



Università di Genova

Scuola Politecnica DITEN

Dipartimento di Ingegneria Navale, Elettrica, Elettronica e delle Telecomunicazioni

FACOLTA' DI YACHT DESIGN

Corso di Laurea Magistrale

TESI DI LAUREA

Valutazione Autopropulsiva Idrogetto di carene semiplananti di tipo traghetto.

*Validazione di prove in vasca tramite modelli C.F.D. e successivo studio
sperimentale di modelli di propulsione*

Relatori: Prof. Marco Ferrando

Candidato: Matteo Montalto

Prof. Diego Villa

Anno Accademico 2025/2026

Sommario

1. Introduzione	1
2. Obiettivo dell'elaborato	2
3. Prove in Vasca Navale	3
4. Carene di Riferimento	6
5. Casistiche di riferimento	8
6. Modellazione delle superfici di carena	18
7. Fluidodinamica computazionale	22
Introduzione al software	23
Workflow	23
Importazione della Geometria	23
Riparazione delle superfici tramite il surface repair tool	24
Definizione del dominio fluido	26
Definizione delle region boundary	28
Definizione della mesh	29
Definizione della Fisica del problema	32
DFBI morphing	32
Definizione delle condizioni iniziali	34
Definizione delle condizioni al contorno	35
Time step	36
Parametri analizzati	37
Analisi dei risultati	37
Caso 1	38
Caso 2	45
Caso 3	48
8. L'idrogetto	51
Panoramica generale	51
Vantaggi	51
Svantaggi	52
Principio di funzionamento e spinta	52
Efficienza del sistema	53
Accoppiamento idrogetto-carena	53

Collegamento con prove di autopropulsione	54
Dimensionamento preliminare del sistema ad idrogetto	54
Stima della portata	55
Dimensionamento dell'ugello (outlet)	56
Dimensionamento della presa a mare (inlet)	56
Sviluppo del modello semplificato	58
Implementazione in Star	59
Definizione delle condizioni iniziali & condizioni al contorno	59
Definizione delle region boundary	60
Nuova definizione del modello di getto	62
Analisi dei risultati	69
Caso 1	69
Caso 2	73
Comparazione risultati con casistica di riferimento	75
9. Proposte di miglioramento e sviluppi progettuali	77
10. Conclusioni	80
Bibliografia	82
Ringraziamenti	83

Indice delle figure & tabelle

Figura 1: Prove in vasca navale	5
Figura 2: Classe MDV 1200 Ferry	7
Figura 3: PDC Carena Completa	9
Figura 4: PDC Carena con wedge	11
Figura 5: PDC carena senza bulbo	13
Figura 6: Geometria 1 Delftship	19
Figura 7: Geometria 2 Delftship	20
Figura 8: Geometria 3 Delftship	21
Figura 9: Geometria Carena Caso 1. STL	24
Figura 10: Dominio Fluido in SimStar	27
Figura 11: Risultato sottrazione booleana	28
Figura 12: Region boundary in Simstar	29
Figura 13: raffinamento mesh longitudinale	31
Figura 14: raffinamento mesh trasversale	31
Figura 15: Raffinamento angolo di Kelvin	31

Figura 16: Riferimento calcolo raggi di girazione	34
Figura 17: andamento treno d'onde caso 1 V_{max}	38
Figura 18: Pressioni scafo caso 1 V_{max}	39
Figura 19: Andamento Resistenza caso 1 V_{max}	40
Figura 20: Grafico Comparativo Prove/Simulazione caso 1	41
Figura 21: Grafico comparativo con +15% dislocamento.....	42
Figura 22: Andamento trim e sinkage caso 1 V_{max}	43
Figura 23: Andamento treno d'onde caso 2 V_{max}	45
Figura 24: Pressioni caso 2 V_{max}	46
Figura 25: Pressioni Poppa caso 1.....	47
Figura 26: pressioni poppa caso 2.....	46
Figura 27: treno d'onde caso 3 V_{max}	48
Figura 28: Pressioni caso 3 V_{max}	49
Figura 29: Confronto Pressioni poppa con caso 1	49
Figura 30: confronto pressioni prua con caso 1.....	49
Figura 31: Andamento trim e sinkage caso 3 V_{max}	50
Figura 32: sistema idrogetto	51
Figura 33: modello semplificato idrogetto in Rhino.....	59
Figura 34: Geometria Idrogetto in star.....	60
Figura 35: Creazione di interfaccia di Aspirazione	61
Figura 36: Suddivisione nuova geometria	61
Figura 37: Boundary Interface.....	62
Figura 38: Definizione posizione spinta	63
Figura 39: field function 1	63
Figura 40: Definizione valore spinta.....	64
Figura 41: field function 2	64
Figura 42: Applicazione field function	65
Figura 43: transitorio iniziale flusso	66
Figura 44: sviluppo del getto in uscita dalla condotta.....	66
Figura 45: getto in uscita dalla condotta (1)	67
Figura 46: getto in uscita dalla condotta (2)	67
Figura 47: getto in uscita dalla condotta (3)	68
Figura 48: Andamento treno d'onde V_1	69
Figura 49: Andamento pressioni V_1	70
Figura 50: Comparazioni pressioni Poppa.....	70
Figura 51: Andamento resistenza V_1	71
Figura 52: Andamento Trim e Sinkage V_1	72
Figura 53: Andamento treno d'onde V_2	73
Figura 54: Andamento pressioni V_2	74
Figura 55: Andamento resistenza V_2	74
Figura 56: Andamento trim e sinkage V_2	75

Tabella 1: Dati vasca caso 1.....	14
Tabella 2: Dati vasca caso 2.....	15
Tabella 3: Dati vasca caso 3.....	16
Tabella 4: Dati vasca navale caso 1	40
Tabella 5: Differenze % simulazione-prove in Vasca.....	41
Tabella 6: Andamento resistenza +15% dislocamento	42
Tabella 7: Stima coefficiente (1-t)	76

1. Introduzione

Le prestazioni propulsive rappresentano da sempre uno degli aspetti di maggiore rilevanza nella progettazione navale, in particolare per imbarcazioni destinate al trasporto passeggeri, dove efficienza, affidabilità e comfort di navigazione assumono un ruolo determinante. Nel caso di carene semiplananti di tipo traghetto, tali aspetti risultano ancora più critici a causa del regime di funzionamento intermedio tra dislocamento e planata. In queste condizioni, la valutazione delle resistenze e delle prestazioni propulsive risulta particolarmente complessa e fortemente dipendente dalla forma dello scafo e dal sistema di propulsione adottato.

Negli ultimi decenni, la crescente diffusione dei sistemi di propulsione a idrogetto per unità ad alta velocità e traghetti passeggeri ha portato a un rinnovato interesse nello studio del loro comportamento autopropulsivo. Gli idrogetti offrono infatti numerosi vantaggi, quali una maggiore manovrabilità, una ridotta immersione delle appendici e un miglioramento delle condizioni di sicurezza in acque ristrette; tuttavia, la loro integrazione con carene semiplananti introduce ulteriori complessità nella previsione delle prestazioni globali della nave, rendendo necessarie analisi approfondite sia dal punto di vista sperimentale sia numerico.

In questo contesto, la corretta valutazione dell'interazione tra carena e sistema propulsivo risulta fondamentale nelle fasi di progetto preliminare e di ottimizzazione delle prestazioni. Le tradizionali prove in vasca navale rappresentano ancora oggi uno strumento imprescindibile per la determinazione delle caratteristiche idrodinamiche e propulsive di un'imbarcazione; tuttavia, esse comportano costi elevati e tempi di esecuzione significativi. Parallelamente, l'evoluzione delle tecniche di fluidodinamica computazionale (CFD) ha reso possibile l'utilizzo di modelli numerici sempre più accurati, capaci di fornire previsioni dettagliate del campo di moto e delle prestazioni propulsive, a condizione che tali modelli vengano opportunamente validati.

Il presente lavoro si inserisce in questo contesto, proponendo un'analisi integrata numerico-sperimentale finalizzata alla valutazione delle prestazioni autopropulsive di carene semiplananti equipaggiate con sistema ad idrogetto, con particolare attenzione alla validazione dei modelli CFD e alla comprensione dell'interazione tra carena e propulsore.

2. Obiettivo dell'elaborato

La presente tesi ha come obiettivo l'analisi delle prestazioni di traino di diverse configurazioni di carene semiplananti di tipo traghetto, caratterizzate da geometrie tra loro simili ma differenziate per specifiche modifiche progettuali, in particolare nella zona poppiera e prodiera.

L'analisi è stata condotta mediante un approccio integrato numerico-sperimentale, basato sull'utilizzo di modelli di fluidodinamica computazionale (CFD) e sul confronto con dati derivanti da prove in vasca navale.

In una prima fase, è stata effettuata la validazione del modello numerico, attraverso il confronto tra i risultati CFD e i dati sperimentali disponibili, con particolare riferimento alla resistenza totale e al comportamento della carena alle diverse velocità analizzate.

Successivamente, il modello numerico, valutato attraverso il confronto sperimentale, è stato impiegato per svolgere un'analisi comparativa tra diverse configurazioni geometriche, al fine di valutare l'influenza di elementi progettuali quali il bulbo prodiero e il wedge poppiero sulle prestazioni idrodinamiche e sull'assetto della carena.

Infine, i risultati ottenuti sono stati utilizzati come base per una valutazione preliminare del sistema propulsivo ad idrogetto, con l'obiettivo di stimarne i principali parametri di funzionamento e analizzarne l'interazione con la carena in condizioni di autopropulsione.

3. Prove in Vasca Navale

Le prove in vasca navale rappresentano uno strumento fondamentale per lo studio delle prestazioni idrodinamiche delle carene, la sperimentazione su modelli in scala si è affermata come approccio imprescindibile per l'analisi dei fenomeni idrodinamici, a causa della loro elevata complessità e della difficoltà di una descrizione analitica completa. Le basi teoriche di tale approccio furono poste nella seconda metà del XIX secolo da William Froude, il quale introdusse il concetto di similitudine dinamica oggi noto come similitudine di Froude, ancora ampiamente utilizzato nella previsione delle prestazioni di una carena in vera grandezza a partire da prove condotte su modelli ridotti.

A seguito della diffusione dei risultati ottenuti da Froude, la sperimentazione in vasca navale divenne progressivamente uno standard nell'ambito dell'Architettura Navale, portando alla realizzazione di impianti appositamente progettati per l'esecuzione di prove su modelli di carena. Le moderne vasche navali, pur avvalendosi di tecnologie di misura e di sistemi di rimorchio notevolmente evoluti rispetto alle prime realizzazioni storiche, si basano ancora sugli stessi principi fondamentali, adattati alle esigenze attuali e alle nuove conoscenze sul comportamento del flusso attorno allo scafo.

Le vasche navali sono oggi dotate, nella maggior parte dei casi, di carri dinamometrici a propulsione autonoma, in grado di rimorchiare il modello lungo la vasca a velocità controllata e di supportare le strumentazioni necessarie alla misura delle grandezze di interesse. A seconda delle dimensioni dell'impianto e delle velocità raggiungibili, le vasche possono essere destinate allo studio di differenti tipologie di carene, incluse quelle operanti a regimi di velocità elevati, come nel caso delle carene semiplananti.

All'interno delle vasche navali vengono eseguite diverse tipologie di prove sperimentali, tra cui prove di rimorchio, prove di autopropulsione, prove di manovrabilità e di tenuta al mare.

Le prove di rimorchio consentono la determinazione della resistenza totale del modello in funzione della velocità, nonché la misura delle variazioni di assetto e immersione.

Le prove di autopropulsione, invece, sono finalizzate allo studio dell'interazione tra carena e sistema propulsivo e prevedono la misura di grandezze quali la spinta, il momento torcente e il regime di rotazione del propulsore, oltre alle variazioni di assetto della carena.

A causa degli elevati rapporti di scala tipicamente adottati, la corretta esecuzione delle prove in vasca richiede un'elevatissima precisione sia nella realizzazione del modello sia nella misura delle grandezze sperimentali. Infatti, nell'ambito della similitudine di Froude, la resistenza residua in vera grandezza viene ottenuta a partire dai risultati sul modello attraverso una relazione che dipende dal cubo del rapporto di scala; di conseguenza, anche errori di misura apparentemente trascurabili possono tradursi in significative imprecisioni nella previsione delle prestazioni della nave reale.

Nel presente lavoro, le prove in vasca navale costituiscono il riferimento sperimentale per la validazione delle simulazioni numeriche. I dati disponibili, relativi a diverse configurazioni di carene semiplananti di tipo traghetto, sono stati utilizzati per confrontare l'andamento della resistenza totale al variare della velocità.

Il confronto tra risultati sperimentali e numerici ha consentito di valutare la capacità del modello CFD di riprodurre correttamente i principali fenomeni idrodinamici, evidenziando eventuali scostamenti e fornendo indicazioni sull'accuratezza del modello adottato.

Si sottolinea che i dati utilizzati derivano da campagne di prova già disponibili; pertanto, l'analisi si è concentrata sull'interpretazione dei risultati e sul loro impiego come base di confronto per le simulazioni numeriche.



Figura 1: Prove in vasca navale

4. Carene di Riferimento

La classe MDV 1200 è una serie di traghetti veloci monocarena di tipo roll-on/roll-off (Ro-Ro) progettati per il trasporto combinato di passeggeri e veicoli su rotte marittime a corto raggio. Le unità furono costruite dal cantiere italiano Fincantieri presso lo stabilimento di Riva Trigoso (Genova) tra il 1996 e il 1999. Complessivamente la classe comprende sei unità, realizzate in due varianti principali: la versione iniziale MDV 1200 e la successiva MDV 1200 II, caratterizzata da dimensioni leggermente maggiori e da alcune migliorie in termini di stabilità e capacità.

Lo sviluppo di queste imbarcazioni si inserisce nel contesto della forte crescita del mercato dei traghetti veloci in Europa negli anni Novanta. In quel periodo l'aumento della domanda di collegamenti marittimi rapidi su tratte brevi, unito alla liberalizzazione del trasporto passeggeri e alla competizione con infrastrutture terrestri come il Tunnel della Manica, spinse gli operatori a investire in unità capaci di raggiungere velocità superiori ai 35 nodi. Le navi della classe MDV 1200 furono quindi progettate per offrire tempi di attraversamento ridotti mantenendo al contempo una significativa capacità di trasporto di veicoli e passeggeri.

Dal punto di vista progettuale, le unità della classe presentano uno scafo monocarena con geometria deep-V, configurazione scelta per garantire buone prestazioni idrodinamiche alle alte velocità e una sufficiente tenuta al mare nelle condizioni operative tipiche delle rotte costiere. Le dimensioni principali variano leggermente tra le due varianti: la lunghezza fuori tutto è compresa tra circa 80 m e 100 m, la larghezza tra 14 m e 17,1 m, mentre il pescaggio operativo è dell'ordine di 2,7–2,9 m.

Dal punto di vista della capacità di trasporto, queste navi possono imbarcare fino a 600–780 passeggeri e circa 150–175 autovetture, distribuite su ponti veicoli accessibili tramite rampe di poppa. Gli spazi passeggeri sono organizzati su più ponti con configurazione di sedute tipo aeronautico e servizi dedicati alle traversate brevi.

Le unità della classe MDV 1200 furono inizialmente impiegate su rotte ad alta velocità, in particolare attraverso il Canale della Manica e nel Mare d'Irlanda, ma nel corso degli anni sono state utilizzate anche su numerosi collegamenti nel Mediterraneo e nel Mar Baltico. La combinazione di elevata velocità, buona capacità di carico e configurazione Ro-Ro le ha rese particolarmente adatte a servizi stagionali o a collegamenti caratterizzati da elevata domanda di trasporto rapido.

Nel contesto del presente studio, le analisi sperimentali condotte sul modello della classe MDV 1200 rappresentano il riferimento per la validazione dei risultati numerici e per la valutazione delle prestazioni idrodinamiche delle configurazioni analizzate, in particolare in termini di resistenza al moto e comportamento alle alte velocità.

Nel presente lavoro, la carena di riferimento ispirata alla classe MDV 1200 è stata utilizzata come base per lo sviluppo dei modelli numerici e per l'analisi delle prestazioni idrodinamiche in regime semiplanante.

A partire da tale geometria di riferimento, sono state introdotte alcune modifiche progettuali, in particolare nella zona prodiera e poppiera, al fine di valutare l'influenza di specifici elementi geometrici – quali il bulbo e il wedge – sulla resistenza al moto e sul comportamento della carena alle diverse velocità.

La scelta di questa tipologia di carena risulta particolarmente significativa, in quanto rappresentativa di unità ad alta velocità realmente operative, consentendo quindi di mantenere un collegamento diretto tra l'analisi numerica svolta e applicazioni ingegneristiche reali.



Figura 2: Classe MDV 1200 Ferry

5. Casistiche di riferimento

Sono state analizzate diverse configurazioni di carena al fine di valutare l'influenza di specifiche appendici sulla resistenza al moto dell'imbarcazione.

In una prima fase, è stata considerata una configurazione di riferimento caratterizzata dalla sola presenza del bulbo prodiero. Per tale configurazione, sono state eseguite simulazioni CFD a diverse velocità, con l'obiettivo di ottenere la curva di resistenza e confrontarla con i dati sperimentali derivanti da prove in vasca navale condotte presso il Danish Maritime Institute.

Il confronto tra risultati numerici e sperimentali ha permesso di valutare la capacità del modello CFD di riprodurre correttamente l'andamento della resistenza al variare della velocità, costituendo un primo passo per la validazione del modello.

Successivamente, sono state analizzate ulteriori configurazioni geometriche al fine di isolare l'effetto delle modifiche introdotte nella zona poppiera.

Nel secondo caso, la geometria della carena è stata modificata mediante l'introduzione di un wedge (cuneo) nella zona poppiera e una variazione dello specchio di poppa. Le simulazioni sono state condotte a due velocità rappresentative, al fine di verificare la coerenza del comportamento rispetto a quanto osservato nella configurazione di riferimento.

Nel terzo caso, è stato rimosso il bulbo prodiero mantenendo il wedge poppiero, con l'obiettivo di valutare separatamente l'influenza di tale elemento sulla resistenza e sull'assetto della carena.

Le geometrie analizzate sono state generate mediante il software Delftship, a partire da piani di costruzione (PDC) opportunamente modificati per ciascuna configurazione.

Infine, vengono riportati i dati sperimentali disponibili, relativi alle prove in vasca, utilizzati come riferimento per il confronto con i risultati numerici.

Caso 1

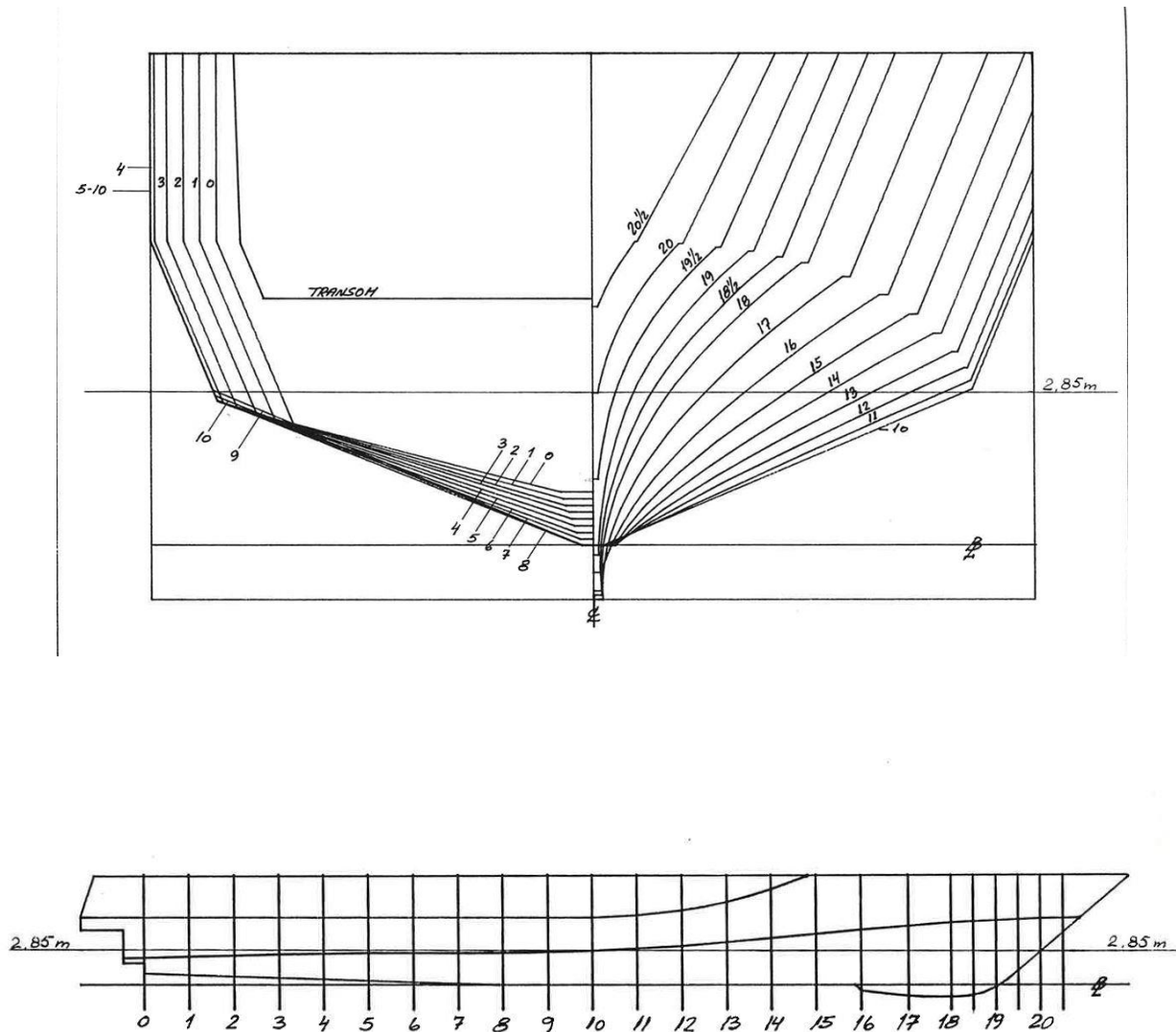


Figura 3: PDC Carena Completa

La Figura 3 riporta i piani di costruzione della configurazione di carena di riferimento, caratterizzata dalla presenza del solo bulbo prodiero e dall'assenza di modifiche nella zona poppiera.

La geometria rappresentata costituisce il caso base per l'analisi numerica, in quanto mantiene le caratteristiche principali della carena originaria, consentendo di valutare il comportamento idrodinamico senza l'influenza di ulteriori appendici.

In particolare, si osserva come la forma dello scafo presenti una geometria di tipo deep-V, tipica delle carene semiplananti, progettata per garantire buone prestazioni alle alte velocità. La presenza del bulbo prodiero è finalizzata a influenzare il campo di pressione nella zona di prua e a contribuire alla riduzione della resistenza ondosa.

Tale configurazione è stata utilizzata come riferimento per il confronto con i dati sperimentali e come base per l'analisi delle configurazioni successive.

Caso 2

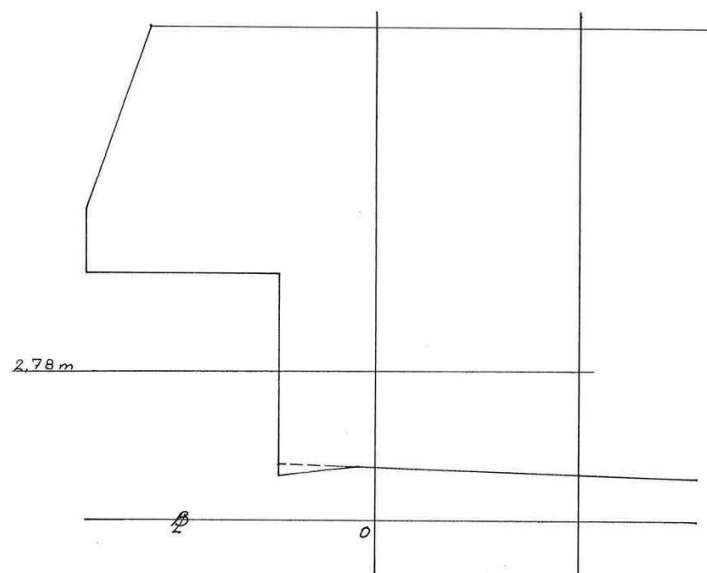
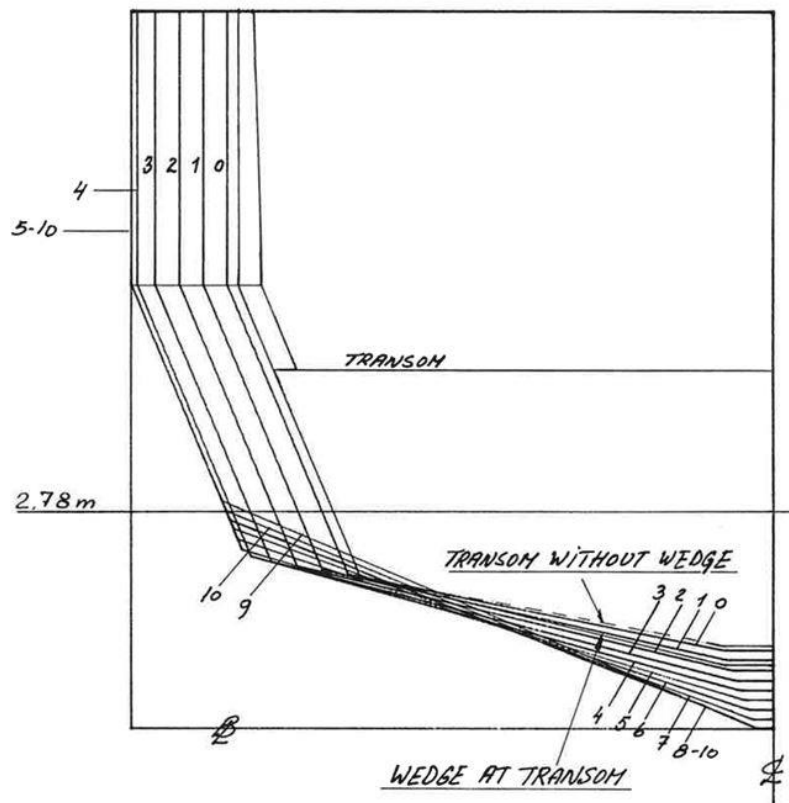


Figura 4: PDC Carena con wedge

La Figura 4 riporta i piani di costruzione della configurazione di carena modificata, nella quale sono state introdotte variazioni nella zona poppiera rispetto al caso di riferimento. In particolare, è

stato inserito un wedge (cuneo) a poppa ed è stata modificata la geometria dello specchio di poppa.

L'introduzione del wedge ha lo scopo di influenzare il comportamento della carena alle alte velocità, agendo sull'assetto longitudinale e contribuendo alla riduzione dell'angolo di trim. Tali modifiche possono avere un impatto significativo sulla distribuzione delle pressioni nella zona poppiera e, di conseguenza, sulla resistenza al moto complessiva.

Questa configurazione è stata analizzata al fine di valutare l'effetto combinato delle modifiche introdotte rispetto al caso base, consentendo un confronto diretto con la carena dotata del solo bulbo prodiero.

Caso 3

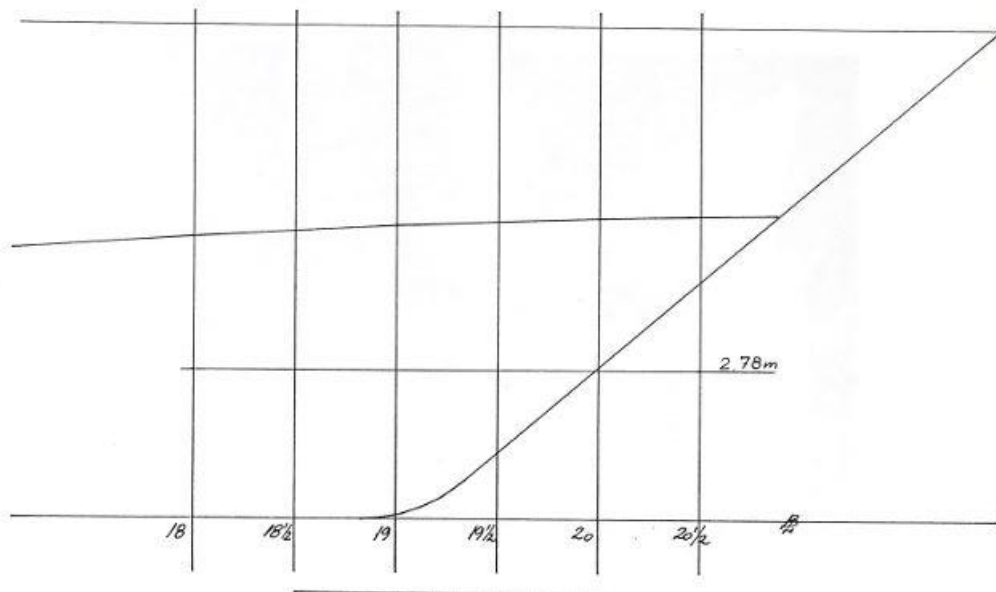


Figura 5: PDC carena senza bulbo

La Figura 5 riporta i piani di costruzione della configurazione di carena modificata, nella quale è stato rimosso il bulbo prodiero rispetto alle configurazioni precedenti. Questa configurazione consente di valutare il comportamento della carena in presenza del wedge e in assenza del bulbo, mettendo in evidenza il contributo della modifica prodiera rispetto alle altre configurazioni.

Per ogni configurazione analizzata, i dati disponibili derivanti delle prove in vasca svolte per le diverse configurazioni vengono riportati in maniera tabulare:

Enclosure 7
PAGE 1
DATE: 2 10 92

DANISH MARITIME INSTITUTE
SKIBSTEKNISK LABORATORIUM
HJORTEKAERSVEJ 99
DK-2800 LYNGBY DENMARK

TEST CARRIED OUT FOR : FINCANTIERI
TYPE OF SHIP : MDV 1200 FERRY
HULL NO: 92129-10 CONDITION NO: 01
NAME OF CONDITION :
APPENDAGES : NAKED HULL

LENGTH BETW. PERP.	LPP	M	76.000
LENGTH ON WATERLINE	LWL	M	77.800
DRAFT FORE	TF	M	2.850
DRAFT AFT	TA	M	2.850
WETTED SURFACE	S	M2	964
DISPLACEMENT VOLUME	D	M3	1127
WATER TEMPERATURE	TEMP	DEG.C	15.0
WATER DENSITY	RHO	KG/M3	1025.88

RESISTANCE TEST: CALCULATED SHIP RESULTS

VS M/S	FN	RN E+8	CR E-3	CF E-3	CT E-3	RT KN	PE KW
12.50	0.453	8.18	5.166	1.569	7.086	547.4	6841.9
13.00	0.471	8.51	5.061	1.562	6.972	582.5	7573.0
13.50	0.489	8.84	4.930	1.554	6.834	615.8	8312.7
14.00	0.507	9.17	4.784	1.547	6.681	647.4	9063.4
14.50	0.525	9.49	4.630	1.541	6.521	677.8	9828.3
15.00	0.543	9.82	4.475	1.534	6.359	707.4	10610.4
15.50	0.561	10.15	4.321	1.528	6.199	736.3	11412.8
16.00	0.579	10.48	4.172	1.522	6.044	764.9	12238.4
16.50	0.597	10.80	4.028	1.516	5.894	793.3	13089.9
17.00	0.615	11.13	3.891	1.510	5.752	821.8	13970.0
17.50	0.634	11.46	3.761	1.505	5.616	850.3	14881.1
18.00	0.652	11.78	3.639	1.500	5.489	879.2	15825.3
18.50	0.670	12.11	3.524	1.495	5.369	908.4	16805.1
19.00	0.688	12.44	3.416	1.490	5.256	938.0	17822.3
19.50	0.706	12.77	3.315	1.485	5.150	968.2	18879.2
20.00	0.724	13.09	3.221	1.481	5.051	998.9	19977.9

ALLOWANCE COEFFICIENT CA (*1000) = 0.350

ANALYSIS BY USE OF THE ITTC FRICTION LINE WITH FORM FACTOR 1+K = 1.000

VS = SPEED OF SHIP	CT = SPECIFIC TOTAL RESISTANCE
FN = FROUDE NO	CF = SPECIFIC FRITIONAL RESISTANCE
RN = REYNOLDS NO	CR = SPECIFIC RESIDUARY RESISTANCE
RT = TOTAL RESISTANCE	PE = EFFECTIVE POWER

Tabella 1: Dati vasca caso 1

DANISH MARITIME INSTITUTE
SKIBSTEKNISK LABORATORIUM
HJORTEKAERSVEJ 99
DK-2800 LYNGBY DENMARK

Enclosure 22
PAGE 1
DATE: 22 10 92

TEST CARRIED OUT FOR : FINCANTIERI
TYPE OF SHIP : MDV 1200 FERRY
HULL NO: 92129-21 CONDITION NO: 01
NAME OF CONDITION :
APPENDAGES : 9 DEG WEDGE

LENGTH BETW. PERP.	LPP	M	76.000
LENGTH ON WATERLINE	LWL	M	77.719
DRAFT FORE	TF	M	2.781
DRAFT AFT	TA	M	2.781
WETTED SURFACE	S	M2	956
DISPLACEMENT VOLUME	D	M3	1127
WATER TEMPERATURE	TEMP	DEG.C	15.0
WATER DENSITY	RHO	KG/M3	1025.88

RESISTANCE TEST: CALCULATED SHIP RESULTS

VS M/S	FN	RN E+8	CR E-3	CF E-3	CT E-3	RT KN	PE KW
12.50	0.453	8.18	4.210	1.570	6.130	469.6	5869.4
13.00	0.471	8.50	4.278	1.562	6.190	512.8	6667.0
13.50	0.489	8.83	4.274	1.555	6.178	552.0	7452.4
14.00	0.507	9.16	4.218	1.547	6.116	587.7	8227.4
14.50	0.525	9.48	4.128	1.541	6.018	620.3	8994.9
15.00	0.543	9.81	4.014	1.534	5.898	650.6	9758.6
15.50	0.561	10.14	3.886	1.528	5.764	678.9	10522.3
16.00	0.580	10.46	3.751	1.522	5.623	705.7	11290.6
16.50	0.598	10.79	3.614	1.516	5.480	731.4	12068.1
17.00	0.616	11.12	3.478	1.511	5.339	756.5	12859.8
17.50	0.634	11.45	3.348	1.505	5.203	781.2	13670.8
18.00	0.652	11.77	3.224	1.500	5.074	805.9	14506.5
18.50	0.670	12.10	3.107	1.495	4.952	831.0	15372.8
19.00	0.688	12.43	3.000	1.490	4.840	856.6	16275.5
19.50	0.706	12.75	2.902	1.485	4.737	883.1	17220.9
20.00	0.724	13.08	2.814	1.481	4.644	910.8	18215.6

ALLOWANCE COEFFICIENT CA (*1000) = 0.350

ANALYSIS BY USE OF THE ITTC FRICTION LINE WITH FORM FACTOR 1+K = 1.000

VS = SPEED OF SHIP	CT = SPECIFIC TOTAL RESISTANCE
FN = FROUDE NO	CF = SPECIFIC FRITIONAL RESISTANCE
RN = REYNOLDS NO	CR = SPECIFIC RESIDUARY RESISTANCE
RT = TOTAL RESISTANCE	PE = EFFECTIVE POWER

Tabella 2: Dati vasca caso 2

DANISH MARITIME INSTITUTE
SKIBSTEKNISK LABORATORIUM
HJORTEKAERSVEJ 99
DK-2800 LYNGBY DENMARK

Enclosure 24
PAGE 1
DATE: 3 11 92

TEST CARRIED OUT FOR : FINCANTIERI
TYPE OF SHIP : MDV 1200 FERRY
HULL NO: 92129-22
NAME OF CONDITION :
APPENDAGES : 9 DEG WEDGE - NO FORE SKEG

LENGTH BETW. PERP.	LPP	M	76.000
LENGTH ON WATERLINE	LWL	M	77.733
DRAFT FORE	TF	M	2.792
DRAFT AFT	TA	M	2.792
WETTED SURFACE	S	M2	935
DISPLACEMENT VOLUME	D	M3	1127
WATER TEMPERATURE	TEMP	DEG.C	15.0
WATER DENSITY	RHO	KG/M3	1025.88

RESISTANCE TEST: CALCULATED SHIP RESULTS

VS M/S	FN	RN E+8	CR E-3	CF E-3	CT E-3	RT KN	PE KW
12.50	0.453	8.18	4.344	1.570	6.264	469.6	5870.0
13.00	0.471	8.50	4.380	1.562	6.292	510.2	6632.1
13.50	0.489	8.83	4.357	1.555	6.261	547.5	7391.7
14.00	0.507	9.16	4.293	1.547	6.190	582.2	8150.2
14.50	0.525	9.49	4.200	1.541	6.091	614.5	8909.7
15.00	0.543	9.81	4.089	1.534	5.973	644.9	9672.8
15.50	0.561	10.14	3.966	1.528	5.844	673.7	10442.3
16.00	0.580	10.47	3.838	1.522	5.710	701.3	11221.5
16.50	0.598	10.79	3.708	1.516	5.574	728.1	12013.5
17.00	0.616	11.12	3.579	1.511	5.439	754.2	12822.1
17.50	0.634	11.45	3.453	1.505	5.309	780.1	13650.9
18.00	0.652	11.77	3.333	1.500	5.183	805.8	14503.8
18.50	0.670	12.10	3.219	1.495	5.064	831.6	15385.0
19.00	0.688	12.43	3.112	1.490	4.953	857.8	16298.8
19.50	0.706	12.76	3.013	1.485	4.849	884.6	17249.8
20.00	0.724	13.08	2.922	1.481	4.753	912.1	18242.8

ALLOWANCE COEFFICIENT CA (*1000) = 0.350

ANALYSIS BY USE OF THE ITTC FRICTION LINE WITH FORM FACTOR 1+K = 1.000

VS = SPEED OF SHIP	CT = SPECIFIC TOTAL RESISTANCE
FN = FROUDE NO	CF = SPECIFIC FRITIONAL RESISTANCE
RN = REYNOLDS NO	CR = SPECIFIC RESIDUARY RESISTANCE
RT = TOTAL RESISTANCE	PE = EFFECTIVE POWER

Tabella 3: Dati vasca caso 3

Dai dati riportati si evidenziano le principali grandezze considerate durante le prove in vasca. Il parametro fondamentale è la velocità, a cui è associato il numero di Froude, utile per identificare il regime di moto della carena (dislocante o planante).

Sono inoltre riportati i coefficienti di attrito adimensionali, calcolati secondo la normativa ITTC 1957, utilizzati per la determinazione della resistenza totale R_T e della potenza effettiva P_E , grandezza fondamentale per il dimensionamento del sistema propulsivo.

Si osserva che il valore del dislocamento rimane costante nelle diverse prove, indicando una condizione di isocarenicità. Tale scelta influisce sulle immersioni e sulla forma della superficie al galleggiamento, come evidenziato dalle variazioni della superficie bagnata e del pescaggio.

6. Modellazione delle superfici di carena

La modellazione geometrica delle carene di riferimento è stata effettuata mediante il software Delftship, un ambiente di progettazione navale basato su superfici di suddivisione, largamente utilizzato per la definizione preliminare di scafi e per l'analisi idrostatica.

Il software consente di controllare la forma dello scafo attraverso una rete di punti di controllo, la cui modifica determina l'evoluzione della superficie di suddivisione. Questa struttura permette di definire la forma dello scafo intervenendo sui vertici della mesh, garantendo al contempo continuità geometrica e superfici sufficientemente regolari per le successive analisi.

Nel presente lavoro, la modellazione delle carene è stata eseguita a partire dai piani di costruzione delle imbarcazioni in oggetto; le geometrie sono state poi raffinate in alcuni punti di interesse per consentire la corretta implementazione nel programma di fluidodinamica utilizzato per le analisi idrodinamiche. In particolare, sono stati definiti i principali parametri dimensionali dello scafo, quali lunghezza al galleggiamento, baglio massimo, pescaggio e volume di dislocamento. Tali parametri sono stati utilizzati come vincoli di riferimento durante le fasi di modifica della superficie.

Il controllo delle linee è un passaggio fondamentale nella modellazione navale, poiché contribuisce a ottenere una distribuzione regolare delle curvature e una geometria adatta alle successive analisi idrodinamiche.

Successivamente, la mesh dello scafo è stata progressivamente raffinata attraverso l'inserimento di nuove linee di controllo e la modifica locale della superficie. Questo processo ha consentito di migliorare la rappresentazione delle zone caratterizzate da maggiore curvatura, come la prua e la poppa, mantenendo al contempo un numero di elementi sufficiente a descrivere accuratamente la geometria senza introdurre complessità computazionale non necessaria.

Particolare attenzione è stata dedicata alla continuità e alla regolarità delle superfici, verificata attraverso gli strumenti di visualizzazione delle curvature e delle linee caratteristiche messi a disposizione dal software. Eventuali irregolarità della mesh sono state corrette mediante operazioni di riposizionamento dei punti di controllo.

Una volta completata la modellazione geometrica, il modello è stato sottoposto alle verifiche idrostatiche preliminari disponibili all'interno del software, al fine di controllare la coerenza tra la geometria generata e i parametri di progetto prefissati. Tra questi rientrano il dislocamento, la

posizione del centro di carena e la distribuzione delle sezioni immerse lungo la lunghezza dello scafo.

Il risultato finale del processo di modellazione è costituito da una serie di modelli tridimensionali delle carene di riferimento, utilizzati nelle successive fasi di analisi del presente lavoro.

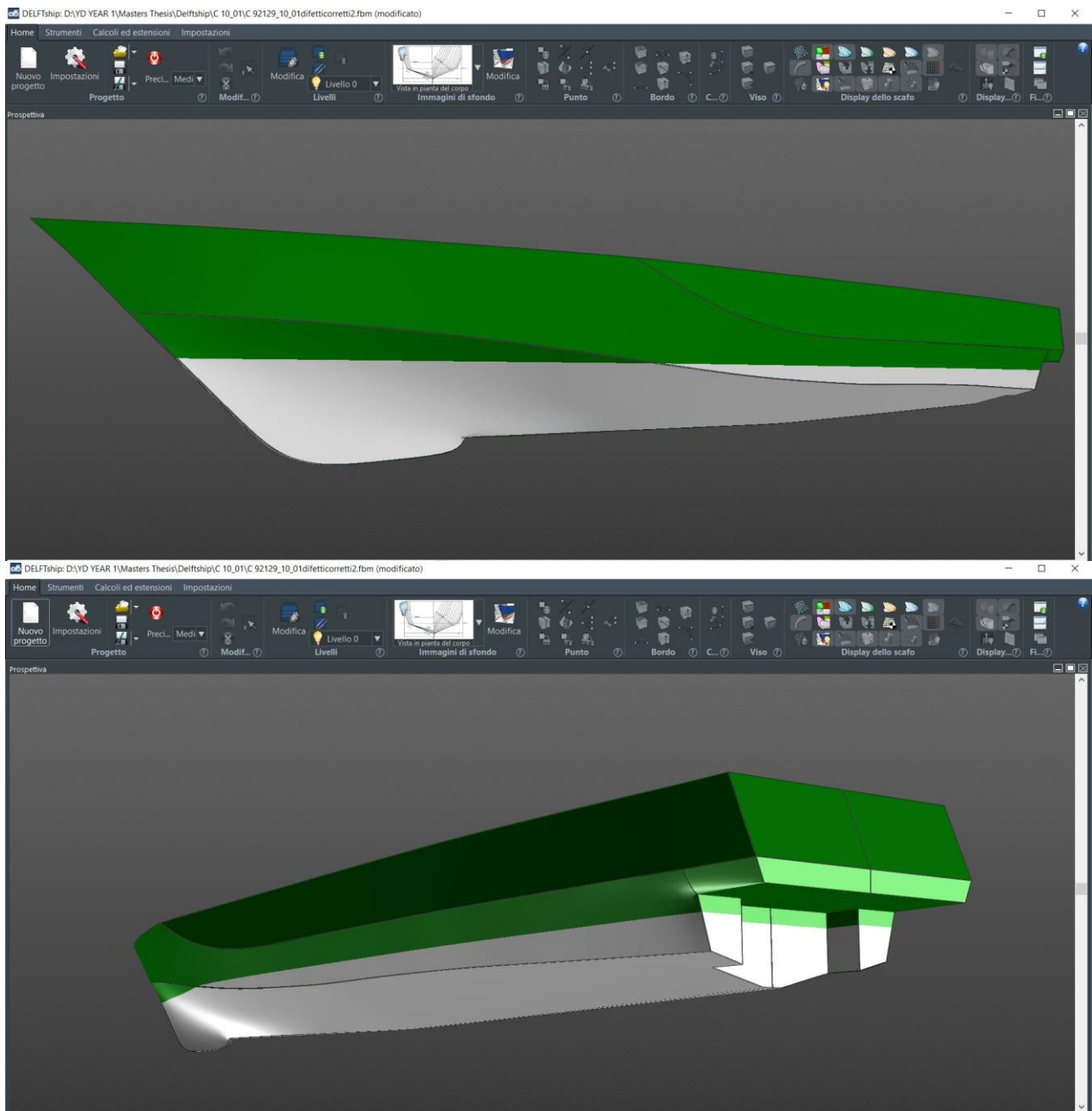


Figura 6: Geometria 1 Delftship

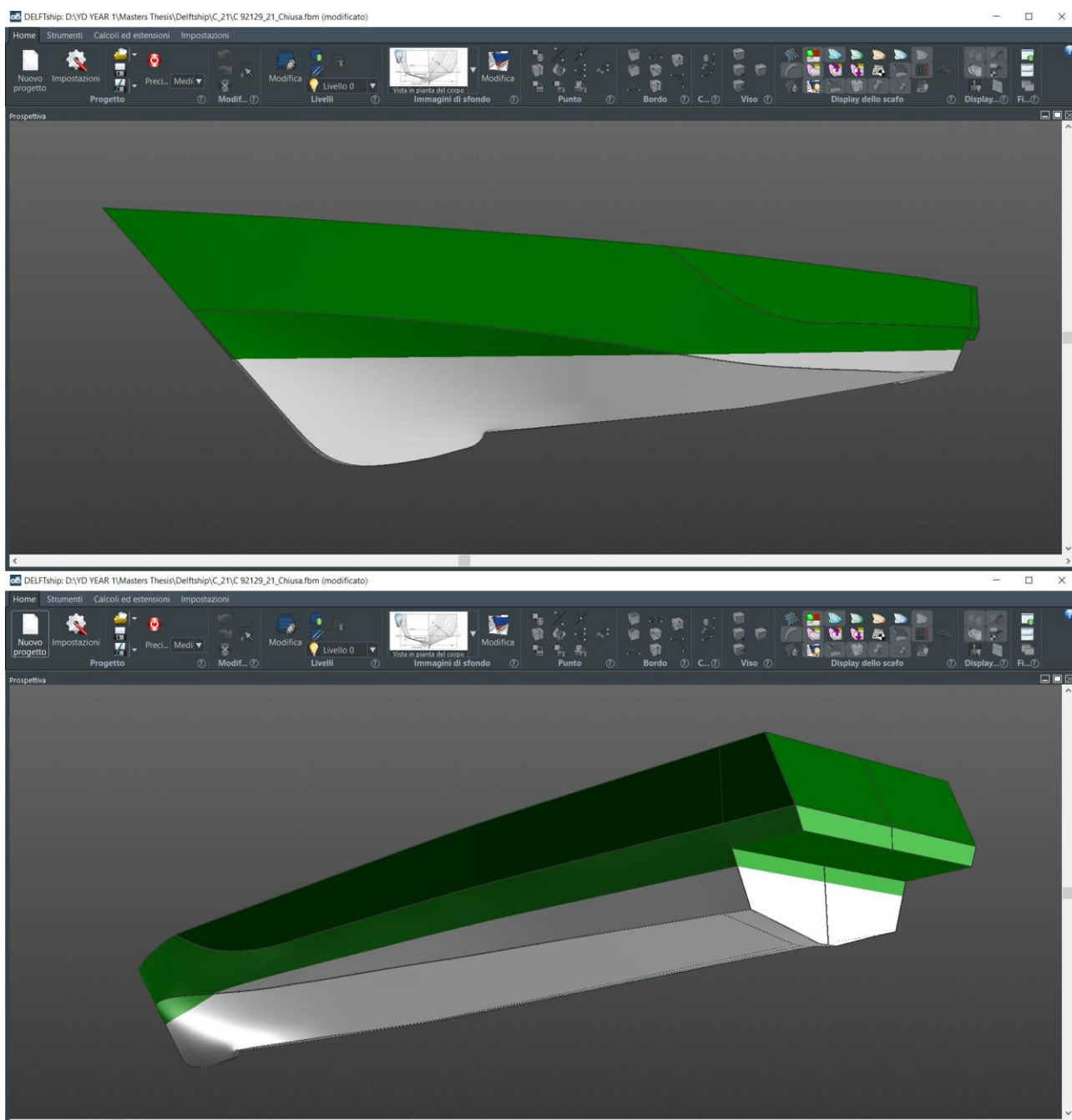


Figura 7: Geometria 2 Delftship

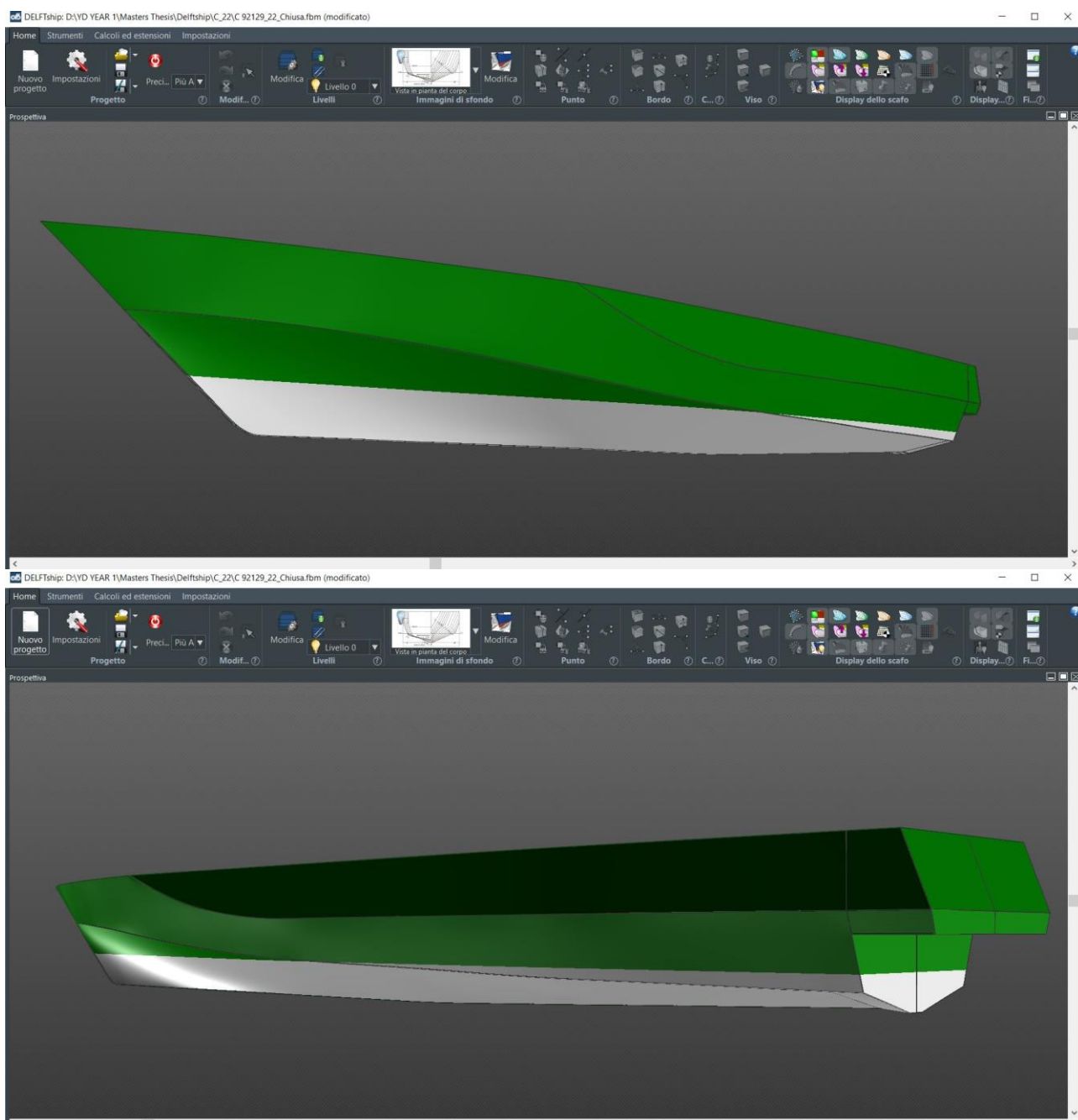


Figura 8: Geometria 3 Delftship

7. Fluidodinamica computazionale

La fluidodinamica computazionale (Computational Fluid Dynamics, CFD) rappresenta una branca della fluido-meccanica che utilizza metodi numerici per la risoluzione e l'analisi dei problemi relativi al moto dei fluidi. La fluido-meccanica, a sua volta, è una disciplina della fisica che studia il comportamento dei fluidi considerati come mezzi continui, ovvero sistemi nei quali le proprietà fisiche (velocità, pressione, densità) sono descritte come funzioni continue dello spazio e del tempo.

Il moto dei fluidi è descritto, in forma generale, dalle equazioni di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia. In particolare, le equazioni di Navier–Stokes, ottenute a partire dal bilancio della quantità di moto sotto l'ipotesi di fluido continuo e comportamento newtoniano, costituiscono il modello matematico di riferimento per la descrizione del campo di moto.

Tali equazioni, essendo equazioni differenziali alle derivate parziali non lineari, ammettono soluzioni analitiche esclusivamente in casi semplificati. Nei problemi di interesse ingegneristico, come il flusso attorno a carene navali operanti a numeri di Reynolds elevati, la complessità del fenomeno, unita alla presenza di turbolenza e di superficie libera, rende necessario il ricorso a metodi numerici per ottenere una soluzione approssimata del problema.

L'approccio CFD consiste nella discretizzazione del dominio fluido continuo in un numero finito di volumi di controllo, all'interno dei quali le equazioni di governo vengono riscritte in forma algebrica. Successivamente, tali equazioni vengono discretizzate nello spazio e nel tempo e risolte iterativamente mediante algoritmi numerici, fino al raggiungimento della convergenza.

Nel presente lavoro, le simulazioni sono state condotte mediante il software Simcenter STAR-CCM+, che adotta il metodo dei volumi finiti (Finite Volume Method, FVM). Tale metodo si basa sulla forma integrale delle equazioni di conservazione, garantendo la conservazione locale delle grandezze fisiche all'interno di ciascun volume di controllo del dominio discretizzato.

Per la modellazione dei fenomeni turbolenti, che caratterizzano il flusso attorno alle carene analizzate, vengono utilizzate le equazioni di Navier–Stokes mediate nel tempo (RANS), accoppiate a opportuni modelli di turbolenza. Questo approccio consente di rappresentare in maniera efficiente gli effetti medi della turbolenza, mantenendo un costo computazionale compatibile con applicazioni ingegneristiche.

Introduzione al software

Le analisi idrodinamiche delle carene modellate sono state effettuate mediante il software di fluidodinamica computazionale STAR-CCM+, sviluppato da Siemens Digital Industries Software. Il programma consente la simulazione numerica del flusso attorno a corpi immersi attraverso la risoluzione delle equazioni di conservazione della massa e della quantità di moto su un dominio discretizzato.

Le simulazioni sono state condotte con l'obiettivo di analizzare il comportamento idrodinamico delle carene considerate nello studio, valutando in particolare le forze agenti sullo scafo e la distribuzione del campo di flusso nel dominio fluido.

Workflow

Importazione della Geometria

Nelle simulazioni CFD, la qualità della geometria di partenza riveste un ruolo fondamentale ai fini dell'accuratezza dei risultati. In particolare, la rappresentazione geometrica deve essere sufficientemente dettagliata da descrivere correttamente le caratteristiche della carena, evitando al contempo irregolarità che possano compromettere la generazione della mesh.

Nel presente lavoro, le geometrie sono state importate nel software in formato STL, che rappresenta la superficie mediante una discretizzazione triangolare. Al fine di preservare le caratteristiche geometriche dello scafo, l'importazione è stata effettuata utilizzando il massimo livello di precisione disponibile, così da garantire una rappresentazione accurata delle zone a maggiore curvatura, come la prua e la poppa.

Una corretta definizione della geometria costituisce un passaggio preliminare essenziale per le successive fasi di discretizzazione del dominio e influenza direttamente la qualità della mesh e, di conseguenza, l'affidabilità delle simulazioni numeriche.

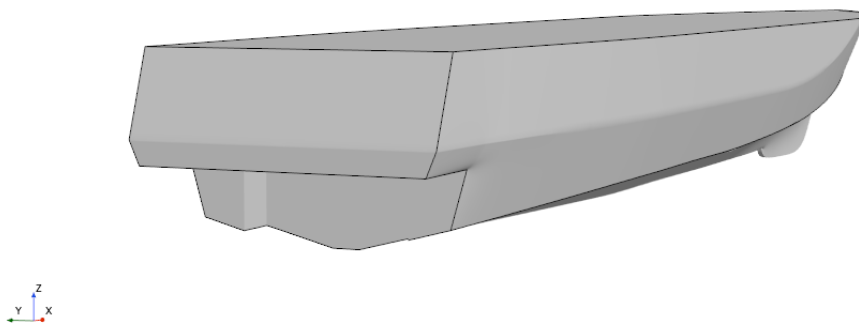


Figura 9: Geometria Carena Caso 1. STL

Riparazione delle superfici tramite il surface repair tool

L'importazione della geometria tra diversi software può fare sorgere delle incongruenze per quanto riguarda la qualità della superficie. È quindi necessario adattare la geometria importata alle richieste del programma STAR-CCM+.

Il programma consente di analizzare le superfici importate tramite il comando "Repair surface" che consente la visualizzazione e la correzione dei difetti della geometria, che se non corretti possono portare l'analisi che seguirà ad avere problemi, fino anche non fare girare i calcoli e non potere quindi ottenere risultati.

Gli errori che vengono analizzati dal software sono i seguenti:

Pierced Faces

Le pierced faces si verificano quando un elemento geometrico, come un bordo o una superficie, attraversa una faccia senza essere correttamente connesso dal punto di vista topologico. In questa situazione una superficie risulta "perforata" da un'altra entità geometrica, generando un'incongruenza nella definizione della geometria. Questo tipo di errore può compromettere la corretta discretizzazione del dominio e causare problemi durante la generazione della mesh.

Face Quality

Il controllo della face quality individua superfici caratterizzate da una qualità geometrica insufficiente. Ciò può includere facce molto distorte, estremamente sottili o con elementi degenerati. Superfici di bassa qualità possono portare alla generazione di celle di mesh fortemente distorte, riducendo la stabilità numerica e l'accuratezza della simulazione.

Face Proximity

Il parametro di face proximity segnala la presenza di superfici estremamente vicine tra loro senza essere effettivamente connesse. Questa condizione si verifica tipicamente quando la distanza tra due superfici è inferiore alla tolleranza geometrica del modello. La presenza di superfici molto ravvicinate può generare celle di mesh molto sottili o instabilità nel processo di discretizzazione.

Free Edges

I free edges sono bordi appartenenti a una superficie che non risultano condivisi da un'altra superficie adiacente. La presenza di tali bordi indica generalmente una discontinuità nella geometria, come una superficie mancante o un piccolo spazio (gap) tra superfici che dovrebbero essere connesse. In una simulazione CFD questo tipo di errore è particolarmente critico, poiché impedisce la definizione di un volume completamente chiuso necessario alla generazione del dominio di calcolo.

Non-Manifold Edges

I non-manifold edges si verificano quando più di due superfici condividono lo stesso bordo. Questa configurazione genera una topologia ambigua, poiché il software non è in grado di determinare correttamente la separazione tra interno ed esterno del volume. Di conseguenza, la presenza di tali elementi può impedire o compromettere la generazione della mesh volumetrica.

Non-Manifold Vertices

I non-manifold vertices sono vertici in cui la connessione tra le superfici risulta topologicamente incoerente. In questi punti più superfici o bordi convergono senza definire una struttura geometrica chiara e continua. Anche questo tipo di errore può generare ambiguità nella definizione del dominio e causare problemi nel processo di meshatura.

All'interno del Surface Repair Tool è presente anche la funzionalità di identificazione delle feature edges, ovvero linee geometriche che rappresentano discontinuità significative nella superficie del modello, come spigoli vivi, bordi curvi o raccordi tra superfici adiacenti. L'individuazione di queste linee consente al software di riconoscere le principali caratteristiche geometriche del modello e di preservarle durante le successive operazioni di preparazione della geometria.

Le feature edges possono essere riconosciute automaticamente dal software sulla base di criteri geometrici, come l'angolo tra superfici adiacenti o la variazione di curvatura. Tuttavia, nel caso di geometrie particolarmente complesse o importate da ambienti CAD differenti, è necessario intervenire manualmente per definire o correggere tali elementi, al fine di garantire una rappresentazione geometrica coerente.

L'identificazione corretta delle feature edges risulta inoltre importante per la fase di generazione della mesh, poiché permette di preservare le discontinuità geometriche rilevanti e di controllare la discretizzazione nelle zone critiche del modello.

L'utilizzo del Surface Repair Tool consente di uniformare la topologia della geometria e di creare un modello coerente pronto per la simulazione. Questo riduce notevolmente i tempi di preprocessing e aumenta la qualità della mesh, migliorando così l'affidabilità dei risultati numerici.

In sintesi, il Surface Repair Tool è uno strumento essenziale per la gestione di geometrie complesse importate da altri software, garantendo che il modello finale sia solido, continuo e adatto a simulazioni accurate.

Definizione del dominio fluido

È stato definito il dominio computazionale all'interno del quale è stata collocata la geometria della carena.

È stato creato un blocco geometrico rettangolare avente le seguenti caratteristiche, considerando come lunghezza caratteristica del problema (L) come la lunghezza tra le perpendicolari dell'imbarcazione:

Estensione lungo asse X:

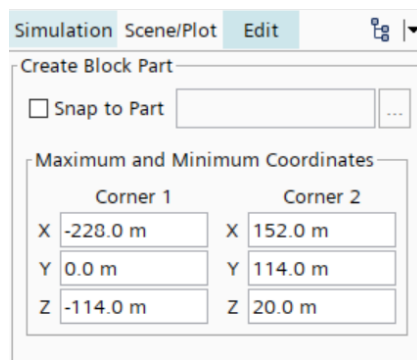
Posizione dell'inlet: 2 L davanti alla carena

Posizione dell'outlet: 3 L dietro alla carena

Estensione lungo asse Y: 1,5 L

Estensione lungo asse Z: 1,5 L

Questo passaggio consente di creare il dominio fluido nel quale andrà a muoversi la nostra carena; verrà successivamente diviso come dominio fluido multifase, così da consentire di catturare sia gli effetti dell'acqua che quelli dell'aria.



Simcenter STAR-CCM+

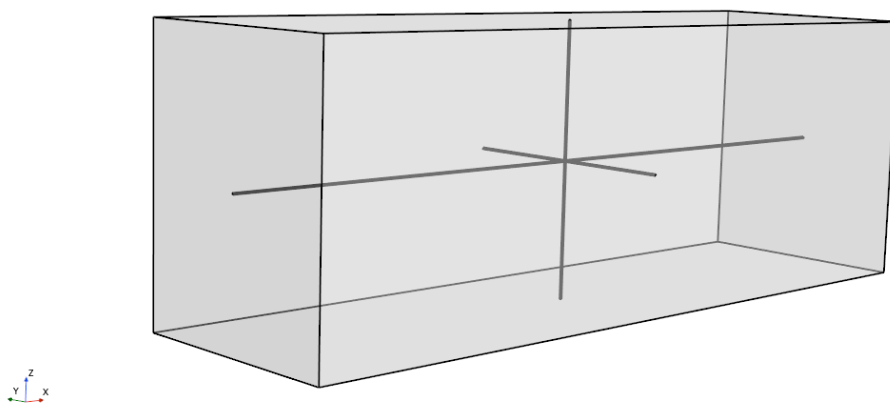


Figura 10: Dominio Fluido in SimStar

È stata inoltre suddivisa la geometria del blocco, per descrivere le diverse parti del dominio, che avranno definizione diversa di condizioni al contorno.

Dopo la definizione del blocco del dominio fluido, è stata implementata la geometria nel dominio stesso tramite un'operazione di sottrazione booleana: la geometria della carena intera è stata sottratta al dominio fluido. Al fine di ridurre il costo computazionale è stata modellata la sola metà del dominio. Le forze longitudinali calcolate sulla semicarena sono state pertanto moltiplicate per due nel confronto con i dati relativi alla carena completa.

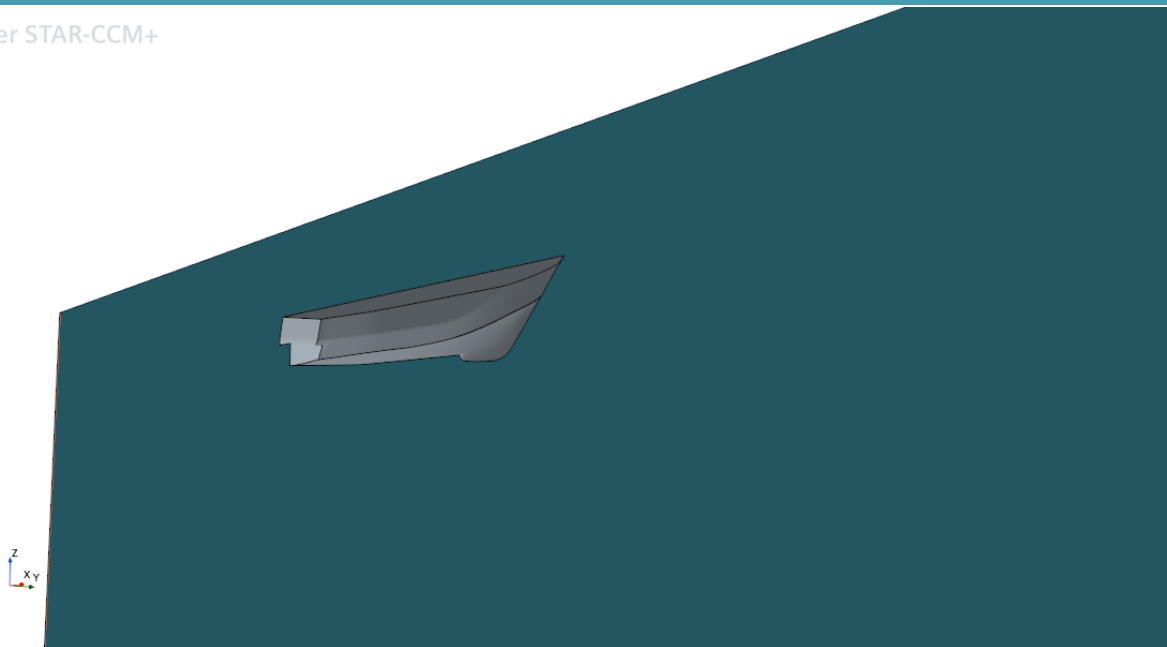
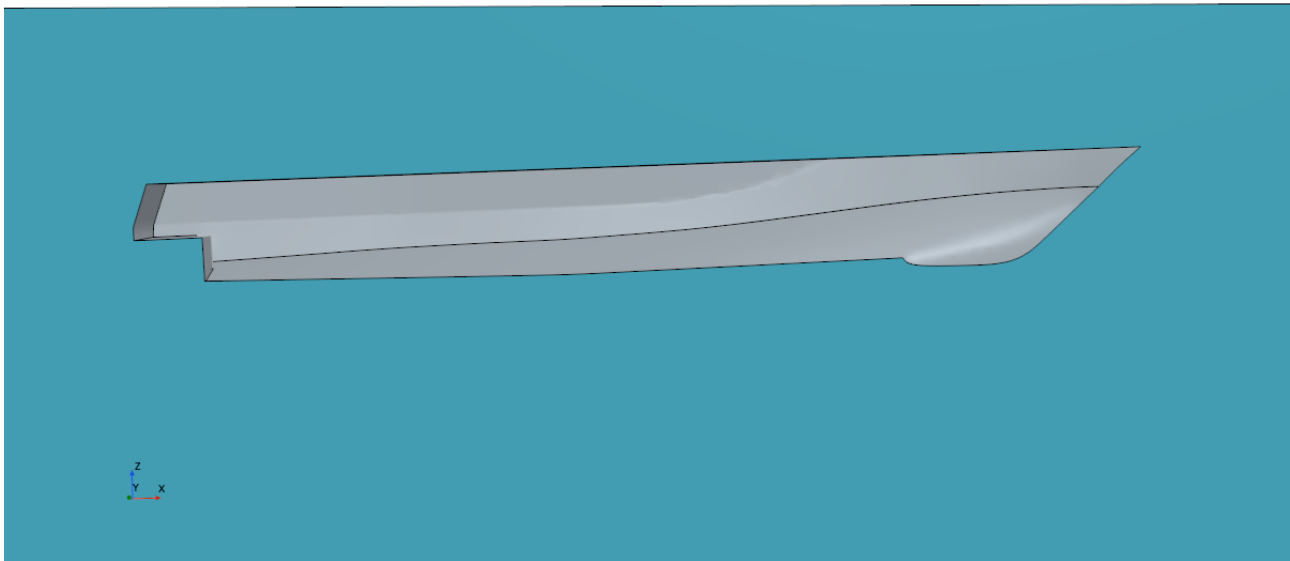


Figura 11: Risultato sottrazione booleana

Definizione delle region boundary

In STAR-CCM+ la region rappresenta il dominio volumetrico all'interno del quale vengono risolte le equazioni di governo, mentre le boundary identificano le superfici che delimitano tale dominio. A ciascuna boundary vengono assegnate le opportune condizioni al contorno, quali inlet, outlet, symmetry e wall. La definizione accurata delle region boundary consente di organizzare il modello in sottodomini coerenti, semplificando la gestione di geometrie complesse e facilitando l'applicazione di condizioni di simulazione differenti a zone diverse.

È stata creata una boundary per ogni elemento del dominio ottenuto tramite sottrazione booleana, questo ha consentito successivamente di impostare le corrette condizioni al contorno, e di andare a variare i parametri per la definizione della mesh in base alla regione interessata.

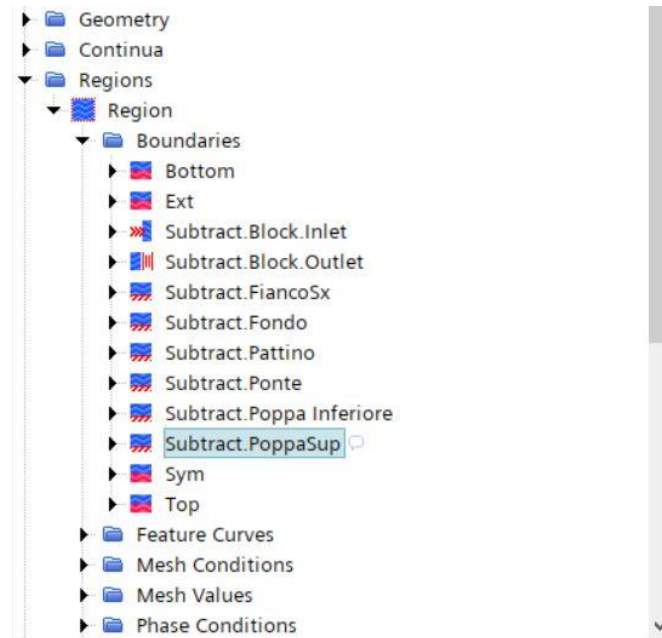


Figura 12: Region boundary in Simstar

Definizione della mesh

Il dominio fluido è stato discretizzato mediante una mesh volumetrica. Si è dovuto quindi impostare, nella sezione “continua” del programma una sezione per la mesh, che ha reso possibile definire i parametri di riferimento come:

grandezza di riferimento (è stata usata la lunghezza caratteristica del problema, ovvero la L_{pp} dell'imbarcazione).

Tipologia di mesh: è stata utilizzata la trimmed

La presenza dei prism layer: è un primo infittimento della mesh attorno alla superficie di carena: questo ha permesso di tenere in considerazione gli effetti che si sviluppano nello strato limite.

L'utilizzo di questi strati prismatici consente una migliore risoluzione dei gradienti di velocità nella direzione normale alla parete, migliorando l'accuratezza nella stima delle forze viscosi agenti sullo scafo.

Sono stati inoltre impostati parametri diversi per la discretizzazione del dominio dello scafo rispetto a quello del dominio fluido: questo è servito a rendere la mesh della geometria complessa dello scafo leggibile dal programma. Impostare parametri troppo vicini alla lunghezza caratteristica del problema, infatti, rende la mesh con celle troppo grandi, non in grado di catturare bene le forme spigolose dello specchio di poppa o del bulbo prodiero quando presente.

La mesh è stata inoltre opportunamente raffinata nelle zone di maggiore interesse, in particolare in prossimità della superficie della carena e della superficie libera. La discretizzazione in prossimità della parete è stata impostata tenendo conto del parametro Y^+ , rilevante per il trattamento numerico dello strato limite.

Per ottenere questa discretizzazione, si sono creati degli ulteriori blocchi geometrici e sono stati assegnati nella sezione della mesh, ai controlli volumetrici:

è stato creato un primo raffinamento intorno alla carena, in tutte le direzioni del dominio è stato poi creato un secondo raffinamento in prossimità della chiglia lungo l'asse Z: questo è servito a rendere ancora più accurato quello che succedeva nella zona del fondo, che è quella maggiormente interessata dalle forze generate in fase di navigazione.

È stato quindi introdotto un raffinamento nella zona della superficie libera che suddividesse la mesh solamente in direzione x e y. Questo raffinamento è stato creato di tipo triangolare, che seguisse l'angolo di kelvin, ovvero l'angolo di uscita del treno d'onde prodotto dalla carena; questo è servito a controllare che le onde prodotte dalla carena in navigazione seguissero un andamento regolare e non andassero a creare problematiche nel dominio fluido, andando ad inficiare i risultati ottenuti.

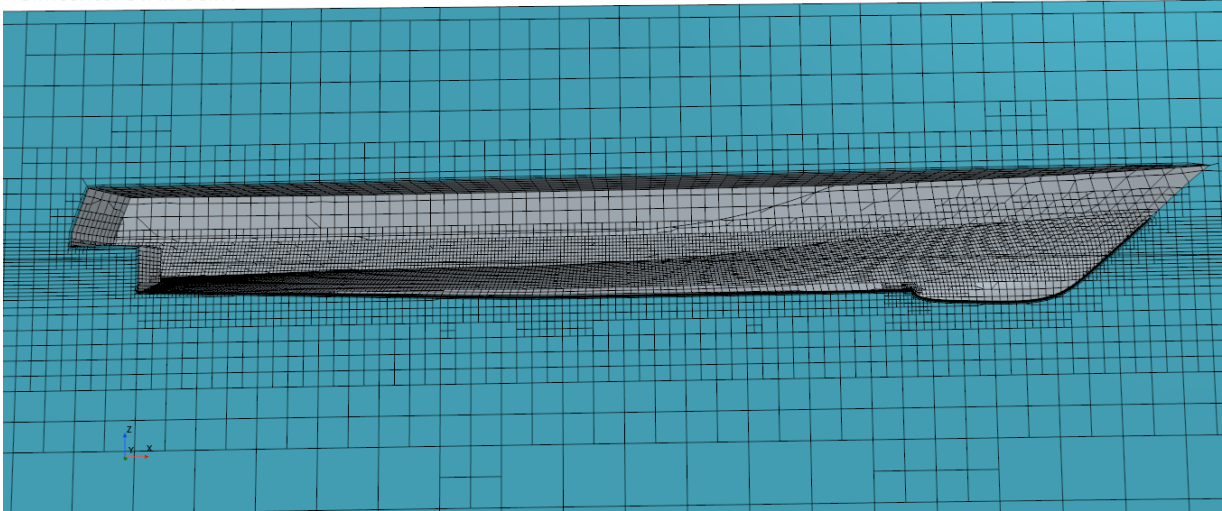


Figura 13: raffinamento mesh longitudinale

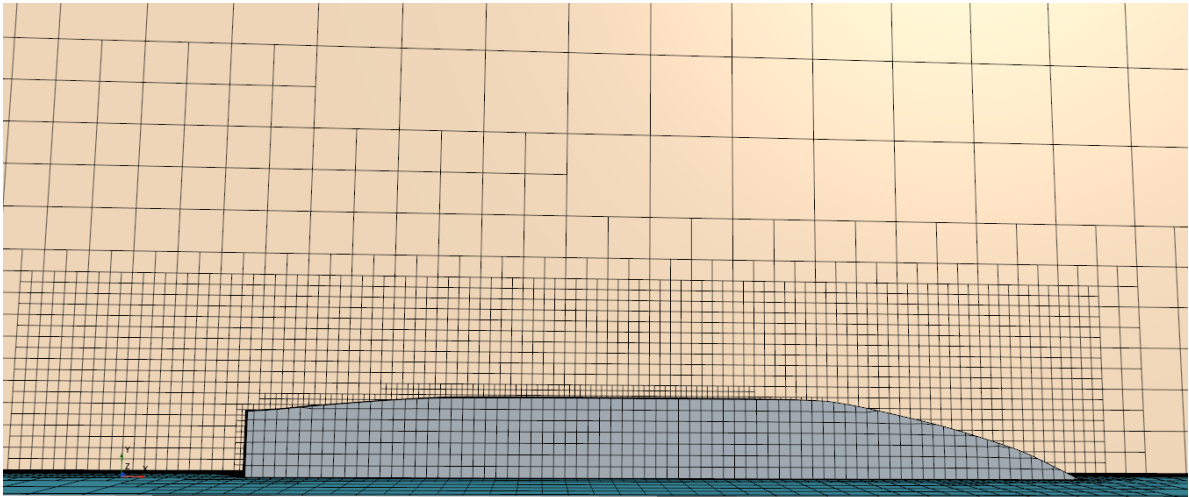


Figura 14: raffinamento mesh trasversale

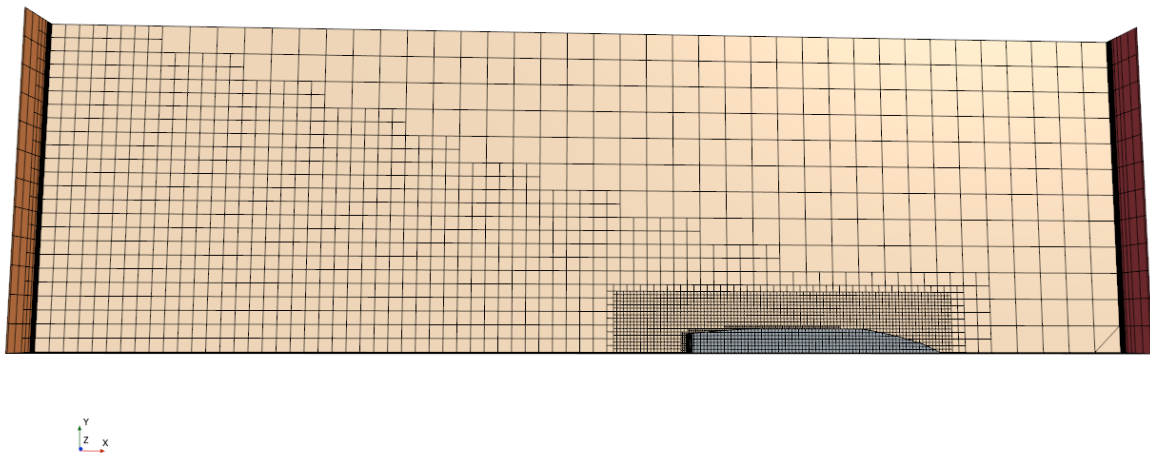


Figura 15: Raffinamento angolo di Kelvin

Definizione della Fisica del problema

Le simulazioni sono state eseguite imponendo una velocità uniforme del flusso in ingresso al dominio, rappresentativa della velocità di avanzamento della carena nell'acqua. Le condizioni al contorno sono state quindi definite in modo da riprodurre un flusso indisturbato a monte dello scafo e consentire il corretto sviluppo della scia a valle.

Per ottenere questo comportamento da parte del programma, sono state impostate le seguenti caratteristiche per la fisica agente nel nostro dominio:

Multifase (aria/acqua)

VOF (Volume of fluid)

Implicit unsteady

Turbolento

K-Epsilon

Gravità

Per simulare la velocità dell'imbarcazione, si è invece andati a modificare la velocità di movimento del flusso d'acqua (corrente) e quello dell'aria (vento), impostandoli entrambi con la velocità voluta per la simulazione.

Per tenere conto dell'interazione tra il corpo e il fluido è stato utilizzato il modello di movimento basato sulla tecnica di Dynamic Fluid Body Interaction (DFBI) Morphing, che consente alla geometria di modificare la propria posizione all'interno del dominio in risposta alle forze idrodinamiche agenti sulla carena. Tale approccio permette di rappresentare in modo più realistico il comportamento dinamico dello scafo durante l'avanzamento, permettendo di catturare fenomeni come la traslazione rispetto all'asse Z e la rotazione intorno all'asse Y.

DFBI morphing

Per rendere la simulazione CFD una replica quanto più fedele possibile delle prove in vasca navale descritte nel Capitolo 3, è stato necessario implementare un modello in grado di riprodurre l'assetto dinamico della carena durante la navigazione. A differenza delle simulazioni a scafo fisso,

lo studio di carene semiplananti richiede infatti la corretta determinazione dei moti di heave (affondamento) e pitch (trim), parametri che influenzano in modo significativo la resistenza totale e la distribuzione delle pressioni, in particolare nella zona poppiera, di interesse per il successivo studio del sistema ad idrogetto.

A tal fine è stato utilizzato il solutore DFBI (Dynamic Fluid-Body Interaction), che consente l'accoppiamento tra le equazioni del moto del corpo rigido e le equazioni di Navier-Stokes (RANS) risolte dal software. Il processo avviene in maniera iterativa ad ogni time-step: inizialmente il solutore fluido calcola le forze di pressione e di attrito agenti sulla superficie della carena; successivamente, il modulo DFBI integra le equazioni del moto considerando la massa e i momenti di inerzia del corpo; infine, vengono aggiornate accelerazioni e posizione del modello, determinando il nuovo assetto della carena.

Per garantire la coerenza con i vincoli meccanici del carro dinamometrico utilizzato nelle prove in vasca, sono stati lasciati liberi due gradi di libertà (2-DOF), corrispondenti alla traslazione verticale (asse Z) e alla rotazione attorno all'asse trasversale (asse Y). Gli altri gradi di libertà sono stati vincolati al fine di evitare instabilità numeriche e riprodurre correttamente le condizioni sperimentali.

Il movimento della carena all'interno del dominio computazionale è stato gestito mediante tecnica di mesh morphing, che consiste nella deformazione della griglia senza rigenerazione della stessa. In tale approccio, i nodi della mesh vengono ridistribuiti come se il dominio fosse un mezzo elastico continuo. Questa scelta comporta diversi vantaggi: in primo luogo, l'integrità dei prism layers viene preservata, mantenendo inalterata la risoluzione dello strato limite; inoltre, la continuità del campo di moto risulta garantita, evitando errori di interpolazione tipici di tecniche basate su mesh sovrapposte; infine, la costanza della topologia della mesh facilita il confronto diretto tra simulazioni a diverse velocità, migliorando la qualità della validazione rispetto ai dati sperimentali.

Per il corretto funzionamento del modello DFBI è stato necessario definire le proprietà inerziali del corpo rigido, in particolare la posizione del centro di gravità e i momenti di inerzia principali. Non essendo nota la reale distribuzione di massa della carena, i momenti di inerzia sono stati stimati a partire dai raggi di girazione, determinati mediante un approccio semplificato basato sulla geometria del modello:

When the distribution of the solid mass of a ship is unknown, the radii of inertia can be approximated by:

$$\text{for ships: } \begin{cases} k_{xx} \approx 0.30 \cdot B \text{ to } 0.40 \cdot B \\ k_{yy} \approx 0.22 \cdot L \text{ to } 0.28 \cdot L \\ k_{zz} \approx 0.22 \cdot L \text{ to } 0.28 \cdot L \end{cases}$$

in which L is the length and B is the breadth of the ship; the (generally small) coupling terms, $I_{xz} = I_{zx}$, are simply neglected.

Bureau Veritas proposes for the gyradius in roll:

$$k_{xx} = 0.289 \cdot B \cdot \left(1.0 + \left(\frac{2 \cdot \overline{KG}}{B} \right)^2 \right) \quad (8.3)$$

Figura 16: Riferimento calcolo raggi di girazione

In particolare, assumendo una distribuzione di massa equivalente, i raggi di girazione sono stati valutati lungo gli assi principali e successivamente utilizzati per il calcolo dei momenti di inerzia tramite la relazione:

$$I = mk^2$$

dove m rappresenta la massa del modello e k il raggio di girazione rispetto all'asse considerato. I valori così ottenuti sono stati quindi implementati nel solutore per consentire la corretta simulazione del comportamento dinamico della carena.

Definizione delle condizioni iniziali

Per quanto riguarda l'impostazione delle condizioni iniziali, sono stati definiti i campi di pressione e velocità in modo coerente con la presenza della superficie libera e con il modello multifase adottato.

In particolare, la pressione è stata inizializzata come pressione idrostatica associata alla cosiddetta flat wave, derivata direttamente dal modello Volume of Fluid (VoF) utilizzato per la simulazione. Tale scelta consente di rappresentare una condizione iniziale di equilibrio idrostatico tra le due fasi, evitando discontinuità numeriche all'interfaccia aria-acqua e migliorando la stabilità della simulazione nelle fasi iniziali.

Analogamente, il campo di velocità è stato impostato utilizzando la velocity of flat wave, anch'essa derivata dal modello VoF. In questo modo si garantisce una coerenza tra campo di moto e distribuzione della superficie libera fin dall'inizio della simulazione, riducendo transitori non fisici e accelerando la convergenza verso una soluzione stabile.

Poiché il dominio fluido è caratterizzato dalla presenza simultanea di due fluidi immiscibili, aria e acqua, è stato necessario adottare un approccio multifase basato sulla definizione della frazione volumetrica (volume fraction) per ciascuna fase. In particolare, è stata implementata una volume fraction composita, in cui il fluido pesante (acqua) e il fluido leggero (aria) sono distinti attraverso una funzione scalare che assume valori compresi tra 0 e 1, permettendo di identificare in ogni punto del dominio la percentuale di ciascuna fase.

Questo approccio consente di tracciare l'evoluzione dell'interfaccia libera nel tempo e di descrivere correttamente fenomeni complessi quali la formazione dell'onda di scia e l'interazione tra carena e superficie libera, aspetti fondamentali nello studio delle carene semiplananti.

Definizione delle condizioni al contorno

Per quanto riguarda la definizione delle condizioni al contorno, queste sono state assegnate all'interno della regione fluida in modo da riprodurre un dominio di calcolo coerente con le condizioni operative delle prove in vasca.

In particolare, sulla superficie verticale a prora della carena è stata imposta una condizione di velocity inlet, attraverso la quale vengono definiti i campi di velocità del flusso incidente, sia per la fase liquida che per quella gassosa. Questa scelta consente di controllare direttamente la velocità di avanzamento della corrente indisturbata e di simulare il moto relativo tra fluido e carena.

Sulla superficie verticale opposta, a poppa del dominio, è stata invece impostata una condizione di pressure outlet, che permette al flusso di uscire liberamente dal dominio mantenendo una pressione di riferimento, riducendo così il rischio di riflessioni non fisiche dell'onda di scia verso la carena.

Le restanti superfici laterali e superiore del dominio fluido sono state trattate come piani di simmetria, assumendo quindi l'assenza di flussi normali e di sforzi tangenziali attraverso tali

superfici. Questa approssimazione consente di ridurre l'influenza dei confini sul campo di moto e di limitare il costo computazionale, mantenendo comunque una rappresentazione adeguata del fenomeno fisico.

Infine, le superfici della carena sono state definite come wall con condizione di non-slip, imponendo quindi velocità nulla del fluido a contatto con la parete solida. Tale impostazione è fondamentale per la corretta risoluzione dello strato limite viscoso e per la determinazione delle forze di attrito agenti sulla carena.

Time step

La scelta del time step rappresenta un aspetto fondamentale nelle simulazioni CFD con superficie libera e corpo in moto, in quanto influisce direttamente sulla stabilità numerica e sull'accuratezza della soluzione.

Nella fase iniziale di validazione del modello è stato adottato un time step pari a 0.01 s, al fine di verificare il corretto funzionamento dell'impostazione numerica e del modello fisico. Tale valore ha consentito di eseguire una prima analisi preliminare, utile per individuare eventuali criticità nella definizione del dominio e delle condizioni al contorno.

Successivamente, al fine di migliorare l'accuratezza dei risultati e garantire la stabilità della simulazione, in particolare durante le fasi di accoppiamento fluido-struttura associate al modello DFBI con morphing, si è reso necessario ridurre il time step fino a 0.002 s. Un passo temporale più ridotto consente infatti una migliore risoluzione dei fenomeni transitori e una più corretta integrazione delle equazioni del moto del corpo rigido, evitando instabilità numeriche che possono manifestarsi durante l'evoluzione dell'assetto della carena.

La scelta finale del time step rappresenta quindi un compromesso tra accuratezza della soluzione e costo computazionale, risultando adeguata alla corretta simulazione del comportamento dinamico della carena nelle condizioni analizzate.

Parametri analizzati

Durante lo svolgimento delle simulazioni sono stati monitorati diversi parametri significativi ai fini dell'analisi delle prestazioni idrodinamiche della carena.

In primo luogo, è stata analizzata la resistenza totale di carena, valutandone l'andamento nel tempo al fine di verificare il raggiungimento di condizioni stazionarie. L'osservazione della stabilizzazione del segnale ha permesso di individuare il tratto temporale da cui estrarre i valori medi rappresentativi della configurazione analizzata.

Parallelamente, è stata considerata la componente di resistenza di attrito, utile per distinguere il contributo viscoso da quello residuo e per una più completa interpretazione dei fenomeni idrodinamici.

Sono stati inoltre monitorati i moti del corpo rigido associati al modello DFBI, in particolare il sinkage (affondamento) e il trim (assetto longitudinale), parametri fondamentali per la caratterizzazione del comportamento dinamico delle carene semiplananti. L'analisi temporale di tali grandezze ha consentito di valutare l'evoluzione dell'assetto della carena e la sua stabilizzazione nel corso della simulazione.

Tutti i parametri sono stati analizzati sia in forma grafica sia numerica, al fine di garantire una valutazione completa e coerente dei risultati ottenuti.

Analisi dei risultati

In questa sezione sono stati inizialmente confrontati i dati relativi alla resistenza della carena ottenuti dalle prove in vasca con quelli derivanti dal modello sviluppato in SimStar per quanto riguarda la resistenza al moto dell'imbarcazione per la prima casistica analizzata. È stata inoltre sviluppata una panoramica sui dati di sinkage e trim; questi parametri non sono stati analizzati durante le prove in vasca, ma sono utili per capire il reale funzionamento fisico del sistema analizzato. Per quanto riguarda il secondo ed il terzo caso, i risultati sono stati comparati con il primo caso di riferimento.

Caso 1

Simcenter STAR-CCM+

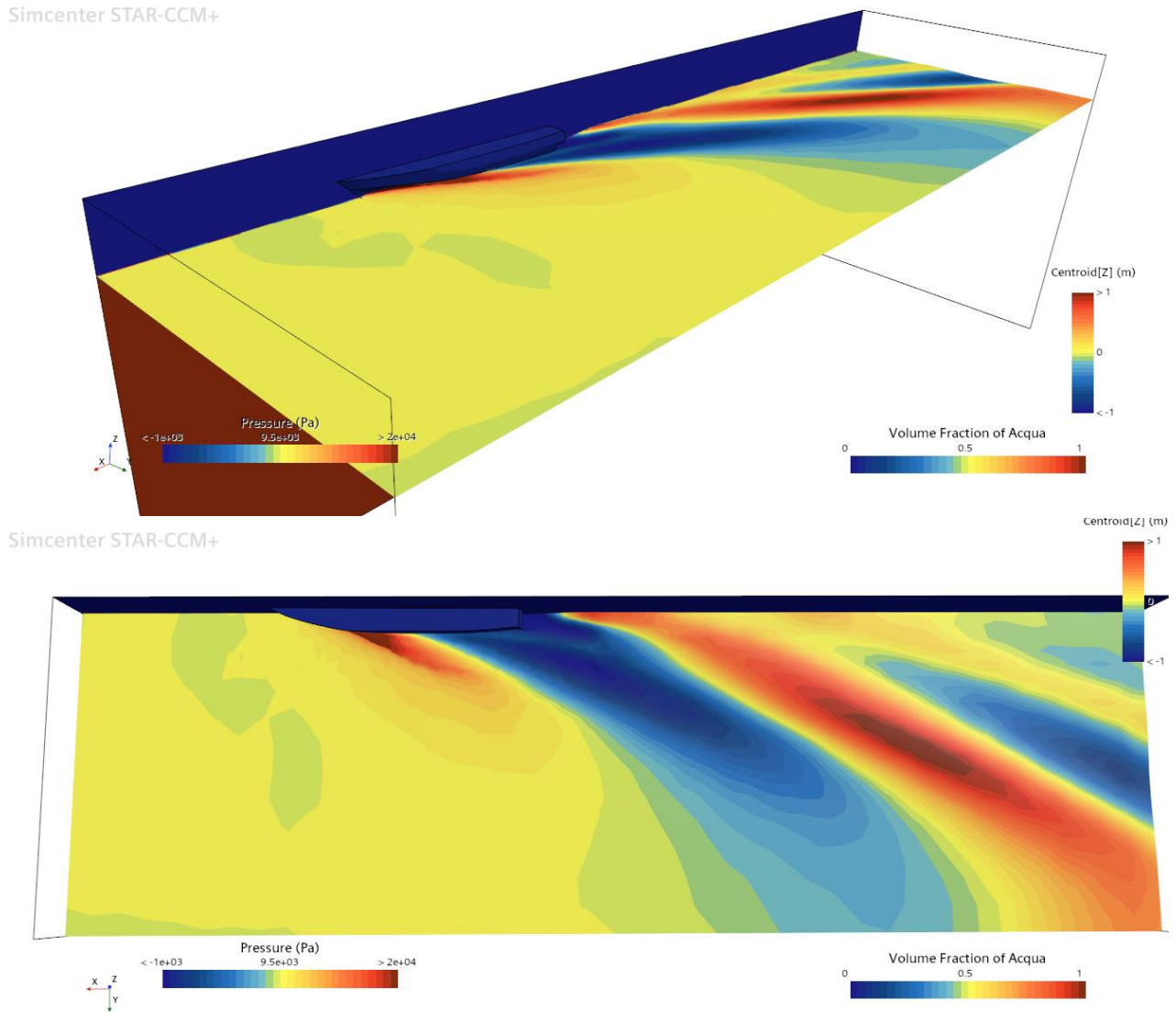


Figura 17: andamento treno d'onde caso 1 V_{max}

La Figura 17 mostra il pattern ondoso sviluppato nella scia della carena alla velocità massima considerata.

L'analisi dei risultati è stata effettuata solamente dopo il raggiungimento della stabilizzazione del treno d'onde e della convergenza dei principali parametri monitorati, al fine di ridurre l'influenza dei transitori iniziali della simulazione.

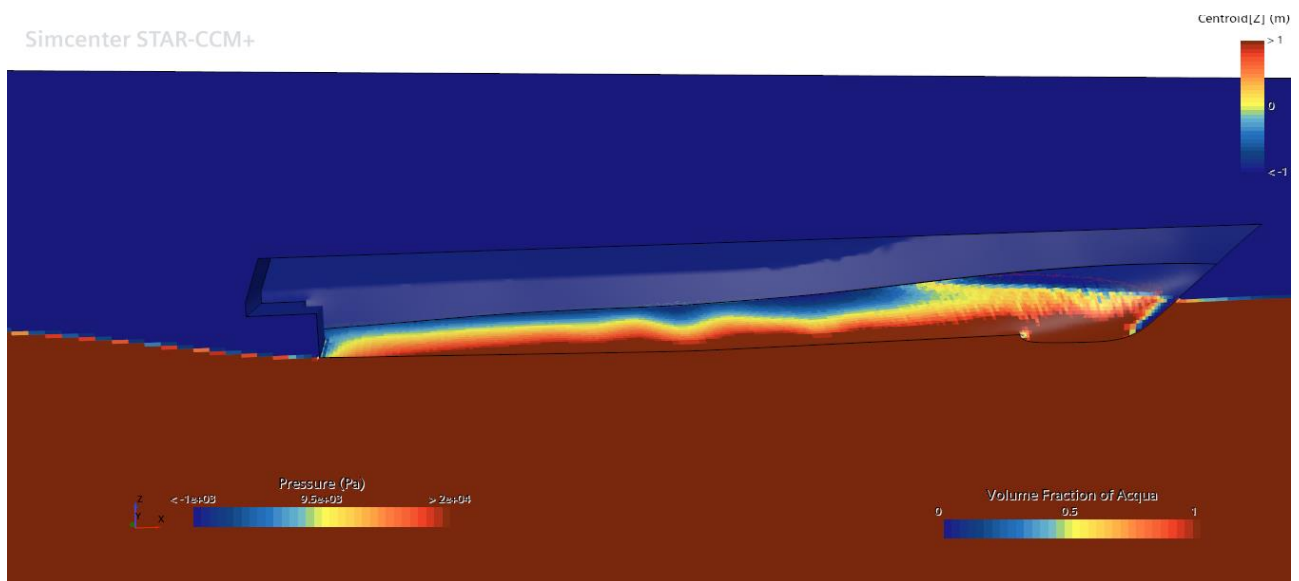


Figura 18: Pressioni scafo caso 1 Vmax

Viene riportata la tabella riassuntiva dei dati delle prove in vasca dell'imbarcazione nella prima configurazione analizzata, per poi procedere con il confronto con i dati ottenuti nella simulazione.

V	Fr	VS	Re	CF	CT	RT	PE
[m/s]	[-]	[kn]	[-]	[-]	[-]	[kN]	[kW]
12.5	0.453	24.30	8.18E+08	1.570E-03	7.086E-03	547.4	6841.9
13	0.471	25.27	8.51E+08	1.562E-03	6.972E-03	582.5	7573.0
13.5	0.489	26.24	8.84E+08	1.554E-03	6.834E-03	615.8	8312.7
14	0.507	27.21	9.16E+08	1.547E-03	6.681E-03	647.4	9063.4
14.5	0.525	28.19	9.49E+08	1.541E-03	6.521E-03	677.8	9828.3
15	0.543	29.16	9.82E+08	1.534E-03	6.359E-03	707.4	10610.4
15.5	0.561	30.13	1.01E+09	1.528E-03	6.199E-03	736.3	11412.8
16	0.579	31.10	1.05E+09	1.522E-03	6.044E-03	764.9	12238.4
16.5	0.597	32.07	1.08E+09	1.516E-03	5.894E-03	793.3	13089.9
17	0.615	33.05	1.11E+09	1.511E-03	5.752E-03	821.8	13970.0
17.5	0.634	34.02	1.15E+09	1.505E-03	5.616E-03	850.3	14881.1
18	0.652	34.99	1.18E+09	1.500E-03	5.489E-03	879.2	15825.3
18.5	0.670	35.96	1.21E+09	1.495E-03	5.369E-03	908.4	16805.1
19	0.688	36.93	1.24E+09	1.49 E-03	5.256E-03	938.0	17828.68
19.5	0.706	37.90	1.28E+09	1.485E-03	5.150E-03	968.2	18879.2
20	0.726	39.00	1.31E+09	1.481E-03	5.051E-03	998.9	19777.9

Tabella 4: Dati vasca navale caso 1

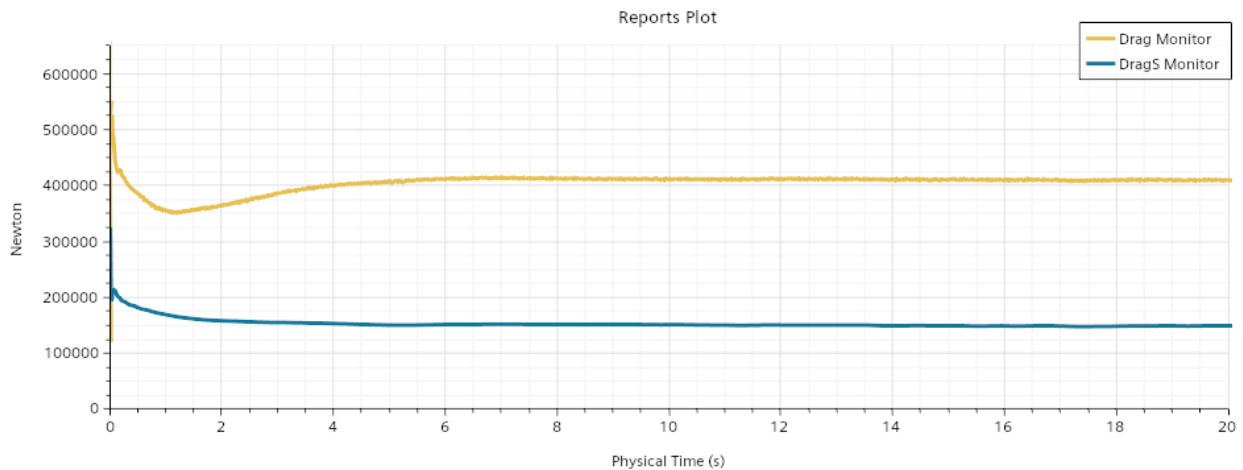


Figura 19: Andamento Resistenza caso 1 Vmax

Viene riportato il grafico di confronto dei dati della resistenza al moto per la prima configurazione analizzata: è stato riportato l'andamento dei dati delle prove in vasca (in blu) ed i risultati ottenuti dalla simulazione per le 5 velocità analizzate

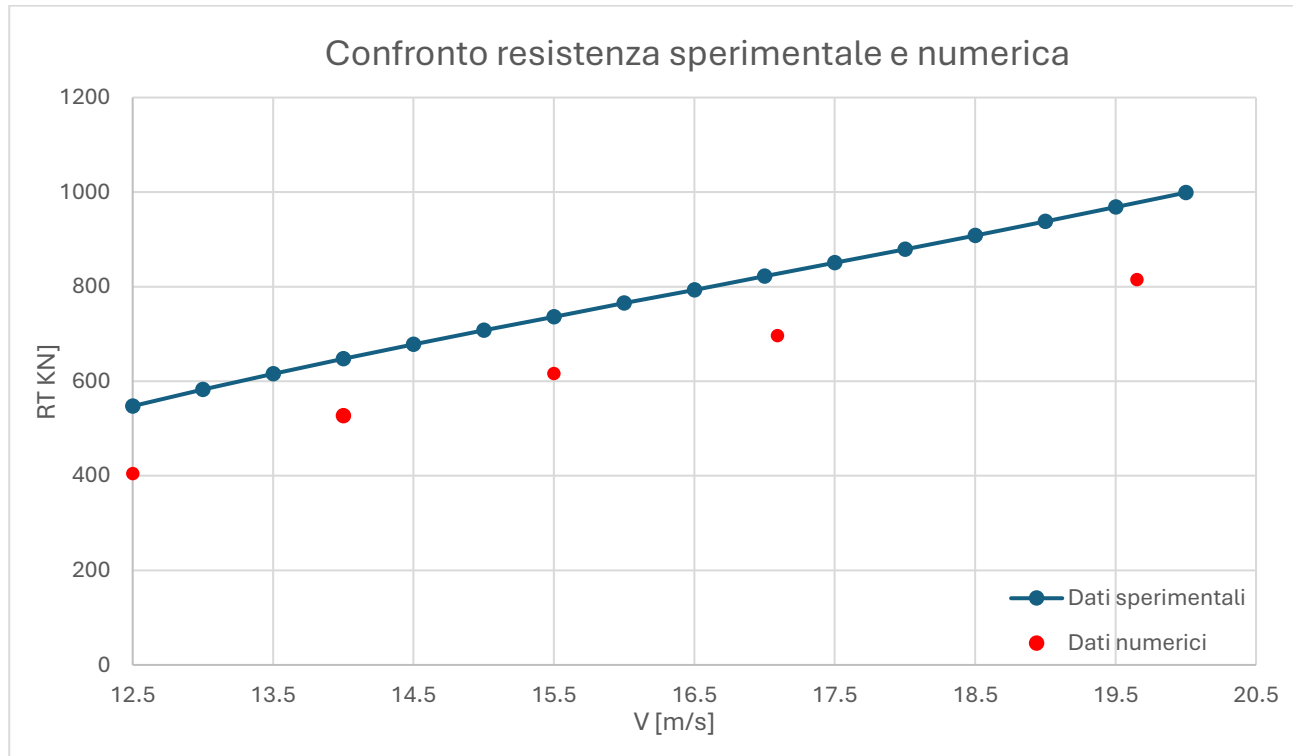


Figura 20: Grafico Comparativo Prove/Simulazione caso 1

Come si evince dal grafico, i risultati numerici riproducono correttamente il trend crescente osservato nei dati sperimentale; tuttavia, i valori numerici risultano sottostimati rispetto a quelli ottenuti nella sperimentazione in vasca.

Viene riportata una tabella riassuntiva per valutare l'errore % della simulazione rispetto ai dati sperimentali, tenendo conto che è stata simulata mezza carena, i risultati ottenuti per la resistenza al moto nella simulazione sono stati raddoppiati per poter permettere il confronto.

Simulazione			
V	Rt /2	Rt	Diff%
[m/s]	[KN]	[KN]	
12.5	202.24	404.49	26.13
14	263.52	527.06	18.61
15.5	307.84	615.70	16.41
17.09	348.05	696.09	15.33
19.65	407.36	814.72	15.87

Tabella 5: Differenze % simulazione-prove in Vasca

Visti gli scostamenti osservati tra simulazione numerica e dati sperimentali, è stata effettuata un'ulteriore analisi aumentando il dislocamento della carena del 15%, al fine di valutare la sensibilità della resistenza totale rispetto a tale parametro.

I risultati ottenuti mostrano una significativa riduzione dello scostamento rispetto ai dati sperimentali, con valori dell'errore compresi indicativamente tra il 2% e il 10%, a fronte degli scostamenti iniziali compresi tra circa il 15% e il 26%.

Tale risultato evidenzia come il dislocamento rappresenti un parametro fortemente influente nella previsione della resistenza al moto. La variazione del volume immerso comporta infatti una modifica della superficie bagnata, della distribuzione delle pressioni e del sistema ondoso generato dalla carena.

V	Rt $\Delta+15\%$	Diff%
[m/s]	[kN]	
12.5	489.20	10.63
14	589.53	8.94
15.5	698.00	5.20
17.09	810.00	2.05
19.65	956.00	2.19

Tabella 6: Andamento resistenza +15% dislocamento

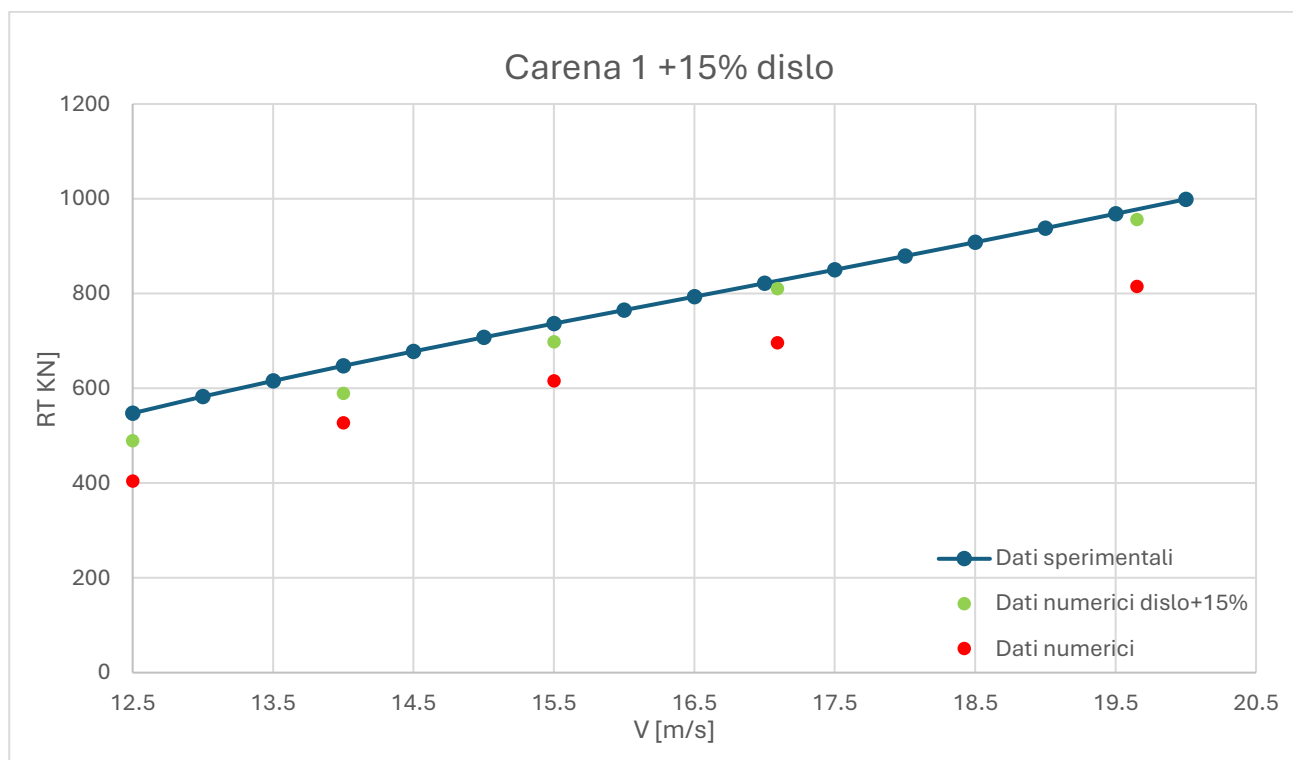


Figura 21: Grafico comparativo con +15% dislocamento

L'analisi non consente di individuare in maniera univoca l'origine dello scostamento tra CFD e dati sperimentali, ma suggerisce che eventuali differenze tra le condizioni geometriche o di carico adottate nella simulazione e quelle effettivamente presenti nelle prove in vasca possano avere un'influenza rilevante sui risultati.

La simulazione con dislocamento incrementato non è stata quindi assunta come nuova configurazione di riferimento, ma è stata utilizzata come analisi di sensibilità. Nel prosieguo del lavoro è stato mantenuto il modello nominale, in quanto rappresentativo del setup numerico adottato in modo coerente per tutte le configurazioni analizzate.

Il numero di Froude compreso tra 0.45 e 0.73 colloca il funzionamento della carena in una zona di transizione tra regime dislocante e planante, nella quale gli effetti di formazione d'onda e variazione dell'assetto giocano un ruolo determinante.

Il confronto con i dati sperimentali evidenzia una sottostima sistematica della resistenza da parte del modello CFD, con uno scostamento compreso tra il 15% e il 26%. Tale differenza può essere attribuita a diversi fattori: le assunzioni numeriche adottate, la discretizzazione del dominio, le condizioni di assetto e le possibili differenze tra condizioni simulate e sperimentali.

Pur in presenza di uno scostamento quantitativo, il modello riproduce il trend della resistenza e può pertanto essere utilizzato, con le dovute cautele, per confronti relativi tra configurazioni simulate con il medesimo setup numerico.

Viene inoltre riportato l'andamento dell'assetto longitudinale e dell'affondamento alla velocità massima analizzata per il Caso 1.

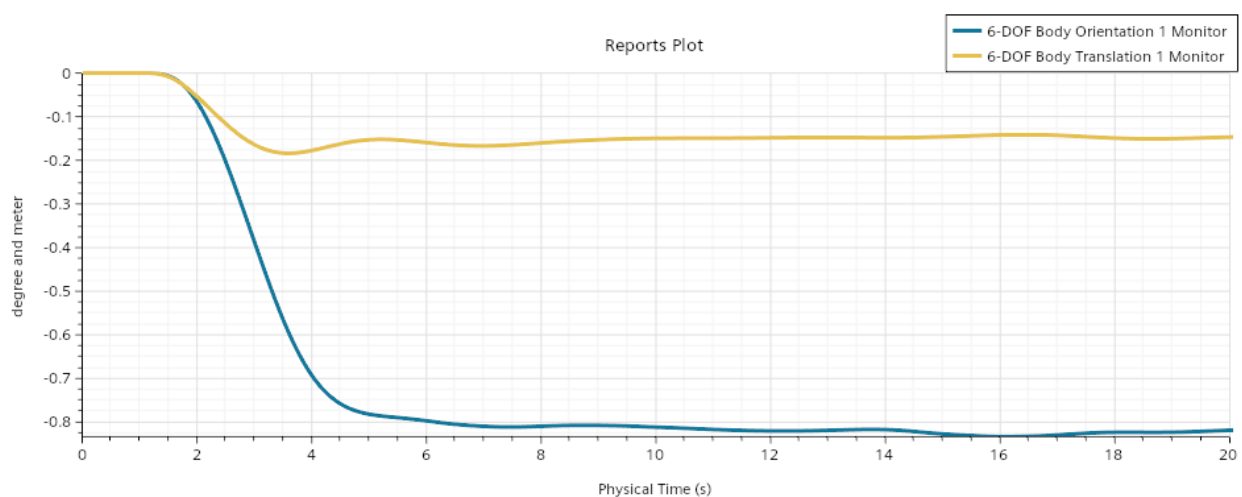


Figura 22: Andamento trim e sinkage caso 1 Vmax

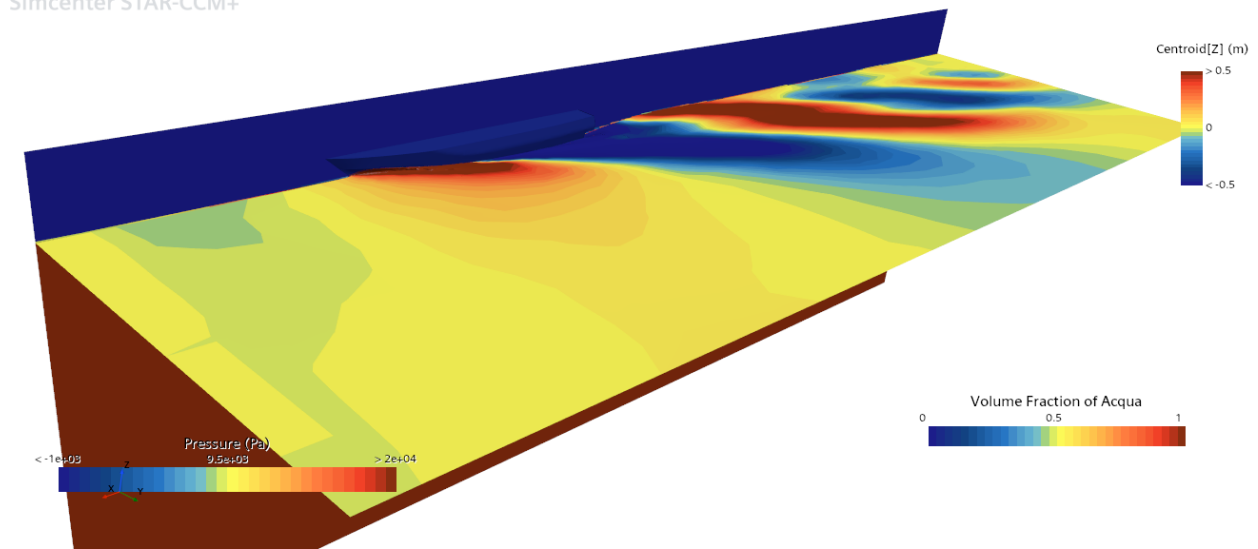
Dall'analisi dei risultati si osserva un leggero affondamento della carena durante il moto, evidenziato dai valori negativi del sinkage secondo la convenzione adottata nel software.

Per quanto riguarda l'assetto longitudinale, il trim assume valori negativi, indicando una tendenza all'appoppamento della carena durante la navigazione alla velocità considerata.

Dopo una fase transitoria iniziale, entrambi i parametri tendono a stabilizzarsi, suggerendo il raggiungimento di una configurazione dinamica pressoché stazionaria.

Caso 2

Simcenter STAR-CCM+



Simcenter STAR-CCM+

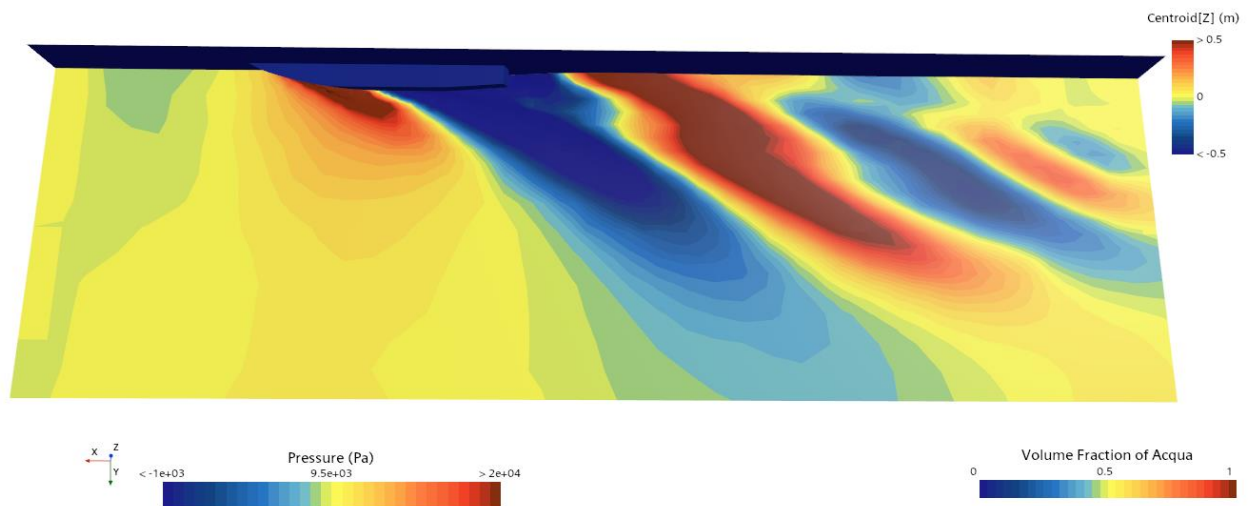


Figura 23: Andamento treno d'onde caso 2 V_{max}

Il pattern ondoso risulta differente rispetto alla configurazione base, evidenziando l'influenza della geometria poppiera sull'interazione tra carena e superficie libera. La presenza del wedge modifica, infatti, il flusso nella regione di poppa, con conseguenti variazioni nella generazione dell'onda di scia.

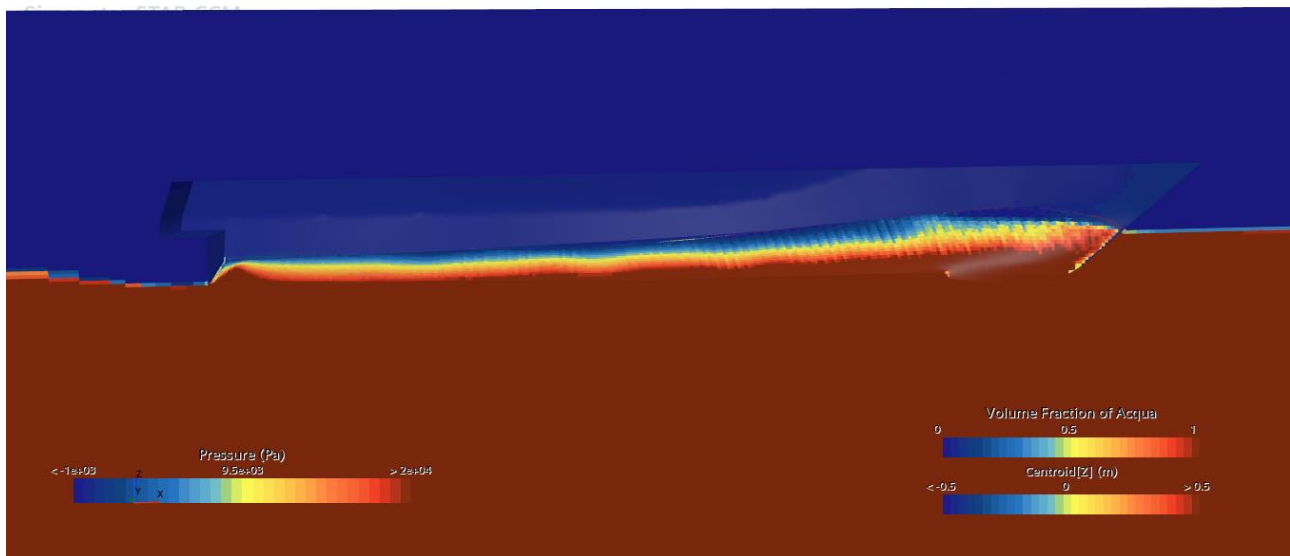


Figura 24: Pressioni caso 2 V_{max}

Si osserva una modifica della distribuzione delle pressioni nella zona poppiera rispetto alla configurazione di riferimento. La presenza del wedge altera il campo di pressione locale, generando un incremento delle pressioni nella regione immediatamente a monte dell'appendice. Tale comportamento contribuisce a modificare l'assetto dinamico della carena durante il moto.

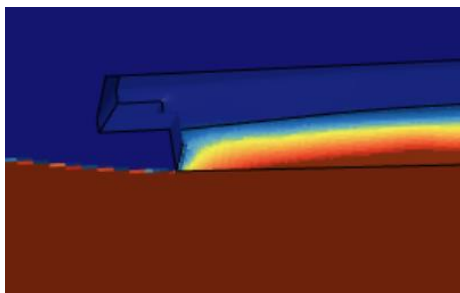


Figura 25: Pressioni Poppa caso 1

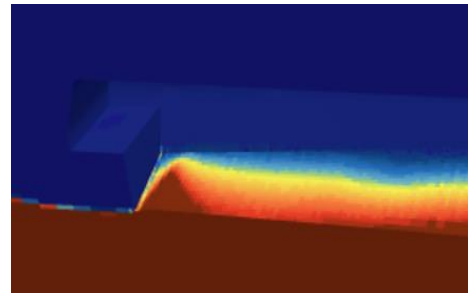
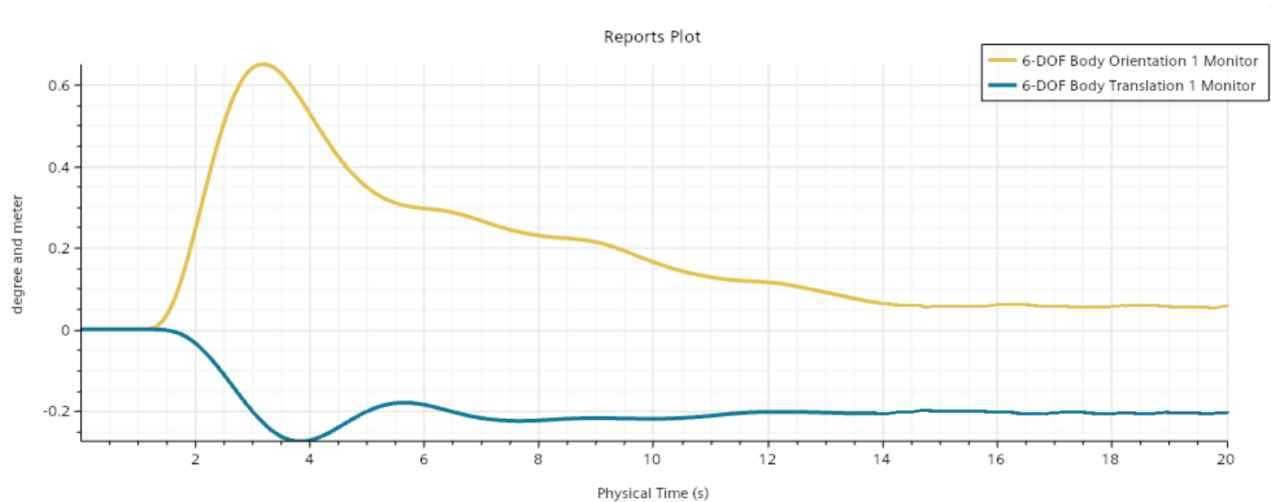


Figura 26: pressioni poppa caso 2

Viene riportato inoltre l'andamento del trim e del sinkage relativi alla velocità massima analizzata per il Caso 2.



Rispetto alla configurazione di riferimento, la presenza del wedge comporta una variazione dell'assetto longitudinale della carena. In particolare il trim passa da valori negativi a valori positivi; il comportamento osservato è coerente con un incremento del contributo verticale delle pressioni nella zona poppiera.

Il sinkage mantiene invece valori dello stesso ordine di grandezza rispetto al Caso 1, suggerendo come il wedge influenzi principalmente l'assetto longitudinale piuttosto che l'affondamento globale della carena.

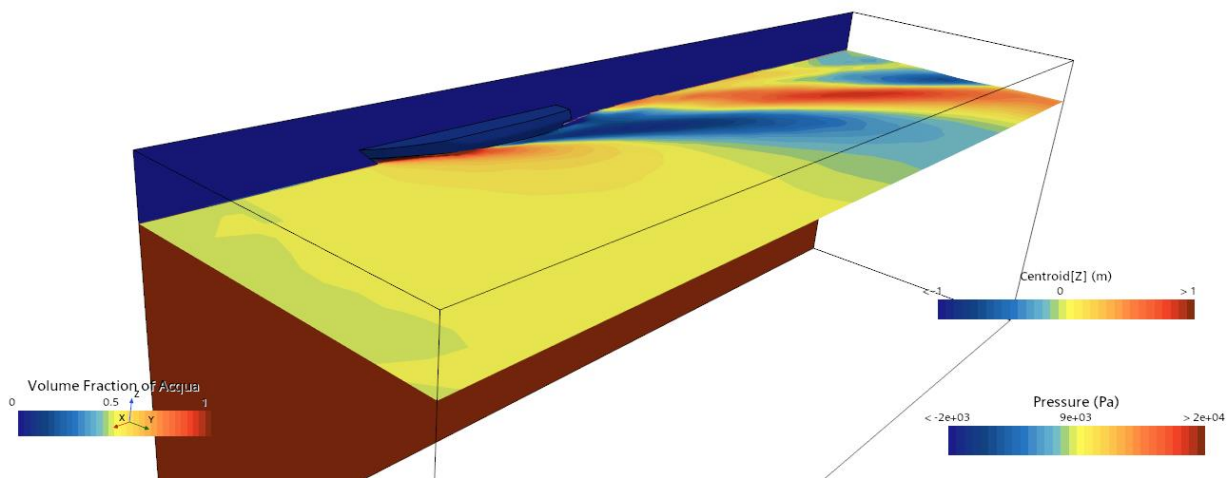
Dopo una fase transitoria iniziale, entrambi i parametri tendono a stabilizzarsi attorno a valori medi pressoché costanti, indicando il raggiungimento di una condizione di equilibrio dinamico.

Nel complesso, il confronto con il Caso 1 evidenzia come l'introduzione del wedge produca effetti principalmente sull'equilibrio longitudinale della carena. La modifica della geometria poppiera altera infatti la distribuzione locale delle pressioni e comporta una variazione significativa del trim, mentre l'effetto sull'affondamento complessivo risulta più contenuto.

Caso 3

Nelle figure seguenti vengono riportati il pattern del treno d'onde e la distribuzione delle pressioni relativi alla terza configurazione analizzata, caratterizzata dalla presenza del wedge poppiere e dalla rimozione del bulbo prodiero.

Simcenter STAR-CCM+



Simcenter STAR-CCM+

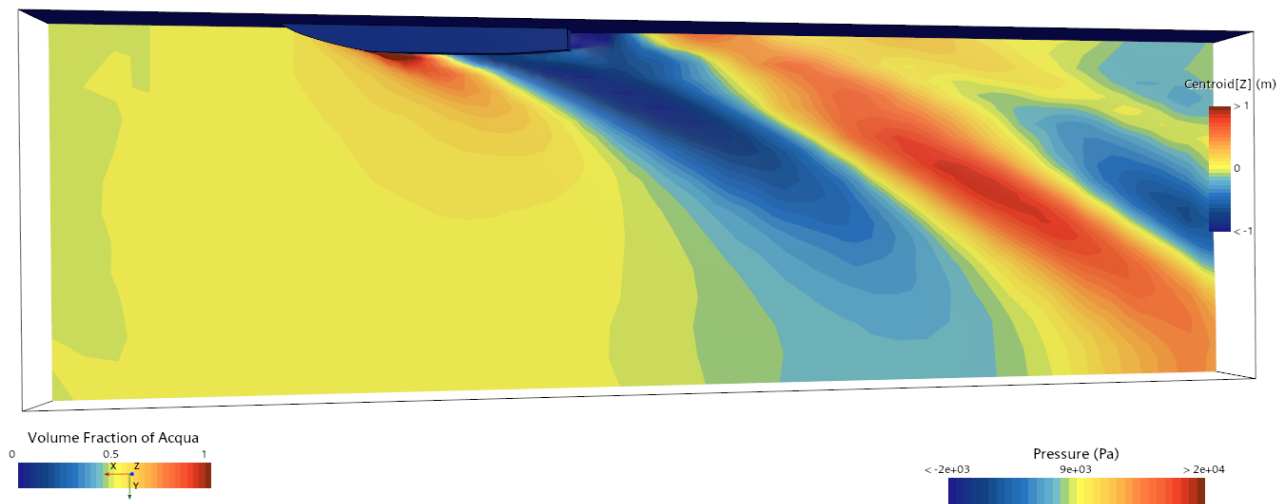


Figura 27: treno d'onde caso 3 Vmax

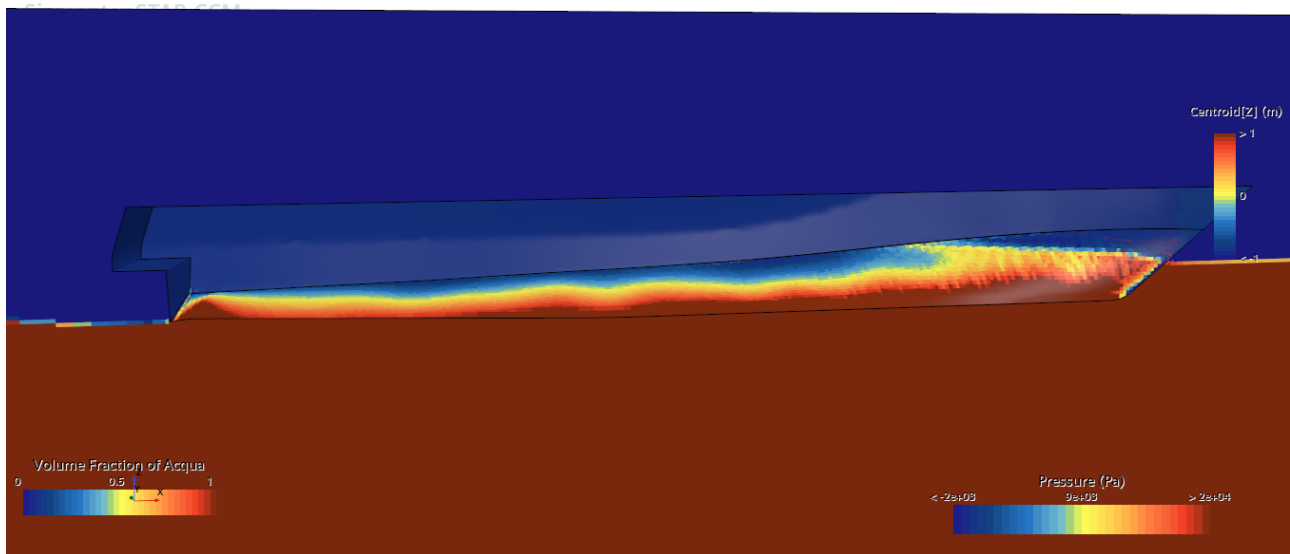


Figura 28: Pressioni caso 3 Vmax

Rispetto alla configurazione di riferimento, il Caso 3 mostra una diversa distribuzione delle pressioni lungo lo scafo, dovuta all'effetto combinato della presenza del wedge poppiere e dell'assenza del bulbo prodiero.

Il confronto con il Caso 2 consente invece di valutare più direttamente l'influenza della rimozione del bulbo, poiché entrambe le configurazioni sono caratterizzate dalla presenza del wedge. Da tale confronto emerge una variazione limitata dell'assetto longitudinale, mentre più evidente risulta la riduzione del sinkage, che assume valori inferiori rispetto al Caso 1.

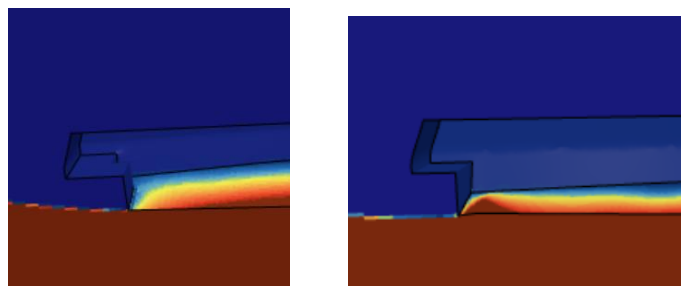


Figura 29: Confronto Pressioni poppa con caso 1

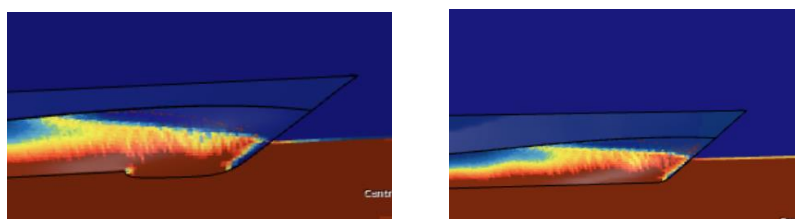


Figura 30: confronto pressioni prua con caso 1

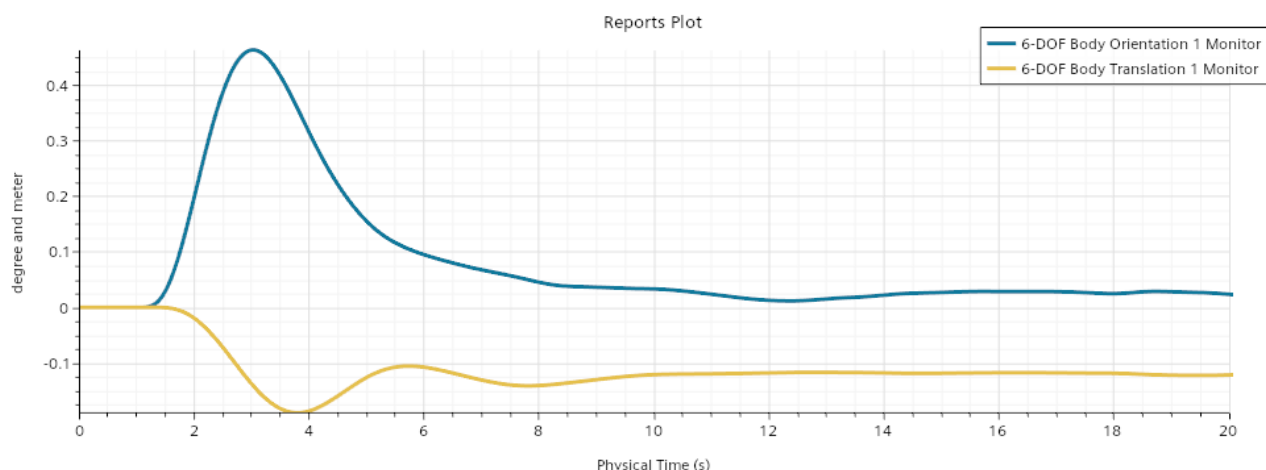


Figura 31: Andamento trim e sinkage caso 3 V_{max}

Viene inoltre riportato l'andamento del trim e del sinkage relativi alla velocità massima analizzata per il Caso 3. Rispetto alla configurazione di riferimento, il trim mantiene valori dello stesso ordine di grandezza, indicando una variazione limitata dell'assetto longitudinale della carena. Più evidente risulta invece la variazione del sinkage, che assume valori inferiori rispetto al Caso 1, evidenziando una riduzione dell'affondamento complessivo durante il moto.

Anche in questo caso, dopo il transitorio iniziale, entrambi i parametri tendono a stabilizzarsi attorno a valori medi pressoché costanti, indicando il raggiungimento di una configurazione dinamica stabile.

Le analisi svolte sui tre casi in condizioni di puro traino hanno permesso di individuare il comportamento idrodinamico delle configurazioni considerate e di definire un riferimento numerico per la successiva valutazione propulsiva. In particolare, i risultati ottenuti in termini di resistenza al moto sono stati utilizzati come base per il dimensionamento preliminare del sistema ad idrogetto e per l'impostazione delle simulazioni in condizioni di autopropulsione.

8. L'idrogetto

Panoramica generale

Il sistema propulsivo ad idrogetto (waterjet) è costituito da una presa d'acqua (inlet), una pompa azionata dal motore principale e un ugello di scarico. Il suo funzionamento si basa sull'aspirazione del fluido dalla parte poppiera dello scafo, sulla sua accelerazione all'interno del sistema e sulla successiva espulsione ad alta velocità, generando una spinta per reazione.

Rispetto ai sistemi propulsivi tradizionali a elica, l'idrogetto presenta caratteristiche significativamente diverse.

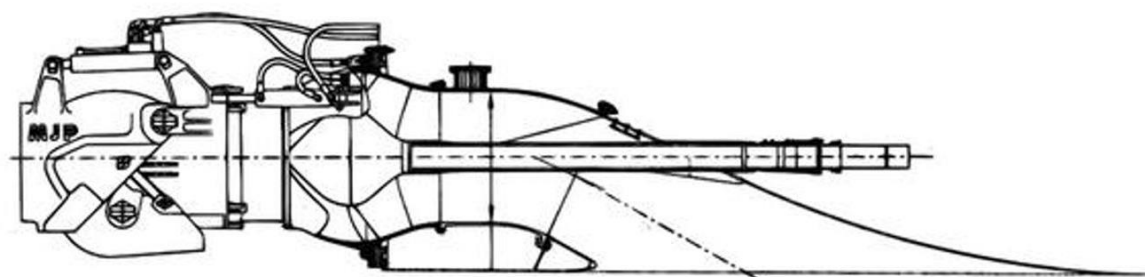


Figura 32: sistema idrogetto

Vantaggi

L'idrogetto presenta numerosi vantaggi rispetto ai propulsori tradizionali a elica.

Elevata efficienza alle alte velocità: l'assenza di organi propulsivi esterni alla carena consente di ridurre la resistenza viscosa e di forma delle appendici poppiere, rendendo la riduzione della resistenza al moto particolarmente significativa per andature elevate, dove la resistenza cresce approssimativamente con il quadrato della velocità ($R_T \sim V^2$).

Possibilità di evitare il riduttore: la regolazione del numero di giri dell'impeller può essere realizzata tramite motori Diesel veloci direttamente accoppiati o mediante controllo elettrico, semplificando la trasmissione. L'inserzione di un invertitore di marcia rimane comunque auspicabile per garantire l'inversione del moto e la pulizia della griglia di ingresso.

Rapida inversione e manovrabilità: la direzionabilità del getto tramite ugello o cucchiaia (“bucket”) consente elevate capacità di manovra, specialmente alle basse velocità, dove i timoni tradizionali esercitano forze limitate.

Riduzione di rumore e vibrazioni: rispetto alla propulsione ad elica, l'idrogetto genera minore rumorosità e vibrazioni, migliorando il comfort a bordo.

Svantaggi

Accanto ai vantaggi, gli idrogetti presentano anche alcuni limiti:

Diametro della girante limitato: la dimensione della girante è generalmente intorno ai 2 metri; l'uso di più idrogetti può mitigare questo limite e migliorare l'efficienza alle varie velocità.

Costi elevati: l'acquisizione e l'installazione di un idrogetto richiedono investimenti maggiori rispetto ai propulsori a elica.

Affidabilità e manutenzione: il numero maggiore di componenti comporta una minore affidabilità e tempi di manutenzione più lunghi rispetto agli impianti a elica.

Dal punto di vista installativo, l'idrogetto è collocato in prossimità della poppa e comprende una condotta di adduzione che convoglia il flusso verso la pompa. La progettazione di tale condotta riveste un ruolo fondamentale, in quanto le condizioni del flusso in ingresso influenzano direttamente le prestazioni del sistema, potendo causare perdite di efficienza o fenomeni indesiderati quali la cavitazione.

Principio di funzionamento e spinta

La spinta generata dall'idrogetto può essere determinata applicando il teorema della quantità di moto tra la sezione di ingresso e quella di uscita del sistema:

$$T = \rho Q (V_J - V_A)$$

dove Q è la portata volumetrica, V_A la velocità del flusso in ingresso (assimilabile alla velocità nave) e V_J la velocità del getto in uscita.

EsPLICITANDO la velocità del getto in funzione dell'area dell'ugello A_J , si ottiene:

$$T = \rho Q \left(\frac{Q}{A_J} - V_A \right)$$

Tale espressione evidenzia come la spinta dipenda sia dalla portata elaborata dalla pompa sia dalle condizioni operative della nave. In particolare, all'aumentare della velocità nave, la differenza tra velocità del getto e velocità di ingresso tende a ridursi, influenzando direttamente la capacità propulsiva del sistema.

Efficienza del sistema

L'efficienza propulsiva di un idrogetto dipende dal rapporto tra la velocità del getto e quella nave. In condizioni ideali, l'efficienza aumenta quanto più la velocità del getto si avvicina a quella di avanzamento, riducendo le perdite energetiche associate all'accelerazione del fluido.

Tuttavia, per generare una spinta sufficiente, è necessario mantenere una differenza tra V_J e V_A , il che introduce un compromesso tra spinta ed efficienza. Questo aspetto risulta particolarmente rilevante nella progettazione e nell'analisi delle prestazioni del sistema.

Accoppiamento idrogetto-carena

Il funzionamento del sistema propulsivo è strettamente legato alle caratteristiche idrodinamiche della carena. In condizioni di equilibrio, la spinta generata dall'idrogetto deve uguagliare la resistenza al moto della nave:

$$T = R_T$$

Sostituendo l'espressione della spinta, si ottiene un'equazione non lineare nella portata, la cui soluzione consente di determinare il punto di funzionamento del sistema per una data velocità nave.

Questo accoppiamento è influenzato da diversi fattori, tra cui la distribuzione dello strato limite in prossimità della presa d'acqua, le perdite nella condotta e le condizioni del flusso in ingresso. Una corretta modellazione di tali fenomeni risulta essenziale per una valutazione accurata delle prestazioni propulsive.

Collegamento con prove di autopropulsione

Nelle prove di traino classiche, la carena viene rimorchiata a velocità imposta e viene misurata direttamente la resistenza al moto. Nelle prove di autopropulsione, invece, il modello viene equipaggiato con un sistema propulsivo o con un dispositivo equivalente in grado di generare una spinta tale da equilibrare la resistenza della carena.

Analogamente, nel presente studio il modello CFD inizialmente validato tramite simulazioni di traino è stato successivamente esteso introducendo un modello semplificato di idrogetto basato su momentum source, così da riprodurre l'effetto globale della spinta propulsiva.

Tale approccio ha consentito di valutare qualitativamente l'interazione tra carena e sistema propulsivo, evidenziando le modifiche del campo di pressione e del comportamento del flusso nella zona poppiera rispetto alla configurazione in semplice traino.

Il modello sviluppato non rappresenta il funzionamento dettagliato della pompa e dell'idrogetto reale, ma costituisce una prima approssimazione utile per analisi preliminari dell'equilibrio propulsivo e dell'interazione fluido-carena.

Dimensionamento preliminare del sistema ad idrogetto

Il dimensionamento preliminare del sistema propulsivo ad idrogetto è stato effettuato a partire dai risultati ottenuti mediante le simulazioni CFD. In particolare, alla velocità massima analizzata, pari a 19.65 m/s, la resistenza totale calcolata risulta pari a circa 814.72 kN.

In condizioni di autopropulsione, la spinta generata dal sistema propulsivo deve eguagliare la resistenza al moto della carena; pertanto, si assume:

$$T \approx R_T \approx 8.15 \times 10^5 \text{ N}$$

Considerando la presenza di due idrogetti installata a bordo, la spinta richiesta dal singolo idrogetto è stata dimezzata per lo svolgimento del dimensionamento preliminare

$$T = 4.07 \times 10^5 \text{ N}$$

Stima della portata

La spinta generata dal singolo idrogetto può essere espressa mediante il bilancio della quantità di moto:

$$T = \rho Q (V_J - V_A)$$

dove:

ρ è la densità del fluido, assunta pari a 1000 kg/m^3

Q è la portata volumetrica

V_A è la velocità della nave

V_J è la velocità del getto in uscita

Assumendo, in accordo con la pratica progettuale, un rapporto tra velocità del getto e velocità nave pari a circa 1.5, si ottiene:

$$V_J \approx 1.5 V_A \approx 29.5 \text{ m/s}$$

Sostituendo nell'equazione precedente, si ricava la portata:

$$Q = \frac{T}{\rho(V_J - V_A)} \approx \frac{4.07 \times 10^5}{1000 \cdot (29.5 - 19.65)} \approx 41.4 \text{ m}^3/\text{s}$$

Dimensionamento dell'ugello (outlet)

La sezione dell'ugello può essere stimata a partire dalla relazione:

$$Q = A_j \cdot V_j$$

da cui:

$$A_j \approx \frac{41.4}{29.5} \approx 1.40 \text{ m}^2$$

Un'area di tale entità risulta difficilmente realizzabile mediante un singolo idrogetto; per questo motivo si considera una configurazione con due unità propulsive.

Nel caso di due idrogetti, la portata per ciascun sistema risulta pari a circa:

$$Q_{jet} \approx 41.4 \text{ m}^3/\text{s}$$

e la corrispondente area dell'ugello:

$$A_j \approx 1.4 \text{ m}^2$$

che corrisponde a un diametro equivalente di circa 1.34 m, valore compatibile con un dimensionamento preliminare per unità veloci di grandi dimensioni.

Dimensionamento della presa a mare (inlet)

In prima approssimazione, e in assenza di una modellazione dettagliata della presa a mare, la velocità media in ingresso è stata assunta pari alla velocità di avanzamento della nave. Tale ipotesi consente di ottenere una stima preliminare della sezione di ingresso, pur non rappresentando il dettaglio reale del campo di moto all'interno della presa.

Assumendo una velocità media in ingresso pari a circa V_A , si ottiene:

$$V_{inlet} \approx 19.65 \text{ m/s}$$

da cui:

$$A_{inlet} \approx \frac{Q_{jet}}{V_{inlet}} \approx \frac{41.4}{19.65} \approx 2.1 \text{ m}^2$$

Ne risulta che la sezione dell'inlet è significativamente maggiore rispetto a quella dell'ugello, in accordo con i criteri progettuali tipici degli idrogetti.

Posizionamento della presa a mare

La posizione della presa a mare riveste un ruolo fondamentale per il corretto funzionamento del sistema propulsivo. Nel presente lavoro, l'inlet è stato collocato in prossimità della poppa, sul fondo della carena, in una zona scelta con l'obiettivo di intercettare un flusso quanto più regolare possibile in ingresso al sistema.

Tale collocazione è stata scelta per limitare, per quanto possibile, separazioni e distorsioni del flusso in ingresso. Questa scelta consente di ridurre le perdite di efficienza e il rischio di cavitazione, migliorando le prestazioni complessive dell'idrogetto.

Considerazioni sull'accuratezza del modello

Il dimensionamento è stato effettuato utilizzando i risultati del modello CFD nominale, al fine di mantenere coerenza con il setup numerico adottato nelle successive simulazioni di autopropulsione. Come evidenziato dal confronto con i dati sperimentali e dall'analisi di sensibilità al dislocamento, la resistenza calcolata risulta fortemente dipendente dalle condizioni geometriche e di carico impostate nella simulazione.

Di conseguenza, i valori ottenuti devono essere interpretati come una stima preliminare dei principali parametri del sistema propulsivo. Eventuali sottostime della resistenza di carena si

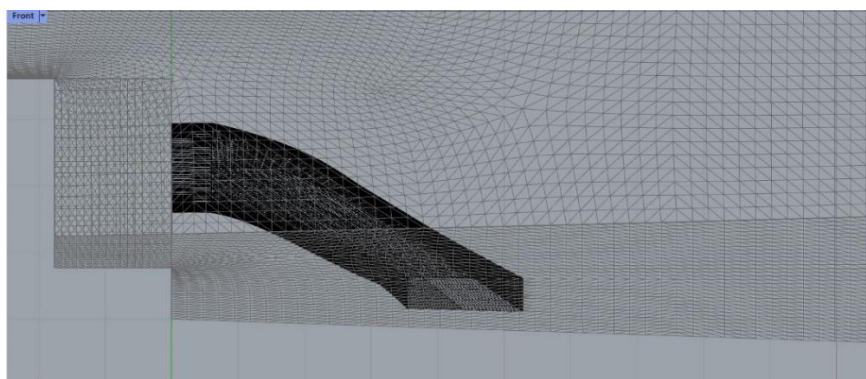
riflettono infatti direttamente sulla spinta richiesta e, quindi, sulle dimensioni del sistema ad idrogetto.

Questo aspetto rappresenta uno dei limiti dell'approccio adottato e conferma l'importanza di una corretta validazione dei modelli CFD quando utilizzati a supporto del dimensionamento propulsivo preliminare.

Sviluppo del modello semplificato

La posizione dell'aspirazione è stata determinata in modo tale da garantire un flusso il più possibile uniforme e continuo verso la pompa, minimizzando la distorsione del flusso e riducendo il rischio di cavitazione, fenomeno noto per degradare performance e causare usura prematura. Nella letteratura tecnica sul design degli idrogetti e dei sistemi waterjet, l'attenzione verso l'intake shape and placement è proprio legata alla sua influenza sulla qualità del flusso e sull'efficienza complessiva del propulsore.

È stato sviluppato un modello semplificato della geometria dell'idrogetto, disegnato tramite il software Rhinoceros; Nelle figure seguenti è riportata la geometria semplificata dell'idrogetto sviluppata in Rhinoceros e successivamente integrata nel modello CFD



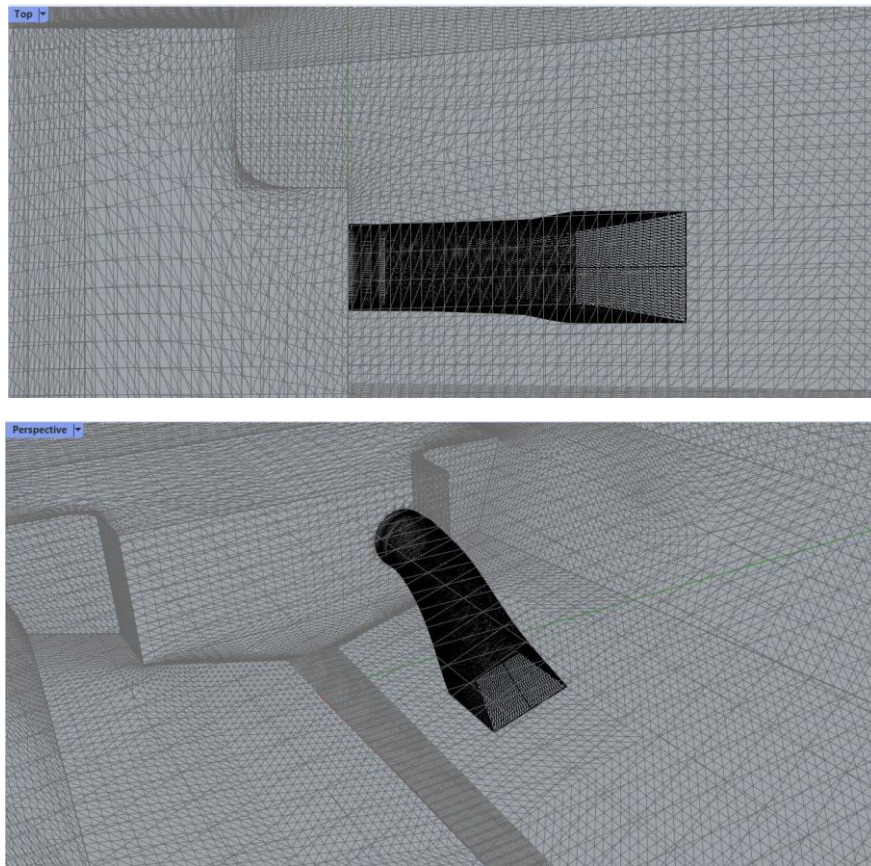


Figura 33: modello semplificato idrogetto in Rhino

Implementazione in Star

Come per le precedenti simulazioni, la geometria aggiornata dello scafo, comprensiva del modello semplificato di idrogetto, è stata esportata in formato STL e importata in STAR-CCM+.

Definizione delle condizioni iniziali & condizioni al contorno

Le condizioni iniziali e condizioni al contorno, sono rimaste invariate rispetto al primo caso analizzato, che è stato preso come riferimento per andare a valutare l'andamento della nuova configurazione rispetto alla prova di traino condotta in precedenza.

Definizione delle region boundary

La differenza con le casistiche precedenti in questo caso riguarda la definizione delle region boundary.

Per prima cosa, è stato inserito nella simulazione la modellazione del getto del sistema propulsivo. Per simulare l'effetto di spinta dell'idrogetto si è reso necessario andare a creare una nuova region.

Per la creazione della region, per prima cosa si è creata una nuova superficie che è servita a delimitare i contorni della nuova region. La superficie è una superficie cilindrica che va a delimitare la parte finale del sistema idrogetto verso poppa, simulando l'effetto della spinta della girante verso l'ugello.

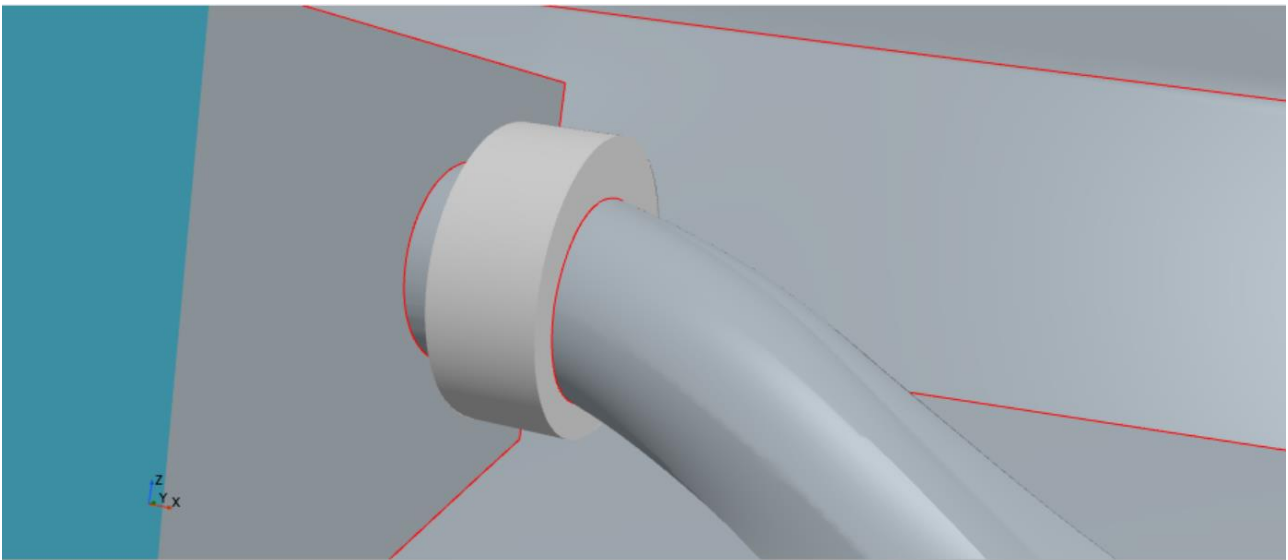


Figura 34: Geometria Idrogetto in star

Mediante un'operazione di unione booleana tra il volume cilindrico generato e la superficie del modello dell'idrogetto, è stata ottenuta una nuova configurazione geometrica, utile alla definizione della regione associata al sistema propulsivo.

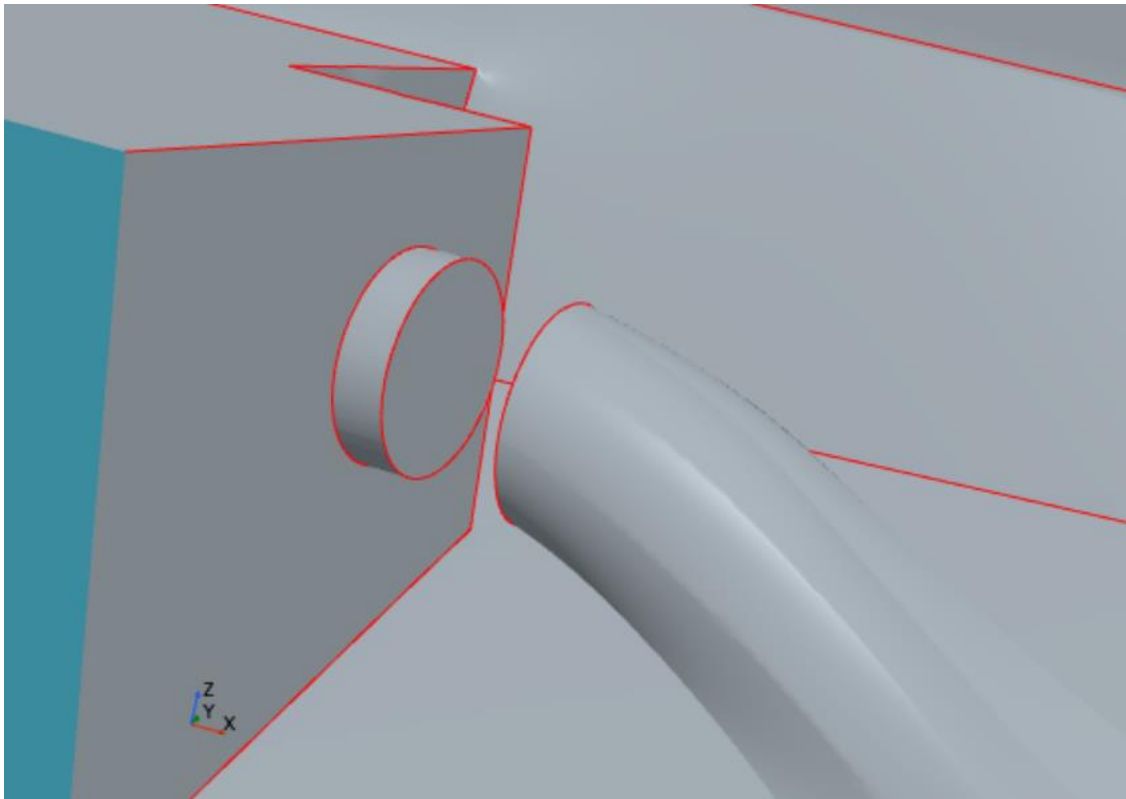


Figura 35: Creazione di interfaccia di Aspirazione

successivamente, al fine di isolare un volume interno rappresentativo dell'aspirazione del condotto, è stata eseguita un'operazione di sottrazione booleana. In questo modo è stato possibile ottenere la sola superficie laterale del condotto, necessaria per la definizione delle condizioni al contorno.

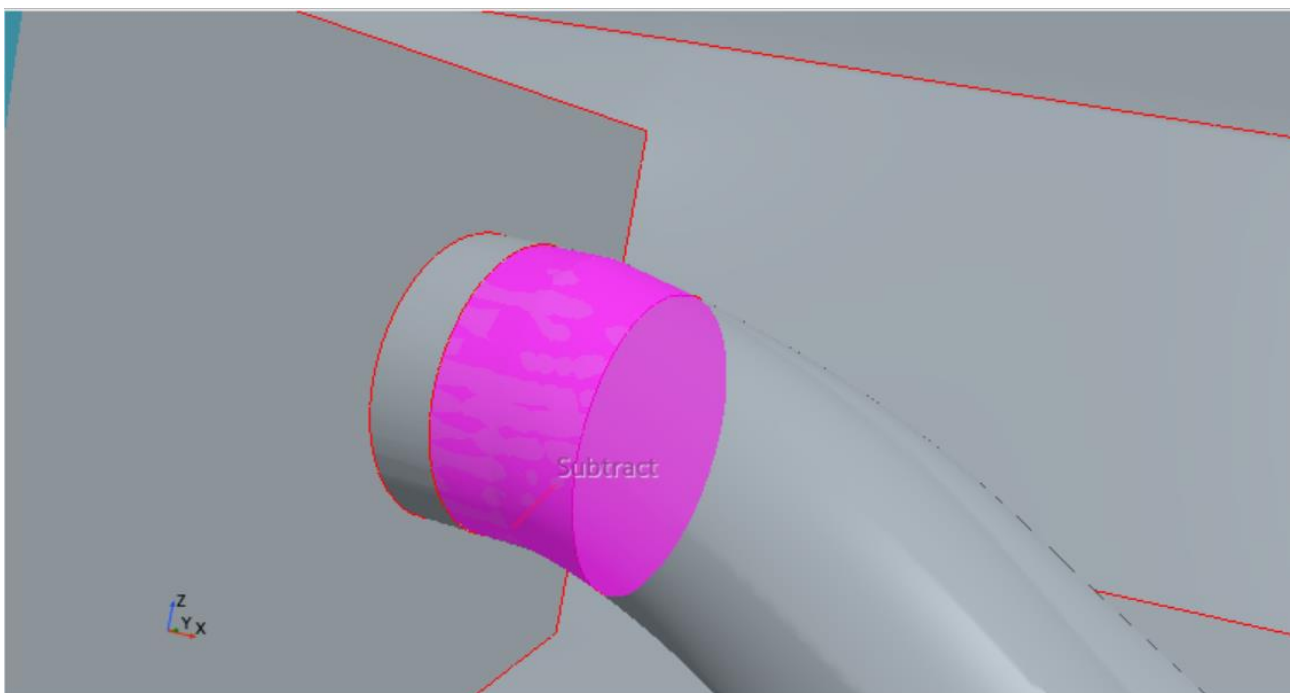


Figura 36: Suddivisione nuova geometria

Viene quindi definita una nuova region con due boundary, una comprendente le due basi del cilindro carena forata per il passaggio del flusso che andremo a simulare, ed un'altra comprendente la superficie laterale della stessa.

All'interno della prima region, viene creata una nuova boundary contenente le pareti del cilindro, e si sono messe in comunicazione le due boundary con la creazione di un'interfaccia di tipologia: in place.

Questo permette di avere le due region in comunicazione tramite l'interfaccia.

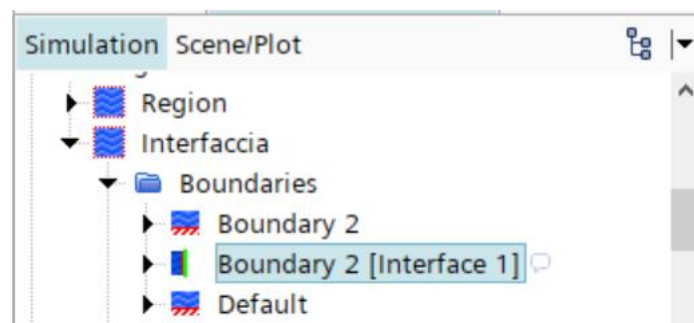


Figura 37: Boundary Interface

All'interno della nuova region creata, è stato impostato un momentum source: ovvero una forza divisa per unità di volume (cella).

Si è quindi calcolato il momentum source da inserire all'interno del programma, tenendo conto che la forza da generare dovrà essere pari alla spinta richiesta, si è quindi calcolato il volume del cilindro precedentemente creato così da poter dividere la spinta richiesta (calcolata nei capitoli precedenti) per il volume del nostro cilindro.

Tale impostazione ha tuttavia generato problemi di stabilità numerica e non ha consentito di ottenere una soluzione utilizzabile. Per questo motivo è stato adottato un approccio alternativo, mantenendo invariata la suddivisione delle region rispetto al caso di partenza e introducendo l'effetto propulsivo mediante field function.

Nuova definizione del modello di getto

Per superare le criticità riscontrate con la definizione di una region dedicata, è stato adottato un approccio alternativo basato sull'utilizzo di field function. In questo modo è stato possibile mantenere

invariata la struttura delle region e delle boundary rispetto al caso di partenza, applicando l'effetto propulsivo direttamente all'interno di un volume selezionato del dominio.

La prima field function è stata utilizzata per individuare il volume corrispondente alla regione di applicazione della spinta, localizzato all'interno del condotto dell'idrogetto.

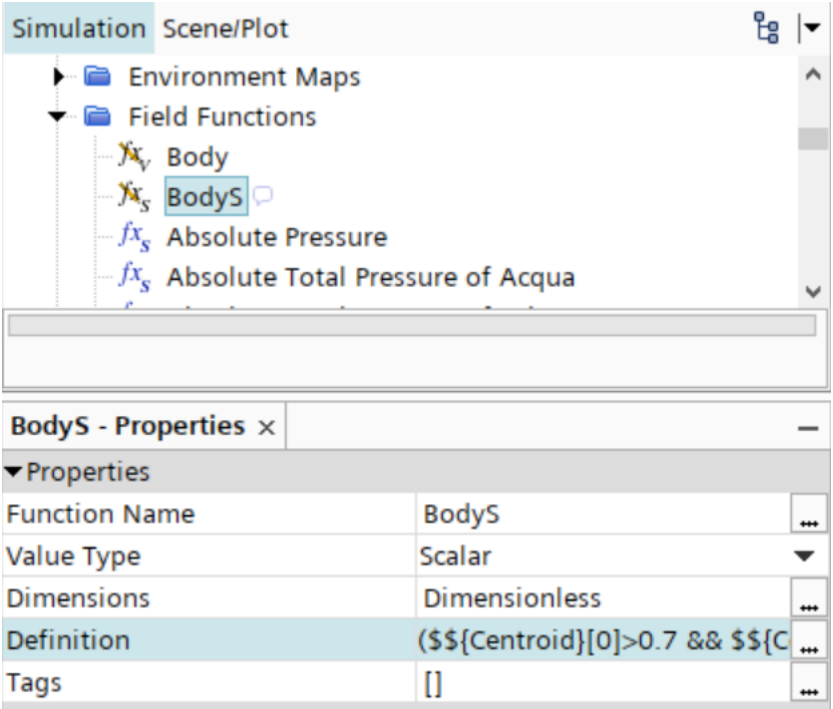


Figura 38: Definizione posizione spinta



Figura 39: field function 1

La seconda field function ha invece permesso di definire il valore del momentum source da applicare a tale volume.

Il momentum source è stato calcolato come rapporto tra la spinta richiesta e il volume della regione selezionata, secondo la relazione:

$$S = \frac{T}{V} [\text{N/m}^3]$$

dove S rappresenta la sorgente di quantità di moto per unità di volume, T la spinta da generare e V il volume interessato dall'applicazione della sorgente.

Tale approccio non rappresenta il funzionamento dettagliato della pompa o della girante, ma consente di riprodurre in forma semplificata l'effetto globale della spinta generata dal sistema ad idrogetto.

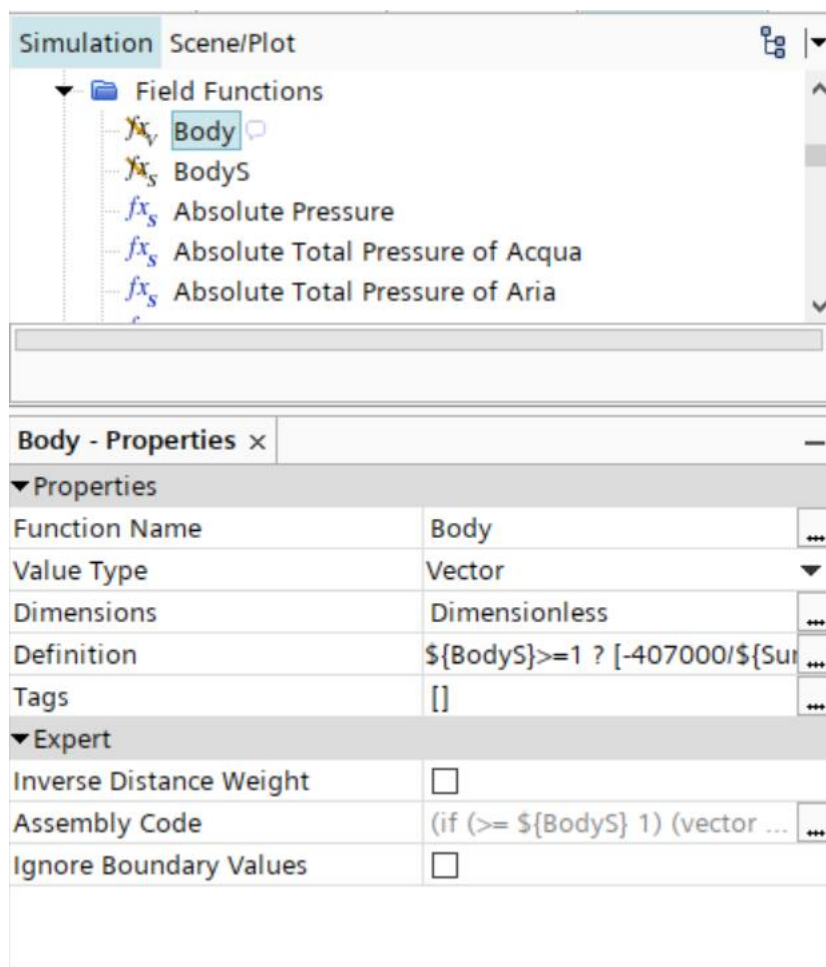


Figura 40: Definizione valore spinta

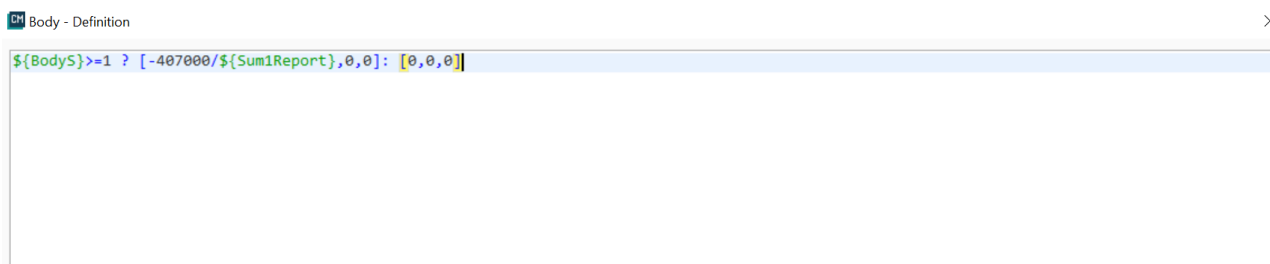


Figura 41: field function 2

Nelle figure seguenti viene mostrata l'applicazione della field function al volume selezionato all'interno della condotta e l'evoluzione iniziale del flusso generato dal momentum source.

Le immagini del transitorio iniziale consentono di verificare qualitativamente l'attivazione del getto e la corretta direzione della spinta applicata. Dopo una prima fase non stazionaria, il flusso all'interno della condotta tende a organizzarsi in modo più regolare, mostrando la formazione del getto in uscita verso poppa.

Tali immagini non hanno lo scopo di rappresentare nel dettaglio il funzionamento interno della pompa o della girante, ma servono a confermare il comportamento qualitativo del modello semplificato adottato prima dell'analisi dei risultati in autopropulsione.

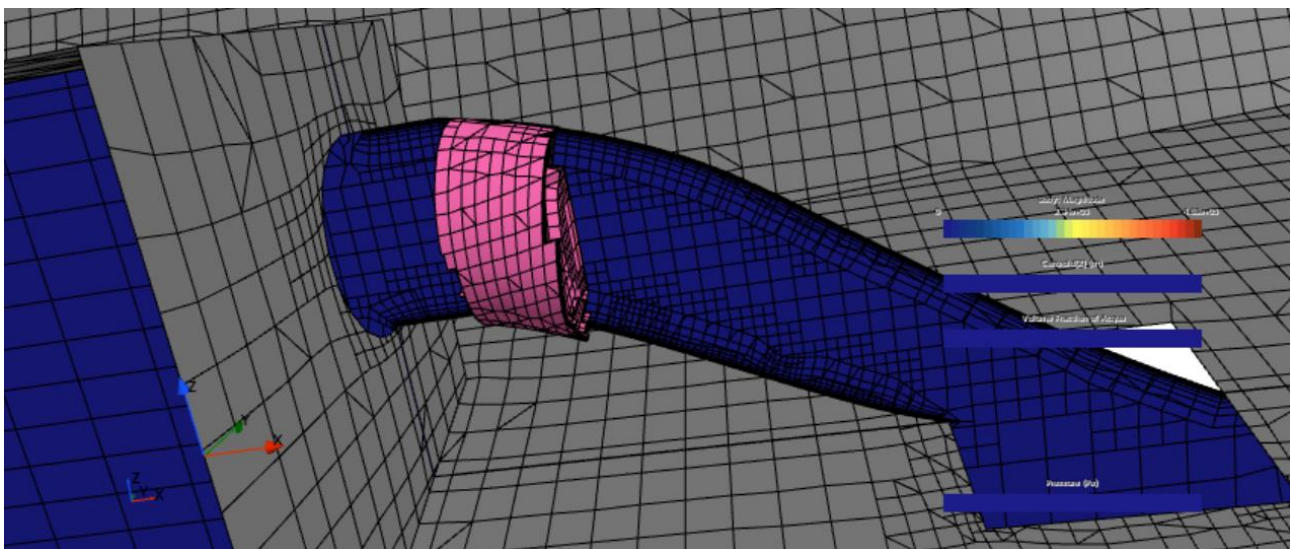


Figura 42: Applicazione field function

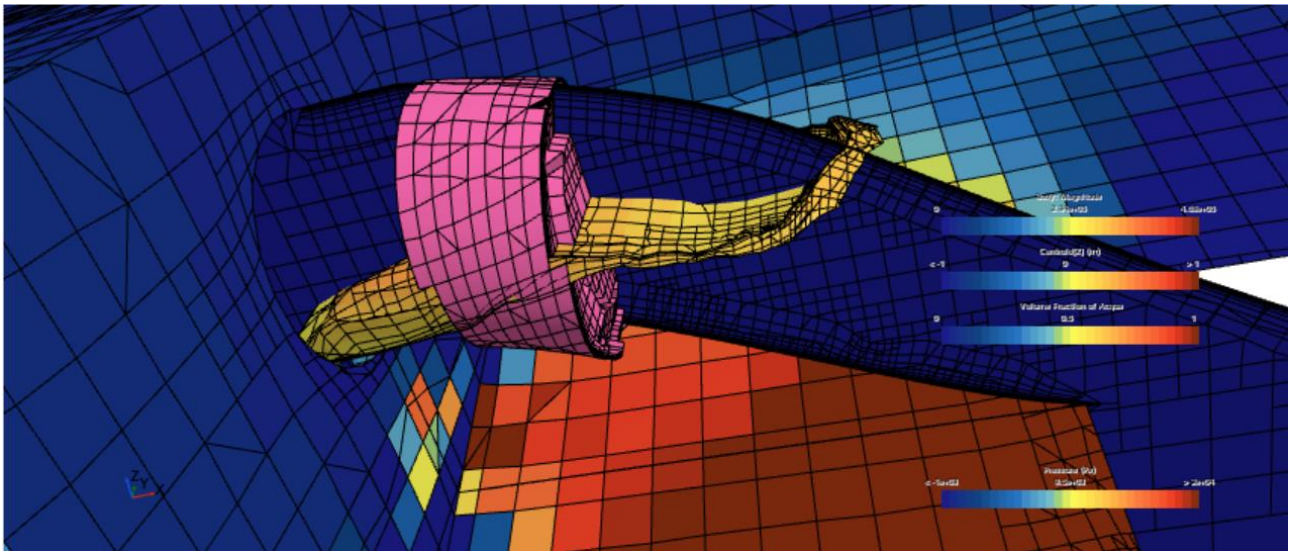


Figura 43: transitorio iniziale flusso

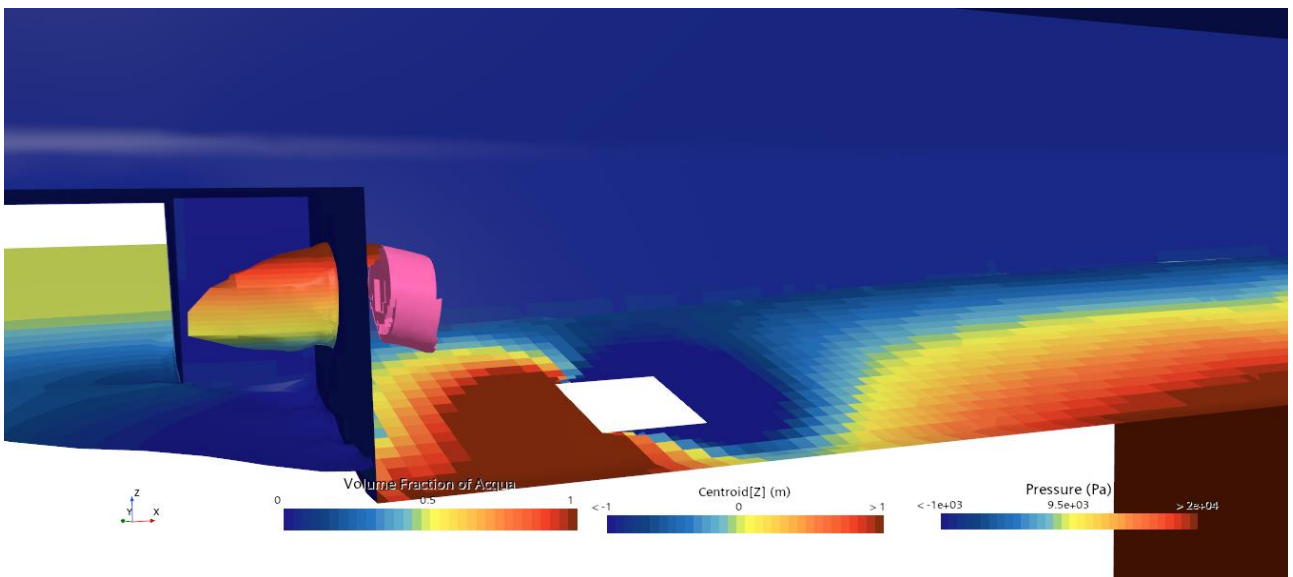


Figura 44: sviluppo del getto in uscita dalla condotta

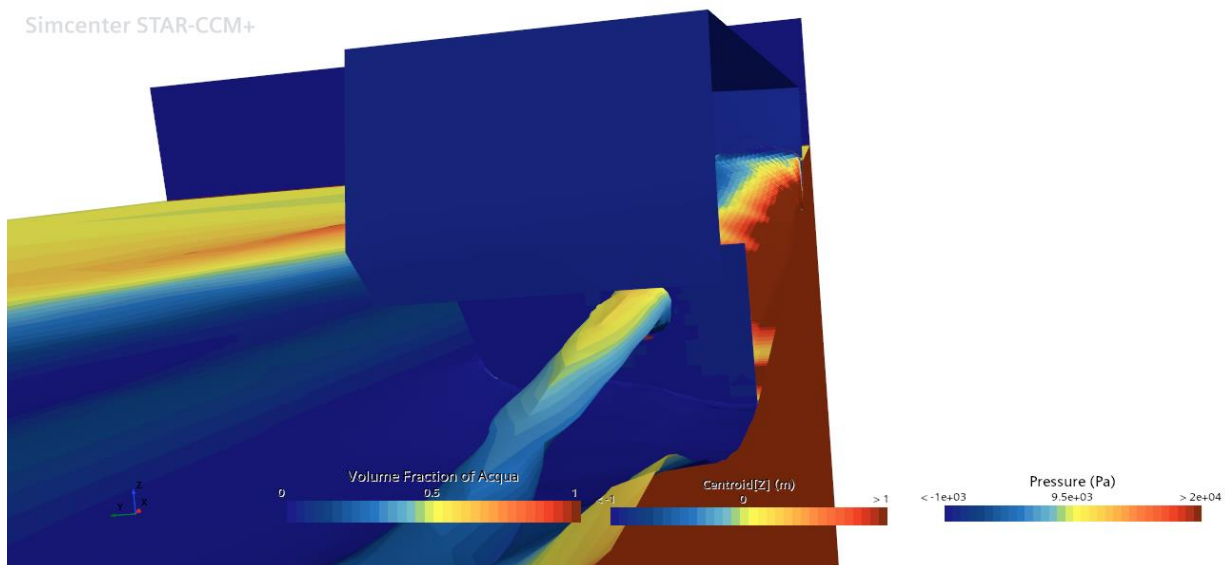


Figura 45: getto in uscita dalla condotta (1)

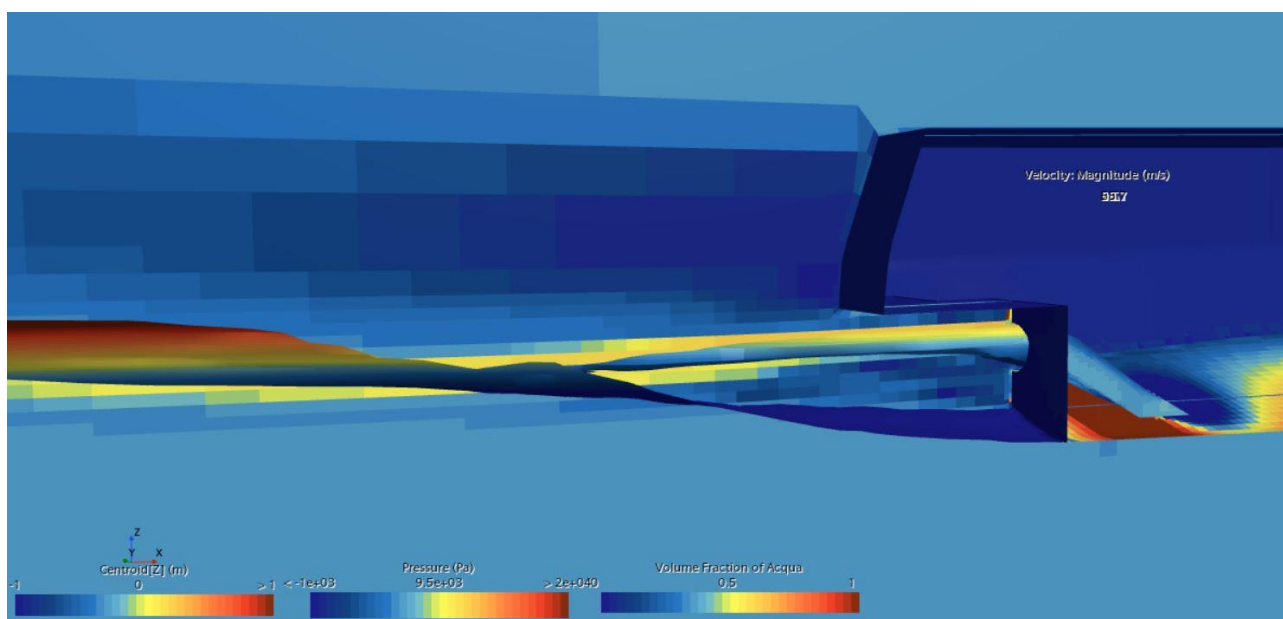


Figura 46: getto in uscita dalla condotta (2)

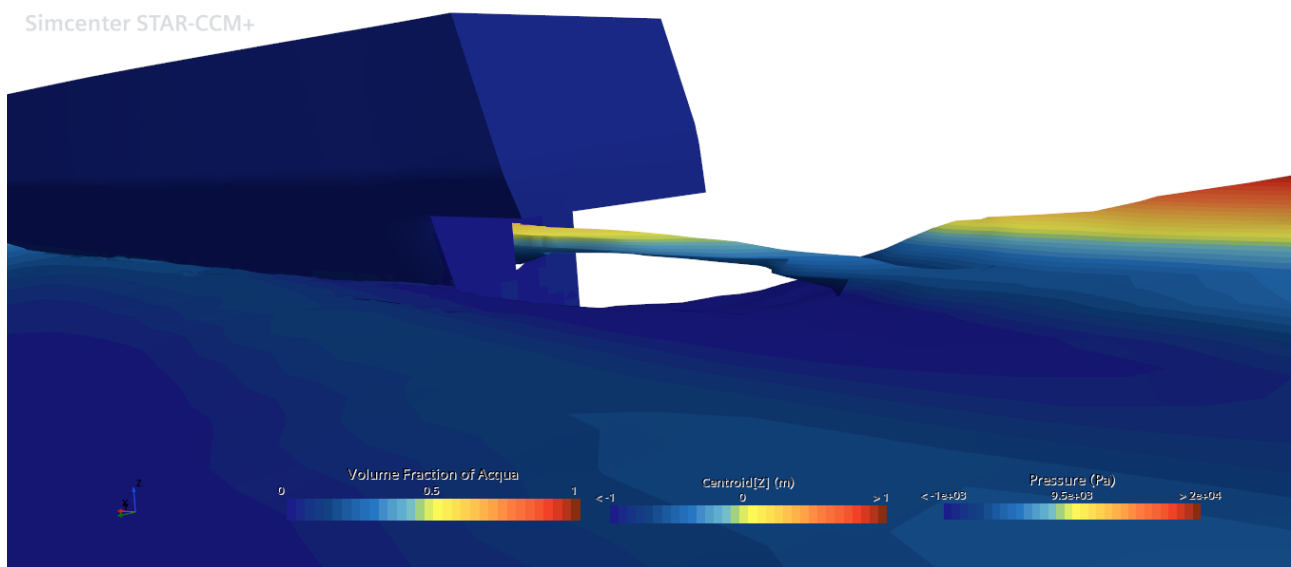


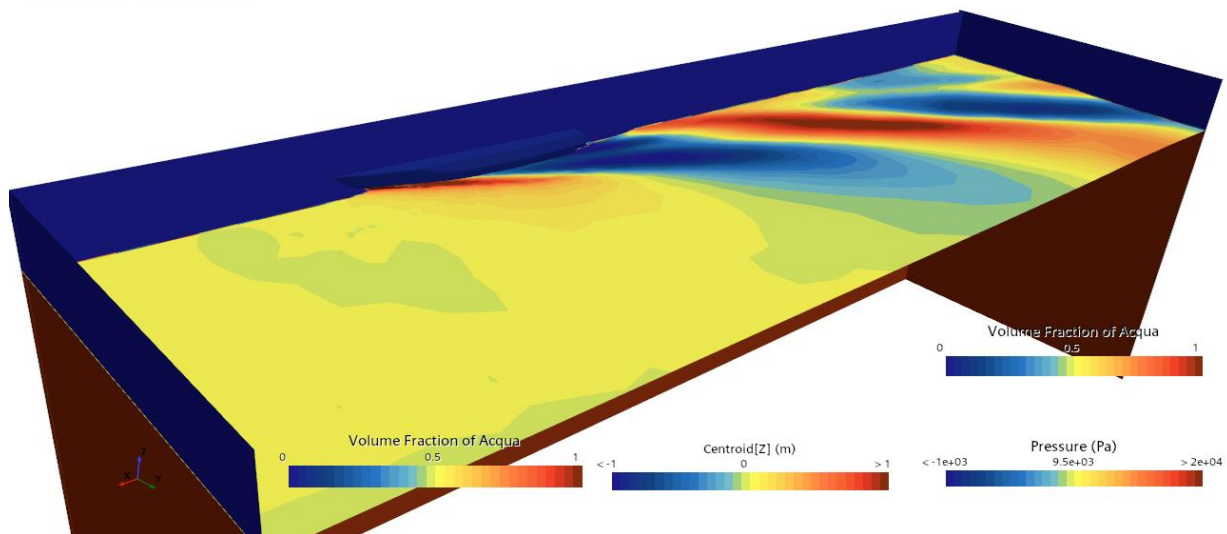
Figura 47: getto in uscita dalla condotta (3)

Analisi dei risultati

In questa sezione vengono analizzati i risultati ottenuti dalle simulazioni in condizioni di autopropulsione, confrontandoli con quelli relativi alla configurazione di puro traino. Il confronto consente di valutare l'influenza del modello semplificato di idrogetto sul campo di pressione, sull'assetto dinamico della carena e sulla spinta necessaria al mantenimento della velocità di avanzamento.

Caso 1

Simcenter STAR-CCM+



Simcenter STAR-CCM+

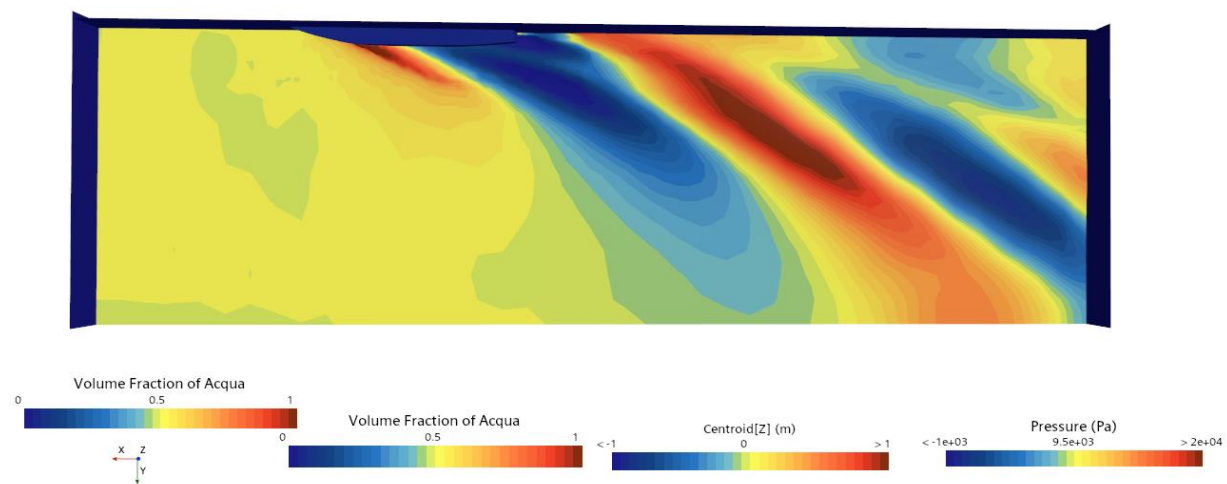


Figura 48: Andamento treno d'onde V1

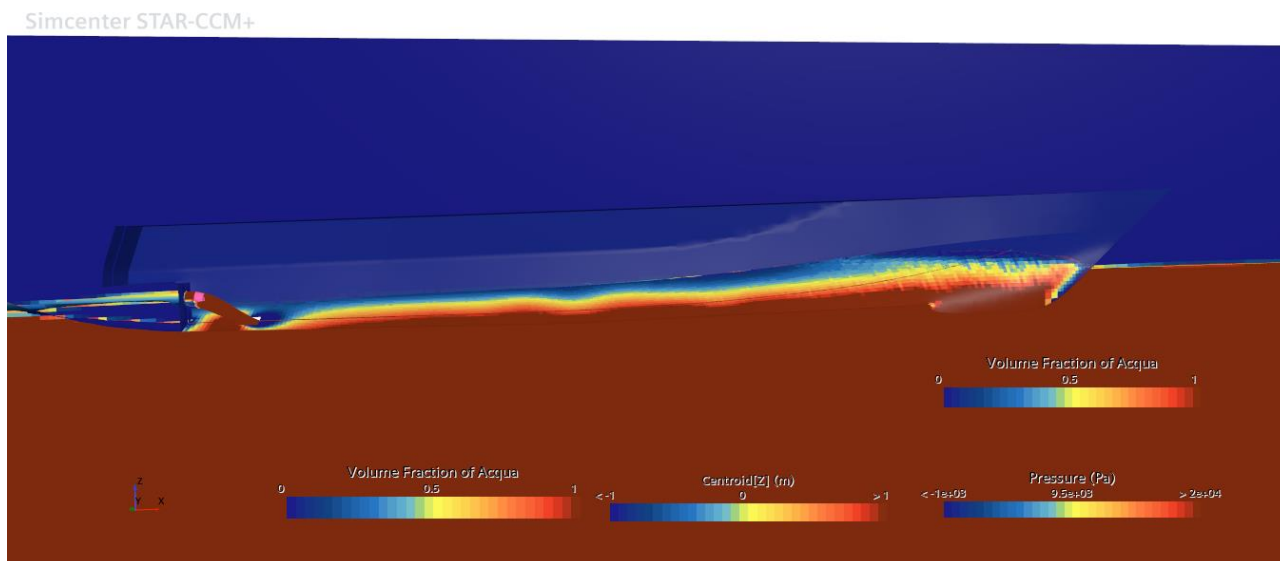


Figura 49: Andamento pressioni V1

La prima differenza tra il caso in esame e quello di riferimento, è la distribuzione delle pressioni sullo scafo:

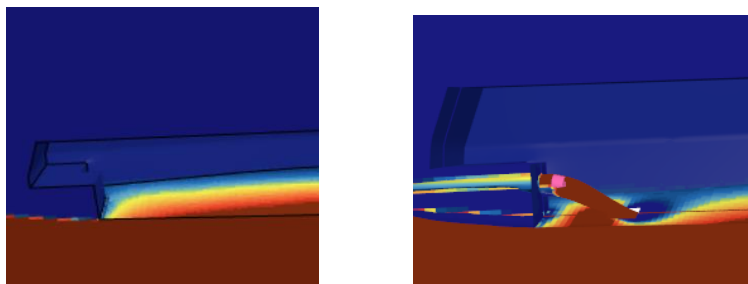


Figura 50: Comparazioni pressioni Poppa

Il confronto con la configurazione di puro traino evidenzia una variazione significativa della distribuzione delle pressioni nella zona poppiera. In particolare, l'inserimento della condotta di aspirazione genera una regione di depressione in prossimità dell'ingresso dell'idrogetto, modificando il campo di pressione locale rispetto al caso senza sistema propulsivo.

Tale comportamento è coerente con l'azione di aspirazione esercitata dal sistema ad idrogetto, che altera il flusso nella zona di poppa e influenza l'interazione tra carena e propulsore.

Uno degli aspetti più interessanti da valutare in regime di autopropulsione, è la differenza in termini di resistenza rispetto al caso base preso in esame:

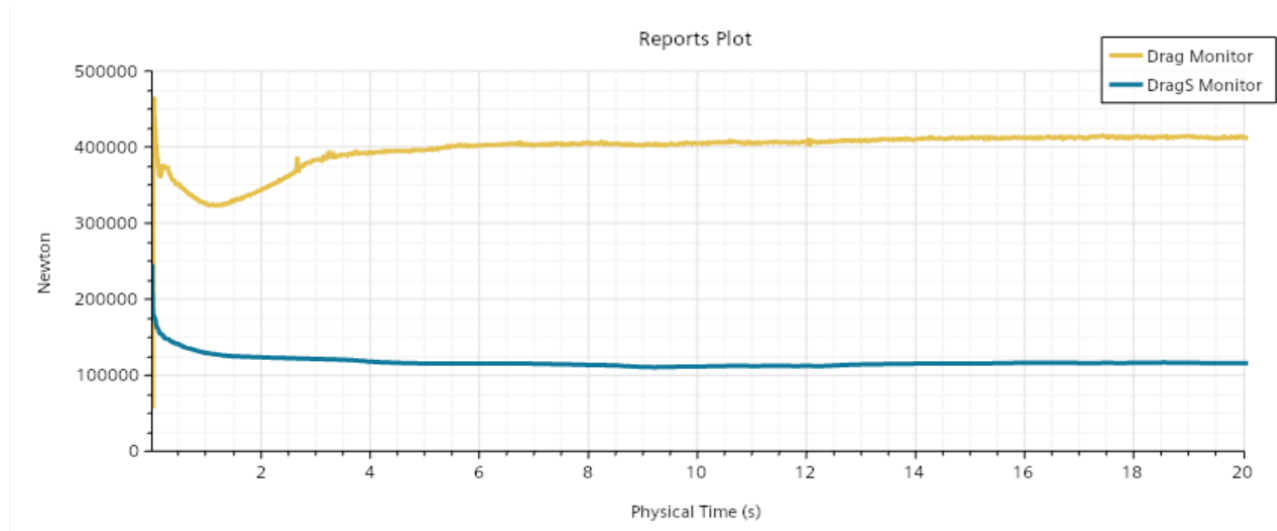


Figura 51: Andamento resistenza V1

Rispetto alla configurazione di puro traino si osserva un incremento della forza richiesta per mantenere la stessa velocità di avanzamento. Tale comportamento è associato all'interazione tra carena e sistema propulsivo, che modifica il campo di moto nella regione poppiera e altera la distribuzione delle pressioni sullo scafo.

La differenza osservata evidenzia come la spinta richiesta in condizioni di autopropulsione risulti superiore alla sola resistenza di traino, in accordo con il fenomeno della thrust deduction descritto dalla teoria propulsiva navale.

Viene inoltre riportato il grafico relativo ai motion liberi dell'imbarcazione:

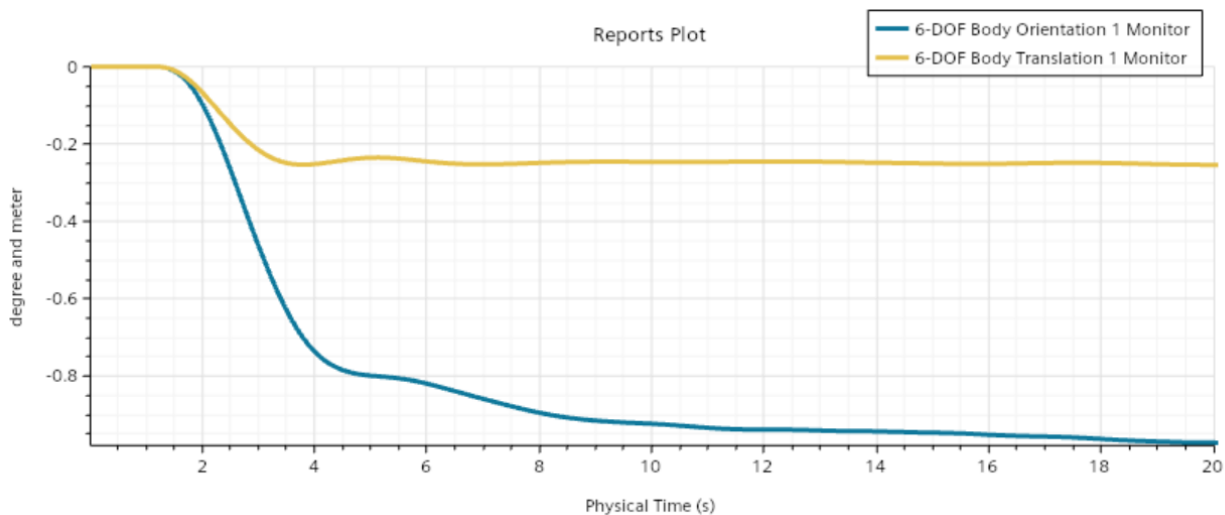


Figura 52: Andamento Trim e Sinkage V1

Il confronto con il caso di puro traino evidenzia una variazione dell'assetto dinamico della carena. L'introduzione del sistema propulsivo modifica infatti il bilancio delle forze e dei momenti agenti nella regione poppiera, influenzando sia il trim sia il sinkage.

L'aumento del trim risulta coerente con la diversa distribuzione delle pressioni osservata nella zona di poppa, mentre il maggiore affondamento suggerisce una variazione dell'equilibrio idrodinamico complessivo della configurazione autopropulsa rispetto al caso di traino.

Caso 2

Anche per la seconda condizione analizzata, l'introduzione del modello semplificato di idrogetto determina una modifica del campo di moto nella regione poppiera rispetto alla configurazione di puro traino. Il pattern ondoso e la distribuzione delle pressioni evidenziano l'influenza della condotta e del getto propulsivo sull'interazione tra carena e superficie libera.

La distribuzione delle pressioni mostra una variazione localizzata in prossimità della presa a mare e della zona di uscita del getto, confermando l'effetto del sistema propulsivo sul comportamento idrodinamico della poppa.

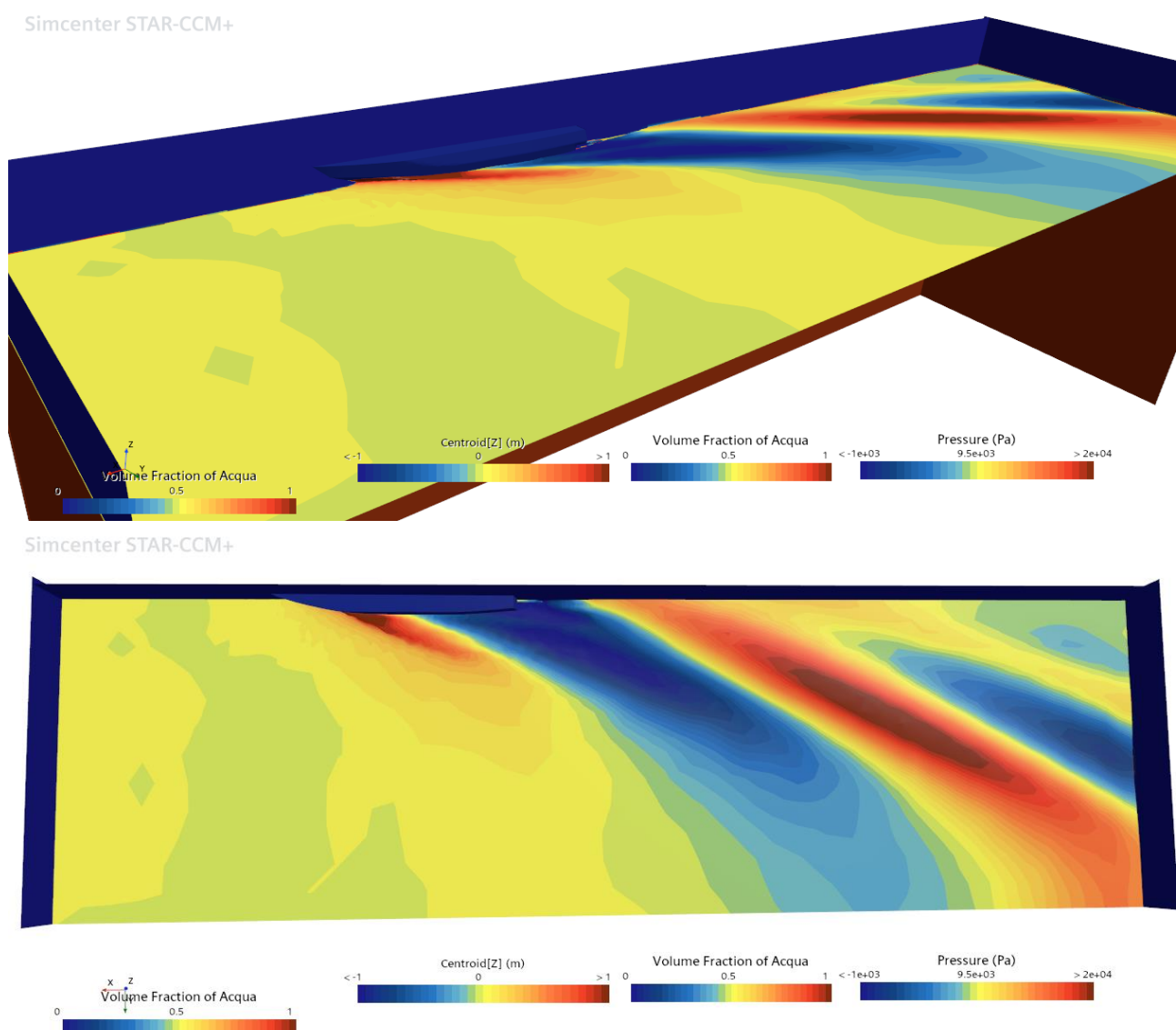


Figura 53: Andamento treno d'onde V2

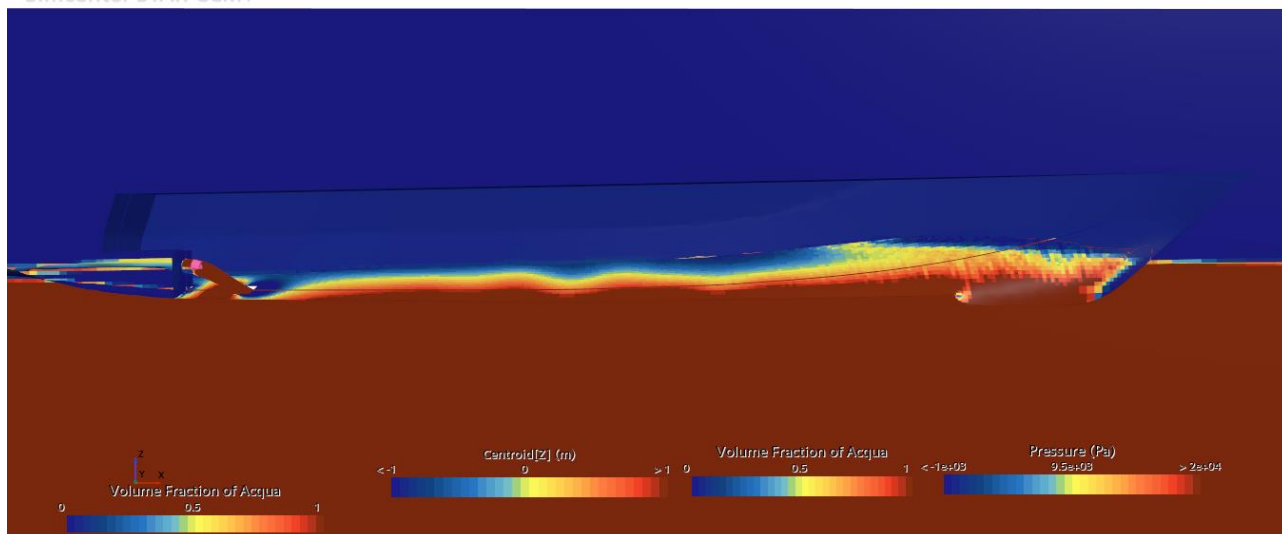


Figura 54: Andamento pressioni V2

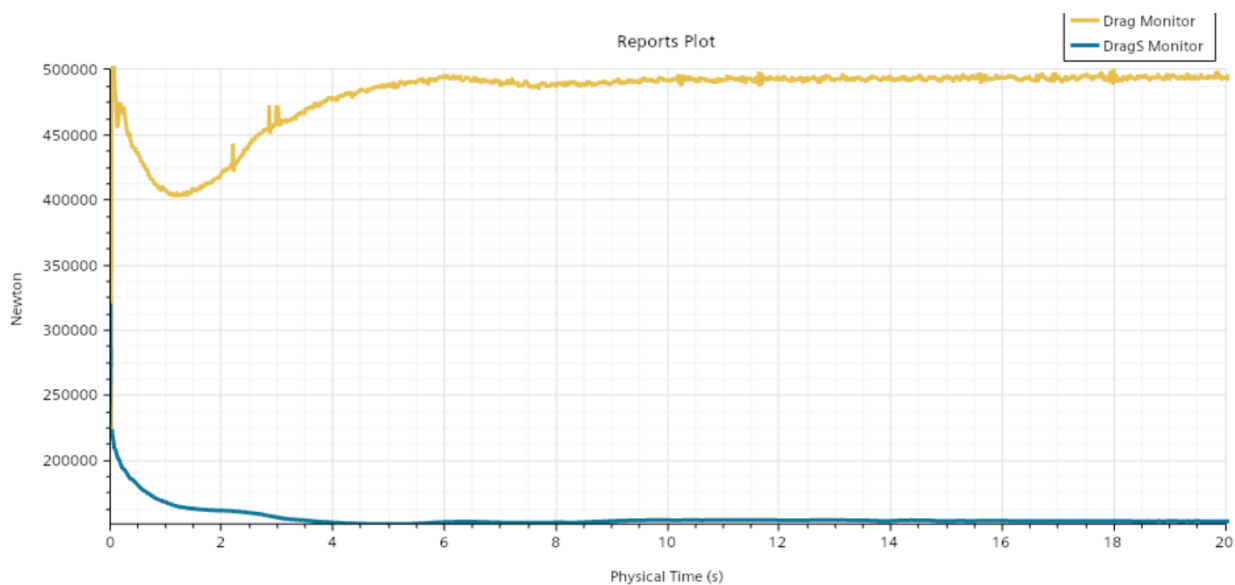


Figura 55: Andamento resistenza V2

Il confronto con il caso di traino mostra anche in questa condizione un incremento della forza richiesta per mantenere la velocità imposta. L'aumento risulta più marcato rispetto alla prima velocità analizzata, indicando una maggiore influenza dell'interazione carena-propulsore al crescere della velocità di avanzamento.

Viene inoltre riportato il grafico relativo ai motion liberi dell'imbarcazione:

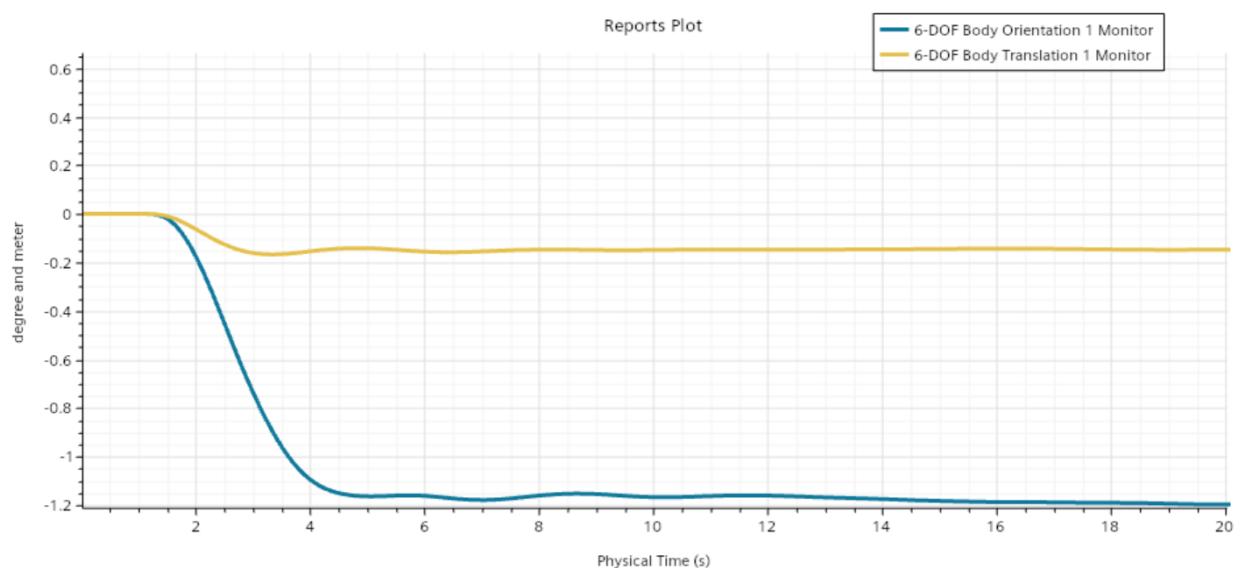


Figura 56: Andamento trim e sinkage V2

L'andamento del trim e del sinkage mostra il raggiungimento di una condizione dinamica stabilizzata dopo il transitorio iniziale. Rispetto al caso di puro traino, la presenza del sistema propulsivo determina una variazione dell'equilibrio dinamico della carena, confermando l'influenza dell'idrogetto non solo sulla spinta richiesta, ma anche sull'assetto dell'imbarcazione.

Comparazione risultati con casistica di riferimento

Viene riportata in tabella la differenza tra i risultati ottenuti in regime di puro traino e quelli nella casistica di autopropulsione

Simulazione			
V	Rt traino	Rt WJ	Diff%
[m/s]	[kN]	[kN]	
17.09	348.00	411.89	18.36
19.65	407.00	494.51	21.50

Tabella 6: Comparazione traino/autopropulsione

I risultati ottenuti evidenziano come la configurazione in autopropulsione richieda una spinta maggiore rispetto al caso di puro traino. Questo comportamento è legato all'interazione tra carena

e sistema propulsivo, che modifica il campo di moto nella regione poppiera e altera la distribuzione delle pressioni sullo scafo.

Tale fenomeno risulta coerente con il concetto di thrust deduction. In particolare, una parte della spinta generata dal propulsore non si traduce direttamente in forza utile all'avanzamento della carena, a causa dell'interazione tra il getto, la scia e il campo di pressione indotto sullo scafo. Per questo motivo, la spinta richiesta in condizioni di autopropulsione risulta superiore rispetto alla sola resistenza misurata in condizioni di traino.

In termini teorici, il fenomeno può essere ricondotto al coefficiente di thrust deduction t , definito attraverso la relazione:

$$R_T = T(1 - t)$$

dove R_T rappresenta la resistenza di traino e T la spinta effettivamente richiesta in condizioni di autopropulsione.

Vengono quindi riportati i coefficienti trovati per le due velocità, considerando che per valutare i valori di $(1 - t)$ è stata utilizzata la seguente formula:

$$(1 - t) = \frac{R_T(\text{traino})}{R_T(\text{autop.})}$$

Caso	R_T Traino	R_T autopropulsione	$(1 - t)$
1	348.00	411.89	0.85
2	407.00	494.51	0.82

Tabella 7: Stima coefficiente $(1-t)$

A partire dai risultati numerici ottenuti, il parametro $(1-t)$ assume valori pari a circa 0,85 e 0,82 per le due condizioni analizzate. Tali valori indicano che, nonostante l'idrogetto rappresenti una soluzione propulsiva particolarmente efficiente per unità veloci, la sua integrazione con la carena non è priva di effetti idrodinamici indotti. In particolare, l'interazione tra getto, scia poppiera e campo di pressione sullo scafo determina una riduzione della quota di spinta effettivamente utile all'avanzamento, quantificabile attraverso i valori riportati in tabella.

Di conseguenza, la spinta richiesta in condizioni di autopropulsione risulta superiore alla resistenza rilevata nel caso di puro traino. Questo scostamento, pari indicativamente al 15% e al 18% se espresso in termini di coefficiente di thrust deduction, evidenzia come anche un sistema propulsivo efficiente debba essere valutato considerando l'accoppiamento con la carena e non soltanto il rendimento del propulsore isolato.

9. Proposte di miglioramento e sviluppi progettuali

Nel presente lavoro sono state analizzate le prestazioni idrodinamiche e autopropulsive di diverse configurazioni di carene semiplananti mediante un approccio integrato basato su simulazioni CFD e confronto con dati sperimentali. I risultati ottenuti hanno permesso di individuare trend coerenti tra le diverse configurazioni analizzate; tuttavia, l'approccio adottato presenta alcuni limiti che suggeriscono possibili sviluppi futuri e margini di miglioramento, sia dal punto di vista numerico sia progettuale.

Miglioramenti del modello numerico

Un primo ambito di sviluppo riguarda il miglioramento del modello numerico utilizzato nelle simulazioni CFD. Nel presente lavoro le analisi sono state condotte mediante un approccio RANS con modello di turbolenza $k-\epsilon$, scelto per il buon compromesso tra accuratezza dei risultati e costo computazionale.

Tuttavia, la simulazione di carene operanti in regime semiplanante presenta fenomeni fluidodinamici complessi, legati alla superficie libera, alla scia di poppa e ai gradienti di pressione, che possono influenzare l'accuratezza delle previsioni numeriche. Per questo motivo, un possibile sviluppo futuro potrebbe riguardare il confronto con differenti modelli di turbolenza, al fine di valutarne l'influenza sui risultati ottenuti.

Un ulteriore aspetto riguarda lo studio di indipendenza dalla mesh. Sebbene la discretizzazione del dominio sia stata effettuata con particolare attenzione nelle zone di maggiore interesse, un'analisi sistematica della sensibilità dei risultati rispetto al raffinamento della mesh permetterebbe di quantificare in maniera più rigorosa l'incertezza numerica associata alle simulazioni.

Inoltre, un controllo più accurato del parametro adimensionale Y^+ nelle regioni prossime alla carena potrebbe migliorare la risoluzione dello strato limite, con effetti positivi sulla stima delle componenti viscosse della resistenza.

Infine, l'utilizzo di schemi temporali e spaziali di ordine superiore, unitamente a un'ottimizzazione del time step, potrebbe contribuire a migliorare la stabilità e l'accuratezza complessiva delle simulazioni.

Miglioramenti progettuali della carena

Dal punto di vista progettuale, i risultati ottenuti evidenziano come le modifiche geometriche introdotte, in particolare nella zona poppiera, influenzino in modo significativo le prestazioni idrodinamiche della carena.

In particolare, la presenza del wedge poppiero mostra un impatto rilevante sull'assetto longitudinale dell'imbarcazione. Un'ulteriore ottimizzazione della geometria del wedge, variandone angolo, estensione e posizione, potrebbe consentire una riduzione della resistenza totale e un miglioramento dell'efficienza propulsiva.

Analogamente, lo studio dell'influenza del bulbo prodiero potrebbe essere approfondito mediante un'analisi parametrica più estesa, finalizzata a valutare il contributo del bulbo in funzione del numero di Froude e delle condizioni operative della nave.

Un ulteriore sviluppo potrebbe riguardare l'analisi più approfondita dei moti di assetto (sinkage e trim), che risultano particolarmente rilevanti per carene operanti in regime semiplanante. Una migliore comprensione di tali fenomeni consentirebbe di ottimizzare la distribuzione dei volumi e la geometria dello scafo, con effetti diretti sulle prestazioni complessive.

Sviluppi del sistema propulsivo ad idrogetto

Per quanto riguarda il sistema propulsivo, il modello di idrogetto adottato nel presente lavoro è stato sviluppato in forma semplificata, al fine di ottenere una stima preliminare dei parametri principali di funzionamento.

Un importante sviluppo futuro consiste nell'integrazione completa del sistema ad idrogetto all'interno del modello CFD, includendo la simulazione dettagliata della presa a mare, della condotta e dell'ugello. Questo consentirebbe di analizzare in modo più accurato l'interazione tra il flusso entrante e il sistema propulsivo, nonché di valutare le perdite di carico e le eventuali distorsioni del flusso in ingresso alla pompa.

Particolare attenzione dovrebbe essere dedicata alla progettazione della presa a mare (inlet), la cui posizione e geometria influenzano in modo determinante le prestazioni del sistema. Un'analisi

CFD più approfondita potrebbe consentire di individuare configurazioni ottimali in grado di garantire una distribuzione uniforme della velocità e di ridurre il rischio di cavitazione.

Ulteriori sviluppi potrebbero includere lo studio dell'efficienza propulsiva del sistema in funzione delle condizioni operative e l'analisi del comportamento del getto in uscita, con particolare riferimento alla sua interazione con la scia della carena.

Sviluppi futuri

Infine, un possibile sviluppo del lavoro riguarda l'estensione delle analisi a condizioni operative più complesse, come la navigazione in mare formato, al fine di valutare il comportamento della carena in presenza di onde e il relativo impatto sulle prestazioni propulsive.

Un ulteriore ambito di interesse è rappresentato dall'applicazione di tecniche di ottimizzazione della forma (design optimization), che consentirebbero di individuare configurazioni di carena e di sistema propulsivo in grado di minimizzare la resistenza al moto o massimizzare l'efficienza complessiva.

Nel complesso, gli sviluppi proposti evidenziano come l'integrazione tra analisi numerica avanzata e approccio progettuale rappresenti uno strumento fondamentale per il miglioramento delle prestazioni delle imbarcazioni ad alta velocità.

Nel presente lavoro non è stata condotta un'analisi sistematica dei moti di assetto (trim e sinkage), che risultano particolarmente rilevanti per carene semiplananti. Tale aspetto rappresenta un possibile sviluppo futuro, in quanto una loro corretta valutazione potrebbe influenzare in modo significativo le prestazioni idrodinamiche.

10. Conclusioni

Nel presente elaborato è stato affrontato lo studio delle prestazioni idrodinamiche e autopropulsive di carene semiplananti di tipo traghetto, mediante un approccio integrato basato su simulazioni di fluidodinamica computazionale (CFD) e confronto con dati sperimentali provenienti da prove in vasca navale.

In una prima fase, è stata condotta la modellazione geometrica delle carene di riferimento e la successiva implementazione all'interno del software di calcolo. Le simulazioni CFD hanno permesso di determinare le principali grandezze idrodinamiche, tra cui la resistenza al moto, evidenziando un andamento coerente con i dati sperimentali al variare della velocità.

Il confronto tra risultati numerici e dati di vasca ha mostrato uno scostamento compreso tra circa il 15% e il 25%, attribuibile principalmente alle semplificazioni introdotte nel modello numerico, tra cui l'utilizzo di un modello di turbolenza RANS, le scelte di discretizzazione e l'assenza di una completa modellazione di alcuni fenomeni complessi, come la transizione e gli effetti tridimensionali del flusso in prossimità della poppa. Nonostante tali differenze, il modello CFD si è dimostrato in grado di riprodurre correttamente il comportamento globale della carena, risultando quindi uno strumento utile per analisi comparative e studi preliminari di progetto.

L'analisi delle diverse configurazioni di carena ha evidenziato l'influenza significativa delle modifiche geometriche, in particolare nella zona poppiera. La presenza del wedge e la rimozione del bulbo prodiero hanno mostrato effetti apprezzabili sull'andamento della resistenza, confermando l'importanza della corretta definizione delle appendici nella progettazione di carene operanti in regime semiplanante.

Per quanto riguarda il sistema propulsivo, è stato sviluppato un modello semplificato di idrogetto, basato sul bilancio della quantità di moto, che ha consentito una stima preliminare dei principali parametri di funzionamento, quali portata e dimensioni caratteristiche dell'ugello e della presa a mare. Il dimensionamento è stato effettuato a partire dai risultati CFD, mantenendo coerenza con l'approccio adottato nell'intero lavoro.

Si osserva tuttavia che l'utilizzo di valori di resistenza sottostimati rispetto ai dati sperimentali comporta una conseguente sottostima della spinta richiesta e, quindi, delle dimensioni del sistema propulsivo. Questo aspetto evidenzia l'importanza di una corretta validazione dei modelli numerici quando utilizzati a fini progettuali.

Nel complesso, il lavoro ha permesso di dimostrare come l'integrazione tra strumenti numerici e dati sperimentali rappresenti un approccio efficace per l'analisi delle prestazioni di carene ad alta velocità. Le simulazioni CFD, se opportunamente validate, possono costituire un valido supporto nelle fasi preliminari di progetto, consentendo di ridurre tempi e costi rispetto alle sole prove sperimentali.

Gli sviluppi futuri potranno riguardare un affinamento del modello numerico, l'introduzione di una modellazione più dettagliata del sistema propulsivo e l'estensione delle analisi a condizioni operative più complesse, al fine di ottenere una previsione sempre più accurata delle prestazioni della nave reale.

Bibliografia

Dispense/Libri

dispense prof Ferrando Architettura Navale

Dispense Numerical Marine Hydrodynamics Anno II Corso Laurea Magistrale

Dispense Ship propulsion plants Anno II Corso Laurea Magistrale

Articoli

<https://www.osti.gov/servlets/purl/5786719> (PULSE HYDROJET PROPULSION)

(Water-Jet Propulsion System Design Studies Using a Computer)

<https://www.mdpi.com/2077-1312/13/4/758>

Ringraziamenti

Desidero ringraziare il relatore per la disponibilità e il supporto fornito durante lo sviluppo di questo lavoro di tesi, così come il correlatore per i suggerimenti e le indicazioni tecniche che hanno contribuito alla realizzazione dello studio.

Desidero ringraziare la mia famiglia per il sostegno costante nel corso degli anni, e per avermi accompagnato, ciascuno a proprio modo, fino a questo traguardo.

Un ringraziamento va anche a tutte le persone che, direttamente o indirettamente, hanno reso possibile il completamento di questo percorso.

Infine, un pensiero speciale va a chi non c'è più, ma continua a essere presente nel mio percorso e nella mia crescita.