD,
4. în capitolul IV: analiza rezistenței la înaintare,
5. în capitolul V: analiza propulsiei navei,
6. în capitolul VI: analiza la seakeeping,
7. în capitolul VII: concluzii și contribuții personale,
8. bibliografie și
9. anexa A: descriere generală pentru metodele numerice utilizate în aplicațiile de hidrodinamică a navei.



10.

## Capitolul II

### Modelul Matematic

Toate analizele din această teză sunt efectuate utilizând solver-ul ISIS-CFD, curgerea vâscoasă și fluidul incompresibil care sunt implementate în programul Numeca FINE™/Marine dezvoltat de Ecole Centrale de Nantes și Centre National de la Recherche Scientifique din Franța, destinat analizelor numerice în hidrodinamică navală.

#### 2.1 Ecuatiile de guvernare

Ecuatiile RANS pentru fluidul incompresibil care considera și forțele externe, ecuațiile de continuitate și de impuls pot fi scrise sub forma de tensor, în sistemul de coordonate cartezian:

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\bar{u}_i\bar{u}_j + \rho\overline{u'_i u'_j}) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial\bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.19)$$

unde  $\bar{u}_i$  este vectorul de vitezei relative mediate curgerii fluidului în volumul de control,  $\overline{u'_i u'_j}$  sunt tensiunile Reynolds,  $\bar{p}$  este presiunea și  $\bar{\tau}_{ij}$  sunt componente tensorului eforturilor tangențiale pentru fluidul în ipoteza fluidului Newtonian și incompresibil, care poate fi exprimată prin:

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left( \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.20)$$

#### 2.3 Condițiile la limită

În continuare, sunt prezentate condițiile la limită generice. Condițiile la limită specifice pentru seakeeping, “sliding grid” și alte cazuri de calcul, vor fi menționate în capitolele care urmează.

##### – **Corpul navei**

Acest caz este cunoscut în domeniul CFD ca fiind condiția de “nealunecare” care poate fi exprimată matematic după cum urmează

$$u = v = w = 0 \quad (2.41)$$

##### – **Suprafața liberă**

Suprafața liberă este rezolvată pe baza metodei VOF, unde condițiile suprafeței libere sunt deja implementate în ecuația VOF.

##### – **la infinit**

Poate fi exprimată matematic după cum urmează

$$u = U, v = w = 0, p = p_\infty \quad (2.48)$$

unde  $p_\infty$  reprezintă presiunea neperturbată.

## 2.4 Proces CFD

Metodologia standard pentru efectuarea unei simulări numerice pentru investigarea performanțelor hidrodinamice ale navei sunt ilustrate în Fig. 2.1.

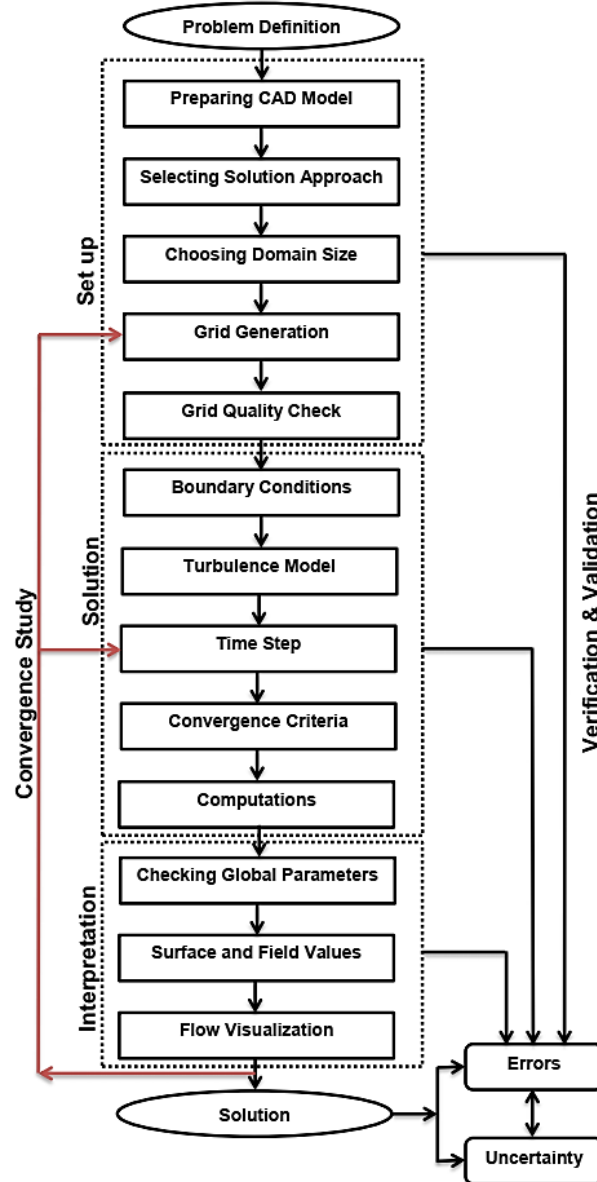


Figura 2.1 Procesul general CFD [60]

## Capitolul III Verificare și Validare

Procedurile principale pentru modelarea problemei fizice pot fi vizualizate în Fig. 3.1, unde este ilustrată secvența soluției numerice începând de la problema fizică care se încheie cu rezultatele obținute. În consecință, fiecare pas poate avea ca rezultat unul sau mai multe niveluri de erori, ca urmare a diferitelor aproximări și ipoteze implicate.

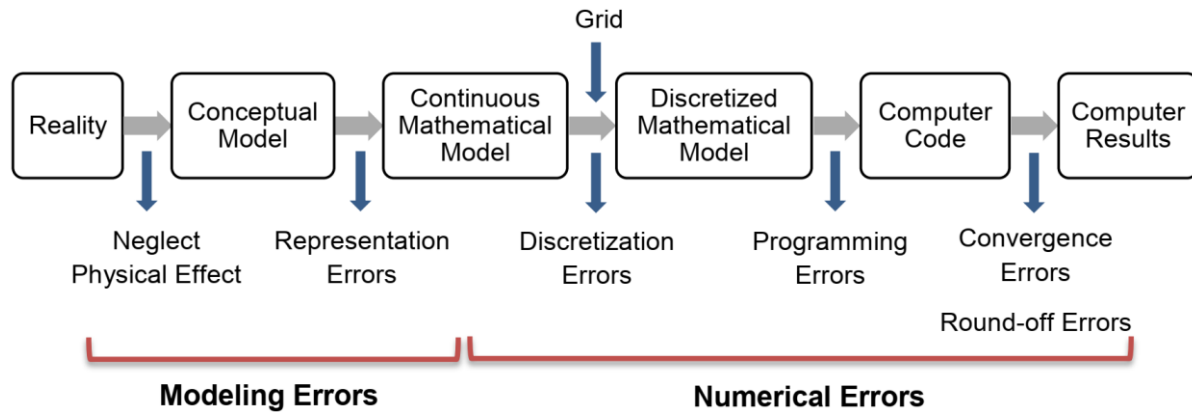


Figura 3.1 Surse de erori în rezultatele CFD [27]

### 3.1 Conceptul de Validare și Verificare

Datele de simulare care pot fi indicate prin simbolul  $S$  sunt comparate cu datele experimentale  $D$ ; ambele sunt reprezentarea adevăratei valori  $T$ .

### 3.2 Metodologia de verificare

Studiile de convergență sunt realizate cu ajutorul a minim trei discretizări  $m = 3$  pentru a evalua convergența pe baza parametrilor de intrare, în timp ce  $m > 3$  este necesară este utila pentru o acuratețe mai bună. Cele trei niveluri sunt de obicei definite ca fiind: grosier, mediu și fin. În principal, cea mai fină discretizare este considerată și cea mai bună. Diferența dintre rezultatele obținute pentru fiecare nivel de rafinare ne poate oferi o indicație despre comportamentul soluției. De exemplu, presupunând că există trei soluții, rezultatele simulării obținute pot fi identificate ca  $\hat{S}_{i,1}, \hat{S}_{i,2}, \hat{S}_{i,3}$  reprezentând rezultatele simulării pentru discretizarea fin, mediu și grosier. Conceptual, soluția pentru grila fină este mai precisă decât pentru cea grosieră; astfel, schimbările dintre soluții se referă de obicei la cea mai fină calculată după cum urmează

$$\varepsilon_{i,21} = \hat{S}_{i,2} - \hat{S}_{i,1} \text{ \& } \varepsilon_{i,32} = \hat{S}_{i,3} - \hat{S}_{i,2} \quad (3.14)$$

și pot fi folosite pentru a defini raportul de convergență

$$R_i = \frac{\varepsilon_{i,21}}{\varepsilon_{i,32}} \quad (3.15)$$

Dacă soluția converge, diferența dintre grilele fină și medie ar trebui să fie mai mică decât cea dintre medie și grosieră. Eq. (3.15) poate duce la trei posibile condiții de convergență

- i. Convergența monotonă:  $0 < R_i < 1$
- ii. Convergența oscilatorie:  $R_i < 0$
- iii. Divergență  $R_i > 1$

### 3.2.1 Extrapolarea Richardson generalizată (RE)

Pentru trei soluții, atunci când convergența monotonă este realizată în raport cu condiția (i) a ecuației. (3.15), erorile pot fi estimate pe baza termenului principal  $\delta_{REi,1}^*$  conform ecuației (3.16) pe baza ordinului de precizie al soluției  $p_i$  și a raportului de rafinare a grilei  $r_i$  așa cum este exprimat în ecuație. (3.17) după cum urmează

$$\delta_{REi,1}^* = \frac{\varepsilon_{i,21}}{r^{p_i} - 1} \quad (3.16)$$

$$p_i = \frac{\ln(\varepsilon_{i,32}/\varepsilon_{i,21})}{\ln(r_i)} \quad (3.17)$$

### 3.3 Metodologia validării

Validarea se realizează prin compararea erorii estimate  $E$  cu incertitudinile de validare  $U_V$  pe baza incertitudinii datelor  $U_D$ ; când  $|E|$  este mai puțin decât  $U_V$ , soluțiile sunt validate la intervalul  $U_V$ ; în caz contrar, rezultatele ar putea fi validate la un alt nivel de validare recomandat  $U_{req}$ ; altfel, rezultatele nu sunt validate [114, 115], după cum urmează

- 1)  $|E| < U_V < U_{reqd}$
  - 2)  $|E| < U_{reqd} < U_V$
  - 3)  $U_{reqd} < |E| < U_V$
  - 4)  $U_V < |E| < U_{reqd}$
  - 5)  $U_V < U_{reqd} < |E|$
  - 6)  $U_{reqd} < U_V < |E|$
- (3.28)

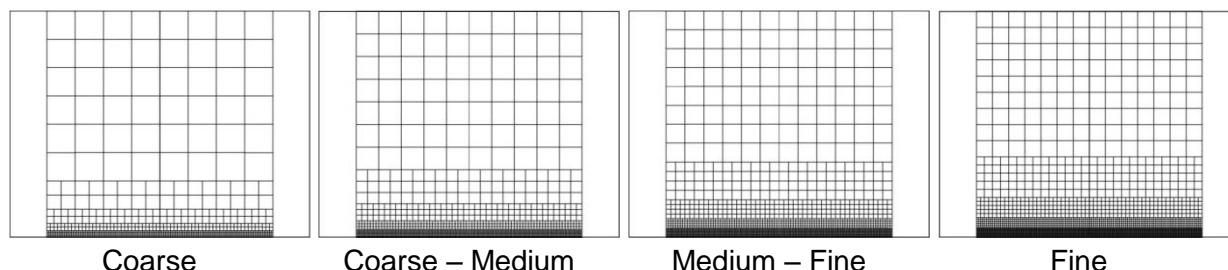
### 3.4 Generarea grilei nestructurate pentru studii de verificare și validare

Pentru a asigura similitudinea grilei geometrice, procesul de rafinare ar trebui să fie efectuat urmând pași sistematici. Variabilele de bază care sunt controlate în acest caz sunt dimensiunea inițială a celulei și gradul de difuzie a rafinamentului. Această metodă a fost aplicată cu succes pentru rețelele nestructurate generate de HEXPRESSTM, așa cum a fost prezentată în [120, 121] și chiar și pentru alt generator de grilă similar descris în [122]. Pașii de bază pot fi demonstrați pentru o configurație simplificată a unui cub solid; este generată o grila inițială de înaltă calitate și apoi rafinată succesiv pentru a obține rețele cât mai similare din punct de vedere geometric, executând pașii următori:

- a. dimensiunea inițială a celulei este redusă prin impunerea mai multor diviziuni pentru grila inițială în direcțiile (x-, y-, z-);
- b. toate nivelurile de rafinament pentru elementele geometrice (curbe și suprafețe) sunt menținute neschimbate;
- c. gradul de difuzie al rafinamentului este mărit pentru a se adapta la dimensiunea finală necesară a grilei;

d. la final, numărul de niveluri pentru substratul vâscos este adaptat pentru a se potrivi cu rafinamentul grilei.

Grilele obținute, în special după cel de-al treilea pas, sunt garantate să fie similare din punct de vedere geometric. Grilele rezultate după al treilea pas pentru o configurație simplă a cubului sunt prezentate în Fig. 3.2, în timp ce detaliile corespunzătoare privind generarea grilei sunt listate în Tabelul 3.1.

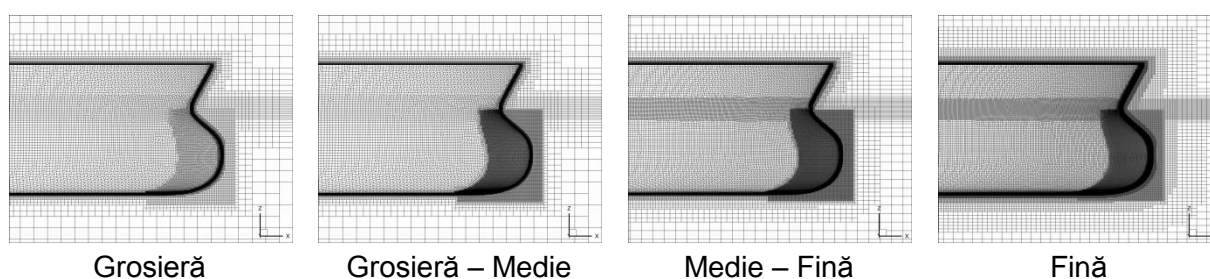


**Figura 3.2** Grilă similară din punct de vedere geometric pentru o configurație simplă a cubului

**Tabelul 3.1** Parametri de grilă similari din punct de vedere geometric pentru un cub

Grilă	Subdiviziuni direcționale			Difuzarea rafinamentului
	x	y	z	
Grosieră	8	8	8	1
Grosieră – Medie	10	10	10	2
Medie – Fină	12	12	12	3
Fină	14	14	14	4

Un exemplu pentru grilele geometrice similare generate pe baza aceluiași principiu pentru nava JBC este prezentat în Fig. 3.3 care prezintă prova navei evidențind criteriile de rafinare pe baza detaliilor descrise anterior în exemplul cubului; cu toate acestea, dimensiunea inițială a grilei în acest caz este rafinată prin creșterea diviziunilor direcționale cu o valoare de 4 în loc de 2, în timp ce difuzia de rafinare începe aici cu o valoare de 2 pentru cea mai grosieră grilă. În mod similar, criteriile pot fi aplicate pentru orice geometrie sau în cazul în care nava este echipată cu apendici.



**Figura 3.3** Grile similare din punct de vedere geometric pentru modelul navei JBC



## Capitolul IV

### Rezistența la înaintare a navei

Rezistența la înaintare a navei reprezintă principalul parametru care trebuie estimat în etapa de proiectare preliminară a navei prin metode numerice, statistice sau experimentale, așa cum a fost introdus anterior în capitolul I. Acest capitol oferă estimarea rezistenței navei pentru 3 modele de nave (JBC) , KVLCC2 și DTMB).

#### 4.1 Modelul navei Japan Bulk Carrier (JBC)

Japan Bulk Carrier (JBC) este o navă tip vrachier echipat cu o duză de egalizare a siajului situat în zona de elice pentru a funcționa ca un dispozitiv de economisire a energiei (ESD).

Geometria corpului, a duzei, a elicei și a cârmei sunt prezentate în Figura 4.1, în timp ce principalele date ale modelului de navă și ale duzei sunt prezentate în tabelul 4.1.

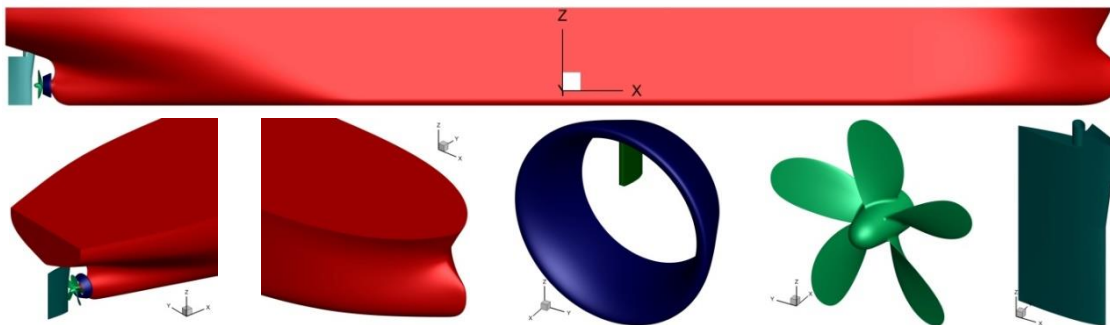


Figura 4.1 Modelul navei JBC evidențiază pupa, prova, duză, elice și cârmă

Tabelul 4.1 Dimensiunile principale ale navei și ale duzei

	Detalii	Unitatea	Valoare
Navă	Lungimea între perpendiculare ( $L_{PP}$ )	[m]	7.0
	Lățime ( $B$ )	[m]	1.125
	Înălțime de construcție ( $D$ )	[m]	0.625
	Pescaj ( $T$ )	[m]	0.4125
	Deplasamentul volumetric ( $\nabla$ )	[m <sup>3</sup> ]	2.787
Duză	Diametrul duzei la ieșirea ( $0.55D_p$ )	[m]	0.11165
	Lungimea duzei ( $0.55D_p$ )	[m]	0.0609
	Unghiul de atac al duzei	[grade]	20

##### 4.1.1 Condiții de analiză

Analiza numerică CFD reproduce condițiile de la bazinul de carene, astfel încât se consideră viteza navei de 1.179 m/s ( $Fr=0.142$ ,  $Re=7.46E+6$ ), condiția de apă calmă, trei grade de libertate, deplasarea longitudinală, deplasarea și rotirea în plan vertical (în urma echilibrării în apă calmă și val propriu navă), cu sau fără duză în zona pupa.



### 4.1.2 Domeniul de calcul și condițiile la limită

Domeniul de calcul și condițiile la limită sunt prezentate în fig. 4.2.

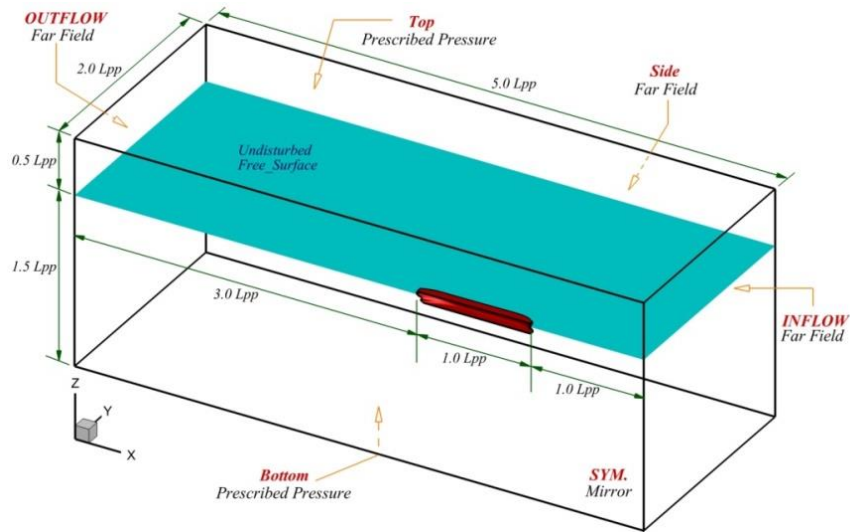


Figura 4.2 Domeniul numeric, dimensiunile și condițiile la limită

### 4.1.3 Grile de discretizare

Grilele de calcul sunt generate prin utilizarea generatorului de grila hexaedrică nestructurat HEXPRESSTM inclus în pachetul Fine™ / Marine. Grilele de simulare sunt prezentate în Fig. 4.3 în timp ce detaliile grilei sunt reprezentate în Tabelul 4.3, unde M1 și M4 se referă la cele mai fine și, respectiv, cele mai grosiere.

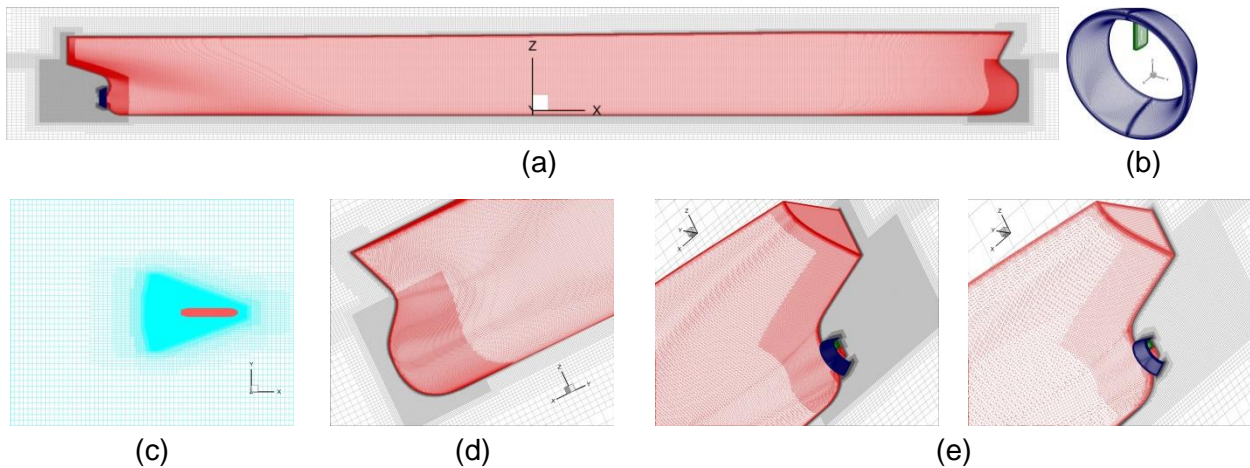


Figura 4.3 Grile de discretizare: (a) JBC cu ESD, (b) duză și cavalet, (c) rafinamentul la suprafața liberă, (d) discretizare în zona prova și (e) comparația dintre grila fină și grosieră în zona pupa

Tabelul 4.3 Grile de discretizare

Modelul navei	Numarul de celule (Milioane)			
	M1	M2	M3	M4
JBC fără ESD	7.462	4.587	2.602	1.506
JBC cu ESD	9.670	5.881	3.583	2.107

### 4.1.5 Valorile obținute pentru rezistența la înaintare și mișcările navei

Rezultatele coeficientului total de rezistență a navei sunt prezentate în Tabelul 4.4.

**Tabelul 4.4**  $C_T$  rezultate calculate la  $T=30s$  comparativ cu datele EFD [124]

EFD		JBC w/o. ESD		JBC w. ESD	
		$C_T = 4.289 \times 10^3$		$C_T = 4.263 \times 10^3$	
CFD	Modelul de turbulență	EASM	$K-\omega$ SST	EASM	$K-\omega$ SST
	S1	4.231	4.169	4.282	4.131
	$\varepsilon\%$	1.36	2.80	-0.45	3.09
	S2	4.227	4.112	4.227	4.097
	$\varepsilon\%$	1.45	4.13	0.84	3.89
S3	4.224	4.087	4.206	4.055	
$\varepsilon\%$	1.52	4.71	1.33	4.88	
S4	4.179	4.014	4.088	3.970	
$\varepsilon\%$	2.57	6.42	4.11	6.87	

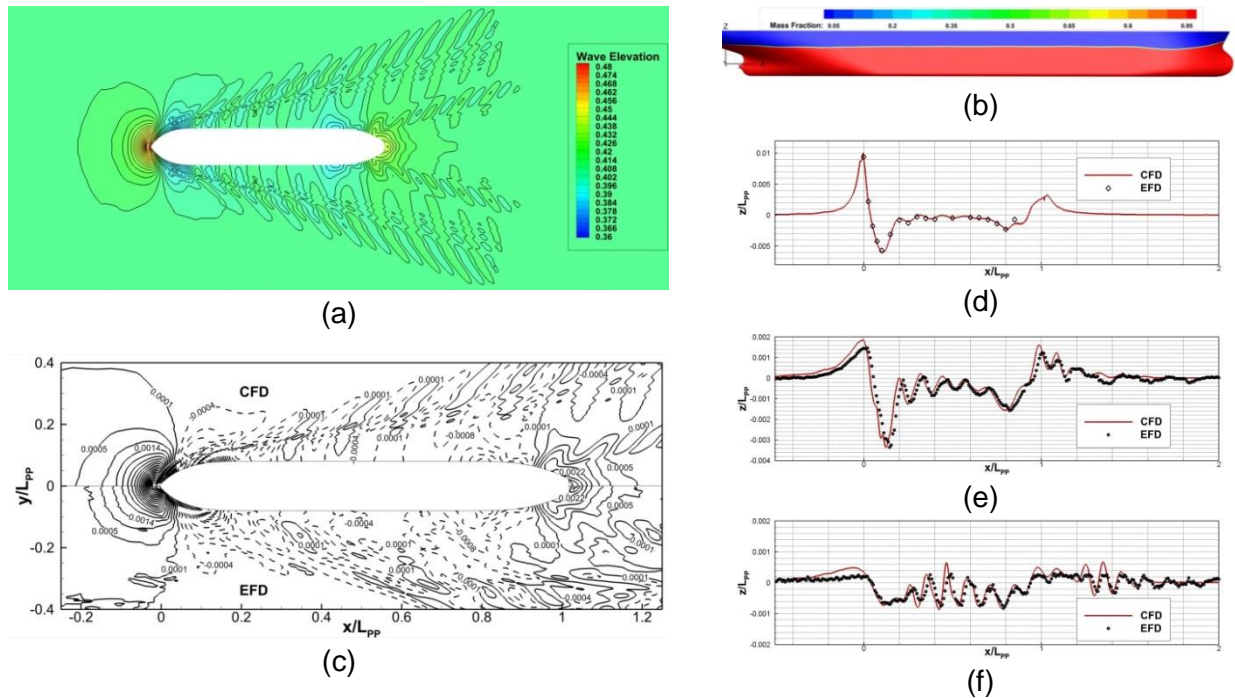
Similar, valorile afundării și asietei dinamice au avut o asemănare rezonabilă cu valorile experimentale, indiferent de modelul de turbulență utilizat. Tabelul 4.5 aduc în lumină comparația dintre rezultatele obținute numeric utilizând modelul EASM și rezultatele experimentale pentru carena cu și fără ESD.

**Tabelul 4.5** Rezultatele afundării la  $T=30s$  comparate cu rezultatele EFD [124]

EFD		Afundare $\sigma$ (Upward +)		Asietă dinamică $\tau$ (Bow Up +)	
		JBC fără ESD	JBC cu ESD	JBC fără ESD	JBC cu ESD
		$\sigma = -0.086 \%L_{PP}$	$\sigma = -0.085 \%L_{PP}$	$\tau = -0.180 \%L_{PP}$	$\tau = -0.182 \%L_{PP}$
CFD	S1	-0.0872	-0.0877	-0.178	-0.180
	$\varepsilon\%$	1.39	3.18	1.11	1.10
	S2	-0.0878	-0.0902	-0.176	-0.176
	$\varepsilon\%$	2.09	6.12	2.23	3.13
	S3	-0.0919	-0.0902	-0.172	-0.175
$\varepsilon\%$	6.86	6.12	4.45	3.96	
S4	-0.0922	-0.0903	-0.169	-0.173	
$\varepsilon\%$	7.21	6.23	6.11	4.95	

### 4.1.6 Rezultatele obținute pentru suprafața liberă

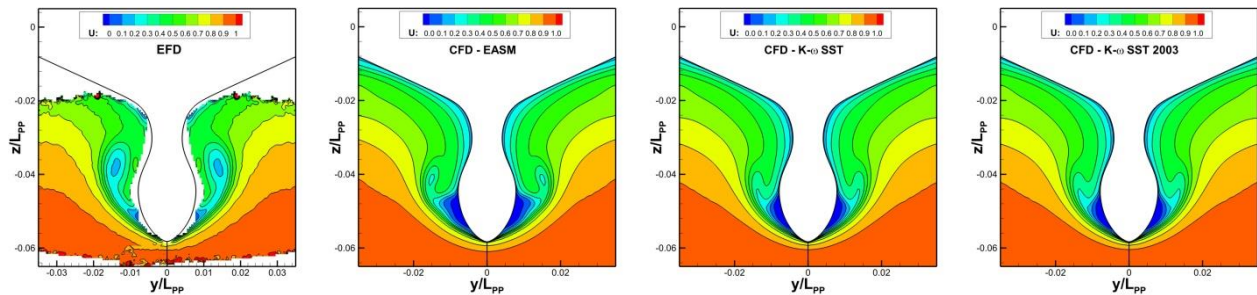
În scopuri de validare, pentru a evidenția acuratețea suprafeței libere în studiul curent, rezultatele suprafeței libere sunt comparate cu datele EFD [125], așa cum se arată în Fig. 4.5. Profilul valului calculat, precum și înălțimea valului arată o bună corelare cu datele EFD, în special în apropierea corpului navei. Înălțimea crestei de val propriu obținută este prevăzută cu o eroare aproximativă de 2,52% comparativ cu EFD.

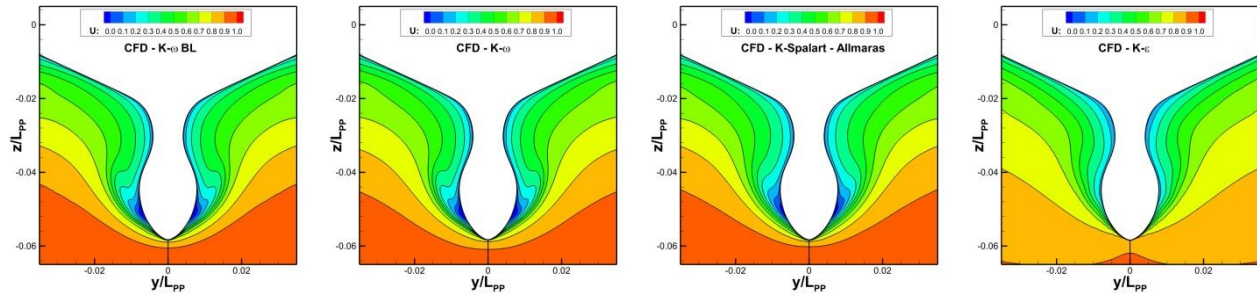


**Figura 4.5** Suprafața liberă calculată la  $T = 30$  s, prezentând: (a) configurația suprafeței libere, (b) mass fraction, (c) CFD vs. EFD pentru topologia suprafeței libere, (d, e și f) CFD vs. EFD pentru profilul valului, la distanțe  $y/L_{pp}=0.1043$  respectiv și  $y/L_{pp} = 0.19$

#### 4.1.7 Rezultatele obținute pentru siaj

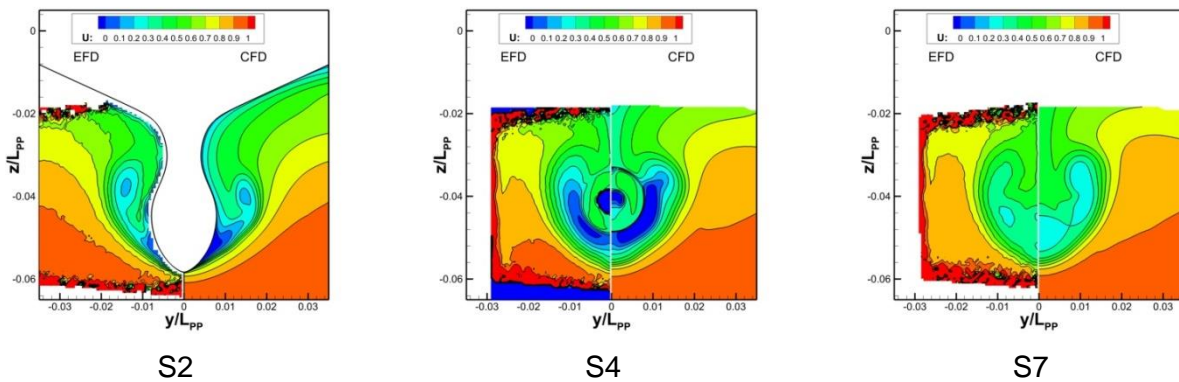
Rezultatele obținute au fost verificate din punct de vedere al forțelor, precum și din calitatea curgerii în jurul navei. După cum s-a menționat anterior, modelele EASM și  $k-\omega$  SST, fie clasice, fie modificate, au produs cele mai bune rezultate. Fig. 4.7 prezintă contururi de viteză pentru secțiunea S2 care este situată la o distanță de 0,2625m de A.P, pentru nava fără ESD.





**Figura 4.7** Rezultatele EFD și CFD pentru contururile vitezei axiale calculate la  $T = 30s$  pentru nava fără ESD la secțiunea S2 utilizând diferite modele de turbulență

Fig. 4.10 prezintă o comparație între contururile vitezei de curgere axiale în direcția  $x$  pentru cele trei secțiuni S2, S4 situate la distanță de 0,11m din A.P. și S7 situate fix la A.P.



**Figura 4.10** Comparație între contururile de viteză în sensul curentului măsurate și calculate la  $T = 30 s$  utilizând modelul de turbulență EASM pentru nava cu ESD la secțiunile S2, S4 și S7

## 4.2 Modelul navei KRISO Very Large Crude Carrier (KVLCC2)

Geometria modelului KVLCC2 care arată elicea și cârma este prezentată în Fig. 4.12, în timp ce dimensiunile principale ale modelului INSEAN de 7 metri sunt tabelate în Tabelul 4.8.

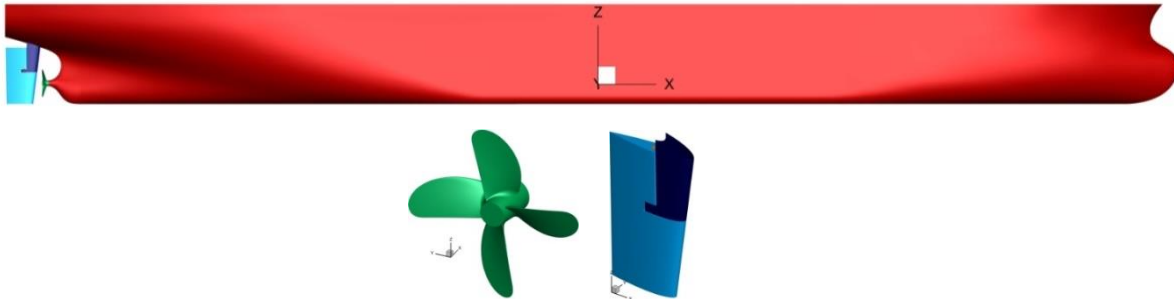


Figura 4.12 Modelul KVLCC2: geometrie evidențiind elicea și cârma

Tabelul 4.8 Principalele dimensiuni ale navei și ale cârmei

	Detalii	Unitatea	Valoare
Nava	Lungimea între perpendiculare ( $L_{PP}$ )	[m]	7.0
	Lățime ( $B$ )	[m]	1.1688
	Înălțimea de construcție ( $D$ )	[m]	0.6563
	Pescaj ( $T$ )	[m]	0.4550
	Deplasamentul volumetric ( $\nabla$ )	[m <sup>3</sup> ]	3.2724
Cârmă	Tipul Cârmei	-	Semicompensată, semisuspendată
	Aria Cârmei ( $S_R$ )	[m <sup>2</sup> ]	0.1308

### 4.2.1 Condiții de analiză

Tabelul 4.9 rezumă cazurile de calcul cu viteza navei corespunzătoare, numărul Froude și numărul Reynolds.

Tabelul 4.9 Cazurile de calcul si parametrii corespunzători vitezelor navei

Cazul de calcul	C1	C2	C3	C4	C5	C6
$U$ [m/s]	0.8370	0.9894	1.1411	1.1792	1.2173	1.2554
$Fr$ [-]	0.1010	0.1194	0.1377	0.1423	0.1469	0.1515
$Re$ [-] x10 <sup>6</sup>	3.5	4.1	4.8	4.9	5.1	5.2

### 4.2.2 Domeniul de calcul și condițiile la limită

Asemănător cu cel din figura 4.2.

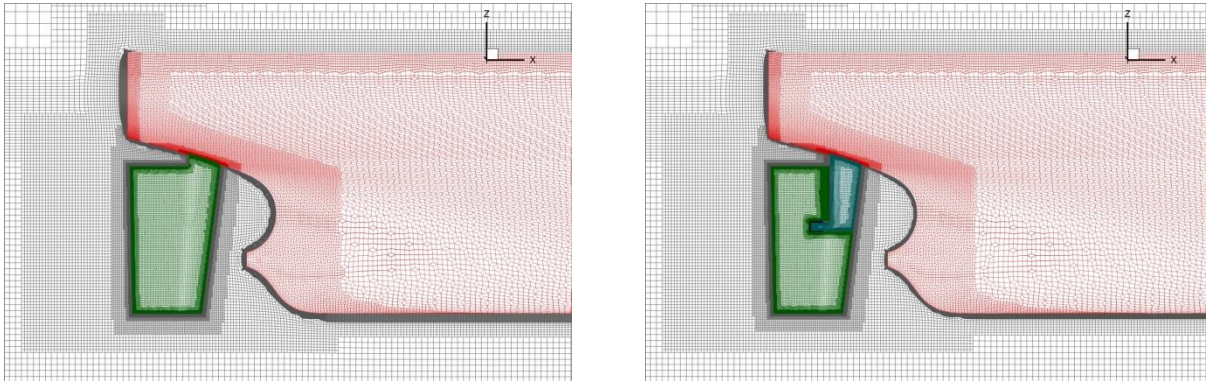
### 4.2.3 Grile de discretizare

Detaliile grilelor de calcul sunt date în Tabelul 4.9, în timp ce zona din pupa a domeniului discretizat poate fi vizualizată în Fig. 4.13 pentru ambele configurații ale cârmei.



**Tabelul 4.10** Grilele de discretizare pentru nave cu și fără cârmă

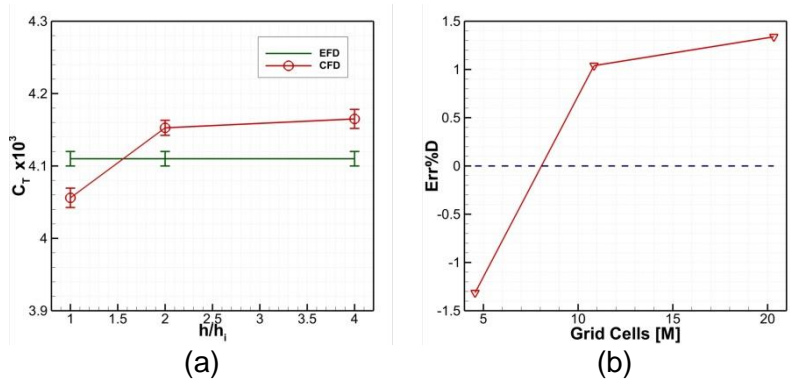
	Carena fără cârmă			Carena cu cârmă	
	M1	M2	M3	Simplificat	Actual
Numarul de celule (M)	20.33	10.84	4.56	4.752	5.577



**Figura 4.13** Grila de discretizare pentru nava cu cârmă simplificată (stânga) și cârmă reală (dreapta)

#### 4.2.4 Rezultatele obținute pentru rezistența la înaintare

Forțele obținute sunt comparate cu datele EFD pentru studiul de convergență a grilei, așa cum se poate observa în Fig. 4.14.



**Figura 4.14** Rezultate obținute pentru nava fără cârmă

#### 4.2.5 Rezultatele obținute pentru suprafața liberă

Fig. 4.16 prezintă validarea calitativă a modelului de suprafață liberă și a două secțiuni laterale aflate la distanța de  $y/L_{pp} = -0.0964$ , respectiv  $y/L_{pp} = -0.1581$ , măsurată de la planul diametral al navei. O corespondență foarte bună poate fi observată din comparația dintre rezultatele CFD și datele EFD furnizate de Workshop G2010 [47] și Kim et al. [138].

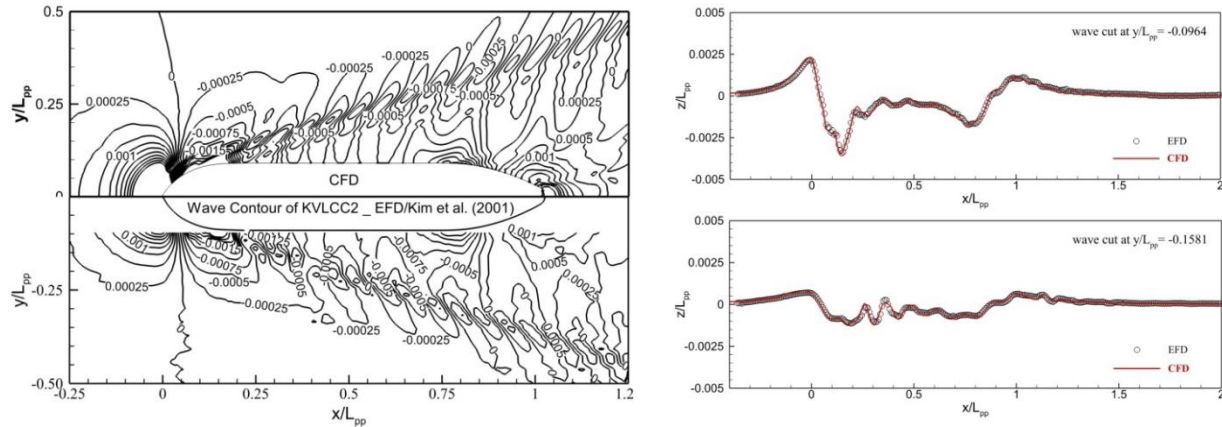


Figura 4.16 Suprafață liberă (stânga) și profilul valului în plan longitudinal la  $y/L_{pp}=-0.0964$  și  $y/L_{pp}=-0.1581$ (dreaptă)

### 4.2.6 Rezultate obținute pentru curgerea locală

Rezultatele sunt reprezentate grafic în Fig. 4.17 comparativ cu datele experimentale care arată un bun acord între rezultatele CFD și EFD.

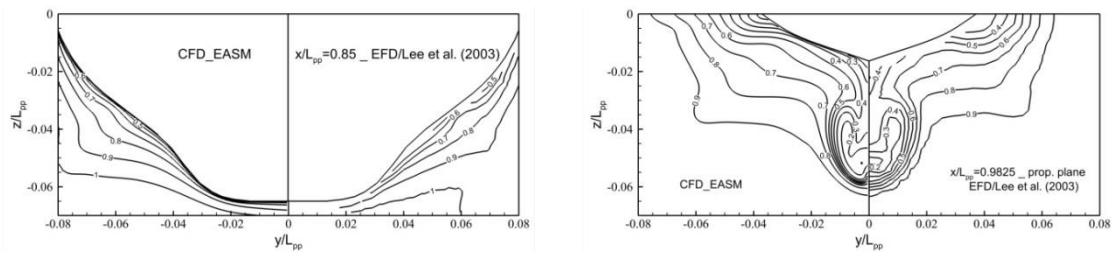
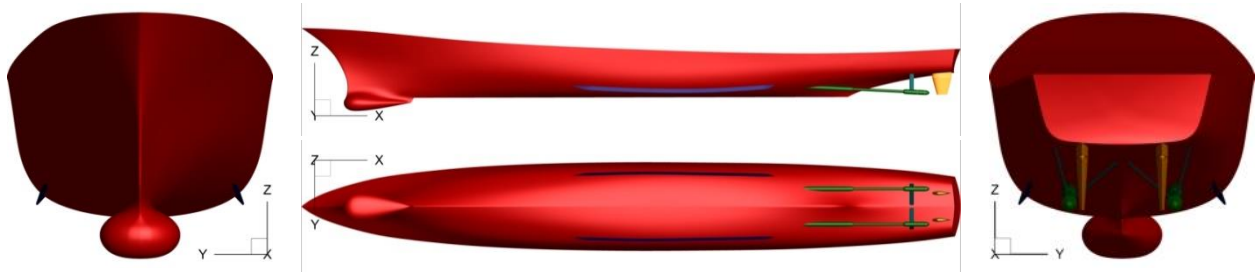


Figura 4.17 CFD vs. EFD contururi ale vitezei curgerii la secțiuni:  $x/L_{pp} = 0,85$  și  $0,9825$

### 4.3 Modelul navei David Taylor Model Basin (DTMB)

A treia navă care urmează să fie analizată în studiul de rezistență este modelul de navă combatantă de suprafață al US Navy cunoscut sub numele de David Taylor Model Basin (DTMB). Geometria modelului anexat este prezentată în Fig. 4.20. În Tabelul 4,12 se pot observa rezultatele pentru rezistența la înaintare a navei obținute numeric, în comparație cu cele pentru nava la scară naturală.



**Figura 4.20** Geometria modelului DTMB: prova, profilul, baza și pupa

**Tabelul 4.12** Modelul navei DTMB și caracteristici la scări diferite

Caracteristici	Unitatea	Scară la natură	Modelul – INSEAN	Modelul – IIHR	Modelul – UGAL
Scară ( $\lambda$ )	-	1:1	1:24.830	1:46.558	1:44
Lungimea între perpendiculare ( $L_{PP}$ )	[m]	142.0	5.719	3.048	3.232
Lățime ( $B$ )	[m]	19.06	0.768	0.409	0.434
Înălțime de construcție ( $D$ )	[m]	10.98	0.442	0.236	0.25
Pescaj ( $T$ )	[m]	6.15	0.248	0.132	0.14
Deplasamentul volumetric ( $\nabla$ )	[m <sup>3</sup> ]	8424.4	0.554	0.0826	0.099

#### 4.3.1 Modelul navei fără apendici

Cele două modele de la INSEAN și IIHR sunt introduse și analizate individual în simularea numerică pentru a prezice rezistența totală a navei la trei viteze care corespund  $Fr = 0,1, 0,28$  și  $0,41$  pentru a investiga calitatea soluției la viteze diferite (condiții de simulare cu viteză lentă, medie și mare).

##### 4.3.1.1 Condiții de analiză

Condițiile de analiză pentru modelul navei DTMB pentru corpul fără și cu apendici pot fi împărțite în trei cazuri de simulare pe baza vitezei navei, astfel cum este prezentat în Tabelul 4.13, care arată numerele Froude și Reynolds corespunzătoare atât pentru modelele INSEAN, cât și pentru modelul IIHR.



**Tabelul 4.13** Cazuri de calcul și parametrii de viteză corespunzători navei

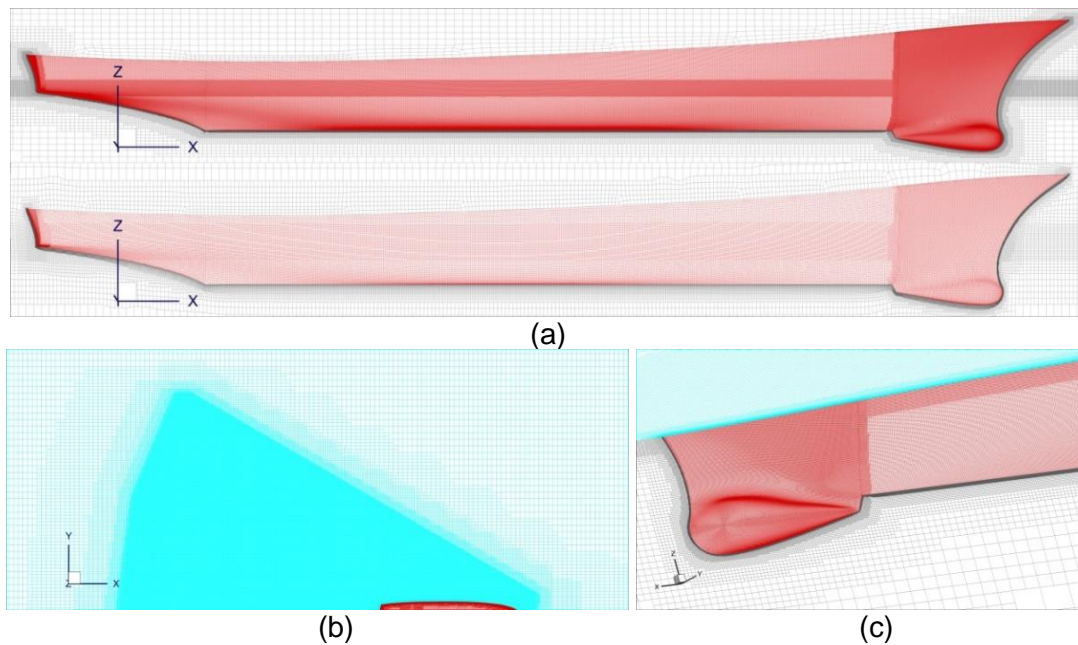
Modelul navei	Numărul de caz	C1	C2	C3
Modelul – INSEAN	$U$ [m/s]	0.749	2.097	3.071
	$Fr$ [-]	0.1	0.28	0.41
	$Re$ [-] $\times 10^6$	2.154	6.030	8.830
Modelul – IIHR	$U$ [m/s]	0.547	1.531	2.242
	$Fr$ [-]	0.1	0.28	0.41
	$Re$ [-] $\times 10^6$	1.572	4.403	6.447

### 4.3.1.2 Domeniul de calcul și condițiile la limită

Asemănător cu cel din figura 4.2.

### 4.3.1.3 Grile de discretizare

Grila este reprezentată în Fig. 21, arătând comparația dintre grila fină și grosieră, cu suprafață liberă, iar Tabelul 4.14 cuprinde detaliile grilei.



**Figura 4.21** Grila de discretizare: (a) grile fină și grosieră, (b) rafinament la suprafață liberă și (c) o secțiune la provă

**Tabelul 4.14** Grila de discretizare corespunzătoare și condițiile modelării stratului limită

Condiția la perete	Numărul de celule (M)			
	M1	M2	M3	M4
Modelarea stratului limită (WM)	9.85	6.74	4.31	2.91
Rezolvarea stratului limită (WR)	16.55	10.17	6.81	4.34

#### 4.3.1.4 Valorile obținute pentru rezistența la înaintare și mișcările navei

Forțele sunt obținute și comparate cu datele EFD pentru studiul de convergență a grilei, așa cum se poate observa în Fig. 4.22, care dezvăluie un acord adecvat cu datele EFD cu un interval de eroare între 2,23% până la 6,74% pentru lent și mare caz de viteză, respectiv.

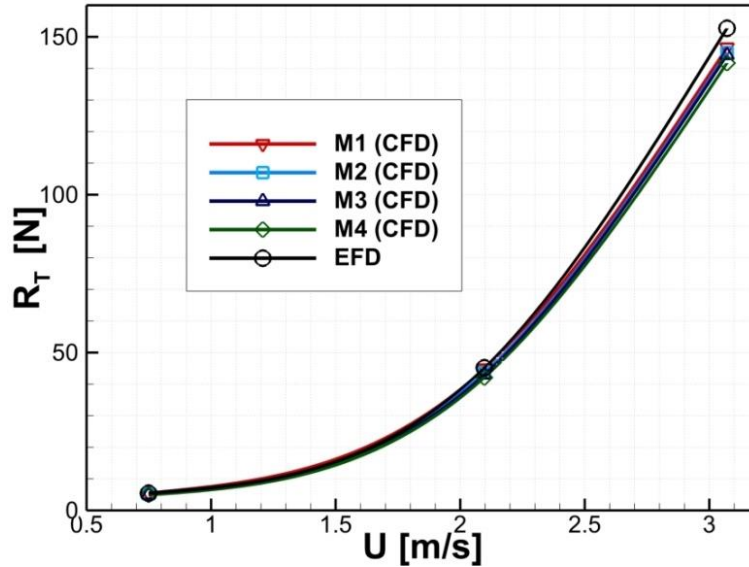


Figura 4.22 Rezistența totală rezultă pe baza densității grilei

Rezultatele mișcării navei arată că eroarea pentru afundare este cuprinsă între 0,55% și 9,77%, în timp ce pentru asietă dinamică este cuprinsă între 1,18% și 9,4%, ceea ce indică acuratețea soluției, în special pentru grilele fine.

#### 4.3.1.5 Rezultatele obținute pentru suprafața liberă

Comparația dintre rezultatele CFD pentru viteza medie  $Fr=0,28$  și datele EFD corespunzătoare raportate în [130] este reprezentată în Fig. 4.24 care arată că înălțimea valului îndepărtată de navă a fost ușor subestimată cu 1,1%.

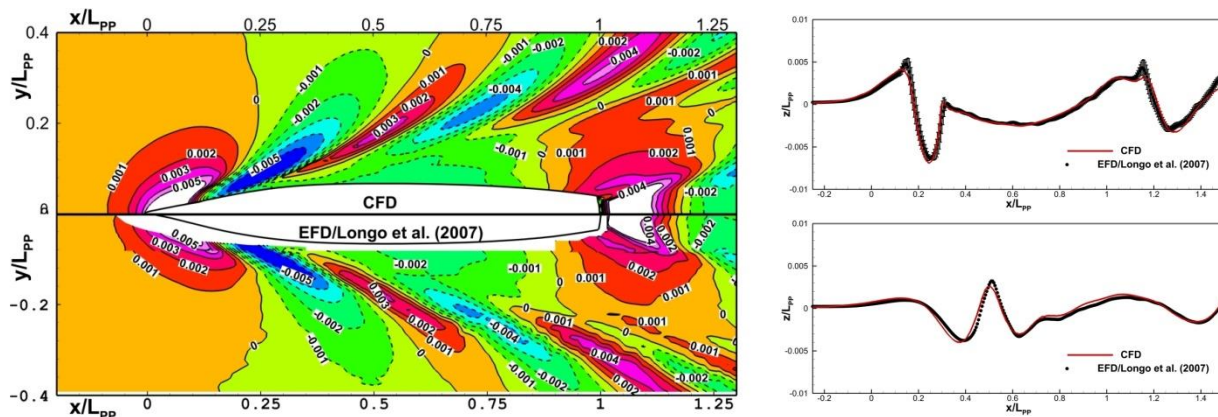


Figura 4.24 Suprafața liberă (stânga) și profilul valului în plan longitudinal la  $y/L_{pp}=0.082$  și  $y/L_{pp}=0.172$  (dreapta)

### 4.3.1.6 Rezultatele obținute pentru siaj

Fig. 4.25 prezintă o comparație a diferitelor secțiuni transversale poziționate la distanțele relative  $x/L_{pp}=0.1, 0.6, 0.935$  și  $1.1$  față de perpendiculara prova.

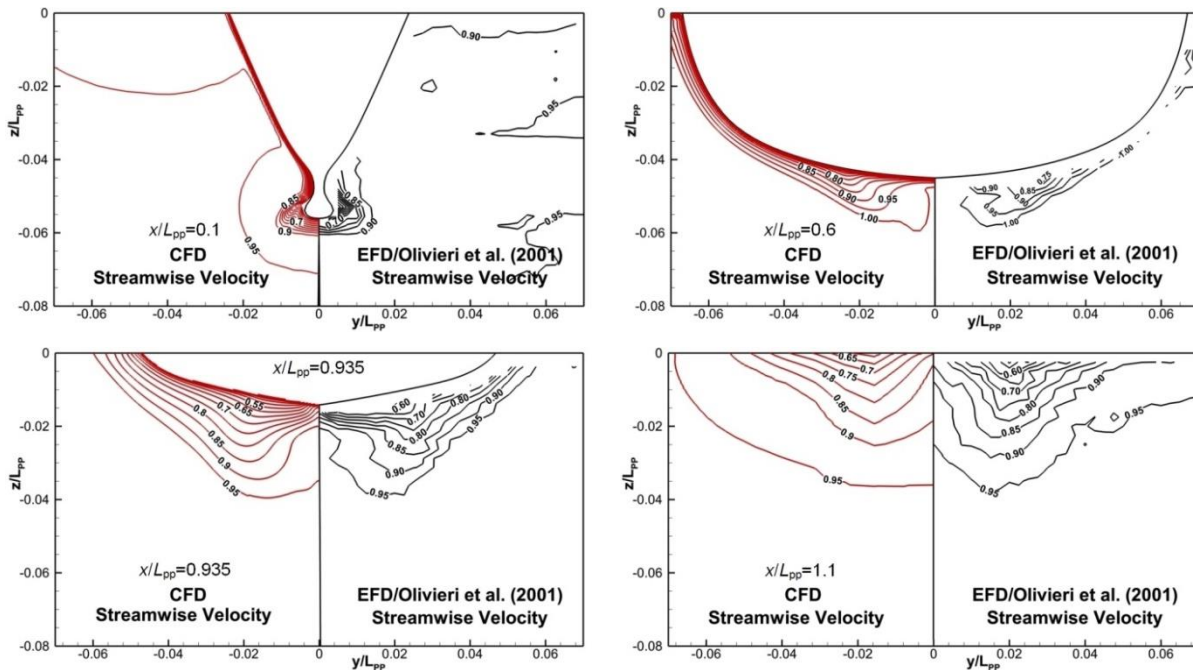


Figura 4.25 CFD vs. EFD contururi ale vitezei la diferite secțiuni

## 4.3.2 Modelul navei cu apendici

### 4.3.2.3 Grile de discretizare

Au fost generate patru grile pentru a efectua un studiu de convergență a grilei, iar densitatea lor în milioane de celule este rezumată în Tabelul 4.17, în timp ce discretizarea acestora este reprezentată grafic în Fig. 4.26 care arată rafinamentul navei și apendicilor.

Tabelul 4.17 Grile de discretizare bazate pe condițiile de perete

Condiții de perete	Numărul de celule (M)			
	M1	M2	M3	M4
Modelarea stratului limită (WM)	19.943	8.958	5.667	2.669
Rezolvarea stratului limită (WR)	26.757	16.605	9.022	3.634

### 4.3.2.4 Valorile obținute pentru rezistența la înaintare și mișcările navei

Rezistența totală se obține pentru modelul navei cu apendici și este reprezentată în Tabelul 4.18.

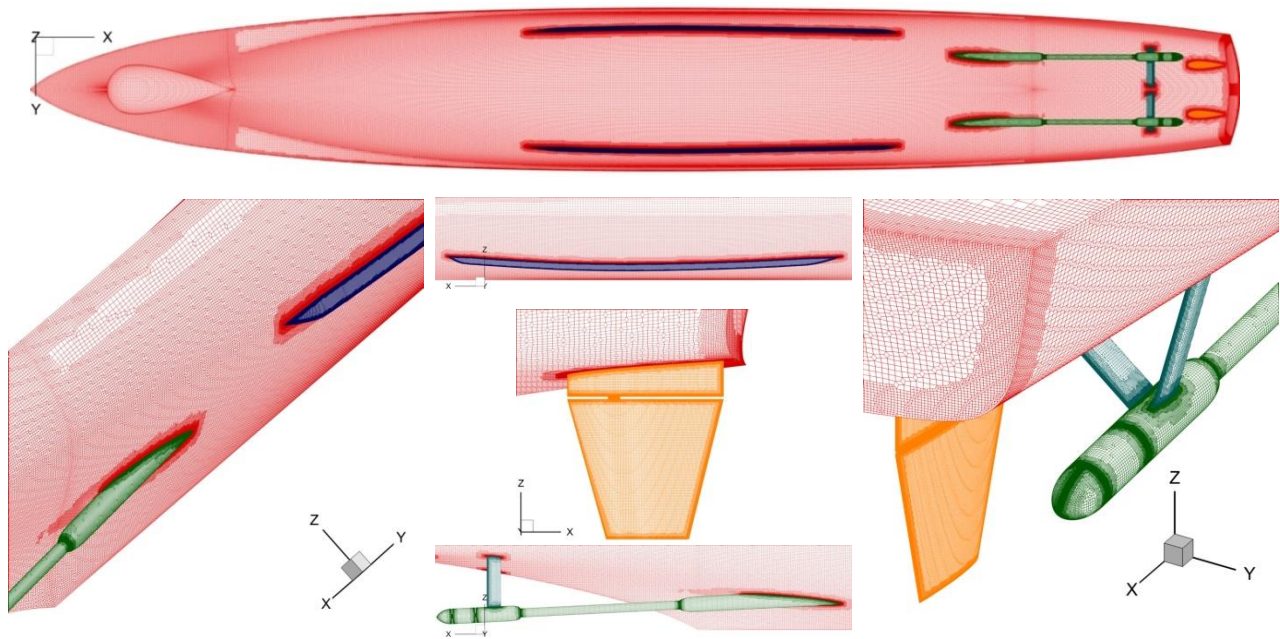


Figura 4.26 Grila de discretizare și rafinamentul apendicilor

Tabelul 4.18 Rezistența totală calculată pentru corpul cu apendici și forța de rezistență pentru fiecare apendice

$Fr$	Forțele componente ale corpului [N]					
	Linia de axe	Cavaleți	Chila de ruliu	Cârmă	Carena nudă	Carena cu apendici
0.10	0.30	0.15	0.11	0.21	5.40	7.18
0.28	3.56	2.02	1.66	3.04	45.46	55.73
0.41	5.65	5.75	4.59	8.38	154.16	178.53

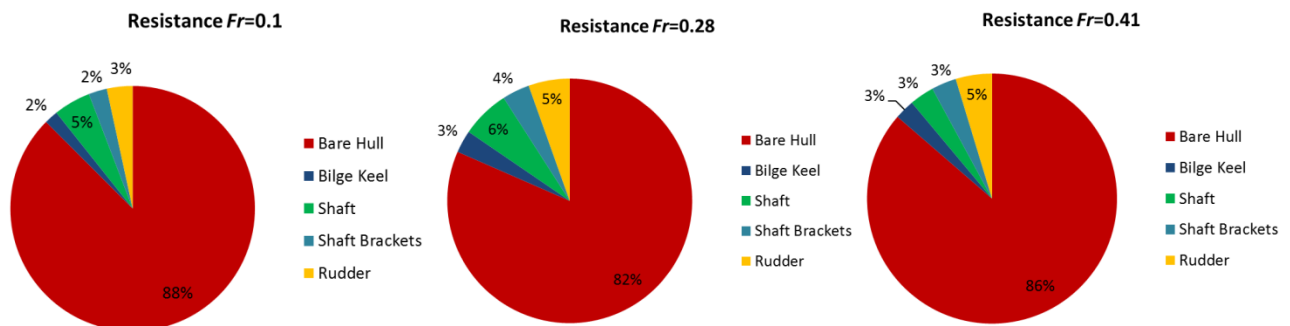


Figura 4.27 Rezultate rezistenței pentru nava cu apendici și pentru fiecare apendice

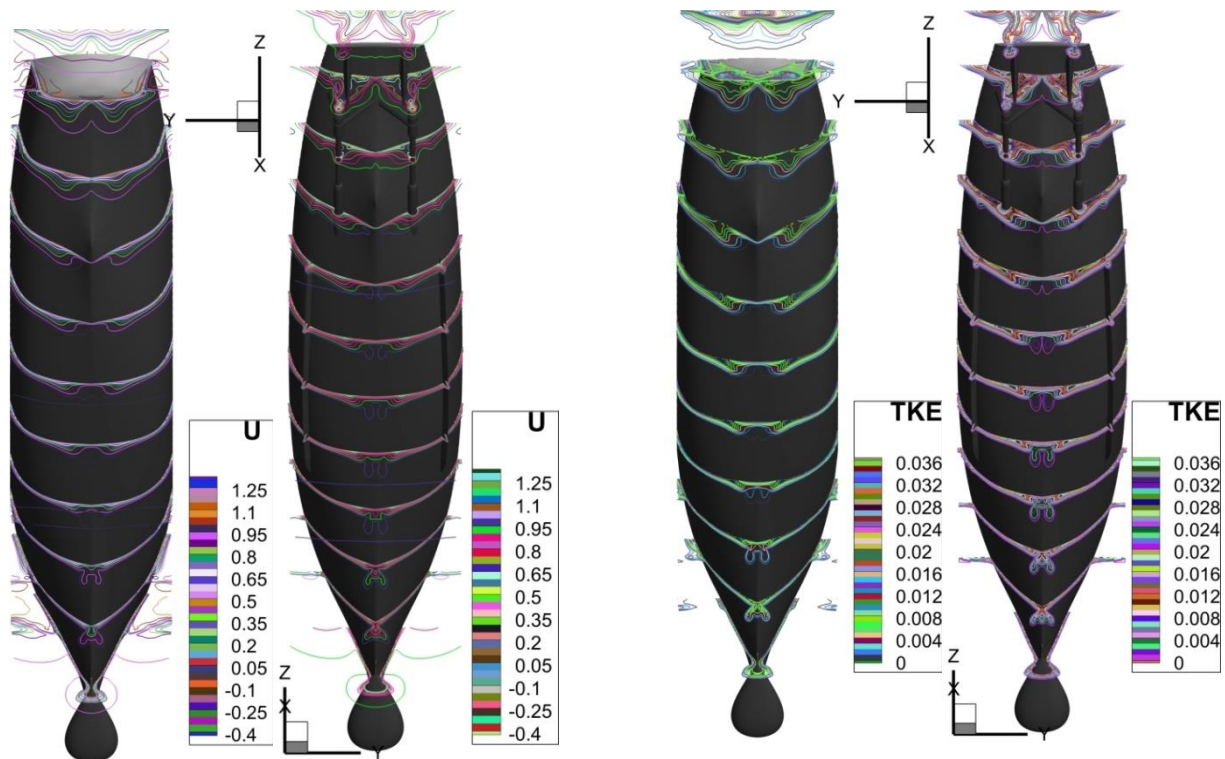
#### 4.3.2.6 Rezultatele obținute pentru siaj

Figura 4.29 reprezintă contururile vitezei axiale și energia cinetică turbulentă (TKE), în timp ce Fig. 4.30 reprezintă suprafața pentru second invariant constant  $Q^*=10$  prin helicitate nedimensională pentru fundul și profilul navei, comparând cazurile carenă nudă și cu apendici.

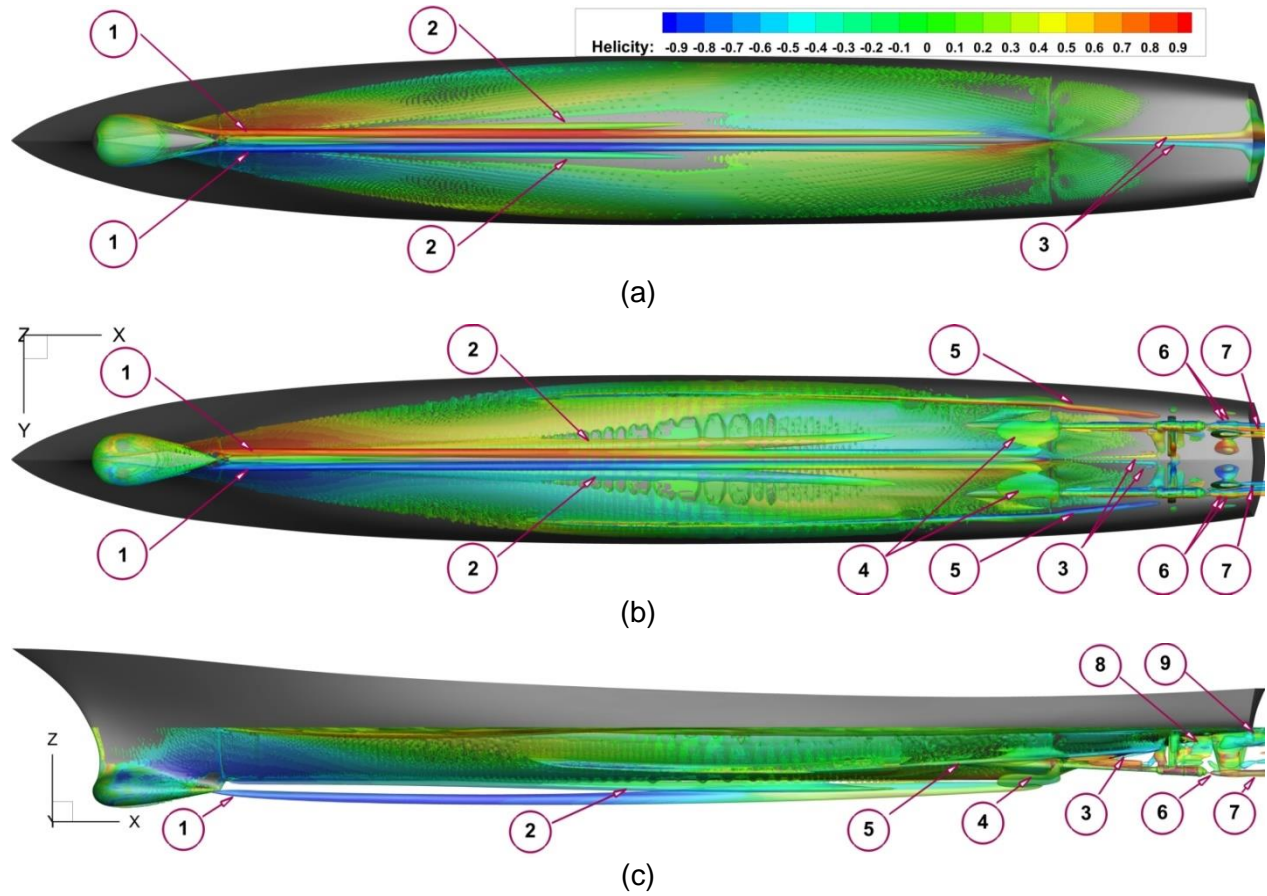


Din ambele imagini, nouă formațiuni vorticale pot fi observate și sunt identificate în corelare cu numerotarea din figură după cum urmează:

1. structurile vorticale generate de sonar (SDV);
2. structurile vorticale generate de chila probei (FBKV);
3. structurile vorticale generate de chila pupei (ABKV);
4. structurile vorticale generate de intersecția dintre corpul navei cu linia de axe a elicei (BSV);
5. structurile vorticale generate de chila de rulu (BKV);
6. structurile vorticale generate de linia de axe a elicei (SV);
7. structurile vorticale generate de cârmă (RTV);
8. structurile vorticale generate de intersecția dintre corpul navei și cavaleți;
9. structurile vorticale generate de intersecția dintre corpul navei și cârmă.



**Figura 4.29** Comparație între corpul cu și fără apendici pentru contururile vitezei axiale (U) și TKE



**Figura 4.30**  $Q^*=10$  helicitate nedimensională: vedere de jos (a) nava fără apendici, (b) nava cu apendici cât și (c) profilul corpului cu apendici

### 4.3.3 Teste experimentale

Testele experimentale au fost efectuate în Bazinul de Carene al Universității “Dunărea de Jos” din Galați. Probele experimentale au fost efectuate pentru șapte viteze ale navei, așa cum este listat în Tabelul 4.21, care arată numerele Froude și Reynolds corespunzătoare.

**Tabelul 4.21** Cazurile experimentale și parametri de viteză corespunzători navei

Numarul cazului experimental	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7
$U$ [m/s]	1.126	1.351	1.577	1.802	2.027	2.252	2.477
$Fr$ [-]	0.20	0.24	0.28	0.32	0.36	0.40	0.44
$Re$ [-] $\times 10^6$	3.46	4.15	4.84	5.53	6.22	6.91	7.60

#### 4.3.3.2 Măsurători de rezistență

Coeficienții rezistenței totale, de frecare și rezidue sunt estimați pe baza metodei ITTC 57.

**Tabelul 4.22.** Înregistrările rezistenței totale și a coeficienților corespunzători

Test	Time	$U$ [m/s]	$R_T$ [N]	$Fr$	$C_T$	$C_F$	$C_R$
1	10:40	1.126	5.177	0.200	5.308	3.640	1.667
2	11:30	1.351	7.357	0.240	5.240	3.517	1.723
3	12:30	1.577	10.379	0.280	5.425	3.417	2.008
4	13:30	1.802	13.580	0.320	5.436	3.334	2.102
5	14:30	2.027	17.534	0.360	5.547	3.264	2.284
6	16:35	2.252	25.668	0.400	6.579	3.202	3.377
7	17:40	2.477	35.109	0.440	7.438	3.148	4.290

#### 4.3.3.3 Analiza suprafeței libere

Profilul de val propriu la extremitățile navei este monitorizat continuu prin intermediul a două camere pentru a vizualiza profilul de val în vecinătatea modelului și orice posibilitate de apariție a fenomenului de green-water (apă ambarcată pe punte). Mai multe instantanee sunt capturate pentru profilurile de val de lângă corpul navei în timpul testului și sunt prezentate în Figura 4.32.

$Fr=0.20$





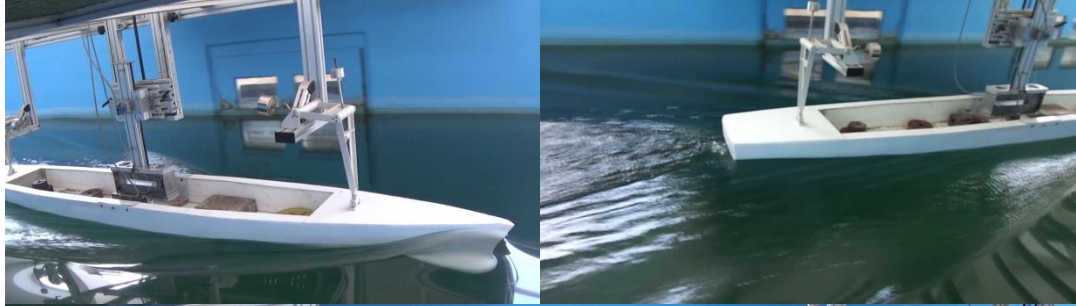
$Fr=0.24$



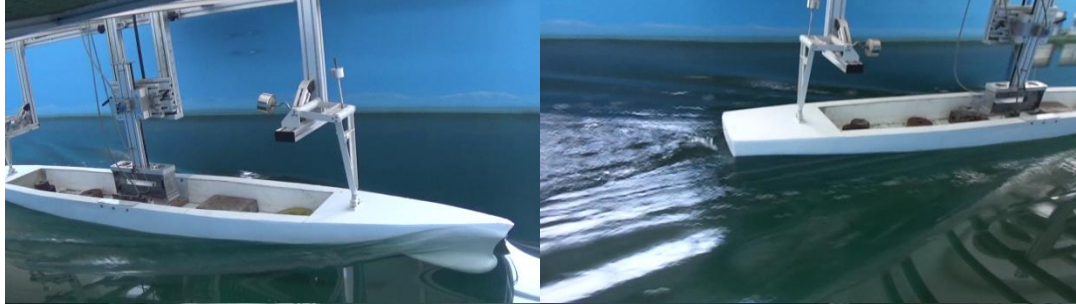
$Fr=0.28$



$Fr=0.32$



$Fr=0.36$



$Fr=0.40$





$Fr=0.44$



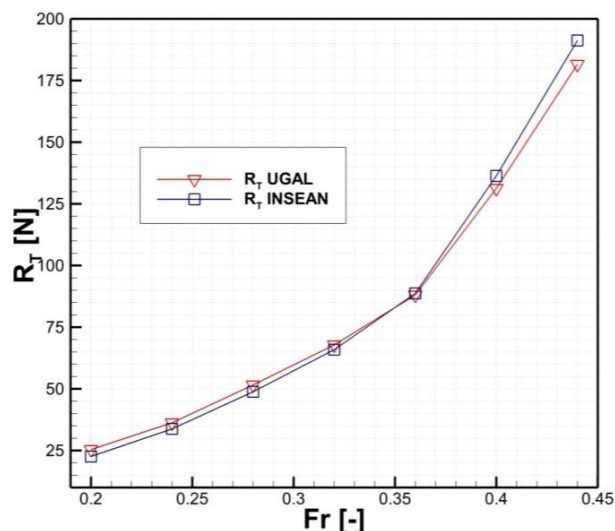
**Figura 4.32** Topologia suprafeței libere la extremitățile navei în timpul testului: prova (stânga), pupa (dreapta)

#### 4.3.3.4 Validarea măsurătorilor

Pentru a investiga acuratețea rezultatelor măsurate în timpul desfășurării experimentului, a fost efectuată o comparație simplă între rezistența măsurată în Bazinul de Carene pentru modelele DTMB - UGAL și DTMB - INSEAN după procedura de extrapolare a datelor corespunzătoare procedurilor recomandate ITTC 57. Această comparație este prezentată în Tabelul 4.23, care arată că rezultatele testelor efectuate în bazin sunt apropiate din perspectiva forței totale, în special pentru condițiile de viteză mare, în timp ce pentru cele mai mici viteze, intervalul de eroare este semnificativ. În ansamblu, eroarea medie obținută în această comparație este încă de 5,42%, ceea ce poate fi considerat acceptabil în perspectiva factorilor menționați anterior.

**Tabelul 4.23** Date extrapolate pentru modelul DTMB - UGAL la scara modelului DTMB - INSEAN

$Fr$	Rezistența totală $R_T$ [N]		$\varepsilon\%$
	Modelul DTMB – UGAL	Modelul DTMB – INSEAN	
0.2	25.39	22.58	-12.45
0.24	36.24	33.76	-7.36
0.28	51.61	48.82	-5.71
0.32	67.81	65.88	-2.93
0.36	88.04	88.70	0.75
0.4	131.28	136.35	3.72
0.44	181.58	191.23	5.05
<b>Medie <math> \varepsilon\% </math></b>			<b>5.42</b>



**Figura 4.33** Date extrapolate pentru modelului DTMB – UGAL comparativ cu modelul DTMB – INSEAN [129]

#### 4.3.3.5 Abordarea CFD

##### - Rezultate de rezistență la înaintare

Forța totală a rezistenței la înaintare este calculată numeric și comparată cu datele EFD obținute în urma experimentului. Această comparație este descrisă calitativ în Tabelul 4.24 pentru cele trei condiții de simulare. Comparația arată că acordul dintre datele EFD și rezultatele CFD este rezonabil, deoarece eroarea medie pentru cele trei cazuri de simulare este ușor peste 4,0%, ceea ce îl face mai mult decât acceptabil. Și, de asemenea, rămâne în intervalul de erori obținut pentru comparația făcută după extrapolarea rezultatelor care a fost prezentată în Tabelul 4.23.

**Tabelul 4.24** Rezistența totală CFD vs. EFD

U [m/s]	Rezistența totală R <sub>T</sub> [N]				Eroare		
	CFD (GD)	CFD (DW)	CFD (AW)	EFD	$\varepsilon_{GD-EFD}\%$	$\varepsilon_{DW-EFD}\%$	$\varepsilon_{AW-EFD}\%$
1.126	4.910	4.947	4.950	5.177	5.157	4.443	4.385
1.351	6.850	6.881	6.941	7.357	6.891	6.470	5.654
1.577	9.696	9.814	9.830	10.379	6.581	5.444	5.290
1.802	12.973	13.176	13.164	13.580	4.470	2.975	3.063
2.027	17.194	17.458	17.468	17.534	1.939	0.433	0.376
2.252	25.846	26.492	26.528	25.668	-0.693	-3.210	-3.350
2.477	36.308	37.292	37.422	35.109	-3.415	-6.218	-6.588
<b>Medie  <math>\varepsilon\%</math> </b>					<b>4.164</b>	<b>4.170</b>	<b>4.101</b>



## Capitolul V

### Performanță de propulsie

Se prezintă simularea numerică a performanței de propulsie a navei pentru două modele, JBC și KVLCC2. Analiza include simulări pentru două condiții: elice în apă liberă și cazul în care elicea lucrează în siajul pupa la testul de auto-propulsie la navigația în apă calmă; acesta din urmă se realizează folosind două metode: prima se bazează pe un model simplificat de disc-actuator (disc activ) și a doua se bazează pe discretizarea 3D a elicei navei folosind abordarea „sliding grid”.

#### 5.1 Performanța de propulsie a navei JBC

Analiza se efectuează pentru a evalua performanțele modelului elicei pentru nava JBC cu cinci pale și diametrul de 0.203 m în apă liberă, analiza curgerii în jurul elicei, simularea auto-propulsiei când elicea lucrează în siajul pupa. În a doua parte a capitolului se prezintă analiza numerică CFD privind performanțele modelului elicei pentru nava KVLCC2 cu formă mai complexă în comparație cu JBC, cu patru pale și diametrul de 0.204 m în apă liberă, analiza curgerii în zona elicei, simularea de autopropulsie când elicea lucrează în siajul pupa.

##### 5.1.1 Performanță de propulsie în apă liberă (POW)

###### 5.1.1.1 Condiții de analiză

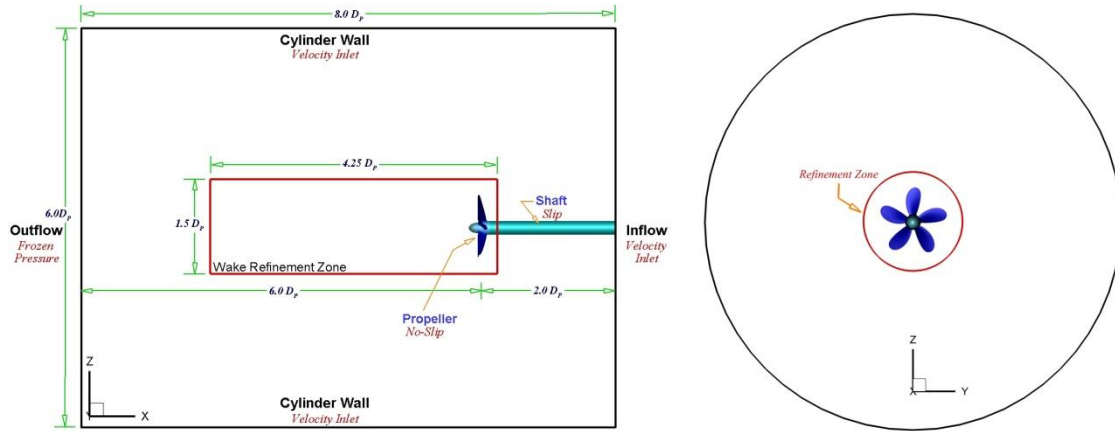
Elicea este analizată într-o stare mono-fluidă, în care se ia în considerare doar debitul de apă. Opt simulări pentru opt viteze de avans sunt efectuate pentru a genera curbele de performanță ale elicei. Toate cele opt viteze sunt investigate folosind modelul de turbulență EASM; cu toate acestea, două viteze sunt analizate folosind un model avansat de turbulență, cum ar fi modelul DES pentru comparație.

**Tabelul 5.2** Cazuri de simulare POW și parametri curgerii

Cazul de simulare	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
$J$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
$n$ [rpm]	3485.0	1742.0	1162.0	871.0	697.0	581.0	489.0	436.0
Viteza echivalentă, $U_{eq}$ [m/s]	25.96	13.01	8.72	6.59	5.32	4.48	3.89	3.45
$Re * 10^5$	23.82	11.94	8.01	6.04	4.88	4.11	3.57	3.17

###### 5.1.1.2 Domeniul de calcul și condițiile la limită

Domeniul și condițiile la limită sunt reprezentate în Fig 5.1. Deoarece siajul este extrem de important în acest caz pentru a înțelege mecanismul de curgere în jurul elicei, se impune o zonă de rafinare cilindrică izotropă în vecinătatea propulsorului, așa cum este reprezentat în Fig. 5.1. Stratul limită este luat în considerare în această simulare menținând valorile  $y^+ < 1$  pentru corpul elicei la condiția de “nealunecare”.



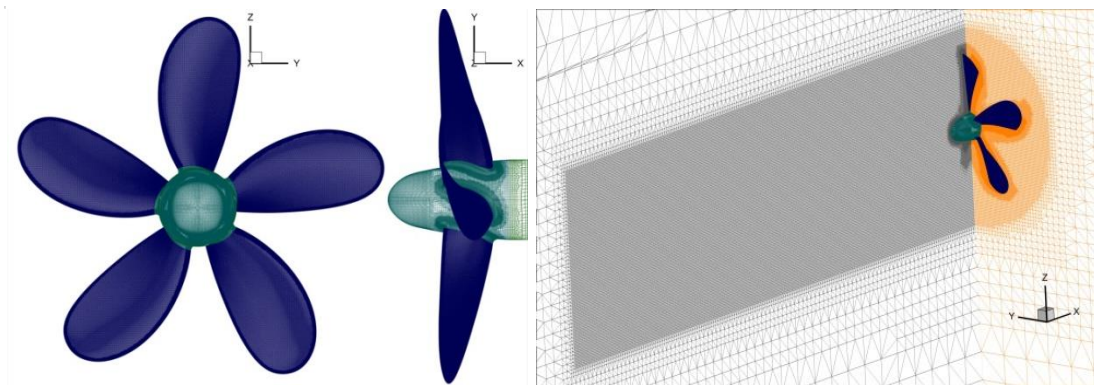
**Figura 5.1** Dimensiunile domeniului de simulare și condițiile la limită în planele x-z și y-z

### 5.1.1.3 Grile de discretizare

Detaliile grilei sunt prezentate în Tabelul 5.3, iar configurația grilei de discretizare poate fi vizualizată în Fig. 5.2, prezentând palele elicei, arborele și zona de rafinare.

**Tabelul 5.3** Grile de discretizare

Grila elicei	Numărul de celule (M)			
	M1	M2	M3	M4
	3.05	7.5	19.7	34.63
$y^+$	1.26	0.92	0.68	0.46



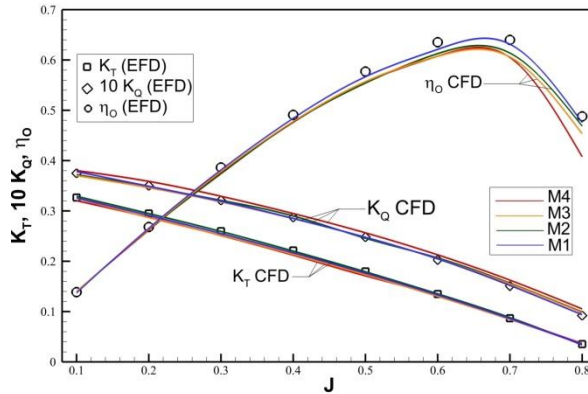
**Figura 5.2** Grila de discretizare fină ilustrând zona paletelor și zona de rafinare

### 5.1.1.4 Strategia de simulare

Timpu de simulare numerică este de 5 s, pentru a asigura convergența pentru forța de împingere și momentul de rotație.

### 5.1.1.5 Rezultatele obținute pentru împingerea și momentul de rotație al elicei

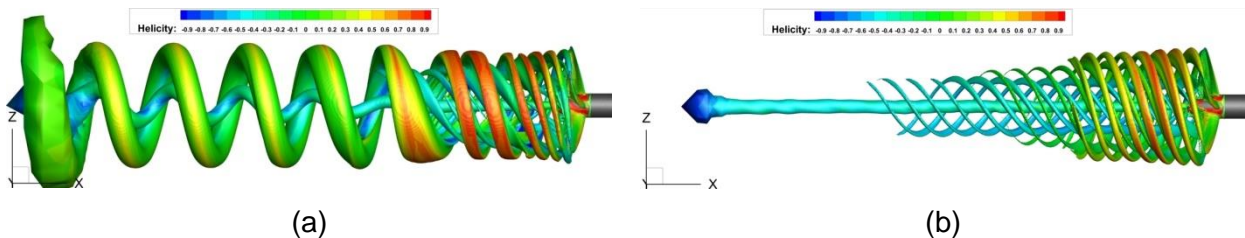
Rezultatele obținute pentru coeficienții de propulsie sunt comparate cu datele EFD furnizate în [48,] după cum este reprezentat în Fig. 5.3; arătând o concordanță rezonabilă pentru grilele grosiere și o concordanță și mai bună pentru grilele fine.



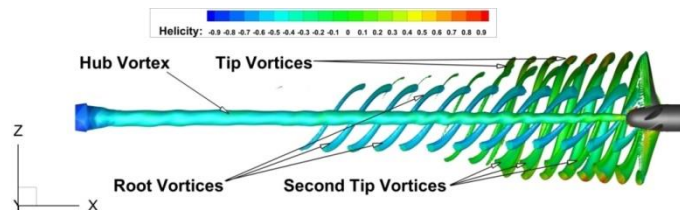
**Figura 5.3** Coeficienții  $K_T$ ,  $K_Q$  și  $\eta_0$  realizate cu CFD comparativ cu datele EFD [48, 125]

### 5.1.1.6 Analiza siajului

Siajul elicei este analizat folosind două modele diferite de turbulență; modelele EASM și DES. Una dintre cele mai importante caracteristici ale siajului în jurul elicei sunt structurile vorticale, care ar trebui bine înțelese pentru a obține o perspectivă asupra dezvoltării curgerii în zona de siaj. Formarea vârtejurilor poate fi exprimată prin “second invariant”, așa cum este descris anterior în capitolul IV și ilustrat în figurile 5.6 și 5.7. Se poate observa că structurile vorticale sunt declanșate de rotația elicei, deoarece se formează vârtejuri de vârf al palei. La rădăcina palei, se poate observa o altă structură elicoidală rezultată din rotația elicei și separarea curgerii la rădăcina butucului, așa cum se poate observa în Fig. 5.6.



**Figura 5.6** Structura vorticală a siajului calculată la  $T=5$  s. pentru: (a)  $J=0.3$ , (b)  $J=0.6$



**Figura 5.7** Secțiune în structura vorticală a siajului la  $J=0.6$

### 5.1.2 Simulare de autopropulsie

Analiza numerică CFD pentru cazul de auto-propulsie poate fi efectuată folosind varianta complexă a modelării CFD a elicei utilizând metoda “sliding grid” sau metoda simplificată a discului actuator (discului activ). Viteza navei JBC este constantă 1.179 m/s, considerând cele două cazuri pentru nava JBC, cu și fără duză .

#### 5.1.2.2 Domeniul de calcul și condiții la limită

Un domeniu de calcul general pentru simularea autopropulsiei este reprezentat în Fig. 5.8, care arată dimensiunile domeniului și condițiile la limită.

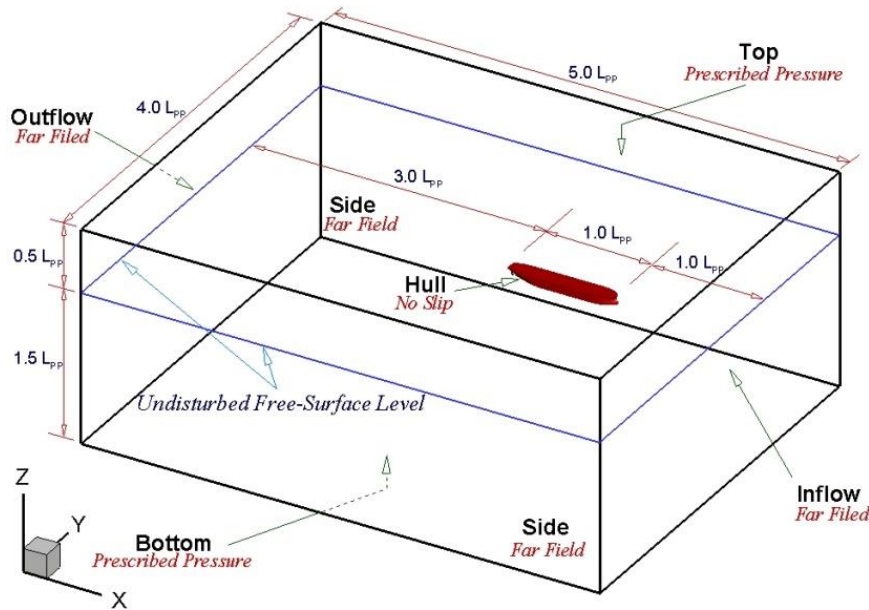


Figura 5.8 Domeniul de calcul și condițiile la limită pentru simularea autopropulsiei

#### 5.1.2.3 Grilele de discretizare

Grilele generate pentru ambele abordări sunt listate în Tabelul 5.4 care arată numărul total de celule pe baza densității grilei.

Tabelul 5.4 Numărul de celule bazat pe condițiile de simulare și densitatea grilei

	Simulare	Abordarea discului activ		Abordarea elicei 3D discretizată	
		fără ESD	cu ESD	fără ESD	cu ESD
Numarul de celule (x 10 <sup>6</sup> )	Grosieră (M3)	5.15	5.32	6.33	6.87
	Medie (M2)	10.29	11.52	11.05	12.48
	Fină (M1)	19.883	21.750	24.846	27.353

#### 5.1.2.5 Rezultate de autopropulsie

##### - Metoda discului actuator (disc activ)

Parametrii de autopropulsie calculați pe baza metodei discului actuatorului sunt enumerați pentru cele trei grile din Tabelul 5.5 care arată un acord bun cu datele EFD. Eroarea medie este acceptabilă pentru coeficientul total de rezistență și parametrii de propulsie.



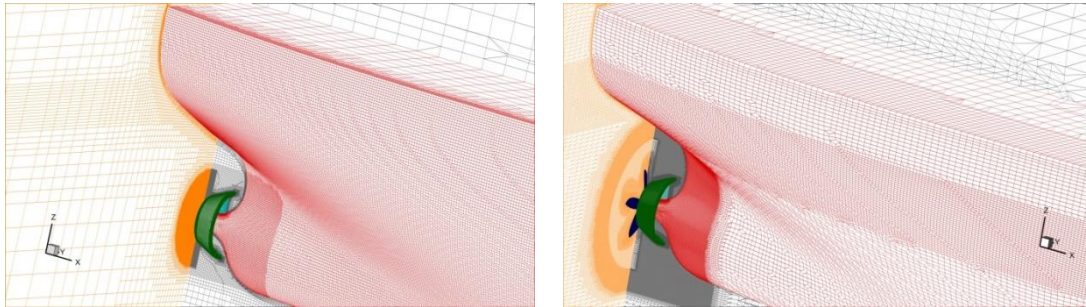
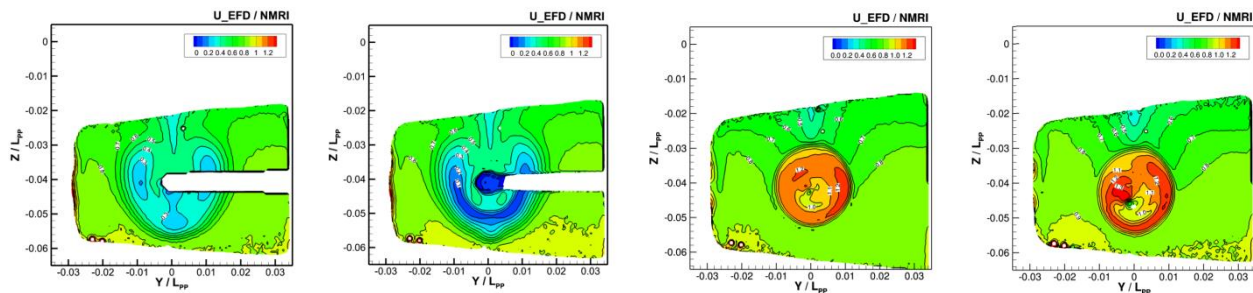


Figura 5.10 Grila de discretizare pentru: disc activ (stânga) și "sliding grid"(dreapta)

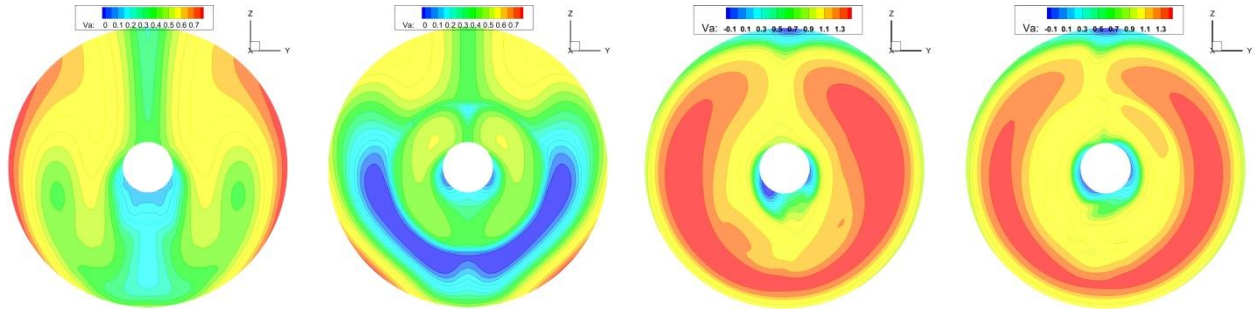
Tabelul 5.5 Rezultatele autopropulsiei pentru nava cu și fără ESD pe baza metodei discului activ

Coeficient	fără ESD					cu ESD				
	EFD	M1	M2	M3	$ \epsilon_{av} %$	EFD	M2	M3	CFD	$ \epsilon_{av} %$
$C_T \times 10^3$	4.81	4.61	4.57	4.49	5.27	4.76	4.62	4.56	4.50	4.20
$K_T$	0.217	0.2181	0.2184	0.2191	0.71	0.233	0.2332	0.2332	0.234	0.20
$10K_Q$	0.279	0.283	0.284	0.288	2.15	0.295	0.297	0.298	0.303	1.47
$J$	0.410	0.407	0.407	0.411	0.417	0.36	0.37	0.37	0.374	3.15
$(1-t)$	0.803	0.795	0.794	0.79	1.25	0.810	0.796	0.794	0.789	2.10
$(1-w)$	0.552	0.524	0.517	0.511	6.28	0.471	0.461	0.457	0.459	2.55
$\eta_r$	1.011	1.0	1.0	1.0	1.09	1.014	1.0	1.0	1.0	1.38
$\eta_H$	N.A	1.517	1.535	1.545	-	N.A	1.727	1.739	1.719	-

Contururile vitezei axiale măsurate la secțiunea situată în planul de referință al elicei sunt reprezentate în Fig. 5.11 pentru nava cu și fără ESD în cazul de siajul nominal și efectiv.





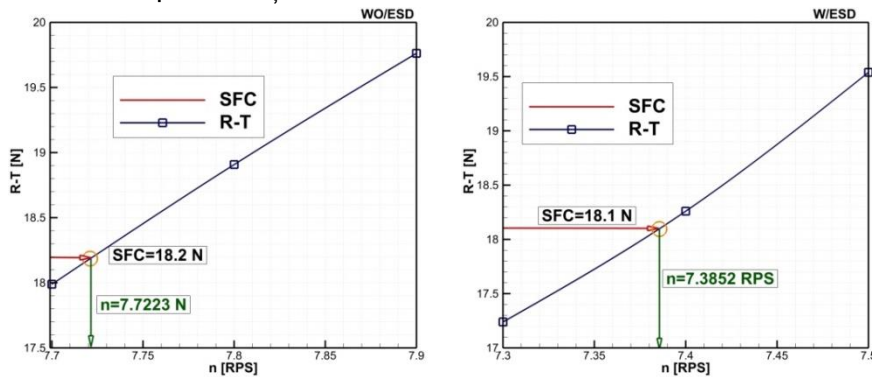


**Figura 5.11** Rezultatele CFD pentru contururile de viteză nominale (a și b) și efective (c și d) calculate pentru nava cu și fără ESD utilizând metoda discului actuator

**- Metoda “sliding grid”**

Rezultatele numerice reprezentate în fig. 5.12, obținute pentru rotația elicei, seamănă foarte bine cu datele experimentale. Rotația obținută pentru nava fără ESD este  $n = 7,7223$  rps, comparativ cu valoarea experimentală de  $n = 7,8$  rps, cu o eroare de 0,99%; iar pentru nava cu ESD, rotația elicei calculată este  $n = 7.3852$  rps, comparativ cu valoarea experimentală de  $n = 7.5$  rps, cu o eroare de 1,53%. Ambele valori arată capacitatea metodei CFD de a calcula cu precizie punctul de autopropulsie al navei.

Similar cu rezultatele obținute în simularea discului actuator, rezistența, forța, cuplul și coeficienții de avans sunt prezentați în Tabelul 5.6.

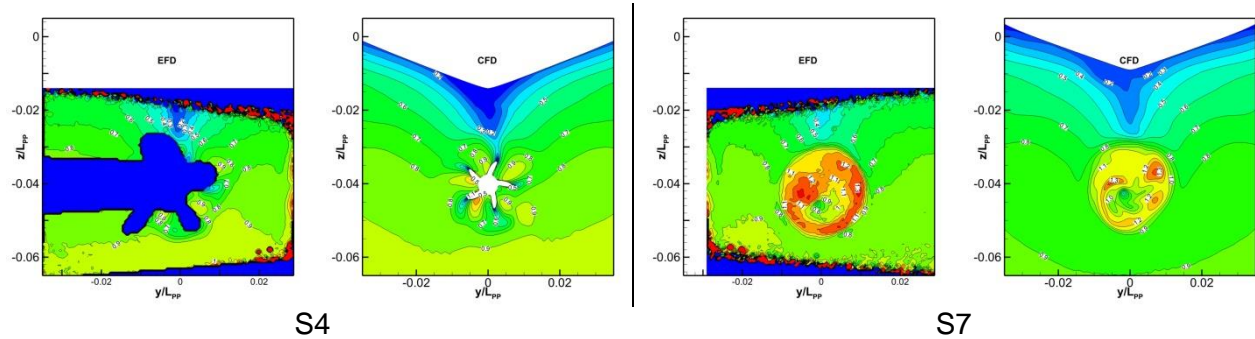


**Figura 5.12** Interpolarea rezultatelor pentru determinarea turației

**Tabelul 5.6** Coeficienții de autopropulsie pentru nava cu și fără ESD folosind metoda “sliding grid”

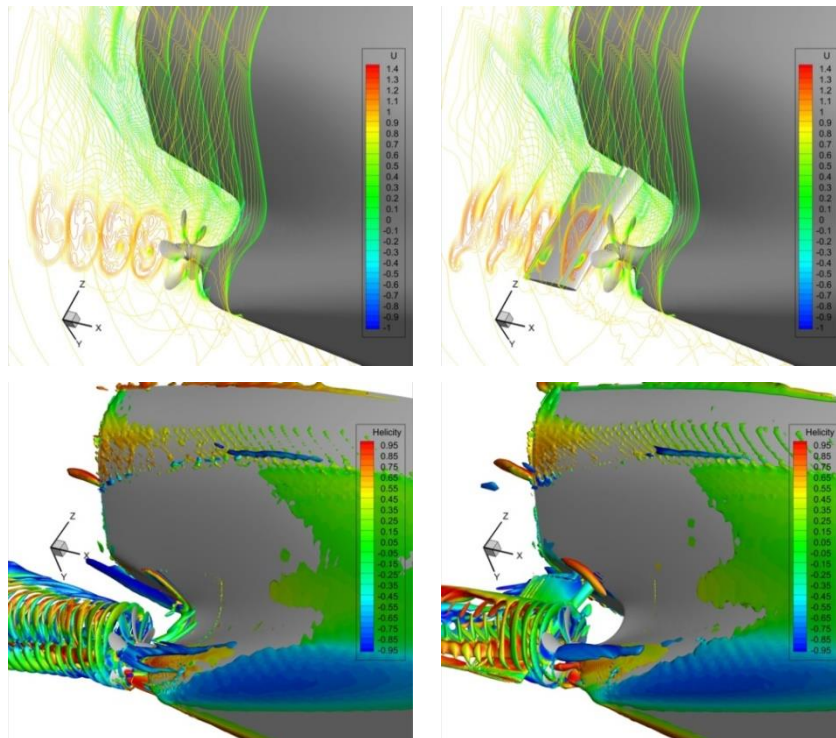
Coeficient	fără ESD			cu ESD		
	EFD	CFD	$ \varepsilon \%$	EFD	CFD	$ \varepsilon \%$
$C_T \times 10^3$	4.811	4.913	2.12%	4.76	4.69	1.58%
$K_T$	0.217	0.232	6.91%	0.233	0.243	4.16%
$10K_Q$	0.279	0.291	4.30%	0.295	0.306	3.72%
$J$	0.410	0.414	0.98%	0.36	0.366	1.67%
$n$ [rps]	7.8	7.7223	0.99%	7.5	7.3852	1.53%

Contururile de viteză în sensul curgerii sunt comparate cu datele EFD și sunt prezentate în Fig. 5.13, comparația arată că valorile contururilor de viteză sunt într-o bună corespondență cu datele experimentale.



**Figura 5.13** Comparație între contururile de viteză CFD vs EFD fără ESD la secțiunile S4 și S7

Mai multe detalii ale contururilor de viteză la diferite secțiuni pentru nava cu și fără cârmă sunt reprezentate în Fig 5.14 împreună cu structura vorticală în siaj.



**Figura 5.14** Comparație între contururile de viteză pentru navă fără ESD și “second invariant”  $Q^2=50$  pentru nava cu și fără cârmă, calculat folosind modelul de turbulență DES

## 5.2 Performanța de propulsie a navei KVLCC2

În mod similar, aceeași analiză efectuată pentru modelul de elice JBC se repetă pentru elicea navei KVLCC2. Scopul este de a asigura calitatea rezultatelor obținute pentru modelul de navă JBC și, de asemenea, pentru a se asigura că metoda este generică și poate fi aplicată pentru orice tip de navă sau elice.

### 5.2.1.3 Grile de discretizare

Două grile au fost testate pentru convergența simulării și precizia soluției, 10,67 milioane, iar a doua are 36,33 milioane de cellule. Grila fină este reprezentată grafic în Fig 5.15.

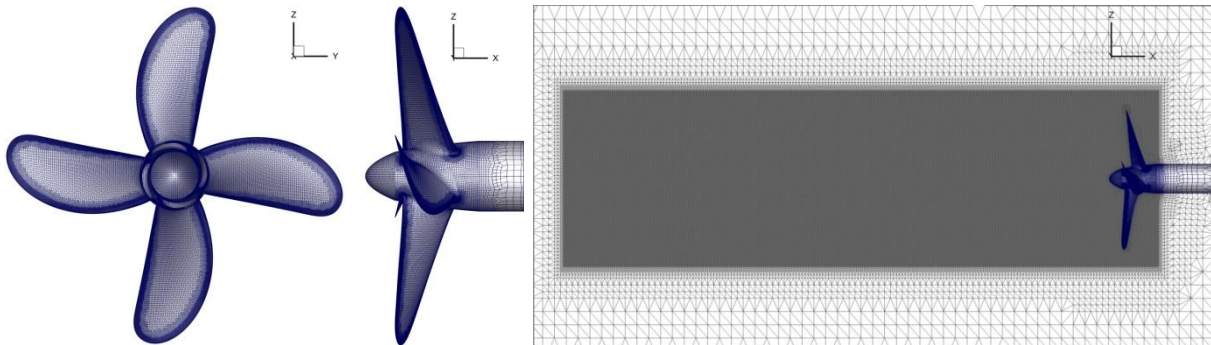


Figura 5.15 Grile de discretizare pentru grila fină

### 5.2.1.5 Rezultatele obținute pentru împingerea și momentul de rotație al elicei

Rezultatele obținute sunt similare cu cele obținute pentru modelul navei JBC cu un interval mediu de eroare cuprins între 0,87% pentru  $K_T$  și 1,42% pentru  $K_Q$  așa cum se observă în Fig. 5.16.

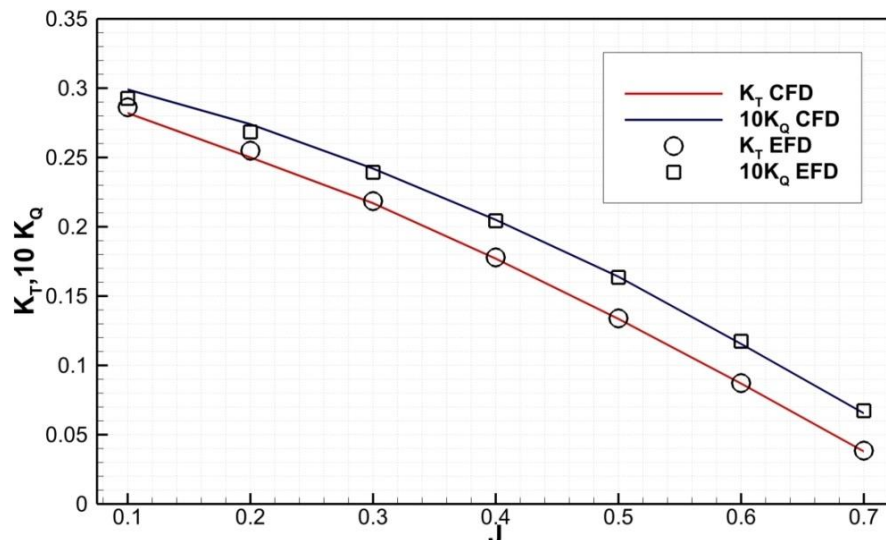
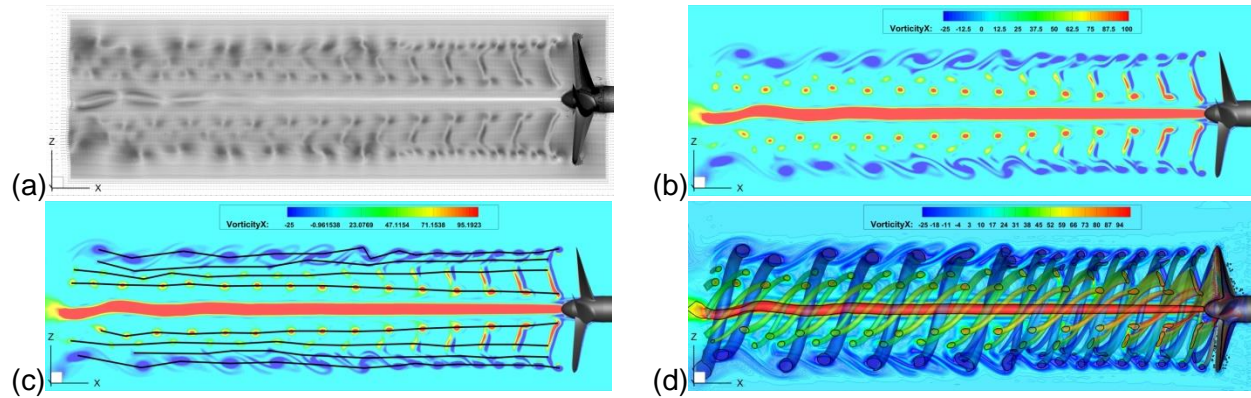


Figura 5.16 Curbele de performanță ale elicei în apă liberă: CFD vs EFD

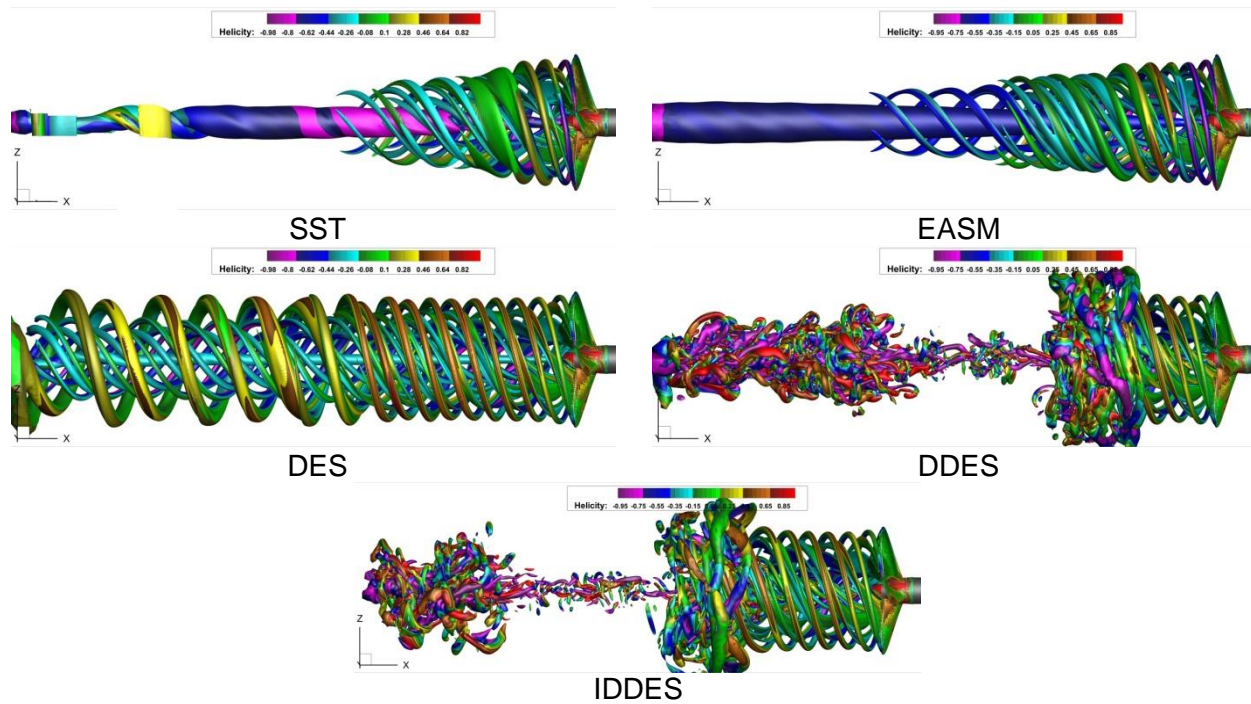
### 5.2.1.6 Rezultatele obținute pentru curgerea locală

Rezultatele curgerii locale sunt reprezentate în figurile 5.17 ~ 5.23 pentru diferite modele de turbulență la diferite viteze de avans.

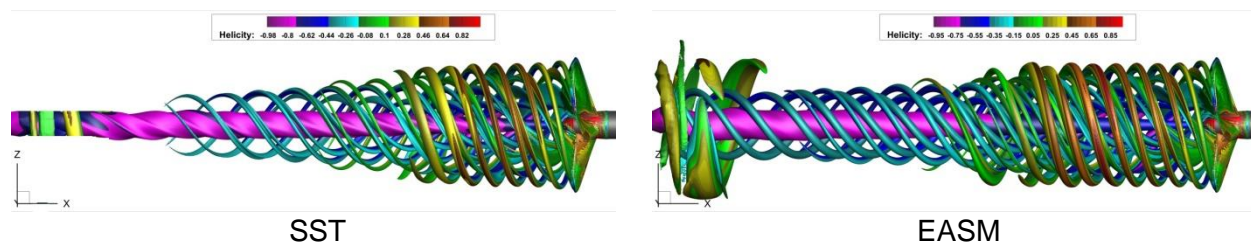




**Figura 5.17** Vorticitatea la  $J = 0,2$ : (a) structuri vortice, (b) magnitudine, (c) traiectorie și (d) nuclee vortex



**Figura 5.18**  $Q$  calculat pentru  $J = 0,2$  pe baza diferitelor modele de turbulență pentru iso-surface = 500



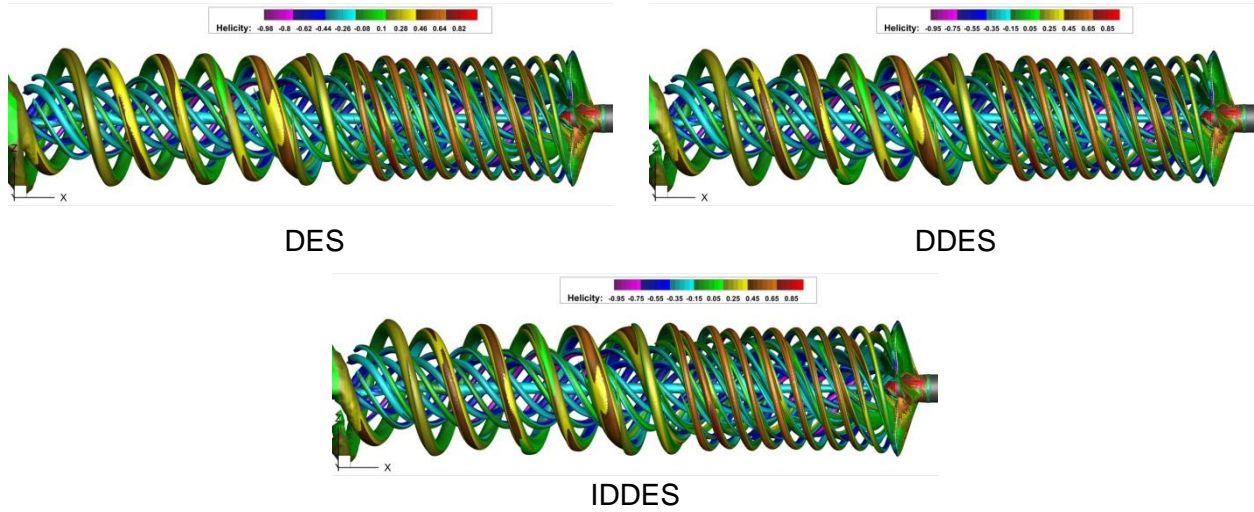


Figura 5.20 Q calculat pentru  $J = 0,4$  pe baza diferitelor modele de turbulență pentru iso-surface = 250

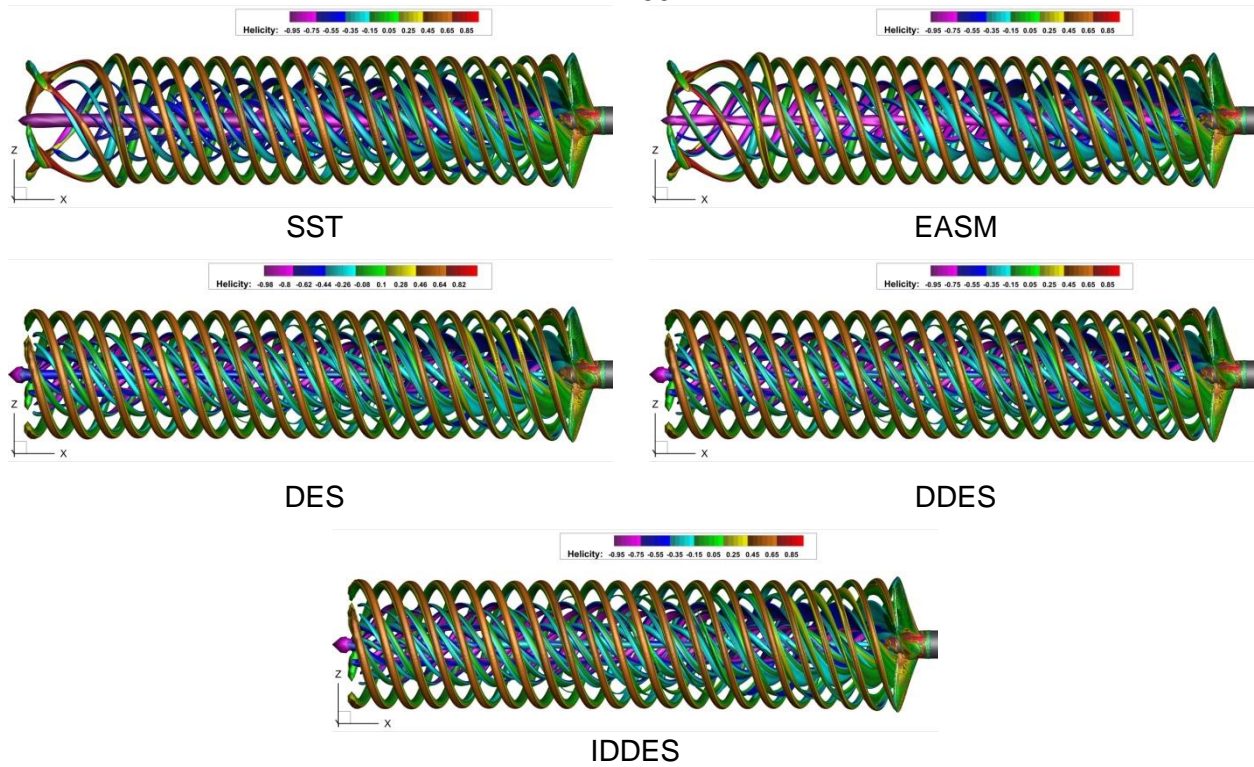


Figura 5.22 Q calculat pentru  $J = 0,6$  pe baza diferitelor modele de turbulență pentru iso-surface = 500

## 5.2.2 Performanța de autopropulsie

Rezultatele sunt prezentate în Tabelul 5.10.

**Tabelul 5.10**  $K_T$  și  $K_Q$  calculate folosind metoda discului activ comparativ cu datele EFD extrase din [145]

Coeficient	Carena nudă			Cârma simplificată			Cârma reală		
	EFD	CFD	$ \varepsilon \%$	EFD	CFD	$ \varepsilon \%$	EFD	CFD	$ \varepsilon \%$
$K_T$	0.195	0.1983	1.69	0.198	0.208	5.05	0.198	0.2022	2.12
$10K_Q$	0.266	0.2307	13.27	0.228	0.2357	3.37	0.228	0.2307	1.18



## Capitolul VI

# Performanța navei de seakeeping

Simulările numerice pentru estimarea performanțelor de seakeeping pentru nava militară DTMB sunt comparate cu rezultatele pe model experimental existente în literatura de specialitate. Performanța navei se obține în condiția în care nava avansează în valuri de întâlnire regulate, inclusiv îndeplinirea a două condiții: cazul de difracție (nava este fixată cu 0 grade de libertate) și stare de radiație (oscilație în plan vertical, nava este liberă pentru a se mișca în plan vertical cu 2 grade de libertate). Urmează un test de amortizare a ruliului în apa calmă la diferite condiții de simulare.

## 6.1 Performanța de Seakeeping în valuri de întâlnire regulate

### 6.1.1 Performanța de Seakeeping în cazul de difracție

#### 6.1.1.1 Condiții de analiză

În cazul analizei problemei de difracție a navei DTMB în val de întâlnire regulat, modelul numeric are toate cele 6 grade de libertate blocate, respectiv fără componente de vibrație. Această analiză permite obținerea forțelor și momentelor de difracție ce acționează asupra corpului navei.

#### 6.1.1.2 Domeniul și condițiile la limită

Domeniul și condițiile la limită sunt prezentate în Fig. 6.1

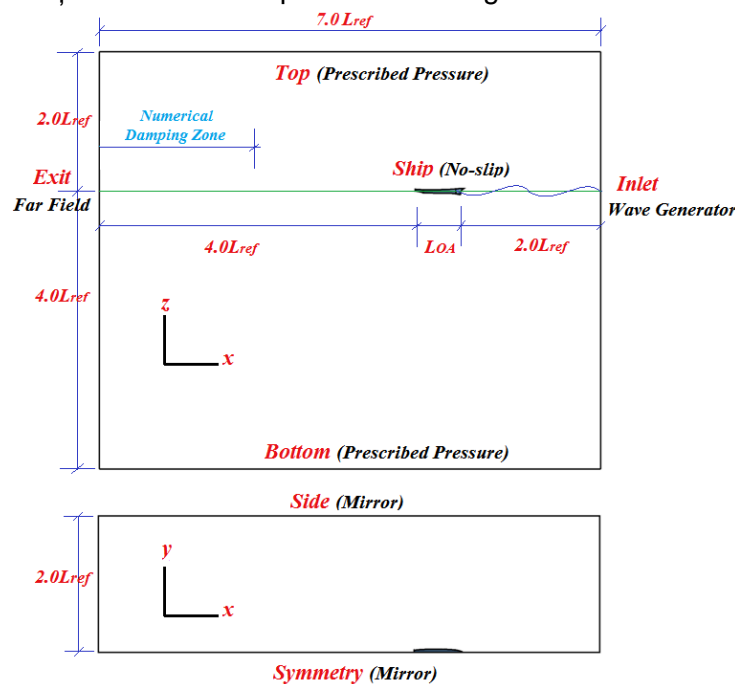
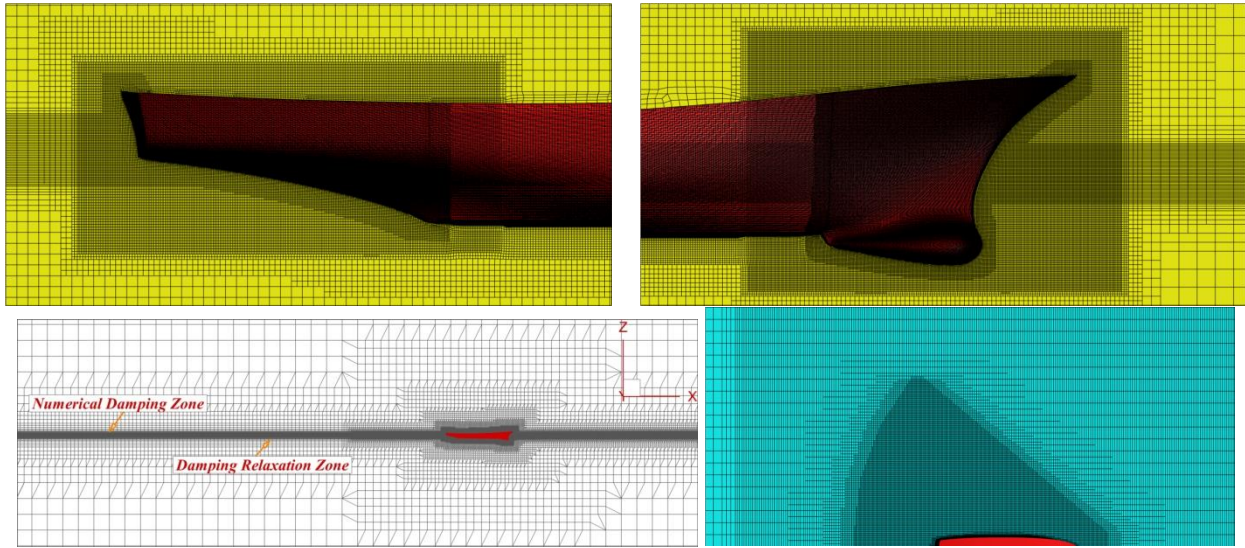


Figura 6.1 Dimensiunile domeniului și condițiile la limită



Trei grile sunt generate pentru a studia efectul grilelor asupra preciziei rezultatelor numerice. Numărul de celule ale grilei sunt 6.21, 8.186 și respectiv 14.39 milioane.



**Figura 6.2** Configurația grilei: pupa, prova, secțiunea longitudinală, suprafața liberă

#### 6.1.1.4 Strategia de simulare

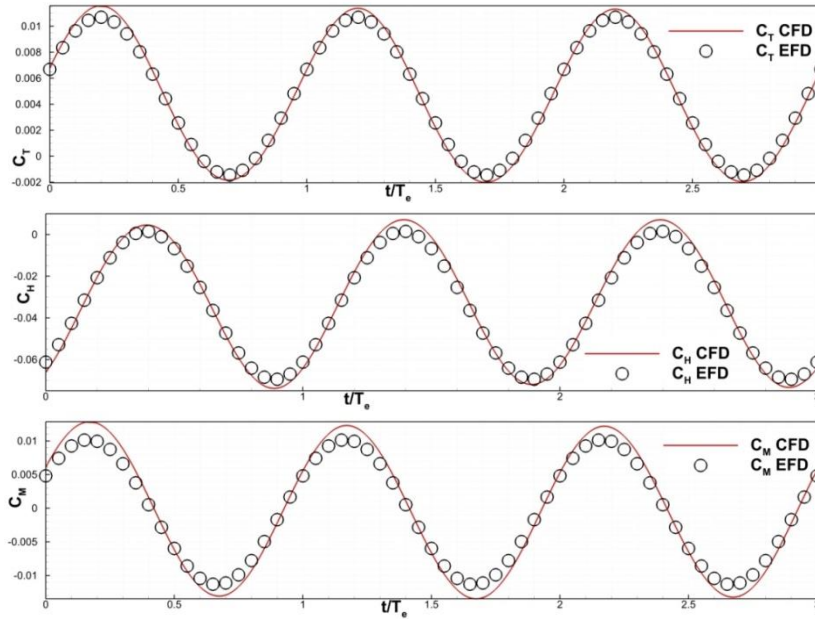
Modelul numeric CFD folosește o analiză hidrodinamică nestaționară, pentru un timp de simulare ce acoperă 15 valuri consecutive, cu pasul de timp între 150-250 intervale pe o perioadă a valului, folosind resursele de calcul pe serverul HPC, utilizând 120 de nuclee. Deși sursa de excitație este val regulat sinusoidal, răspunsul dinamic, datorită neliniarităților geometrice ale carenei ce generează neliniarități hidrodinamice, va avea și armonici superioare față de frecvența fundamentală a valului.

#### 6.1.1.5 Rezultatele obținute pentru rezistență, forte și momente

Rezultatele obținute în simularea CFD sunt comparate cu datele EFD furnizate de G2010 Workshop [47] și reprezentate în Tabelul 6.2 și Fig. 6.3.

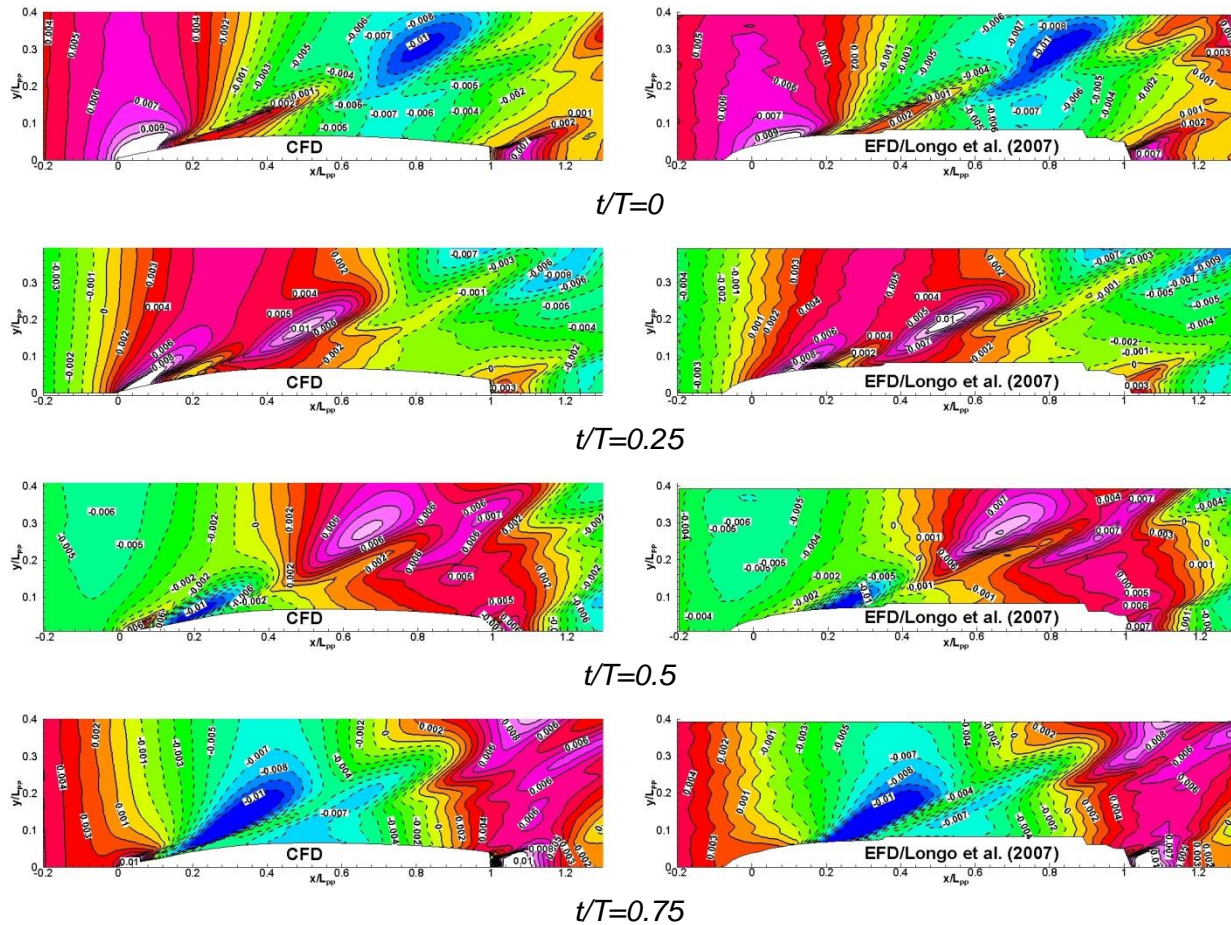
**Tabelul 6.2** Coeficienții  $C_T$ ,  $C_H$ ,  $C_M$  calculați vs măsurați

Variabile	Rezistență ( $C_T$ )		Coeficientul forței verticale ( $C_H$ )		Coeficientul al momentului în plan vertical ( $C_M$ )	
	0 <sup>th</sup> Amplitudine	1 <sup>st</sup> Amplitudine	0 <sup>th</sup> Amplitudine	1 <sup>st</sup> Amplitudine	0 <sup>th</sup> Amplitudine	1 <sup>st</sup> Amplitudine
EFD [47]	0.00462	0.00608	-0.0334	0.0357	$-6.08 \times 10^{-4}$	0.0108
CFD	0.00447	0.00664	-0.0242	0.0422	$-6.84 \times 10^{-4}$	0.0119
$ \epsilon \%$	3.25	9.21	27.55	18.21	12.50	10.19



**Figura 6.3** Coeficienții  $C_T$ ,  $C_H$  și  $C_M$ , rezultatele CFD comparativ cu EFD [47]

Comparația suprafeței libere prezentată în Fig. 6.7 arată o bună concordanță cu rezultatele experimentale.



**Figura 6.7** Suprafața liberă calculată a patru segmente de val comparative cu EFD [47, 87]

### 6.1.2 Performanța Seakeeping în caz de radiația

Analiza problemei răspunsului dinamic al navei DTMB la excitația din val de întâlnire regulat, cu oscilațiile verticale și de tangaj cuplate în plan vertical, pentru evaluarea rezistenței totale și adiționale la înaintare în valuri (regulate). Se consideră în analiză și cazul de viteză zero. Au fost analizate 12 cazuri în care variază lungimea valului 0.5-2.0  $\lambda/L$ , panta valului 0.025, 0.050, numărul Froude 0, 0.28, 0.41 și densitatea grilei domeniului hidrodinamic cu un număr total de 2.6 - 14.4 milioane de celule.

#### 6.1.2.5 Rezultate

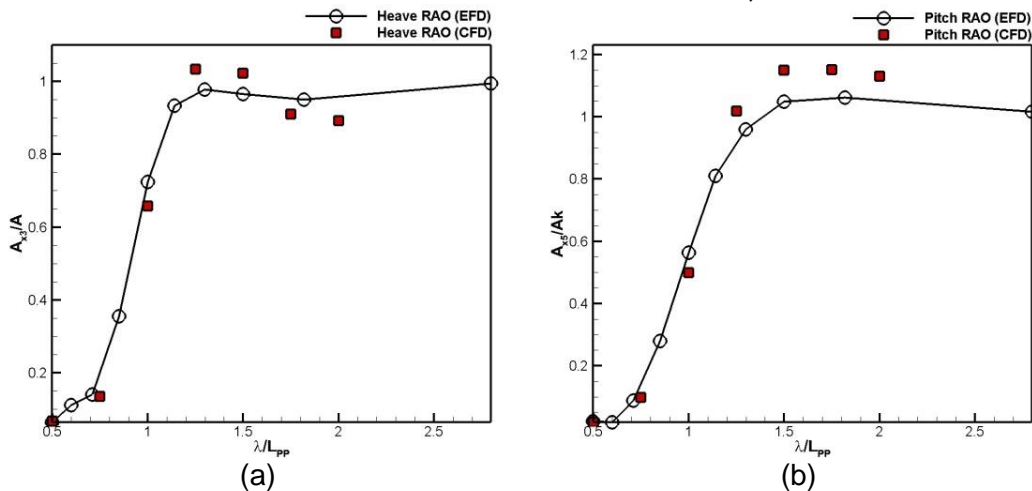
- **Cazurile 2–8: Răspunsul navei și rezistența adițională în val  $C_{AW}$  pe baza lungimii de val  $\lambda$**

Rezultatele sunt prezentate Tabelul 6.11.

**Tabelul 6.11** Rezistența adăugată în valuri

$\lambda/L_{PP}$	Coeficientul rezistenței totale		Rezistența adițională în valuri	Raport
	În val $C_{TW}$	În apa calmă $C_{TCW}$	$C_{AW}$	$C_{AW} \% C_{TCW}$
0.50	0.00459	0.00425	0.00034	8.1
0.75	0.00473		0.00048	11.2
1.00	0.00527		0.00102	24.0
1.25	0.00592		0.00167	39.2
1.50	0.00528		0.00113	24.2
1.75	0.00521		0.00096	22.6
2.00	0.00498		0.00073	17.3

Se poate observa în Fig. 6.17 un acord rezonabil cu datele experimentale pentru răspunsurile RAO în plan vertical, cu o eroare medie pentru cele șapte puncte în cadrul a 5,6%.

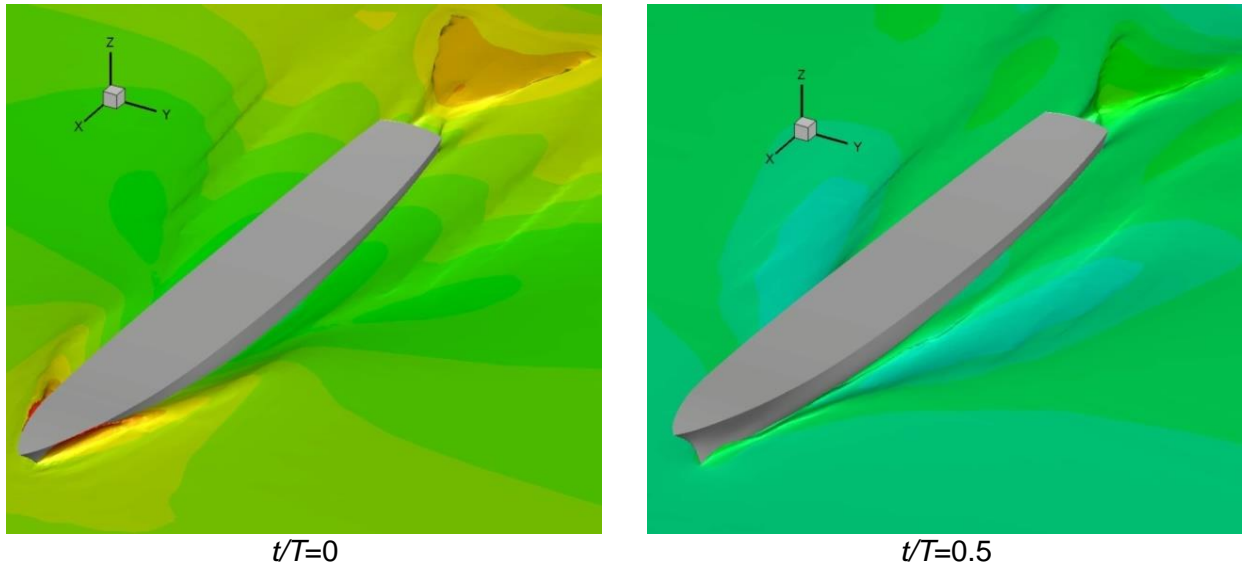


**Figura 6.17** RAO CFD vs. EFD [87]



- **Cazul 11: Suprafața liberă**

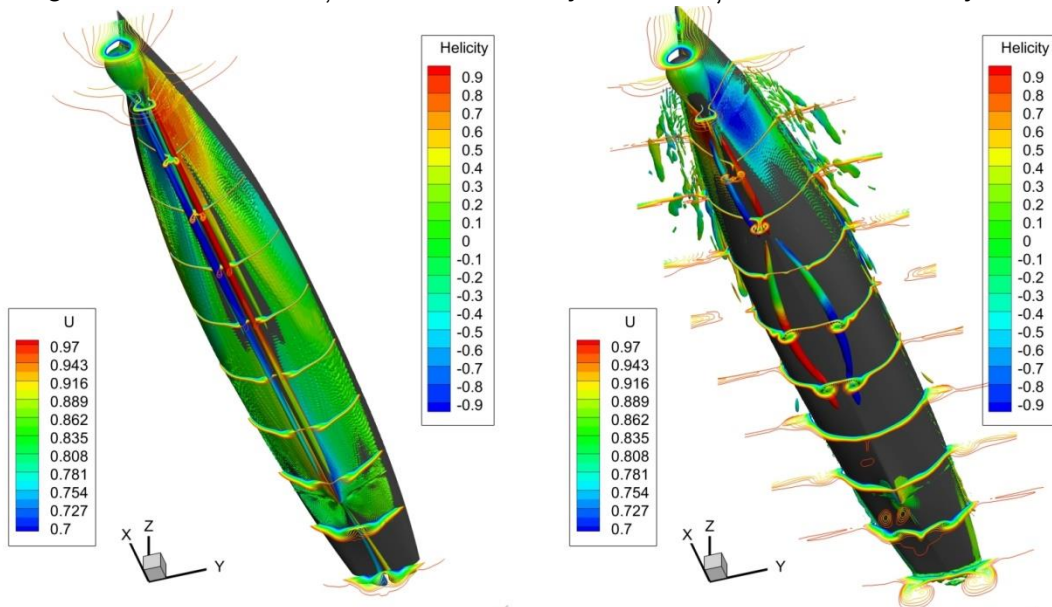
Suprafața liberă este prezentată pentru cea mai mare viteză a navei în Fig. 6.20.



**Figura 6.20** Interacțiunea corp-val la  $t/T=0$  și  $t/T=0.5$

- **Case 12: Analiza siajului**

Fig. 6.22, arată distribuția vitezei axiale în jurul navei și dezvoltarea vârtejurilor.

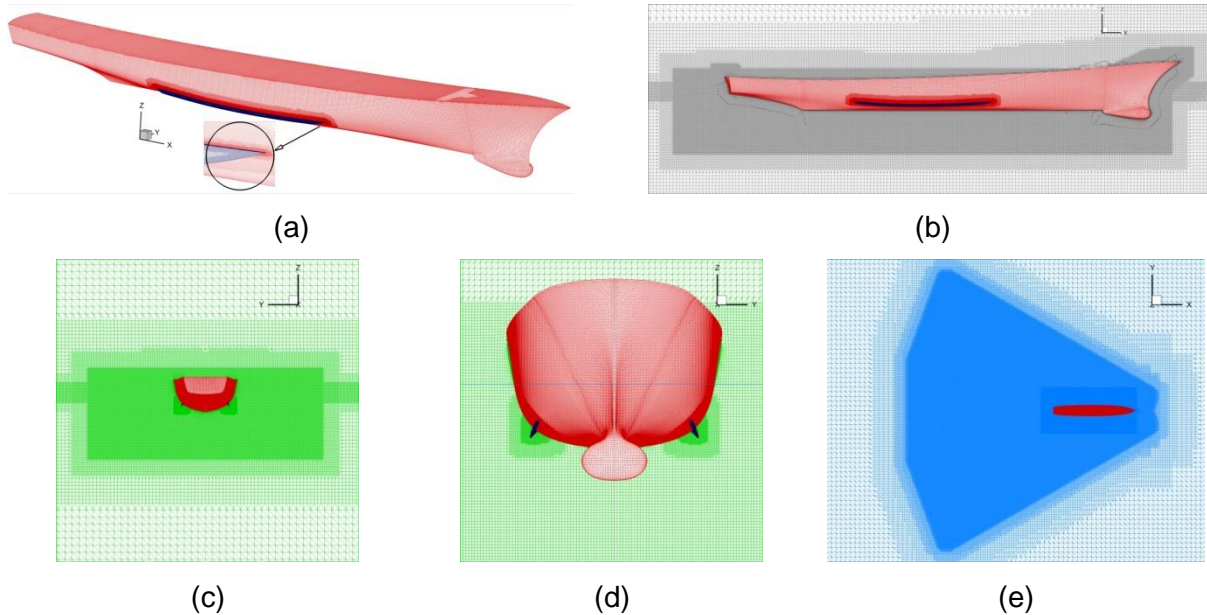


## 6.2 Performanță de amortizare a ruliului în apă calmă

În urma analizei următoarelor cazuri: ruluu liber, problema hidrodinamică la radiație, modelul numeric cu un singur grad de libertate, oscilația la ruluu cu o înclinare transversală inițială impusă, rezultă curba de amortizare a ruliului.

### 6.2.3 Grile de discretizare

Fig. 6.25 ilustrează grila cu cel mai fin grad de discretizare și Tabelul 6.13 expune detaliile despre grile.



**Figura 6.25** Discretizarea fină a grilei: (a) carena 3D; (b) secțiune longitudinală; (c,d) secțiune transversală reprezentând discretizarea în jurul carenei și chilelor de ruluu; (e) discretizarea suprafeței libere-vedere de sus

**Tabelul 6.13** Grilele de calcul pentru studiul convergenței grilei

Grilele de calcul	M4	M3	M2	M1
Numărul de celule (M)	15.15	23.43	33.59	46.71
$r_G$	1.55	1.43	1.39	

### 6.2.4 Strategia de simulare

Timpul simulărilor numerice este de 40 s, pasul de timp este de 0.02 s și 0.005s, fiind înregistrate 6 perioade de ruluu cu resursa de calcul oferită de serverul HPC. Deoarece analiza la ruluu este neliniară și perioada de ruluu este influențată de unghiul inițial de înclinare, acesta a fost setat cu valori între 2.5 grade și 20 grade, la un pas de 2.5 grade.

### 6.2.5 Rezultate privind mișcarea de ruluu

Comparația dintre CFD și EFD este reprezentată grafic în Fig. 6.26.

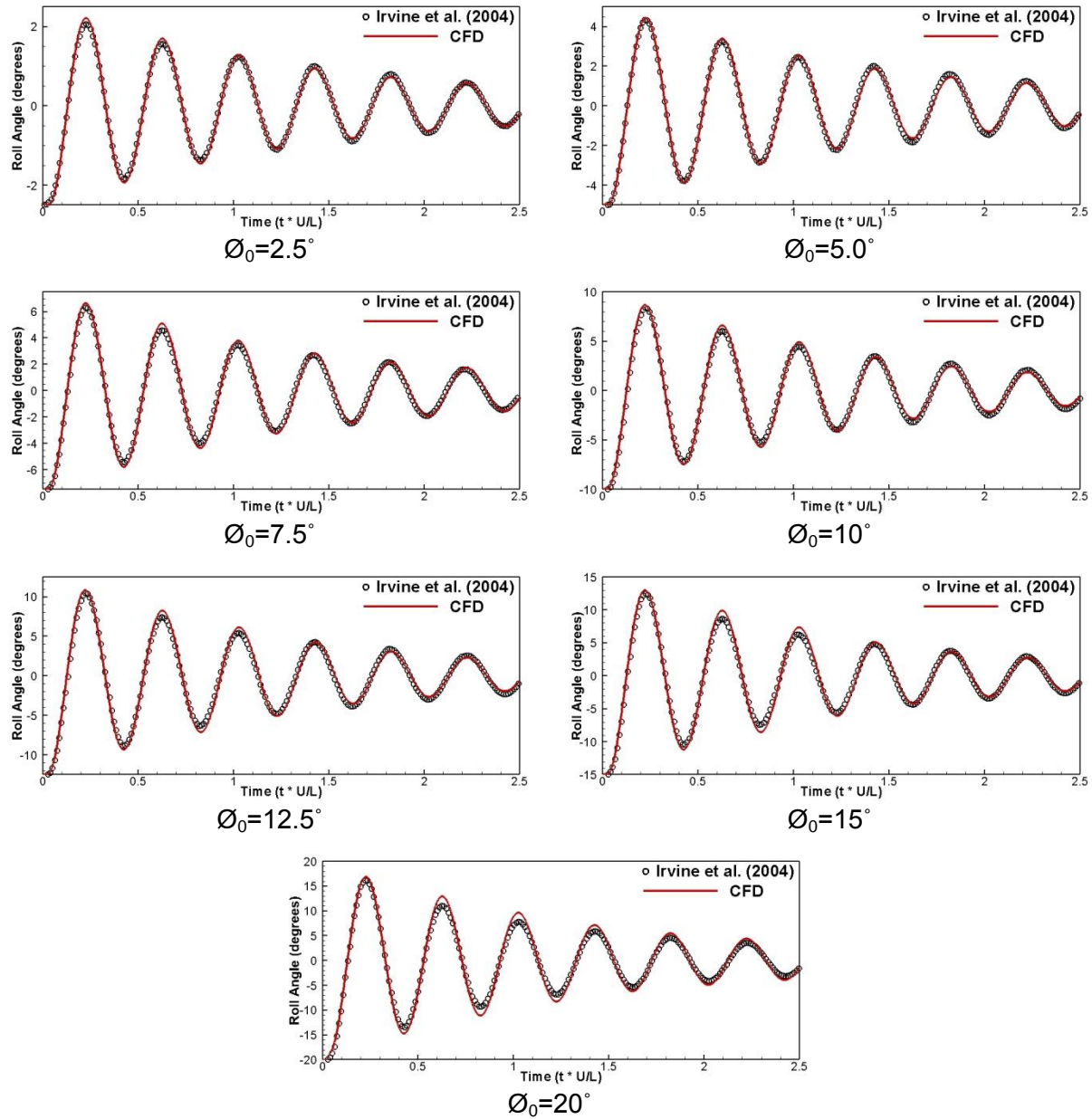
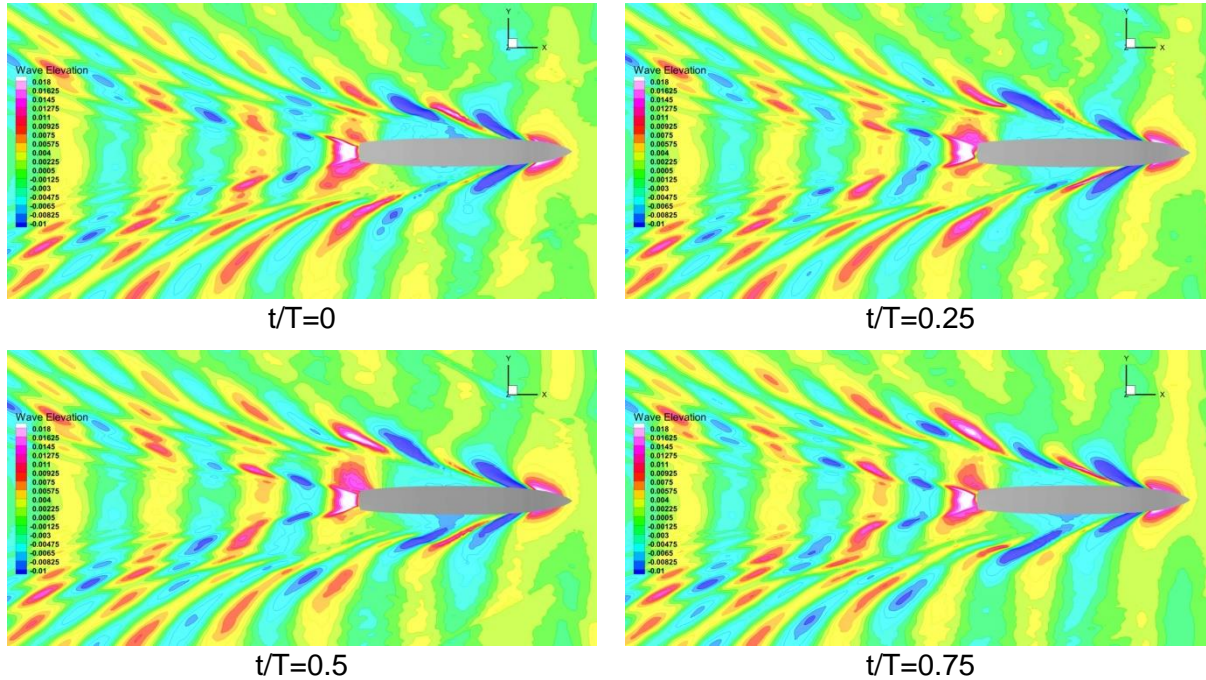


Figura 6.26 Dezvoltarea ruliului în timp la unghiuri inițiale de ruliu diferite

### 6.2.6 Rezultatele suprafeței libere

Configurația suprafeței libere la patru sferturi din perioada ruliului este reprezentată în Fig. 6.29.

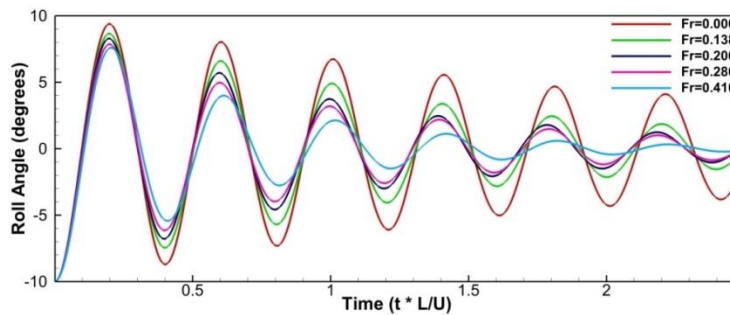




**Figura 6.29** Topologia suprafeței libere calculată în a doua perioadă de ruliu la cele patru sferturi din perioada ruliului în cazul unghiului inițial de ruliu  $\varnothing_0 = 10$  și  $Fr = 0.28$

- **Influența vitezei navei asupra amortizării**

Influența vitezei navei asupra amortizării mișcării de ruliu este prezentată în Fig. 6.30 unde unghiul inițial de înclinare este 10 grade.



**Figura 6.30** Influența vitezei navei asupra amortizării mișcării de ruliu

**6.2.7 Analiza siajului în timpul amortizării ruliului**

Rezultatele de curgere în jurul navei au ilustrează deformarea stratului limită, formarea vârtejurilor și separarea semnificativă a curgerii la chila de ruliu, ceea ce contribuie la creșterea efectului de amortizare; de asemenea, crește rezistența navei în timpul procesului de amortizare. Rezultatele sunt prezentate în Fig. 6.32:6.34.



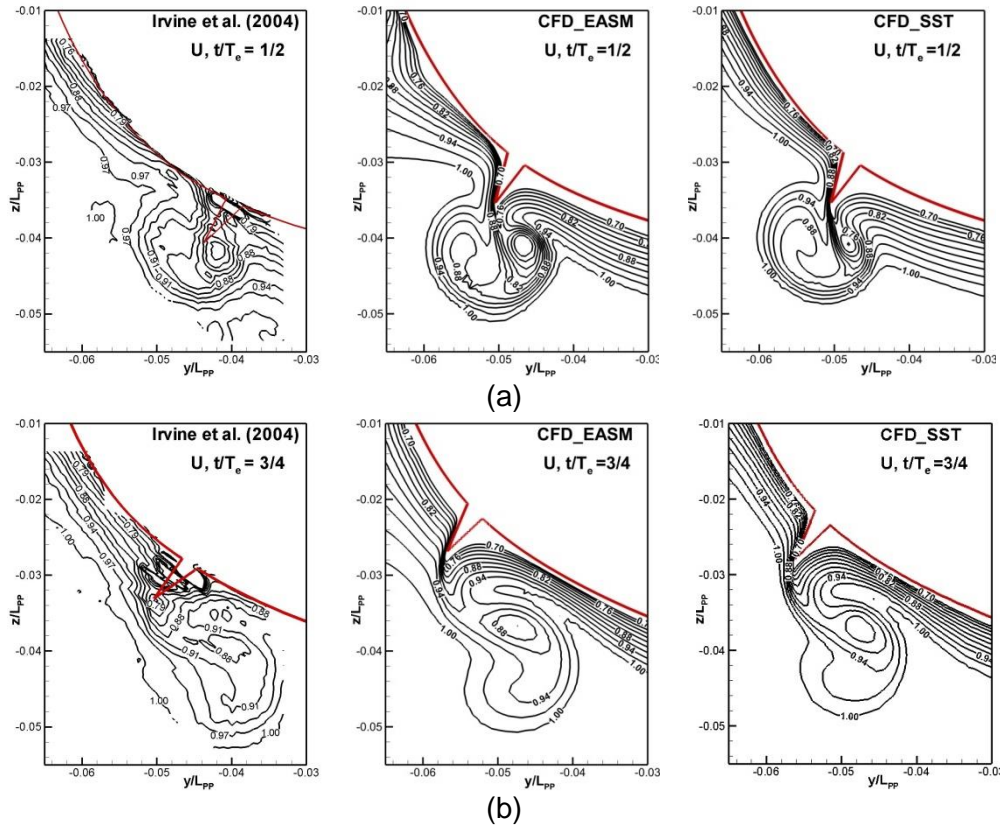
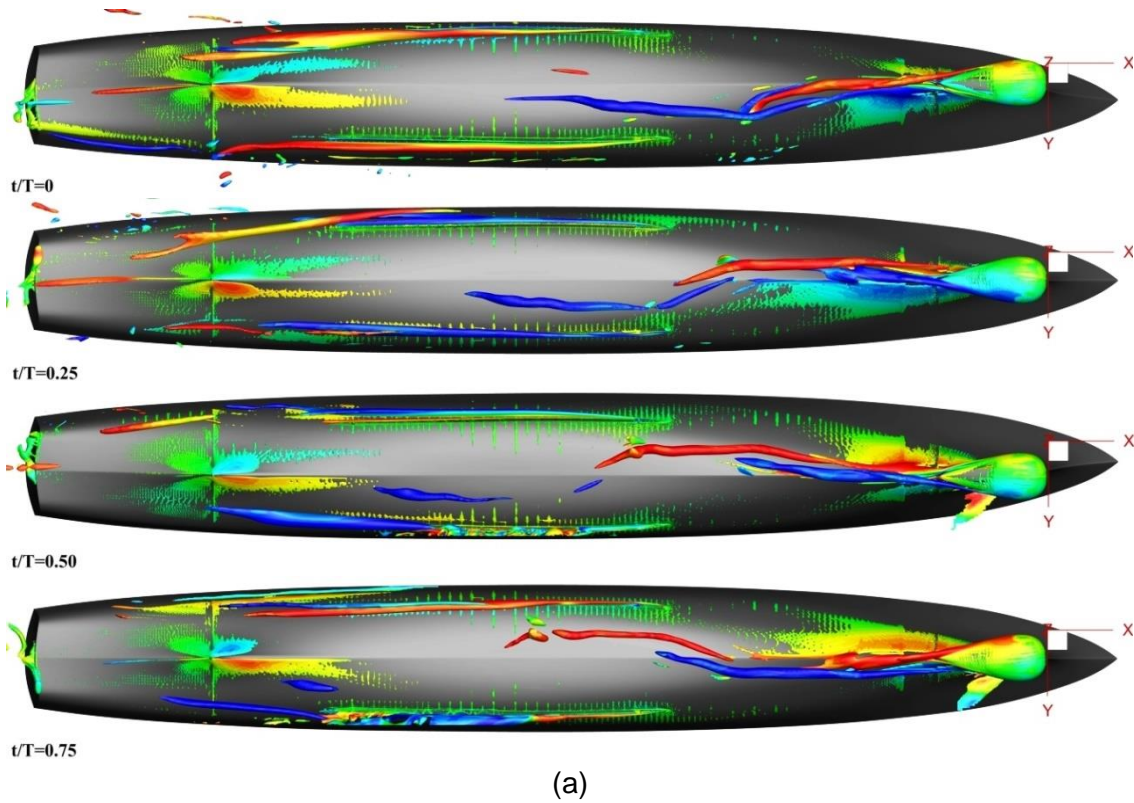


Figura 6.32 CFD vs. EFD



(a)

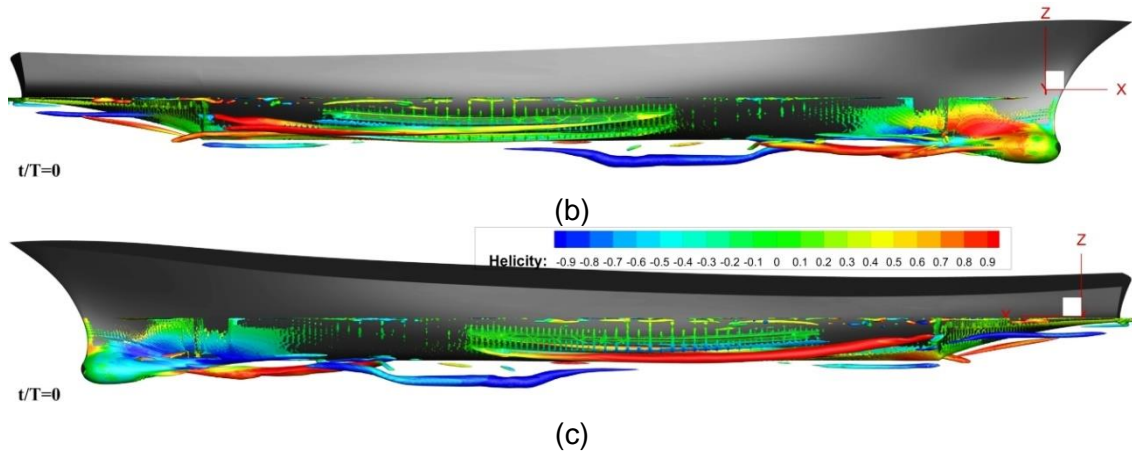
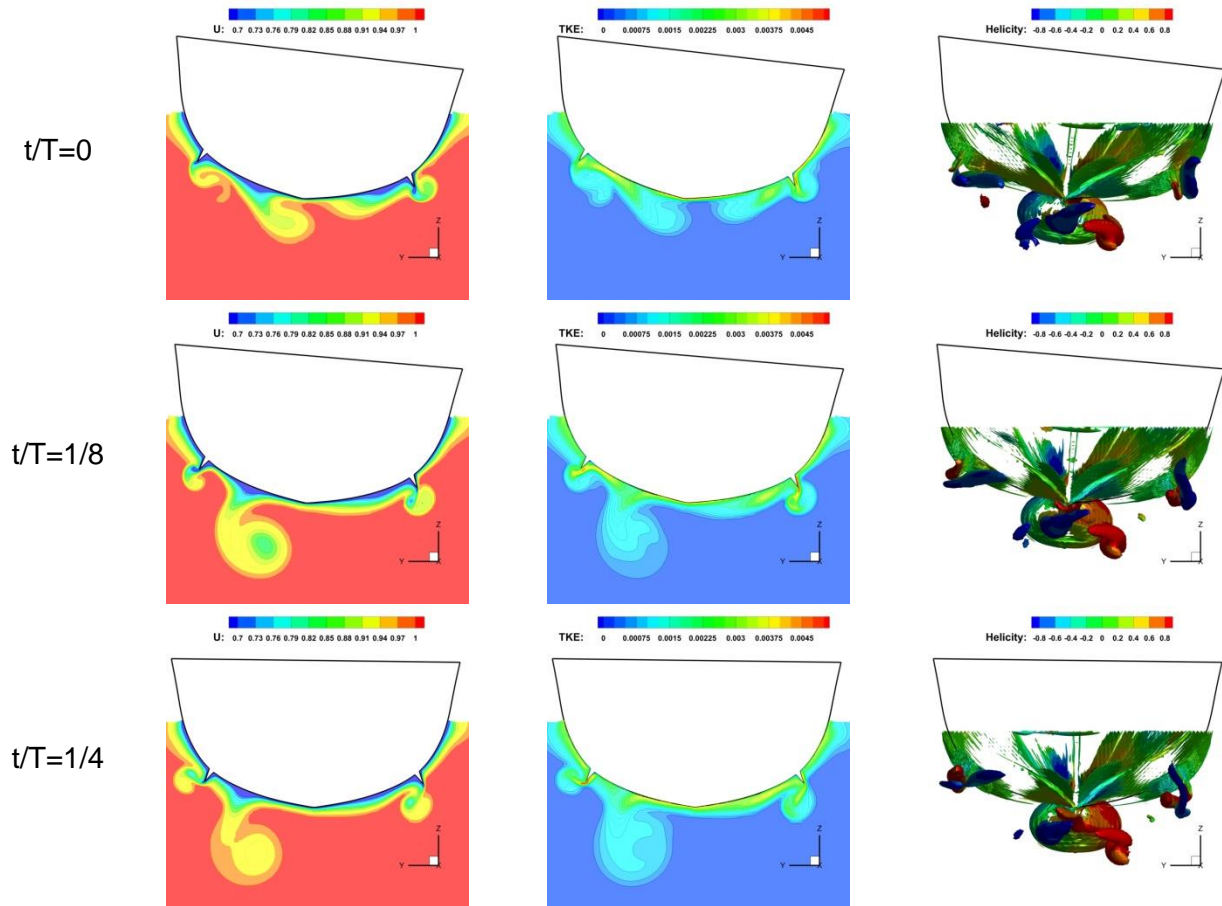


Figura 6.33 Vârtejurile dezvoltate în perioadă de ruluu care arată: (a) vedere de jos, (b, c) laturile din babord și tribord pentru  $t/T = 0$



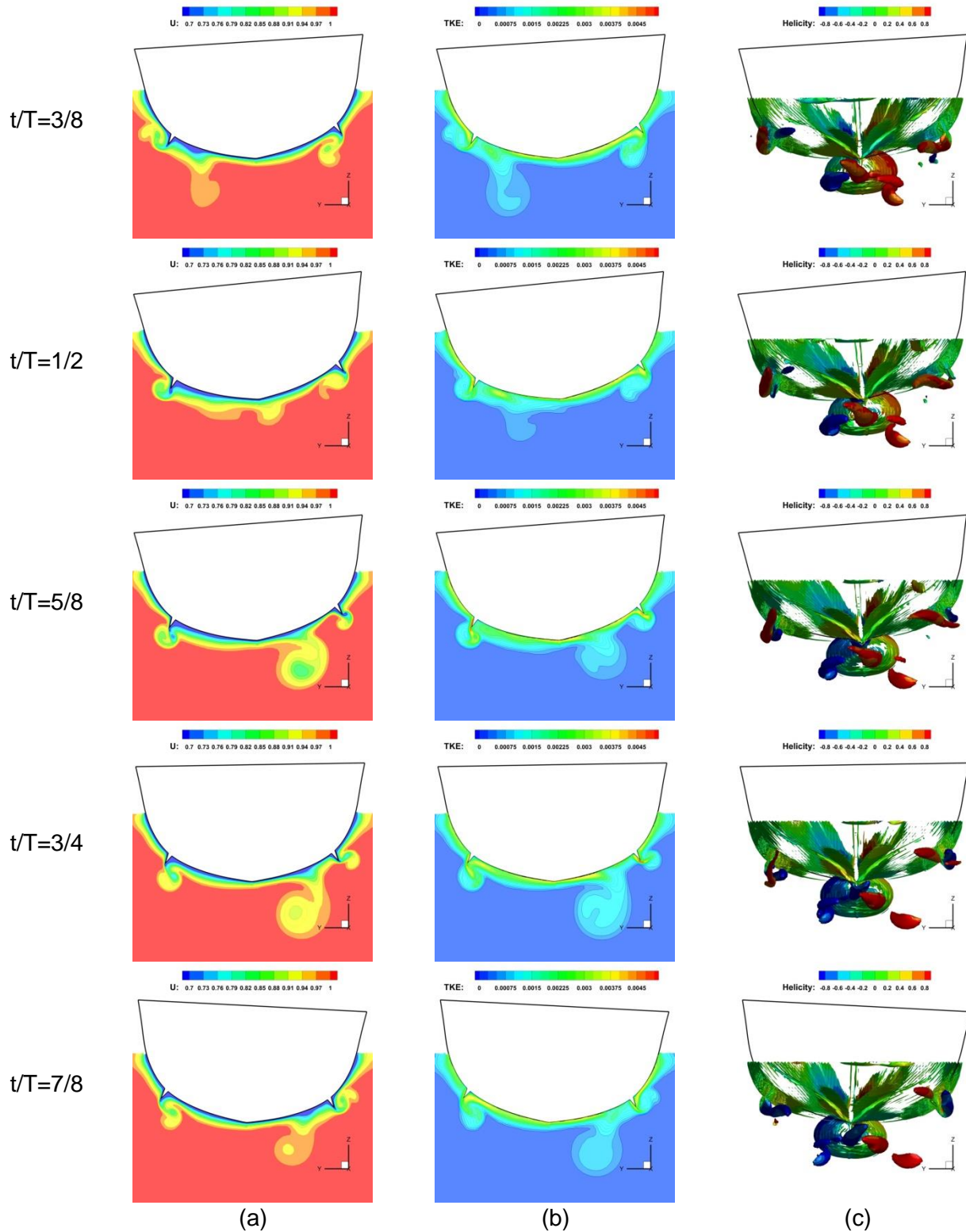


Figura 6.34 (a): Contururi U, (b): contururi TKE și (c):  $Q^* = 25$  vizualizat la secțiunea  $x/L_{pp} = 0,675$  la 8 segmente ale perioadei de rulu



## Capitolul VII

### Concluzii, contribuții și recomandări

Se poate concluziona că analizele prezentate în această lucrare de cercetare pot fi considerate asemenea unor teste realizate într-un Bazin de Carene virtual, care a reușit să reproducă diferite teste experimentale efectuate în bazin pentru determinarea performanțelor hidrodinamice ale navei.

#### 7.1 Concluzii finale

- **Concluziile generale pentru rezistența la înaintare:**

1. rezultatele obținute pentru toate tipurile de nave comparativ cu datele experimentale disponibile s-au situat la un nivel bun de precizie, unde intervalul de eroare pentru cele trei nave pentru forțele de rezistență determinate a fost în intervalul 0,45%-7,82%, cu o valoare medie globală în limita a 3,7%. Această valoare respectă nivelul de precizie stabilit pentru aplicațiile de rezistență la înaintare, care a fost propus în Workshop G2010 și Tokyo 2015 să fie mai mic de 4%,
2. predicția mișcărilor în plan vertical în aplicațiile de rezistență a navei au fost înregistrate pentru cele trei nave cu un interval de eroare cuprins între 0,5 și 14,1. Eroarea medie globală este de 5,4%,
3. predicția suprafeței libere a arătat un succes remarcabil în determinarea configurațiilor de val propriu și a profilelor pentru cele trei nave cu o eroare de 2,52% pentru înălțimea de val a navei JBC, 0,4% pentru KVLCC2 și 1,1% pentru modelul de navă DTMB,
4. analiza siajului și a vârtejurilor pentru cele trei nave a fost efectuată și validată, arătând o bună concordanță cu datele experimentale,
5. datele obținute în urma efectuării experimentului au fost validate în raport cu alte rezultate ale Bazinului de Carene INSEAN (Italia), care arată o similitudine rezonabilă cu o eroare medie <5%; și, de asemenea, supervalidat cu metoda CFD. Creșterea rezistenței cu efect de reflecție a curgerii dat de peretele din bazin a fost în limita a 2% la viteza cea mai mare.

- **Concluziile generale pentru performanța de propulsie:**

6. pentru elicea în apă liberă, analiza coeficienților, forței de împingere, cuplului și eficienței în apă liberă ale modelelor JBC și KVLCC2 a dus la o bună estimare a parametrilor de propulsie în apă liberă. Pentru coeficientul de tracțiune  $K_T$ , eroarea medie pentru modelul de elice JBC a variat între 0,68 și 2,81%, în timp ce pentru coeficientul de cuplu  $K_Q$ , eroarea a fost cuprinsă între 1,12 și 4,96%, iar pentru eficiența propulsiei în apă liberă, eroarea a fost cuprinsă între 1,82 și 4,87 %. În ceea ce privește elicea navei KVLCC2, rezultatele au fost mai precise, deoarece grila a fost îmbunătățită pentru a evita problemele din simularea elicei JBC. Eroarea medie pentru cele șapte cazuri de simulare a elicei în apă liberă, pentru  $K_T$ ,  $K_Q$  sunt de 0,87 și respectiv 1,42%,
7. din punctul de vedere al estimării siajului elicei, rezultatele obținute pentru viteză, presiune, TKE, vorticitate, vâscozitate turbulentă și vârtejuri au fost comparate cu analize și experimente similare în același context și au arătat o bună corespondență,

8. modelul de elice simplificat bazat pe metoda discului activ a fost testat pentru cele două modele de navă. Metoda a fost de succes, simplă și mai puțin costisitoare în comparație cu modelarea elicei 3D.
9. modelul elicei bazat pe abordarea „sliding grid” are rezultate mai precise cu privire la parametrii de autopropulsie și rata de rotație a elicei pentru ambele modele de nave, dar este totuși foarte scump și mai complex în comparație cu modelul discului activ,
10. siajul nominal și efectiv bazat pe ambele modele au fost puse în testul de validare și rezultatele obținute sunt comparabile cu rezultatele EFD.

- **Concluziile generale pentru performanța de seakeeping:**

11. a fost efectuată doar pentru modelul navei DTMB considerând trei situații (în val considerând cazul de difracție și radiație și în apă calmă cu amortizarea ruliului). Toate cele trei situații au fost realizate și comparate cu datele experimentale disponibile pentru cazuri similare, arătând o bună corespondență între rezultatele CFD și experimentale,
12. deși forțele pentru mișcările verticale au avut o discrepanță semnificativă în comparație cu datele experimentale, forța de rezistență a fost bine determinată, cu o eroare în valoare de 3,25 și 9,21%,
13. suprafața liberă și siajul au fost comparate cu datele experimentale valabile arătând un acord promițător,
14. studiul de convergență al grilei și al pasului de timp bazat pe testul de verificare și validare a arătat că simularea depinde mai mult de discretizarea în spațiu decât în timp, mai ales atunci când pasul de timp este ales corect,
15. rezistența adițională în valuri a fost calculată și comparată cu cea din apă calmă, care a înregistrat o valoare adăugată a rezistenței între 8,1 și 39,2%,
16. analiza siajului local în jurul navei a arătat că stratul limită al navei suferă o deformare semnificativă în timpul întâlnirii valurilor. Acest efect a fost bine realizat și s-a ajuns la concluzia că va avea un impact semnificativ asupra performanței de propulsie,
17. amortizarea ruliului a fost prezentată pentru diferite unghiuri inițiale de rului, considerând faptul că modificarea unghiului inițial de rului reduce acuratețea calculului, chiar și pentru cele mai fine grile,
18. de asemenea, studiul de convergență în spațiu și în timp bazat pe testul de verificare și validare a arătat că simularea depinde mai mult de discretizarea în spațiu decât în timp, mai ales atunci când pasul de timp este ales corect,
19. creșterea vitezei navei conduce la creșterea efectului de amortizare a ruliului, dar pentru suprafața liberă, componentele de presiune și efectul vâscos sunt reduse,
20. rezultatele de curgere în jurul navei au relevat deformarea în stratul limită, formarea de vârtejuri și separarea semnificativă a curgerii la chila de rului, ceea ce contribuie la creșterea efectului de amortizare; de asemenea, crește rezistența navei în timpul procesului de amortizare.

## 7.2 Contribuții personale

Tabelul 7.1 prezintă contribuția personală pe baza studiilor numerice, a aspectelor studiului și a modelului care a fost realizat.



**Tabelul 7.1** Contribuția la performanța navei în studiul prezent

Performanța navei		Obiective		Modelul navei		
				JBC	KVLCC2	DTMB
CFD	Rezistență	Analiza forțelor	Nava fără apendici	✓	✓	✓
			Nava cu apendici	✓	✓	✓
		Mișcări	✓	✓	✓	
		Suprafață liberă	✓	✓	✓	
		Siaj	✓	✓	✓	
		Analiza curgerii și vârtejurilor	✓	✓	✓	
		Effect de blocaj	✗	✗	✓	
	Propulsie	În apa liberă		✓	✓	✗
		Propulsie	Siaj nominal	✓	✗	✗
			Siaj efectiv	✓	✗	✗
			Autopropulsie	✓	✗	✗
	Analiza curgerii și vârtejurilor	✓	✓	✗		
	Seakeeping	Analiza forțelor		✗	✓	✓
		Mișcări		✗	✓	✓
		Suprafață liberă		✗	✓	✓
		Analiza curgerii și vârtejurilor		✗	✗	✓
		Amortizarea ruliului		✗	✗	✓
Experiment	Rezistanță	Analiza forțelor (carena nudă)		✗	✗	✓
		Mișcări		✗	✗	✗
		Suprafață liberă		✗	✗	✓
		Effect de blocaj		✗	✗	✓

S-au publicat, în cadrul revistelor și conferințelor de specialitate 17 articole, dintre care 15 indexate ISI-WOS, 1 indexat Scopus și 1 indexat în alte baze BDI, în domeniul ingineriei mecanice, subdomeniul hidrodinamică navală, ce includ studiile dezvoltate în cadrul tezei. Autorul lucrării a fost membru în echipa unui contract de cercetare cu industria navală.

### 7.3 Recomandări și perspective de viitor

Dezvoltarea calității cercetării prin analiza performanței navei la scară reală, performanța hidrodinamică a cavității elicei și a performanțelor de seakeeping în condiții reale de navigația în mare.





## Bibliografie

- [1] ITTC. *The Stability in Waves Committee, Final Report and Recommendations to the 28<sup>th</sup> ITTC*. Proceedings of the 28<sup>th</sup> International Towing Tank Conference, Vol. I (2017), 275–335, Wuxi, China.
- [2] Tursini, L. *Leonardo da Vinci and the problems of navigation and naval design*. Transactions of the Institute of Naval Architects, 95 (2) (1953) 97–102.
- [3] Gawn, R. W. L., *Historical Notes on Investigations at the Admiralty Experiment Works, Torquay*. Transactions of the Institute of Naval Architects, 8 (1941) 80–139.
- [4] Gawn, R. W. L. *The Admiralty experiment works, Haslar*. Transactions of the Institute of Naval Architects, 97 (1) (1955) 1–35.
- [5] Froude, W. *Experiments on surface friction*. British Association Reports (1872, 1874).
- [6] Froude, W. *On Experiments with H.M.S. Greyhound*, Transactions of the Institute of Naval Architects, 15 (1874) 36–73.
- [7] Dejhalla, R. and Prpić-Oršić J. *A Review of the state-of-the art in marine hydrodynamics*, Journal of Brodogradnja Ship Building, 57 (1) (2006) 13–22.
- [8] ITTC, *The Resistance Committee, Final Report and Recommendations to the 25<sup>th</sup> ITTC*, Proceedings of the 25<sup>th</sup> International Towing Tank Conference, Vol. I (2008), 21–81, Fukouka, Japan.
- [9] Taylor, D.W. *Speed and power of ships*. Press of Ransdell (1933), Washington. DC.
- [10] Gertler, M. *A re-analysis of the original test data for the Taylor standard series*. TMB Report 806 (1954) DTRC.
- [11] Keuning, J. A. and Sonnenberg, U. B. *Approximation of the hydrodynamic forces on sailing yacht hulls based on the Delft systematic yacht hull series*. 15<sup>th</sup> International HISWA Symposium on Yacht Design and Yacht Construction (1998) 99–152, Amsterdam, Netherlands.
- [12] Doust, D. J., and O'Brien, T. P. *Resistance and propulsion of trawlers*. North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders Transactions, 75 (1959).
- [13] Holtrop, J. and Mennen, G. G. J. *An approximate power prediction method*. International Shipbuilding Progress, 29 (335) (1982) 166–170.
- [14] Bertram V. *Practical Ship Hydrodynamics*. 2<sup>nd</sup> Edition, Butterworth Heinemann (2000), Oxford, ISBN 0-7506-4851-1.
- [15] Thompson, W. (Lord Kelvin). *On ship waves transactions*. IME, 3 (1887), 409–433.
- [16] Thompson, W., (Lord Kelvin). *On deep water two-dimensional waves produced by any given initiating disturbance*. Proceedings of the Royal Society of Edinburgh, 25 (1) (1904), 185–196.
- [17] Havelock, T.H., *The wave-making resistance of ships: a theoretical and practical analysis*. Proceedings of the Royal Society, A. 82 (1909), Fellow of St. John's College, Cambridge, Lecturer in Applied Mathematics, Armstrong College, New east Leon-Tyne.
- [18] Wigley, C. *Ship Wave Resistance*. North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders Transactions, 47 (1931).
- [19] Wigley, C. *A comparison of experiment and calculated wave profiles and wave resistance for a form having parabolic waterlines*. Proceedings of the Royal Society, 144 (851) (1934), 144–159.
- [20] Michell, J. H. *The wave resistance of a ship*. Philosophical Magazine, 5 (1898), 45.
- [21] Havelock, T.H. *Wave resistance theory and its application to ship problems*. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 59 (1951) 13–24.

- [22] Hess, J.L., Smith, A.M.O. *Calculation of non-lifting potential flow about arbitrary three-dimensional bodies*. Douglas Aircraft Report, No. ES40622 (1962), Long Beach, CA: Douglas Aircraft.
- [23] Baar, J. J. M., and Price, W. G. *Developments in the calculation of the wave making resistance of ships*. Proceedings of the Royal Society of London, 416 (1988) 115–147.
- [24] Tuck, E. O. *The wave resistance formula of J.H. Michell (1898) and its significance to recent research in ship hydrodynamics*. Journal of the Australian Mathematical Society, Series B, 30 (1989), 365–377.
- [25] Dawson, C. *A practical computer method for solving ship wave problems*. 2<sup>nd</sup> International Conference on Numerical Hydrodynamics (1977) 30–38. Berkeley, CA.
- [26] Raven, H.C. *A solution method for the nonlinear ship wave resistance problem*. Ph.D. Thesis (1996), Technical University of Delft, MARIN, Holland.
- [27] Larsson, L. and Raven H.C. *Ship resistance and flow. Principles of naval architecture series*, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, (2010), New Jersey, ISBN 978-0-939773-76-3.
- [28] Janson, C. E. *Potential flow panel methods for the calculation of free surface flows with lift*, PhD Thesis, Chalmers University of Technology, (1997).
- [29] VIRTUE, NSC Members, *Best practice guidelines for marine application in computational fluid dynamics*. VIRTUE – The Virtual Tank Utility in Europe, MARNET CFD (2008).
- [30] Larsson, L., Regnström, B., Broberg, L., Li, D.Q. and Janson, C.E. *Failures, fantasies, and feats in the theoretical/numerical prediction of ship performance*. The 22<sup>nd</sup> Symposium on Naval Hydrodynamics, (1999) 11-32, Washington, D.C.
- [31] von Kerczek, C.H. A new generalized cross-flow momentum integral method for three-dimensional ship boundary layers. SAI Report No. 463-82-085-LJ (1982).
- [32] von Kerczek, C.H., Christoph, G., and Stern, F. Further developments of the momentum integral method for ship boundary layers. SAI Report No. 8413046 (1984).
- [33] Stern, F. Effects of waves on the boundary layer of a surface-piercing body, Journal of Ship Research, 30 (4) (1986) 256–274.
- [34] Larsson, L. Proceedings of the 1980 SSPA-ITTC Workshop on ship boundary layers. SSPA Publication No. 90 (1981). Gothenburg: Swedish State Shipbuilding Experiment Tank, SSPA.
- [35] Stern, F., Yang, J., Wang, Z., Sadat-Hosseini, H., Mousaviraad, M., Shanti, B., Xing, T. *Computational ship hydrodynamics: nowadays and way forward*. International Shipbuilding Progress, 60 (1-4) (2013), 3–105.
- [36] Blazek, J. *Computational fluid dynamics: principles and applications*. 1<sup>st</sup> Edition (2001), Elsevier, Oxford, ISBN 0-08-043009-0.
- [37] Larsson, L., Patel, V. C., and Dyne, G. (Eds.). *SSPA-CTH-IIHR Workshop on ship viscous flow*. Report No. 2 (1991). Gothenburg: FLOWTECH International AB.
- [38] Wilson, R. V. *A review of computational ship hydrodynamics*. Technical report, SimCenter: National Center for Computational Engineering, The University of Tennessee at Chattanooga, College of Engineering and Computer Science, (2008).
- [39] Tahara, Y., Stern, F., and Rosen, B. *An interactive approach for calculating ship boundary layers and wakes for nonzero Froude number*. Journal of Computational Physics, 98 (1) (1992) 33–53, IIHR Reprint No. 892.
- [40] Wackers, J., Koren, B., Raven, H. C. van der Ploeg, A., Starke, A. R. Deng, G. B., Queutey, P., Visonneau, M., Hino, T. and Ohashi K. *Free-surface viscous flow solution*

- methods for ship hydrodynamics*. Archives of Computational Methods in Engineering, 18(1) (2011) 1–41.
- [41] Kodama, Y., Takeshi, H., Hinatsu, M., Hino, T., Uto, S., Hirata, N. and Murashige, S. (eds.) *Proceedings, CFD Workshop 1994*. Ship Research Institute, Tokyo, Japan.
- [42] Wilcox, D.C. *Turbulence modeling for CFD*. 2<sup>nd</sup> Edition (1998) DCW Industries, La Canada, CA. ISBN: 978-0963605153.
- [43] Larsson, L., Stern F. and Bertram V. (eds.) *Gothenburg 2000 a workshop on numerical ship hydrodynamics*. Chalmers University of Technology (2000), CHA/NAV/R-02/0073.
- [44] Larsson, L., Stern, F. and Bertram, V. *Benchmarking of computational fluid dynamics for ship flows: the Gothenburg 2000 workshop*. Journal of Ship Research, 47 (1) (2003) 63–81.
- [45] Hino, T. (editor). *CFD Workshop Tokyo 2005*, National Maritime Research Institute (2005), Tokyo, Japan.
- [46] Xing, T., Carrica, P., and Stern, F. *Computational Towing Tank Procedures for Single Run Curves of Resistance and Propulsion*. ASME Journal of Fluids Engineering. 130 (2) (2008) 1–14.
- [47] Larsson, L., Stern, F., Visonneau, M., (eds.). *Numerical ship hydrodynamics: an assessment of the Gothenburg 2010 Workshop*. Springer (2013). ISBN 978-94-007-7188-8.
- [48] NMRI, Tokyo 2015, *A Workshop on CFD in ship hydrodynamics*, National Maritime Research institute (2015), <http://www.t2015.nmri.go.jp/jbc.html>.
- [49] Larsson, L., *Resistance, sinkage, trim and wave pattern review*, National Maritime Research Institute, Tokyo 2015 Workshop, [http://www.t2015.nmri.go.jp/Presentations/Day1-AM4-JBC-Resist\\_etc-Larsson.pdf](http://www.t2015.nmri.go.jp/Presentations/Day1-AM4-JBC-Resist_etc-Larsson.pdf).
- [50] Kim, J. *Report of the results for KCS Resistance & self-propulsion*. National Maritime Research Institute, Tokyo 2015 Workshop, [http://www.t2015.nmri.go.jp/Presentations/Day2-AM2-KCS-Resistance\\_SP-Kim.pdf](http://www.t2015.nmri.go.jp/Presentations/Day2-AM2-KCS-Resistance_SP-Kim.pdf).
- [51] Larsson, L. *CFD in ship hydrodynamics*. Chalmers University of Technology Gothenburg (2008), Sweden.
- [52] Carlton, J. S. *Marine Propellers and Propulsion*. 2<sup>nd</sup> Edition, Butterworth Heinemann (2007), Oxford, UK. ISBN 9780080549231.
- [53] Rankine, W. J. M. *On the mechanical principles of the action of propellers*. Transactions of the Institution of Naval Architects, 6 (1865) 13–39.
- [54] Froude, R.E. *On the part played in propulsion by differences in fluid pressure*. Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, 30 (1889) 390–405.
- [55] Froude, W. *On the elementary relation between pitch, slip and propulsive efficiency*. Transactions of the Institution of Naval Architects, 19 (1878) 47–65.
- [56] Betz, A. *Schraubenpropeller mit geringstem Energieverlust*. K. Ges. Wiss, Gottingen Nachr. Math.-Phys., (1919) 193–217.
- [57] Goldstein, S. *On the vortex theory of screw propellers*. Proceedings of the Royal Society, London Series A, 123 (1929) 440–465.
- [58] Burrill, L. C. *Calculation of marine propeller performance characteristics*. North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders Transactions, 60 (1944).
- [59] Lerbs, H. W. *Moderately loaded propellers with a finite number of blades and an arbitrary distribution of circulation*. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 60 (1952) 73–123.

- [60] Molland, A. F., Turnock, S. R. and Hudson D. A. Ship resistance and propulsion, practical estimation of ship propulsive power. Cambridge University Press (2011), New York, US, ISBN 978-0-521-76052-2.
- [61] Sparenberg, J.A. *Application of lifting surface theory to ship screws*. Proceedings of the Koninklijke Nederlandse Akademie van Wetenschappen, Series B, Physical Sciences, 62 (5) (1959) 286–298.
- [62] Pien, P.C. *The calculation of marine propellers based on lifting surface theory*. Journal of Ship Research, 5 (2) (1961) 1–14.
- [63] Kerwin, J.E. *A deformed wake model for marine propellers*. Department of Ocean Engineering Rep. 76–6, MIT (1976).
- [64] Greeley, D.A. and Kerwin, J. E. *Numerical methods for propeller design and analysis in steady flow*. SNAME Transactions, 90 (1982).
- [65] Kerwin, J.E., Chang-Sup Lee. *Prediction of steady and unsteady marine propeller performance by numerical lifting-surface theory*. SNAME Transactions, Paper No. 8 (1987), Annual Meeting.
- [66] ITTC. *The Propulsion Committee, Final Report and Recommendations to the 24<sup>th</sup> ITTC*. Proceedings of the 24<sup>th</sup> International Towing Tank Conference, Vol. I (2005), 73–136, UK.
- [67] Hess, J. L. and Valarezo, W. O. *Calculation of steady flow about propellers by means of a surface panel method*. AIAA Paper No. 85-0283 (1985).
- [68] Kim, H. T. and Stern, F. *Viscous flow around a propeller-shaft configuration with infinite pitch rectangular blades*. Journal of Propulsion and Power, 6 (4) (1990) 434–444.
- [69] Uto, S. *Computation of incompressible viscous flow around a marine propeller*. Journal of Society of Naval Architects of Japan, 172 (1992) 213–224.
- [70] Stern, F., Kim, H. T., Patel, V. C. and Chen, H. C. *A Viscous flow approach to the computation of propeller-hull interaction*. Journal of Ship Research 32(4) (1988) 246–262.
- [71] Guilmineau, E., Deng, G. B., Leroyer, A., Queutey, P., Visonneau, M. and Wackers, J. *Influence of the turbulence closures for the wake prediction of a marine propeller*. Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Symposium on Marine Propellers, smp'15 (2015), Austin, Texas, USA.
- [72] Wang, L. Z., Guo, C. Y., Su, Y. M. and Wu, T. C. *A numerical study on the correlation between the evolution of propeller trailing vortex wake and skew of propellers*. International Journal Naval Architecture & Ocean Engineering, 10 (2018) 212-224.
- [73] Stern, F., Kim, H. T., Zhang, D. H., Toda, Y., Kerwin, J. and Jessup, S. *Computation of viscous flow around propeller-body configurations: series 60 CB = 0.6 ship model*. Journal of Ship Research 38 (2) (1994) 137-157.
- [74] ITTC. *The Specialist Committee on Computational Fluid Dynamics, Final Report and Recommendations to the 26<sup>th</sup> ITTC*. Proceedings of the 26<sup>th</sup> International Towing Tank Conference, Vol. II (2011), 337–377, Rio de Janeiro, Brazil.
- [75] Zhang Z. R., *Verification and validation for RANS simulation of KCS container ship without/with propeller*. Journal of Hydrodynamics, 22 (5) (2010) 932–939.
- [76] Visonneau, M., Queutey, P., Deng, G. B., Wackers, G., Guilmineau, J., Leroyer, A. and Benoit, M. *Computation of free-surface viscous flows around self-propelled ships with the help of sliding grids*. 11<sup>th</sup> International Conference on Computer Applications and Information Technology in the Maritime Industries, COMPIT (2012), Liege, Belgium.

- [77] Shen, Z. and Korpus, R. *Numerical simulations of ship self-propulsion and maneuvering using dynamic overset grids in OpenFOAM*. Tokyo 2015 Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, Tokyo (2015), Japan.
- [78] Castro, A., Carrica, P. M. and Stern, F. *Full scale self-propulsion computations using discretized propeller for KRISO containership KCS*. Journal of Computer and Fluids, 51 (2011) 35–47.
- [79] Chase, N., Carrica, P. M. *Submarine propeller computations and application to self-propulsion of DARPA Suboff*. Ocean Engineering, 60 (2012) 68-80.
- [80] Mofidi, A. J. Martin, E. and Carrica, P. M. *RANS, DES and DDES simulations of self-propulsion of the Japan Bulk Carrier*. Tokyo 2015 Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, Tokyo (2015), Japan.
- [81] International Symposiums on Marine Propulsors (SMP), <http://www.marinepropulsors.com/proceedings.php>.
- [82] Sadat-Hossieni, H., Wu, P. C., Carrica, P. M., Kim, H., Toda, Y. and Stern, F. *CFD verification and validation of added resistance and motions of KVLCC2 with fixed and free surge in short and long head waves*. Journal of Ocean Engineering, 59 (2013) 240-273.
- [83] Kim, M., Hizir, O., Turan, O. and Incecik, A. *Numerical studies on added resistance and motions of KVLCC2 in head seas for various ship speeds*. Ocean Engineering, 140 (2017) 446–476.
- [84] Sato, Y., Miyata, H., and Sato, T., *CFD simulation of 3D motion of a ship in waves: application to an advancing ship in regular heading waves*. Journal of Marine Science and Technology 4(1999)108–116.
- [85] Stern, F., Wilson, R., Longo, J., Carrica, P. M., Xing, T., Tahara, Y., Simonsen, C., Kim, J., Shao, J., Irvine, M., Kandysamy, M., Ghosh, S. and Weymouth, G. *Paradigm for development of simulation based design for ship hydrodynamics*. The 8<sup>th</sup> International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics (2003), Busan, Korea.
- [86] Carrica, P. M., Wilson, R. V., Noack, R. W. and Stern, F. *Ship motions using single phase level set with dynamic overset grids*. Computers and Fluids 36 (9) (2007)1415–1433.
- [87] Irvine, M., Longo, J. and Stern, F., *Pitch and heave tests and uncertainty assessment for a surface combatant in regular head waves*. Journal of Ship Research 52(2) (2008) 146–163.
- [88] Deng, G. B., Queutey, M. and Visonneau, M. *RANS prediction of the KVLCC2 tanker in head waves*. Journal of Hydrodynamics. 22 (5) (2010) 476–481.
- [89] Queutey, P., Visonneau, M., Leroyer, A., Deng, G. and Guilmineau, E. *RANSE simulations of a naval combatant in head waves*. In Proceedings of the 11<sup>th</sup> Numerical Towing Tank Symposium (2008) 11–16, Brest, France.
- [90] Shen, Z., Carrica, P. M. and Wan, D. *Ship motions of KCS in head waves with rotating propeller using overset grid method*. Paper OMAE2014-23657 (2014), San Francisco, California, USA.
- [91] Mousaviraad, M. Carrica, P.M. and Stern, F. *Development and validation of harmonic wave group single-run procedure for RAO with comparison to regular wave and transient wave group procedures using URANS*. Ocean Engineering, 37 (2010) 653–666.
- [92] ITTC. *The Specialist Committee on CFD in Marine Hydrodynamics - Final report and Recommendations to the 27<sup>th</sup> ITTC*. Proceedings of the 27<sup>th</sup> International Towing Tank Conference, Vol. II (2014) 522–567.

- [93] Wilson, R. V., Carrica, P. M. and Stern, F. *Unsteady RANS method for ship motions with application to roll for a surface combatant*. Computers and Fluids, Vol. 35 (5) (2006) 501-524.
- [94] Ircal, M. A. R., Nallayarasu, S. and Bhattacharyya, S. K. *CFD approach to roll damping of ship with bilge keel with experimental validation*. Applied Ocean Research. 55 (2016) 1–17.
- [95] Gao, Q. and Vassalos, D. Numerical study of the roll decay of intact and damaged ships. The 12<sup>th</sup> International Ship Stability Workshop (2011) 277–282, Washington, USA.
- [96] ITTC. *The Seakeeping Committee - Final report and Recommendations to the 28<sup>th</sup> ITTC*. Proceedings of the 28<sup>th</sup> International Towing Tank Conference, Vol. I (2017) 213–273.
- [97] Morgan, W. B. and Lin, W. C. *Predicting ship hydrodynamic performance in today's world*. Naval Engineers Journal (1998) 91–98.
- [98] Abkowitz, M.A., 1969. *Stability and motion control of ocean vehicles*. Ocean Engineering Series, MIT Press (1969) 348 p, ISBN: 9780262510066.
- [99] Nomoto, K. *Analysis of Kempf's standard maneuver test and proposed steering quality indices*. Proceedings of 1<sup>st</sup> Symposium on Ship Maneuverability, Department Of The Navy, Maryland, United State of America (1960) 275–304. Roseman, D. P. (Editor). *The MARAD systematic series of full form ship models*. SNAME (1987) 384 p.
- [100] Lewis, E. V., (Editor). *Principles of naval architecture, Vol. III - Motions in Waves and Controllability*. SNAME (1989), Jersey City, NJ, US.
- [101] Clarke, D., Gedling, P. and Hine, G. *The application of maneuvering criteria in hull design using linear theory*. The Naval Architect (1983) 45–68.
- [102] Stern F., Agdrup K., Kim S. Y., Hochbaum, A. C., Rhee, K. P., Quadvlieg, F., Perdon, P., Hino, T., Broglia, R. and Gorski, J. *Experience from SIMMAN 2008 – the first workshop on verification and validation of ship maneuvering simulation methods*. Journal of Ship Research 55 (2) (2011) 135–147.
- [103] Toxopeus, S. *Viscous flow calculations For KVLCC2 in deep and shallow water*. 4<sup>th</sup> Int. Conference Computational Methods in Marine Engineering (2011), Lisbon, Portugal.
- [104] Carrica, P. M. and Stern, F. *DES Simulations of KVLCC1 in turn and zigzag manoeuvres with moving propeller and rudder*. SIMMAN 2008, Copenhagen, Denmark.
- [105] Sadat-Hosseini, S., Kim, D. H., Taylor, G. L., Fu, T., Terril, E. and Stern, F. *Vortical structures and instability analysis for Athena in turning maneuver with full-scale validation*, 30<sup>th</sup> Symposium on Naval Hydrodynamics (2014) 23 p, Hobart, Australia.
- [106] Sadat-Hosseini, H., Sanada, Y. and Stern, F. *Experiments and CFD for ONRT course keeping and turning circle maneuvering in regular waves*. WMTC15 (2015), Providence, Rhode Island, USA.
- [107] Liu, Y., Zou, Z. J. and Zou, L. *RANS based numerical simulation of captive model tests in shallow water for the DTC container carrier*. MASHCON (2016) 73-82, Hamburg, Germany.
- [108] ITTC. *The Maneuvering Committee - Final report and Recommendations to the 27<sup>th</sup> ITTC*. Proceedings of the 27<sup>th</sup> International Towing Tank Conference, Vol. I (2014).
- [109] Queutey, P. and Visnonneau, M. *An interface capturing method for free-surface hydrodynamic flows*. Computers and Fluids, 36 (2007) 1481–11510.
- [110] NUMECA, FINE<sup>TM</sup>/Marine. *Theoretical manual, ISIS-CFD*. Equipe Dynamique des Systèmes Propulsifs, Marins, Laboratoire de Recherche en Hydrodynamique,



- Energétique, et Environnement Atmosphérique, Ecole Centrale de Nantes, Nantes Cedex 3, France (2016).
- [111] AIAA, *Guide for the verification and validation of computational fluid dynamics simulations*. The American Institute of Aeronautics and Astronautics, G-077-1998.
- [112] Roache P. J. *Verification and validation in computational science and engineering*. Hermosa Publishers: Albuquerque, NM, (1998). ISBN: 9780913478080.
- [113] ITTC, *Recommended procedures, Guide to the expression of uncertainty in experimental hydrodynamics*. International Towing Tank Conference, ITTC Recommended Procedures and Guidelines (7.5-02-01-01), Rev. 02 (2014) 17p.
- [114] ITTC, *Recommended procedures and guidelines, uncertainty analysis in CFD verification and validation methodology and procedures*. International Towing Tank Conference, ITTC Recommended Procedures and Guidelines (7.5-03-01-01), Rev. 02 (2008) 12p.
- [115] Stern, F., Wilson, R. and Shao, J. *Quantitative approach to V&V of CFD simulations and certification of CFD codes*. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 50 (2006) 1335–1355.
- [116] Eça, L. and Hoekstra, M. *On the influence of the iterative error in the numerical uncertainty of ship viscous flow calculations*. Proceedings of the 26<sup>th</sup> Symposium on Naval Hydrodynamics, Rome, Italy (2006).
- [117] Wilson, R. V., Shao, J. and Stern, F., *Discussion: Criticisms of the “correction factor” verification method 1*. Journal of Fluids Engineering, 126(4) (2004), 704-706.
- [118] Roache, P. J. *Criticisms of the “correction factor” verification method*. Journal of Fluids Engineering, 125(4) (2003), 732–733.
- [119] Wilson, R. and Stern, F. *Verification and validation for RANS simulation of a naval surface combatant*. Standards for CFD in the aerospace industry, AIAA 2002-0904 Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada (2002).
- [120] d’Aure, B., Mallol, B., Hirsch, C. *Resistance and seakeeping CFD simulations for the Korean container ship*, Proceedings of the Tokyo 2015: A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics (2015), [https://numeca.com/docs/2015-tokyo\\_workshop-resistance\\_and\\_seakeeping\\_cfd\\_simulations\\_for\\_the\\_korean\\_container\\_ship\\_0.pdf](https://numeca.com/docs/2015-tokyo_workshop-resistance_and_seakeeping_cfd_simulations_for_the_korean_container_ship_0.pdf)
- [121] del Toro Lorrens, Á. *CFD verification and validation of ship hydrodynamics*. École Central de Nantes. Master Thesis (2015).
- [122] Crepier, P. *Ship resistance prediction: verification and validation exercise on unstructured grids*. Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Conference on Computational Methods in Marine Engineering, MARINE (2017), 365–376.
- [123] ITTC, *Recommended procedures and guidelines, Practical guidelines for ship CFD applications*. International Towing Tank Conference, ITTC Recommended Procedures and Guidelines (7.5-03-02-03), Rev. 01 (2011), 18p.
- [124] Larsson, L. *JBC, Resistance, sinkage, trim and wave pattern-review*. Power point presentation, Tokyo 2015, A Workshop on CFD in ship hydrodynamics, National Maritime Research institute (2015), [https://t2015.nmri.go.jp/Presentations/Day1-AM4-JBC-Resist\\_etc-Larsson.pdf](https://t2015.nmri.go.jp/Presentations/Day1-AM4-JBC-Resist_etc-Larsson.pdf).
- [125] Hirata, N. *JBC, Test Data in NMRI*. Power point presentation, Tokyo 2015, A Workshop on CFD in ship hydrodynamics, National Maritime Research institute (2015), <https://t2015.nmri.go.jp/Presentations/Day1-AM2-JBC-TestData1-Hirata.pdf>.
- [126] Visonneau, M. *JBC, Local Flow Analysis*. Power point presentation, Tokyo 2015, A Workshop on CFD in ship hydrodynamics. National Maritime Research institute (2015), <https://t2015.nmri.go.jp/Presentations/Day1-PM1-JBC-LocalFlow-Visonneau.pdf>.

- [127] Menter, F. R., Kuntz, M., Langtry, R., *Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model*. Turbulence, Heat and Mass Transfer 4, ed: K. Hanjalic, Y. Nagano, and M. Tummers, Begell House, Inc., (2003), 625–632.
- [128] Kim, W. J., Van, D. H., Kim D. H., *Measurement of flows around modern commercial ship models*. Exp. Fluid 31(2001), 567–578.
- [129] Olivieri, A., Pistani, F., Avanzini A., Stern, F., *Towing Tank Experiments of Resistance and Trim, Boundary Layer, Wake, and Free-Surface Flow Around a Naval Combatant INSEAN2340 Model*. Iowa Institute of Hydraulic Research, The University of Iowa, IIHR report No.421, (2001).
- [130] Longo, J., Shao, J., Irvine, M., Stern F., *Phase-averaged PIV for the nominal wake of a surface ship in regular head waves*. ASME, J. Fluids Eng. 129(5) (2007), 524–540.
- [131] ITTC, *Recommended procedures and guidelines, Resistance Test*. International Towing Tank Conference, ITTC Recommended Procedures and Guidelines (7.5-02-02-01), Rev. 03 (2011), 13p.
- [132] Bekhit, A., Lungu, A., *Numerical Simulation of the Hydrodynamic Ship Performance*. Proceedings of the 1<sup>st</sup> International Conference on the Intelligent Transport System, INTSYS 2017, 29–30 November, Hyvinkää, Finland, published in Lecture Notes of the Institute for Computer Science, Social Informatics and Telecommunication Engineering, (2018), 120–129.
- [133] Bekhit, A., Popescu, F., *Local Flow Assessment of the Japan Bulk Carrier using Different Turbulence Models*, Proceedings of the 9<sup>th</sup> International Conference on Modern Technology in Industrial Engineering, MODTECH 2021, 23–26 June, online edition, Romania, IOP Conference Series: Material Science Engineering. Under press (2021).
- [134] Bekhit, A., Lungu, A., *Numerical Study of the Resistance, Free-Surface and Self-Propulsion Prediction of the KVLCC2 Ship Model*. Proceedings of the International Conference on Traffic and Transport Engineering, ICTTE Belgrade 2018, 27–28 September, Belgrade, Serbia. (2018), 333–340.
- [135] Bekhit, A., Lungu, A., *Verification and Validation Study for the Total Ship Resistance of the DTMB 5415 Ship Model*. Annals of “Dunarea de Jos” University of Galati, **Fascicle XI – Ship Building**, (2017), 53–60.
- [136] Bekhit, A., Lungu, A., *A Viscous Flow Simulation around a Fully Appended Ship Hull by Using a Finite Volume Technique*, Proceedings of the International Conference on Traffic and Transport Engineering, ICTTE Belgrade 2018, 27–28 September, Belgrade, Serbia. (2018), 325-332.
- [137] Bekhit, A., Obreja D., *Numerical and Experimental Investigation on the Free-surface Flow and Total Resistance of the DTMB Surface Combatant*. Proceedings of the 8<sup>th</sup> International Conference on Modern Technology in Industrial Engineering, MODTECH 2020, 23–27 June, online edition, Romania, IOP Conference Series: Material Science Engineering. **916**(012008) (2020).
- [138] Guilmineau, E., Deng, G. B., Leroyer, A., Queutey, P., Visonneau, M., Wackers, J., *Numerical Simulations of the Cavitating and Non-Cavitating Flow around the Potsdam Propeller Test Case*, Proceedings of the 4<sup>th</sup> Int. Symposium on Marine Propellers, smp’15, (Austin, Texas, USA, June, 2015).
- [139] Felli, M., Guj, G, Camussi, R., *Effect of the number of blades on propeller wake evolution*, Exp. Fluids **44** (3), (2008), 409–418.
- [140] M. Felli, R. Camussi and F. Di Felice, *Mechanisms of evolution of the propeller wake in the transition and far fields*, J. Fluid Mech. 682, (2011), 5–53.

- [141] Wang, L. Z., Guo, C. Y., Su, Y. M. Wu, T. C., *A numerical study on the correlation between the evolution of propeller trailing vortex wake and skew of propellers*, Int. J. Naval Architecture and Ocean Eng. 10 (2018), 212–224.
- [142] Bekhit A., Lungu A., *Simulation of the POW Performance of the JBC Propeller*, Proceedings of the 16<sup>th</sup> International Conference on Numerical Analysis and Applied Mathematics, ICNAAM 2018, 13–18 September, Rhodes, Greece. American Institute of Physics, AIP Conference Proceedings, **2216**, 450007, (2019).
- [143] Bekhit A., 2018, *Numerical Simulation of The Ship Self-propulsion Prediction using Body Force Method and Fully Discretized Propeller Model*, Proceedings of the 6<sup>th</sup> Modern Technology in Industrial Engineering Conference, MODTECH 2018, 13–16 June, Constanța, Romania. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 400 (2018), 042004.
- [144] Bekhit A., Pacuraru F., Pacuraru S. 2019, *Hull-Propeller-Rudder Interaction of the JBC Ship Model*, Proceedings of the 17<sup>th</sup> International Conference on Numerical Analysis and Applied Mathematics, ICNAAM 2019, 23 – 28 September 2019, Rhodes, AIP Conference Proceedings 2293, 420091, (2020).
- [145] Win, Y. N., *Computation of the propeller-hull and propeller-hull-rudder interaction using simple body-force distribution model*, PhD thesis, Osaka University OUKA. Japan (2014).
- [146] SIMMAN, *Workshop on Verification and Validation of Ship Maneuvering Simulation Methods* (2014), <https://simman2014.dk/>.
- [147] Bekhit A., Lungu A., *URANSE Simulation for the Seakeeping of the KVLCC2 Ship Model in Short and Long Regular Head Waves*, Proceedings of the 7<sup>th</sup> Modern Technology in Industrial Engineering Conference, MODTECH 2019, 17–20 June, Iasi, Romania, IOP Conference Series: Material Science Engineering. **591(2019)** 012102.
- [148] Ozdemir, Y. H., Barlas, B. *Numerical study of ship motions and added resistance in regular incident waves of KVLCC2 model*, International Journal of Naval Engineering **9**(2017), 149-159.
- [149] Bekhit A., Lungu A., *Numerical Simulation for Predicting Ship Resistance and Vertical Motions in Regular Head Waves*, Proceedings of the ASME 2019, 38th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering – OMAE (2019), 9–14 June, Glasgow, Scotland, UK, OMAE2019-95237.
- [150] Irvine, M., Longo, J., Stern, F. *Towing tank tests for surface combatant for free roll decay and coupled pitch and heave motions*, In Proceedings of the 25<sup>th</sup> Symposium on Naval Hydrodynamics, St Johns, Canada, 8-13 August 2004. National Academy of Sciences, the National Academies Press, (2005).
- [151] ITTC. *Recommended Procedures and Guidelines: Numerical Estimation of Roll Damping*. (7.5-02 -07-04.5), Rev. 00; (2011) 32p.
- [152] Begovic, E., Day, A.H., Incecik, A., Mancini, S., Pizzirusso, D., *Roll damping assessment of intact and damaged ship by CFD and EFD methods*. In Proceedings of the 12<sup>th</sup> international conference on the stability of ships and ocean vehicles (STAB2015), Glasgow, UK, 13–19 June (2015), 14–19.
- [153] Atsavapranee, P., Carneal, J. B.; Grant, D., Percival, A. S., *Experimental investigation of viscous roll damping on the DTMB model 5617 hull form*, In Proceedings of the ASME 26<sup>th</sup> International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. California, USA, 10-15 June 2007. OMAE2007-29324.
- [154] Bekhit A., Popescu F., *URANSE-Based Numerical Prediction for the Free Roll Decay of the DTMB Ship Model*, Journal of Marine Science and Engineering, **9**(5), (2021), 452.

- [155] Piomelli, U. and Balaras, E. *Wall-layer models for large eddy simulations*. Annual Reviews of Fluid Mechanics, Vol. 34 (2002), 349–374.
- [156] Bhushan, S. and Wlater, D. K. *A dynamic hybrid RANS/LES modeling framework*. Physics of Fluids, Vol. 24, 015103 (2012).
- [157] Boussinesq, J. *Theorie de L'Écoulement tourbillant. mem*, Presentes par Divers Savants Acad. Sci. Inst. Fr., Vol. 23 (1877) 46–50.
- [158] Smith, A. M. O. and Cebeci, T. *Numerical solution of the turbulent boundary layer equations*. Douglas Aircraft Division report, DAC 33735 (1967).
- [159] Baldwin, B. S. and Lomax, H. *Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows*. American Institute of Aeronautics and Astronautics (1978), AIAA paper 78-257.
- [160] Spalart, P. R. and Allmaras, S. R. *A one-equation turbulence model for aerodynamic flows*. American Institute of Aeronautics and Astronautics (1992), AIAA paper 92-0439.
- [161] Baldwin, B. S. and Barth, T. J. *A one-equation turbulence transport model for high Reynolds number wall-bounded flows*. American Institute of Aeronautics and Astronautics (1991), AIAA paper 91-0610.
- [162] Ferziger, J. H. and Perić, M. *Computational methods for fluid dynamics*. 3rd Edition (2002), Springer, ISBN 3-540-42074-6.
- [163] Versteeg, H. K. and Malasekera W. *An introduction to computational fluid dynamics, the finite volume method*. 1<sup>st</sup> Edition, Longman Scientific and Technical, Harlow, England, ISBN 0-582-21884-5.
- [164] Nichols B. D. and Hirt. C. W. *Improved Free surface boundary conditions for numerical incompressible flow calculations*. Journal of Computational Physics, Vol. 8 (1971), 434–448.
- [165] Nichols B. D. and Hirt. C. W. *Calculating three-dimensional free surface flows in the vicinity of submerged and exposed structures*. Journal of Computational Physics, Vol. 12 (1973) 234–246.
- [166] Donea, S., Guilian, S. and Halleux J. P. *An arbitrary Lagrangian-Eulerian Finite Element Method for Transient Dynamic Fluid-Structure Intercations*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.33 (1982), 689–723.
- [167] Harlow, F. H. and Welch, J. E. *Numerical calculation of time-dependent viscous incompressible flow of fluid with free surface*. The Physics of Fluid, Vol. 8 (1965), 2182–2189.
- [168] Osher, S., Sethian J. A. *Fronts propagating with curvature-dependent speed: Algorithms based on Hamilton-Jacobi formulations*. Journal of Computational Physics. Vol. 79 (1988), 12–49.

# **Anexa A**

## **Metode numerice utilizate în aplicațiile de hidrodinamică a navelor**

conține noțiuni teoretice fundamentale pentru a îmbunătăți introducerea teoretică inițială dată în capitolele I, II și III. Anexa oferă o descriere generală pentru metodele numerice utilizate în aplicațiile de hidrodinamică a navei inclusiv modelarea fizică a problemei privind modelarea curgerii și modelarea turbulenței; în plus conține modelarea numerică a problemei privind discretizare spațială, discretizare temporală, generare de grila, modelare suprafeței libere, metodei privind cuplare numerice între viteză și presiune.



# Lista cu articole publicate

## ISI Web Of Science

1. **Bekhit A.**, Lungu A., 2018, “*Numerical Simulation of the Hydrodynamic Ship Performance*”, Proceedings of the 1<sup>st</sup> International Conference on the Intelligent Transport System, INTSYS 2017, 29–30 November, Hyvinkää, Finland, published in Lecture Notes of the Institute for Computer Science, Social Informatics and Telecommunication Engineering, pp. 120-129. DOI: 10.1007/978-3-319-93710-6\_14, WOS:000656446200014, [https://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-3-319-93710-6\\_14](https://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-3-319-93710-6_14)
2. **Bekhit A.**, 2018, “*Numerical Simulation of The Ship Self-propulsion Prediction using Body Force Method and Fully Discretized Propeller Model*”, Proceedings of the 6<sup>th</sup> Modern Technology in Industrial Engineering Conference, MODTECH 2018, 13–16 June, Constanta, Romania. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering **400(2018)** 042004. DOI: 10.1088/1757-899X/400/4/042004, WOS:000461147400076, <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/400/4/042004/pdf>
3. **Bekhit A.**, 2018, “*Unsteady RANSE Simulation for Ship Resistance, Heave and Pitch in Regular Head Waves*”, Proceedings of the 6th Modern Technology in Industrial Engineering Conference, MODTECH 2018, 13–16 June, Constanta, Romania. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering **400(2018)** 082004. DOI: 10.1088/1757-899X/400/8/082004, WOS:000461147400184, <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/400/8/082004/pdf>
4. **Bekhit A.**, Lungu A., 2018, “*A Viscous Flow Simulation around a Fully Appended Ship Hull by Using a Finite Volume Technique*”, Proceedings of the International Conference on Traffic and Transport Engineering, ICTTE Belgrade 2018, 27–28 September, Belgrade, Serbia. pp. 325-332, ISBN:978-86-916153-4-5, WOS:000542956800043, [http://ijtte.com/uploads/news\\_files/Proceedings%202018%20final.pdf](http://ijtte.com/uploads/news_files/Proceedings%202018%20final.pdf)
5. **Bekhit A.**, Lungu A., 2018, “*Numerical Study of the Resistance, Free-Surface and Self-Propulsion Prediction of the KVLCC2 Ship Model*”, Proceedings of the International Conference on Traffic and Transport Engineering, ICTTE Belgrade 2018, 27–28 September, Belgrade, Serbia. pp. 333-340, ISBN:978-86-916153-4-5, WOS:000542956800044, [http://ijtte.com/uploads/news\\_files/Proceedings%202018%20final.pdf](http://ijtte.com/uploads/news_files/Proceedings%202018%20final.pdf)
6. **Bekhit A.**, Lungu A., 2018, “*Simulation of the POW Performance of the JBC Propeller*”, Proceedings of the 16<sup>th</sup> International Conference on Numerical Analysis and Applied Mathematics, ICNAAM 2018, 13–18 September, Rhodes, Greece. American Institute of Physics, AIP Conference Proceedings, **2216**, 450007 (2019). DOI: 10.1063/1.5114474, WOS:000521108600455, <https://aip.scitation.org/doi/10.1063/1.5114474>
7. **Bekhit A.**, Lungu A., 2018, “*Numerical Free Roll Decay Prediction for the DTMB Hull*”, Proceedings of the 16<sup>th</sup> International Conference on Numerical Analysis and Applied Mathematics, ICNAAM 2018, 13–18 September, Rhodes, Greece. American Institute of Physics, AIP Conference Proceedings, **2216**, 450050 (2019). DOI: 10.1063/1.5114517, WOS:000521108600497, <https://aip.scitation.org/doi/abs/10.1063/1.5114517>
8. **Bekhit A.**, Lungu A., 2019, “*Numerical Simulation for Predicting Ship Resistance and Vertical Motions in Regular Head Waves*”, Proceedings of the ASME 2019, 38<sup>th</sup> International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering – OMAE 2019, 9–14 June, Glasgow, Scotland, UK, OMAE2019-95237. DOI: 10.1115/OMAE2019-95237, WOS:000513070800009, <https://asmedigitalcollection.asme.org/OMAE/proceedings-abstract/OMAE2019/58776/V002T08A009/1067538>
9. **Bekhit A.**, Lungu A., 2019, “*URANSE Simulation for the Seakeeping of the KVLCC2 Ship Model in Short and Long Regular Head Waves*”, Proceedings of the 7<sup>th</sup> Modern Technology in Industrial Engineering Conference, MODTECH 2019, 17–20 June, Iasi, Romania, IOP Conference Series: Material Science Engineering. **591(2019)** 012102. DOI: 10.1088/1757-899X/591/1/012102, WOS:000562929900102, <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/591/1/012102/meta>



10. **Bekhit A.**, Păcuraru F., Păcuraru S. 2019, “*Hull-Propeller-Rudder Interaction of the JBC Ship Model*”, Proceedings of the 17<sup>th</sup> International Conference on Numerical Analysis and Applied Mathematics, ICNAAM 2019, 23 – 28 September 2019, Rhodes, AIP Conference Proceedings 2293, 420091 (2020); DOI:10.1063/5.0027325, WOS:000636709500408, <https://doi.org/10.1063/5.0027325>
11. Păcuraru F., Păcuraru S. **Bekhit A. S.** 2019, “*Numerical Analysis of Ship Motions for an Offshore Vessel*”, Proceedings of the 17<sup>th</sup> International Conference on Numerical Analysis and Applied Mathematics, ICNAAM 2019, 23 – 28 September 2019, Rhodes, AIP Conference Proceedings 2293, 420092 (2020); DOI: 10.1063/5.0027329, WOS:000636709500409, <https://doi.org/10.1063/5.0027329>.
12. **Bekhit A.**, Obreja D., 2020, “*Numerical and Experimental Investigation on the Free-surface Flow and Total Resistance of the DTMB Surface Combatant*” Proceedings of the 8<sup>th</sup> International Conference on Modern Technology in Industrial Engineering, MODTECH 2020, 23–27 June, online edition, Romania, IOP Conference Series: Material Science Engineering. 916 (2020), 012008; DOI:10.1088/1757-899X/916/1/012008, WOS:000625330000008, <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/916/1/012008>.
13. **Bekhit A.**, Popescu F. 2021, “*URANSE-Based Numerical Prediction for the Free Roll Decay of the DTMB Ship Model*”. Journal of Marine Science and Engineering. 2021; **9**(5):452. DOI:10.3390/jmse9050452. WOS:000662367200001; <https://doi.org/10.3390/jmse9050452>.
14. **Bekhit A.**, Popescu F., 2020, “*Local Flow Assessment of the Japan Bulk Carrier using Different Turbulence Models*” Proceedings of the 9<sup>th</sup> International Conference on Modern Technology in Industrial Engineering, MODTECH 2021, 23–26 June, online edition, România, IOP Conference Series: Material Science Engineering. *Înca n-a fost publicat*.
15. **Bekhit A.**, Popescu F., 2020, “*Numerical Investigation of the Shallow Water Effect on the Total Resistance, Vertical Motion and Wave Profile of a Container Ship Model*” Proceedings of the 9<sup>th</sup> International Conference on Modern Technology in Industrial Engineering, MODTECH 2021, 23–26 June, online edition, România, IOP Conference Series: Material Science Engineering. *Înca n-a fost publicat*.

### **SCOPUS:**

16. Păcuraru F., Presura A., **Bekhit A.**, Păcuraru S., 2019, “*Full-Scale Self-Propulsion Simulation for an Inland Catamaran Ferry*”, Proceedings of the 19<sup>th</sup> International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2019, 30 June – 6 July, Varna, Bulgaria, SGEM 19(4.1), pp. 633-641. DOI: 10.5593/sgem2019/4.1/S17.081, <https://www.sgem.org/index.php/elibrary?view=publication&task=show&id=5886>

### **IDB:**

17. **Bekhit A.**, Lungu, A., 2017, “*Verification and Validation Study for the Total Ship Resistance of the DTMB 5415 Ship Model*”. Annals of “Dunarea de Jos” University of Galati, **Fascicle XI – Ship Building**, pp. 53-60, <http://www.gup.ugal.ro/ugaljournals/index.php/fanship/article/view/1061/1276>.

PERSONAL INFORMATION

**Adham Saber Mahmoud Mohamed Aly Bekhit**



 59-61, Garii street, Galti, 800217, Romania

 (+40) 755329082

 [adham.bekhit@ugal.ro](mailto:adham.bekhit@ugal.ro)

Sex Male | Date of birth 29/11/1983 | Nationality Egyptian

DOMAIN OF COMPETITION

Marine Hydrodynamics, Computational Fluid Dynamics, Fluid-Structure Interaction, Naval Architecture

WORK EXPERIENCE

September 2020 – present

**Assistant professor**

Faculty of Naval Architecture, “Dunarea de Jos” University of Galati, Romania (<http://www.ugal.ro/>),

([http://www.naoe.ugal.ro/index\\_1](http://www.naoe.ugal.ro/index_1))

- Practical and theoretical demonstrator
- Faculty of Naval Architecture

February 2019 – September 2020

**Research Engineer (part-time)**

Faculty of Naval Architecture, “Dunarea de Jos” University of Galati, Romania (<http://www.ugal.ro/>),

([http://www.naoe.ugal.ro/index\\_1](http://www.naoe.ugal.ro/index_1)), (<http://www.reform.ugal.ro/>)

- Performing researches in ship hydrodynamics

Naval Architecture Research Center (CCAN) – Multidisciplinary Research Platform (ReForm–UDJG)

November 2011 – November 2013

**Engineer**

Alexandria Shipyard, Egypt (<http://www.alexyard.com.eg/>)

- planning and scheduling the required man-hours and material for production
- solving outfitting production problems

Technology Management Department

August 2011 – October 2011

**Supervisor QA/QC Engineer**

Alexandria Navy Shipyard, Egypt

- supervising, planning, scheduling and monitoring of welding process and ship hull maintenance operations and plans

Hull and Welding Department

June 2010 – August 2011

**Mechanical Engineer**

Alexandria Naval Forces, Egypt

- operation, maintenance and repair of marine diesel engines and auxiliary systems
- planning, scheduling and supervising the periodical maintenance and dry docking of the ship

September 2008 – April 2009

**Demonstrator Engineer**

Faculty of Engineering, Alexandria University, Egypt (<https://eng.alexu.edu.eg/index.php/en/>)

- demonstrating ship structural analysis, risk management and machines & marine technical drawing

Naval Architecture & Marine Engineering Department

EDUCATION AND TRAINING

**Education**

- October 2015 – Present **Ph.D. student**  
 Faculty of Naval Architecture, “Dunarea de Jos” University of Galati, Romania  
[\(http://www.ugal.ro/\)](http://www.ugal.ro/)  
 [\(http://www.naoe.ugal.ro/index\\_1\)](http://www.naoe.ugal.ro/index_1)

  - Thesis title “Numerical Simulation of the Ship Hull Hydrodynamic Performance”
- October 2013 – July 2015 **Master Degree of Science M.Sc.**  
 Faculty of Naval Architecture, “Dunarea de Jos” University of Galati, Romania  
[\(http://www.ugal.ro/\)](http://www.ugal.ro/)  
 [\(http://www.naoe.ugal.ro/index\\_1\)](http://www.naoe.ugal.ro/index_1)

  - Thesis title “ Local Strength Assessment in Equivalent Quasi-Static Head Waves, for a Tanker Ship Structure, Based on Three Cargo Holds 3D-FEM Model ”
- September 2003 – May 2008 **Bachelor Degree of Science B.Sc.**  
 Faculty of Engineering, Alexandria University, Egypt (<https://eng.alexu.edu.eg/index.php/en/>)

  - Graduation project title “Safety Aspects of Offshore Structures”
- September 1998 – June 2003 **Advanced Technical High School Diploma in Computer Science**  
 Alexandria Advanced Technical School, Alexandria, Egypt

**Training and Internship**

- December 2012 – January 2013 **Ship Outfitting Refrigeration & HVAC Diploma**  
 China Shipbuilding Trading Company Limited, Hudong-Zhonghua Shipbuilding Group Co., Ltd, Shanghai, China ([www.cstc.com.cn/cstc\\_e](http://www.cstc.com.cn/cstc_e))

  - training course for assembly and commissioning of Refrigeration, Air-Conditioning and Ventilation
- August 2007 **Internship**  
 PETROJET – The Petroleum Projects and Technical Consultations Co. Alexandria, Egypt ([www.petrojet.com.eg](http://www.petrojet.com.eg))

  - training courses for: production stages of marine structures, QA/QC of welding processes, project plans and design drawings, safety systems for marine production processes
- July 2006 **Internship**  
 Alexandria Port Authority, Egypt ([www.apa.gov.eg](http://www.apa.gov.eg))

  - training courses for maintenance and repair of marine diesel engines and auxiliary systems

PERSONAL SKILLS

	Mother tongue	Arabic				
	Other language(s)	UNDERSTANDING		SPEAKING		WRITING
		Listening	Reading	Spoken interaction	Spoken production	
1)	English	C1	C1	C1	C1	C1
Excellent grade by the International British Institute (IBI) in Egypt for general English levels.						
2)	Romanian	B2	B2	B2	B1	B1
Department of Lifelong Learning and Technological Transfer, “Dunarea de Jos University” of Galati.						

Levels: A1/A2: Basic user - B1/B2: Independent user - C1/C2 Proficient user  
[Common European Framework of Reference for Languages](#)

## Digital skills

## SELF-ASSESSMENT

CFD	NUMECA Fine/Marine Expert user	SHIPFLOW Independent user	Tecplot Independent user		
FEM	Cosmos/M Expert user	FEMAP Independent user	EDI/SACS Basic user		
CAD & CAM	AutoCAD Independent user	Rhinoceros Expert user	Tribon Basic user	CADfix Basic user	SolidWorks Basic user

- Other**
- good command of office suite (Word, Excel, PowerPoint)
  - Basic user of Risk Assessment applications (CFAST, FDS-SMV, Pathfinder Evacuation Software)
  - Basic Knowledge of programming language (Visual Basic, C++)

**Driving licence** Category: A, B1 and B