



**Politecnico  
di Torino**

## **Politecnico di Torino**

Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Sessione di Laurea Ottobre 2021

Tesi di Laurea Magistrale

## **Analisi CFD di un'Imbarcazione da Regata**

Determinazione dell'Assetto Longitudinale e delle Forze Agenti

Relatore:

Prof. Domenic D'Ambrosio

Candidato:

Simone Inguglia

Anno Accademico 2020/2021



**Politecnico  
di Torino**

---



## Abstract

*The following thesis aims to study the fluid dynamics of a racing sailboat designed and built by the Polito Sailing Team. In particular, it is a foiling boat that is equipped with appropriate appendages that allow it to fly above the free surface. The study has been conducted by means of numerical CFD analysis by using the open source software Star-CCM+ in order to determine the hydrodynamic characteristics of the hull and its submerged appendages. The survey was carried out by adopting time-dependent analysis using the DFBI (Dynamic Fluid Body Interaction) model with two degrees of freedom relative to vertical translation and the rotation around the transverse axis identifying the sinkage and the trim angle.*

*Firstly, the thesis focuses on the mesh convergence study performed in the preliminary phase. The objective of this investigation consists in the determination of the optimal computational grid that is able to guarantee the best compromise between the required computational resource and the accuracy of the results. Secondly, the thesis covers numerical CFD analyses in order to evaluate the forces acting on each boat element and the relative longitudinal attitude assumed by the sailboat for different speeds. The CFD simulations cover the entire speed range predicted in the design phase. Then, the trends of the forces acting on the hull have been evaluated as a function of the Froude number. The outcomes comparative analysis highlights the complexity of the motion of a flying boat since the different parameters that describe its navigational attitude assume different importance in relation to the speeds of the boat. Thirdly, the previous results lead to further investigations to evaluate the influence of the center of gravity position on both the longitudinal attitude and the relative hydrodynamic forces that characterize it.*

*Finally, a comparative analysis has been carried out on the results obtained from the various numerical simulations previously mentioned in order to determine the most efficient configuration characterized by the lowest hydrodynamic resistance.*



**Politecnico  
di Torino**

---



## Indice

1	Introduzione .....	8
1.1	Classificazione degli scafi .....	11
1.2	Dimensioni caratteristiche di un'imbarcazione .....	13
1.3	Sistemi di riferimento .....	15
2	Meccanica dei fluidi .....	17
2.1	Gruppi adimensionali.....	17
2.1.1	Il numero di Reynolds .....	18
2.1.2	Il numero di Froude .....	19
2.1.3	Il numero di Knudsen .....	20
2.2	La portanza .....	21
2.3	La resistenza al moto .....	26
2.3.1	La resistenza viscosa .....	27
2.3.1.1	La Resistenza di attrito .....	29
2.3.1.2	La resistenza viscosa di pressione.....	32
2.3.2	La resistenza d'onda .....	33
2.4	Le equazioni di governo .....	36
2.4.1	L'equazione di bilancio della massa.....	39
2.4.2	Le equazioni di bilancio della quantità di moto .....	39
2.4.3	L'equazione di bilancio dell'energia .....	42
2.4.4	Il tensore degli sforzi e le equazioni costitutive .....	43
3	Modellazione numerica .....	45
3.1	<i>Computational Fluid Dynamics</i> .....	45
3.2	Soluzione delle equazioni di Navier-Stokes .....	46
3.3	I modelli di turbolenza .....	49
3.3.1	Il modello $k\varepsilon$ .....	52
3.3.2	Il modello $k\omega$ .....	53
3.4	Condizioni di parete e struttura dello strato limite .....	54
3.5	Il modello VOF .....	59
3.6	Discretizzazione temporale e condizione CFL .....	60
3.7	Il modello DFBI.....	62
3.8	Tecniche di discretizzazione .....	63
3.8.1	Tipologie di griglie di calcolo .....	65
3.8.1.1	La griglia di calcolo <i>trimmed</i> .....	66
3.8.1.2	La griglia di calcolo poligonale.....	67



---

3.8.1.3	La griglia di calcolo <i>overset</i> .....	68
3.8.2	La qualità della griglia di calcolo .....	70
4	Modellazione geometrica .....	71
4.1	L'imbarcazione di riferimento .....	71
4.2	Analisi dei carichi e delle forze agenti.....	74
4.3	Definizione del dominio di calcolo.....	78
4.4	Definizione volumi di infittimento .....	81
4.5	Le condizioni al contorno .....	84
5	Studio di convergenza della griglia di calcolo .....	87
5.1	Generazione delle griglie di calcolo .....	87
5.2	Elaborazione dei risultati .....	94
5.2.1	La resistenza .....	94
5.2.2	La portanza .....	100
5.2.3	Il momento di beccheggio .....	105
5.2.4	L'assetto longitudinale .....	107
6	Caratterizzazione fluidodinamica dell'imbarcazione.....	111
6.1	Analisi dei risultati.....	111
6.1.1	La resistenza .....	112
6.1.2	La portanza .....	122
6.1.3	Il momento di beccheggio .....	127
6.1.4	La superficie immersa .....	131
6.1.5	Determinazione dell'assetto longitudinale .....	132
7	Analisi della posizione del baricentro .....	140
7.1	Analisi dei risultati.....	140
7.1.1	La resistenza .....	141
7.1.2	La portanza .....	152
7.1.3	L'efficienza idrodinamica.....	156
7.1.4	Determinazione dell'assetto longitudinale .....	157
7.1.5	La superficie immersa .....	162
8	Conclusioni.....	164
	Bibliografia.....	166

## Indice delle figure

Figura 1.1. Andamento della resistenza idrodinamica al variare della velocità .....	11
Figura 1.2. Esempio di imbarcazione “foilante”: Luna rossa (America’s cup).....	12
Figura 1.3. Definizione di opera morta e opera viva.....	13
Figura 1.4. La figura di galleggiamento.....	14
Figura 1.5. Lunghezze di riferimento dell’imbarcazione .....	14
Figura 1.6. Sistemi di riferimento .....	16
Figura 2.1. Schematizzazione della forza idrodinamica agente sul profilo alare .....	22
Figura 2.2. Distribuzione di pressione sul profilo alare .....	23
Figura 2.3. Diagramma $CL - \alpha$ .....	24
Figura 2.4. Schematizzazione del flusso su un’ala di dimensioni finite .....	25
Figura 2.5. Componenti della resistenza generata da una carena.....	26
Figura 2.6. Regioni caratteristiche del flusso in prossimità della carena .....	27
Figura 2.7. Profilo di velocità a parete: lo strato limite.....	28
Figura 2.8. Profili di velocità nello strato limite laminare e turbolento .....	30
Figura 2.9. Coefficiente di attrito al variare del numero di Reynolds (ITTC) .....	31
Figura 2.10. Distribuzione di pressione lungo le pareti della carena .....	32
Figura 2.11. Conformazione del sistema ondoso: Il pattern di Kelvin.....	34
Figura 2.12. Andamento della resistenza d’onda al variare del numero di Froude .....	35
Figura 2.13. Volume di controllo Euleriano.....	37
Figura 2.14. Volume di controllo Lagrangiano.....	37
Figura 2.15. Sistema delle forze agenti sul volume di controllo .....	40
Figura 3.1. La struttura dello strato limite.....	54
Figura 3.2. Diagramma semi-logaritmico $U^+ = f y^+$ .....	56
Figura 3.3. Trattamento di parete <i>Low</i> $y^+$ .....	57
Figura 3.4. Trattamento di parete <i>High</i> $y^+$ .....	58
Figura 3.5. Trattamento di parete <i>All</i> $y^+$ .....	58
Figura 3.6. Il modello VOF: interfaccia del flusso bifasico .....	60
Figura 3.7. Esempio di mesh strutturata e non strutturata.....	65
Figura 3.8. Esempio di mesh trimmed .....	67
Figura 3.9. Esempio di mesh poligonale.....	68
Figura 3.10. Il modello di overset: regione di overset e regione di background .....	69
Figura 3.11. Qualità della cella di calcolo: aspect ratio .....	70
Figura 4.1. Render dell’imbarcazione di riferimento: Glaros (ITA58).....	71
Figura 4.2. Modello CAD di Glaros (ITA58) .....	72
Figura 4.3. Suddivisione delle superfici dello scafo .....	73
Figura 4.4. Suddivisione superfici delle appendici .....	73
Figura 4.5. Posizione del baricentro nella configurazione poppiera .....	75
Figura 4.6. Configurazione prodiera: distribuzione dei carichi.....	76
Figura 4.7. Schematizzazione delle forze agenti sull’imbarcazione.....	77
Figura 4.8. Vista frontale del dominio di calcolo.....	79
Figura 4.9. Vista laterale del dominio di calcolo .....	79
Figura 4.10. Il dominio di calcolo: regione di background e di overset.....	80
Figura 4.11. Dominio di affinamento della superficie di separazione.....	81
Figura 4.12. Domini di affinamento della scia .....	82
Figura 4.13. Dominio di affinamento per la griglia di overset .....	83
Figura 4.14. Dominio di affinamento per il bordo di attacco del timone .....	83
Figura 4.15. Dominio di affinamento per il bordo di attacco dell’hydrofoil.....	84
Figura 4.16. Condizioni al contorno sul dominio di background .....	85
Figura 4.17. Condizioni al contorno sul dominio di overset .....	86
Figura 5.1. Mesh di riferimento .....	88

Figura 5.2. Particolare della mesh lungo la superficie di separazione .....	91
Figura 5.3. Particolare delle mesh in prossimità della carena .....	92
Figura 5.4. Particolare delle mesh lungo il bordo di attacco del timone .....	93
Figura 5.5. Resistenza generata dal timone per le diverse mesh .....	94
Figura 5.6. Studio di convergenza della mesh: contour di $y^+$ sul timone .....	96
Figura 5.7. Resistenza generata dall'hydrofoil per le diverse mesh .....	97
Figura 5.8. Studio di convergenza della mesh: contour di $y^+$ sull'hydrofoil .....	98
Figura 5.9. Resistenza complessiva per le diverse mesh .....	99
Figura 5.10. La resistenza totale al variare del numero di elementi della mesh .....	100
Figura 5.11. Resistenza generata dal timone per le diverse mesh .....	100
Figura 5.12. Studio di convergenza della mesh: contour della pressione sul timone .....	101
Figura 5.13. Portanza generata dall'hydrofoil per le diverse griglie di calcolo .....	102
Figura 5.14. Studio di convergenza della mesh: contour della pressione sull'hydrofoil .....	103
Figura 5.15. Momento di beccheggio generato dalle appendici per le diverse mesh .....	105
Figura 5.16. Momento di beccheggio complessivo per le diverse mesh .....	106
Figura 5.17. Studio di convergenza: l'angolo di trim .....	107
Figura 5.18. Studio di convergenza: l'affondamento della carena .....	108
Figura 5.19. Andamento dell'affondamento al variare del numero di celle .....	109
Figura 5.20. Andamento dell'angolo di trim al variare del numero di celle .....	109
Figura 5.21. Errore discretizzazione in funzione del tempo di calcolo .....	110
Figura 6.1. Resistenza generata dal timone per le diverse velocità .....	112
Figura 6.2. Campi di velocità lungo le sezioni longitudinali del timone .....	113
Figura 6.3. Campi di velocità lungo le sezioni trasversali del timone .....	114
Figura 6.4. Andamento della resistenza del timone al variare del numero di Froude .....	115
Figura 6.5. Contour degli sforzi di attrito agenti sul timone al variare della velocità .....	116
Figura 6.6. Resistenza generata dall'hydrofoil per le diverse velocità .....	117
Figura 6.7. Andamento della resistenza dell'hydrofoil al variare del numero di Froude .....	118
Figura 6.8. Andamento della resistenza della carena al variare del numero di Froude .....	119
Figura 6.9. Contour degli sforzi di attrito sulla carena .....	120
Figura 6.10. Ripartizione della resistenza complessiva al variare del numero di Froude .....	121
Figura 6.11. Portanza generata dal timone per le diverse velocità .....	122
Figura 6.12. Andamento della portanza generata dal timone al variare del numero di Froude .....	123
Figura 6.13. Portanza generata dall'hydrofoil per le diverse velocità .....	124
Figura 6.14. Portanza generata dall'hydrofoil al variare del numero di Froude .....	125
Figura 6.15. Campi di velocità lungo le sezioni intersecanti l'hydrofoil .....	125
Figura 6.16. Ripartizione della portanza complessiva al variare del numero di Froude .....	126
Figura 6.17. Momento di beccheggio generato dal timone .....	127
Figura 6.18. Momento di beccheggio generato dall'hydrofoil .....	128
Figura 6.19. Momento di beccheggio complessivo .....	129
Figura 6.20. Ripartizione del momento di beccheggio al variare del numero di Froude .....	130
Figura 6.21. Superficie immersa dell'imbarcazione .....	131
Figura 6.22. Andamento della superficie immersa al variare del numero di Froude .....	132
Figura 6.23. Affondamento della carena per le diverse velocità .....	133
Figura 6.24. Angolo di trim per le diverse velocità .....	134
Figura 6.25. L'angolo di trim e l'affondamento al variare del numero di Froude .....	135
Figura 6.26. Andamento della resistenza al variare dell'angolo di trim .....	136
Figura 6.27. Assetto longitudinale: vista laterale della carena per le diverse velocità .....	138
Figura 6.28. Visualizzazioni del pattern di Kelvin per le diverse velocità .....	139
Figura 7.1. Resistenza generata dal timone .....	141
Figura 7.2. Studio del baricentro: resistenza timone al variare del numero di Froude .....	142
Figura 7.3. Studio del baricentro: resistenza di pressione generata dal timone .....	143
Figura 7.4. Campi di velocità lungo le sezioni longitudinali del timone .....	144
Figura 7.5. Studio del baricentro: resistenza di attrito generata dal timone .....	145



---

Figura 7.6. Studio del baricentro: la resistenza generata dall'hydrofoil.....	146
Figura 7.7. Studio del baricentro: resistenza dell'hydrofoil al variare del numero di Froude...	147
Figura 7.8. Studio del baricentro: la resistenza di pressione generata dall'hydrofoil .....	148
Figura 7.9. Studio del baricentro: la resistenza di attrito generata dall'hydrofoil .....	149
Figura 7.10. Studio del baricentro: la resistenza totale al variare del numero di Froude .....	150
Figura 7.11. Studio del baricentro: la portanza generata dal timone.....	152
Figura 7.12. Studio del baricentro: la portanza del timone al variare del numero di Froude....	153
Figura 7.13. Studio del baricentro: la portanza generata dall'hydrofoil.....	154
Figura 7.14. Studio del baricentro: la portanza del foil al variare del numero di Froude .....	155
Figura 7.15. Studio del baricentro: l'efficienza idrodinamica.....	156
Figura 7.16. Studio del baricentro: l'angolo di trim.....	157
Figura 7.17. Studio del baricentro: l'angolo di trim al variare del numero di Froude .....	158
Figura 7.18. Studio del baricentro: affondamento della carena.....	159
Figura 7.19. Studio del baricentro: affondamento al variare del numero di Froude .....	160
Figura 7.20. Assetto longitudinale: vista laterale della carena.....	161
Figura 7.21. Studio del baricentro: la superficie immersa.....	162
Figura 7.22. Studio del baricentro: la superficie immersa al variare del numero di Froude .....	163

## Indice delle tabelle

Tabella 4.1. Parametri idrostatici .....	72
Tabella 4.2. Configurazione poppiera: coordinate dei velisti.....	75
Tabella 4.3. Configurazione poppiera: coordinate del baricentro .....	75
Tabella 4.4. Configurazione poppiera: momenti di inerzia.....	75
Tabella 4.5. Configurazione poppiera: momenti di inerzia rispetto al baricentro.....	75
Tabella 4.6. Configurazione prodiera: coordinate dei velisti .....	76
Tabella 4.7. Configurazione prodiera: coordinate del baricentro.....	76
Tabella 4.8. Configurazione prodiera: momenti di inerzia .....	76
Tabella 4.9. Configurazione prodiera: momenti di inerzia rispetto al baricentro.....	76
Tabella 4.10. Dimensioni caratteristiche del dominio di calcolo .....	79
Tabella 4.11. Dimensioni dominio di overset .....	80
Tabella 5.1. Controlli di default per la griglia di calcolo .....	89
Tabella 5.2. Calcolo della dimensione delle celle a parete.....	90
Tabella 5.3. Controlli per lo strato prismatico a parete .....	90
Tabella 5.4. Controlli di affinamento per la superficie di separazione.....	91
Tabella 5.5. Dimensioni delle celle per i livelli di affinamento .....	92
Tabella 5.6. Resistenza generata dal timone per le diverse griglie di calcolo.....	95
Tabella 5.7. Resistenza generata dall'hydrofoil per le diverse griglie di calcolo.....	97
Tabella 5.8. Resistenza complessiva per le diverse mesh .....	99
Tabella 5.9. Portanza generata dal timone per le diverse mesh.....	101
Tabella 5.10. Portanza generata dall'hydrofoil per le diverse griglie di calcolo .....	102
Tabella 5.11. Ripartizione della portanza per le diverse mesh.....	104
Tabella 5.12. Portanza complessiva per le diverse mesh .....	105
Tabella 5.13. Momento di beccheggio totale per le diverse mesh .....	106
Tabella 5.14. Studio di convergenza: l'angolo di trim .....	108
Tabella 5.15. Studio di convergenza: l'affondamento della carena.....	109
Tabella 5.16. Studio di convergenza: tempi di calcolo .....	110
Tabella 6.1. Componenti della resistenza generata dal timone .....	115
Tabella 6.2. Componenti della resistenza generata dall'hydrofoil.....	117
Tabella 6.3. Componenti della resistenza generata della carena .....	119
Tabella 6.4. Ripartizione della resistenza complessiva.....	121
Tabella 6.5. Portanza generata dal timone .....	122
Tabella 6.6. Portanza generata dall'hydrofoil .....	124
Tabella 6.7. Ripartizione della portanza complessiva.....	126
Tabella 6.8. Momento di beccheggio generato dal timone .....	128
Tabella 6.9. Momento di beccheggio generato dall'hydrofoil .....	129
Tabella 6.10. Momento di beccheggio complessivo .....	130
Tabella 6.11. Superficie immersa.....	132
Tabella 6.12. Affondamento della carena .....	133
Tabella 6.13. Angolo di trim .....	134
Tabella 7.1. Studio del baricentro: resistenza timone .....	142
Tabella 7.2. Studio del baricentro: resistenza di pressione generata dal timone.....	144
Tabella 7.3. Studio del baricentro: resistenza di attrito generata dal timone .....	145
Tabella 7.4. Studio del baricentro: la resistenza generata dall'hydrofoil.....	147
Tabella 7.5. Studio del baricentro: la resistenza di pressione generata dall'hydrofoil.....	148
Tabella 7.6. Studio del baricentro: la resistenza di pressione generata dall'hydrofoil.....	149
Tabella 7.7. Studio del baricentro: la resistenza complessiva .....	150
Tabella 7.8. Studio del baricentro: la ripartizione della resistenza complessiva.....	151
Tabella 7.9. Studio del baricentro: la portanza del timone.....	153
Tabella 7.10. Studio del baricentro: la portanza dell'hydrofoil .....	155



Tabella 7.11. Studio del baricentro: l'efficienza idrodinamica .....	156
Tabella 7.12. Studio del baricentro: l'angolo di trim .....	158
Tabella 7.13. Studio del baricentro: l'affondamento della carena.....	160
Tabella 7.14. Studio del baricentro: la superficie immersa .....	163

# 1 Introduzione

La fluidodinamica computazionale rappresenta uno strumento largamente adottato in tutte le scienze che operano nell'ambito della dinamica dei fluidi. La CFD (*Computational Fluid Dynamics*) vede come prime applicazioni quelle relative al settore aeronautico, tuttavia grazie alla commercializzazione di piattaforme di codici open source e strumenti di calcolo sempre più avanzati e performanti, la CFD svolge un ruolo preponderante anche nel settore nautico. L'analisi della carena e delle relative appendici rappresenta uno dei problemi maggiormente affrontati nell'ambito dell'ingegneria navale. In particolar modo l'evoluzione delle scienze tecnologiche ha condotto alla realizzazione di carene e appendici sempre più efficienti e performanti che richiedono modelli di analisi sempre più accurati e specifici. Le analisi delle carene vengono condotte per valutare la variazione delle grandezze caratteristiche in funzione della velocità di navigazione. Nel dettaglio l'analisi idrodinamica consiste nella valutazione dell'efficienza della carena in termini di resistenza, portanza e assetto longitudinale.

La tipologia di analisi più affidabile dal punto di vista dell'accuratezza della soluzione è rappresentata dalle simulazioni sperimentali effettuate in vasca. Tuttavia queste simulazioni sono caratterizzate da un elevato costo di realizzazione e lunghi tempi di analisi. L'analisi alternativa consiste nella simulazione numerica mediante codice di calcolo CFD. A differenza del metodo sperimentale, la simulazione numerica può consentire di ottenere il giusto grado di approssimazione della soluzione abbattendo drasticamente i costi necessari per l'analisi. Tale metodologia di analisi risulta, inoltre, particolarmente versatile poiché applicabile a molteplici fenomeni fisici caratterizzati da diverse scale geometriche. Appare dunque evidente la necessità di modellare opportunamente l'analisi in funzione delle caratteristiche fisiche che caratterizzano il problema affrontato ed i parametri principali che si vogliono analizzare. Ciononostante risulta opportuno ricordare che le previsioni effettuate mediante un'analisi numerica, non risultano mai totalmente esatte poiché durante la discretizzazione del problema, vengono introdotte diverse fonti di errore, dunque anche l'estrazione dei risultati deve essere effettuata in modo da rispettare il rigore matematico imposto dalla simulazione numerica. Per analizzare i regimi di moto della carena è possibile adottare diversi modelli di analisi ciascuno dei quali è caratterizzato da diversi gradi di approssimazione della soluzione.

La seguente tesi pone come obiettivo lo studio fluidodinamico di un'imbarcazione progettata e sviluppata dal Polito Sailing Team. Si tratta di un'imbarcazione "foilante", ovvero caratterizzata da opportune appendici immerse che ne consentono il volo sopra la superficie libera. Lo studio è stato condotto per mezzo di analisi numeriche CFD adottando il software Star-CCM+ al fine di determinare le caratteristiche idrodinamiche dello scafo e delle relative appendici immerse. Le indagini sono state effettuate mediante analisi *time-dependent* adottando il modello DFBI (*Dynamic Fluid Body Interaction*) a due gradi di libertà relativi alla traslazione verticale e alla rotazione attorno all'asse trasversale identificando dunque l'immersione o affondamento della carena e l'angolo di trim.

La tesi si articola in una prima fase relativa allo studio di convergenza della griglia di calcolo. In particolare, prima di procedere con l'indagine vera e propria relativa alla determinazione delle forze agenti e dell'assetto caratterizzato da maggiore efficienza idrodinamica, è stato necessario stabilire l'influenza della griglia di calcolo sui risultati numerici. L'obiettivo di tale indagine consiste nel determinare la griglia di calcolo ottimale in grado di garantire il miglior compromesso tra l'onere computazionale richiesto e l'accuratezza dei risultati. Lo studio di convergenza della griglia di calcolo è stato effettuato adottando una velocità della corrente pari a 4.5 [m/s], superiore alla velocità di minima sustentazione delle appendici, in modo da condurre le indagini per un regime di moto planante assicurando che la carena voli sopra la superficie libera. In questo modo si assicura che la griglia di calcolo determinata dall'analisi di convergenza risulti idonea per lo studio successivo relativo alle velocità più elevate.

La seconda fase del lavoro di tesi consiste nello studio delle forze agenti su ciascun elemento dell'imbarcazione ed il relativo assetto longitudinale assunto per diverse velocità. Le simulazioni CFD sono state calcolate ricoprendo l'intero range di velocità previsto in fase progettuale a partire da una velocità di 1.5 [m/s] sino al valore di velocità massima pari a 12 nodi ovvero circa 6.5 [m/s]. In questo modo è stato possibile valutare gli andamenti delle forze agenti sulla carena al variare del numero di Froude, gruppo adimensionale preso a riferimento per la caratterizzazione idrodinamica delle carene. Inoltre, lo studio relativo alle basse velocità consente di verificare quanto stabilito in fase progettuale in merito alla velocità di minima sustentazione delle appendici.

Il confronto dei risultati ottenuti mediante tali indagini consente dunque di identificare le andature di regata “critiche” ovvero caratterizzate da maggiore resistenza idrodinamica. L’analisi relativa alle diverse andature di regata è stata affrontata adottando una posizione del baricentro della carena ottenuta posizionando i velisti in prossimità della poppa dell’imbarcazione. L’analisi comparativa dei risultati ottenuti per le diverse velocità evidenzia la complessità del moto di un’imbarcazione volante in quanto i diversi parametri che ne dettano l’attitudine alla navigazione assumono diversa importanza a seconda delle velocità di avanzamento.

Da queste considerazioni è nata la necessità di approfondire l’indagine valutando l’influenza della posizione del baricentro sull’assetto longitudinale e le relative forze idrodinamiche che lo caratterizzano. In particolare, un cambiamento della posizione dei velisti a bordo, seppure di minima entità, comporta significative variazioni della posizione del baricentro della carena. Di conseguenza ad una variazione della posizione del baricentro corrisponde inevitabilmente una diversa ripartizione delle forze agenti e dei relativi momenti risultanti. Tali differenze, seppure si presentino per l’intero range di velocità preso in esame, risultano maggiormente evidenti per i regimi di moto nei quali lo scafo vola sopra la superficie libera. Per tale ragione l’analisi relativa all’influenza della posizione del baricentro è stata condotta adottando il medesimo range di velocità analizzato nel precedente studio escludendo la velocità di 1.5 [m/s] in quanto ben inferiore alla velocità di minima sustentazione delle appendici. La resistenza idrodinamica così come la portanza generate dalle appendici della carena risultano strettamente dipendenti dalla posizione del baricentro in quanto quest’ultimo detta il raggiungimento di un assetto orizzontale caratterizzato da maggiore efficienza.

Infine è stata effettuata un’analisi comparativa dei risultati ottenuti dalle varie simulazioni numeriche citate in precedenza al fine di determinare la configurazione più efficiente caratterizzata dalla minima resistenza idrodinamica.

## 1.1 Classificazione degli scafi

Sin dall'antichità le imbarcazioni sono state oggetto di studio per fisici ed ingegneri, che grazie all'evoluzione delle scienze e delle tecnologie hanno compreso sempre meglio i principi fisici che governano la statica e la dinamica di un'imbarcazione. Lo scafo rappresenta il principale componente di un'imbarcazione in quanto la sua geometria ne detta l'attitudine alla navigazione, pertanto, risulta necessario introdurre le varie tipologie di scafi esistenti, distinguendo per ciascuno di essi, le caratteristiche peculiari che li contraddistinguono. La classica distinzione tra le carene viene effettuata in base al principio fisico che le governa ovvero distinguendo gli scafi plananti e gli scafi dislocanti. Queste due tipologie di carene differiscono per le diverse caratteristiche geometriche e strutturali che vengono adottate in considerazione della funzione alla quale deve adempiere l'imbarcazione. Mentre la prima tipologia di scafi viene realizzata per il raggiungimento di velocità più elevate e sono governate dalla generazione di portanza, gli scafi dislocanti sono invece governati dalla sola spinta idrostatica o spinta di Archimede e sono caratterizzati da una ridotta velocità di avanzamento. Per quanto riguarda gli scafi dislocanti, assume fondamentale importanza la resistenza d'onda poiché per garantire un moto di avanzamento è necessario spostare un volume di acqua pari al volume immerso. Negli scafi plananti invece, la componente preponderante della resistenza, è rappresentata dalla resistenza di attrito generata dalla velocità con la quale l'acqua investe lo scafo. Nel seguente diagramma è riportato l'andamento della resistenza idrodinamica al variare della velocità per le due tipologie di carene descritte:

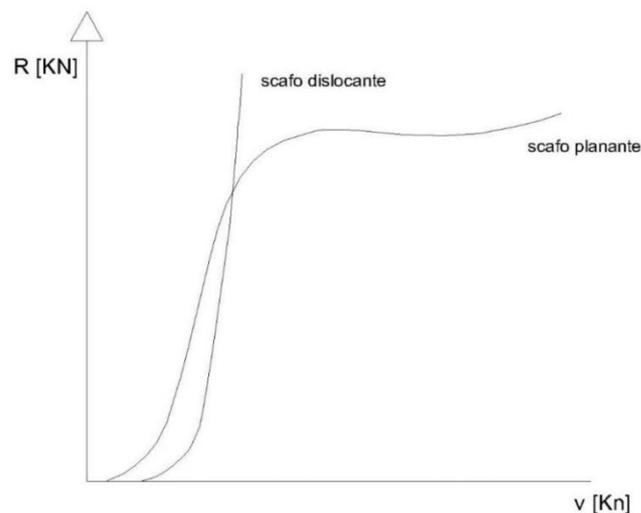


Figura 1.1. Andamento della resistenza idrodinamica al variare della velocità

Tuttavia la classificazione precedentemente esposta, risulta idonea per imbarcazioni da diporto, mentre per imbarcazioni a vela da competizione, come nel caso in esame, occorre introdurre un'ulteriore classificazione. Negli ultimi anni l'ingegneria nautica, nell'ambito delle barche a vela, ha prodotto una nuova generazione di scafi cosiddetti "foilanti" ovvero caratterizzati da opportune appendici che ne consentono il volo sopra la superficie libera. Sin dagli albori della progettazione nautica di imbarcazioni a vela, le appendici quali il timone e la deriva sono sempre stati realizzati adottando opportuni profili alari in modo da garantire massima manovrabilità e limitare al contempo lo scarroccio dell'imbarcazione sia per vento al traverso che di bolina. Ultimamente, invece, i profili alari sono stati adottati per la realizzazione di vere e proprie ali immerse che, generando portanza, consentono all'imbarcazione di volare sopra la superficie libera. Tali appendici prendono il nome di *hydrofoil* o semplicemente *foil* e presentano diverse caratteristiche simili alle ali dei velivoli.



Figura 1.2. Esempio di imbarcazione "foilante": Luna rossa (America's cup)

L'introduzione di queste appendici portanti ha condotto a drastici cambiamenti nella progettazione e realizzazione delle imbarcazioni da regata. In particolare, gli scafi "foilanti" consentono il raggiungimento di velocità più elevate ed efficienze idrodinamiche sempre maggiori rispetto alle canoniche imbarcazioni a vela. Tuttavia l'adozione degli *hydrofoil* ha stravolto i paradigmi della navigazione a vela in quanto, consentendo il volo dell'imbarcazione, modificano di fatto i principi fisici che ne governano la dinamica introducendo vincoli e limitazioni che invece sono assenti per gli scafi semplicemente plananti.

Una prima classificazione delle imbarcazioni “foilanti” viene effettuata in base al numero di scafi che li caratterizza distinguendo i monoscafi puramente volanti (America’s Cup), i multiscafi volanti e i monoscafi parzialmente volanti. Tale classificazione si basa essenzialmente sui diversi regolamenti di regata che a loro volta identificano diversi requisiti e obiettivi ma anche modi di affrontare la navigazione. Dal punto di vista tecnico, invece, è possibile introdurre ulteriori classificazioni in base alla geometria delle appendici distinguendo ad esempio scafi con *hydrofoil* superficiali e scafi con *hydrofoil* completamente immersi.

## 1.2 Dimensioni caratteristiche di un’imbarcazione

Risulta necessario effettuare una prima analisi dell’imbarcazione introducendone le componenti e le principali dimensioni caratteristiche. Un’imbarcazione è costituita da due parti principali: lo scafo e la sovrastruttura. Lo scafo rappresenta l’involucro stagno che ricopre la parte immersa e le relative appendici mentre la sovrastruttura è costituita dagli elementi che sono disposti al di sopra del ponte di coperta che rappresenta la zona che delimita lo scafo da quest’ultima. Inoltre la parte immersa dello scafo prende il nome di opera viva mentre la parte emersa è detta opera morta.

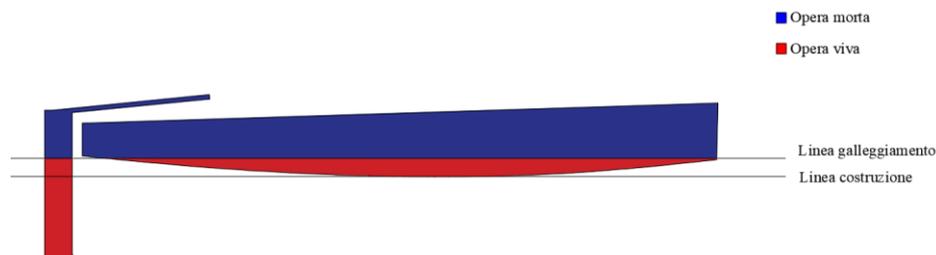


Figura 1.3. Definizione di opera morta e opera viva

I principali elementi geometrici impiegati per la determinazione delle lunghezze di riferimento sono rappresentati da:

- Il *piano di galleggiamento* è la superficie di separazione che divide l’opera viva dall’opera morta;
- La *linea di galleggiamento* è ottenuta dall’intersezione del piano di galleggiamento con la carena;
- La *figura di galleggiamento* rappresenta l’area racchiusa dalla linea di galleggiamento;

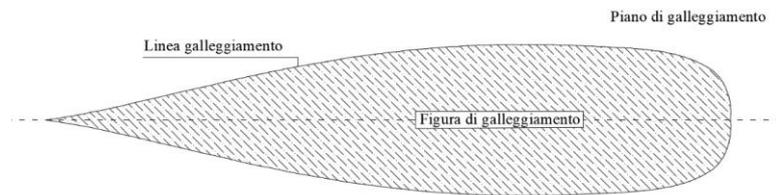


Figura 1.4. La figura di galleggiamento

- La *linea di base* giace sul piano di simmetria longitudinale e rappresenta l'asse di riferimento
- La *sezione maestra* è la sezione trasversale che racchiude la massima area immersa;
- La *prua* o *prora* rappresenta la zona anteriore dell'imbarcazione;
- Lo *specchio di poppa* è la parte della carena che chiude posteriormente la carena;
- Il *piano di simmetria* è il piano che suddivide la carena in due parti simmetriche;

Nello studio di un'imbarcazione particolare interesse va rivolto allo scafo o carena, poiché in base alla sua geometria si definisce il modo con il quale l'imbarcazione reagirà alle sollecitazioni indotte dal mare in termini di stabilità e comfort, parametri di fondamentale importanza poiché vengono adottati dagli enti certificanti per attestarne la navigabilità. Definite le linee di costruzione e di galleggiamento, si procede con la definizione delle lunghezze caratteristiche della carena.

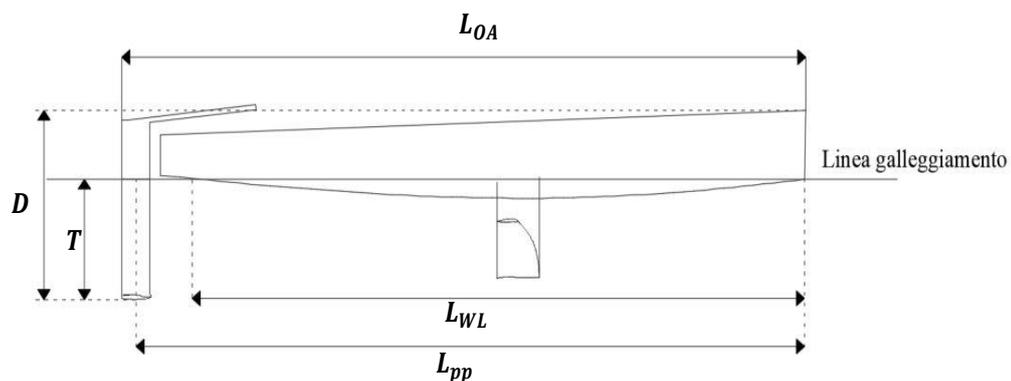


Figura 1.5. Lunghezze di riferimento dell'imbarcazione

- La *lunghezza fuori tutto*  $L_{OA}$  è la distanza totale dello scafo misurata da prua e poppa;
- La *lunghezza della linea di galleggiamento*  $L_{WL}$  rappresenta invece la lunghezza che si interpone tra i punti di intersezione tra lo scafo e la linea di galleggiamento.
- L'*immersione* o affondamento  $T$  rappresenta la distanza verticale tra piano di galleggiamento e la linea di sotto chiglia.

Indipendentemente dal tipo di imbarcazione, il primo parametro di riferimento analizzato in fase progettuale è il dislocamento ovvero il peso dell'imbarcazione che, per la legge di Archimede, è pari al peso del volume di liquido spostato. È possibile distinguere diversi dislocamenti in funzione delle diverse configurazioni di carico analizzate in fase progettuale. Particolare attenzione va rivolta al dislocamento di progetto poiché ad esso si impone che il piano diametrale sia normale al piano di galleggiamento, ovvero che la figura di galleggiamento giaccia su un piano orizzontale e che il piano diametrale risulti verticale. Il dislocamento è definito come:

$$\Delta = \rho \cdot V \quad [\text{Kg}]$$

Definiti:

- $\rho$ : densità del fluido [ $\text{Kg}/\text{m}^3$ ]
- $V$ : volume della massa di fluido spostata [ $\text{m}^3$ ]

Definito il dislocamento è possibile determinare l'immersione o affondamento dello scafo misurando l'altezza massima dell'opera viva.

### 1.3 Sistemi di riferimento

Per definire la superficie dello scafo risulta necessario stabilire la posizione e l'orientamento del sistema di riferimento adottato poiché da esso si definiscono i vari punti della carena. Le normative standard ISO 7460 e ISO 7463 raccomandano gli stessi versi positivi di quelli presenti in figura 1.6 ma non dettano ordini sulla posizione dell'origine del sistema di riferimento.

Vi sono ulteriori sistemi di riferimento aventi gli assi orientati nella stessa direzione dei precedenti ma con origine posta in corrispondenza della sezione maestra. Per analizzare il galleggiamento invece, si adotta un ulteriore sistema di riferimento stavolta fisso con la carena  $(x_0, y_0, z_0)$ . Facendo coincidere questi due sistemi, una variazione della coordinata  $z$  rispetto a  $z_0$  corrisponde ad una variazione di immersione. Considerando il sistema di assi solidale con lo scafo è possibile scomporre e analizzare i moti che esso può compiere attorno agli assi quali il rollio, l'imbardata e il beccheggio.

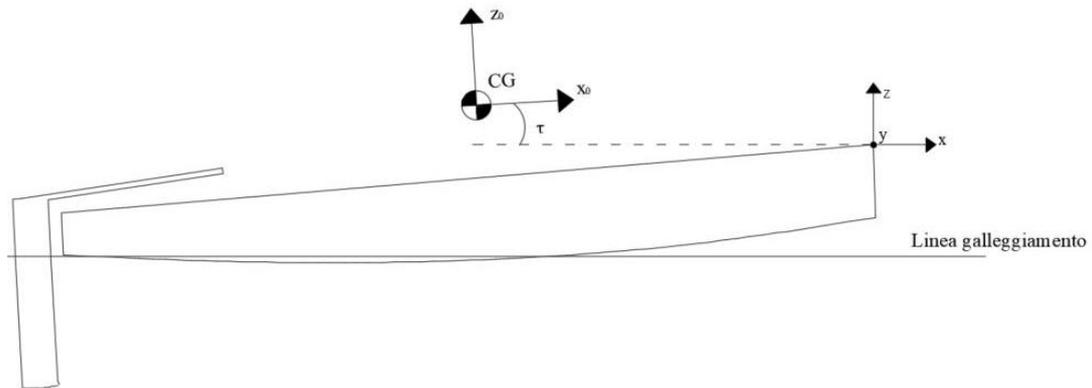


Figura 1.6. Sistemi di riferimento

Il moto di rollio, corrispondente ad una rotazione attorno all'asse  $x$  o ad un asse parallelo ad esso, è un moto oscillatorio dovuto ai movimenti dell'imbarcazione e risulta dunque variabile nel tempo. Se invece tale rotazione risulta permanente, ad esempio per una scorretta distribuzione dei carichi a bordo, prende il nome di sbandamento. Considerando invece l'asse  $y$  si determina l'assetto longitudinale mediante l'angolo di trim, ovvero l'inclinazione statica attorno ad un asse parallelo all'asse solidale con lo scafo. Se l'inclinazione risulta dinamica e dunque espressa in funzione del tempo, allora il moto viene definito di beccheggio.

## 2 Meccanica dei fluidi

Nel seguente capitolo si introducono i concetti base della meccanica dei fluidi facendo riferimento alle grandezze fisiche ed i relativi gruppi adimensionali che consentono la descrizione del campo di moto fluido. Il moto di un corpo entro una corrente fluida è governato dal principio di azione e reazione della dinamica secondo cui all'azione di una forza ne consegue una reazione uguale e contraria. In tal caso all'azione che il corpo esercita sul fluido corrisponde un'azione uguale e contraria esercitata dal fluido sul corpo. Nello studio del moto di una carena particolare attenzione va rivolta all'interazione tra fluido e struttura in quanto un'imbarcazione si trova ad operare entro due fluidi, ovvero aria ed acqua. La mutua interazione con essi comporta la nascita di un sistema di forze e momenti che dettano l'attitudine al moto della carena. In particolare, è possibile suddividere la generazione delle forze in una componente idrodinamica, dovuta all'interazione tra opera viva e acqua ed un'azione aerodinamica legata all'interazione tra opera morta e aria. Sebbene entrambi i fluidi contribuiscano alla generazione delle forze agenti sull'imbarcazione, la componente idrodinamica assume maggiore importanza per via delle diverse caratteristiche fisiche dei due fluidi. Essendo interessati alla generazione delle forze lungo le superfici immerse si focalizza l'interesse sulla componente idrodinamica. Tuttavia essendo aria e acqua entrambi dei fluidi, la fisica che governa il problema è la medesima e fa capo alla fluidodinamica ovvero la branca della meccanica dei fluidi che si occupa di studiare e comprendere il comportamento dei fluidi, ovvero liquidi e gas, in moto. La risoluzione di un problema fluidodinamico comporta, in genere, la risoluzione di complesse equazioni differenziali per il calcolo di diverse proprietà del fluido come, velocità, pressione e densità in funzione dello spazio e del tempo.

### 2.1 Gruppi adimensionali

Come descritto nel capitolo introduttivo, la resistenza all'avanzamento rappresenta il principale parametro progettuale che impone dei limiti in termini di velocità massima raggiungibile dallo scafo. Per poter analizzare dettagliatamente la resistenza totale di un'imbarcazione e la natura delle sue componenti, è necessario introdurre i principali parametri adottati per l'analisi fluidodinamica di una carena.

Come tutti i problemi di natura fluidodinamica, i parametri presi a riferimento sono rappresentati da opportuni gruppi adimensionali che esprimono il rapporto di specifiche caratteristiche del flusso. Precisamente, mediante l'applicazione del teorema di Buckingham, è possibile ricavare un numero di gruppi adimensionali indipendenti in grado di descrivere qualsiasi fenomeno fisico. Il grande vantaggio di operare mediante l'analisi dei gruppi adimensionali è rappresentato dal fatto che due diversi fenomeni fisici possono essere studiati, sotto opportune condizioni, in similitudine. Dunque due fenomeni fisici caratterizzati da diverse scale di lunghezza, come ad esempio la lunghezza di una carena e del relativo modello in scala, possono essere analizzati in maniera simile purché caratterizzati dal medesimo valore del gruppo adimensionale preso a riferimento.

### 2.1.1 Il numero di Reynolds

Il primo gruppo adimensionale preso a riferimento è noto come numero di Reynolds. Tale gruppo adimensionale consente di determinare il regime del flusso e risulta proporzionale al rapporto tra le forze a carattere inerziale e forze viscosi. Il numero di Reynolds è rappresentato dalla seguente relazione:

$$R_e = \frac{\rho v d}{\mu} = \frac{v d}{\nu}$$

Essendo definite:

- $\rho$  : densità o massa volumica [ $Kg/m^3$ ]
- $v$  : velocità del flusso [ $m/s$ ]
- $d$  : lunghezza caratteristica [ $m$ ]
- $\mu$  : viscosità dinamica [ $Pa \cdot s$ ]
- $\nu$  : viscosità cinematica [ $m^2/s$ ]

Il numero di Reynolds permette di determinare il regime del flusso distinguendo il regime di moto laminare da quello turbolento. Tale distinzione può essere effettuata mediante il diagramma bi-logaritmico di Moody nel quale sono riportati i valori del numero di Reynolds in funzione del coefficiente d'attrito viscoso e del valore della scabrezza relativa della superficie interessata.

Oltretutto, per definire quantitativamente il numero di Reynolds, dunque determinare i campi di variazione entro il quale è possibile associare gli stati di moto laminare e turbolento, è necessario stabilire delle costanti del sistema preso in esame. Tali costanti riguardano la geometria del corpo che interagisce con la corrente fluida, le condizioni al contorno in termini di temperatura e pressione ed infine le caratteristiche fisiche del fluido quali densità e viscosità.

### 2.1.2 Il numero di Froude

Il secondo gruppo adimensionale preso in esame è rappresentato dal numero di Froude. Mentre il numero di Reynolds identifica il rapporto tra le forze di inerzia e le forze viscosi, il numero di Froude esprime invece il rapporto tra le forze di inerzia e la forza peso. È possibile dimostrare che nel caso di una corrente bifasica incomprimibile, la quota della superficie di separazione tra le due fasi è strettamente legata al numero di Froude. Questa correlazione evidenzia l'estrema importanza di tale parametro per la caratterizzazione idrodinamica delle carene in quanto consente di descrivere il comportamento del flusso in prossimità dello scafo e lungo la superficie di separazione.

Il numero di Froude è definito come:

$$Fr = \sqrt{\frac{v_0^2}{gL_0}} = \frac{v_0}{\sqrt{gL_0}}$$

Essendo:

- $v_0$  : velocità del flusso [ $m/s$ ]
- $g$  : accelerazione di gravità [ $m/s^2$ ]
- $L_0$  : lunghezza di riferimento [ $m$ ]

Inoltre indicando con  $A$  l'area della superficie di separazione e con  $h$  la quota dal fondale, è possibile esprimere il numero di Froude come rapporto tra la velocità media della corrente e la velocità di propagazione delle onde infinitesime che si presentano sulla superficie.

Introducendo la lunghezza di riferimento detta larghezza superficiale  $B$  si ottiene:

$$B = \frac{dA}{dh}$$

$$Fr = \frac{v_0}{\sqrt{gB}}$$

Il numero di Froude risulta inoltre il parametro di riferimento per definire l'andamento della velocità della corrente, consentendo di distinguere la corrente supercritica o veloce dalla corrente subcritica o lenta a seconda che il numero di Froude risulti maggiore o minore di 1. Il numero di Froude rappresenta altresì il parametro di riferimento per la classificazione dei diversi regimi di moto dello scafo. Per bassi valori del numero di Froude ( $Fr < 0.4$ ) lo scafo viene considerato in regime pienamente dislocante. Tale regime di moto è caratterizzato dalla mancata generazione di portanza per cui il peso dell'imbarcazione è interamente sostenuto dalla spinta idrostatica. Per valori del numero di Froude compresi tra 0.4 e 0.75 si ha il regime di pre-planata. Questo rappresenta il più complesso da analizzare poiché rappresenta la transizione da un regime di moto pienamente dislocante ad un regime di moto planante. La complessità dell'analisi di tale regime deriva dal cambiamento della configurazione di equilibrio delle forze e dei momenti agenti sulla carena. La portanza generata dal moto relativo tra fluido e struttura risulta direttamente proporzionale alla velocità di avanzamento dello scafo per cui un incremento di velocità superiore al valore corrispondente a  $Fr = 0.4$  comporta la variazione dello stato di equilibrio delle forze agenti sulla carena.

### 2.1.3 Il numero di Knudsen

L'ultimo gruppo adimensionale è rappresentato dal numero di Knudsen, largamente adottato in diversi campi della fisica, definito come il rapporto tra cammino medio molecolare  $\lambda$  e una lunghezza caratteristica  $L$  del fenomeno fisico preso in esame. Il numero di Knudsen è definito dunque come:

$$Kn = \frac{\lambda}{L} = \frac{K_B T}{\sqrt{2\pi\sigma^2 PL}}$$

Essendo definite:

- $K_B$ : costante di Boltzmann
- $T$ : temperatura del sistema [K]
- $P$ : pressione del sistema [Pa]
- $\sigma$ : diametro delle particelle [m]

Il numero di Knudsen svolge un ruolo centrale nello studio della fluidodinamica in quanto consente di identificare i diversi regimi del flusso, definendo il campo di validità entro il quale è possibile considerare il fluido come continuo. I regimi del flusso sono definiti come:

- $Kn < 10^{-2}$ : il flusso è considerato come continuo ovvero la velocità del fluido in prossimità della parete è pari alla velocità della parete stessa;
- $10^{-2} < Kn < 10^{-1}$ : il flusso è definito come leggermente rarefatto ovvero si può continuare a considerare il flusso come continuo tuttavia la velocità del fluido a parete può essere diversa da quella della parete stessa (*slip flow regime*);
- $10^{-1} < Kn < 10$ : il regime di moto è detto di transizione o moderatamente rarefatto e risulta particolarmente complesso da analizzare;
- $Kn > 10$ : il flusso è rarefatto ovvero gli effetti degli urti tra le molecole e la superficie solida sono predominanti rispetto agli urti tra le molecole stesse.

Nel caso in esame si farà riferimento alla condizione di flusso continuo ovvero considerando il fluido come un mezzo continuo e non costituito da un insieme di molecole. Questa condizione risulta soddisfatta quando la dimensione caratteristica risulta sufficientemente grande rispetto al libero cammino medio molecolare.

## 2.2 La portanza

Come menzionato in precedenza, l'imbarcazione presa in esame è dotata di opportune appendici dette *hydrofoil* che, generando portanza, consentono il volo della carena sopra la superficie di separazione. Per comprendere il meccanismo di generazione della portanza risulta necessario introdurre i concetti principali che governano tale fenomeno.

Gli *hydrofoil* vengono concepiti con le stesse caratteristiche e proprietà delle ali dei velivoli. Per tale ragione la fisica che governa la generazione di portanza e analogamente di resistenza è la medesima. Prima di procedere con la descrizione delle caratteristiche geometriche e idrodinamiche dell'*hydrofoil* occorre introdurre le nozioni di base relative ai profili alari. Il profilo alare rappresenta l'unità bidimensionale di cui si compone la sezione trasversale di una generica ala, sia per il caso aerodinamico che idrodinamico. Di seguito è schematizzato il sistema di forze agenti sul generico profilo alare generato dall'interazione tra fluido e struttura:

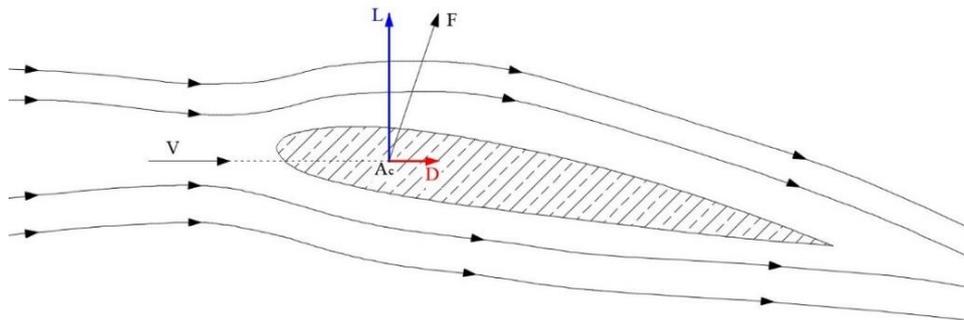


Figura 2.1. Schematizzazione della forza idrodinamica agente sul profilo alare

La forza idrodinamica è rappresentata dal vettore  $F$  che può essere scomposto in una componente di portanza  $L$  diretta perpendicolarmente alla direzione della corrente e una componente di resistenza  $D$  diretta parallelamente alla direzione del moto di avanzamento. Il flusso che lambisce il dorso ed il ventre del profilo è caratterizzato da diverse velocità per cui, in accordo a quanto previsto dal teorema di Bernoulli, la pressione in queste due regioni è differente:

$$P_{tot} = P_s + \frac{1}{2} \rho V^2 + \rho g z = costante$$

Essendo definiti:

- $P_{tot}$ : pressione totale [ $pa$ ]
- $P_s$ : pressione statica [ $pa$ ]
- $\rho$ : densità del fluido [ $kg/m^3$ ]
- $V$ : velocità relativa [ $m/s$ ]
- $g$ : accelerazione di gravità [ $m/s^2$ ]
- $h$ : quota potenziale [ $m$ ]

Il flusso sul dorso subisce un'accelerazione generando dunque un valore di pressione inferiore rispetto al ventre che invece genera un effetto decelerante sulla corrente provocando un incremento di pressione. La differenza di pressione che si instaura tra le due pareti del profilo da origine alla portanza.

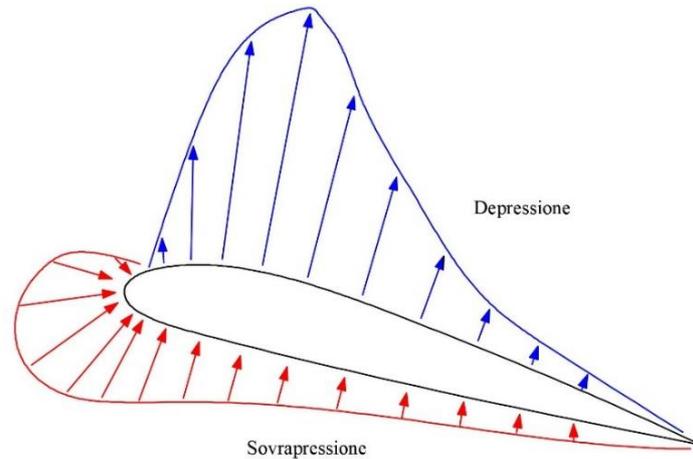


Figura 2.2. Distribuzione di pressione sul profilo alare

Il medesimo concetto può essere analogamente espresso facendo riferimento alla terza legge di Newton nota come principio di azione reazione. Il profilo esercitando una forza verso il basso al fluido riceve una reazione uguale e contraria verso l'alto. Le relazioni che esprimono le forze di portanza e resistenza sono definite come:

$$L = \frac{1}{2} \rho V^2 S c_L$$

$$D = \frac{1}{2} \rho V^2 S c_D$$

Essendo definiti:

- $\rho$ : densità del fluido [ $kg/m^3$ ]
- $V$ : velocità relativa [ $m/s$ ]
- $S$ : superficie [ $m^2$ ]
- $c_L$ : coefficiente di portanza
- $c_D$ : coefficiente di resistenza

Il coefficiente di portanza assume un ruolo cruciale nella generazione di portanza in quanto il suo valore dipende da diverse grandezze quali ad esempio l'angolo di incidenza e le caratteristiche geometriche del profilo. Per tale ragione si riporta di seguito un tipico andamento del coefficiente di portanza al variare dell'angolo di incidenza:

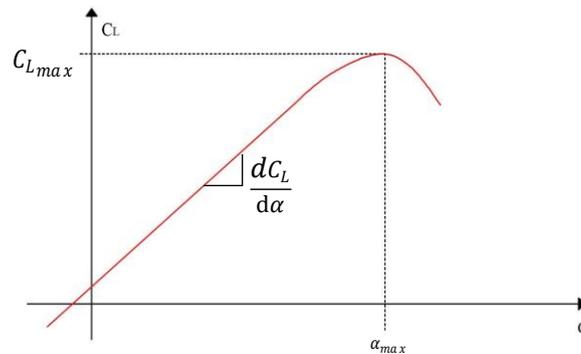


Figura 2.3. Diagramma  $C_L - \alpha$

Nel precedente grafico si identifica l'angolo di incidenza massimo  $\alpha_{max}$  al quale corrisponde il massimo valore del coefficiente di portanza oltre il quale si verifica il fenomeno di stallo caratterizzato dalla repentina diminuzione di portanza.

Quanto precedentemente esposto risulta valido nel caso bidimensionale ovvero per i profili alari. Nel caso tridimensionale, invece, per via delle dimensioni finite dell'ala si instaura un meccanismo di induzione di velocità da parte dei vortici di estremità alare. Una delle teorie a cui si fa riferimento per lo studio della portanza generata da un'ala finita è rappresentata dalla teoria della linea portante, elaborata da Ludwig Von Prandtl, in cui l'ala viene sostituita da un sistema di vortici, denominato a ferro di cavallo, avente l'asse giacente lungo la linea dei fuochi dell'ala.

Lanchester e Prandtl individuarono come l'insieme di un articolato sistema vorticoso provochi una circolazione attorno all'ala che genera una forza aerodinamica e, attraverso la velocità da esso indotte, la deviazione della corrente. Ogni piano portante finito presenta una differenza di pressione tra intradosso e estradosso che si annulla in corrispondenza delle estremità libere, ove viene a mancare la separazione tra le due zone a differente pressione. Il gradiente di pressione che in tal modo si genera lungo l'apertura alare, da origine ad una deviazione delle linee di corrente verso l'interno sul dorso e verso l'esterno sul ventre.

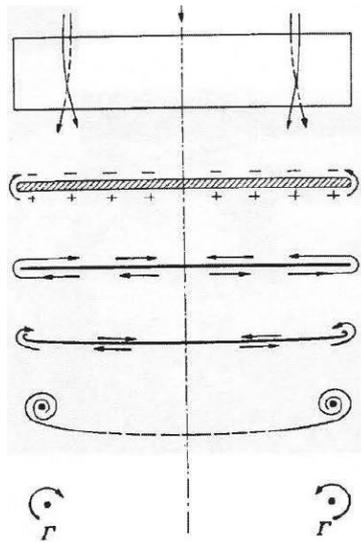


Figura 2.4. Schematizzazione del flusso su un'ala di dimensioni finite

Nel dettaglio, in corrispondenza del bordo di fuga, le linee di corrente provenienti dal dorso e dal ventre presentano una diversa inclinazione generando dunque una superficie di discontinuità della velocità. Questa superficie costituisce un vero e proprio strato vorticoso che all'origine risulta piana e tende via via ad incurvarsi man mano che si allontana dall'ala dando origine a due distinti vortici con senso di rotazione opposto. Il sistema vorticoso induce, in prossimità dell'ala, una distribuzione di velocità verticale nominata *downwash*  $\omega_i$  pari a:

$$\omega_i = \frac{C_L}{\pi A} V$$

Dove  $C_L$  è il coefficiente di portanza dell'ala finita. Di conseguenza l'angolo di incidenza locale diminuisce di una quantità  $\alpha_i$  denominato angolo di incidenza indotta:

$$\alpha_i = \frac{C_L}{\pi A}$$

Pertanto, la composizione della corrente indisturbata con la componente di velocità verticale prima citata da origine ad una diminuzione dell'angolo di incidenza effettivo:

$$\alpha_{eff} = \alpha - \alpha_i$$

Per tale ragione, la portanza generata da un'ala finita risulta inferiore rispetto a quella di un generico profilo alare.

## 2.3 La resistenza al moto

La resistenza all'avanzamento rappresenta uno dei parametri mediante il quale vengono classificate le tipologie di carene in quanto di fatto vincola il raggiungimento di elevate velocità. I fattori principali che determinano la resistenza all'avanzamento sono rappresentati dalla velocità con la quale il fluido lambisce le pareti della carena e la superficie immersa di quest'ultima. Per tale ragione, la resistenza al moto consente di determinare la velocità massima raggiungibile dalla carena. La resistenza di una carena presenta diverse componenti ciascuna delle quali assume diversa importanza a seconda della velocità di avanzamento e della tipologia di imbarcazione. A tale scopo, è riportato di seguito l'andamento qualitativo della resistenza totale agente su una generica carena al variare della velocità di avanzamento:

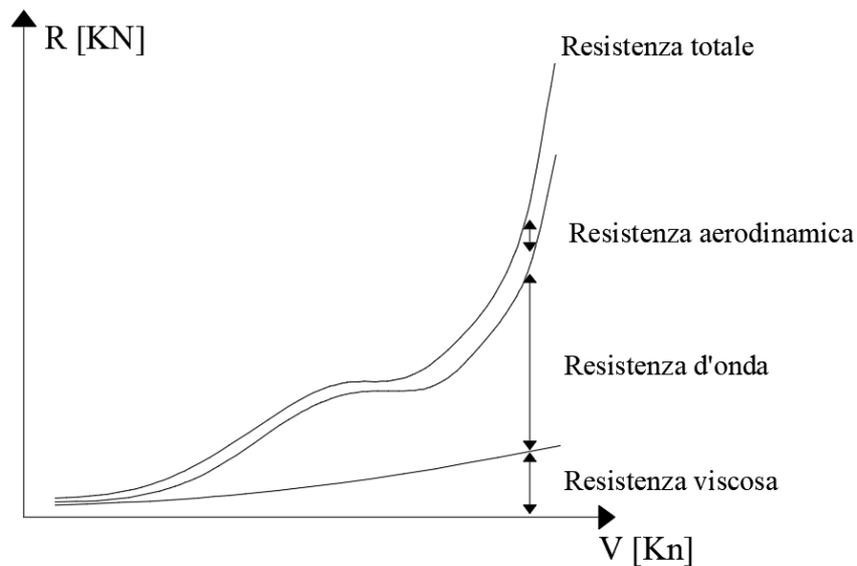


Figura 2.5. Componenti della resistenza generata da una carena

Si deduce chiaramente come il contributo di resistenza predominante sia quello relativo alla componente idrodinamica mentre la resistenza aerodinamica, seppure sia presente, risulta notevolmente inferiore. La ragione di tale differenza risiede nelle differenti caratteristiche fisiche dei due fluidi ovvero densità e viscosità. Inoltre si riscontra come al variare della velocità di avanzamento le componenti di resistenza apportano un diverso contributo al computo della resistenza totale. Per analizzare la generazione della resistenza idrodinamica occorre introdurre le varie componenti in modo da comprendere la loro natura ed i relativi principi fisici che le governano.

### 2.3.1 La resistenza viscosa

La resistenza viscosa, come indica il nome stesso, deriva dalle forze viscosse che si generano tra il corpo ed il fluido entro cui si muove. Infatti, è la viscosità del mezzo che comporta la crescita, diretta o indiretta, di questa componente di resistenza. A sua volta la resistenza viscosa può essere suddivisa in due componenti ovvero la resistenza di attrito e la resistenza viscosa di pressione. Per comprendere il meccanismo di generazione della resistenza viscosa occorre introdurre alcuni concetti della meccanica dei fluidi.

Considerando un generico corpo in moto immerso in un mezzo fluido, è possibile distinguere tre principali regioni del flusso. Il flusso esterno è rappresentato da un moto a potenziale che, essendo caratterizzato da una vorticità nulla, non è influenzato dagli effetti viscosi. Nella regione di flusso intermedio, ove si genera la scia del corpo, incominciano a presentarsi fenomeni di natura viscosa caratterizzati da bassa intensità e per questo possono essere trascurati. La regione di fluido a ridosso del corpo, si caratterizza invece per la presenza di fenomeni viscosi la cui intensità non può essere trascurata.

Nella figura 2.6 è riportata una vista dal basso di un generico scafo in movimento in acqua calma:

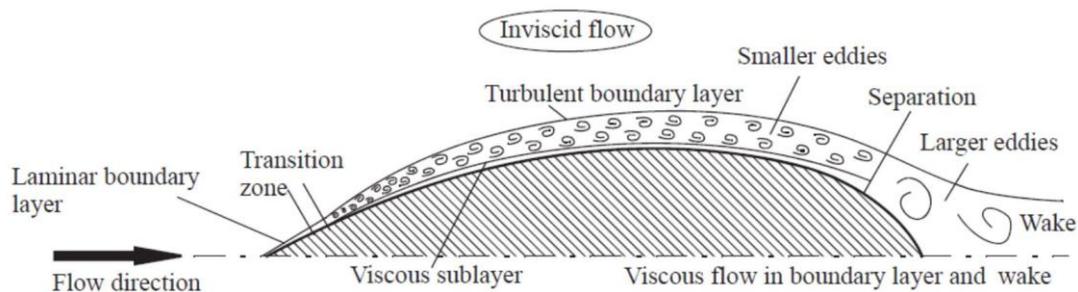


Figura 2.6. Regioni caratteristiche del flusso in prossimità della carena

A partire dalle pareti della carena, la velocità aumenta gradualmente passando da un valore nullo in prossimità della parete (condizione di aderenza) fino al valore della velocità della corrente indisturbata. La porzione di fluido entro la quale avviene tale variazione di velocità è nominata strato limite e rappresenta la regione di flusso all'interno del quale la viscosità manifesta i suoi effetti generando il contributo di resistenza di attrito.

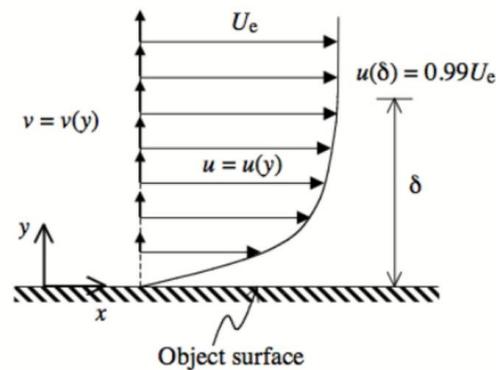


Figura 2.7. Profilo di velocità a parete: lo strato limite

Il parametro preso a riferimento per lo studio dei fenomeni che si verificano all'interno dello strato limite è rappresentato da una lunghezza caratteristica, denominata spessore dello strato limite  $\delta$ , definito come la distanza dalla parete entro la quale la velocità raggiunge un valore pari al 99% della velocità indisturbata. Particolare interesse va rivolto al fenomeno di ispessimento dello strato limite che si instaura lungo le pareti della carena. In prossimità della prua lo strato limite risulta essere particolarmente sottile e caratterizzato da una lenta variazione di velocità tra una vena fluida e la successiva. In questa regione lo strato limite assume carattere laminare. Ad una certa distanza dalla prua incominciano ad instaurarsi dei disturbi che provocano la rottura della struttura del flusso che si porta in una condizione caotica ovvero il flusso diventa turbolento. Mentre lo strato limite laminare genera una minore resistenza di attrito, lo strato limite turbolento genera invece una minore resistenza di pressione, ciononostante, per via degli elevati gradienti di velocità che caratterizzano lo strato limite turbolento, quest'ultimo genera una maggiore resistenza totale. Per tale ragione è preferibile avere uno strato limite laminare in una regione quanto più ampia possibile della carena in modo da ridurre la resistenza viscosa. La regione all'interno della quale il flusso passa da regime laminare a turbolento prende il nome di regione di transizione e generalmente è caratterizzata da una dimensione ridotta. Dopo tale transizione lo strato limite è caratterizzato da strutture vorticosi di diverse dimensioni (*eddies*) e con frequenze di sfilamento dipendenti dal numero di Reynolds. Un altro fenomeno rilevante che contribuisce alla generazione di resistenza è rappresentato dalla separazione della corrente. Considerando, ad esempio, una prua con caratteristiche geometriche di corpo tozzo, il flusso non riesce a seguire la superficie e si piega rapidamente verso l'interno provocando il distacco della vena fluida dalle pareti della carena generando un repentino incremento della resistenza di pressione.

### 2.3.1.1 La Resistenza di attrito

Introdotti i concetti di base relativi alla resistenza viscosa, è possibile procedere descrivendo la prima componente di resistenza derivante dalle forze di attrito viscoso che si generano tra le pareti della carena ed il fluido ad essa circostante. Nell'analisi della resistenza d'attrito, assume fondamentale importanza il numero di Reynolds poiché, esprimendo il rapporto tra le forze di inerzia e le forze viscosi, consente l'analisi del regime di moto del flusso attorno la carena. Per via della condizione di aderenza, le particelle fluide in prossimità delle pareti sono caratterizzate da una velocità nulla. Pertanto, a causa dei legami molecolari che caratterizzano un fluido viscoso si instaura una mutua interazione tra i filetti fluidi adiacenti. Il risultato è che il corpo esercita sulle particelle fluide ad esso adiacenti un'azione accelerante e per via del principio di azione e reazione il fluido esercita un'azione frenante sul corpo. La forza di attrito è infatti proporzionale al rateo con il quale la velocità del fluido aumenta con la distanza dalla superficie. Dato che gli sforzi di attrito si generano sulle superfici della carena, minimizzare la superficie bagnata può essere fortemente vantaggioso in quanto consente di ridurre notevolmente la resistenza di attrito permettendo dunque il raggiungimento di velocità più elevate. Tali considerazioni hanno condotto alla realizzazione degli scafi "foilanti" che, volando sopra la superficie libera, garantiscono una drastica riduzione della superficie immersa della carena consentendo dunque il raggiungimento di efficienze idrodinamiche sempre più elevate.

A seconda della natura dello strato limite, laminare o turbolento, si presenta una diversa distribuzione di velocità e conseguentemente una distinta azione degli sforzi di attrito. Questi ultimi sono definiti come il prodotto della viscosità dinamica per il gradiente di velocità in direzione ortogonale alla superficie:

$$\tau_w = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)_w$$

Tale definizione evidenzia dunque la proporzionalità che lega i gradienti di velocità in direzione ortogonale alla parete agli sforzi di attrito che si generano su di essa. Mentre nel caso di strato limite laminare le azioni molecolari che agiscono tra i vari filetti fluidi sono molto deboli, nel caso di strato limite turbolento, per via del mescolamento generato dalle strutture turbolente, i vari strati di fluido interagiscono in modo più intenso.

Nel seguente diagramma è riportato l'andamento qualitativo della velocità all'interno dello strato limite al variare della velocità di avanzamento della carena:

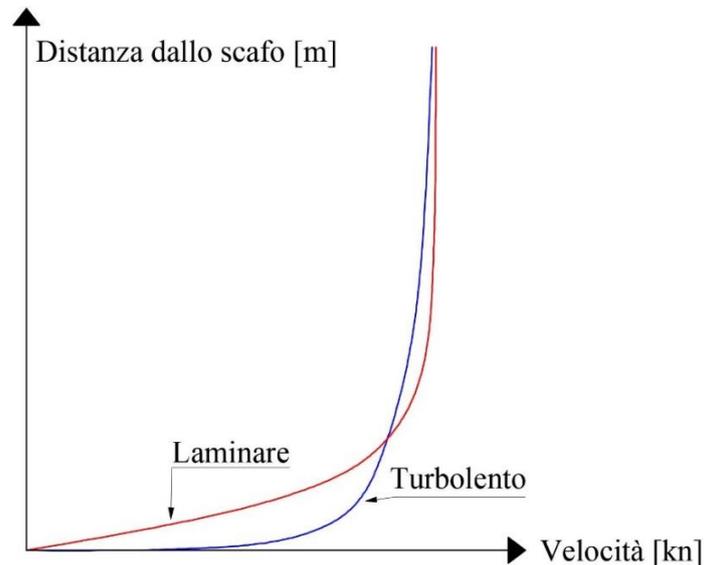


Figura 2.8. Profili di velocità nello strato limite laminare e turbolento

Si osserva come nel caso di strato limite turbolento, la velocità aumenti molto più rapidamente con la distanza dalle pareti della carena comportando dunque un maggiore sforzo di attrito. Per tale ragione il flusso laminare deve essere mantenuto quanto più possibile fino alla poppa. Questo effetto appena descritto risulta molto importante per il *design* della carena e delle relative appendici in quanto mediante opportuni accorgimenti geometrici si riesce a limitare la transizione da strato limite laminare a turbolento. Di certo, avere linee dritte a partire dalla prua, consente di aumentare la lunghezza di flusso laminare. Tuttavia, l'area ricoperta da strato limite laminare è solo una piccola porzione dell'intera superficie bagnata. La ragione di tale ripartizione è da ascrivere prevalentemente al numero di Reynolds che, per applicazioni di questo genere, risulta sufficientemente elevato da scaturire la transizione da strato limite laminare a turbolento.

Per l'analisi della resistenza di attrito è possibile fare riferimento a diversi strumenti, a partire da opportuni programmi di calcolo come SHIPFLOW largamente impiegato in varie competizioni di alto livello fino ad arrivare ai più moderni codici di calcolo CFD. Tuttavia, in fase di progettazione preliminare, è possibile adottare semplici formule empiriche, valide per le placche piane, che consentono di stimare in prima approssimazione, lo spessore dello strato limite e la resistenza di attrito.

La procedura analitica maggiormente impiegata nelle analisi della resistenza risulta quella formulata dall'*International Towing Tank Conference* (ITTC). Si tratta di una relazione empirica, ricavata dall'analisi di molteplici prove in vasca, che esprime il coefficiente d'attrito dello scafo in funzione del numero di Reynolds:

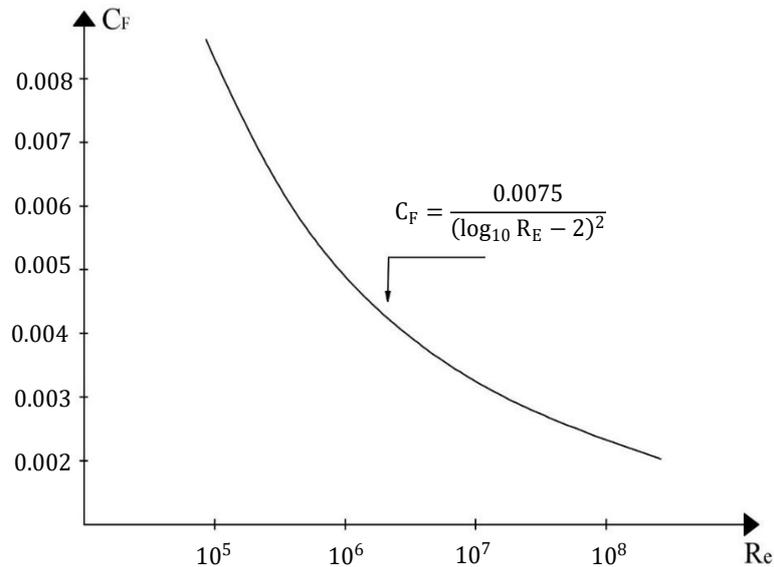


Figura 2.9. Coefficiente di attrito al variare del numero di Reynolds (ITTC)

Il numero di Reynold da inserire nella relazione del coefficiente di attrito deve essere calcolato a partire dalla sua definizione introducendo opportune considerazioni. In particolare, la lunghezza di riferimento  $d$ , necessaria per il calcolo del numero di Reynolds, deve essere calcolata mediante la moltiplicazione tra un coefficiente proporzionale, pari a 0.7, e la lunghezza della linea di galleggiamento della carena.

Una volta determinato il coefficiente di attrito è possibile calcolare la resistenza di attrito mediante la seguente relazione:

$$R_F = C_F \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A$$

Dove:

- $\rho$ : densità acqua salmastra 1025 [Kg/m<sup>3</sup>]
- $A$ : superficie bagnata della carena [m<sup>2</sup>]
- $v$ : velocità [m/s]
- $C_F$ : coefficiente di attrito (ITTC)

### 2.3.1.2 La resistenza viscosa di pressione

La seconda componente di resistenza viscosa riguarda i fenomeni di dissipazione dell'energia dovuti alla viscosità del fluido. Per tale ragione questa componente è definita come resistenza viscosa di pressione. I fenomeni di dilatazione e separazione dello strato limite provocano la nascita di una componente di resistenza aggiuntiva generata dal moto dello scafo in un mezzo viscoso. Come si evince dalla “figura 2.6”, lo strato limite risulta laminare in prossimità della prua mentre in corrispondenza dello specchio di poppa assume carattere turbolento. Per via del diverso spessore che caratterizza i due strati limite, si instaura uno sbilancio di pressione tra poppa e prua che dà origine a questa componente di resistenza aggiuntiva.

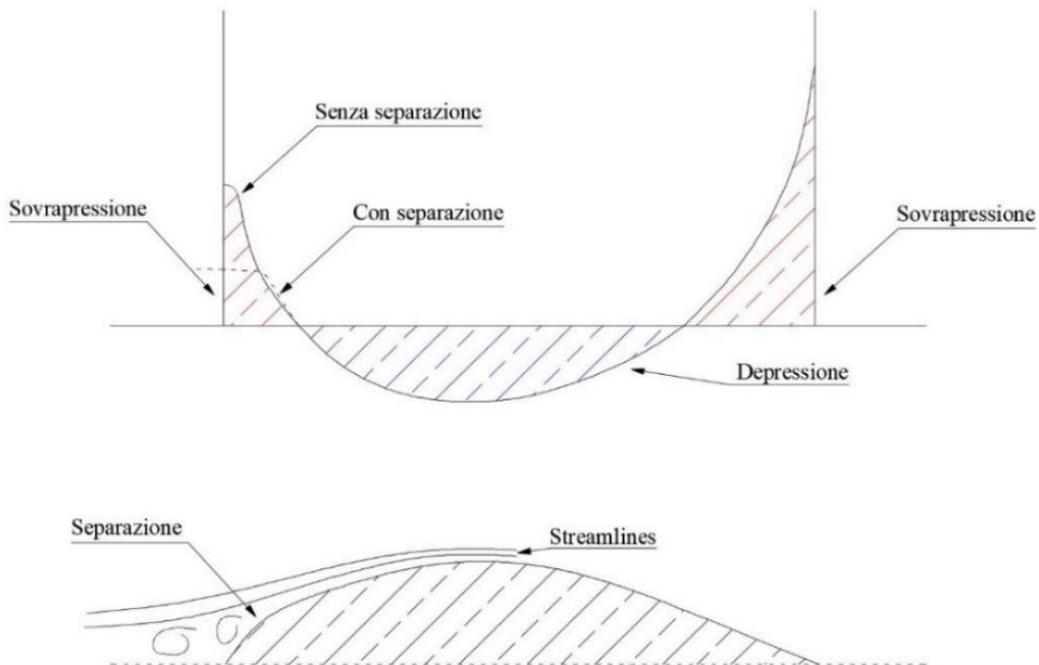


Figura 2.10. Distribuzione di pressione lungo le pareti della carena

Le regioni dello specchio di poppa e della ruota di prua sono generalmente caratterizzate da valori di pressione maggiori rispetto alle regioni di flusso indisturbato, mentre la parte centrale dello scafo è sede di una regione di depressione. Ipotizzando il flusso inviscido, dunque in assenza dello strato limite, non si avrebbe alcuna forza risultante in quanto le forze di pressione agenti lungo le estremità della carena risulterebbero di pari intensità ma con verso opposto.

In realtà, per via della presenza dello strato limite, lo specchio di poppa presenta dei valori di pressione inferiori rispetto alla prua. Questa differenza di pressione da origine ad una componente di resistenza aggiuntiva causata indirettamente dall'attrito attraverso lo strato limite. Nel caso di imbarcazioni a vela tale componente di resistenza risulta circa il 5-10% della resistenza di attrito totale. La nascita della resistenza di pressione è inevitabile ma, analogamente alla componente di attrito, può essere minimizzata mediante opportuni accorgimenti geometrici in quanto strettamente correlata alla forma dello scafo. Questa dipendenza dalla geometria si riscontra anche per la resistenza d'onda in quanto entrambe sono generate da uno sbilanciamento di pressione tra poppa e prua. Per tale ragione spesso queste due componenti di resistenza vengono considerate in un unico termine.

La resistenza viscosa di pressione contiene al suo interno anche il contributo di resistenza indotta. Tale componente di resistenza riguarda lo scafo, che per sua natura è di tipo planante, ma soprattutto le appendici in quanto vere e proprie ali e dunque maggiormente influenzate da tale componente di resistenza. La resistenza indotta si genera per via della conformazione dei vortici di estremità causati dallo sbilancio di pressione che si instaura lungo gli estremi di una generica superficie portante. Dato che l'intensità dei vortici risulta pari alla variazione di portanza calcolata lungo l'asse della superficie portante, tale effetto risulta tanto minore quanto più la superficie è allungata.

### **2.3.2 La resistenza d'onda**

L'ultima componente di resistenza che caratterizza il moto di un'imbarcazione è rappresentata dalla resistenza d'onda. Le onde sono generate dal moto dell'imbarcazione che, dislocando una determinata massa d'acqua, provoca successive perturbazioni al fluido circostante deformando la superficie di separazione. La resistenza d'onda rappresenta la quantità di energia necessaria per generare il treno di onde e risulta proporzionale al quadrato dell'altezza media delle onde generate. Il moto di avanzamento della carena genera un complesso sistema ondoso con proprietà ben definite. A livello globale, è possibile effettuare una suddivisione delle onde distinguendo le onde trasversali e le onde divergenti.

Le onde divergenti si propagano lateralmente e sono contenute nel pattern di Kelvin, ovvero un cono avente vertice nella prua della carena caratterizzato da un angolo di semi-apertura di circa  $19^\circ$ . Tale valore si fonda sulle ipotesi di velocità di avanzamento costante e alta profondità del fondale. Le onde trasversali invece, propagano in direzione perpendicolare alla direzione del moto.

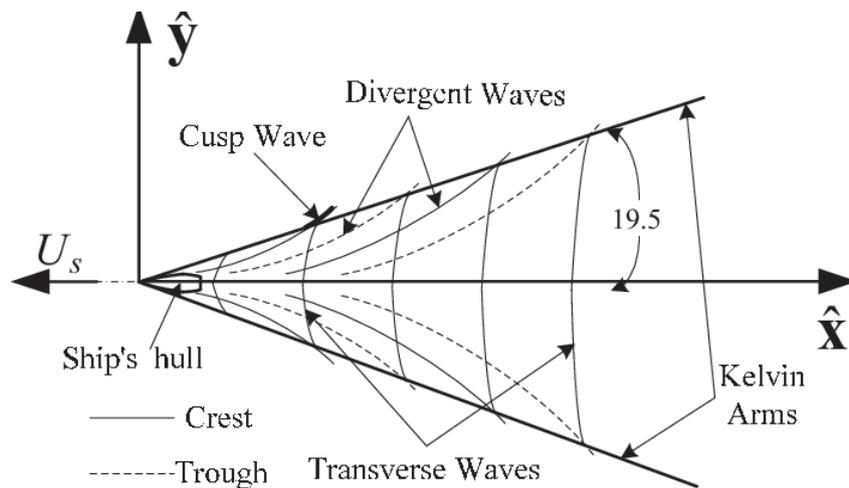


Figura 2.11. Conformazione del sistema ondoso: Il pattern di Kelvin

La caratteristica peculiare del pattern di Kelvin è rappresentata dall'angolo di semi apertura del sistema ondoso in quanto non dipende dalla velocità di avanzamento o dalla geometria del corpo bensì dalla profondità del fondale. Tuttavia, a differenza di quanto descritto a livello globale, localmente lo scenario risulta diverso in quanto le onde generate dipendono fortemente dalla forma della carena. Entro distanze dell'ordine di poche lunghezze dello scafo, le onde provenienti da tutti i punti della superficie della carena contribuiscono alla generazione del sistema ondoso sebbene alcuni punti risultino più importanti di altri per via del diverso disturbo introdotto.

Dal punto di vista analitico è presente una relazione empirica, valida per le onde di superficie, che esprime la velocità d'onda in funzione della lunghezza d'onda  $\lambda$ :

$$v_{onda} = \sqrt{\frac{g\lambda}{2\pi}} = 1.25\sqrt{\lambda}$$

La dipendenza della velocità delle onde dà luogo al fenomeno molto importante dell'interferenza che può risultare rispettivamente costruttiva o distruttiva: se le creste d'onda del sistema di prua coincidono con quelle del sistema di poppa l'interferenza è costruttiva e si ha la generazione di onde di grandi dimensioni; d'altra parte, se le creste delle onde di prua coincidono con le depressioni delle onde di poppa, il risultato è un'onda attenuata.

Il gruppo adimensionale preso a riferimento per l'analisi della resistenza d'onda è rappresentato dal numero di Froude. Quest'ultimo consente infatti di determinare il numero di onde che si presentano lungo la superficie della carena.

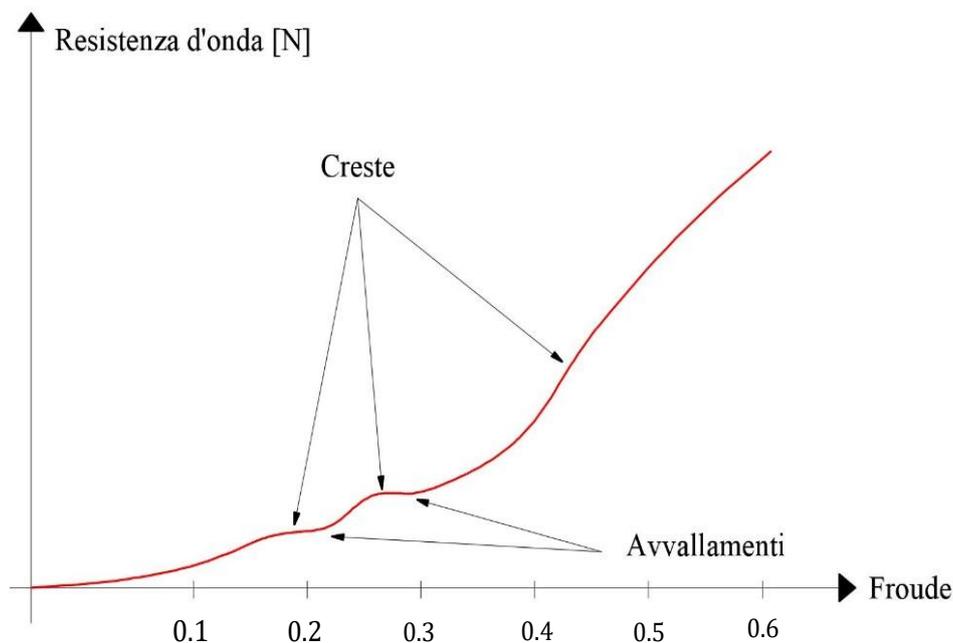


Figura 2.12. Andamento della resistenza d'onda al variare del numero di Froude

In prima approssimazione la resistenza d'onda aumenta con la sesta potenza della velocità tuttavia l'amplificazione e l'attenuazione dovute all'interferenza tra i sistemi ondosi comporta un diverso andamento della resistenza. In particolare alle velocità per le quali si manifesta l'amplificazione delle onde, la resistenza d'onda aumenta (creste), viceversa, per le velocità alle quali si verifica l'attenuazione, la resistenza diminuisce (avvallamenti).

## 2.4 Le equazioni di governo

La forma fondamentale delle equazioni di governo della fluidodinamica è rappresentata dalle equazioni di Boltzmann che descrivono statisticamente il comportamento di una miscela fluida a livello molecolare. A partire da questa forma fondamentale è possibile ottenere, mediante sviluppo in serie dei termini che vi compaiono, diversi *set* di equazioni di governo. In particolare, troncando la serie all'ordine zero si ottengono le equazioni di Eulero, troncando al primo ordine si ricavano le equazioni di Navier-Stokes mentre troncando al secondo ordine si perviene alle equazioni di Burnett. Per applicazioni fluidodinamiche si adottano le equazioni di Navier-Stokes che, a differenza delle equazioni di Eulero, contengono al loro interno anche i termini diffusivi. Le equazioni di Navier-Stokes esprimono tre principi fisici fondamentali ovvero la conservazione della massa, la seconda legge di Newton ed il primo principio della termodinamica. Tali relazioni si ottengono a partire dalla formulazione dei principi di conservazione di cui si chiede il soddisfacimento all'interno di un opportuno volume di controllo. Le leggi di bilancio o della conservazione prevedono che il flusso di una determinata grandezza si conservi all'interno del volume di controllo. Le equazioni di Navier-Stokes costituiscono un sistema di equazioni differenziali alle derivate parziali la cui soluzione risulta dipendente dalle condizioni al contorno imposte nel dominio di analisi. Tali precisazioni sono fondamentali in quanto, come verrà descritto nei seguenti capitoli, volendo studiare un fenomeno fluidodinamico mediante analisi CFD occorre verificare che le condizioni al contorno imposte siano congruenti con il modello numerico adottato per la simulazione. Le equazioni di governo si ricavano utilizzando come strumento un opportuno volume di controllo. A seconda della tipologia di volume di controllo adottato per la scrittura delle equazioni, si ottengono le diverse forme delle equazioni di governo. Una prima distinzione può essere effettuata in base alle dimensioni di tale strumento distinguendo la forma integrale e la forma differenziale, ottenute facendo ricorso ad un volume rispettivamente di dimensioni finite e infinitesime. Altresì è possibile distinguere la forma conservativa, ottenuta adoperando un volume di controllo fisso nello spazio e la forma non conservativa relativa all'adozione di un volume di controllo in moto con il fluido.

Questi tipi di approcci, descritti di seguito, prendono il nome rispettivamente di approccio Euleriano e Lagrangiano.

*Formulazione Euleriana:* il volume di controllo risulta fisso nello spazio dunque le molecole di fluido al suo interno variano nel tempo, ovvero il volume di controllo consente lo scambio di massa e di energia con il resto del fluido:

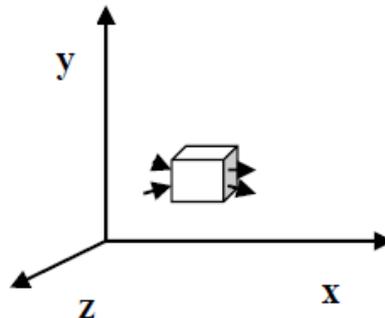


Figura 2.13. Volume di controllo Euleriano

*Formulazione Lagrangiana:* il volume di controllo è in moto con il fluido stesso pertanto le molecole contenute al suo interno rimangono sempre le stesse. In questo caso il sistema non scambia massa ma solo energia con il resto del fluido:

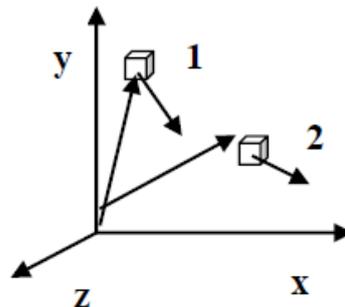


Figura 2.14. Volume di controllo Lagrangiano

All'approccio Lagrangiano corrisponde la derivata totale anche detta Lagrangiana:

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla(\dots)$$

La derivata Lagrangiana risulta pari alla derivata locale sommata al prodotto scalare del vettore velocità per il gradiente della grandezza in esame.

Questo termine generalmente è definito come derivata convettiva in quanto associata ad una velocità del fluido. Sebbene le diverse forme delle equazioni di governo esprimono il medesimo concetto fisico, il passaggio da una formulazione all'altra può essere effettuato adottando strumenti puramente matematici senza coinvolgere la fisica del problema.

Tra questi si ricorda il teorema di Gauss secondo cui il flusso del campo vettoriale attraverso la superficie del volume di controllo è pari all'integrale di volume della divergenza di quella determinata grandezza vettoriale:

$$\int_S \vec{f} \cdot \vec{n} \, ds = \int_V \nabla \cdot \vec{f} \, dV$$

Le equazioni di Navier-Stokes scritte in forma integrale conservativa compatta sono:

$$\int_V W_t dV + \int_S F_I \cdot \vec{n} \, ds + \int_S F_V \cdot \vec{n} \, ds = 0$$

Essendo definiti:

- $W = \{\rho, \rho \vec{V}, E\}^T$
- $F_I = \{\rho \vec{V}, p \vec{I} + \rho \vec{V} \vec{V}, (E + p) \vec{V}\}^T$
- $F_V = \{0, -\vec{\tau}, -\vec{\tau} \cdot \vec{V} - k \nabla T\}^T$

Il vettore  $W$  contiene le variabili conservative che variano nel tempo ovvero densità, quantità di moto per unità di volume ed energia totale per unità di volume. Si identificano chiaramente i termini convettivi e diffusivi che contengono al loro interno i cosiddetti fenomeni di trasporto. Con la lettera  $F$  si indicano i flussi che esprimono il fatto che queste quantità conservate fluiscono attraverso una superficie di contorno con il moto medio. In particolare si identificano i flussi convettivi  $F_I$  e i flussi diffusivi  $F_V$ .

Nei flussi diffusivi ovviamente non si ha il termine relativo alla massa in quanto questa non diffonde. È presente il termine relativo alla diffusione di quantità di moto, identificato dal tensore degli sforzi  $\tau$ , il lavoro compiuto dagli sforzi viscosi ed infine il calore che fluisce attraverso i contorni della superficie di controllo nell'unità di tempo.

### 2.4.1 L'equazione di bilancio della massa

L'equazione di continuità prevede che il flusso netto di massa uscente attraverso la superficie del volume di controllo risulta pari alla variazione nel tempo della massa contenuta nel volume di controllo stesso:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_S \rho \vec{V} \cdot \vec{n} ds = 0$$

Il primo termine rappresenta la variazione nel tempo della massa contenuta nel volume di controllo mentre il secondo integrale identifica il flusso in massa uscente dalla superficie del volume di controllo.

La relazione in forma integrale conservativa può essere ricondotta alla forma differenziale applicando il teorema di Gauss, precedentemente introdotto, ottenendo dunque:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0$$

Questa relazione compatta può essere scritta scomponendo il vettore velocità nelle sue tre componenti pervenendo dunque alla seguente formulazione:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0$$

### 2.4.2 Le equazioni di bilancio della quantità di moto

Le equazioni di bilancio della quantità di moto rappresentano l'applicazione della seconda legge di Newton applicata ad un fluido contenuto in un volume di controllo. Per ricavare l'equazione di bilancio della quantità di moto la seguente formulazione adotta un volume di controllo infinitesimo ed in moto con il fluido.

Si procede dunque considerando la seconda legge di Newton:

$$\vec{F} = m\vec{a} = m \frac{d\vec{V}}{dt}$$

Scomponendo il vettore velocità nelle tre componenti e sostituendo la massa in termini di densità moltiplicata per il volume si ottengono le seguenti relazioni:

$$\delta F_x = \delta m a_x = \delta m \frac{Du}{Dt} = \rho dx dy dz \frac{Du}{Dt}$$

$$\delta F_y = \delta m a_y = \delta m \frac{Dv}{Dt} = \rho dx dy dz \frac{Dv}{Dt}$$

$$\delta F_z = \delta m a_z = \delta m \frac{Dw}{Dt} = \rho dx dy dz \frac{Dw}{Dt}$$

Occorre identificare la natura delle forze agenti sul volume di controllo distinguendo le forze di volume che agiscono a grande distanza dal corpo e sono legate al campo gravitazionale, dalle forze di superficie ovvero le forze di pressione e di attrito che sono caratterizzate, invece, da un piccolo raggio di azione e sono legate all'interazione tra le molecole. Di seguito è riportato il sistema di forze agenti sul volume di controllo considerando il bilancio lungo l'asse x:

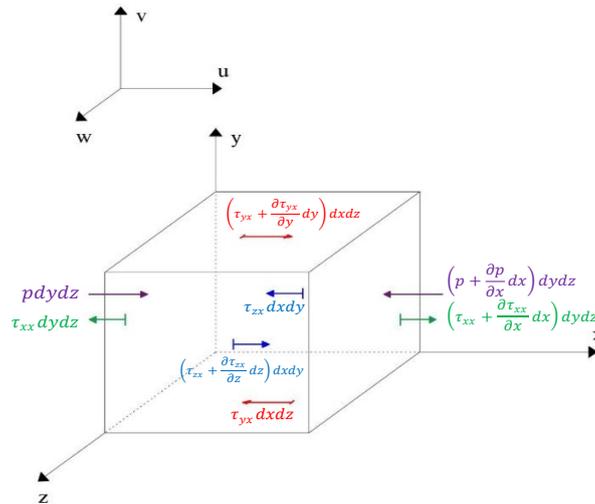


Figura 2.15. Sistema delle forze agenti sul volume di controllo

Dunque l'equazione di bilancio della quantità di moto in direzione x si esprime come:

$$\rho dV \frac{Du}{Dt} = \left[ p - \left( p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \right] dy dz + \left[ -\tau_{xx} + \left( \tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} dx \right) \right] dy dz +$$

$$+ \left[ -\tau_{yx} + \left( \tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} dy \right) \right] dx dz + \left[ -\tau_{zx} + \left( \tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} dz \right) \right] dx dy + \rho f_x dx dy dz$$

Da cui semplificando e procedendo per le altre direzioni si ottengono le equazioni di bilancio della quantità di moto scritte in forma non conservativa:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z$$

Sfruttando la definizione di derivata totale è possibile passare dalla forma non conservativa alla forma conservativa. In particolare, trascurando le forze volumetriche, l'equazione di bilancio della quantità di moto lungo la direzione x in forma compatta assume la seguente forma:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}}_x$$

Dalla definizione di derivata totale si ottiene dunque:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla u \right) = \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \vec{V} \cdot \nabla u$$

Si procede sviluppando i prodotti per ciascuno dei termini che vi compaiono ottenendo per il primo termine:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial \rho u}{\partial t} - u \frac{\partial \rho}{\partial t}$$

Mentre per il secondo termine:

$$\rho \vec{V} \cdot \nabla u = \nabla \cdot \rho u \vec{V} - u \nabla \cdot (\rho \vec{V})$$

Sostituendo quanto ricavato in precedenza all'interno della relazione iniziale:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \nabla \cdot \rho u \vec{V} - u \left( \frac{\partial \rho}{\partial t} - \nabla \cdot (\rho \vec{V}) \right)$$

Applicando l'equazione di continuità si ricava infine:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \nabla \cdot \rho u \vec{V}$$

Dunque in definitiva le equazioni di bilancio della quantità di moto scritte in forma conservativa sono:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \nabla \cdot \rho u \vec{V} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} - \rho f_x$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \nabla \cdot \rho v \vec{V} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y$$

$$\frac{\partial \rho w}{\partial t} + \nabla \cdot \rho w \vec{V} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z$$

### 2.4.3 L'equazione di bilancio dell'energia

L'equazione di bilancio dell'energia esprime il primo principio della termodinamica con la differenza che la variazione di energia è riferita ad una variazione nel tempo, dunque il lavoro così come il calore, sono rispettivamente lavoro compiuto per unità di tempo e calore fornito per unità di tempo. Pertanto, la variazione nel tempo di energia contenuta nel volume di controllo è pari al flusso netto di calore uscente attraverso le superfici del volume di controllo sommato al lavoro compiuto per unità di tempo dalle forze volumetriche e superficiali agenti sul volume di controllo:

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} \left( e + \frac{V^2}{2} \right) + \rho \vec{V} \cdot \nabla \left( e + \frac{V^2}{2} \right) = -\nabla \cdot (p \vec{V}) + \rho \dot{q} + \rho (\vec{f} \cdot \vec{V})$$

Dove  $e$ ,  $\dot{q}$  rappresentano rispettivamente l'energia interna ed il flusso di calore valutati per unità di massa. Considerando rispettivamente le equazioni di continuità, bilancio della quantità di moto e bilancio di energia si ottengono le equazioni di Navier-Stokes. Queste costituiscono un sistema fortemente non lineare di equazioni differenziali alle derivate parziali per le quali non esiste una soluzione in forma chiusa.

È opportuno precisare che il sistema di equazioni ricavato si compone di 5 equazioni mentre le incognite del problema risultano essere 7 per cui il problema così formulato risulta mal posto.

Generalmente per chiudere il problema si assume l'ipotesi di gas perfetto in modo da introdurre due equazioni aggiuntive ovvero l'equazione di stato dei gas perfetti e l'equazione dell'energia:

$$p = \rho R^* T \quad e = c_V T$$

Essendo definiti:

- $c_V$ : calore specifico a volume costante  $\left[\frac{J}{kg K}\right]$
- $R^*$ : costante particolare del fluido  $\left[\frac{J}{kg K}\right]$
- $\rho$ : densità  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
- $T$ : temperatura  $[K]$

#### 2.4.4 Il tensore degli sforzi e le equazioni costitutive

Un fluido si definisce Newtoniano quando la relazione che lega il tensore degli sforzi al vettore velocità risulta lineare. La relazione matematica che permette di descrivere il comportamento di un fluido Newtoniano è riportata di seguito:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad [Pa]$$

Essendo definiti:

- $\mu$ : viscosità dinamica
- $\frac{du}{dy}$ : gradiente di velocità in direzione ortogonale alla superficie

Le relazioni costitutive per gli sforzi viscosi sono espresse dalla seguente relazione:

$$\tau_{ij} = \mu \left[ \left( \frac{\partial v_j}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{V}) \delta_{ij} \right]$$

Tale relazione è stata ottenuta adottando l'ipotesi di Stokes secondo la quale la viscosità volumica  $\lambda$  è definita come:

$$\lambda = -\frac{2}{3}\mu$$

Gli indici  $i, j$ , generalmente definiti come indici fittizi, permettono di identificare la  $i$ -esima superficie del volume di controllo sul quale agisce lo sforzo e la  $j$ -esima direzione lungo la quale è diretto. Particolare attenzione va rivolta alla Delta di Kronecker  $\delta_{ij}$  la quale assume un valore diverso a seconda della componente del tensore considerata:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{per } i = j \\ 0 & \text{per } i \neq j \end{cases}$$

Il tensore degli sforzi di attrito può essere espresso in notazione compatta come:

$$\bar{\tau} = \tau_x i + \tau_y j + \tau_z k$$

Per applicazioni fluidodinamiche, l'assunzione di fluido Newtoniano permette di semplificare le equazioni di governo rendendole più velocemente risolvibili in termini numerici.

### 3 Modellazione numerica

Per definire una simulazione di CFD, occorre introdurre i concetti alla base di una simulazione numerica descrivendo i modelli numerici che consentono la risoluzione di un problema fluidodinamico mediante codice di calcolo. Altresì risulta necessario esaminare vincoli e requisiti che necessariamente devono essere soddisfatti al fine di garantire una corretta simulazione numerica concentrando l'attenzione sul problema preso in esame, ossia lo studio fluidodinamico di una carena.

#### 3.1 *Computational Fluid Dynamics*

La CFD o fluidodinamica computazionale rappresenta una tipologia di calcolo scientifico che fonda le sue radici nell'applicazione dei metodi numerici ai problemi di meccanica dei fluidi. Oggigiorno la CFD è largamente impiegata nel settore dell'ingegneria aerospaziale e dell'ingegneria navale in quanto caratterizzata da una elevata versatilità. Le analisi numeriche consentono l'analisi di fenomeni fluidodinamici di vario genere con un costo di realizzazione relativamente basso. Per tale ragione le analisi CFD affiancano sempre più gli studi sperimentali che invece sono caratterizzati da elevati costi di realizzazione e ridotta flessibilità del *setup* sperimentale. Focalizzandosi nell'ambito dell'ingegneria navale appare evidente l'utilità di tale approccio in fase di ottimizzazione e ricerca in quanto consente di abbattere drasticamente i costi di realizzazione. Attualmente, infatti, si è giunti ad una standardizzazione delle geometrie che caratterizzano le diverse tipologie di imbarcazioni, pertanto, un'eventuale modifica geometrica, seppure di piccola entità, può alterare significativamente le caratteristiche fluidodinamiche dell'intera imbarcazione. Da questo si evince come la CFD rappresenti un valido strumento in grado di affiancare la fase di progettazione consentendo lo studio fluidodinamico di un componente ancora prima di averlo realizzato.

Qualsiasi codice numerico di CFD è caratterizzato da tre sezioni legate da una relazione gerarchica mediante la quale si definisce l'analisi da effettuare e i risultati che è necessario ottenere. Nella prima sezione detta *Pre-Processor* si gestiscono i parametri geometrici, le condizioni al contorno e la discretizzazione del problema.

Nonostante il rapporto tra gli *step* sia di tipo gerarchico particolare attenzione va rivolta alla fase di discretizzazione poiché il grado di accuratezza della soluzione dipende strettamente da come avviene tale procedura. La seconda sezione è quella del *Flow solver* nella quale si gestiscono i modelli numerici per la soluzione delle equazioni di governo ed infine vi è la fase di *Post Processor* che consiste nell'elaborazione dei risultati ottenuti esprimendoli mediante un'interfaccia grafica al fine di renderne più semplice l'interpretazione.

### 3.2 Soluzione delle equazioni di Navier-Stokes

Le equazioni di Navier-Stokes, descritte nel precedente paragrafo, descrivono l'attitudine al moto di una generica corrente fluida sia essa caratterizzata da regime laminare o turbolento. Tali equazioni rappresentano uno dei problemi matematici attualmente irrisolti, esse costituiscono un sistema di equazioni differenziali alle derivate parziali che, essendo caratterizzate da una forte non linearità, non ammettono soluzione analitica esatta, eccetto che per casi semplificati, bensì una soluzione numerica ricavata applicando opportuni metodi matematici. Risulta dunque necessario introdurre alcune nozioni di fluidodinamica computazionale ed i relativi metodi numerici adottati per la determinazione di una soluzione approssimata. I fluidi impiegati nelle seguenti simulazioni sono considerati come fluidi newtoniani dunque caratterizzati dalle seguenti proprietà:

- Il tensore degli sforzi è simmetrico
- Gli sforzi dipendono univocamente dal tensore di deformazione
- Gli sforzi sono isotropi
- Gli sforzi sono funzione lineare del gradiente di velocità

Per un fluido Newtoniano incomprimibile, la cui viscosità non dipende dalla posizione, le equazioni di Navier-Stokes possono essere espresse in notazione compatta come:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0$$
$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_i \partial x_j}$$

Per semplificarne la forma, le equazioni sono state scritte adottando la notazione tensoriale in cui  $i$  e  $j$  rappresentano le coordinate spaziali  $x, y, z$ .

I termini dell'equazione rappresentano rispettivamente:

- $U_i$ : velocità lungo la direzione  $i$
- $x_i$ : coordinata spaziale lungo la direzione  $i$
- $t$ : tempo
- $P$ : pressione
- $\nu$ : viscosità cinematica

Dapprima occorre ricordare che tali equazioni sono di tipo evolutivo e non possono essere risolte in forma chiusa salvo in alcuni casi semplificati. Dunque le equazioni di Navier-Stokes devono essere risolte iterativamente in forma discreta, abbandonando la forma differenziale e discretizzando il volume di controllo in un numero finito di elementi. Anche se questo passaggio sembra essere semplice, all'atto pratico è necessario compiere delle scelte che porteranno il codice di calcolo ad essere adatto allo studio di certi fenomeni e del tutto inutilizzabile per altri.

Il programma Star-CCM+ prevede l'adozione di due diversi metodi di soluzione delle equazioni di Navier-Stokes denominati metodo segregato e metodo accoppiato. Entrambi i metodi adottano la discretizzazione mediante volumi finiti e differiscono nella procedura adottata per la determinazione delle variabili di flusso incognite. Nel dettaglio, il metodo segregato prevede la soluzione delle equazioni di governo in sequenza, verificando, una volta risolta ciascuna equazione, che la convergenza numerica venga raggiunta. Il metodo accoppiato prevede, invece, una soluzione simultanea di tutte le equazioni comportando, pertanto, un maggiore onere computazionale richiesto per la risoluzione. La scelta della metodologia da adottare dipende strettamente dal problema fisico preso in esame e per le seguenti simulazioni è stato adottato il metodo segregato. Particolare attenzione va rivolta alla tecnica adottata per la soluzione delle equazioni distinguendo il metodo implicito dal metodo esplicito. Questi si differenziano sostanzialmente da come le variabili incognite nelle celle della griglia di calcolo vengono determinate.

Per il metodo implicito le variabili incognite in un centro cella vengono determinate a partire dai valori delle medesime variabili valutate nei centri cella adiacenti. Dunque, ciascuna incognita si presenta in più equazioni del sistema algebrico risultante dalla discretizzazione richiedendo dunque una soluzione simultanea al fine di determinare il valore delle incognite. Per lo schema esplicito invece, il valore della variabile incognita in un dato centro cella viene determinato a partire dai valori precedentemente calcolati. In questo modo ciascuna delle incognite compare in una sola equazione del sistema algebrico per cui tali equazioni possono essere risolte singolarmente.

Questi metodi di soluzione risultano particolarmente importanti per quanto riguarda l'integrazione nel tempo. Adottando un'integrazione nel tempo di tipo esplicita i valori delle variabili in un centro cella all'istante successivo vengono determinati adottando i valori ricavati negli istanti precedenti. L'integrazione nel tempo di tipo implicita invece, prevede la determinazione delle variabili nel centro cella all'istante corrente adottando i valori delle variabili conservative valutate anche negli istanti successivi richiedendo dunque la soluzione di un sistema algebrico. Lo schema implicito risulta vantaggioso dal punto di vista della stabilità consentendo l'adozione di un intervallo temporale di dimensione maggiore, tuttavia risulta più complesso dal punto di vista della risoluzione in quanto richiede la soluzione di un sistema algebrico di grandi dimensioni. In particolare, la soluzione viene determinata adottando un opportuno metodo matematico valido per la soluzione di sistemi sparsi al fine di evitare il fenomeno del "*fill-in*" che provoca un aumento vertiginoso dell'allocazione di memoria nel calcolatore. Lo schema implicito invece, risulta meno oneroso dal punto di vista computazionale ma limitato nella scelta dell'intervallo temporale adottato per la discretizzazione nel tempo in quanto connesso alla dimensione della cella e alla velocità di propagazione dei segnali.

Un aspetto molto importante da considerare quando si opera mediante discretizzazione ai volumi finiti riguarda gli aspetti di convezione e diffusione. La particolarità risiede nel fatto che la diffusione interviene sulle variabili trasportate in tutte le direzioni, mentre la convezione influenza le variabili solo lungo la direzione del flusso. Anche in questo caso lo schema di discretizzazione da adottare deve consentire che entrambi i fenomeni di convezione e diffusione vengano riprodotti correttamente all'interno di ciascun volume di controllo.

Tra questi si ricordano i metodi delle leggi di potenza (*power law*) e lo schema *Quick*. Entrambi i metodi considerano gli effetti convettivi e diffusivi mediante contributi mediati all'interno delle equazioni discretizzate. Mentre le leggi di potenza considerano i contributi in base al numero di Peclet il metodo *Quick* adotta, invece, una discretizzazione di ordine superiore basata su un'interpolazione quadratica pesata a monte. Gli schemi di ordine superiore come lo schema *Quick* sono generalmente vantaggiosi in quanto coinvolgono più celle vicine, riducendo così l'errore commesso.

### 3.3 I modelli di turbolenza

Il regime di moto turbolento è caratterizzato da flussi di quantità di moto diretti in direzione ortogonale alla superficie, pertanto, la previsione delle traiettorie delle particelle fluide risulta al quanto complessa e caratterizzata da un elevato costo computazionale. All'interno della regione irregolare di flusso turbolento, l'energia cinetica posseduta dalle particelle fluide viene dissipata dalla più alta alla più bassa scala energetica, quest'ultima è nota come scala di Kolmogorov. Appare evidente dunque che la generazione ed il conseguente mantenimento di un flusso caratterizzato da regime di moto turbolento comporta dissipazione di energia.

Le tipologie di analisi CFD si differenziano anche in base alla tecnica adottata per la modellazione numerica della turbolenza. Si distinguono le simulazioni DNS (*Direct Navier-Stokes Simulation*), le simulazioni LES (*Large Eddies Simulation*) e le simulazioni RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*). Le simulazioni DNS prevedono la soluzione numerica delle equazioni di Navier-Stokes senza introdurre alcun modello di turbolenza. Tali simulazioni richiedono l'adozione di una griglia di calcolo particolarmente fitta in modo da risolvere tutte le strutture turbolente all'interno del campo di moto. La problematica di questa tipologia di simulazioni risiede nell'elevato onere computazionale richiesto per la risoluzione del problema che risulta crescente con il numero di Reynolds. Per tale ragione le simulazioni DNS risultano inapplicabili per fenomenologie complesse come quella in esame. Per l'analisi della turbolenza si ricorre dunque ad opportune semplificazioni matematiche che permettono di modellare la turbolenza consentendo l'analisi dei fenomeni più complessi come ad esempio il distacco dello strato limite.

Il principale metodo numerico impiegato per descrivere la dinamica di un regime di moto turbolento consiste nell'applicazione del metodo della decomposizione di Reynolds alle equazioni di Navier-Stokes.

Tale metodo anche noto come RANS prevede la suddivisione delle variabili velocità e pressione ciascuna in due componenti: la prima è una componente continua e calcolata come media nel tempo mentre la seconda è una componente fluttuante attorno tale valore medio:

$$v_i = \bar{v}_i + v_i$$

$$P = \bar{P} + p$$

Dove le componenti  $\bar{v}_i$  e  $\bar{P}$  rappresentano i valori mediati nel tempo mentre le variabili  $v_i$  e  $p$  costituiscono le componenti fluttuanti attorno a tali valori medi. Sostituendo tali relazioni all'interno delle equazioni di Navier-Stokes si ottengono le equazioni del modello RANS:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0$$

$$\rho \bar{v}_j \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{v}_i}{\partial x_j^2} - \rho \frac{\partial \overline{v_i v_j}}{\partial x_j}$$

Da una prima analisi si nota la forte somiglianza con le equazioni di Navier-Stokes eccetto che per la presenza del termine  $\rho \overline{v_i v_j}$  che prende il nome di tensore degli sforzi di Reynolds. Quest'ultimo introduce un set aggiuntivo di incognite per le equazioni di quantità di moto e di continuità.

Le equazioni RANS non possono essere risolte nella forma sopra riportata in quanto il numero di incognite risulta maggiore del numero di equazioni disponibili conducendo dunque al cosiddetto problema della chiusura degli sforzi di Reynolds. Sono presenti diversi metodi per ottenere la chiusura delle equazioni RANS che variano sia per complessità che per la necessità di potenza di calcolo. Risulta opportuno precisare che tali equazioni non consentono di ricavare informazioni dettagliate sulle strutture del

flusso turbolento bensì una stima dei valori medi come velocità, pressioni e livelli di intensità di turbolenza, che possono poi essere usati per scopi di progettazione. La capacità di queste equazioni di produrre informazioni accurate sui parametri medi dipende direttamente dalla qualità dei modelli usati per approssimare i termini incogniti. Generalmente, l'approccio privilegiato nella modellazione del tensore di Reynolds consiste nell'introduzione dell'approssimazione di Boussinesq. Tale approssimazione consiste nel considerare le componenti del tensore degli sforzi di Reynolds come componenti fluttuanti. Questo procedimento risulta possibile mediante l'introduzione della viscosità turbolenta  $\nu_t$  che è definita a partire dalla relazione seguente:

$$-\bar{u}_i\bar{u}_j = \nu_t \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}$$

In tale relazione il termine  $\delta_{ij}$  rappresenta la delta di Kronecker che esprime la funzione di due variabili discrete e assume valore nullo se le variabili non coincidono viceversa assume valore unitario. Il termine  $k$  invece rappresenta l'energia cinetica turbolenta definita come:

$$k = \frac{1}{2} \bar{u}_i\bar{u}_j$$

Per risolvere le equazioni RANS è necessario definire un preciso modello numerico che esprime il legame che si interpone tra il fluido e la viscosità turbolenta che lo caratterizza. Esistono molteplici modelli di turbolenza che esprimono tale legame, quali ad esempio i modelli ad un'equazione, a due equazioni o del secondo ordine. Queste classificazioni si riferiscono al livello di sofisticazione matematica usato per derivare il modello, e anche al livello di costo computazionale per il solutore CFD.

Il modello algebrico, per esempio, sostituisce i termini di stress di Reynolds con un'espressione algebrica contenente i termini di velocità e/o pressione. Modelli come i modelli a due equazioni e del secondo ordine si basano su ulteriori equazioni di trasporto mediate alla Reynolds come la dissipazione di energia cinetica. I modelli maggiormente impiegati nelle analisi numeriche sono rappresentati dai modelli a due equazioni rispettivamente nominati  $k\varepsilon$  e  $k\omega$ .

### 3.3.1 Il modello $k\varepsilon$

Tale modello di turbolenza si compone di due equazioni di trasporto. La prima esprime il trasporto dell'energia cinetica turbolenta  $k$  mentre la seconda esprime il corrispettivo rateo di dissipazione  $\varepsilon$ . La risoluzione di queste due equazioni consente di determinare la viscosità turbolenta e le relative scale di lunghezza.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon$$

In tali equazioni sono presi in considerazione:

- $G_k$ : generazione di  $k$  dovuta ai gradienti di velocità;
- $G_b$ : generazione di  $k$  causata dalle forze di galleggiamento;
- $Y_M$ : contributo fluttuante della turbolenza causato dal rateo di dissipazione;
- $\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ : viscosità turbolenta;
- $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}, C_\mu$ : costanti del modello;
- $S_k, S_\varepsilon$ : costanti imposte dall'utente;
- $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ : numero di Prandtl turbolento per  $k$  e  $\varepsilon$ .

Il modello di turbolenza sopracitato risulta particolarmente valido quando il flusso è caratterizzato nella sua totalità da regime turbolento. Tuttavia nel caso in cui il dominio di calcolo scelto è caratterizzato dalla presenza di entrambi i regimi di moto (laminare e turbolento), il modello di turbolenza  $k\varepsilon$  richiede accurate modifiche nella fase di discretizzazione in modo da garantire la medesima accuratezza dei risultati sia in prossimità della parete (generalmente caratterizzata da regime turbolento) che nelle zone di flusso indisturbato. Questo modello è noto per la sua robustezza e relativamente basso costo computazionale e ha dimostrato di essere ragionevolmente accurato per una vasta gamma di flussi turbolenti. Si tratta di un modello semi-empirico la cui derivazione si basa sia su considerazioni fenomenologiche che empiriche.

### 3.3.2 Il modello $k\omega$

Questo modello rientra anch'esso nei modelli di turbolenza a due equazioni. In particolar modo si evince la similarità con il modello precedente poiché anche esso è caratterizzato da una prima equazione che esprime il trasporto di energia cinetica turbolenta  $k$ , mentre la seconda equazione esprime la dissipazione specifica di quest'ultima. La dissipazione specifica  $\omega$  è legata alla dissipazione  $\varepsilon$  mediante la seguente relazione:

$$\omega \propto \frac{\varepsilon}{k}$$

Mentre il modello di turbolenza  $k\varepsilon$  è idoneo per l'analisi di flussi interamente turbolenti, il modello  $k\omega$  risulta valido sia per analizzare le condizioni del flusso in prossimità della parete che per le regioni di flusso caratterizzate da bassa turbolenza. Tale caratteristica rende il modello di turbolenza  $k\omega$  idoneo per l'analisi dell'intero dominio di calcolo. Le equazioni che esprimono il modello  $k\omega$  sono illustrate di seguito:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + Y_k + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega$$

Essendo definiti:

- $G_k$ : generazione di  $k$  dovuta al gradiente di velocità
- $G_\omega$ : generazione di  $\omega$
- $\Gamma_k, \Gamma_\omega$ : diffusione effettiva di  $k$  e  $\omega$
- $Y_k, Y_\omega$ : dissipazione di  $k$  e  $\omega$  dovuta alla turbolenza
- $S_k, S_\omega$ : parametri definiti dall'utente

Il modello di turbolenza adottato nella seguente analisi CFD rappresenta una delle varianti maggiormente adottate del modello  $k\omega$  sopracitato. Tale modello, noto come  $k\omega$  *Shear-Stress Transport* (SST), risulta particolarmente valido per l'analisi di flussi

turbolenti caratterizzati dalla presenza di gradienti avversi di pressione. Nel modello  $k\omega$ -SST, le funzioni dei modelli  $k\omega$  e  $k\varepsilon$  vengono moltiplicate per una funzione detta di unione (*blending function*) risultando in un unico modello dato dall'unione dei precedenti. La funzione di unione è modellata opportunamente in modo da garantire la corretta cooperazione dei modelli  $k\omega$  e  $k\varepsilon$ . In particolar modo tale funzione restituisce il valore unitario in prossimità della parete attivando il modello  $k\omega$  mentre per le zone di flusso distanti dalla parete restituisce il valore nullo adottando il modello  $k\varepsilon$ . Inoltre tale modello si basa su una diversa definizione di viscosità turbolenta che viene modificata in funzione dello sforzo di taglio turbolento.

### 3.4 Condizioni di parete e struttura dello strato limite

Lo strato limite rappresenta quella regione di flusso in prossimità della parete di un corpo entro il quale non è possibile trascurare l'azione delle forze viscosse. Inoltre, nella maggior parte dei problemi fluidodinamici, le pareti del corpo generano vorticità per cui risulta essenziale una previsione accurata del flusso e dei parametri che governano la turbolenza. Da queste considerazioni si deduce la necessità di analizzare lo strato limite dettagliatamente identificandone le regioni che lo caratterizzano e i requisiti da soddisfare per garantire una corretta modellazione numerica. A tale scopo è illustrata di seguito una schematizzazione dello strato limite che si presenta in prossimità di una lastra piana investita da una corrente fluida a che si muove a velocità  $U_\infty$ :

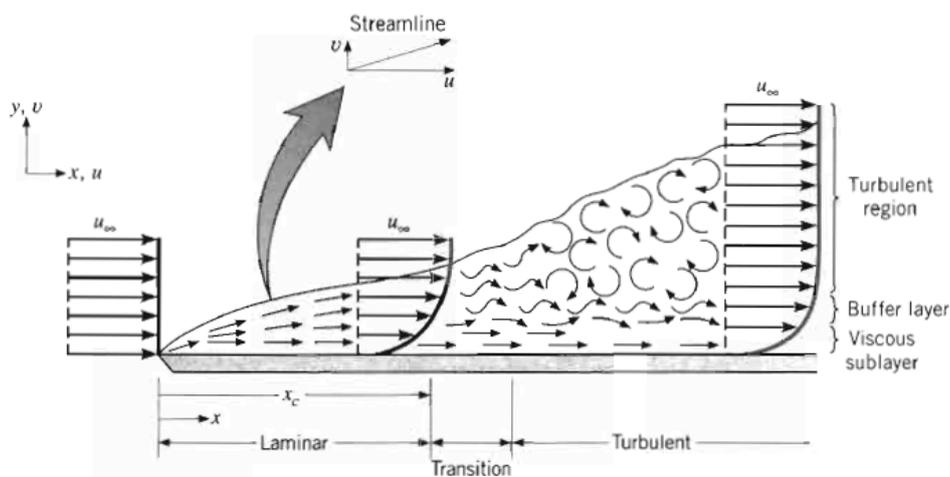


Figura 3.1. La struttura dello strato limite

Lungo l'ascissa  $x$  si identificano le zone caratterizzate rispettivamente dal regime di moto laminare, regime di transizione localizzato in prossimità dell'ascissa di transizione  $x_c$  ed infine il regime turbolento. Considerando l'ordinata  $y$  è possibile definire quattro zone caratteristiche dello strato limite ciascuna delle quali governata da diversi fenomeni fisici. La prima regione è nota come sottostrato viscoso e rappresenta la zona prossima alla parete entro la quale i flussi di quantità di moto associati all'agitazione molecolare (sforzi viscosi) dominano sui flussi di quantità di moto associati alle fluttuazioni turbolente (sforzi di Reynolds). All'interno dello sottostrato viscoso il flusso si mantiene prevalentemente laminare e la velocità media dipende unicamente dalle proprietà del flusso quali densità e viscosità, dalla distanza dalla parete e dagli sforzi di attrito. Successivamente si identifica la regione del *buffer layer*, anche nota come strato tampone, all'interno del quale le linee di flusso incominciano a distorcersi per effetto della viscosità del fluido e gli sforzi viscosi assumono la stessa importanza degli sforzi di Reynolds. Terminato il *buffer layer* si presenta la regione di flusso turbolento denominata regione logaritmica all'interno della quale gli sforzi viscosi risultano trascurabili mentre gli sforzi di Reynolds si mantengono all'incirca costanti. Infine si identifica la regione esterna dello strato limite al cui interno la turbolenza assume un carattere intermittente. Ciascuna delle regioni caratteristiche dello strato limite è caratterizzata da un determinato spessore che viene espresso definendo una variabile di parete adimensionale nota come  $y^+$ . Si tratta di una distanza adimensionale che assume fondamentale importanza durante la fase di discretizzazione poiché permette di determinare, mediante un opportuno procedimento, la corretta dimensione da imporre alla griglia di calcolo in prossimità della parete.

La relazione matematica che esprime la quantità  $y^+$  è riportata di seguito:

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu}$$

Essendo:

- $y$ : distanza dalla parete;
- $\nu$ : viscosità cinematica;
- $u_\tau$ : velocità di attrito.

La velocità di attrito (*friction velocity*) è definita in funzione dello sforzo di taglio agente sulla parete  $\tau_w$ :

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$$

Si definisce inoltre una velocità adimensionale  $U^+$  che permette descrivere l'andamento della velocità all'interno di ciascuna regione dello strato limite. Questa è definita come:

$$U^+ = \frac{U}{u_\tau}$$

La struttura dello strato limite può essere descritta in modo esauriente mediante un diagramma semi-logaritmico che riporta, l'andamento della velocità adimensionale  $U^+$  al variare della variabile di parete  $y^+$ .

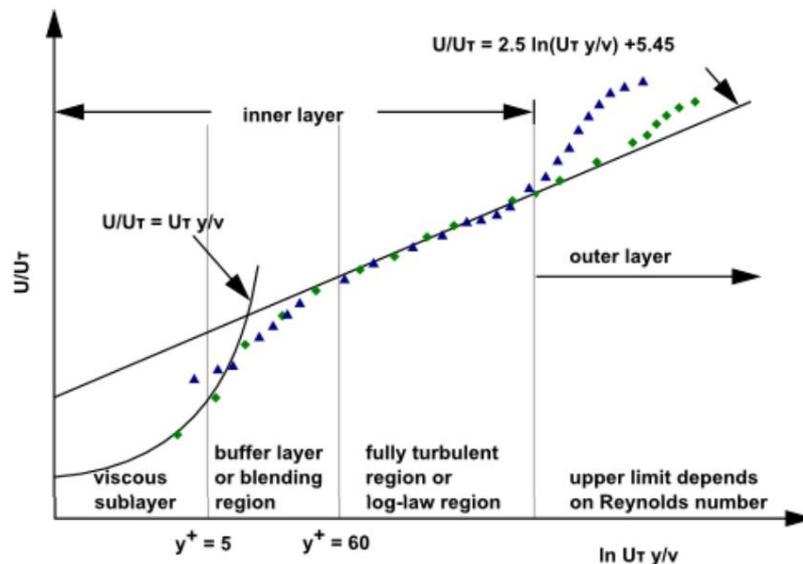


Figura 3.2. Diagramma semi-logaritmico  $U^+ = f(y^+)$

Il sottostrato viscoso si estende dalla parete sino ad un valore di  $y^+$  pari a 5 all'interno del quale la velocità assume un carattere lineare definito dalla seguente relazione:

$$U^+ = y^+$$

La regione del *buffer layer* si estende per valori di  $y^+$  compresi tra 5 e 30 ed è caratterizzata dalla presenza di fenomeni fortemente non stazionari che rendono complessa la trattazione relativa all'andamento della velocità in tale regione. La regione logaritmica, invece, si localizza a partire da  $y^+$  pari a 30 sino ad un valore dipendente dal numero di Reynolds. All'interno di questa regione la velocità assume una legge logaritmica del tipo:

$$U^+ = \frac{1}{K} \log(y^+) + C$$

Essendo definite:

- La costante di Von Karman ( $K = 0.41$ )
- La costante di Coles ( $C = 5$ )

La modellazione della griglia di calcolo in prossimità della parete richiede la definizione del modello di parete scelto per l'analisi. Il programma Star-CCM+ prevede tre diversi approcci per la funzione di parete denominati rispettivamente *Low  $y^+$* , *High  $y^+$*  e *All  $y^+$* . Il trattamento di parete a basso  $y^+$  permette di risolvere il sottostrato viscoso senza richiedere alcuna modellazione per determinare il flusso che fluisce attraverso le pareti delle celle di calcolo. In questo caso le equazioni di trasporto vengono risolte sino alla cella prossima alla parete. Gli sforzi di attrito vengono dunque calcolati come nel caso dei flussi laminari. Per risolvere il sottostrato viscoso questo modello richiede una griglia di calcolo particolarmente fitta a parete in modo da garantire un valore di  $y^+$  prossimo all'unità.

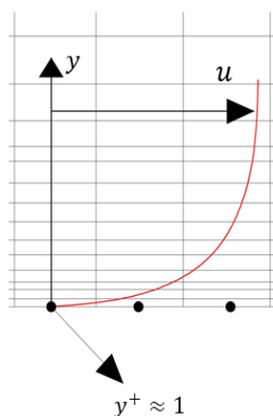


Figura 3.3. Trattamento di parete Low  $y^+$

Di conseguenza l'applicazione di questo modello richiede un maggiore onere computazionale soprattutto per elevati valori del numero di Reynolds. Per tale ragione questo approccio viene adottato quando il numero di Reynolds del problema in esame è relativamente basso. Il modello ad alto  $y^+$  non risolve il sottostrato viscoso per cui è necessario introdurre opportune funzioni di parete in modo da ottenere le condizioni al contorno per le equazioni di bilancio della quantità di moto. In questo caso gli sforzi di attrito a parete così come la produzione e la dissipazione turbolenta vengono determinati a partire dalla teoria dello strato limite. Questo approccio prevede che il primo centro cella si collochi a valori di  $y^+$  maggiori di 30.

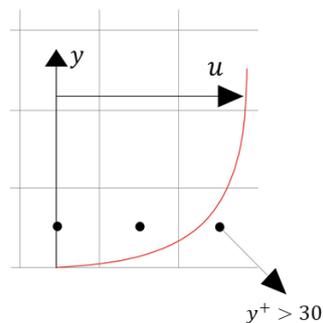


Figura 3.4. Trattamento di parete High  $y^+$

Il principale vantaggio di questo metodo è rappresentato dal ridotto numero di celle richieste in prossimità della parete. Infine il modello *All  $y^+$*  rappresenta un modello ibrido che emula il trattamento a bassi  $y^+$  per le griglie di calcolo fitte e al contempo il trattamento ad elevati  $y^+$  per le griglie di calcolo più lasche. Questo modello produce risultati ragionevoli per le *mesh* intermedie nelle quali il centro cella ricade entro la regione del *buffer layer*. Mediante l'adozione di una funzione di transizione vengono determinate le grandezze turbolente quali produzione e dissipazione turbolente così come il tensore degli sforzi.

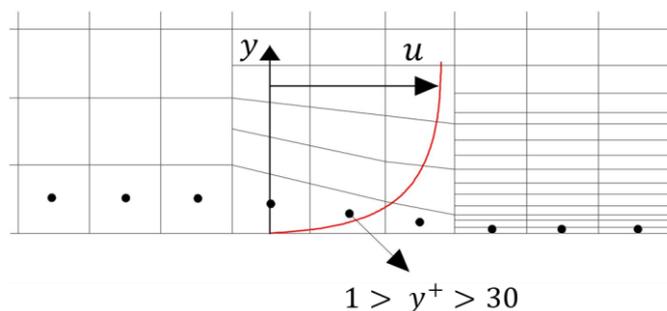


Figura 3.5. Trattamento di parete All  $y^+$

### 3.5 Il modello VOF

Per l'analisi numerica di una corrente fluida bifasica, ovvero caratterizzata dalla presenza di due diversi fluidi, risulta necessario adottare un modello numerico in grado di riprodurre l'interfaccia che si presenta tra le diverse fasi. Tale modello, noto come *Volume Of Fluid* (VOF), consente di determinare l'interfaccia tra le fasi a partire dalla soluzione dell'equazione di continuità per ciascuna delle fasi considerate.

Di seguito è riportata l'equazione di continuità per la generica fase  $q$ :

$$\frac{1}{\rho_q} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\vec{v}_q \rho_q \alpha_q) \right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp})$$

Essendo definite:

- $\dot{m}_{ij}$ : trasporto in massa dalla fase  $i$  alla fase  $j$
- $\alpha_q$ : frazione di volume della fase  $q$  entro la cella considerata

Il termine  $S_{\alpha_q}$  ha generalmente valore nullo e consente di modellare opportunamente il trasporto di massa mediante la definizione di una condizione al contorno. È opportuno precisare che tale equazione viene calcolata per la fase secondaria mentre la fase primaria è vincolata alla seguente relazione:

$$\sum_{q=1}^n (\alpha_q) = 1$$

La modellazione della superficie di separazione tra le fasi, viene effettuata mediante la valutazione di  $\alpha_q$  per ciascuna cella componente il dominio di calcolo. Si identificano dunque tre diverse condizioni dettate dal valore assunto da  $\alpha_q$ , ovvero:

$$\begin{cases} \alpha_q = 0 \\ 0 < \alpha_q < 1 \\ \alpha_q = 1 \end{cases}$$

Nel primo caso la cella risulta vuota, viceversa quando  $\alpha_q$  assume valore unitario la cella è considerata totalmente piena, mentre per valori di  $\alpha_q$  compresi tra 0 e 1 la cella contiene l'interfaccia tra le fasi considerate. Di seguito è illustrato un esempio di interfaccia tra le fasi distinguendo per ciascuna cella di calcolo il valore assunto dalla variabile  $\alpha_q$ :

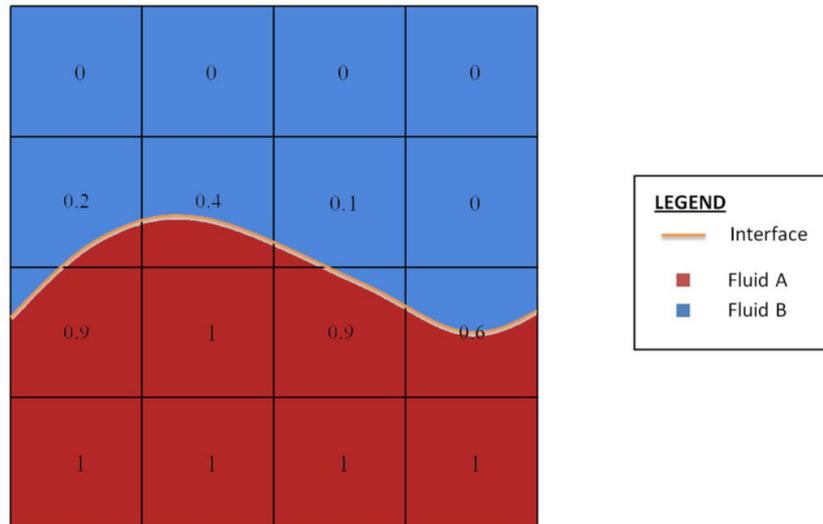


Figura 3.6. Il modello VOF: interfaccia del flusso bifasico

Al fine di garantire una corretta modellazione numerica dell'interfaccia tra le fasi risulta necessario adottare il modello *High Resolution Interface Capturing* noto come HIRC. Quest'ultimo consente di riprodurre il trasporto convettivo delle componenti di fluidi immiscibili e per tale ragione risulta idoneo per determinare l'interfaccia tra le due fasi. Il modello HIRC adotta una funzione di interpolazione in avanti (*upwind*) e in dietro (*downwind*) in modo da combinare le proprietà dello schema di differenziazione *downwind* con la stabilità dello schema *upwind*.

### 3.6 Discretizzazione temporale e condizione CFL

Lo studio fluidodinamico della carena è stato realizzato mediante analisi numeriche *time-dependent* adottando uno schema di risoluzione esplicito. Pertanto, al fine di garantire la corretta convergenza numerica della soluzione ed evitare problemi di stabilità della soluzione, occorre soddisfare un vincolo in merito alla discretizzazione temporale.

Tale vincolo è determinato dalla condizione CFL (Courant-Friedrichs-Lewy) la quale prevede che il passo temporale  $\Delta t$  adottato per la discretizzazione temporale debba soddisfare la seguente relazione:

$$C = \frac{u \cdot \Delta t}{\Delta x} < C_{max}$$

Essendo definiti:

- $C$ : numero di Courant
- $C_{max}$ : numero di Courant massimo
- $U$ : velocità della corrente fluida
- $\Delta x$ : dimensione della cella di calcolo
- $\Delta t$ : passo temporale

Nel caso di schema esplicito il valore del numero di Courant massimo  $C_{max}$  deve risultare minore dell'unità. Altresì, al fine di garantire il soddisfacimento della condizione CFL all'interno dell'intero dominio di calcolo, occorre determinare il passo temporale  $\Delta t$  adottando la dimensione della cella più piccola presente nella griglia di calcolo. La relazione precedente, valida per il caso unidimensionale viene opportunamente corretta per il caso tridimensionale con la seguente relazione:

$$C = \Delta t \sum_{i=1}^3 \frac{u_{x_i}}{\Delta x_i}$$

Tuttavia la componente di velocità lungo la direzione del moto di avanzamento risulta essere molto maggiore rispetto alle altre componenti, dunque occorre verificare che tale condizione sia soddisfatta per il valore di velocità dominante. Si evince pertanto come la condizione CFL imponga dei limiti dal punto di vista della scelta del passo temporale da adottare per la simulazione. Ciononostante, nel caso di simulazioni numeriche *time-dependent*, sebbene il passo temporale  $\Delta t$  soddisfi la condizione CFL, il raggiungimento di una soluzione stazionaria dipende strettamente dal fenomeno fisico preso in esame.

### 3.7 Il modello DFBI

L'analisi numerica dei moti che governano la dinamica dell'imbarcazione è stata effettuata mediante l'adozione del modello DFBI (*Dynamic Fluid Body Interaction*). Tale modello consente di determinare, una volta definite la massa e i momenti di inerzia, i moti della carena generati dall'iterazione tra fluido e struttura. Il solutore prevede la scomposizione dei moti lungo i sei gradi di libertà distinguendo, per ciascuno di essi, eventuali vincoli specifici. Nel caso preso in esame i gradi di libertà non vincolati sono rappresentati dalla traslazione verticale lungo l'asse  $z$ , identificativa dell'affondamento della carena e la rotazione attorno l'asse  $y$ , corrispondente all'angolo di assetto longitudinale. Mediante tale operazione si restringono dunque i gradi di libertà di corpo rigido da 6 a 2. Dal punto di vista matematico occorre precisare che le equazioni di governo sono riferite al sistema di riferimento inerziale pertanto esprimibili come:

$$\dot{\vec{v}} = \frac{1}{m} \sum \vec{f}_g$$

$$\dot{\vec{\omega}}_B = L^{-1} \left( \sum \vec{M}_B - \vec{\omega}_B \times \vec{\omega}_B L \right)$$

Essendo definiti:

- $\dot{\vec{v}}_g$ : moti di traslazione del centro di massa
- $m$ : massa
- $\vec{f}_g$  vettore forza di gravità
- $\dot{\vec{\omega}}_B$ : moti angolari;
- $\vec{\omega}_B$  velocità angolare del corpo;
- $L$ : matrice di inerzia.

Per valutare i momenti nel sistema di riferimento baricentrico è necessario operare una trasformazione di coordinate mediante l'ausilio della matrice di trasformazione  $R$ .

$$R = \begin{pmatrix} C_\theta C_\psi & C_\theta S_\psi & -S_\theta \\ S_\theta S_\theta C_\psi - C_\theta S_\psi & S_\theta S_\theta S_\psi + C_\theta C_\psi & S_\theta C_\theta \\ C_\theta S_\theta C_\psi + S_\theta S_\psi & C_\theta S_\theta S_\psi - S_\theta C_\psi & C_\theta C_\theta \end{pmatrix}$$

La matrice di trasformazione  $R$  è composta dai termini in seno e coseno rispettivamente indicate con  $S$  e  $C$ , mentre gli angoli  $\theta$ ,  $\phi$ ,  $\Psi$ , noti come angoli di Eulero, sono rappresentativi delle rotazioni attorno agli assi  $x$ ,  $y$ ,  $z$  a cui corrispondono i moti di rollio, beccheggio e imbardata.

### 3.8 Tecniche di discretizzazione

Per ottenere le soluzioni delle equazioni del moto, così come per le equazioni che descrivono la turbolenza, è necessario semplificare il problema mediante approssimazioni ricorrendo dunque ad una discretizzazione delle equazioni. La discretizzazione rappresenta il procedimento mediante il quale viene effettuata la trasformazione di un sistema continuo in una controparte discreta. Esistono diverse tecniche di discretizzazione ciascuna delle quali si basa sull'applicazione di metodi numerici differenti. Si ricordano tra questi il metodo di discretizzazione mediante differenze finite oppure il metodo dei volumi finiti. Ciascuno di questi metodi prevede l'adozione di funzioni semplificate per approssimare le variabili incognite del flusso e la discretizzazione delle equazioni di governo mediante opportuna modellazione matematica. Il risultato di tali operazioni consente di determinare un sistema di equazioni algebriche che è possibile risolvere mediante l'ausilio di opportuni calcolatori.

Il metodo delle differenze finite si basa sull'approssimazione delle derivate mediante troncamento di sviluppi in serie di Taylor espressi in termini dei valori in un dato nodo della griglia di calcolo e nei nodi ad esso adiacenti. Sostituendo tali approssimazioni discrete al posto delle derivate continue nelle equazioni di governo si ottiene un sistema di equazioni algebriche che consente di determinare, in tutti i punti della griglia di calcolo, le variabili di flusso. Questa tecnica rappresenta uno dei primi metodi adottati per la soluzione dei problemi di fluidodinamica tuttavia risulta fortemente influenzato dalla struttura della griglia di calcolo.

Il metodo dei volumi finiti è stato originariamente sviluppato per superare alcune restrizioni che caratterizzano le formulazioni alle differenze finite e da allora si è evoluto fino a diventare un metodo ben consolidato e accuratamente convalidato per i problemi di CFD.

La procedura prevede l'integrazione delle equazioni di governo su tutte le celle del dominio di calcolo; per ciascun volume di controllo si definisce un punto discreto, generalmente il centro cella, nel quale le variabili dipendenti come la velocità, pressione e temperatura devono essere calcolate. Il risultato di tale operazione è un sistema di equazioni algebriche che rappresenta la conservazione delle variabili di flusso per ogni volume di controllo. La risoluzione del sistema algebrico viene condotta mediante l'adozione di opportuni metodi iterativi. A differenza del metodo alle differenze finite, il metodo ai volumi finiti consente di adottare una griglia di calcolo arbitraria composta da celle di forma generica. Questa caratteristica conferisce al metodo ai volumi finiti una forte flessibilità dal punto di vista delle applicazioni in quanto non sempre è possibile generare una griglia di calcolo strutturata. Inoltre, poiché le leggi di conservazione sono discretizzate direttamente, le quantità fondamentali di massa, quantità di moto ed energia rimangono conservate a livello discreto.

Oltre le due tecniche esposte, è possibile adottare anche i metodi spettrali che adottano funzioni come le serie di Fourier o i polinomi di Chebyshev per approssimare le variabili di flusso. Tuttavia, a differenza dei metodi delle differenze finite queste funzioni sono applicate all'intero dominio invece di essere limitate a punti o elementi locali della griglia di calcolo. Le funzioni approssimate sono poi sostituite nelle equazioni di governo con il risultato di un errore, o residuo. In questo caso si giunge a un insieme di equazioni algebriche che definiscono i valori dei coefficienti della serie approssimata. Sebbene sia teoricamente valido, la loro applicazione è relativamente limitata nei codici CFD. Il metodo di discretizzazione impiegato nelle analisi CFD risulta quello dei volumi finiti poiché è il metodo che meglio si presta all'integrazione delle equazioni differenziali alle derivate parziali. Questo metodo consiste nella suddivisione del dominio di calcolo in un numero finito di sotto-volumi o celle caratterizzate da opportune condizioni al contorno. La fase di discretizzazione rappresenta il fulcro della simulazione numerica poiché in base al numero di elementi scelto si determina l'accuratezza della soluzione ed il tempo di calcolo necessario per ottenerla. Per tale ragione la fase preliminare di un'indagine mediante analisi CFD prevede uno studio di convergenza della griglia di calcolo al fine di identificare la *mesh* in grado di garantire il migliore compromesso tra onere computazionale richiesto e accuratezza della soluzione. La particolarità del metodo di discretizzazione ai volumi finiti risiede nel fatto che il metodo risulta conservativo.

Dal punto di vista fisico la conservatività è espressa dal trasporto delle quantità attraverso le superfici delle celle di calcolo, mentre dal punto di vista matematico è possibile definire l'equazione modello che esprime i fenomeni di diffusione e trasporto come:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v\phi - \Gamma \nabla \phi) = S(\phi)$$

In tale relazione la quantità  $\phi$  rappresenta una generica variabile del sistema espressa in funzione dello spazio e del tempo  $\phi(x, t)$ . I parametri  $\Gamma$  e  $S$  rappresentano rispettivamente la diffusività e la sorgente dipendenti dalla generica variabile  $\phi$ . Le grandezze scalari vengono calcolate applicando il teorema della divergenza per ciascun volume, pertanto il risultato ottenuto è riferito al valore calcolato nel centro della cella considerata. Da questa definizione si evince l'esigenza di incrementare il numero di celle in prossimità delle regioni caratterizzate da maggiore turbolenza così da garantire il corretto grado di accuratezza della soluzione.

### 3.8.1 Tipologie di griglie di calcolo

La discretizzazione del dominio di calcolo viene condotta definendo una opportuna griglia di calcolo le cui caratteristiche la rendono specifica per un determinato campo di applicabilità. Una prima classificazione è rappresentata dalle *mesh* rispettivamente strutturate e non strutturate:

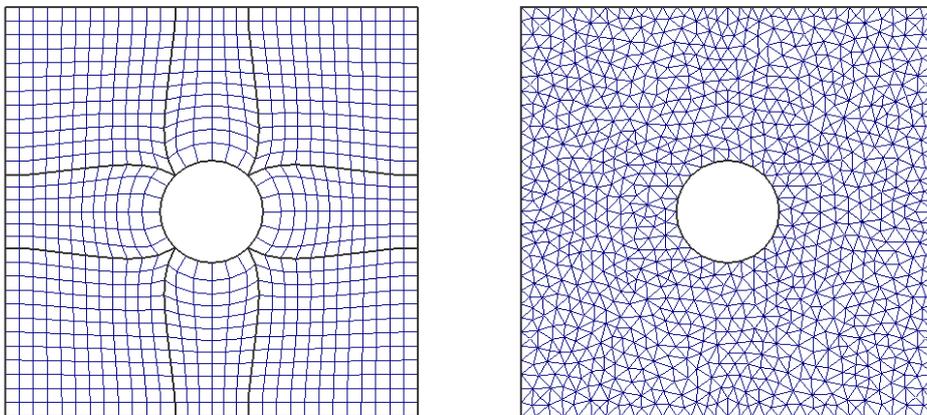


Figura 3.7. Esempio di mesh strutturata e non strutturata

La griglia di calcolo strutturata, illustrata nell'immagine a sinistra, è caratterizzata da una numerazione dei nodi degli elementi ottenuta mediante semplici relazioni algebriche. Le *mesh* strutturate consentono di ottenere un numero relativamente basso di elementi mantenendo il grado di accuratezza della soluzione scelto. Tuttavia questa tipologia di griglia risulta particolarmente difficile da riprodurre in geometrie complesse caratterizzate da elevati raggi di curvatura.

Le griglie non strutturate sono invece caratterizzate da una composizione irregolare di elementi e risultano particolarmente valide per la riproduzione di geometrie complesse in quanto costituite da elementi di forma variabile come tetraedri o poliedri. Generalmente, la scelta della tipologia di *mesh* da adottare per la discretizzazione del dominio di calcolo dipende da diversi fattori quali ad esempio il tempo necessario per la generazione della griglia di calcolo, l'accuratezza desiderata ed il relativo tasso di convergenza, la quantità di memoria a disposizione nel calcolatore e la qualità della griglia di superficie di partenza dalla quale discretizzare il dominio. Tuttavia occorre specificare che queste limitazioni non si escludono a vicenda, infatti, sebbene la griglia di calcolo tetraedrica sia caratterizzata da un minore tempo di realizzazione e minore allocazione di memoria nel calcolatore, richiede un numero di celle circa cinque volte superiore per ottenere la medesima accuratezza che caratterizza una griglia di calcolo poligonale o a celle tagliate (*trimmed mesh*). La generazione della griglia di calcolo è preceduta da una fase di triangolazione delle superfici del modello preso in esame. Tale triangolazione influenza notevolmente la generazione della griglia di calcolo, pertanto, è opportuno verificare che tale fase sia condotta in modo da preservare la geometria del modello e consentire una corretta generazione della griglia di calcolo.

### **3.8.1.1 La griglia di calcolo *trimmed***

Le griglie di calcolo *trimmed*, ovvero con celle tagliate, garantiscono un'elevata accuratezza indipendentemente dalla complessità della geometria del modello in esame. Questo modello combina alcune caratteristiche fortemente richieste nella generazione della griglia di calcolo all'interno di un unico schema di discretizzazione quali ad esempio la generazione di celle esaedriche con basso valore di asimmetria.

La generazione di una griglia di calcolo *trimmed* viene condotta effettuando un primo raffinamento basato sulla dimensione della griglia di superficie ottenuta dalla fase di triangolazione del modello. In seguito, mediante l'adozione di opportuni controlli stabiliti dall'utente, si definiscono le caratteristiche globali e locali della griglia di calcolo in modo da ottenere le caratteristiche desiderate. I parametri che regolano l'aumento o la diminuzione della dimensione delle celle consentono di infittire la griglia di calcolo nelle regioni di maggiore interesse quali, ad esempio, la porzione di scia in prossimità della carena. Di seguito è riportato un esempio di griglia di calcolo *trimmed* generata sul modello di carena oggetto delle seguenti analisi:

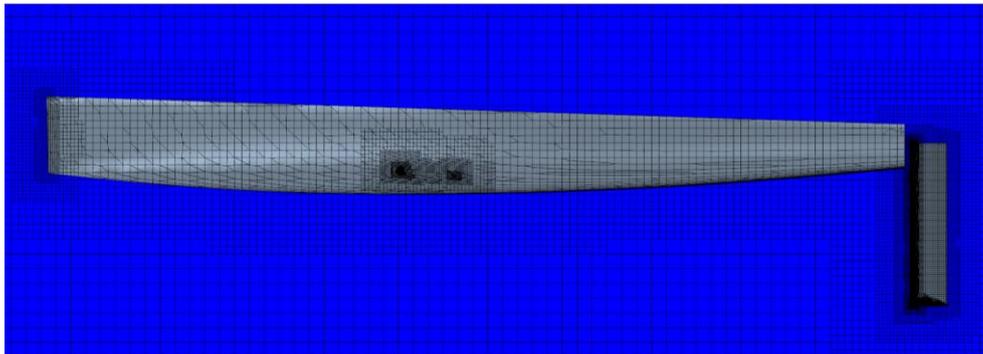


Figura 3.8. Esempio di mesh trimmed

Una caratteristica che contraddistingue il modello a celle tagliate dagli altri generatori di griglia è rappresentata dalla possibilità di allineare la griglia di calcolo in una qualsiasi direzione rispetto al sistema di coordinate specificato dall'utente. Questo controllo è stato adottato per garantire un corretto allineamento della griglia di calcolo con la superficie di separazione dei fluidi assicurando, pertanto, una corretta modellazione dell'interfaccia tra le fasi fluide.

### 3.8.1.2 La griglia di calcolo poligonale

La seconda tipologia di griglie di calcolo è rappresentata dalle *mesh* poligonali. Tali griglie di calcolo consentono di discretizzare correttamente anche le geometrie più complesse mantenendo il numero di elementi relativamente basso. La generazione della griglia di calcolo poligonale risulta relativamente facile ed efficiente in quanto, per una data superficie di partenza, caratterizzata da un numero di celle circa cinque volte inferiore rispetto ad una griglia di calcolo tetraedrica.

Il modello di *meshing* poligonale utilizza una forma di cella poligonale arbitraria per costruire la griglia di calcolo centrale. In STAR-CCM+ viene adottato uno speciale schema di dualizzazione per generare la *mesh* poliedrica a partire da una *mesh* tetraedrica sottostante, che viene creata automaticamente come parte del processo. Di seguito è riportato un esempio di griglia poligonale generata sul medesimo modello di carena precedentemente esposto:

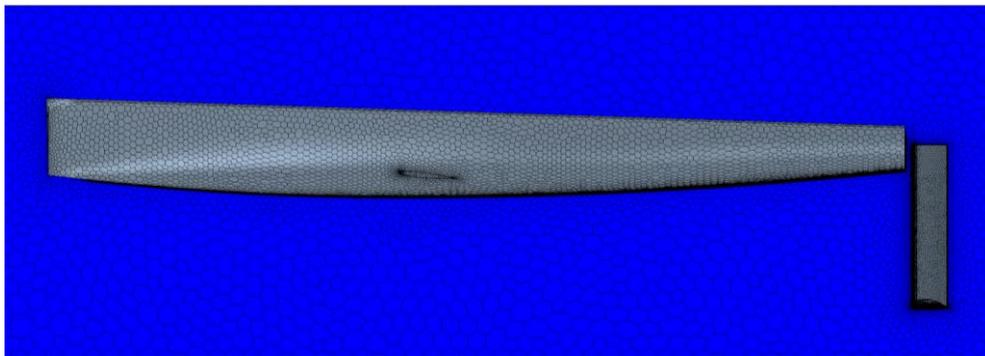


Figura 3.9. Esempio di *mesh* poligonale

Una delle caratteristiche peculiari che contraddistingue la griglia di calcolo poligonale dalla griglia di calcolo *trimmed* è rappresentata dal rateo di crescita della dimensione delle celle. Nel caso di griglia di calcolo *trimmed*, la dimensione delle celle viene raddoppiata per ciascun livello di affinamento, mentre nel caso della griglia di calcolo poligonale, la dimensione delle celle varia con continuità. Questo conferisce alla griglia di calcolo poligonale una maggiore versatilità, soprattutto per le geometrie complesse quali ad esempio le superfici della carena.

### 3.8.1.3 La griglia di calcolo *overset*

Il moto della carena viene simulato mediante l'adozione di una griglia di calcolo ibrida ovvero composta da due *mesh* differenti opportunamente collegate mediante interfaccia. Nel dettaglio è stato adottato il modello di *overset* che consente il movimento della regione interna, denominata regione di *overset*, mantenendo fissa nello spazio regione esterna anche detta regione di *background*. Il modello di *overset*, noto anche come "Chimera" o *mesh* sovrapposte, consente di discretizzare il dominio di calcolo impiegando diverse griglie di calcolo sovrapposte in modo arbitrario.

Questa tipologia di griglia ibrida risulta particolarmente utile quando si hanno molteplici modelli contenuti nel medesimo dominio di calcolo oppure quando occorre simulare il moto di un corpo entro una corrente fluida come nel caso in esame. Nella maggior parte dei casi, l'adozione del modello di *overset* non comporta alcuna modifica della *mesh* iniziale, offrendo così una maggiore flessibilità rispetto alle altre tecniche di generazione della griglia di calcolo. Nel modello *overset*, le celle delle griglie di calcolo vengono opportunamente classificate come celle attive, inattive o accettanti. All'interno delle celle attive, vengono risolte le equazioni di governo discretizzate mentre entro le celle inattive, non viene risolta alcuna equazione. Tuttavia, se la regione di *overset* si muove, le celle inattive possono diventare attive. Le celle accettanti consentono di accoppiare le soluzioni ottenute nelle due *mesh* sovrapposte e definiscono l'interfaccia tra le due griglie di calcolo. I valori delle variabili nelle celle donatrici di una griglia esprimono, mediante interpolazione, i valori delle variabili nelle celle accettatrici della griglia ad essa adiacente. Le celle donatrici sono dunque le celle attive della seconda griglia di calcolo che risultano più vicine alla cella accettante. La soluzione viene calcolata per tutte le celle attive in tutte le regioni simultaneamente, ovvero le celle sono implicitamente accoppiate.



Figura 3.10. Il modello di *overset*: regione di *overset* e regione di *background*

Per applicare con successo il modello di *overset-mesh* è necessario definire un numero di celle sufficientemente elevato in prossimità dell'interfaccia tra le regioni di *background* e di *overset*. Inoltre, per minimizzare l'errore di discretizzazione, entrambe le griglie di calcolo devono presentare celle di uguale dimensione nella regione di sovrapposizione in quanto l'errore di interpolazione tra le due *mesh* dipende dalla cella più grande delle due griglie accoppiate.

### 3.8.2 La qualità della griglia di calcolo

L'accuratezza della soluzione numerica dipende principalmente dal numero di celle adottate per la discretizzazione e dalla qualità che le caratterizza. A tale scopo risulta necessario introdurre opportuni parametri di valutazione della griglia di calcolo in modo da attestarne la qualità. Il parametro universale impiegato per la valutazione di una generica griglia di calcolo è rappresentato dal rapporto di aspetto o *aspect-ratio*. Tale parametro è definito come il rapporto tra distanza massima calcolata tra il centroide della cella e il centroide della faccia e la distanza minima misurata tra due nodi della cella.

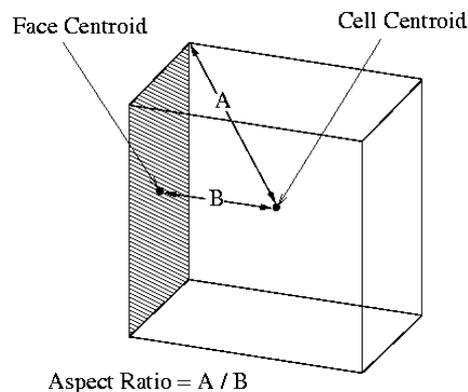


Figura 3.11. Qualità della cella di calcolo: aspect ratio

Per valutare l'omogeneità del singolo elemento viene impiegato il parametro noto come qualità ortogonale (*orthogonal quality*) calcolato valutando due gruppi di vettori uscenti dal centroide della cella: il primo gruppo è costituito dai vettori uscenti dal centroide della cella e diretti verso le facce della cella, il secondo gruppo, invece, è composto dai vettori congiungenti il centroide della cella con i centroidi delle celle ad essa adiacenti. La qualità ortogonale esprime pertanto il grado di allineamento tra le facce ed i relativi centroidi delle celle adiacenti. Tale quantità è sempre compresa tra 0 e 1 dove 0 implica una scarsa qualità mentre 1 rappresenta il valore ideale. Infine, per valutare il mantenimento dell'accuratezza della soluzione e la stabilità di quest'ultima, si adotta il parametro di asimmetria o *skewness* definito come la differenza tra la forma della cella e quella che avrebbe un'ipotetica cella equilatera di uguale volume. Generalmente si adottano celle caratterizzate da valori massimi di *skewness* pari a 0.9 poiché per valori superiori ad esso si verificano fenomeni di instabilità della soluzione che provocano un conseguente allontanamento dalla condizione di convergenza.

## 4 Modellazione geometrica

Per condurre un'analisi CFD occorre definire le caratteristiche geometriche del modello preso in esame descrivendone le proprietà peculiari per il successivo studio fluidodinamico. Altresì, risulta necessario stabilire le dimensioni del dominio di calcolo attenționando eventuali requisiti imposti dal modello di analisi. Da queste considerazioni si evince, pertanto, come la modellazione geometrica assume un ruolo centrale nell'esecuzione di una simulazione CFD.

### 4.1 L'imbarcazione di riferimento

Le analisi CFD volte alla determinazione dell'assetto e delle forze agenti sulla carena sono state condotte su una delle imbarcazioni progettate e realizzate dal Polito Sailing Team. L'imbarcazione presa in esame presenta alcune caratteristiche che la contraddistinguono dalle altre imbarcazioni precedentemente realizzate. Si tratta, infatti, di un'imbarcazione "foilante" ovvero dotata di opportune appendici che ne consentono il volo sopra la superficie di separazione.



Figura 4.1. Render dell'imbarcazione di riferimento: Glaros (ITA58)

Risulta opportuno specificare che le analisi fluidodinamiche sono volte a determinare il comportamento idrodinamico della carena e delle relative appendici per cui il modello CAD preso in esame non contiene le componenti della sovrastruttura quali l'albero, le vele così come le terrazze sul quale si posizionano i velisti.

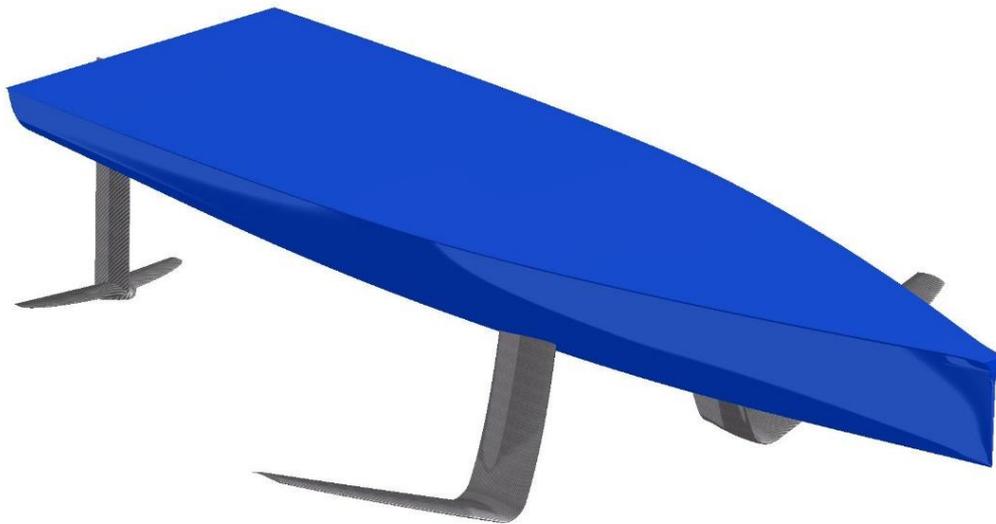


Figura 4.2. Modello CAD di Glaros (ITA58)

I principali parametri che ne descrivono l'idrostatica sono riassunti nella seguente tabella:

Parametri idrostatici	
Lunghezza fuori tutto	4,6 [m]
Lunghezza linea di galleggiamento	4,45 [m]
Area superficie immersa	6,45 [m <sup>2</sup> ]
Larghezza massima di galleggiamento	0,98 [m]
Pescaggio	0,12[m]
Dislocamento a pieno carico	264,5 [Kg]

Tabella 4.1. Parametri idrostatici

Definito il modello CAD e le principali caratteristiche che ne descrivono l'idrostatica, è stato adottato il *software* di *pre-processing* geometrico ANSA in modo da garantire un trasferimento corretto della geometria all'interno del programma di calcolo Star-CCM+. Tale operazione risulta di fondamentale importanza in quanto consente la correzione di eventuali errori dovuti alla triangolazione delle superfici che, come descritto in precedenza, risulta necessaria per la definizione della griglia di calcolo.

Inoltre, una volta importato il modello all'interno del *software* Star-CCM+, è stato necessario suddividere le superfici della carena in modo da consentire il monitoraggio, durante la fase di calcolo, delle forze agenti su ciascun elemento dell'imbarcazione.

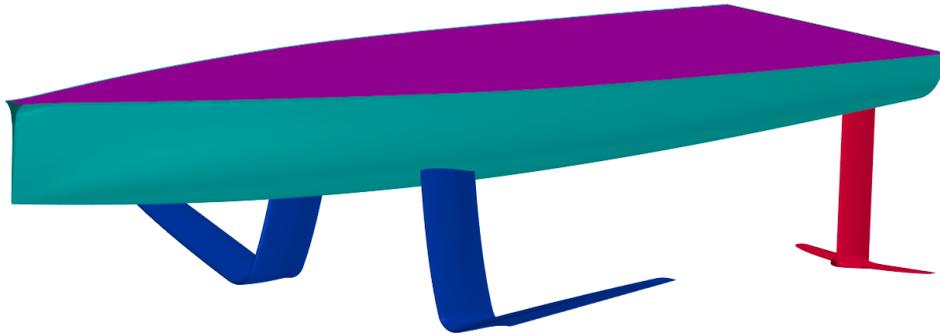


Figura 4.3. Suddivisione delle superfici dello scafo

Tale procedimento risulta di fondamentale importanza per la generazione della *mesh* in quanto consente di definire opportuni controlli della griglia di calcolo lungo le regioni di maggiore interesse limitando al contempo il numero totale di elementi discretizzanti. In questo modo è possibile discretizzare le appendici adottando celle di dimensioni inferiore rispetto a quelle impiegate per la discretizzazione del ponte di coperta.

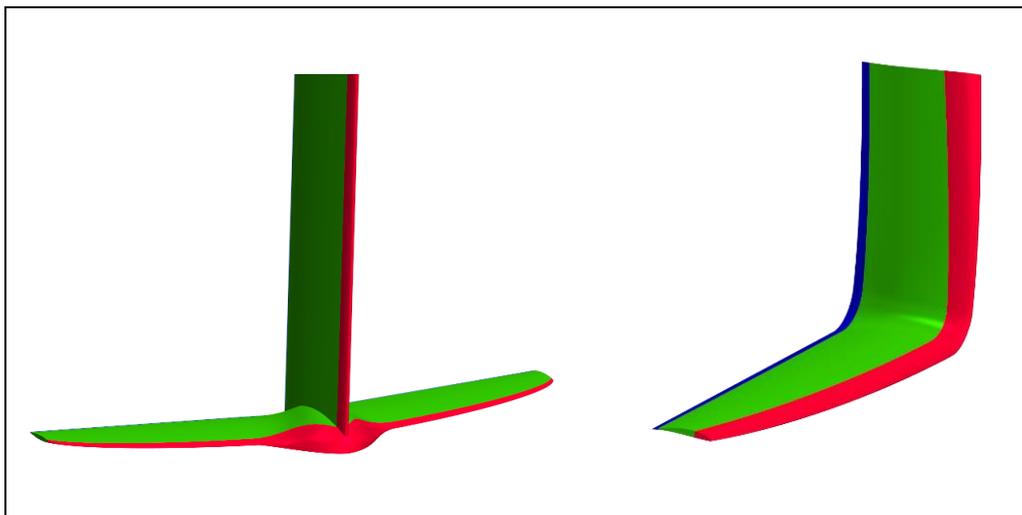


Figura 4.4. Suddivisione superfici delle appendici

## 4.2 Analisi dei carichi e delle forze agenti

Per analizzare le forze agenti sulla carena, occorre individuare i punti di applicazione delle forze che si generano dall'iterazione tra fluido e struttura. Si distingue il baricentro indicato con ( $C_g$ ) dal centro di carena ( $C_p$ ): il primo è definito come il punto di applicazione della risultante delle forze peso, mentre il centro di carena rappresenta il punto di applicazione della spinta generata dall'iterazione tra parete esterna dello scafo e l'acqua.

A differenza delle coordinate del baricentro, che sono legate alla distribuzione dei carichi lungo la carena, le coordinate del centro di carena dipendono invece dalla geometria dell'opera viva. Generalmente le coordinate del baricentro rimangono fissate una volta configurato il carico a bordo e rimangono tali anche durante il moto dell'imbarcazione, tuttavia nel caso di imbarcazioni a vela, al fine di controbilanciare i momenti indotti dalle vele, l'equipaggio si sposta lungo il ponte di coperta provocando, inevitabilmente, una variazione della posizione del baricentro. Le coordinate del centro di carena dipendono dal punto di applicazione della spinta dinamica generata dall'acqua, assumendo dunque valori diversi in funzione del regime di moto dell'imbarcazione. Nel caso dell'imbarcazione presa in esame il centro di carena assume importanza per la determinazione dell'assetto solo alle basse andature in quanto, una volta superata la velocità di minima sustentazione delle appendici la carena risulta completamente emersa.

Lo studio fluidodinamico prevede l'analisi, per distinte velocità di avanzamento, di due configurazioni del baricentro dettate da un diverso posizionamento dei velisti a bordo. In particolare, l'imbarcazione di riferimento è caratterizzata da un dislocamento di progetto pari a 264.5 [Kg]. Assumendo in fase progettuale un peso complessivo dell'equipaggio pari a 140 [Kg] appare evidente come una variazione della loro posizione, anche di pochi centimetri, comporta brusche variazioni del baricentro complessivo della carena. La determinazione delle proprietà di massa della carena, quali la posizione del baricentro e i relativi momenti di inerzia, è stata condotta mediante l'ausilio del *software* di modellazione CAD Solidworks. I valori così determinati rappresentano i parametri di *input* da inserire nel software di calcolo Star-CCM+ per effettuare le analisi CFD.

La prima posizione del baricentro presa in esame è stata determinata posizionando le masse dei velisti in prossimità della poppa dell'imbarcazione e per tale ragione viene denominata come configurazione poppiera.

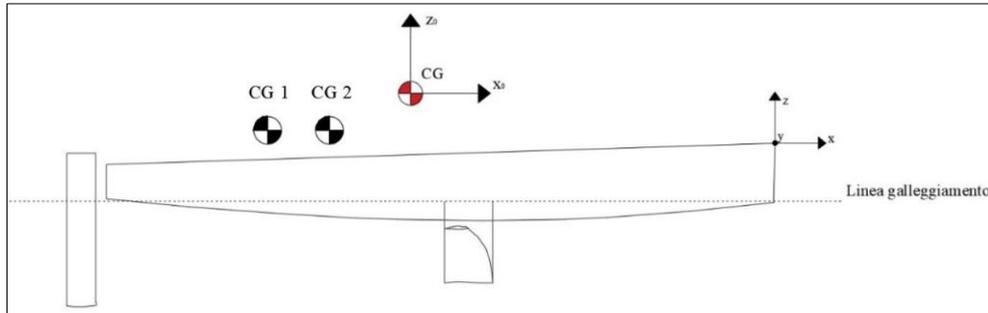


Figura 4.5. Posizione del baricentro nella configurazione poppiera

Configurazione poppiera				
	Massa [kg]	X [m]	Y [m]	Z [m]
Velista 1	70	-3.25	-1	0.219
Velista 2	70	-2.64	-1	0.251

Tabella 4.2. Configurazione poppiera: coordinate dei velisti

Coordinate del baricentro		
$X_G$ [m]	$Y_G$ [m]	$Z_G$ [m]
-2.78	-0.48	0.35

Tabella 4.3. Configurazione poppiera: coordinate del baricentro

Momenti di inerzia rispetto al sistema di riferimento assoluto					
$I_{xx}$ [ $kg\ m^2$ ]	$I_{yy}$ [ $kg\ m^2$ ]	$I_{zz}$ [ $kg\ m^2$ ]	$I_{xy}$ [ $kg\ m^2$ ]	$I_{xz}$ [ $kg\ m^2$ ]	$I_{yz}$ [ $kg\ m^2$ ]
498.14	2568.74	2372.64	377.19	-229.86	-57.36

Tabella 4.4. Configurazione poppiera: momenti di inerzia

Momenti di inerzia rispetto al baricentro					
$I_{xx}$ [ $kg\ m^2$ ]	$I_{yy}$ [ $kg\ m^2$ ]	$I_{zz}$ [ $kg\ m^2$ ]	$I_{xy}$ [ $kg\ m^2$ ]	$I_{xz}$ [ $kg\ m^2$ ]	$I_{yz}$ [ $kg\ m^2$ ]
395.97	487.34	262.91	24.37	27.84	-12.98

Tabella 4.5. Configurazione poppiera: momenti di inerzia rispetto al baricentro

La seconda configurazione, invece, è relativa ad un posizionamento dei velisti prossimo alla mezzeria della carena. Pertanto tale configurazione presenta un a posizione del baricentro avanzato rispetto la precedente denominata configurazione prodiera.

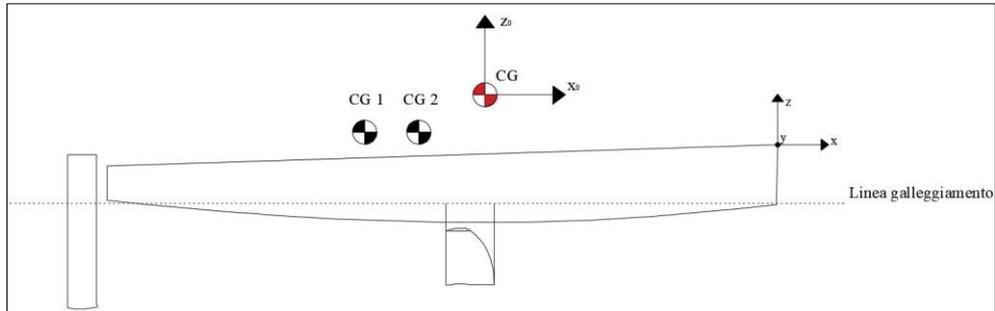


Figura 4.6. Configurazione prodiera: distribuzione dei carichi

Configurazione prodiera				
	Massa [kg]	X [m]	Y [m]	Z [m]
Velista 1	70	-2.9	-1	0.237.6
Velista 2	70	-2.34	-1	0.267.4

Tabella 4.6. Configurazione prodiera: coordinate dei velisti

Coordinate del baricentro		
$X_G$ [m]	$Y_G$ [m]	$Z_G$ [m]
-2.6	-0.48	0.36

Tabella 4.7. Configurazione prodiera: coordinate del baricentro

Momenti di inerzia rispetto al sistema di riferimento assoluto					
$I_{xx}$ [ $kg m^2$ ]	$I_{yy}$ [ $kg m^2$ ]	$I_{zz}$ [ $kg m^2$ ]	$I_{xy}$ [ $kg m^2$ ]	$I_{xz}$ [ $kg m^2$ ]	$I_{yz}$ [ $kg m^2$ ]
490.95	2292.71	2094.81	336.32	-219.88	-59.50

Tabella 4.8. Configurazione prodiera: momenti di inerzia

Momenti di inerzia rispetto al baricentro					
$I_{xx}$ [ $kg m^2$ ]	$I_{yy}$ [ $kg m^2$ ]	$I_{zz}$ [ $kg m^2$ ]	$I_{xy}$ [ $kg m^2$ ]	$I_{xz}$ [ $kg m^2$ ]	$I_{yz}$ [ $kg m^2$ ]
395.94	475.58	251.18	7.21	27.25	-13.88

Tabella 4.9. Configurazione prodiera: momenti di inerzia rispetto al baricentro

Analizzando la condizione di moto di avanzamento, la progressiva generazione di portanza dovuta all'aumento di velocità provoca lo spostamento del centro di pressione causando una variazione dell'angolo di assetto. È opportuno precisare che tali definizioni riguardano l'attitudine della sola carena, per tale ragione risultano valide nel caso di basse velocità in quanto, come descritto nei precedenti paragrafi, per velocità sufficientemente elevate gli unici elementi che rimangono immersi sono le appendici. In questo caso dunque è possibile identificare il centro di pressione delle appendici ovvero il punto di applicazione della risultante idrodinamica agente su ciascuna di esse.

La seguente figura riporta la schematizzazione delle forze e dei momenti agenti sulla carena in configurazione di *foiling*:

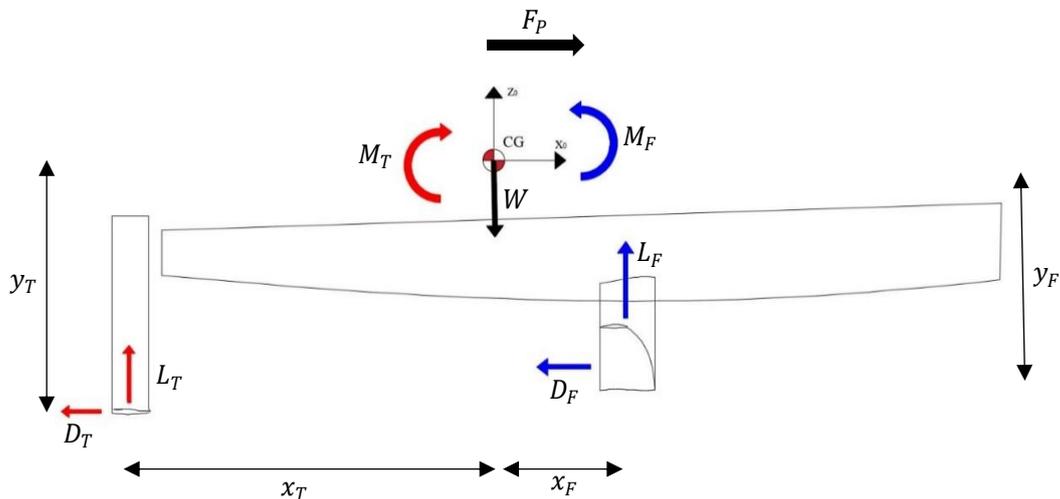


Figura 4.7. Schematizzazione delle forze agenti sull'imbarcazione

Essendo  $L$ ,  $D$  e  $M$  rispettivamente portanza, resistenza e momento mentre i pedici  $F$  e  $T$  identificano i contributi generati dall'*hydrofoil* e dal timone. Tale rappresentazione, seppure semplificata, mette in luce la ripartizione delle forze agenti ed i relativi momenti risultanti. Il termine  $F_p$  rappresenta la forza propulsiva necessaria per contrastare la resistenza e dunque consentire il moto di avanzamento dell'imbarcazione.

Le equazioni che descrivono l'equilibrio alla traslazione verticale sono:

$$\begin{cases} D_F + D_T = F_p \\ L_F + L_T = W \end{cases}$$

Per quanto riguarda l'equazione di equilibrio alla rotazione nel piano longitudinale si ottiene:

$$M_T - M_F - L_F x_F + D_F y_F + L_T x_T + D_T y_T = 0$$

È opportuno precisare che tale relazione, seppure risulti valida per il caso in esame, non è rappresentativa della condizione reale in quanto non considera il momento generato dall'azione del vento sulle vele.

### 4.3 Definizione del dominio di calcolo

Stabilite le caratteristiche geometriche del modello oggetto di indagine, l'attenzione è stata rivolta alla definizione del dominio di calcolo e ai relativi volumi interni che, come verrà illustrato nei seguenti capitoli, risultano necessari per garantire una corretta discretizzazione. Le dimensioni del dominio di calcolo devono soddisfare diversi requisiti in quanto essendo le superfici sede di condizioni al contorno occorre garantire che queste siano sufficientemente distanti dal corpo che, inevitabilmente, induce perturbazioni nel campo di moto. Per tale ragione, un dominio di calcolo estremamente piccolo provocherebbe di fatto delle alterazioni nei risultati falsando dunque la veridicità dell'analisi. Le simulazioni numeriche sono state condotte adottando un dominio di calcolo caratterizzato da un piano di simmetria in modo da ridurre il più possibile le dimensioni del dominio e di conseguenza il numero di elementi necessari per la sua discretizzazione. Tale assunzione risulta possibile in quanto, per ovvie ragioni fluidodinamiche, lo scafo è caratterizzato da simmetria. Pertanto, dovendo esaminare il solo assetto longitudinale dalla carena, l'adozione di un piano di simmetria longitudinale non altera la fisica del fenomeno preso in esame. L'unica correzione che occorre effettuare è relativa ai risultati ottenuti dall'analisi in quanto relativi alla semi-carena. La definizione del dominio di calcolo è stata condotta conformemente a quanto previsto dalle linee guida fornite dalla ITTC (*Institute of Towing Tank Conference*) per lo studio fluidodinamico di una carena mediante analisi CFD. Queste, definiscono le dimensioni del dominio mediante la moltiplicazione della lunghezza fuori tutto dello scafo preso in esame per opportuni coefficienti moltiplicativi.

Di seguito è illustrato il dominio di calcolo adottato per le simulazioni numeriche e le relative dimensioni caratteristiche:

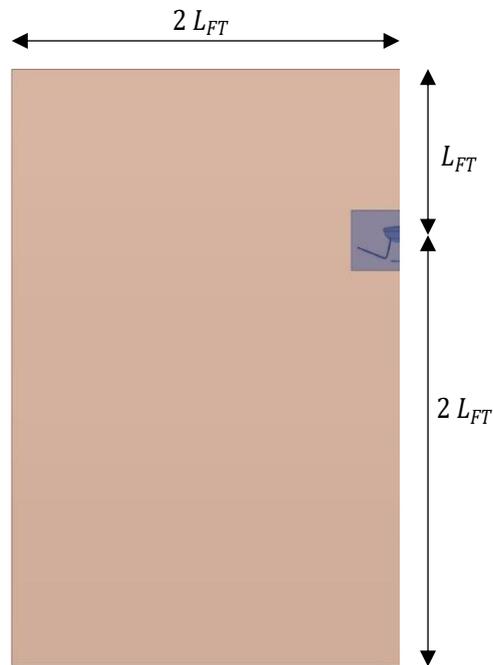


Figura 4.8. Vista frontale del dominio di calcolo

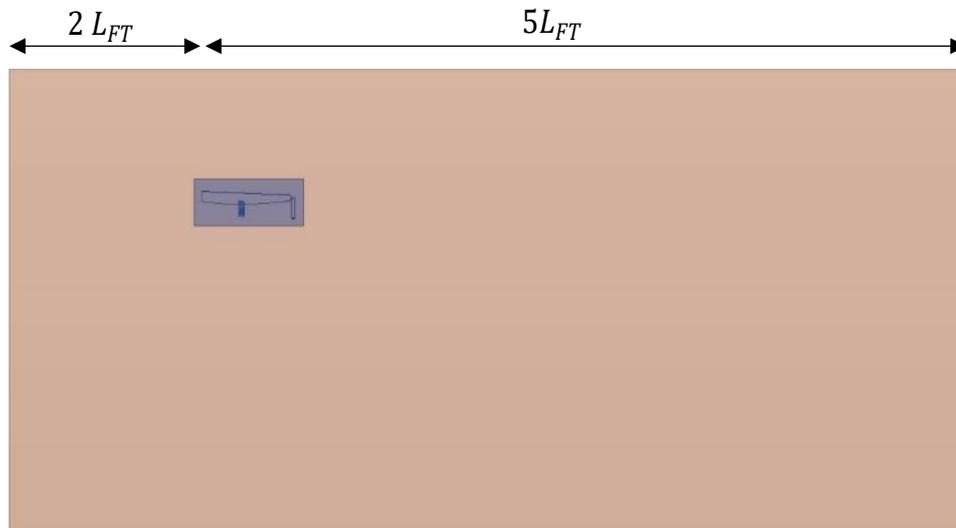


Figura 4.9. Vista laterale del dominio di calcolo

Dimensioni dominio di calcolo			
	X [m]	Y [m]	Z [m]
Nodo iniziale	-10	0	5
Nodo finale	40	14	-14

Tabella 4.10. Dimensioni caratteristiche del dominio di calcolo

Definito il dominio esterno (*background*), è stato generato il volume di controllo interno (*overset*) contenente il modello geometrico della carena.

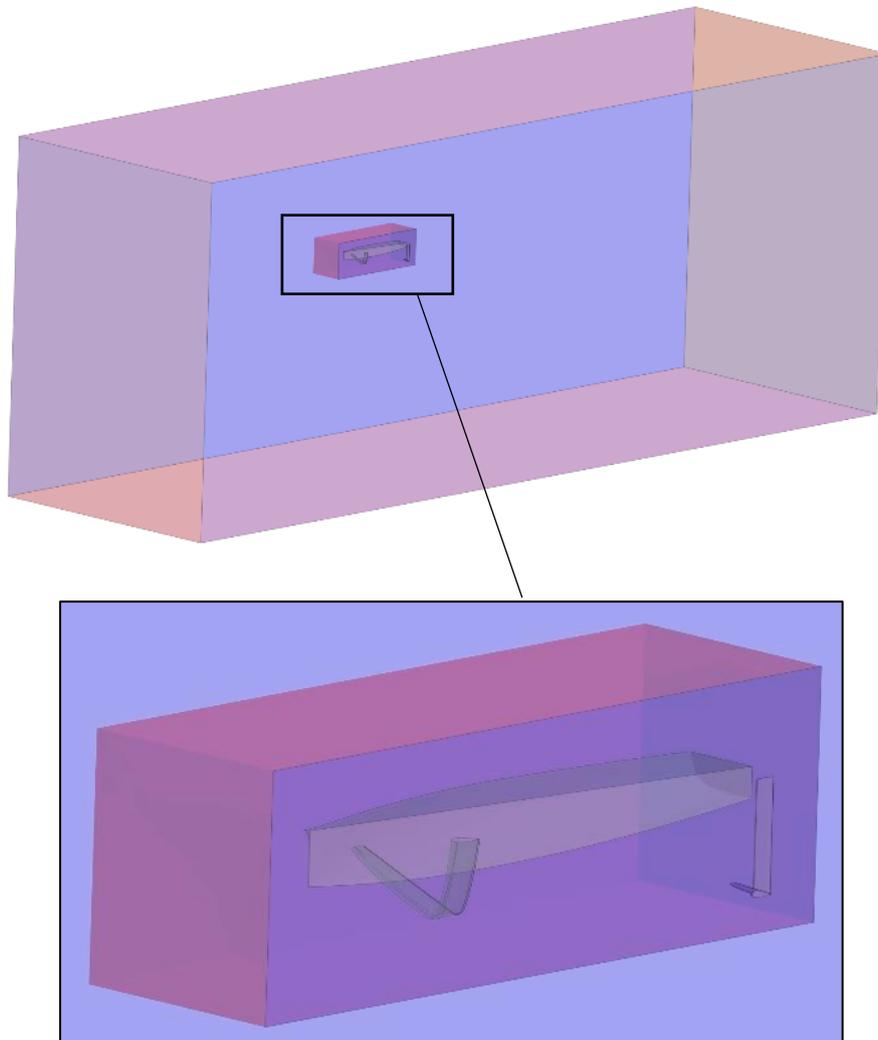


Figura 4.10. Il dominio di calcolo: regione di *backgorund* e di *overset*

La dimensione del dominio interno deve essere sufficientemente grande da racchiudere l'intero modello della carena garantendo al contempo un opportuno distanziamento da essa, poiché le superfici che delimitano tale regione saranno sede dell'interfaccia tra le due diverse griglie di calcolo.

Dimensioni dominio di <i>overset</i>			
	X [m]	Y [m]	Z [m]
Nodo iniziale	-10	0	5
Nodo finale	40	14	-14

Tabella 4.11. Dimensioni dominio di *overset*

## 4.4 Definizione volumi di infittimento

Per la definizione della griglia di calcolo risulta necessario identificare una strategia che garantisca una corretta discretizzazione del dominio mantenendo il numero di celle quanto più basso possibile in modo da ridurre l'onere computazionale richiesto per la simulazione. A tale scopo sono stati realizzati opportuni volumi di controllo localizzati in prossimità delle regioni del dominio di maggiore interesse quali ad esempio, la porzione del dominio relativa alla superficie di separazione e le regioni prossime alle appendici della carena che, essendo caratterizzate da elevati raggi di curvatura, richiedono l'adozione di celle di calcolo di dimensione ridotta.

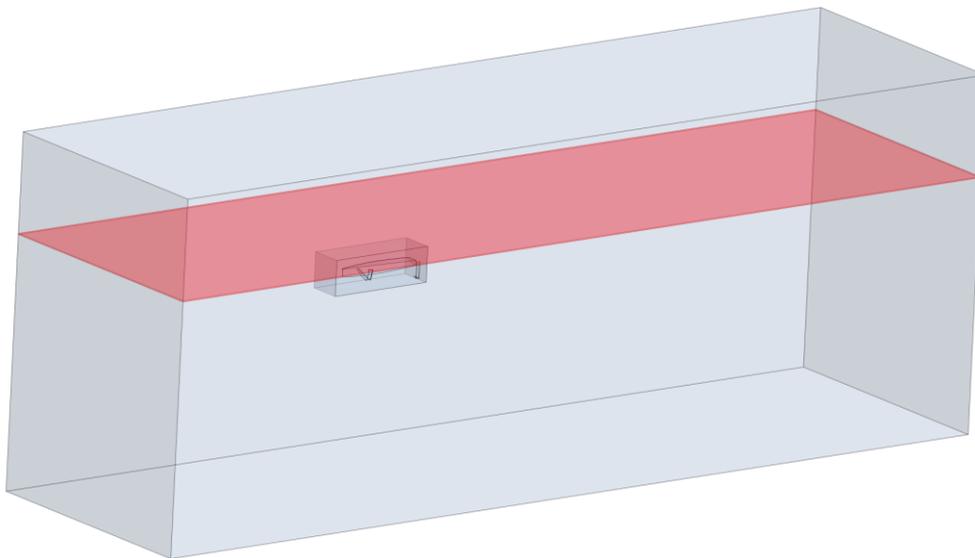
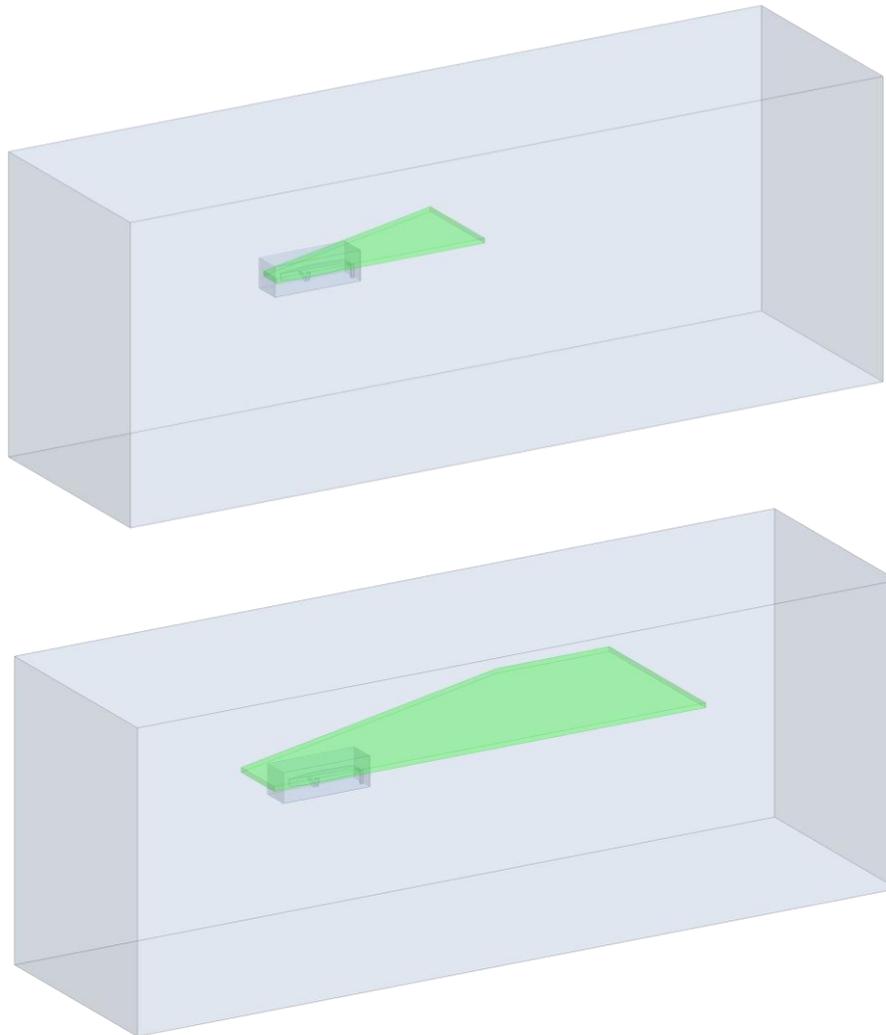


Figura 4.11. Dominio di raffinamento della superficie di separazione

Il dominio di raffinamento della superficie libera, si estende per l'intero dominio di calcolo in larghezza e lunghezza ed è caratterizzato da un'altezza pari a 16 [cm]. Tale volume risulta allineato con la superficie di separazione in modo da consentire una corretta discretizzazione delle regioni rispettivamente superiori e inferiori alla superficie di separazione stessa. Oltre alla superficie di separazione, l'interesse è stato rivolto alla definizione dei volumi interni relativi alla discretizzazione della scia a valle della carena.

Con riferimento a quanto descritto nel capitolo 2, la geometria adottata per la generazione dei volumi di raffinamento della scia è stata condotta adottando una forma in pianta conica con angolo di apertura al vertice di circa  $19^\circ$ .

In particolare sono stati generati due diversi volumi di affinamento di dimensioni crescenti che si estendono a partire dalla prua della carena.



*Figura 4.12. Domini di affinamento della scia*

La definizione di tali volumi consente di impostare, durante la fase di discretizzazione, un progressivo incremento della dimensione delle celle di calcolo nelle regioni prossime alla scia in modo da catturare correttamente il sistema ondoso che si sviluppa a valle della carena.

Un ulteriore volume di affinamento è stato generato in prossimità del dominio interno in modo da garantire che entrambi i volumi di controllo presentino la stessa dimensione delle celle lungo l'interfaccia che li collega. Per via delle appendici, la carena tenderà a sollevarsi di diverse decine di centimetri oltre la superficie di separazione,

pertanto risulta necessario definire un dominio di raffinamento con dimensioni tali da garantire l'uguaglianza delle celle per l'intera escursione della carena:

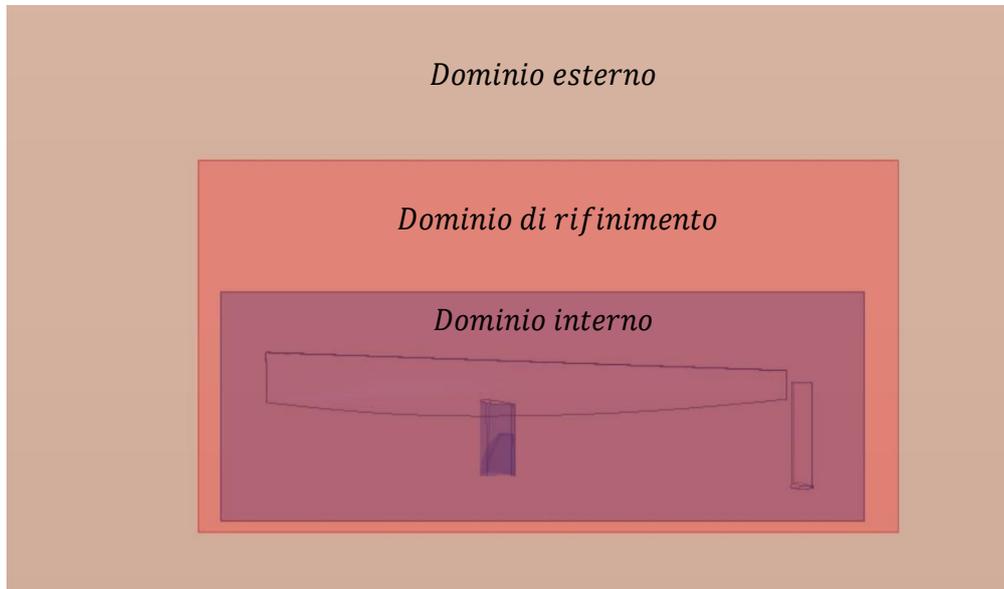


Figura 4.13. Dominio di raffinamento per la griglia di overset

Data la complessa geometria delle appendici, sono stati definiti due volumi di raffinamento in prossimità dei bordi di attacco in modo da garantire una graduale transizione della dimensione delle celle di calcolo all'interno del dominio.

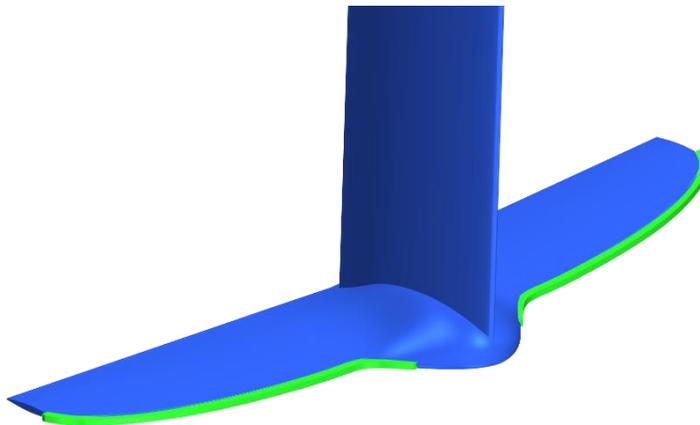


Figura 4.14. Dominio di raffinamento per il bordo di attacco del timone

La geometria di tale volume è stata generata a partire dalle curve che delineano il bordo di attacco del timone e generando, mediante una funzione di *offset*, la sezione perimetrale del volume stesso. In seguito mediante una funzione di estrusione è stato possibile generare il volume evidenziato nella precedente immagine.

Con analogo procedimento, è stato definito il volume di affinamento in prossimità del bordo di attacco dell'*hydrofoil* rappresentato nell'immagine di seguito:

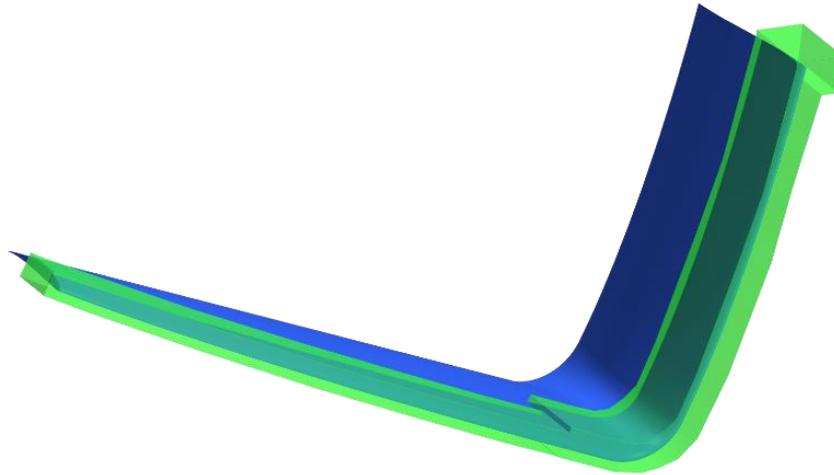


Figura 4.15. Dominio di affinamento per il bordo di attacco dell'*hydrofoil*

Tale volume di affinamento presenta una sezione più ampia in prossimità della regione di contatto con lo scafo. In questo modo è stato possibile definire una griglia di calcolo più fitta lungo l'intersezione tra la carena e l'*hydrofoil*.

#### 4.5 Le condizioni al contorno

Definiti il dominio di calcolo ed i relativi domini di affinamento, si è proceduto alla definizione delle condizioni al contorno lungo le superfici del volume di controllo. Come descritto nel capitolo relativo alla meccanica dei fluidi, le condizioni al contorno rappresentano il fulcro di una simulazione numerica dal momento che ne alterano di fatto la soluzione. Infatti il fenomeno fisico che si vuole analizzare è governato dalla scelta delle condizioni al contorno che, se non opportunamente selezionate, possono dare origine a risultati poco veritieri o, nei casi peggiori, generare instabilità della soluzione con conseguente rischio di arresto della simulazione.

Risulta, dunque necessario introdurre le diverse condizioni al contorno adottate per le simulazioni numeriche specificando, per ciascuna di esse, le principali caratteristiche che le contraddistinguono. Per lo studio fluidodinamico della carena, l'imposizione delle condizioni al contorno risulta vincolata dal modello fisico scelto per l'analisi.

In particolare, il software di calcolo Star-CCM+ prevede l'adozione del modello fisico *Vof-Waves*, atto alla modellazione della superficie di separazione dei fluidi. Quest'ultimo prevede l'imposizione di una condizione al contorno denominata *Velocity Inlet* in tutte le superfici del dominio di calcolo eccetto che per le superfici laterali e per la superficie posteriore. Per quest'ultime è invece prevista una condizione al contorno rispettivamente di simmetria e di *Pressure-outlet* come evidenziato nell'immagine 4.16.

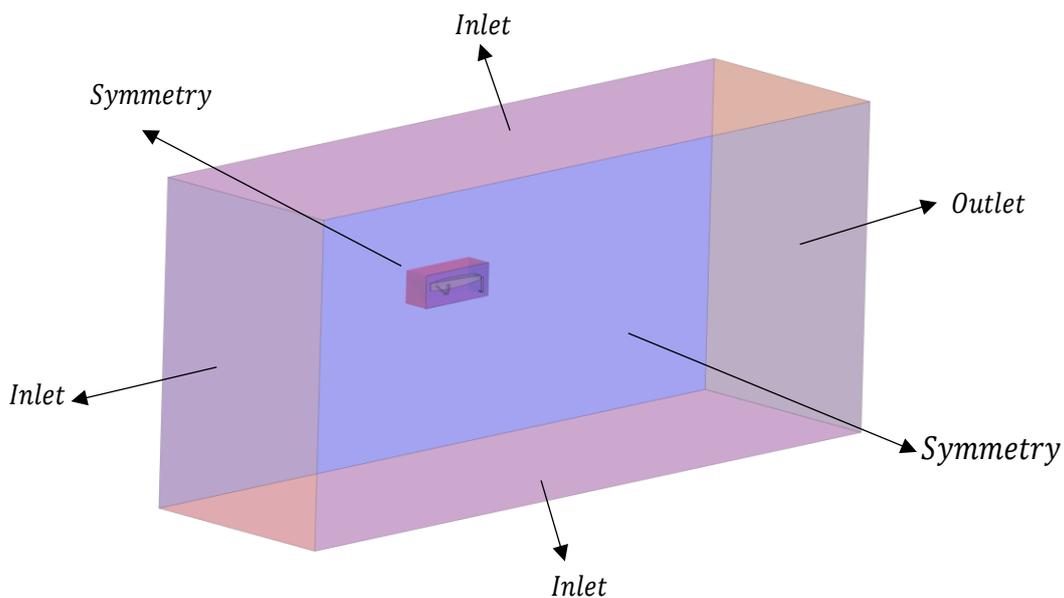


Figura 4.16. Condizioni al contorno sul dominio di background

Le simulazioni vengono condotte imponendo una velocità della corrente fluida e mantenendo l'imbarcazione vincolata lungo la direzione del moto di avanzamento. Ovvero l'interazione tra fluido e struttura, che realmente avviene in condizioni di fluido in quiete e scafo in moto, viene riprodotta facendo fede al principio di reciprocità. Dunque l'interazione tra la fase fluida e le pareti del modello risulta esattamente la stessa in quanto la velocità relativa tra essi è la medesima. L'adozione combinata della condizione al contorno di *Velocity Inlet* in tutte le superfici del dominio, e della condizione di *Pressure Outlet* nella superficie posteriore, consente di simulare numericamente una prova in vasca.

Per quanto riguarda le pareti della carena, è stata impostata la condizione di parete in assenza di scivolamento in modo da garantire il soddisfacimento della condizione di aderenza secondo la quale la velocità del flusso, in prossimità delle pareti, risulta nulla.

Inoltre, è bene sottolineare che le superfici del dominio interno contenente la carena sono sede dell'interfaccia tra le due griglie di calcolo. Per tale ragione, in tutte le superfici del dominio interno, eccetto che per la superficie a contatto con il piano di simmetria, è stata adottata la condizione al contorno di *overset mesh* in modo da definire in seguito le superfici di interfaccia tra i due volumi.

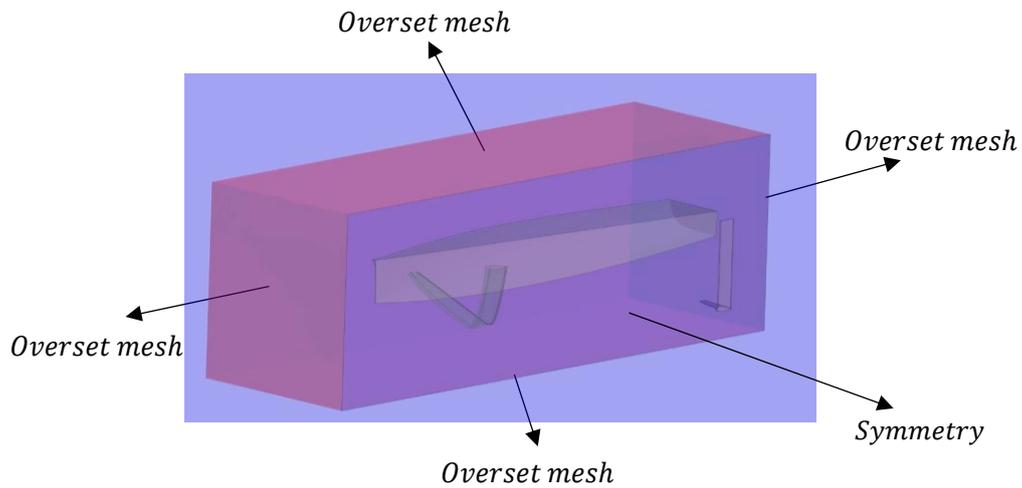


Figura 4.17. Condizioni al contorno sul dominio di overset

## 5 Studio di convergenza della griglia di calcolo

La soluzione di un problema fluidodinamico mediante analisi CFD necessita di una indagine preventiva atta a verificare l'influenza della griglia di calcolo sui risultati numerici ottenuti. A tale scopo, nel seguente capitolo vengono definiti i controlli adottati per la definizione della *mesh* ed i risultati relativi allo studio di convergenza della griglia di calcolo effettuato in fase preliminare. In particolare, prima di procedere con l'indagine vera e propria relativa alla determinazione delle forze agenti e dell'assetto caratterizzato da maggiore efficienza idrodinamica, è stato necessario stabilire l'influenza della griglia di calcolo sulla veridicità dei risultati numerici. L'obiettivo di tale indagine consiste nel determinare la griglia di calcolo ottimale in grado di garantire il miglior compromesso tra onere computazionale richiesto e accuratezza dei risultati. L'indagine è stata condotta generando una prima griglia di calcolo caratterizzata da 1.5 milioni di elementi e applicando diversi livelli di raffinamento in modo da ottenere altre tre griglie di calcolo caratterizzate da un numero di elementi via via crescente. Tale studio è stato effettuato adottando una velocità della corrente pari a 4.5 [m/s], superiore alla velocità minima di sustentazione delle appendici, in modo da condurre le indagini per un regime di moto planante assicurando che la carena voli sopra la superficie libera. In questo modo si garantisce che la griglia di calcolo determinata dall'analisi di convergenza risulti idonea per lo studio successivo relativo alle velocità più elevate.

### 5.1 Generazione delle griglie di calcolo

Prima di procedere analizzando i risultati ottenuti per le diverse griglie risulta necessario descrivere i vari controlli adottati per la definizione della *mesh* attenendosi a vincoli e requisiti che la griglia di calcolo deve soddisfare. Dal punto di vista dei requisiti la *mesh* deve essere tale da garantire una corretta approssimazione geometrica delle superfici in modo da preservare le diverse caratteristiche geometriche del modello quali, ad esempio, i raggi di curvatura delle appendici. Il vincolo principale al quale bisogna attenersi riguarda, invece, l'onere computazionale richiesto per la simulazione, infatti, incrementando il numero di elementi della griglia di calcolo il costo computazionale aumenta notevolmente.

L'obiettivo consiste, pertanto, nel determinare una griglia di calcolo tale da garantire una corretta discretizzazione spaziale mantenendo il numero di celle quanto più basso possibile. Per tale ragione è stata adottata una griglia di calcolo ibrida ovvero composta da celle con geometria differente a seconda della regione da discretizzare. Nel dettaglio per il volume di controllo esterno è stata adottata una griglia di calcolo *trimmed* ovvero composta da celle esaedriche regolari con superfici ortogonali tra loro, mentre per il volume di *overset* è stata generata una griglia di calcolo poligonale descritta nei precedenti paragrafi. Il motivo di tale scelta risiede sostanzialmente nella complessa geometria del modello, in quanto adottando una griglia di calcolo esaedrica anche per il volume interno sarebbe stato necessario diminuire notevolmente le dimensioni delle celle per garantire una corretta discretizzazione delle appendici. Questo avrebbe condotto inevitabilmente ad un notevole incremento del numero totale di celle della griglia di calcolo. Infatti, a parità di dimensione delle celle, la griglia poligonale consente una migliore discretizzazione geometrica del modello garantendo un elevato grado di dettaglio delle superfici. Di seguito è illustrata la griglia di calcolo di partenza dalla quale sono state ottenute, mediante quattro livelli di affinamento, le griglie di calcolo più fitte:

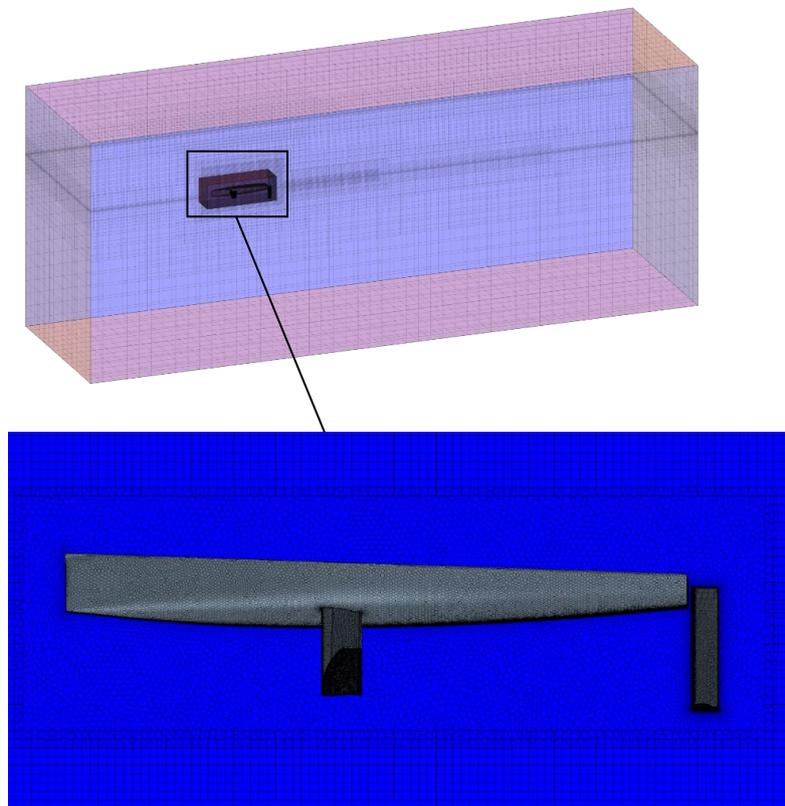


Figura 5.1. Mesh di riferimento

I controlli impiegati per la definizione della griglia di calcolo iniziale sono riportati nella seguente tabella:

Controlli di <i>default</i>	Dominio esterno	Dominio interno
<i>Base size [m]</i>	1	1
<i>Target surface size [m]</i>	1	0,08
<i>Minimum surface size [m]</i>	0,1	0,08
<i>Surface curvature [points/circle]</i>	36	72
<i>Surface growth rate</i>	1,3	1,3
<i>Volume growth rate</i>	slow	1,3

Tabella 5.1. Controlli di *default* per la griglia di calcolo

Particolare attenzione è stata rivolta alla definizione della griglia di calcolo in prossimità delle pareti in quanto, come accennato nel capitolo relativo alla modellazione numerica, occorre garantire un determinato valore della variabile di parete  $y^+$ . Per le seguenti simulazioni è stato adottato un valore di  $y^+$  massimo pari 50 in modo da generare la prima cella adiacente alla parete all'interno della regione logaritmica dello strato limite. Per determinare la dimensione della cella in grado di garantire tale valore di  $y^+$  è stata adottata la seguente procedura proposta dalla ITTC:

- Definizione del valore di  $y^+$  da adottare;
- Calcolo del numero di Reynolds;
- Calcolo del coefficiente di attrito mediante la relazione empirica:

$$C_f = \frac{0.075}{[\log_{10}(R_E) - 2]^2}$$

- Calcolo dell'altezza della prima cella a parete mediante la relazione:

$$y = \frac{y^+ L}{R_E \sqrt{\frac{C_f}{2}}}$$

Le griglie di calcolo oggetto di studio, sono state realizzate in modo da garantire la loro applicabilità per l'intero range di velocità previsto per l'analisi successiva relativa alla caratterizzazione fluidodinamica dell'imbarcazione.

Per tale ragione, il calcolo dello spessore della prima cella da adottare a parete deve essere condotto in modo tale da assicurare che per la velocità massima, la griglia di calcolo presenti il valore di  $y^+$  scelto. Attraverso la procedura sopra descritta, sono stati ottenuti i seguenti valori:

Velocità [m/s]	$R_E$	$C_f$	$y$ [m]
1.5	7,75E+06	3,14E-03	7,50E-04
2.5	1,29E+07	2,87E-03	4,70E-04
3.5	1,81E+07	2,71E-03	3,45E-04
4.5	2,32E+07	2,60E-03	2,74E-04
5.5	2,84E+07	2,52E-03	2,28E-04
6.5	3,36E+07	2,46E-03	1,96E-04

Tabella 5.2. Calcolo della dimensione delle celle a parete

In conseguenza ai risultati ottenuti è stato adottato un valore della prima cella a parete pari a  $2E-04$  [m] in modo da garantire il valore di  $y^+$  pari a 50 per la velocità massima oggetto di indagine. Impostando tale spessore della prima cella a parete, per le velocità inferiori alla velocità massima si ottiene un valore della variabile  $y^+$  inferiore, ma ugualmente contenuto all'interno del *range* che caratterizza la regione logaritmica dello strato limite.

Controlli strato prismatico a parete	
Numero di strati dello strato prismatico	10
Spessore della prima cella a parete [m]	$2e-4$
Spessore totale dello strato prismatico [m]	0,012

Tabella 5.3. Controlli per lo strato prismatico a parete

Ciononostante, è opportuno precisare che tali risultati vengono determinati a priori per cui è necessario verificare, al termine delle simulazioni, se il valore di  $y^+$  scelto è stato rispettato. La dimensione delle celle all'interno dei volumi di raffinamento risulta vincolata alla dimensione degli elementi impiegata per discretizzare la superficie di separazione.

La ragione di tale vincolo risiede nel fatto che, per via della geometria esaedrica delle celle, la griglia di calcolo *trimmed* opera un dimezzamento della dimensione delle celle per ciascun livello di raffinamento.

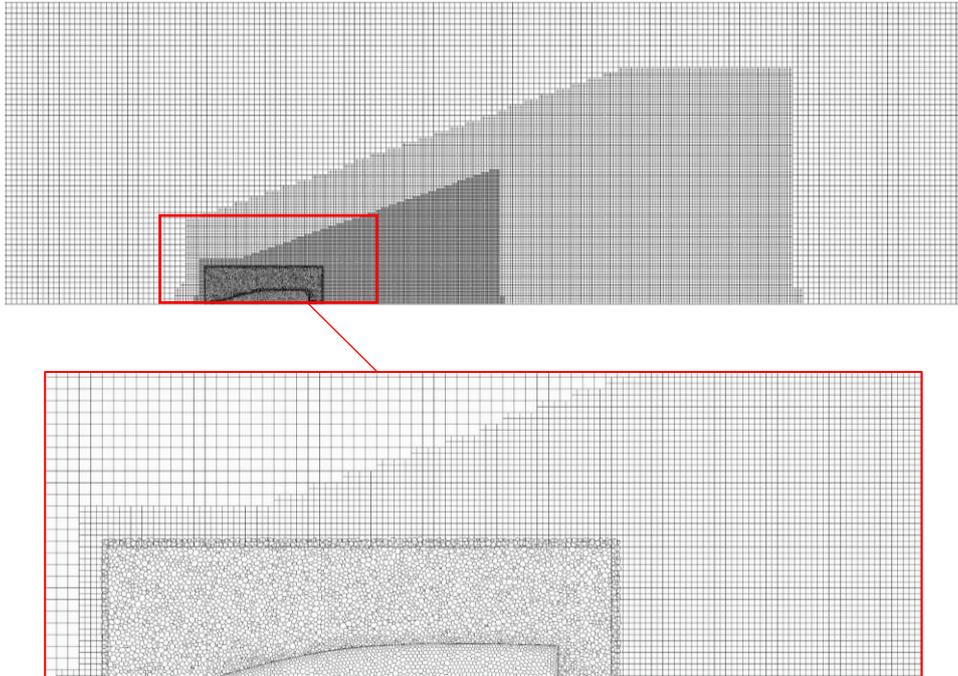


Figura 5.2. Particolare della mesh lungo la superficie di separazione

Controlli di raffinamento superficie di separazione	
Regione raffinamento	Dimensione celle [m]
Superficie di separazione	0,4
Raffinamento scia interno	0,2
Raffinamento scia esterno	0,1

Tabella 5.4. Controlli di raffinamento per la superficie di separazione

Definita la *mesh* iniziale, sono state generate le successive griglie di calcolo adottando una dimensione delle celle sempre minore. Occorre precisare che in genere lo studio di convergenza della griglia di calcolo viene condotto adottando delle griglie di calcolo ottenute dimezzando la dimensione delle celle dell'intero dominio di calcolo.

Tuttavia questo modo di procedere comporta un notevole incremento del numero di elementi della *mesh* per cui, nel caso in esame, è stato scelto di ridurre la dimensione delle celle solo nelle regioni di maggiore interesse.

Le immagini sottostanti illustrano, per i diversi livelli di affinamento, le griglie di calcolo valutate in prossimità della carena sezionando il dominio lungo la superficie di separazione.

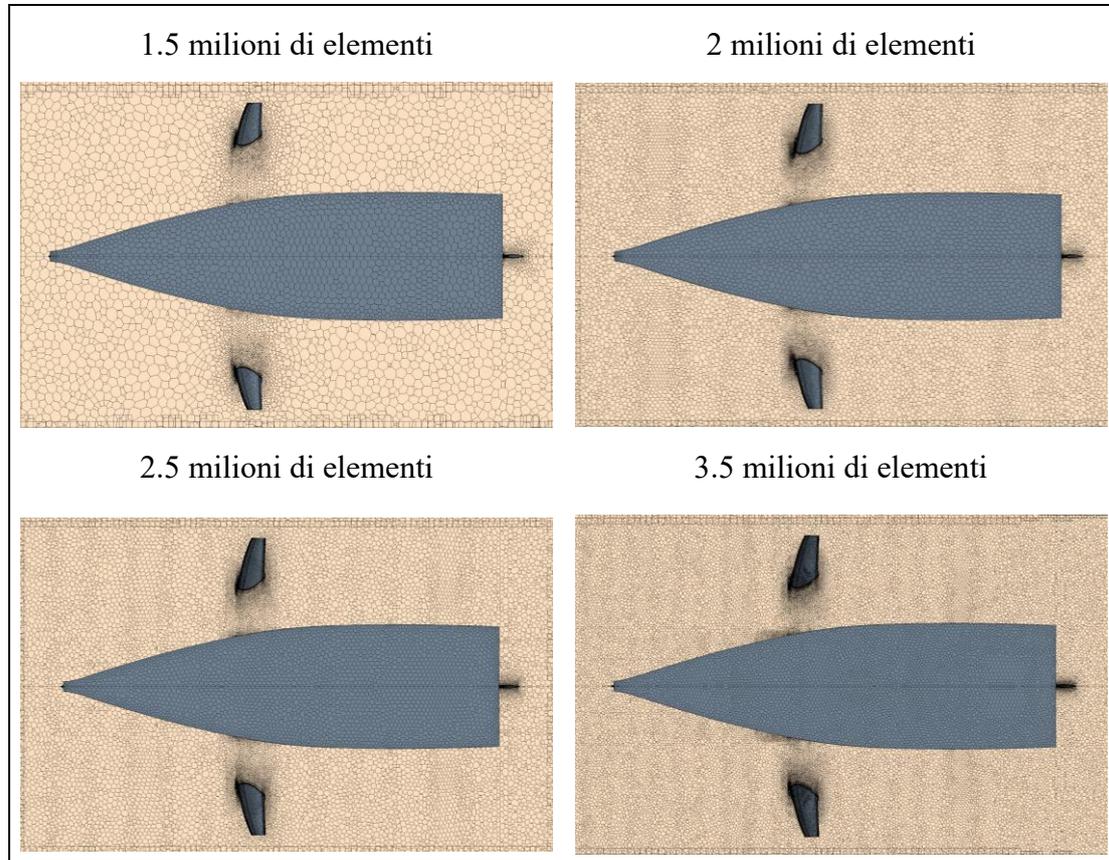


Figura 5.3. Particolare delle mesh in prossimità della carena

A partire dalla prima *mesh* composta da 1.5 milioni di elementi, si è proceduto riducendo opportunamente la dimensione delle celle discretizzanti il dominio interno e le superfici della carena in modo da ottenere tre diverse griglie di calcolo caratterizzate da un maggiore numero di celle. I valori adottati per ciascun livello di affinamento sono riportati nella seguente tabella:

Elementi <i>mesh</i> (M)	Dimensione delle celle di calcolo [m]				
	Dominio interno	Timone	<i>Hydrofoil</i>	Carena	Coperta
1,5	0,08	0,008	0,010	0,030	0,06
2	0,06	0,006	0,008	0,025	0,05
2,5	0,05	0,004	0,0065	0,020	0,04
3,5	0,04	0,003	0,005	0,015	0,03

Tabella 5.5. Dimensioni delle celle per i livelli di affinamento

Focalizzando l'attenzione sulle appendici della carena, le seguenti illustrazioni mettono in evidenza l'effetto del affinamento della griglia di calcolo sui raggi di curvatura che caratterizzano il bordo di attacco del timone.

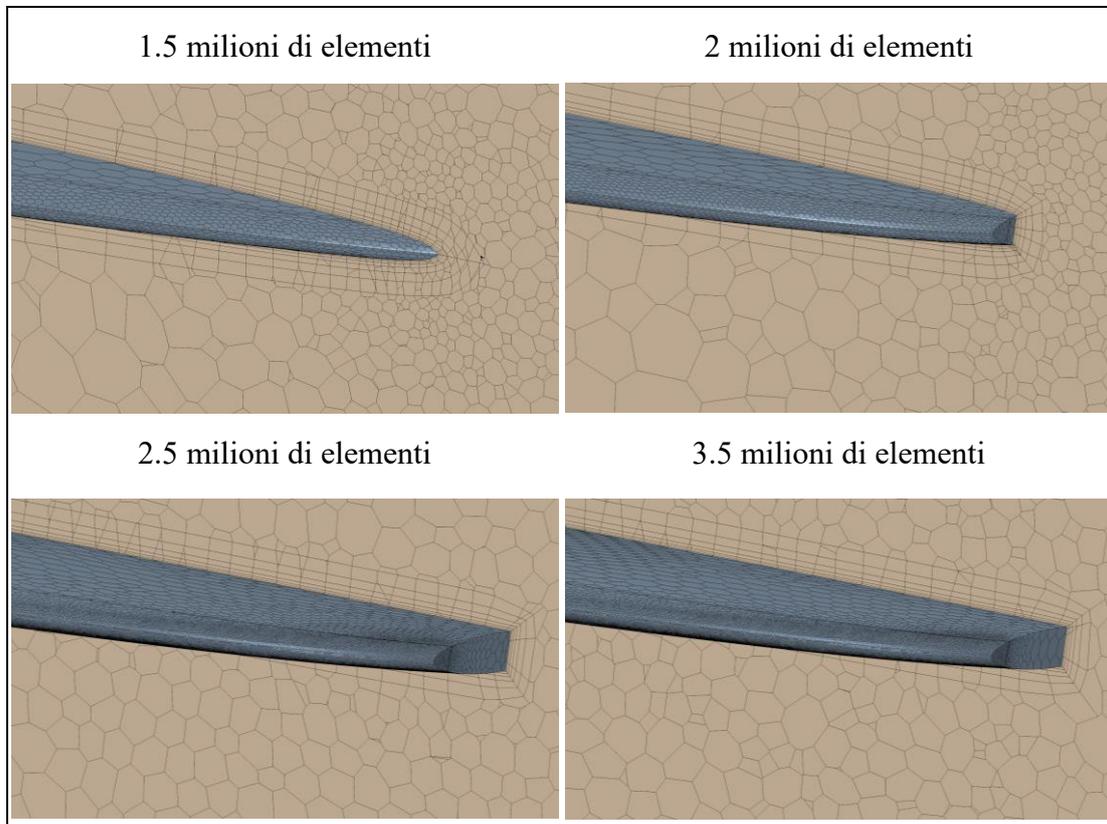


Figura 5.4. Particolare delle mesh lungo il bordo di attacco del timone

Si riscontra come per le griglie di calcolo lasche il bordo di attacco del timone risulta al quanto affilato evidenziando pertanto una scorretta discretizzazione spaziale della geometria. Per tale ragione, le *mesh* ricavate mediante i livelli di infittimento sono state realizzate adottando un volume di affinamento che circonda la superficie del bordo di attacco. Tale procedimento garantisce la corretta discretizzazione del timone riproducendo accuratamente i raggi di curvatura delle superfici.

Le problematiche riscontrate in merito alla discretizzazione del timone si presentano anche per l'*hydrofoil* in quanto anch'esso caratterizzato da elevati raggi di curvatura. Pertanto, anche per questo componente è stato necessario adottare la medesima procedura sopra descritta ricorrendo ad un opportuno volume di infittimento in modo da assicurare un'adeguata discretizzazione del bordo di attacco del *j-foil*.

## 5.2 Elaborazione dei risultati

L'indagine relativa allo studio di convergenza della griglia di calcolo è stata condotta valutando, per ciascuna *mesh*, il contributo apportato da ciascun componente della carena al computo delle principali grandezze fisiche quali resistenza e portanza, verificando per ognuna di esse gli andamenti nel tempo e i relativi valori numerici. Inoltre, al fine di determinare l'influenza della discretizzazione geometrica sulla componente di resistenza sono state valutate le sue componenti in termini di pressione e sforzi di attrito.

### 5.2.1 La resistenza

In prima analisi sono stati valutati, per le diverse griglie di calcolo, gli andamenti nel tempo della resistenza generata dal timone:

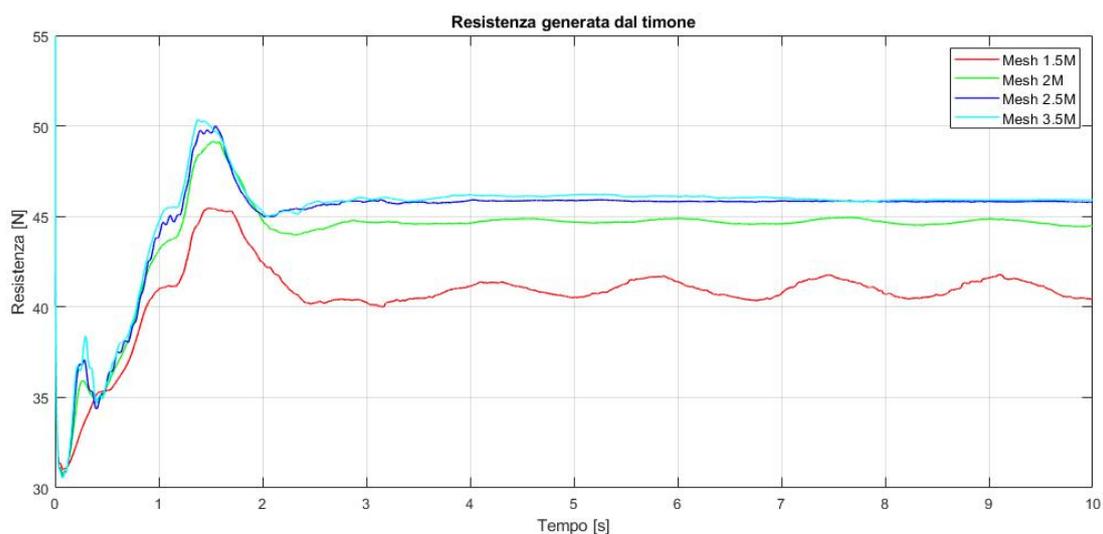


Figura 5.5. Resistenza generata dal timone per le diverse mesh

I valori di resistenza ottenuti adottando le griglie di calcolo composte rispettivamente da 1.5 e 2 milioni di celle, oltre che discostarsi dai valori relativi alle griglie di calcolo più fitte assumono un andamento oscillante nel tempo. La ragione di tale andamento è da ascrivere prevalentemente alla discretizzazione del bordo di attacco. Infatti, le mesh lasche producono uno spigolo lungo il bordo di attacco del timone che a sua volta provoca la separazione della corrente dando origine a forze idrodinamiche a carattere oscillante.

Contrariamente ai risultati ottenuti adottando le griglie di calcolo lasche, per le *mesh* intermedie, i risultati relativi alla resistenza generata dal timone presentano un andamento asintotico. Tale conformto conferma pertanto le conclusioni tratte in merito all'andamento oscillante che si riscontra adottando le griglie di calcolo grossolane.

In merito alla ripartizione della resistenza nelle componenti di attrito e di pressione, si riscontra come per tutte le griglie di calcolo circa l'80% della resistenza è da ascrivere alla componente di pressione, mentre la componente di attrito risulta circa il 20% del totale. La ragione di tale ripartizione e del fatto che questa si presenti per tutte le griglie di calcolo, è da ricondurre al regime che caratterizza il campo di moto nel aso di specie tutte le simulazioni sono state condotte alla stessa velocità pertanto caratterizzate dal medesimo numero di Reynolds.

Resistenza generata dal timone						
Mesh (M)	Pressione [N]	Attrito [N]	Totale [N]	Pressione %	Attrito %	Errore %
<b>1,5</b>	32,01	8,44	40,45	79,12	20,88	-11,89
<b>2</b>	35,87	8,60	44,47	80,65	19,35	-3,13
<b>2,5</b>	36,81	8,97	45,79	80,40	19,60	-0,26
<b>3,5</b>	36,93	8,98	45,91	80,43	19,57	0

Tabella 5.6. Resistenza generata dal timone per le diverse griglie di calcolo

Lo studio di convergenza della griglia di calcolo viene condotto valutando l'errore percentuale prendendo come riferimento il risultato relativo alla griglia di calcolo più fitta, ossia caratterizzata da 3.5 milioni di celle. Si riscontra pertanto come nel caso della griglia di calcolo grossolana, l'errore commesso raggiunge valori prossimi al 12%, mentre, adottando la griglia di calcolo intermedia tale percentuale assume valori inferiori all'1%.

Pertanto, tale comparazione evidenzia come per il calcolo della resistenza del timone la griglia di calcolo intermedia consente di ottenere risultati accurati, riducendo al contempo l'onere computazionale richiesto per la simulazione.

Al fine di valutare l'influenza della discretizzazione sui risultati relativi alla componente di attrito, si riportano di seguito le scene relative alla variabile di parete  $y^+$  valutata lungo le superfici del timone:

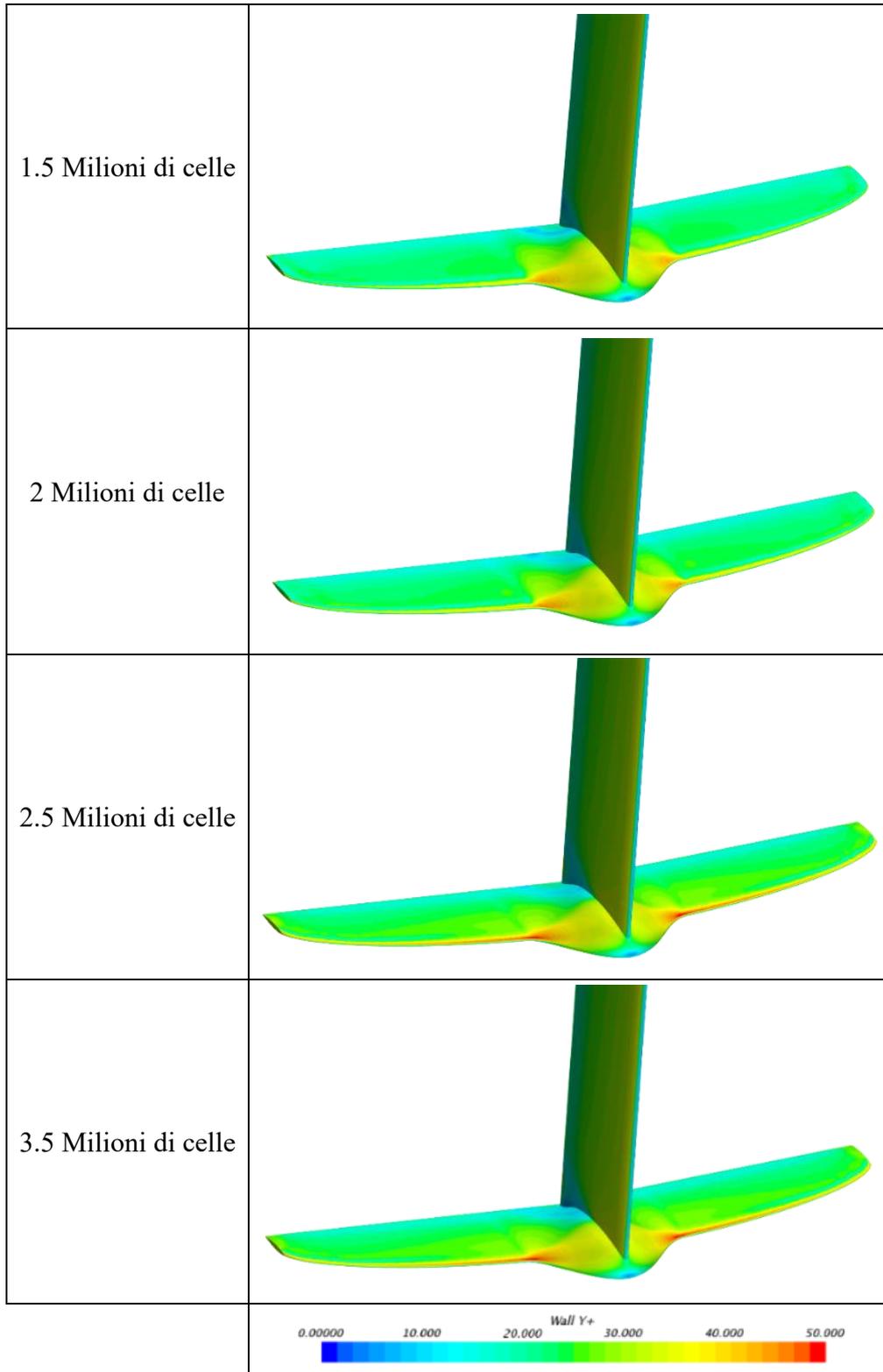


Figura 5.6. Studio di convergenza della mesh: contour di  $y^+$  sul timone

Tutte le griglie di calcolo oggetto di analisi sono state generate adottando il medesimo spessore della prima cella a parete, pertanto, essendo la velocità uguale per tutte le simulazioni, la variazione della variabile  $y^+$  è identificativa di una variazione degli sforzi di attrito agenti lungo le superfici del timone.

Terminata l'analisi della resistenza generata dal timone, si è preso in considerazione il contributo di resistenza prodotto dall'*hydrofoil*:

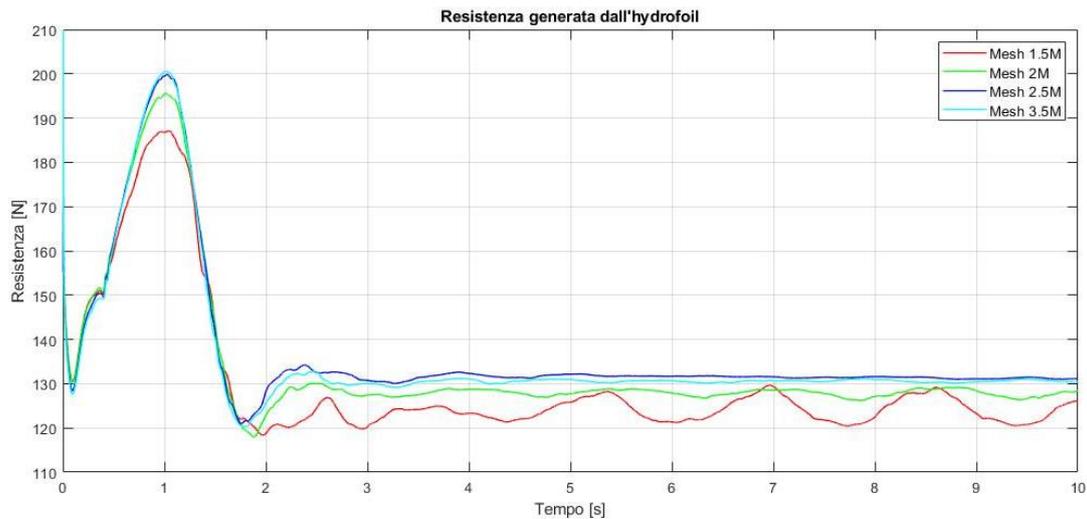


Figura 5.7. Resistenza generata dall'*hydrofoil* per le diverse mesh

Analogamente a quanto riscontrato per il timone, si osserva anche in questo caso la forte influenza della griglia di calcolo sull'andamento della resistenza generata dall'*hydrofoil*. Infatti, si riscontra nuovamente come le griglie di calcolo lasche forniscano andamenti oscillanti nel tempo a differenza di quanto ottenuto adottando le griglie di calcolo fitte.

Resistenza generata dall' <i>hydrofoil</i>						
Mesh (M)	Pressione [N]	Attrito [N]	Totale [N]	Pressione %	Attrito %	Errore %
1.5	100,18	25,96	126,14	79,42	20,58	-3,29
2	103,89	24,44	128,33	80,95	19,05	-1,61
2.5	107,41	23,75	131,16	81,89	18,11	0,56
3.5	106,79	26,64	130,43	81,87	18,13	0

Tabella 5.7. Resistenza generata dall'*hydrofoil* per le diverse griglie di calcolo

Tuttavia, il confronto dei risultati evidenzia come l'errore commesso adottando le diverse griglie di calcolo presenta valori ben inferiori rispetto a quelli ottenuti per il timone. In particolare l'errore percentuale assume valore massimo dell'ordine del 3% a differenza del 10% riscontrato per il timone.

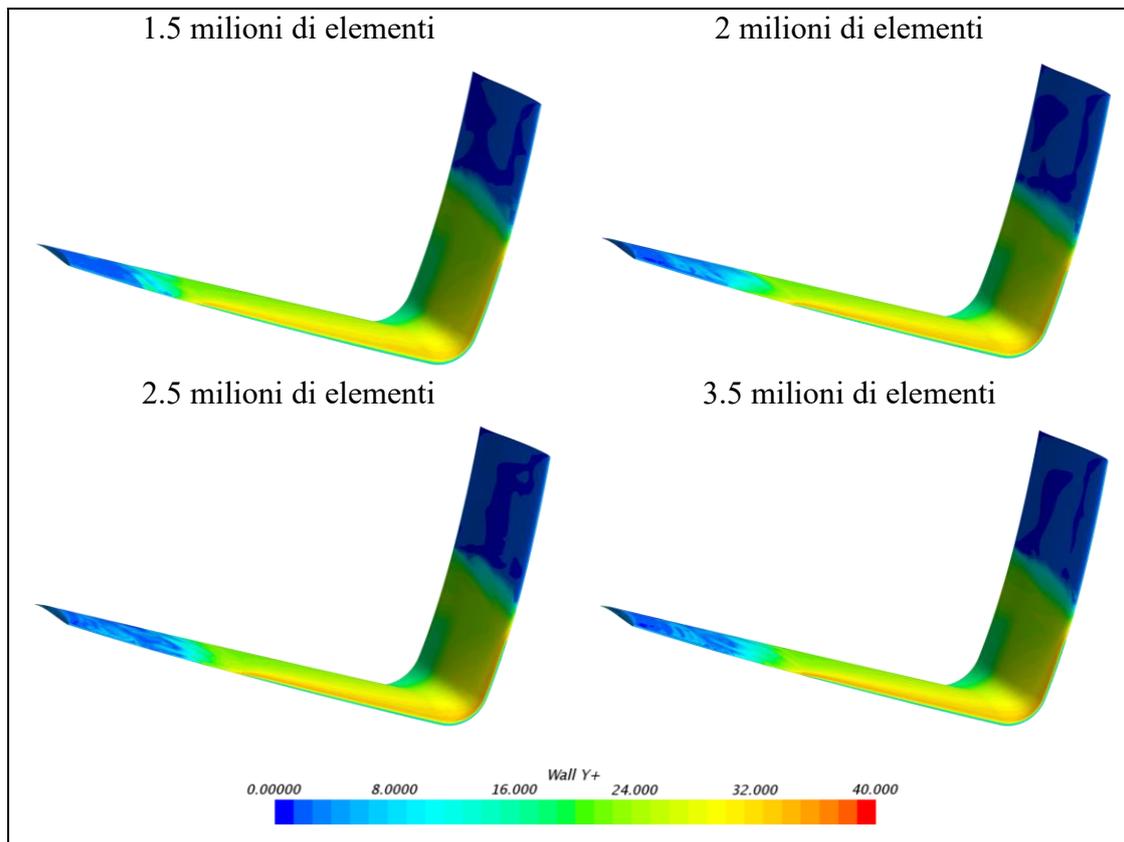
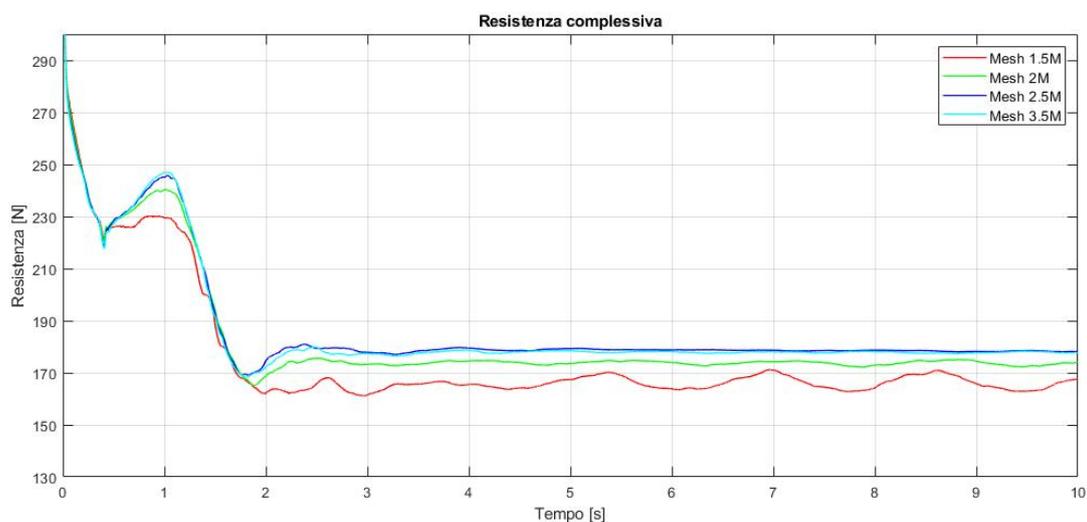


Figura 5.8. Studio di convergenza della mesh: contour di  $y^+$  sull'hydrofoil

I risultati esposti in figura 5.8 confermano tali considerazioni in quanto, la distribuzione della variabile di parete  $y^+$  lungo le pareti dell'hydrofoil assume circa lo stesso valore per tutte le griglie di calcolo oggetto di studio.

Inoltre, si evidenzia come le regioni prossime all'estremità dell'hydrofoil siano caratterizzate da valori di  $y^+$  prossimi a zero. Ciò è dovuto al fatto che tali regioni risultano emerse sopra la superficie libera, pertanto a contatto con l'aria. Si ricorda, infatti, che tali rappresentazioni sono relative all'istante finale delle simulazioni in cui la carena ha raggiunto un determinato assetto longitudinale volando sopra la superficie libera.

Analizzati gli andamenti della resistenza generata dalle singole appendici è stata presa in esame la resistenza complessiva dell'intera imbarcazione.



*Figura 5.9. Resistenza complessiva per le diverse mesh*

Resistenza complessiva						
Mesh (M)	Pressione [N]	Attrito [N]	Totale [N]	Pressione %	Attrito %	Errore %
<b>1.5</b>	132,90	34,67	167,56	79,31	20,69	-5,69
<b>2</b>	140,67	33,32	173,99	80,85	19,15	-2,07
<b>2.5</b>	145,18	33,01	178,19	81,48	18,52	0,29
<b>3.5</b>	144,75	32,92	177,67	81,47	18,53	0

*Tabella 5.8. Resistenza complessiva per le diverse mesh*

I risultati mostrano come le griglie di calcolo lasche restituiscano valori di resistenza caratterizzati da un errore rispettivamente pari al 5,69 % e 2%, mentre la griglia di calcolo intermedia restituisce un valore di resistenza prossimo al valore ottenuto con la griglia di calcolo più fitta.

In analogia a quanto ricavato per le diverse appendici, anche in questo caso la ripartizione della resistenza nelle componenti di attrito e di pressione si mantiene all'incirca costante eccetto che per la griglia di calcolo lasca. Tuttavia, i valori differiscono di quantità inferiori al 2%, per cui dal punto di vista della ripartizione delle componenti di resistenza, l'infittimento della griglia di calcolo non produce differenze rilevanti.

Si evince, dunque, come i valori di resistenza ottenuti mediante la griglia di calcolo intermedia, ovvero caratterizzata da 2.5 milioni di celle, risultino in perfetto accordo con i risultati relativi alla griglia di calcolo fitta dal momento che si riscontra un errore inferiore all'1%.

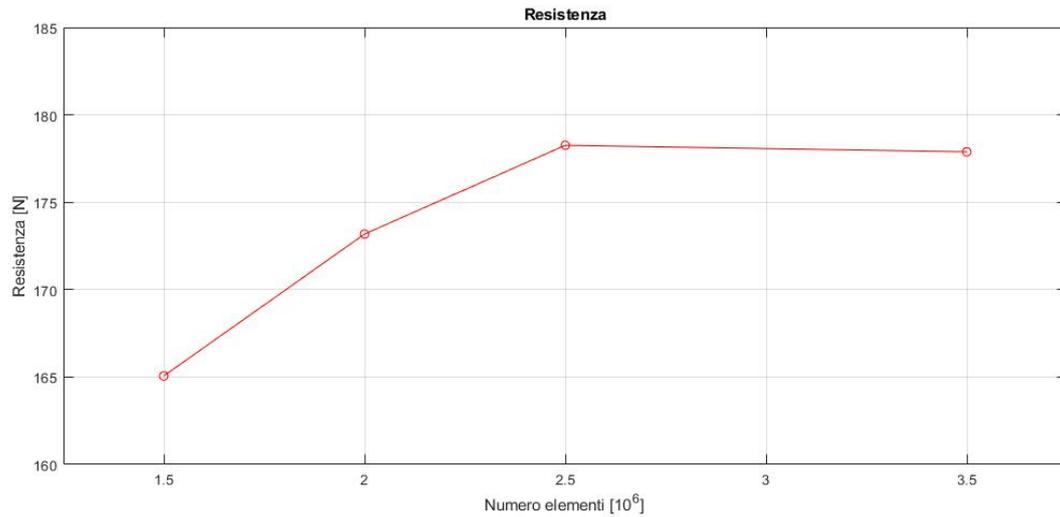


Figura 5.10. La resistenza totale al variare del numero di elementi della mesh

## 5.2.2 La portanza

L'analisi di convergenza della griglia di calcolo deve essere condotta prendendo in esame tutte le grandezze fisiche di maggiore rilievo per la caratterizzazione fluidodinamica della carena. Per tale ragione si procede valutando l'andamento nel tempo della portanza generata dalle singole appendici.

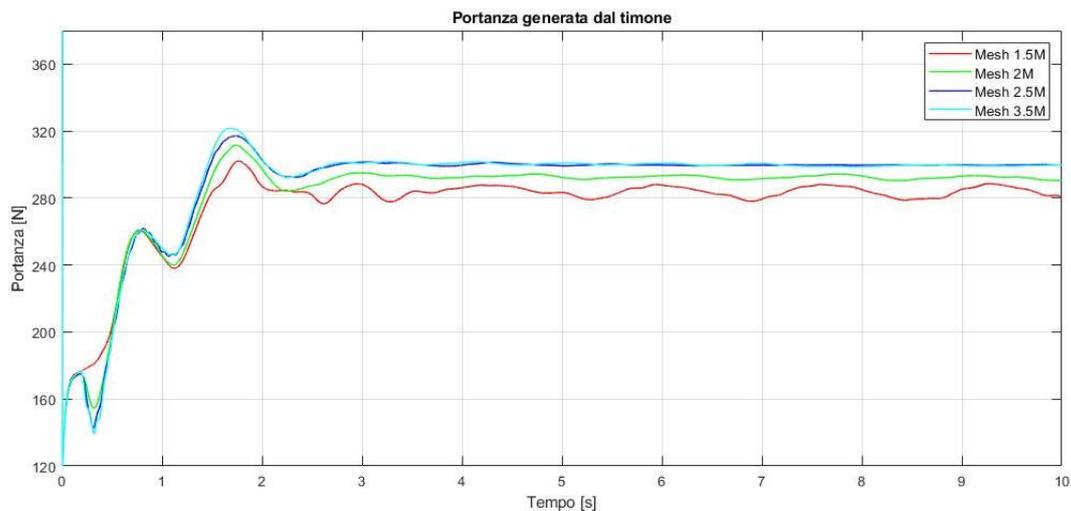


Figura 5.11. Resistenza generata dal timone per le diverse mesh

I risultati esposti in figura 5.11, conducono alle medesime considerazioni espone nel caso della resistenza generata dal timone, ossia: le griglie di calcolo lasche producono andamenti oscillanti nel tempo, che risultano assenti adottando le *mesh* fitte.

Portanza Timone			
Elementi	Mesh (M)	Portanza[N]	Errore %
	1.5	283	-5,51
	2	291,7	-2,60
	2.5	299,7	0,06
	3.5	299,5	0

Tabella 5.9. Portanza generata dal timone per le diverse mesh

Dal confronto dei risultati di cui sopra, si riscontra come la griglia di calcolo lasca, caratterizzata da 1.5 milioni di celle, produca un errore pari al 5.5% a differenza della *mesh* intermedia che invece restituisce un errore inferiore allo 0.5%.

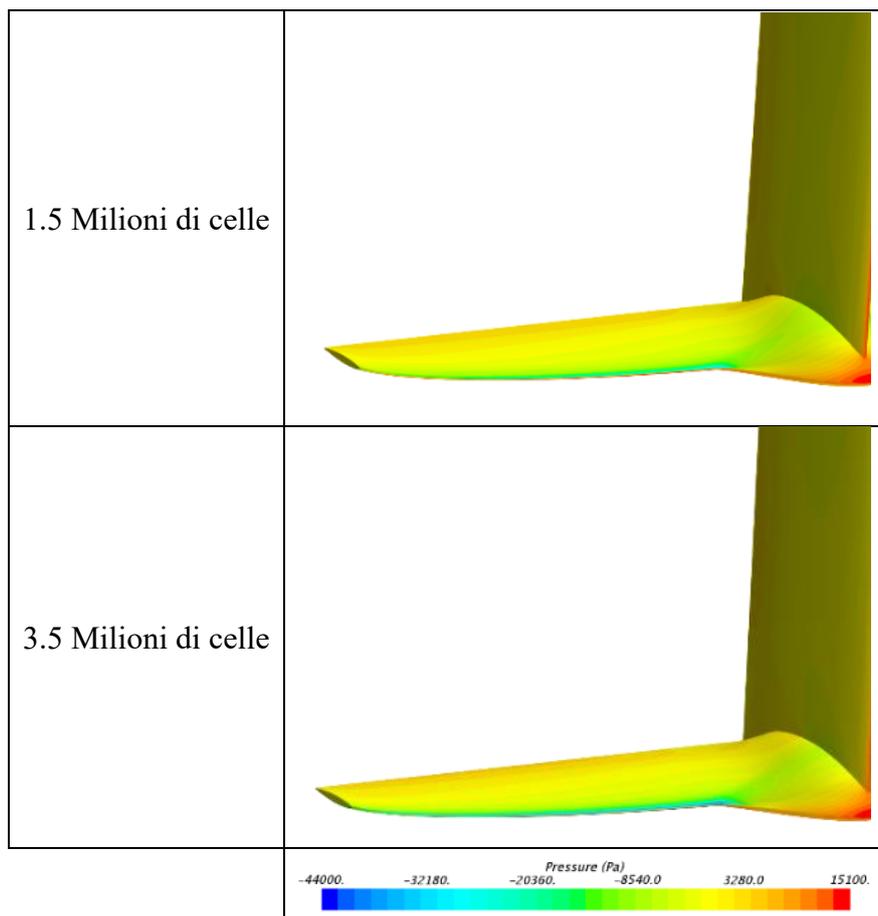


Figura 5.12. Studio di convergenza della mesh: contour della pressione sul timone

La comparazione dei risultati riportati in figura 5.12 evidenzia la diversa distribuzione di pressione che si presenta sul timone adottando le diverse griglie di calcolo. Nel dettaglio, si riscontra chiaramente come impiegando la griglia di calcolo fitta, la superficie dorsale del timone presenta una regione di depressione più ampia, identificativa di una maggiore generazione di portanza. Tale differenza si riconduce alla diversa discretizzazione del bordo di attacco prima enunciata. Il carattere oscillante riscontrato per la portanza generata dal timone, si manifesta in modo più evidente nell'andamento della portanza sviluppata dall'*hydrofoil*:

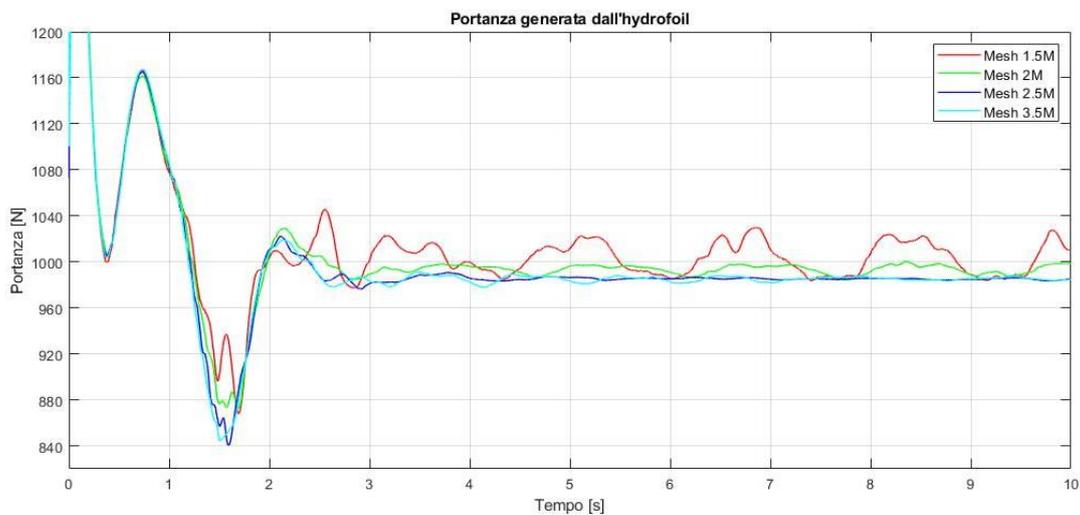


Figura 5.13. Portanza generata dall'*hydrofoil* per le diverse griglie di calcolo

In tal caso, infatti, le oscillazioni sono caratterizzate da una maggiore ampiezza, evidenziando pertanto la forte non stazionarietà della portanza ottenuta adottando le griglie di calcolo grossolane. Per le griglie di calcolo fitte, invece, l'andamento della portanza presenta delle oscillazioni smorzanti che, dopo un intervallo temporale di circa 7 secondi, conducono ad un valore asintotico.

Portanza <i>hydrofoil</i>			
Elementi	Mesh (M)	Portanza[N]	Errore %
	<b>1.5</b>	1006	2,14
	<b>2</b>	994,6	0,98
	<b>2.5</b>	984,8	-0,01
	<b>3.5</b>	984,9	0

Tabella 5.10. Portanza generata dall'*hydrofoil* per le diverse griglie di calcolo

Contrariamente a quanto riscontrato per il timone, i risultati relativi all'*hydrofoil* presentano un errore massimo prossimo al 2%. Da questo si evince come la qualità della griglia di calcolo influenzi maggiormente i risultati relativi alle forze generate dal timone.

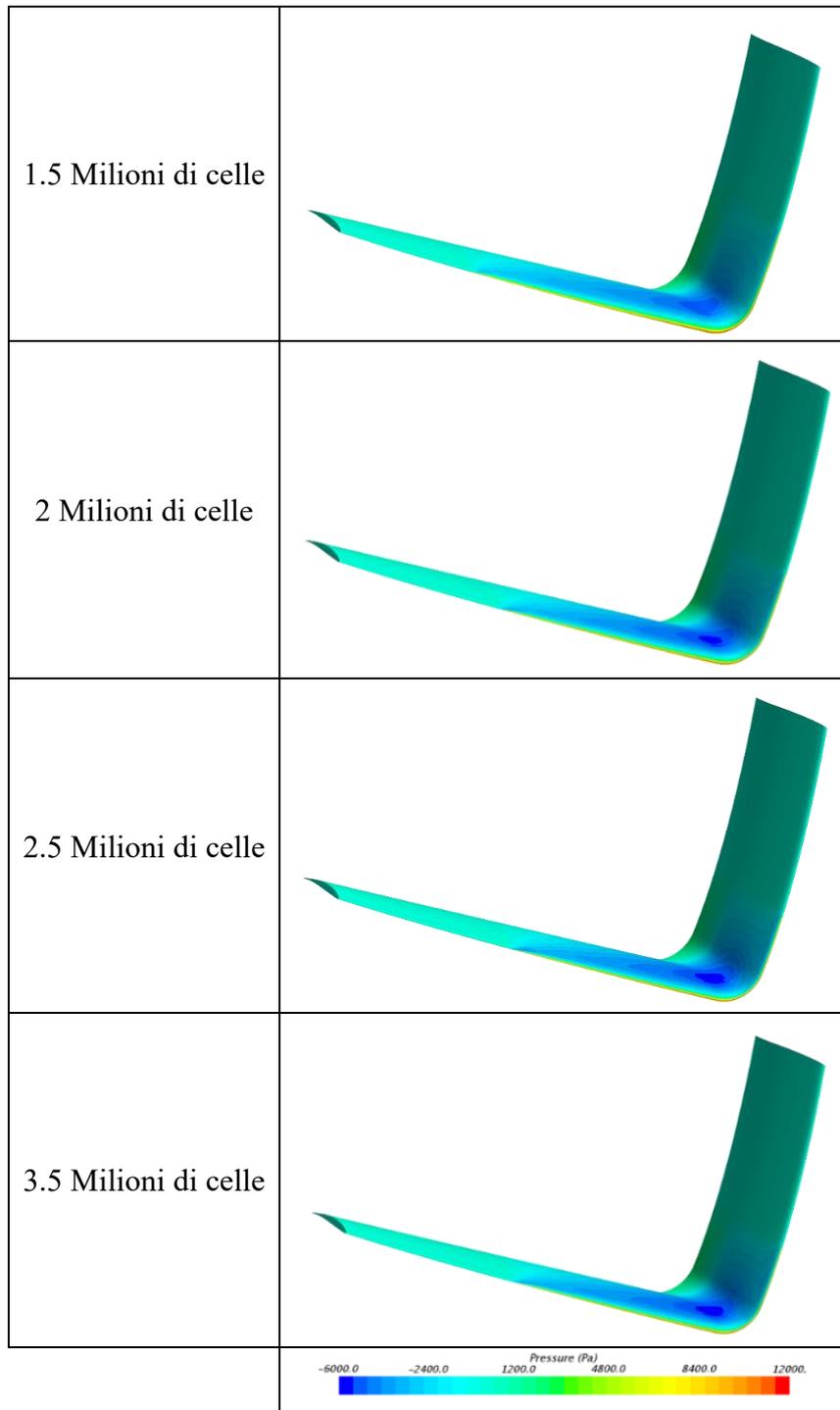


Figura 5.14. Studio di convergenza della mesh: contour della pressione sull'*hydrofoil*

Le rappresentazioni di figura 5.14 illustrano come infittendo la griglia di calcolo aumenta l'estensione della regione sul dorso caratterizzata da pressione indice di una maggiore generazione di portanza. Noti i valori di portanza generati dalle singole appendici, è stato valutato l'andamento della portanza prodotta dall'intera imbarcazione:

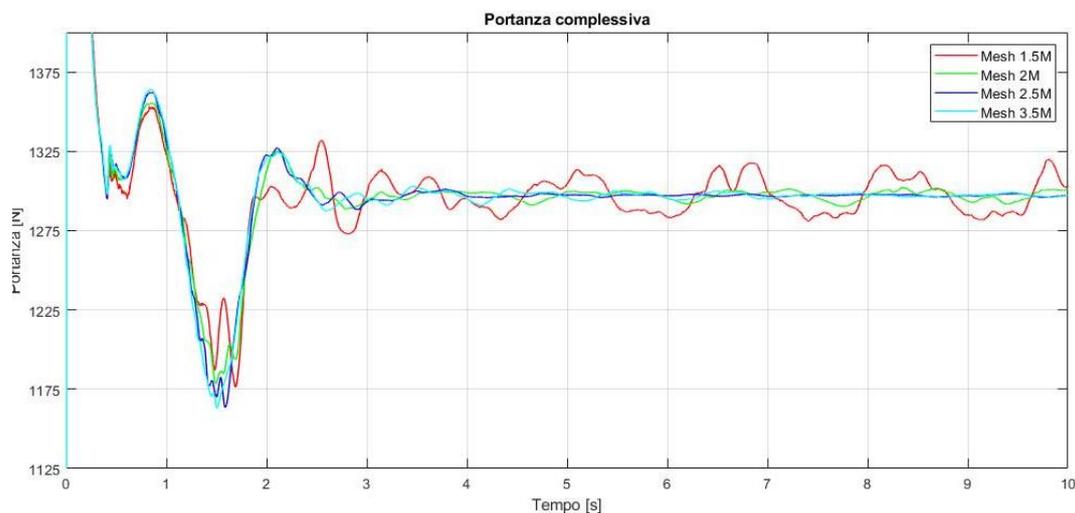


Figura 5.15. Portanza complessiva per le diverse griglie di calcolo

A differenza di quanto evidenziato per le singole appendici, sebbene siano presenti gli andamenti oscillanti prima riscontrati, i valori medi della portanza complessiva risultano prossimi ai valori ottenuti mediante le griglie di calcolo fitte. Particolare attenzione va rivolta al contributo che ciascun componente apporta al computo della portanza complessiva.

Ripartizione della portanza							
Mesh (M)	Foil [N]	Timone [N]	Carena [N]	Totale [N]	% Foil	% Timone	Carena %
1.5	1006	283	10,60	1299,6	77,41	21,77	0,81
2	994,6	291,7	11,70	1298	76,62	22,47	0,90
2.5	984,8	299,7	12,60	1297,1	75,92	23,11	0,97
3.5	984,9	299,5	12,60	1297	75,93	23,09	0,97

Tabella 5.11. Ripartizione della portanza per le diverse mesh

In primo luogo si osserva come per tutte le griglie di calcolo circa il 76% della portanza totale è generata dall'*hydrofoil*, mentre il timone contribuisce per il restante 23%. I risultati illustrati nella tabella 5.12 sono in perfetto accordo con quanto previsto in fase progettuale; si ricorda infatti che il *j-foil* svolge il ruolo principale nella sustentazione

della carena, mentre il timone, che garantisce una certa direzionalità all'imbarcazione, ha il compito di sollevare la poppa della carena consentendo il raggiungimento di un assetto orizzontale. Il confronto dei risultati evidenzia inoltre come per la velocità oggetto di indagine, lo scafo risulta completamente emerso dalla superficie in quanto il contributo da esso apportato alla sustentazione della carena assume valori inferiori all'1%.

Portanza complessiva		
Mesh (M)	Totale [N]	Errore %
1.5	1299,6	0,20
2	1298,0	0,07
2.5	1297,1	0
3.5	1297,0	0

Tabella 5.12. Portanza complessiva per le diverse mesh

Per quanto riguarda l'errore commesso, si riscontra come tutte le griglie di calcolo forniscono valori di portanza complessiva caratterizzati da errori inferiori allo 0,5%. Pertanto, l'analisi dei risultati precedentemente esposti mette in luce come la qualità della griglia di calcolo influenzi maggiormente la portanza generata dal timone.

### 5.2.3 Il momento di beccheggio

Terminata l'indagine relativa alle forze agenti sulla carena, è stata valutata l'influenza della discretizzazione sull'andamento temporale del momento di beccheggio.

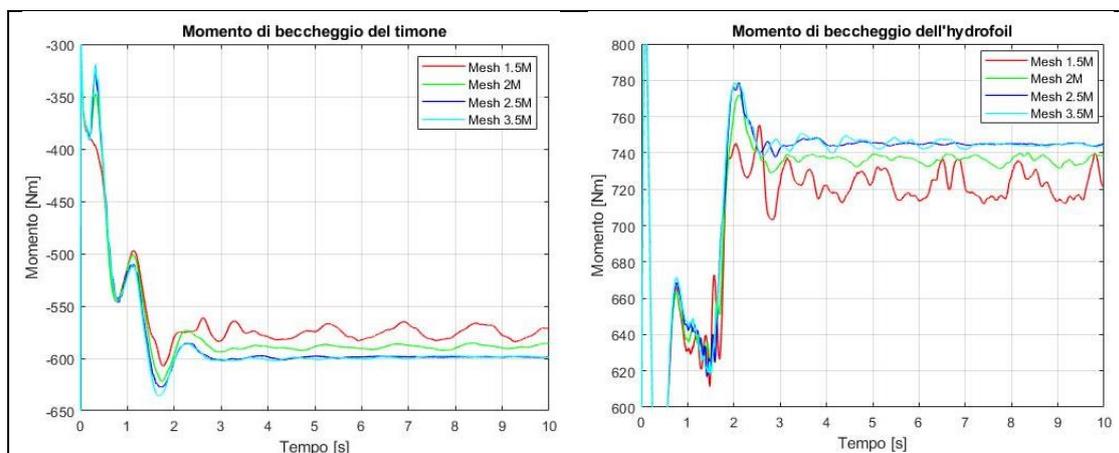


Figura 5.15. Momento di beccheggio generato dalle appendici per le diverse mesh

Come per i risultati relativi alle forze agenti sulle appendici, il momento di beccheggio rispetto al baricentro da esse generato conserva i medesimi andamenti oscillanti descritti in precedenza. Si osserva, inoltre, come il *j-foil*, per via della sua posizione avanzata rispetto al baricentro, origina un momento di beccheggio di natura cabrante, viceversa il timone, essendo arretrato rispetto al baricentro, origina un momento di natura picchiante.

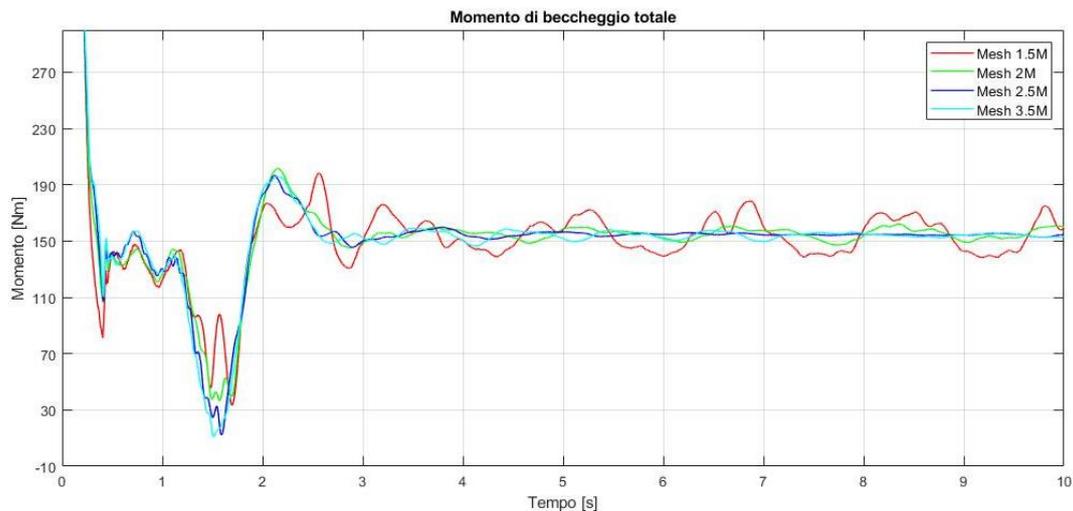


Figura 5.16. Momento di beccheggio complessivo per le diverse mesh

In questo caso, contrariamente a quanto determinato per le singole appendici, l'andamento temporale del momento di beccheggio totale attorno al baricentro della carena, presenta un andamento oscillante il cui valore medio risulta quasi lo stesso per tutte le griglie di calcolo. Si riscontra nuovamente come per le griglie di calcolo lasche oscillazioni assumono ampiezze maggiori, mentre nel caso delle griglie fitte le oscillazioni presentano un carattere smorzante che conduce ad un valore quasi asintotico.

Momento di beccheggio totale				
Elementi Mesh (M)	Foil [N]	Timone [N]	Totale [N]	Errore %
1.5	723,4	-587,9	156,8	1,95
2	736,6	-587,8	156,4	1,69
2.5	744,7	-598,7	154,3	0,32
3.5	744,2	-598,5	153,8	0

Tabella 5.13. Momento di beccheggio totale per le diverse mesh

I risultati esposti nella tabella 5.13 evidenziano un errore massimo nel computo del momento di beccheggio totale prossimo al 2%. Adottando la griglia di calcolo intermedia tale percentuale diminuisce sotto lo 0.5%.

## 5.2.4 L'assetto longitudinale

Valutata l'influenza della griglia di calcolo sull'andamento delle forze agenti sulla carena, è stato necessario esaminare l'assetto longitudinale assunto dall'imbarcazione adottando le diverse *mesh* oggetto di indagine. Tale studio assume un ruolo centrale nell'analisi di convergenza della griglia di calcolo in quanto i parametri che definiscono l'assetto longitudinale, ovvero l'angolo di trim e l'affondamento della carena, sono oggetto di studio per la successiva indagine relativa alle diverse andature di regata. Pertanto, la scelta della griglia di calcolo da adottare per le successive simulazioni deve essere effettuata considerando congiuntamente ai risultati relativi alle forze agenti, anche i risultati pertinenti alla determinazione dell'assetto longitudinale.

Per tale ragione si procede esaminando i risultati relativi all'angolo di assetto longitudinale ricavato adottando le diverse griglie di calcolo oggetto di studio:

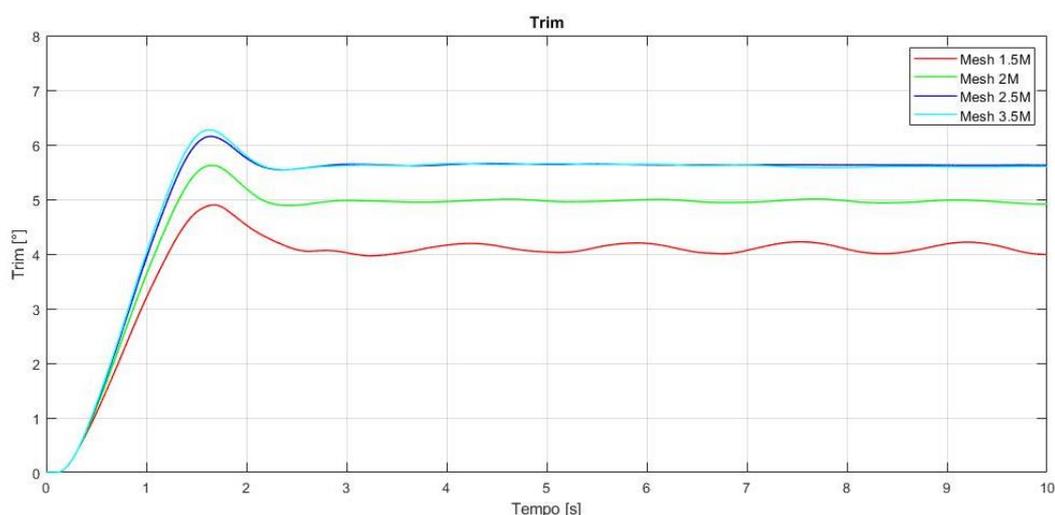


Figura 5.17. Studio di convergenza: l'angolo di trim

La griglia di calcolo lasca, composta da 1.5 milioni di celle, restituisce un valore dell'angolo di assetto longitudinale che si discosta in maniera evidente dai risultati relativi alla *mesh* fitta e intermedia. Tale differenza riguarda sia i valori numerici che l'andamento temporale.

Si riscontra infatti come, contrariamente a quanto ottenuto per le griglie di calcolo rifinite, le griglie di calcolo lasche forniscono un andamento oscillante privo di smorzamenti.

Angolo di assetto longitudinale		
Elementi <i>Mesh</i> (M)	Trim [°]	Errore [%]
1.5	4,088	-26,97
2	4,949	-11,59
2.5	5,627	0,52
3.5	5,598	0

Tabella 5.14. Studio di convergenza: l'angolo di trim

Il confronto dei risultati evidenzia come l'errore percentuale commesso adottando la griglia di calcolo lasca raggiunge valori del 27%, mentre adottando la *mesh* intermedia tale errore diminuisce sotto l'1%.

Per quanto riguarda l'affondamento della carena si riscontrano nuovamente le considerazioni precedentemente espresse in merito al carattere oscillante riscontrato per l'angolo di trim.

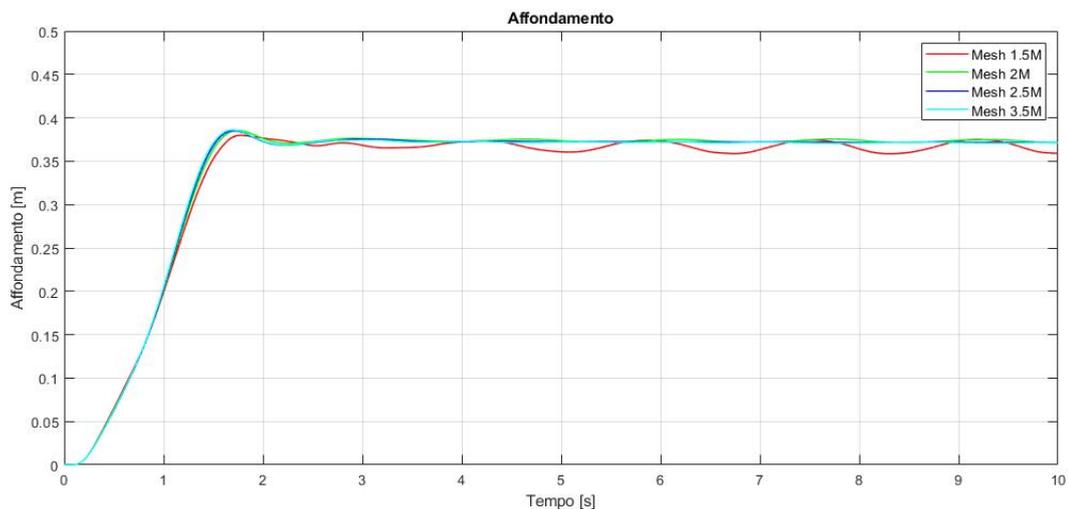


Figura 5.18. Studio di convergenza: l'affondamento della carena

Tuttavia, contrariamente ai risultati relativi all'angolo di assetto longitudinale, l'affondamento della carena risulta influenzato in misura minore dalla qualità della griglia di calcolo.

Si osserva infatti come i valori di affondamento ottenuti per le diverse *mesh* ricalcano lo stesso andamento temporale ad eccezione della griglia grossolana che invece restituisce un andamento differente.

Affondamento della carena		
Elementi <i>Mesh</i> (M)	Affondamento [m]	Errore [%]
<b>1.5</b>	0,366	-1,61
<b>2</b>	0,373	-0,27
<b>2.5</b>	0,372	0
<b>3.5</b>	0,372	0

Tabella 5.15. Studio di convergenza: l'affondamento della carena

Si riscontra infatti come solo la griglia di calcolo lasca, composta da 1.5 milioni di celle, restituisce un valore di affondamento caratterizzato da un errore prossimo all'1.5%.

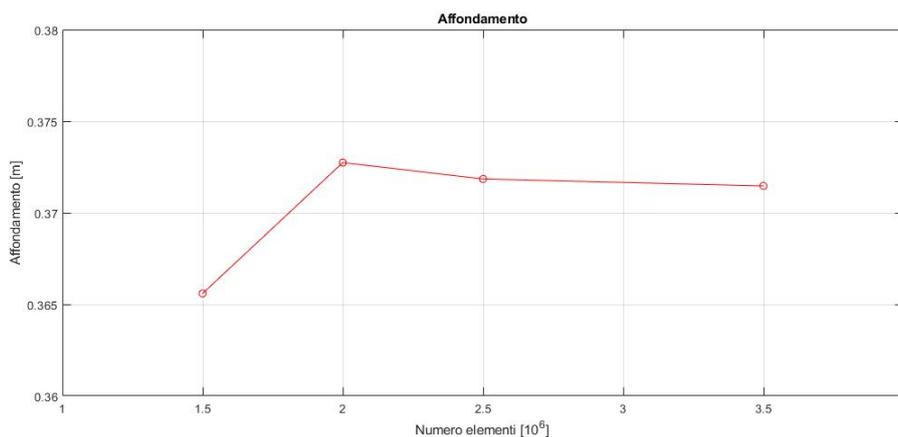


Figura 5.19. Andamento dell'affondamento al variare del numero di celle

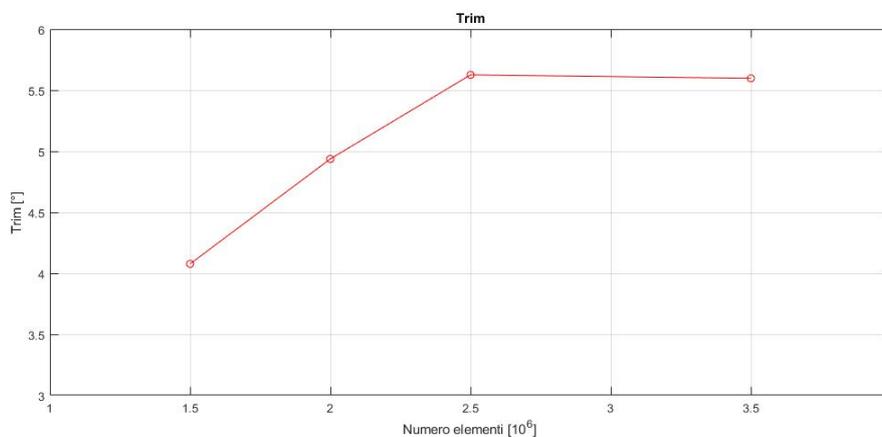


Figura 5.20. Andamento dell'angolo di trim al variare del numero di celle

Le simulazioni sono state condotte sul cluster del Politecnico di Torino adottando 4 nodi computazionali per un totale di 128 *cores*. I tempi di calcolo richiesti per ciascuna simulazione sono illustrati nella seguente tabella:

Elementi <i>Mesh</i> (M)	Tempo di calcolo [h]
1.5	18
2	22
2.5	31
3.5	54

Tabella 5.16. Studio di convergenza: tempi di calcolo

L'analisi dei risultati sin ora condotta consente di affermare che adottando la griglia di calcolo intermedia tutte le grandezze prese in esame di discostano di quantità inferiori all'1% rispetto ai risultati ottenuti impiegando la griglia di calcolo fitta. Altresì, come si osserva dai risultati esposti nella tabella 5.17, l'adozione della griglia di calcolo intermedia consente di ridurre di 23 ore il tempo di calcolo necessario per ottenere la soluzione.

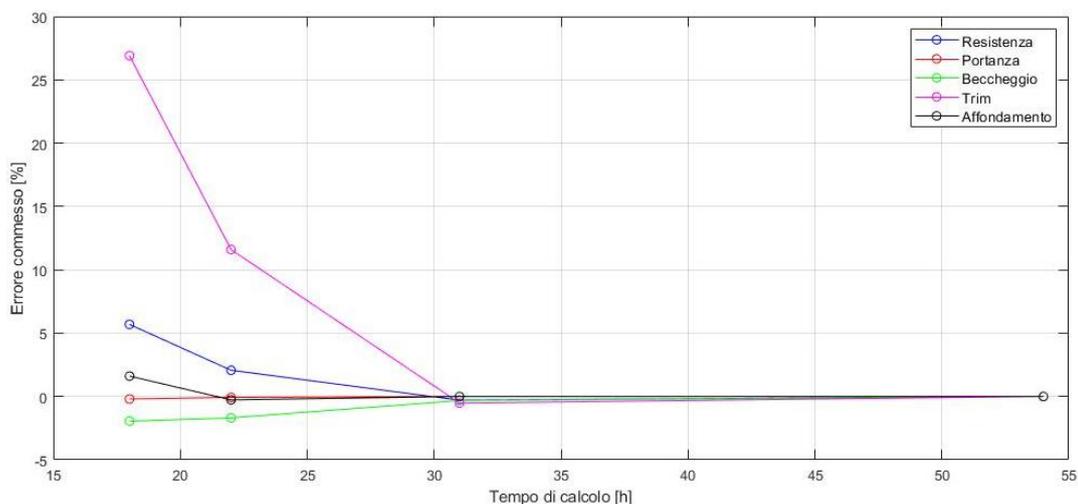


Figura 5.21. Errore discretizzazione in funzione del tempo di calcolo

Tali considerazioni, frutto dello studio di convergenza della griglia di calcolo, hanno permesso di stabilire che la *mesh* caratterizzata da 2.5 milioni di elementi rappresenta il giusto compromesso tra accuratezza dei risultati e onere computazionale richiesto per la simulazione.

## 6 Caratterizzazione fluidodinamica dell'imbarcazione

La caratterizzazione fluidodinamica della carena e delle relative appendici viene condotta esaminando, mediante codice di calcolo CFD, le forze agenti sull'imbarcazione ed il relativo assetto longitudinale assunto da quest'ultima al variare della velocità di avanzamento. In particolare, le simulazioni CFD sono state effettuate ricoprendo l'intero *range* di velocità previsto in fase progettuale, a partire da una velocità di 1.5 [m/s] sino al valore di velocità massima pari a 6.5 [m/s] ovvero circa 12 nodi. Risulta necessario precisare che per lo studio fluidodinamico sopra citato è stata adottata la configurazione poppiera del baricentro ricavata posizionando le masse dei velisti in prossimità della poppa della carena, come descritto nel capitolo 3 relativo alla modellazione geometrica.

### 6.1 Analisi dei risultati

In riferimento a quanto illustrato per lo studio di convergenza della griglia di calcolo, l'analisi dei risultati ottenuti per le diverse velocità viene eseguita analizzando, per ciascun componente dell'imbarcazione, gli andamenti temporali delle principali grandezze fisiche in esame quali portanza, resistenza e momento di beccheggio. Il questo modo è possibile determinare il contributo che ciascun componente apporta al computo delle grandezze complessive agenti sulla carena.

L'obiettivo di tale studio consiste, pertanto, nel valutare gli andamenti delle forze agenti al variare del numero di Froude, gruppo adimensionale preso a riferimento per la caratterizzazione idrodinamica delle carene. Il confronto dei risultati ottenuti mediante tali indagini consente, altresì, di identificare le andature di regata "critiche" ovvero caratterizzate da maggiore resistenza idrodinamica. Inoltre, l'analisi relativa alle basse andature permette di verificare quanto stabilito in fase progettuale in merito alla velocità di minima sustentazione delle appendici. Infine, terminato lo studio relativo alle forze agenti, si esaminano i risultati relativi all'assetto longitudinale, ossia l'angolo di trim e l'affondamento, al fine di determinare l'attitudine al volo della carena per le diverse velocità oggetto di indagine.

## 6.1.1 La resistenza

La resistenza all'avanzamento rappresenta il principale parametro progettuale che impone dei limiti in termini di velocità massima raggiungibile dall'imbarcazione. Per tale ragione risulta necessario esaminare il contributo che ciascun elemento immerso apporta al computo della resistenza complessiva.

Dapprima si analizza l'andamento temporale della resistenza generata dal timone per le diverse velocità prese in esame:

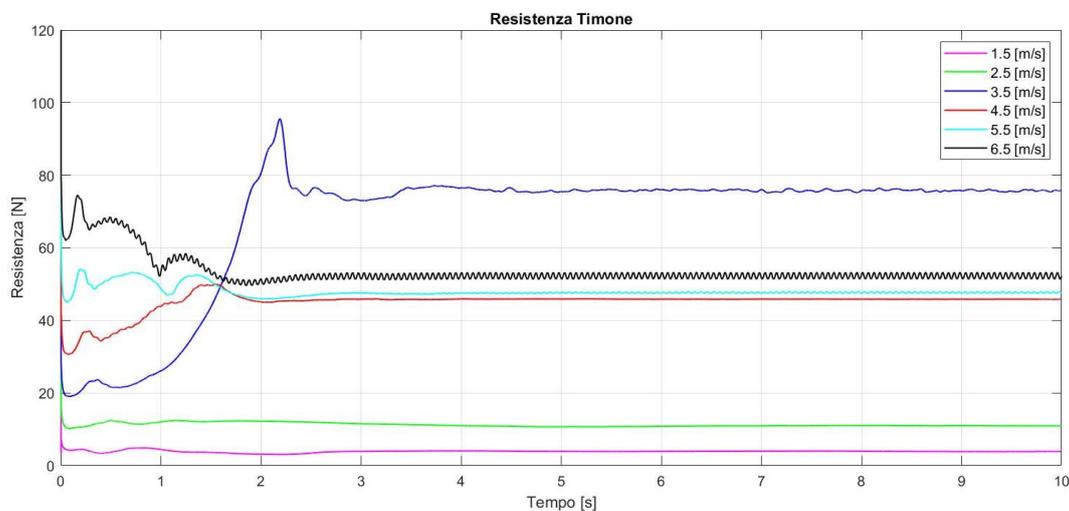


Figura 6.1. Resistenza generata dal timone per le diverse velocità

Tali andamenti evidenziano come per basse velocità, la resistenza generata dal timone presenta un andamento asintotico a differenza di quanto accade per le velocità più elevate in corrispondenza delle quali l'andamento della resistenza assume un carattere oscillante. Tale andamento si riscontra oltre che per le velocità pari a 5.5 [m/s] e 6.5 [m/s], anche per la velocità intermedia di 3.5 [m/s]. Tuttavia, la natura di tali oscillazioni è da ascrivere a due fenomenologie ben diverse: nel caso delle velocità più elevate, le oscillazioni che si presentano con andamento periodico nel tempo e ampiezza crescente all'aumentare della velocità, sono da ascrivere ai metodi numerici adottati per la soluzione del problema; per la velocità di 3.5 [m/s] si evidenzia, invece, un andamento oscillante fortemente irregolare di natura fisica e non numerica come nei casi precedenti. Quest'ultimo è causato da un progressivo distacco e riattacco della vena fluida lungo il dorso del timone che, inevitabilmente, dà origine a forze idrodinamiche a carattere

intermittente. Per tale ragione sono stati generati tre piani paralleli tra loro intersecanti il timone in tre diverse stazioni a partire dalla regione prossima alla radice sino a giungere l'estremità in modo da valutare il campo di velocità lungo la sua apertura alare. Di seguito sono illustrati i campi di velocità valutati lungo le tre sezioni del timone per le velocità rispettivamente pari a 3.5 [m/s] e 6.5 [m/s]:

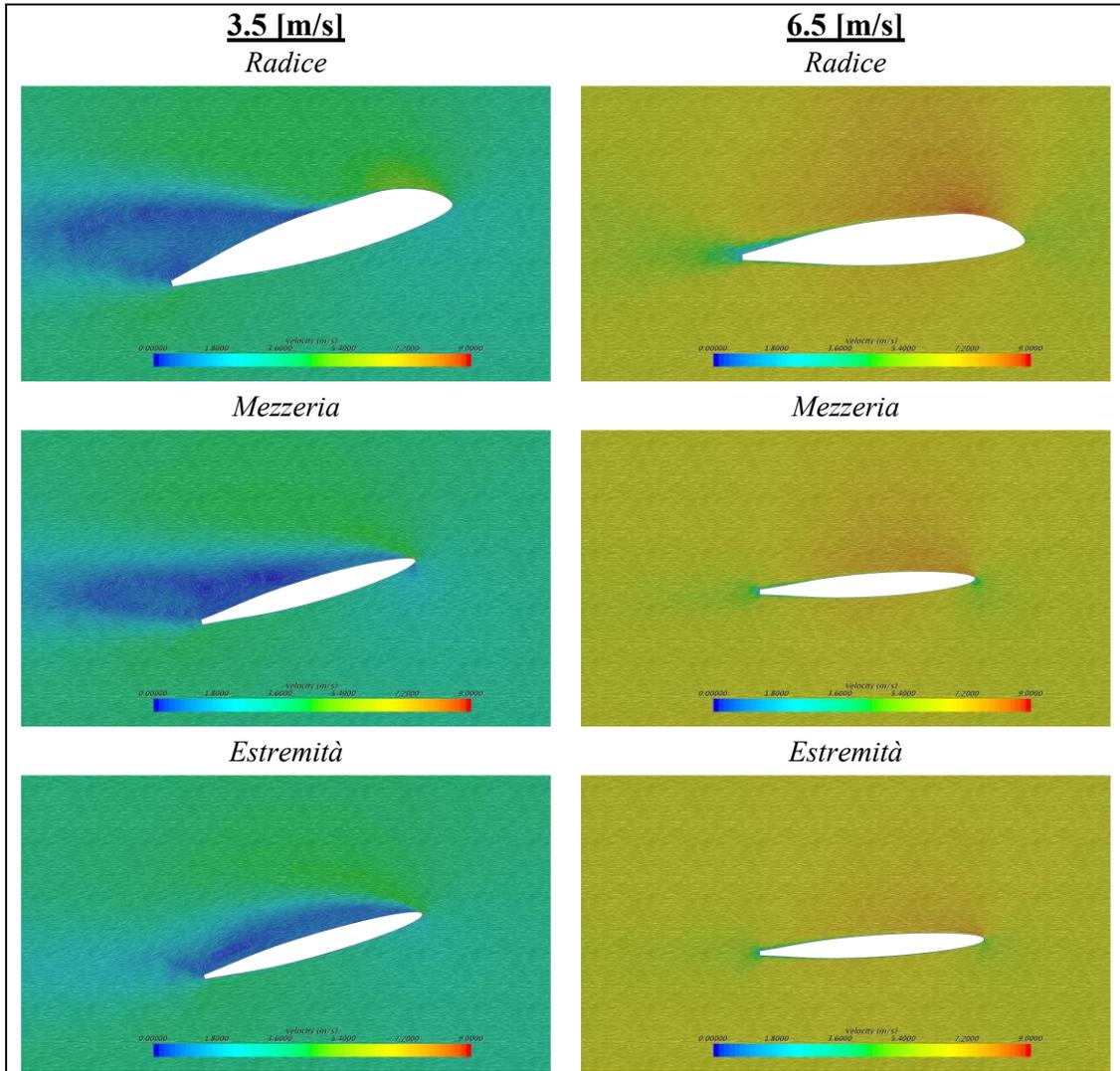


Figura 6.2. Campi di velocità lungo le sezioni longitudinali del timone

Si osserva chiaramente come nel caso della velocità di 6.5 [m/s] le linee di corrente si mantengono aderenti alle superfici del timone lungo l'intera apertura alare. Per la velocità di 3.5 [m/s] invece, a causa dell'elevata incidenza scaturita dall'angolo di assetto longitudinale della carena, il flusso risulta separato in tutte le sezioni del timone.

Come si evince dalle precedenti immagini, la separazione del flusso dà origine a delle bolle di ricircolo all'interno delle quali si verifica un'inversione delle linee di corrente. Nel dettaglio, con riferimento alle rappresentazioni relative alla velocità di 3.5 [m/s] illustrate in figura 6.2, si deduce come l'estensione delle regioni di ricircolo aumenta spostandosi dalla radice verso l'estremità del timone. Infatti, per la sezione prossima alla radice la separazione della corrente si genera in prossimità della metà della corda del profilo, mentre lungo la sezione di mezzzeria del timone la separazione del flusso si instaura a partire dal bordo di attacco. Tali considerazioni sono confermate dalle seguenti immagini riportanti il campo di velocità valutato lungo tre sezioni trasversali localizzate lungo le zone del bordo di attacco, della mezzzeria e del bordo di fuga del timone:

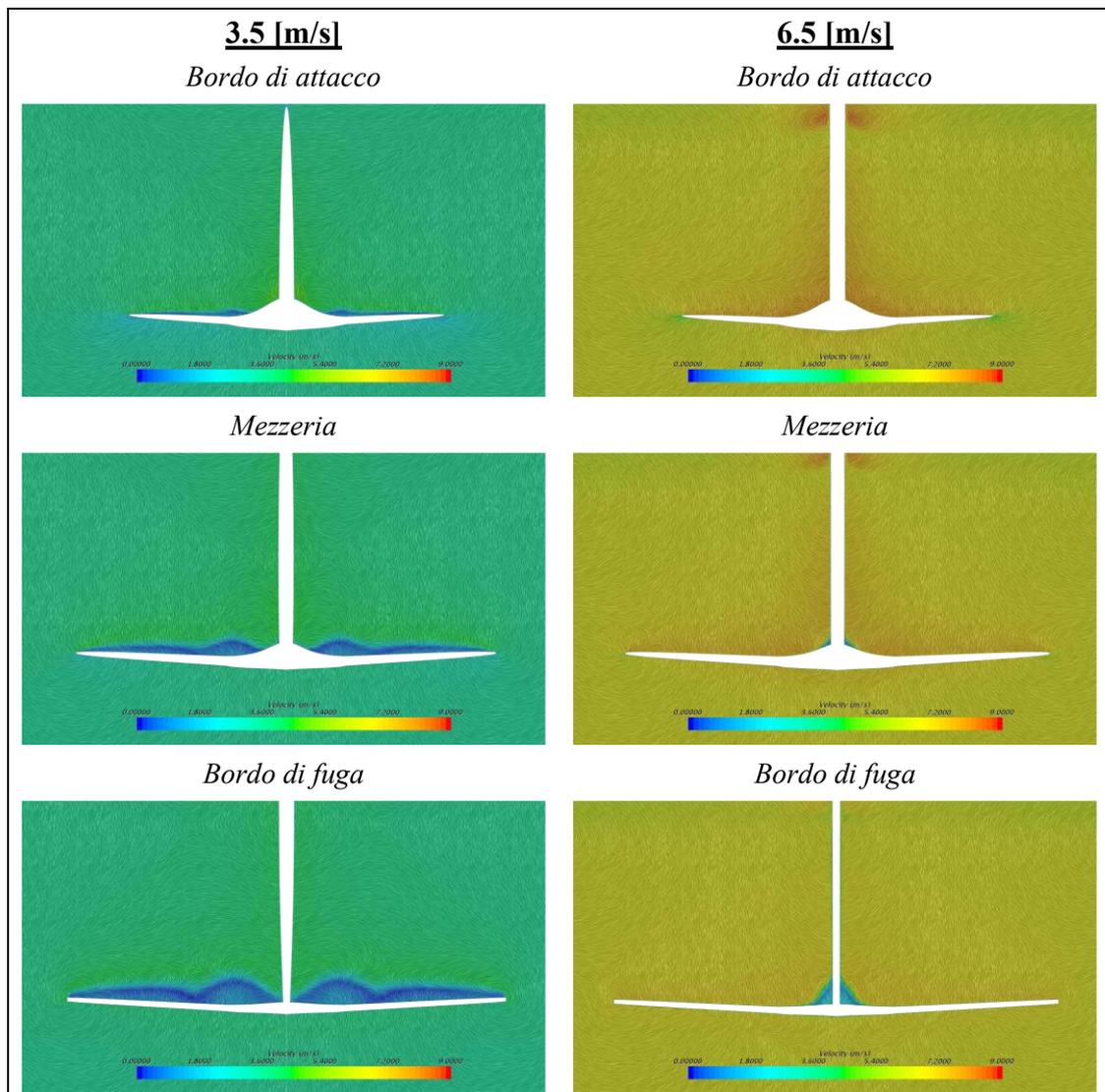


Figura 6.3. Campi di velocità lungo le sezioni trasversali del timone

Le immagini riportate a sinistra, relative alla velocità di 3.5 [m/s], identificano chiaramente la presenza delle bolle di ricircolo lungo l'intera apertura alare del timone. Inoltre, si osserva come le regioni di ricircolo aumentano la loro estensione spostandosi dal bordo di attacco verso il bordo di fuga. Per quanto concerne la velocità di 6.5 [m/s] si evidenzia, invece, un campo di velocità uniforme lungo l'intera apertura alare per tutte le sezioni analizzate.

Noti gli andamenti temporali della resistenza generata dal timone per ciascuna velocità oggetto di indagine, è stato valutato l'andamento della resistenza al variare del numero di Froude distinguendo, per ciascuna andatura, le componenti di attrito e di pressione:

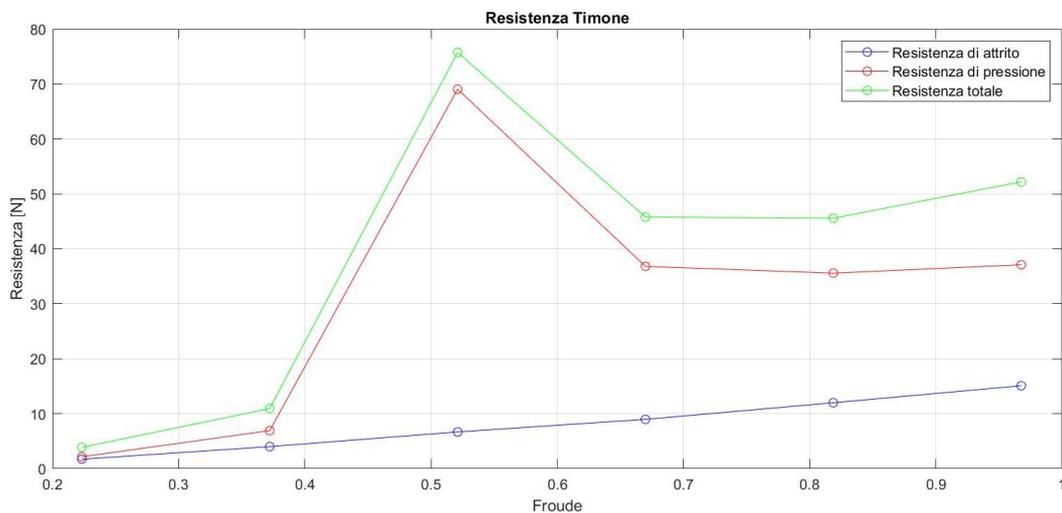


Figura 6.4. Andamento della resistenza del timone al variare del numero di Froude

Resistenza del timone						
Velocità [m/s]	Froude	Pressione [N]	Attrito [N]	Totale [N]	Pressione [%]	Attrito [%]
<b>1,5</b>	0,23	2,16	1,72	3,87	55,72	44,28
<b>2,5</b>	0,37	6,92	4,01	10,93	63,33	36,67
<b>3,5</b>	0,52	69,06	6,68	75,75	91,17	8,83
<b>4,5</b>	0,67	36,81	8,97	45,79	80,40	19,60
<b>5,5</b>	0,82	35,58	11,99	47,57	74,79	25,21
<b>6,5</b>	0,97	37,11	15,09	52,20	71,09	28,91

Tabella 6.1. Componenti della resistenza generata dal timone

Dal confronto dei risultati riportati nella tabella 6.1 si evince come la ripartizione della resistenza nelle componenti di attrito e di pressione risulta fortemente variabile con il numero di Froude. Per la velocità minima, pari a 1.5 [m/s], la resistenza è composta per il 55% dal contributo di pressione e per il 45% dalla componente di attrito. Tuttavia, all'aumentare del numero di Froude la componente di pressione risulta predominante rispetto alla componente di attrito sino a raggiungere, nel caso della velocità massima, un valore pari a circa 2/3 della resistenza totale. Si osserva inoltre, come la resistenza di attrito presenti un andamento lineare al variare del numero di Froude, mentre il contributo di pressione, per via dell'assetto assunto dalla carena, presenta un valore massimo in corrispondenza della velocità di 3.5 [m/s].

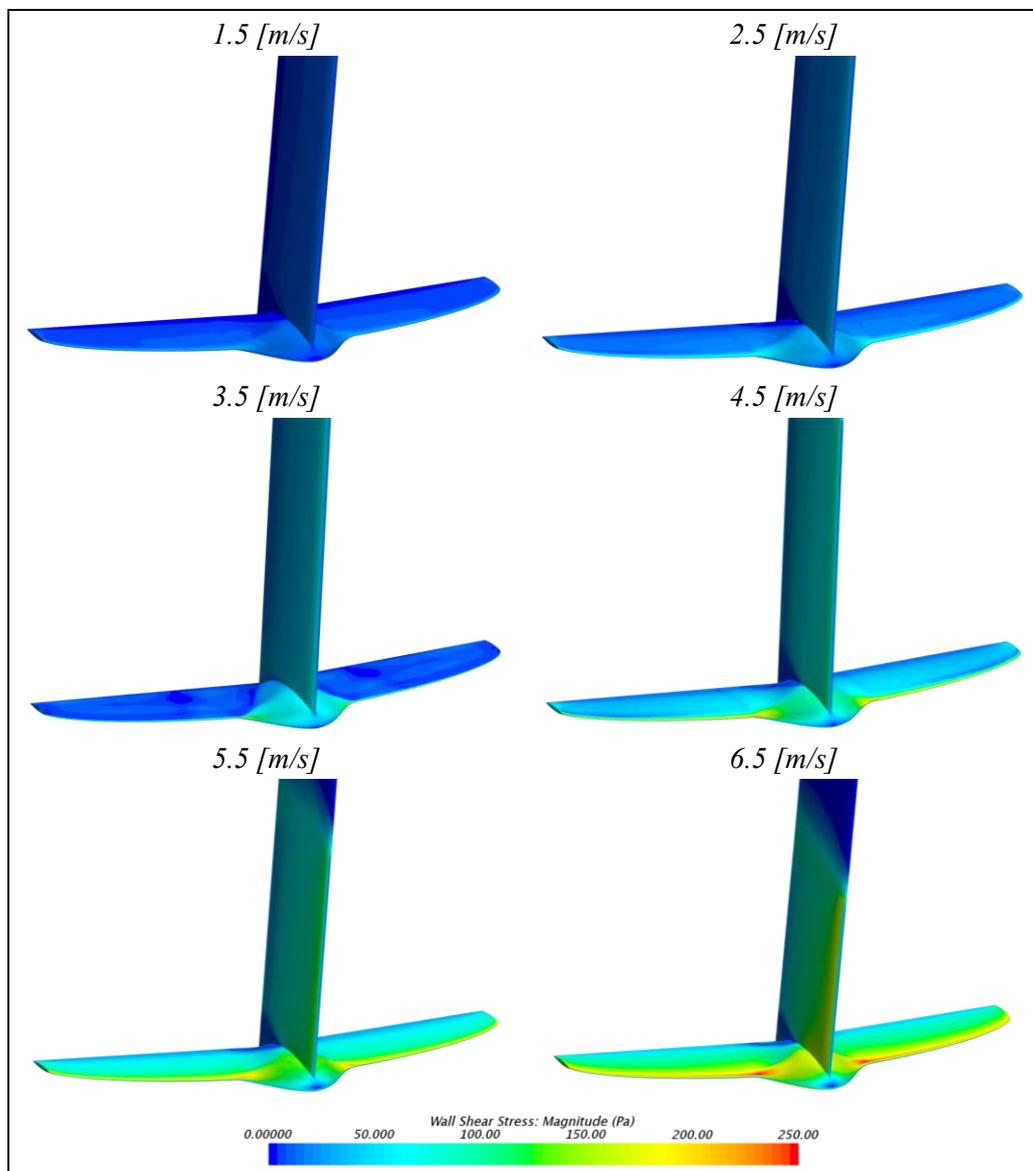


Figura 6.5. Contour degli sforzi di attrito agenti sul timone al variare della velocità

Le rappresentazioni illustrate nella figura 6.5 evidenziano quanto riscontrato in precedenza in merito all'andamento della resistenza di attrito al variare del numero di Froude. Si evince, altresì, come per le velocità più elevate, rispettivamente pari a 5.5 [m/s] e 6.5 [m/s], la sezione verticale del timone risulta parzialmente immersa in quanto sede di sforzi di attrito nulli.

Conclusa l'analisi della resistenza generata dal timone, si procede lo studio valutando il contributo di resistenza apportato dall'*hydrofoil*:

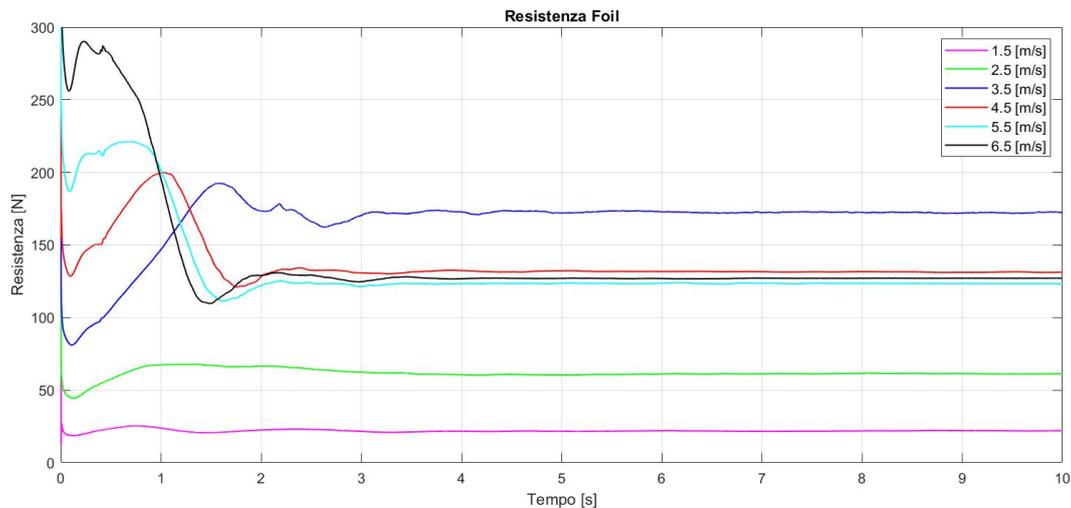


Figura 6.6. Resistenza generata dall'*hydrofoil* per le diverse velocità

Contrariamente a quanto riscontrato per il timone, la resistenza generata dal *j-foil* assume un andamento asintotico per tutte le velocità. Tuttavia anche in questo caso, il massimo valore di resistenza si presenta in corrispondenza della velocità di 3.5 [m/s].

Velocità [m/s]	Froude	Pressione [N]	Attrito [N]	Totale [N]	Pressione [%]	Attrito [%]
1,5	0,23	15,35	6,68	22,03	69,67	30,33
2,5	0,37	45,99	15,18	61,17	75,19	24,81
3,5	0,52	157,31	15,23	172,54	91,17	8,83
4,5	0,67	107,41	23,75	131,16	81,89	18,11
5,5	0,82	92,51	30,80	123,31	75,02	24,98
6,5	0,97	88,02	39,00	127,02	69,29	30,71

Tabella 6.2. Componenti della resistenza generata dall'*hydrofoil*

I risultati esposti nella tabella 6.2 mettono in luce che, ad eccezione delle velocità prossime alla velocità di minima sustentazione delle appendici, ossia 3.5 [m/s], la resistenza di attrito assume valori prossimi al 30% della resistenza totale, mentre il restante 70% riguarda la componente di pressione. Le differenze riscontrate in merito alle componenti di resistenza sono da imputare nuovamente al diverso assetto longitudinale assunto dalla carena per le varie velocità. Nel dettaglio, ad una variazione dell'angolo di assetto longitudinale corrisponde una variazione dell'angolo di incidenza delle appendici. Di conseguenza, dato che l'assetto longitudinale risulta dipendente dalla posizione del baricentro della carena, tali risultati evidenziano la forte influenza della posizione del baricentro sulla generazione delle forze idrodinamiche.

Noto l'andamento della resistenza generata dal timone al variare della velocità, occorre proseguire l'indagine valutando il contributo di resistenza fornito dall'*hydrofoil*.

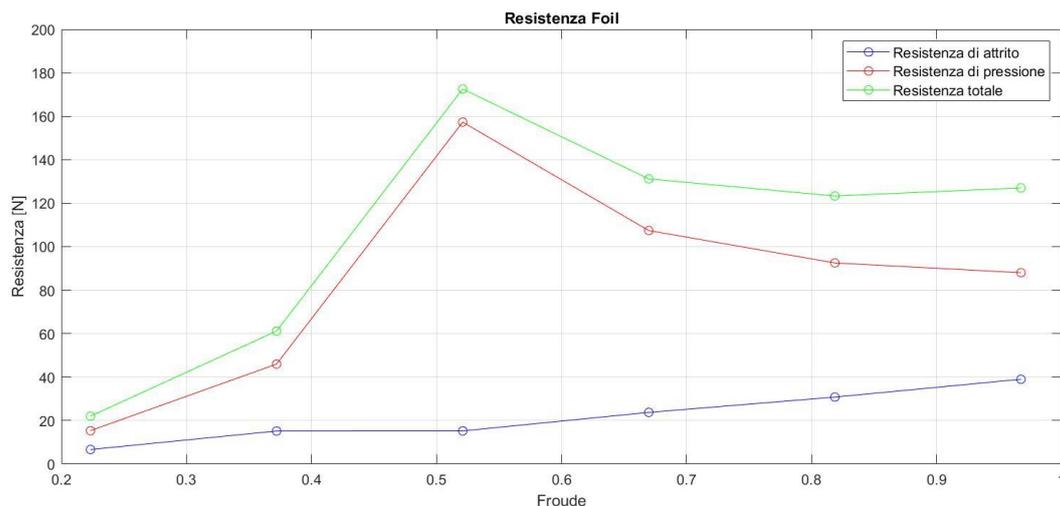


Figura 6.7. Andamento della resistenza dell'*hydrofoil* al variare del numero di Froude

Dai risultati di figura 6.7 si evince dunque come la resistenza totale generata dal *j-foil* assume un andamento simile a quello riscontrato per il timone in quanto, essendo entrambe delle superfici portanti, sono governate dai medesimi fenomeni fisici. Tuttavia, sebbene gli andamenti della resistenza presentino le medesime caratteristiche, per via delle diverse caratteristiche geometriche che contraddistinguono le due appendici, i valori numerici relativi al *j-foil* risultano circa il doppio rispetto a quanto determinato per il timone.

Particolare attenzione è stata rivolta alla resistenza generata dalla carena in quanto il suo contributo, per via della sustentazione delle appendici, risulta fortemente variabile con la velocità ossia con il numero di Froude.

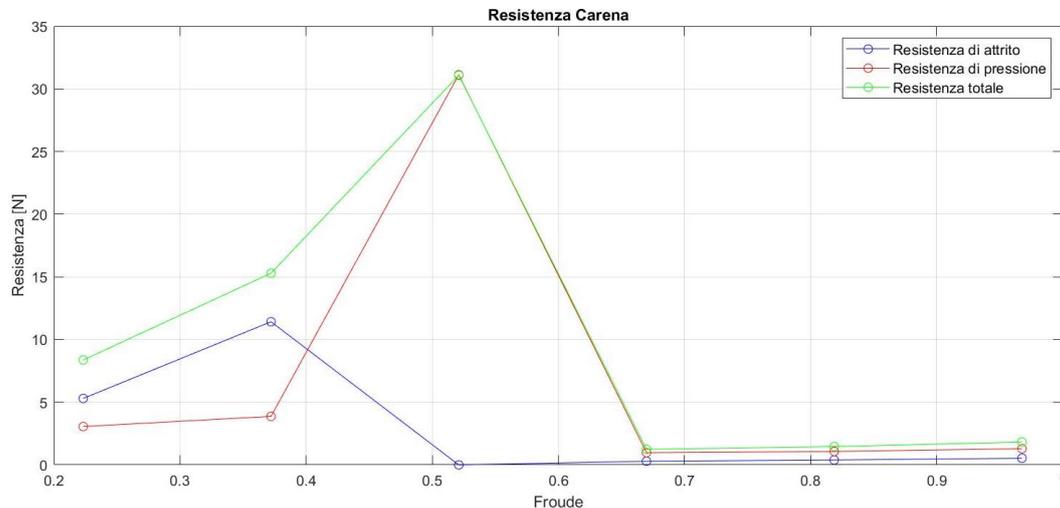


Figura 6.8. Andamento della resistenza della carena al variare del numero di Froude

Si riscontra come per velocità inferiori a 3.5 [m/s], velocità per le quali lo scafo risulta completamente o parzialmente immerso, la carena produce un contributo di resistenza non trascurabile, mentre a partire dalla velocità di 4.5 [m/s], la resistenza generata dalla carena assume valori inferiori a 2 [N], pertanto trascurabili. Tale andamento evidenzia la caratteristica peculiare che contraddistingue gli scafi “foilanti” dalle canoniche imbarcazioni a vela in quanto, superata la velocità di minima sustentazione delle appendici, il contributo di resistenza generato dalla carena risulta trascurabile.

Velocità [m/s]	Froude	Pressione [N]	Attrito [N]	Totale [N]	Pressione [%]	Attrito [%]
1,5	0,23	3,06	5,30	8,37	36,56	63,32
2,5	0,37	3,87	11,42	15,29	25,31	75,69
3,5	0,52	31,12	0,03	31,08	99,9	0,1
4,5	0,67	0,97	0,29	1,24	78,23	23,39
5,5	0,82	1,07	0,39	1,46	73,29	26,71
6,5	0,97	1,29	0,53	1,82	70,88	29,12

Tabella 6.3. Componenti della resistenza generata della carena

Il confronto dei risultati esposti nella tabella 6.3 mette in luce come per basse velocità, il contributo di resistenza predominante è rappresentato dalla componente di attrito, mentre all'aumentare del numero di Froude circa il 75% della resistenza è da ascrivere alla componente di pressione. Tuttavia è opportuno precisare che, anche in questo caso, la ripartizione della resistenza nelle componenti di attrito e di pressione risulta fortemente influenzata dall'assetto longitudinale assunto dalla carena.

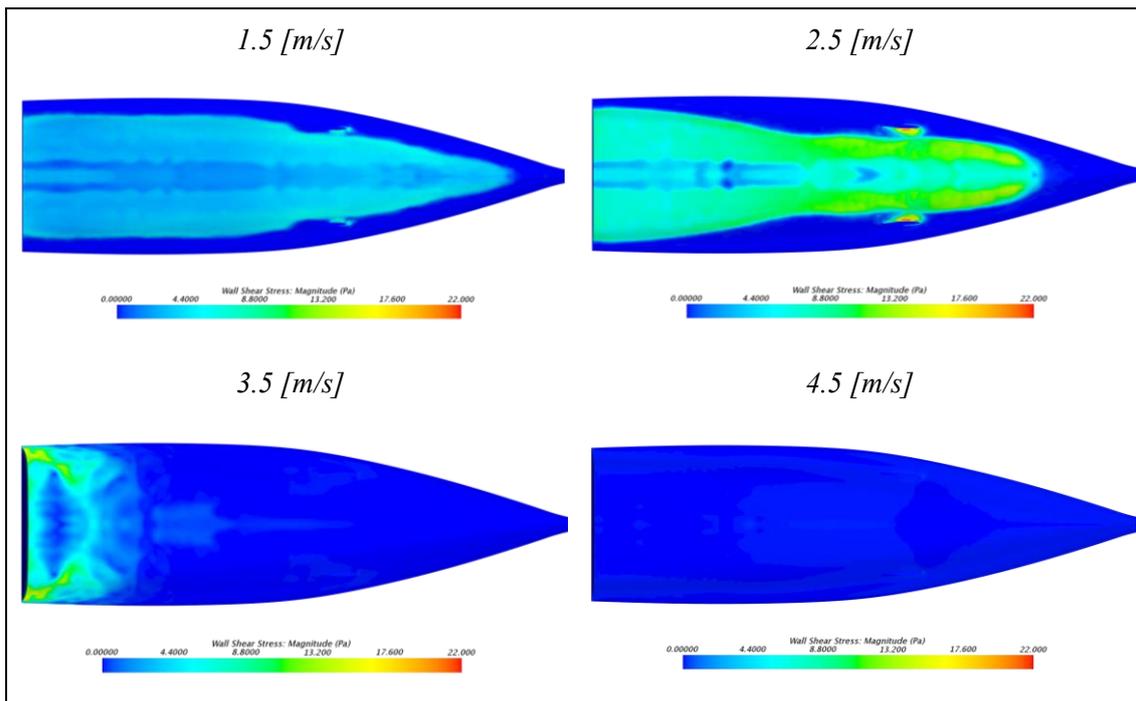


Figura 6.9. Contour degli sforzi di attrito sulla carena

Le rappresentazioni illustrate in figura 6.9 evidenziano come gli sforzi di attrito agenti lungo le superfici della carena assumono il massimo valore in corrispondenza della velocità di 2.5 [m/s]. Si osserva, inoltre, come la regione prossima alla ruota di prua sia caratterizzata da sforzi di attrito con intensità maggiore rispetto allo specchio di poppa.

Per la velocità di 3.5 [m/s], prossima alla velocità di minima sustentazione delle appendici, solo la porzione dello specchio di poppa risulta immersa, dunque l'azione degli sforzi di attrito si manifesta in una regione limitata della carena. Infine, con riferimento all'immagine relativa alla velocità di 4.5 [m/s], si riscontra come la carena sia sede di sforzi di attrito prossimi a zero indice del fatto che la carena risulta completamente emersa dalla superficie libera.

Al fine di identificare la ripartizione della resistenza agente su ciascun componente dell'imbarcazione, i risultati precedentemente esposti sono illustrati nel seguente grafico nel quale si riportano i valori di resistenza al variare del numero di Froude:

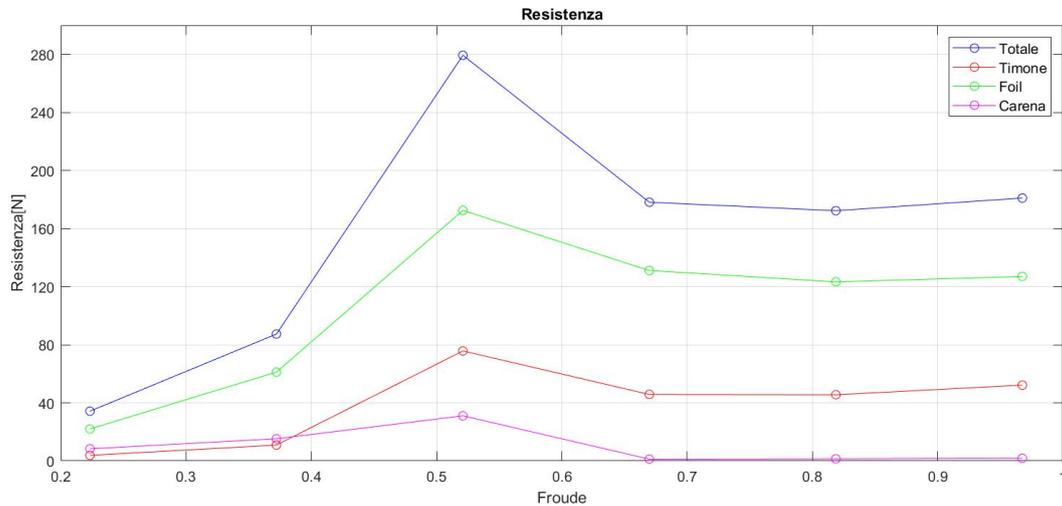


Figura 6.10. Ripartizione della resistenza complessiva al variare del numero di Froude

Velocità [m/s]	Froude	Totale [N]	Foil [%]	Timone [%]	Scafo [%]
1,5	0,23	34,27	64,28	11,29	24,42
2,5	0,37	87,39	70,00	12,51	17,50
3,5	0,52	279,37	61,76	27,11	11,13
4,5	0,67	178,19	73,61	25,70	0,70
5,5	0,82	172,34	71,55	27,60	0,85
6,5	0,97	181,04	70,16	28,83	1,01

Tabella 6.4. Ripartizione della resistenza complessiva

In primo luogo si osserva come per le velocità di 1.5 [m/s] e 2.5 [m/s] il contributo di resistenza generato dalla carena assume rispettivamente il 25% e 17.5% della resistenza totale, mentre per velocità superiori tale contributo risulta prossimo all'1%. Per quanto riguarda le velocità superiori a 3.5 [m/s], circa il 70% della resistenza totale è da ascrivere alla componente generata dal *j-foil* mentre il timone contribuisce per il restante 25%. Con riferimento alla resistenza complessiva, si evince come una volta raggiunta la condizione di volo sopra la superficie libera, identificata da un numero di Froude pari a 0.67, la resistenza si mantiene all'incirca costante all'aumentare della velocità. Tale andamento è da imputare alla superficie bagnata della carena che, come illustrato nei seguenti paragrafi, diminuisce al crescere della velocità di avanzamento.

## 6.1.2 La portanza

Terminato lo studio relativo alla resistenza idrodinamica è stato valutato l'andamento della portanza generata da ciascun componente. L'obiettivo di tale indagine consiste nel verificare la velocità di minima sustentazione delle appendici e la conseguente ripartizione delle forze agenti per le diverse velocità.

Analogamente a quanto ricavato in merito alla resistenza generata dal timone, la portanza da esso generata presenta un andamento che conserva le caratteristiche prima enunciate.

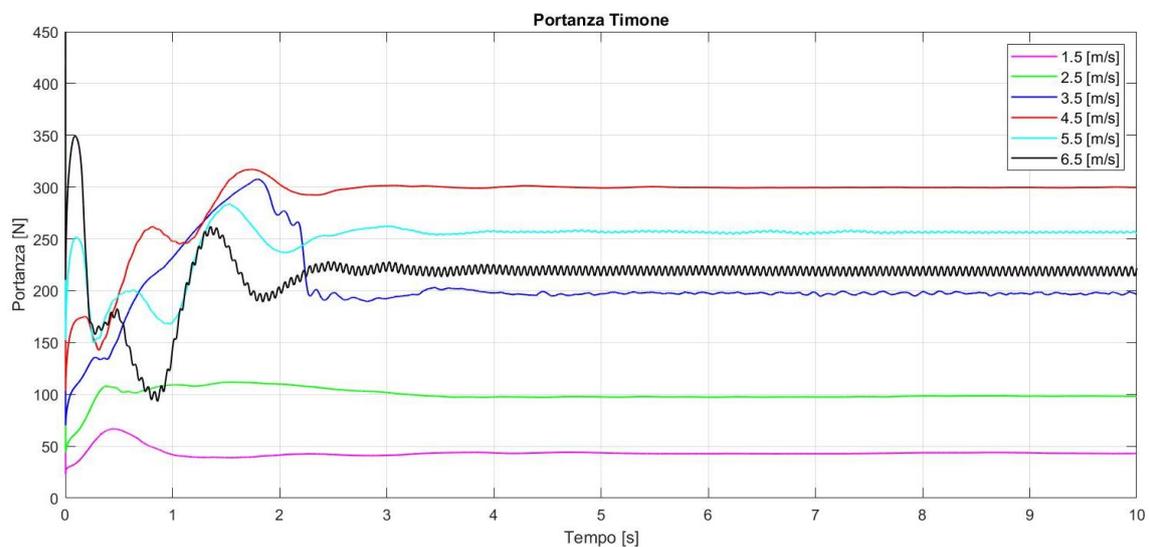


Figura 6.11. Portanza generata dal timone per le diverse velocità

Portanza del timone		
Velocità [m/s]	Froude	Portanza [N]
<b>1,5</b>	0,23	43,36
<b>2,5</b>	0,37	98,44
<b>3,5</b>	0,52	197,45
<b>4,5</b>	0,67	299,74
<b>5,5</b>	0,82	256,49
<b>6,5</b>	0,97	218,93

Tabella 6.5. Portanza generata dal timone

Per le velocità più elevate l'andamento temporale della portanza generata dal timone assume nuovamente un carattere oscillante. Anche in questo caso le velocità di 5.5 [m/s] e 6.5 [m/s] presentano oscillazioni periodiche, di natura numerica, con ampiezza crescente all'aumentare della velocità. Per quanto riguarda la velocità di 3.5 [m/s], invece, l'andamento risulta fortemente irregolare. Tale andamento è da ascrivere al fenomeno precedentemente descritto relativo al distacco e riattacco della vena fluida lungo le superfici dorsali del timone.

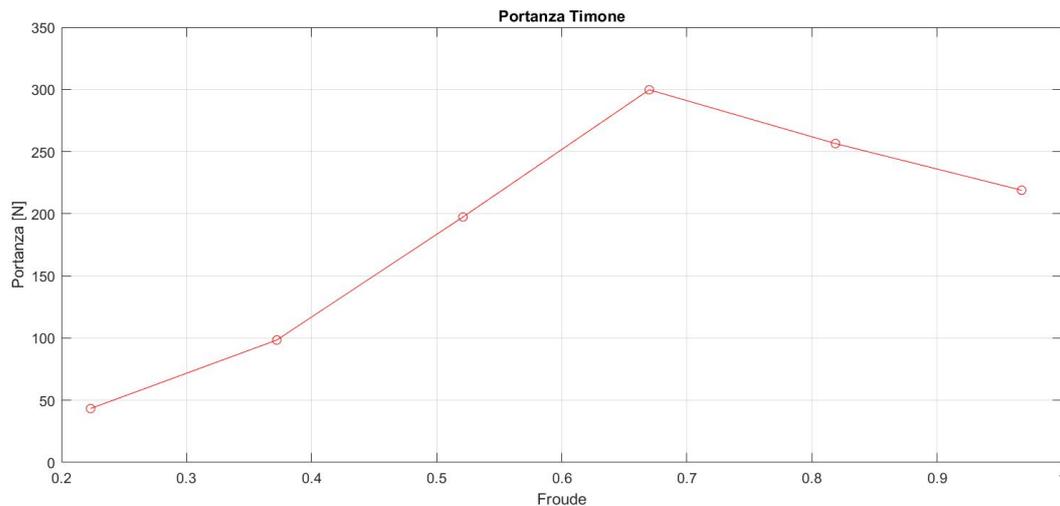


Figura 6.12. Andamento della portanza generata dal timone al variare del numero di Froude

Sebbene la portanza generata da una superficie portante risulta proporzionale al quadrato della velocità della corrente che la lambisce, nel caso del timone, la portanza assume un andamento crescente con la velocità fino al valore di 4.5 [m/s] in corrispondenza della quale si raggiunge il massimo valore di portanza. Per velocità superiori a 4.5 [m/s], invece, la portanza generata dal timone presenta un andamento decrescente all'aumentare della velocità. Queste caratteristiche sono da ascrivere alla variazione di incidenza dettata dal diverso assetto longitudinale assunto dalla carena alle varie velocità.

Contrariamente a quanto riscontrato in merito al timone, come si evince dai risultati illustrati nella figura 6.13, la portanza generata dall'*hydrofoil* assume, dopo un certo intervallo di tempo, un andamento asintotico per tutte le velocità oggetto di indagine. Particolare interesse va rivolto all'andamento della portanza generata dall'*hydrofoil* durante gli istanti iniziali delle simulazioni.

Si riscontra, infatti, come al crescere della velocità, l'andamento temporale della portanza presenta un numero diverso di oscillazioni smorzanti prima di raggiungere la condizione di stazionarietà. Tale andamento si riscontra per tutte le andature ad eccezione della velocità di 3.5 [m/s] che, invece, presenta un numero maggiore di oscillazioni.

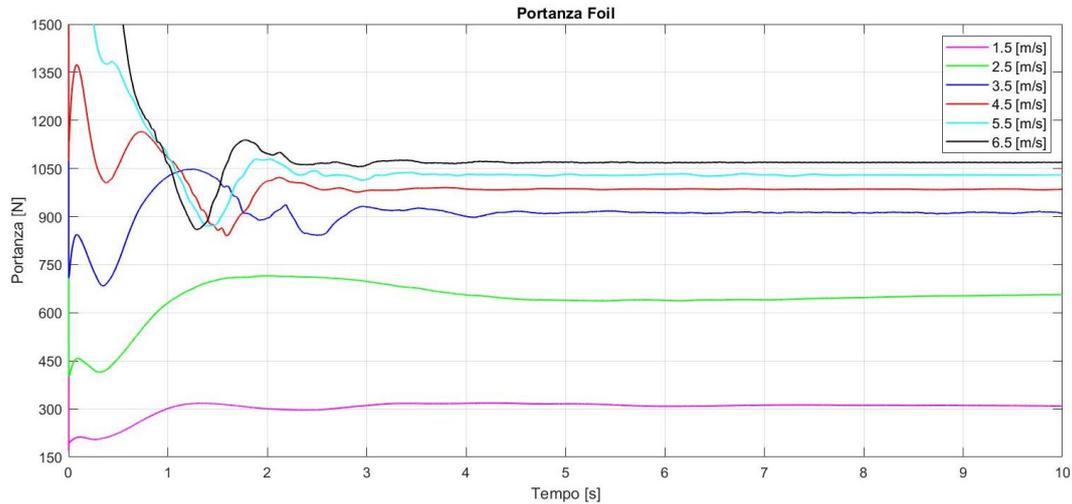


Figura 6.13. Portanza generata dall'hydrofoil per le diverse velocità

Tali considerazioni, congiuntamente a quanto dedotto dallo studio relativo alla resistenza, rappresentano di fatto i primi avvertimenti che identificano nella velocità di 3.5 [m/s] le principali problematiche in merito al raggiungimento di un assetto equilibrato.

Portanza dell'hydrofoil		
Velocità [m/s]	Froude	Portanza [N]
<b>1,5</b>	0,23	310,47
<b>2,5</b>	0,37	653,66
<b>3,5</b>	0,52	912,51
<b>4,5</b>	0,67	984,83
<b>5,5</b>	0,82	1029,78
<b>6,5</b>	0,97	1068,87

Tabella 6.6. Portanza generata dall'hydrofoil

L'analisi comparativa dei risultati esposti nella tabella 6.6 evidenzia come, a differenza del timone, la portanza prodotta dal *j-foil* presenta un andamento crescente con la velocità.

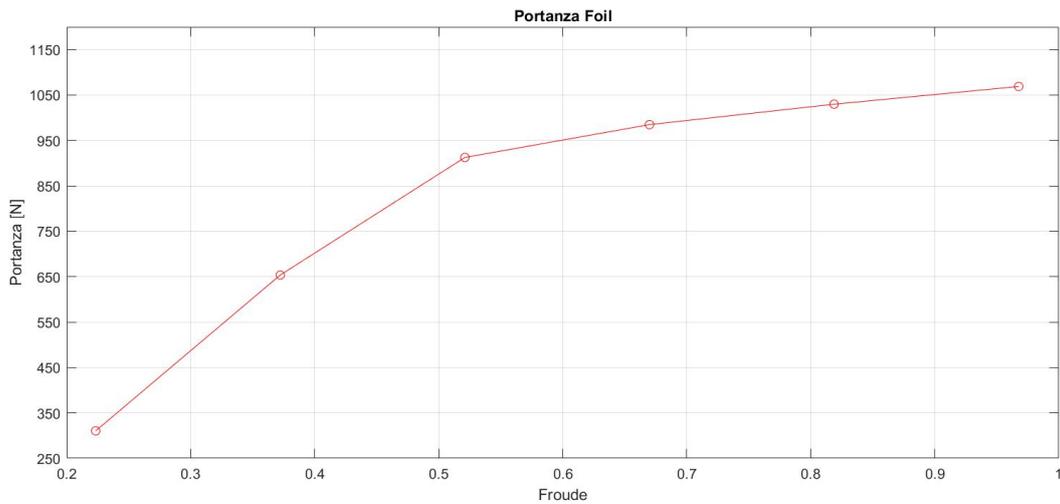


Figura 6.14. Portanza generata dall'hydrofoil al variare del numero di Froude

Tale differenza è causata dal diverso campo di velocità che si instaura in prossimità delle superfici dell'hydrofoil e del timone.

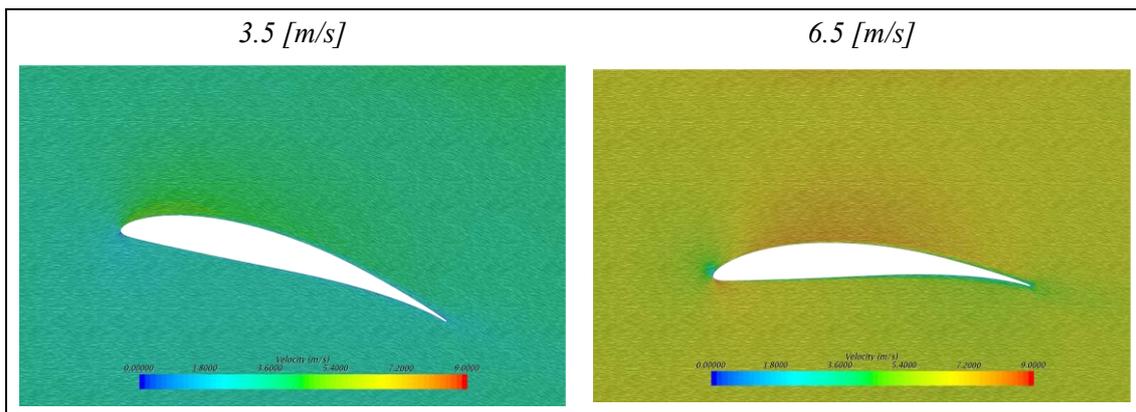


Figura 6.15. Campi di velocità lungo le sezioni intersecanti l'hydrofoil

Comparando i risultati esposti nelle figure 6.2 e 6.15 si deduce come nonostante il *j-foil* presenti una diversa incidenza per le due velocità, contrariamente a quanto ricavato per il timone, il flusso rimane aderente alle superfici scongiurando pertanto il rischio di un'eventuale separazione della corrente. Per questo motivo la portanza, così come la resistenza generate dall'hydrofoil, assumono dopo un certo intervallo di tempo, un andamento stazionario.

Al fine di esaminare la ripartizione della portanza generata da ciascun componente dell'imbarcazione, nella figura 6.16 sono riportati i valori di portanza al variare del numero di Froude.

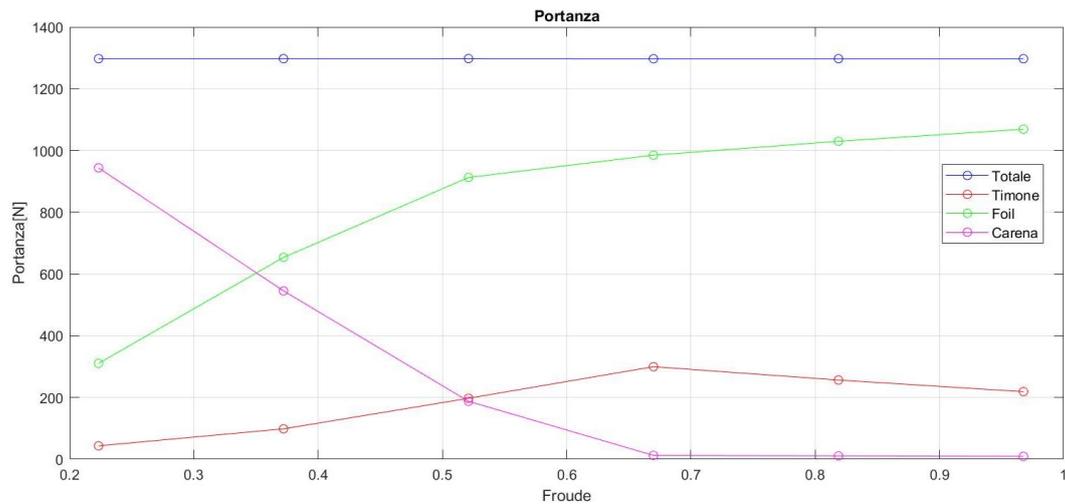


Figura 6.16. Ripartizione della portanza complessiva al variare del numero di Froude

Portanza totale					
Velocità [m/s]	Froude	Portanza [N]	Foil [%]	Timone [%]	Carena [%]
1,5	0,23	1297,41	23,93	3,34	72,73
2,5	0,37	1297,35	50,38	7,59	42,03
3,5	0,52	1297,65	70,32	15,22	14,46
4,5	0,67	1297,06	75,93	23,11	0,96
5,5	0,82	1297,22	79,38	19,77	0,84
6,5	0,97	1297,20	82,40	16,88	0,72

Tabella 6.7. Ripartizione della portanza complessiva

Il grafico riportato in figura 6.16 conduce alle diverse conclusioni prima enunciate in merito alle caratteristiche che contraddistinguono uno scafo “foilante” dalle canoniche imbarcazioni a vela. Si riscontra, infatti, come la carena svolge un ruolo preponderante nella sustentazione dell’imbarcazione solo per le basse andature ovvero pari a 1.5 [m/s] e 2.5 [m/s] generando rispettivamente il 73% e 42% della portanza totale. All’aumentare della velocità di avanzamento, la componente di portanza generata dalla carena diminuisce notevolmente sino a raggiungere valori inferiori all’1%. I risultati evidenziano come al crescere della velocità di avanzamento, il contributo di portanza generato dall’*hydrofoil* assume valori crescenti sino a raggiungere, nel caso della velocità massima, valori prossimi all’83% della portanza complessiva.

D'altro canto, il contributo apportato dal timone al computo della portanza totale assume il valore massimo, pari al 23%, in corrispondenza della velocità di 4.5 [m/s]. Per velocità superiori a 4.5 [m/s] questa percentuale diminuisce sino a raggiungere, nel caso della velocità massima, un valore prossimo al 17% della portanza totale.

### 6.1.3 Il momento di beccheggio

L'analisi del momento di beccheggio rispetto al baricentro della carena consente di identificare come le diverse appendici contribuiscano al raggiungimento di un determinato assetto longitudinale. I valori del momento di beccheggio sono stati calcolati adottando la convenzione della mano destra secondo la quale il momento è considerato positivo se di natura cabrante.

In primo luogo si esamina l'andamento temporale del momento di beccheggio generato dal timone.

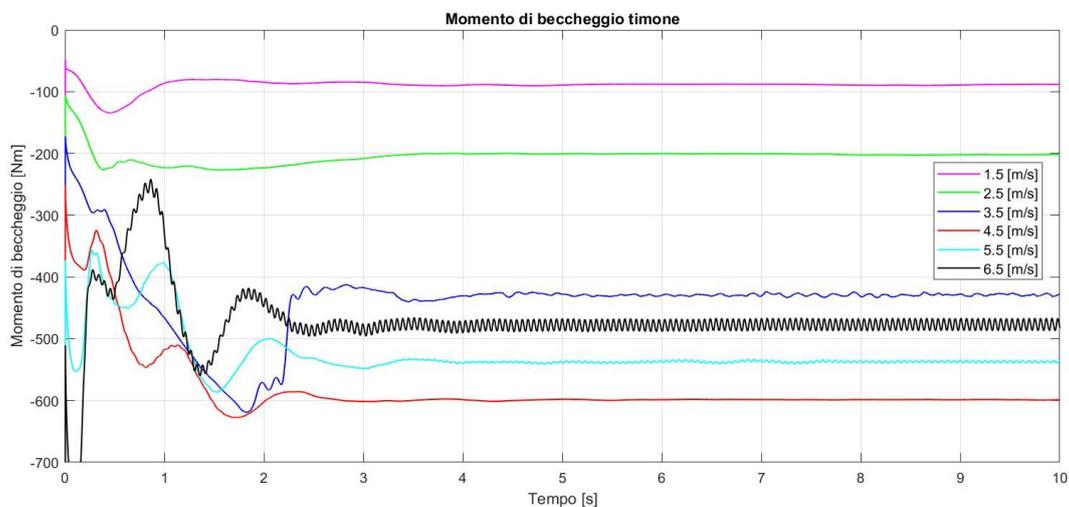


Figura 6.17. Momento di beccheggio generato dal timone

Di seguito si osserva in quale misura gli andamenti del momento di beccheggio generato dal timone, conservino le medesime caratteristiche evidenziate in merito alla portanza da esso sviluppata. D'altronde il contributo al momento di beccheggio generato dalla resistenza idrodinamica del timone, seppure sia presente, risulta di un ordine di grandezza inferiore.

I risultati riportati di seguito nella tabella 6.8 mettono in luce come il timone, per via della posizione arretrata rispetto al baricentro, generi un momento di beccheggio di natura picchiante. Tale aspetto risulta di fondamentale importanza per il raggiungimento di un assetto orizzontale.

Velocità [m/s]	Froude	Momento di beccheggio timone [Nm]
1,5	0,23	-8,89
2,5	0,37	-202,14
3,5	0,52	-428,91
4,5	0,67	-598,67
5,5	0,82	-537,12
6,5	0,97	-477,01

Tabella 6.8. Momento di beccheggio generato dal timone

In linea con i risultati della portanza del timone, il momento di beccheggio da esso generato assume valore massimo in corrispondenza della velocità di 4.5 [m/s]. Da queste considerazioni si evince dunque il legame che si interpone tra le forze idrodinamiche agenti sulle appendici ed il relativo assetto longitudinale assunto dalla carena.

Considerando gli andamenti temporali del momento di beccheggio generato dall'*hydrofoil*, è possibile trarre le medesime conclusioni evidenziate per il timone.

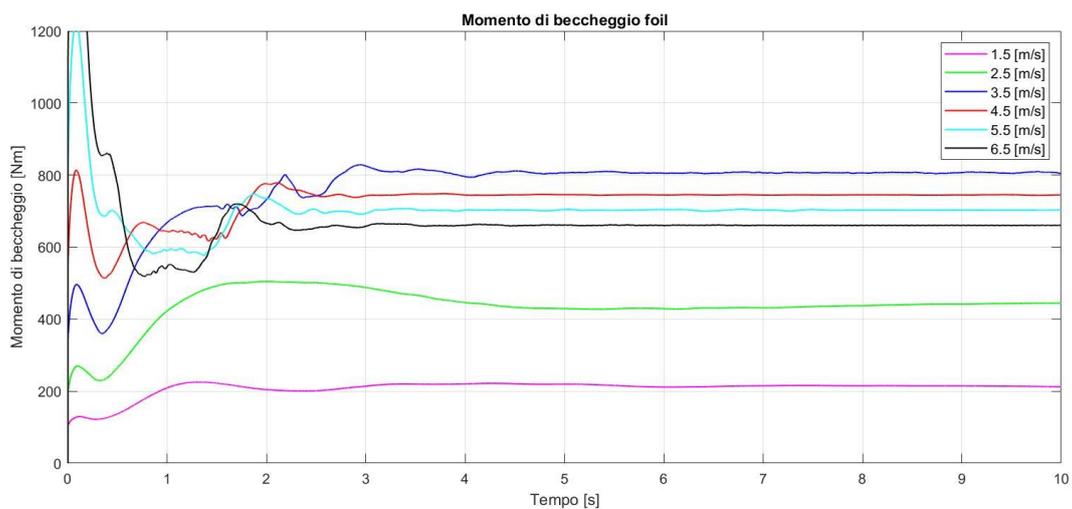


Figura 6.18. Momento di beccheggio generato dall'*hydrofoil*

Contrariamente ai risultati relativi al timone, per via della posizione avanzata rispetto al baricentro, l'*hydrofoil* genera un momento di beccheggio cabrante.

Velocità [m/s]	Froude	Momento di beccheggio <i>hydrofoil</i> [Nm]
1,5	0,23	214,07
2,5	0,37	442,60
3,5	0,52	806,87
4,5	0,67	744,66
5,5	0,82	702,78
6,5	0,97	660,39

Tabella 6.9. Momento di beccheggio generato dall'*hydrofoil*

Il massimo valore del momento di beccheggio generato dall'*hydrofoil* si presenta in corrispondenza della velocità di 3.5 [m/s] a differenza della portanza da esso generata che invece assume valore massimo per la velocità di 6.5 [m/s]. Questa discrepanza evidenzia dunque come il contributo che la resistenza idrodinamica apporta al momento di beccheggio, sebbene sia trascurabile per il timone, risulta invece consistente per il *foil*.

Descritti gli andamenti del momento di beccheggio generato dalle singole appendici, è stato valutato il momento di beccheggio totale rispetto al baricentro dell'imbarcazione.

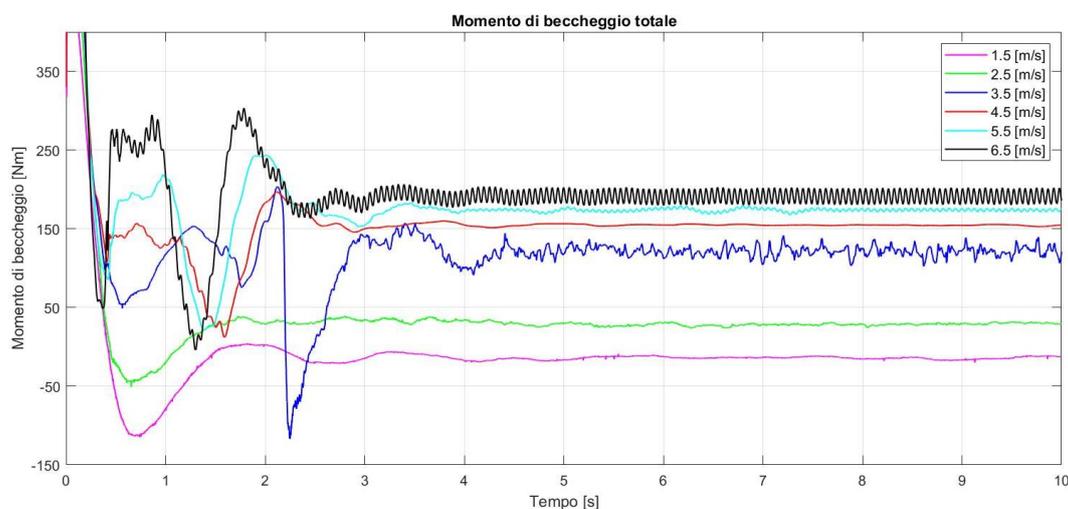


Figura 6.19. Momento di beccheggio complessivo

Nonostante l'andamento del momento di beccheggio conservi le medesime caratteristiche descritte per la portanza, le oscillazioni risultano amplificate e fortemente irregolari ad eccezione della velocità massima in corrispondenza della quale tali oscillazioni assumono un carattere periodico. Altresì, si riscontra come a causa del contributo di portanza e di resistenza generato dalla carena, il momento di beccheggio totale assume valore negativo solo per la velocità di 1.5 [m/s].

Velocità [m/s]	Froude	Momento di beccheggio totale [Nm]
1,5	0,23	-14,09
2,5	0,37	29,61
3,5	0,52	121,30
4,5	0,67	154,27
5,5	0,82	173,73
6,5	0,97	191,22

Tabella 6.10. Momento di beccheggio complessivo

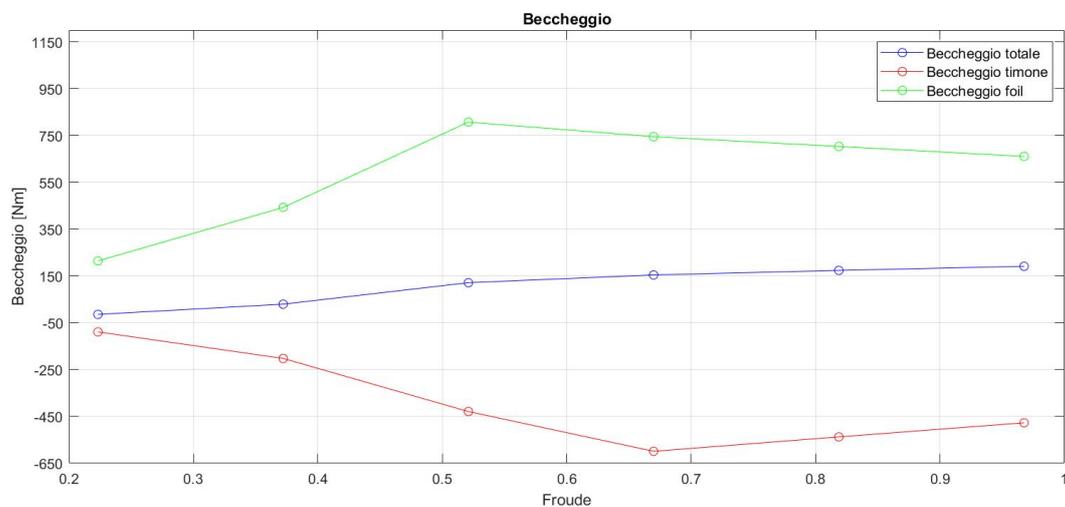


Figura 6.20. Ripartizione del momento di beccheggio al variare del numero di Froude

I risultati illustrati in figura 6.20, evidenziano chiaramente la natura rispettivamente picchiante e cabrante dei momenti di beccheggio generati dalle diverse appendici. Tuttavia, seppure gli andamenti del momento di beccheggio generato dall'*hydrofoil* e dal timone presentino caratteristiche simili, il momento risultante rispetto al baricentro della carena assume un andamento quasi lineare.

## 6.1.4 La superficie immersa

Una caratteristica distintiva degli scafi “foilanti” è rappresentata dalla superficie immersa in quanto, per via della condizione di volo sopra la superficie libera, risulta fortemente ridotta rispetto ad una classica imbarcazione a vela. Ciò comporta una minore resistenza di avanzamento consentendo dunque il raggiungimento di efficienze idrodinamiche più elevate.

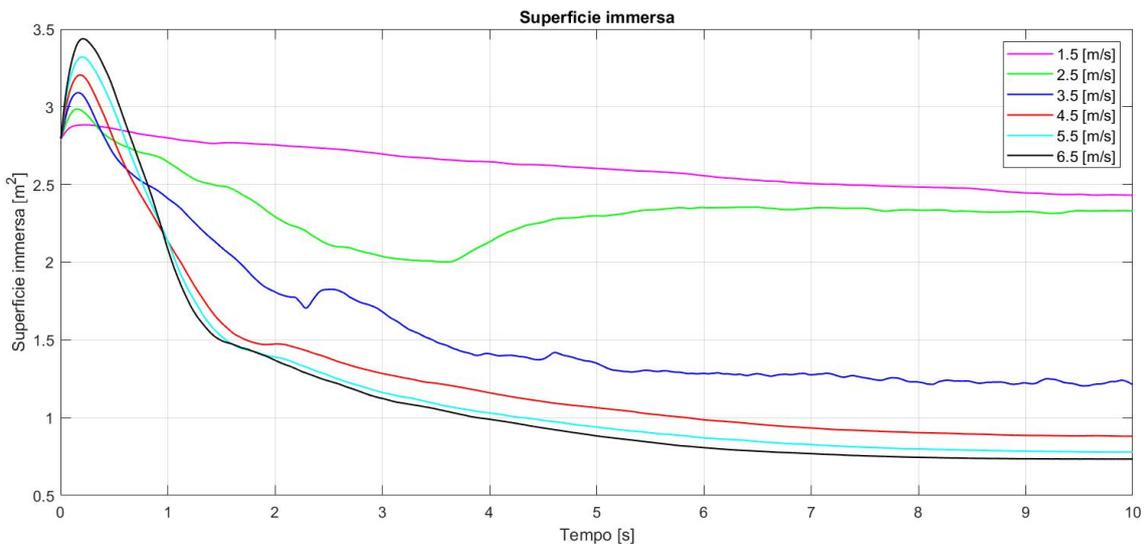


Figura 6.21. Superficie immersa dell'imbarcazione

Nella figura 6.21 si nota come tutte le curve relative alle diverse velocità presentino un andamento decrescente all'aumentare del tempo ad eccezione della velocità di 2.5 [m/s]. In particolare, la superficie immersa presenta una diminuzione nei secondi iniziali per poi aumentare fino a raggiungere un valore asintotico. Tale andamento è causato dalla nascita del sistema ondoso che si sviluppa a partire dal bordo di fuga dell'*hydrofoil* che, dopo un transitorio di circa 3.5 secondi, si infrange in prossimità dello specchio di poppa.

A partire dalla velocità di 4.5 [m/s], identificativa di una condizione di volo dell'imbarcazione, la superficie bagnata presenta lo stesso andamento riscontrato per le velocità più elevate. Oltretutto, all'aumentare della velocità di avanzamento le curve relative alla superficie immersa si discostano sempre meno. Considerando, infatti, le velocità massime, rispettivamente pari a 5.5 [m/s] e 6.5 [m/s], la superficie immersa assume circa lo stesso valore.

Velocità [m/s]	Froude	Superficie immersa [m <sup>2</sup> ]	Diminuzione %
0	0	2,79	0
1,5	0,23	2,43	12,90
2,5	0,37	2,32	16,84
3,5	0,52	1,23	55,91
4,5	0,67	0,88	68,45
5,5	0,82	0,78	72,04
6,5	0,97	0,73	73,83

Tabella 6.11. Superficie immersa

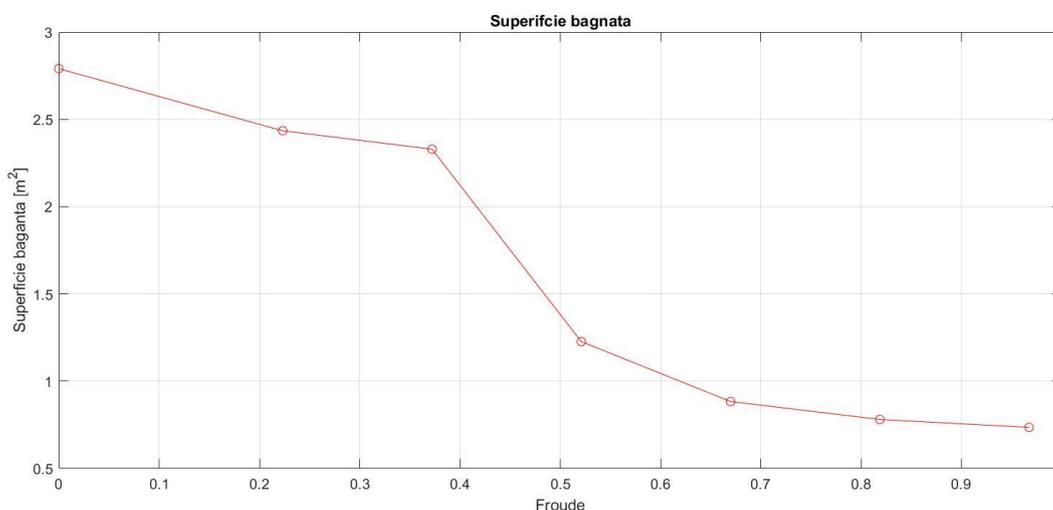


Figura 6.22. Andamento della superficie immersa al variare del numero di Froude

I risultati esposti in figura 6.22 evidenziano la marcata riduzione della superficie immersa al crescere della velocità. In particolare, a partire dal valore iniziale pari a 2.79 [m<sup>2</sup>], relativo alla condizione di scafo in quiete, la superficie immersa diminuisce sino al valore 0.73 [m<sup>2</sup>] ottenendo una riduzione pari al 73.83%.

### 6.1.5 Determinazione dell'assetto longitudinale

L'analisi dei risultati ottenuti dalle precedenti indagini ha evidenziato come le grandezze idrodinamiche che caratterizzano le andature di regata siano fortemente influenzate dall'assetto longitudinale assunto dall'imbarcazione alle varie velocità.

Da queste considerazioni, è nata l'esigenza di approfondire lo studio determinando, per ciascuna velocità oggetto di esame, l'andamento dei due parametri che identificano l'assetto longitudinale della carena ovvero l'angolo di trim e l'affondamento. Si procede dapprima esaminando gli andamenti temporali dell'affondamento della carena per le diverse velocità.

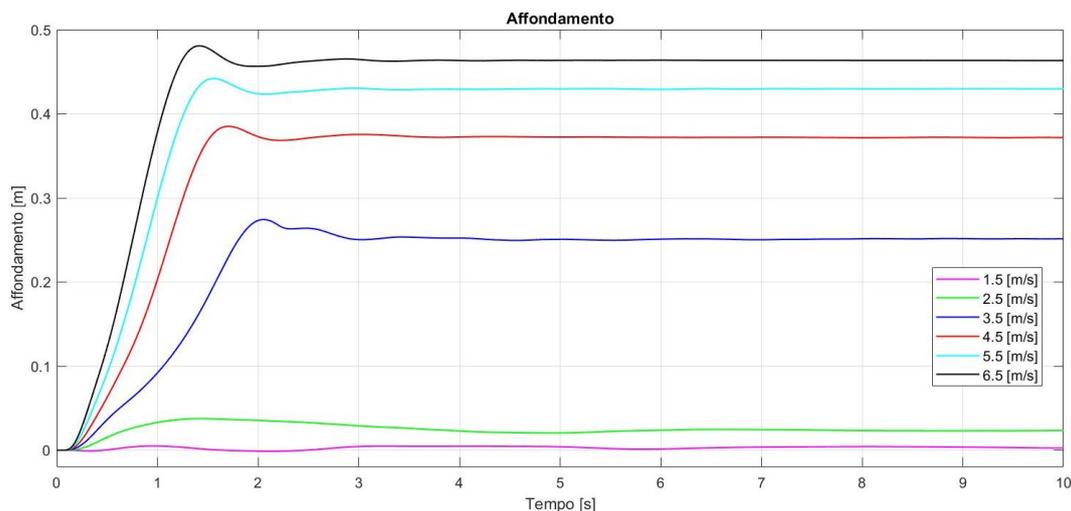


Figura 6.23. Affondamento della carena per le diverse velocità

Risulta necessario precisare che i risultati illustrati nella figura 6.23 sono relativi alla posizione assunta del baricentro della carena rispetto alla condizione di quiete. Per cui, un affondamento pari a 0 [m] identifica la posizione del baricentro in condizioni di equilibrio idrostatico.

Velocità [m/s]	Froude	Affondamento [m]
1,5	0,23	0,003
2,5	0,37	0,023
3,5	0,52	0,251
4,5	0,67	0,372
5,5	0,82	0,439
6,5	0,97	0,463

Tabella 6.12. Affondamento della carena

Per la velocità di 1.5 [m/s] l'affondamento risulta prossimo a 0 [m] identificando, pertanto, il regime dislocante della carena. Aumentando la velocità sino a 2.5 [m/s], velocità inferiore alla velocità di minima sustentazione delle appendici, lo scafo raggiunge il regime di planata caratterizzato da un affondamento di circa 0.02 [m].

Considerando la velocità di 3.5 [m/s] l'affondamento raggiunge il valore di 0.25 [m] dettando di fatto l'inizio della fase di volo dell'imbarcazione. L'andamento temporale illustrato nel precedente grafico evidenzia come al crescere della velocità, diminuisce il tempo necessario per il raggiungimento di una condizione stazionaria.

Descritti gli andamenti dell'affondamento al variare del tempo, si procede lo studio di caratterizzazione fluidodinamica dell'imbarcazione valutando l'angolo di trim assunto dalla carena per le diverse velocità.

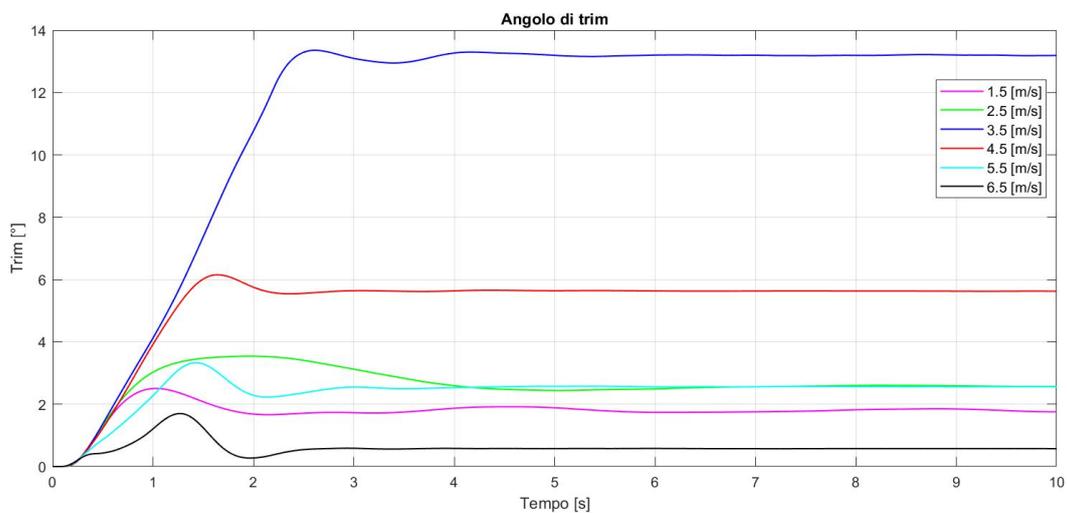


Figura 6.24. Angolo di trim per le diverse velocità

Analogamente a quanto definito per l'affondamento, occorre specificare il riferimento rispetto al quale l'angolo di assetto viene determinato. In particolare, i risultati esposti nel grafico sono relativi alle rotazioni attorno al baricentro della carena rispetto all'assetto orizzontale.

Velocità [m/s]	Froude	Trim [°]
<b>1,5</b>	0,23	1,81
<b>2,5</b>	0,37	2,58
<b>3,5</b>	0,52	13,19
<b>4,5</b>	0,67	5,63
<b>5,5</b>	0,82	2,56
<b>6,5</b>	0,97	0,57

Tabella 6.13. Angolo di trim

In primo luogo, i risultati esposti in figura 6.24 mettono in evidenza quanto descritto nei precedenti paragrafi in merito alla velocità di 3.5 [m/s]. Si riscontra come per tale velocità la carena assume un angolo di trim massimo pari a 13.2 [°], ben superiore agli angoli di assetto determinati per le altre velocità. Si evince dunque come la velocità di 3.5 [m/s] delimita di fatto le andature entro le quali l'angolo di trim assume un andamento rispettivamente crescente o decrescente con la velocità.

In particolare, per velocità inferiori a 3.5 [m/s] l'angolo di trim assume valori crescenti con la velocità, viceversa superato tale valore, assume un andamento decrescente al crescere della velocità.

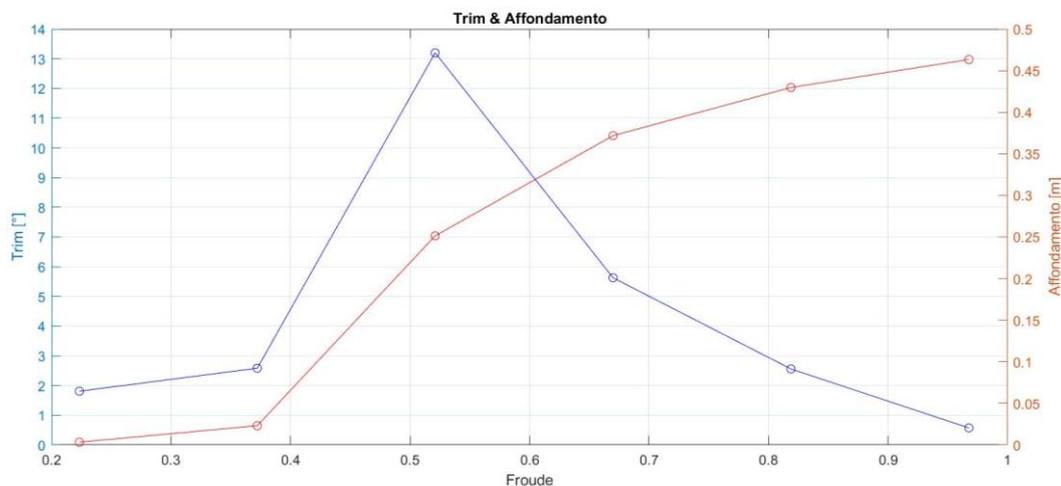


Figura 6.25. L'angolo di trim e l'affondamento al variare del numero di Froude

Sebbene l'angolo di trim e l'affondamento contribuiscano alla definizione dell'assetto longitudinale della carena, i risultati illustrati in figura 6.25 evidenziano come questi parametri presentino caratteristiche ben differenti. Diversamente da quanto riscontrato in merito all'affondamento della carena, per il quale si identifica un andamento crescente al variare della velocità, l'andamento dell'angolo di trim risulta fortemente variabile con la velocità di avanzamento. Tali differenze sono da ascrivere alla posizione del baricentro che svolge un ruolo di fondamentale importanza per il raggiungimento di un assetto orizzontale. Si riscontra, pertanto, come l'angolo di trim assume massimo valore in corrispondenza della velocità di 3.5[m/s], mentre per la velocità massima pari a 6.5 [m/s], l'imbarcazione assume un assetto quasi orizzontale caratterizzato da un angolo di trim inferiore a 1 [°].

Inoltre, l'angolo di assetto longitudinale assume lo stesso valore per due diverse velocità, rispettivamente pari a 2.5 [m/s] e 5.5 [m/s]. Queste considerazioni mettono in evidenza la complessità del moto di un'imbarcazione "foilante" in quanto, i diversi parametri che ne dettano l'attitudine alla navigazione assumono diversa importanza a seconda delle velocità di avanzamento.

Focalizzando l'attenzione sul legame che si interpone tra la resistenza e l'assetto longitudinale assunto dalla carena, si deduce come, sebbene un aumento dell'affondamento provochi la diminuzione della superficie immersa, è l'angolo di trim il parametro che influenza maggiormente la generazione di resistenza idrodinamica. La ragione di tale influenza è da ricondurre al fatto che al variare dell'angolo di trim corrisponde un cambiamento dell'angolo di incidenza delle appendici. A tale scopo, in figura 6.26 vengono riportati i valori della resistenza generata da ciascun componente dell'imbarcazione in funzione dell'angolo di assetto che caratterizza ciascun andatura:

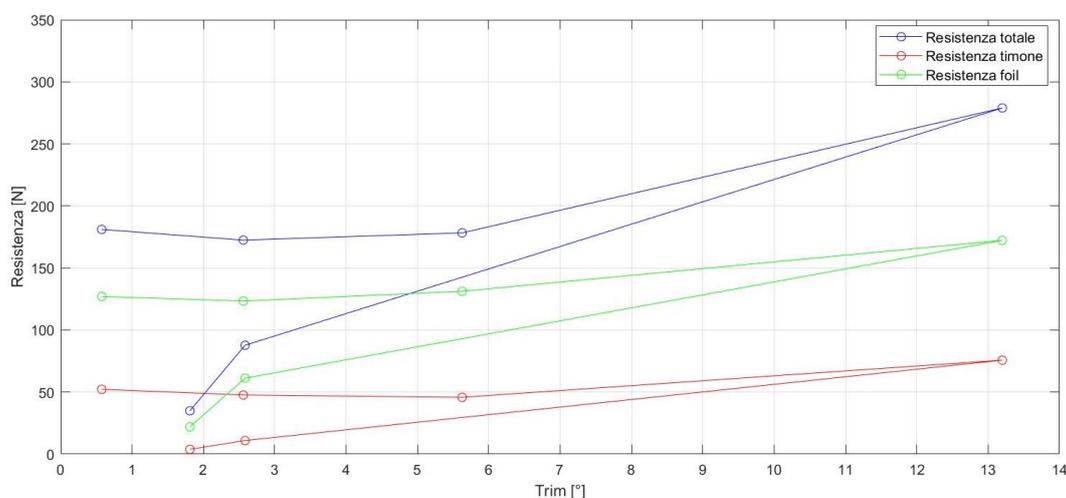
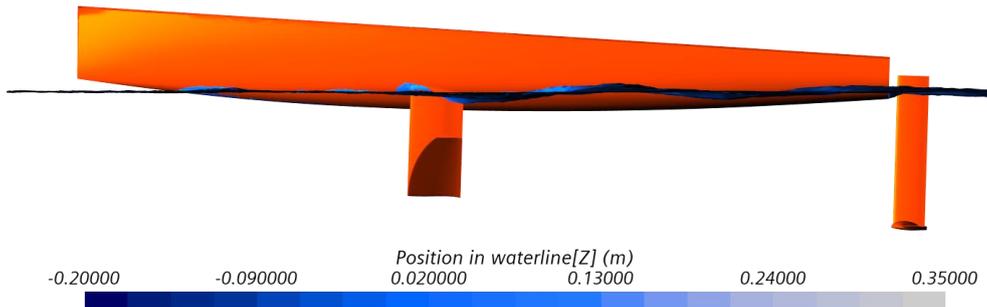


Figura 6.26. Andamento della resistenza al variare dell'angolo di trim

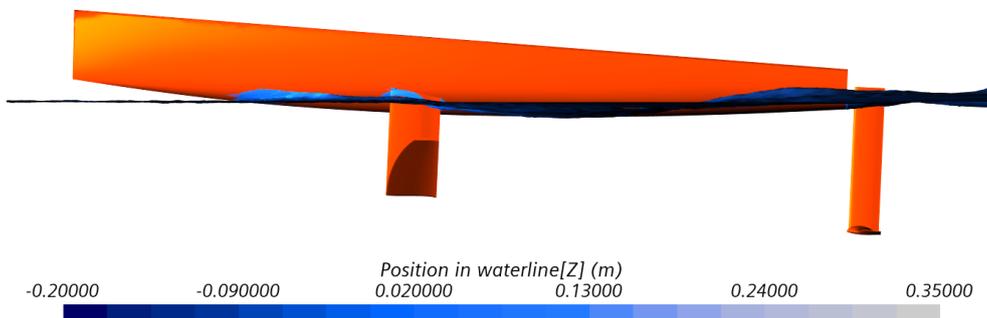
Si evidenzia, pertanto, l'interrelazione tra la resistenza generata da ciascun componente dell'imbarcazione e l'angolo di assetto longitudinale assunto da quest'ultima. Si riscontra difatti come i valori di resistenza massima si presentino in corrispondenza del massimo angolo di assetto.

Le immagini riportate nella figura 6.27 illustrano l'assetto longitudinale assunto dalla carena per ciascuna velocità oggetto di indagine. Tali rappresentazioni sono state ottenute adottando una vista laterale parallela al piano di simmetria longitudinale.

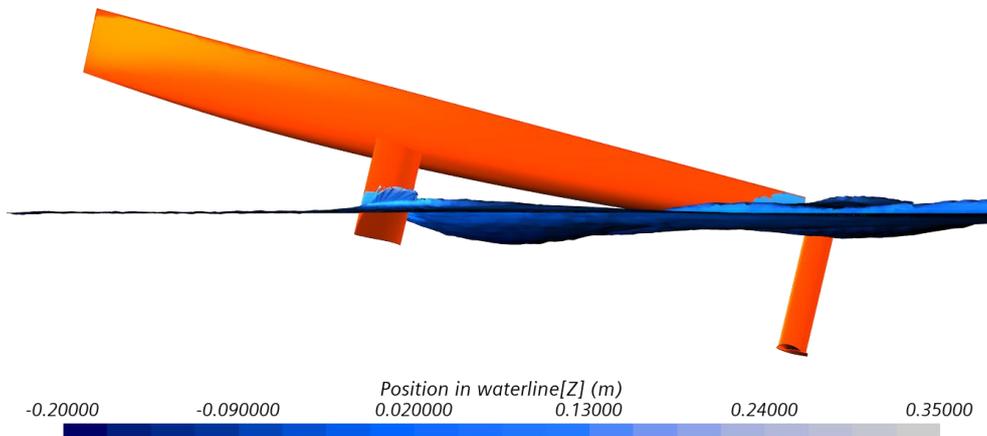
*1,5 [m/s]*



*2,5 [m/s]*



*3,5 [m/s]*



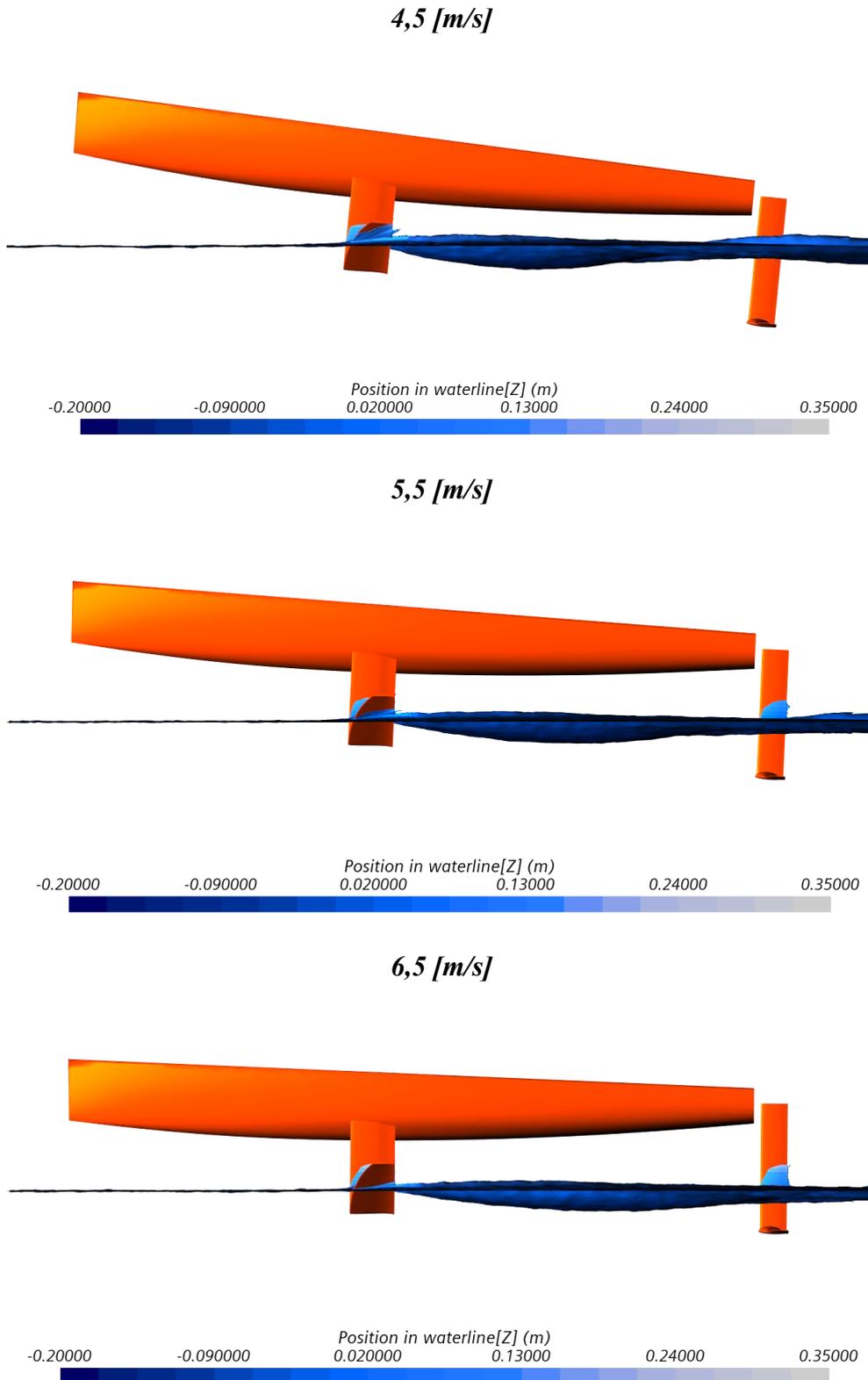


Figura 6.27. Assetto longitudinale: vista laterale della carena per le diverse velocità

Infine, si riportano, per le diverse velocità esaminate, le scene relative al treno di onde che si genera a valle della carena.

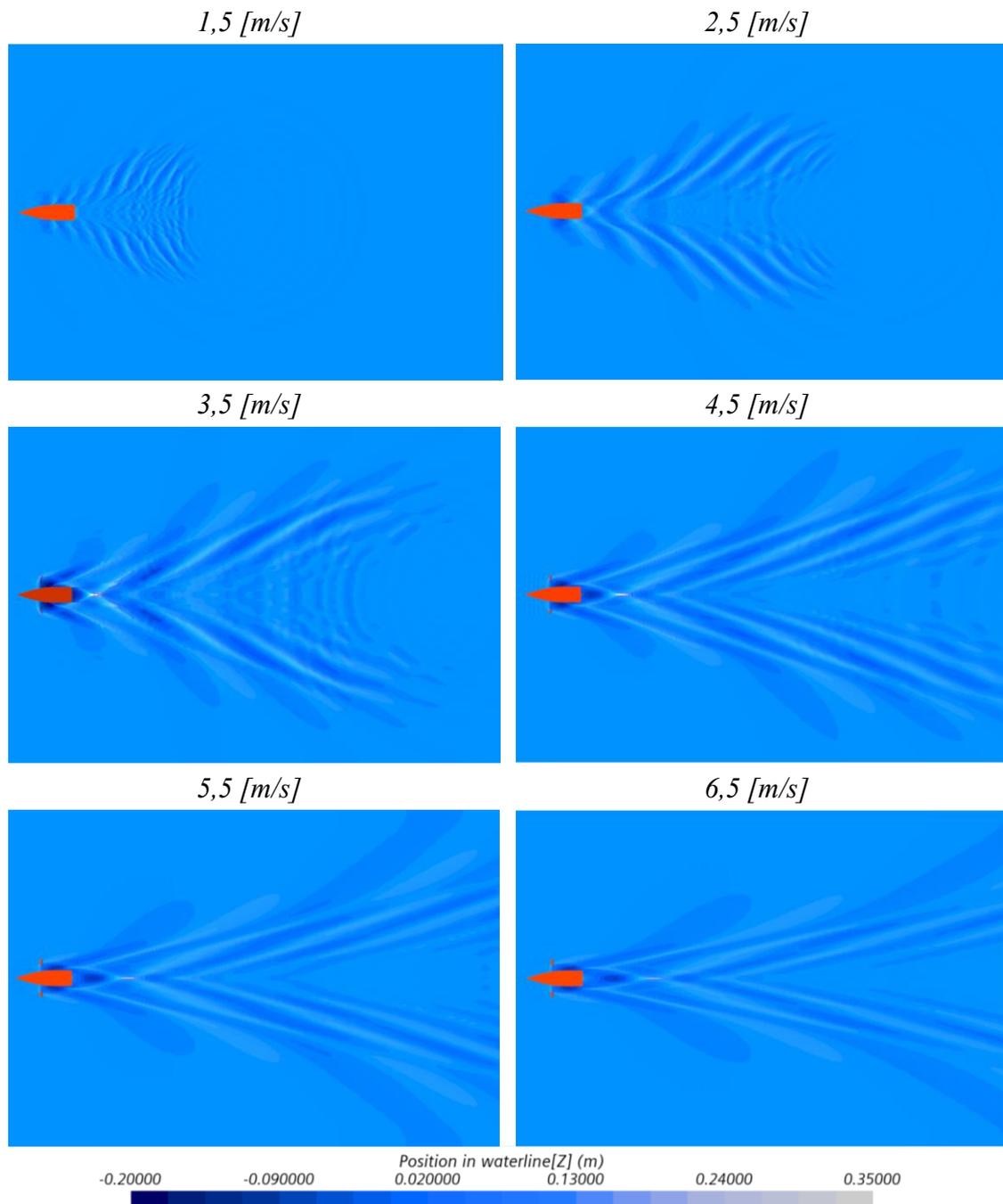


Figura 6.28. Visualizzazioni del pattern di Kelvin per le diverse velocità

Le scene riportate nella figura 6.28 evidenziano la diversa conformazione del sistema ondoso che si genera a valle della carena per le diverse velocità. Inoltre, si riscontra come l'estensione e l'altezza delle onde aumenta al crescere della velocità identificando, pertanto, una maggiore dissipazione di energia.

## 7 Analisi della posizione del baricentro

Lo studio relativo alla caratterizzazione idrodinamica dell'imbarcazione ha evidenziato la complessità del moto di un'imbarcazione "foilante" in quanto, i diversi parametri che ne dettano l'attitudine alla navigazione, assumono diversa importanza a seconda delle velocità di avanzamento. In particolare, la forte interrelazione tra le forze agenti su ciascun componente della carena e l'assetto longitudinale assunto da quest'ultima, ha messo in luce come una data posizione del baricentro, sebbene alle alte velocità consenta il raggiungimento di un assetto orizzontale caratterizzato da minore resistenza, per basse velocità, invece, può dare origine ad un repentino incremento della resistenza. Nel dettaglio, le proprietà di massa quali la posizione del baricentro e i momenti di inerzia, uniti alla generazione della portanza, dettano il raggiungimento di un determinato assetto longitudinale. Quest'ultimo a sua volta si ripercuote sulla generazione di resistenza. Da queste considerazioni è nata la necessità di approfondire lo studio, esaminando l'influenza della posizione del baricentro sull'assetto longitudinale della carena e le relative forze fluidodinamiche che lo caratterizzano. L'indagine è stata condotta mediante il confronto dei risultati ottenuti adottando due configurazioni del baricentro ricavate imponendo un diverso posizionamento dei velisti a bordo (vedasi capitolo 4). L'obiettivo di tale studio consiste, pertanto, nel determinare quale delle due configurazioni del baricentro consente di ottenere una minore resistenza dell'imbarcazione. Le variazioni di assetto risultano maggiormente evidenti per i regimi di moto nei quali lo scafo vola sopra la superficie libera. Per tale ragione lo studio è stato affrontato adottando il medesimo intervallo di velocità analizzato per la caratterizzazione fluidodinamica della carena escludendo la velocità di 1.5 [m/s] poiché inferiore alla velocità di minima sustentazione dei *j-foil*.

### 7.1 Analisi dei risultati

L'analisi comparativa dei risultati viene condotta valutando, per le due configurazioni del baricentro, gli andamenti temporali delle principali grandezze fisiche quali portanza, resistenza e assetto longitudinale. Successivamente, il confronto dei risultati ottenuti per le diverse velocità, consente di identificare quali tra queste risulta maggiormente influenzata dalla posizione dei velisti a bordo, ossia dalla posizione del baricentro.

### 7.1.1 La resistenza

Per determinare l'effetto di una variazione della posizione del baricentro sulla resistenza complessiva generata dalla carena occorre esaminare singolarmente il contributo apportato da ciascun componente dell'imbarcazione. Per tale ragione l'indagine viene condotta inizialmente esaminando, per le due posizioni del baricentro, la resistenza generata dal timone al variare della velocità, vale a dire del numero di Froude.

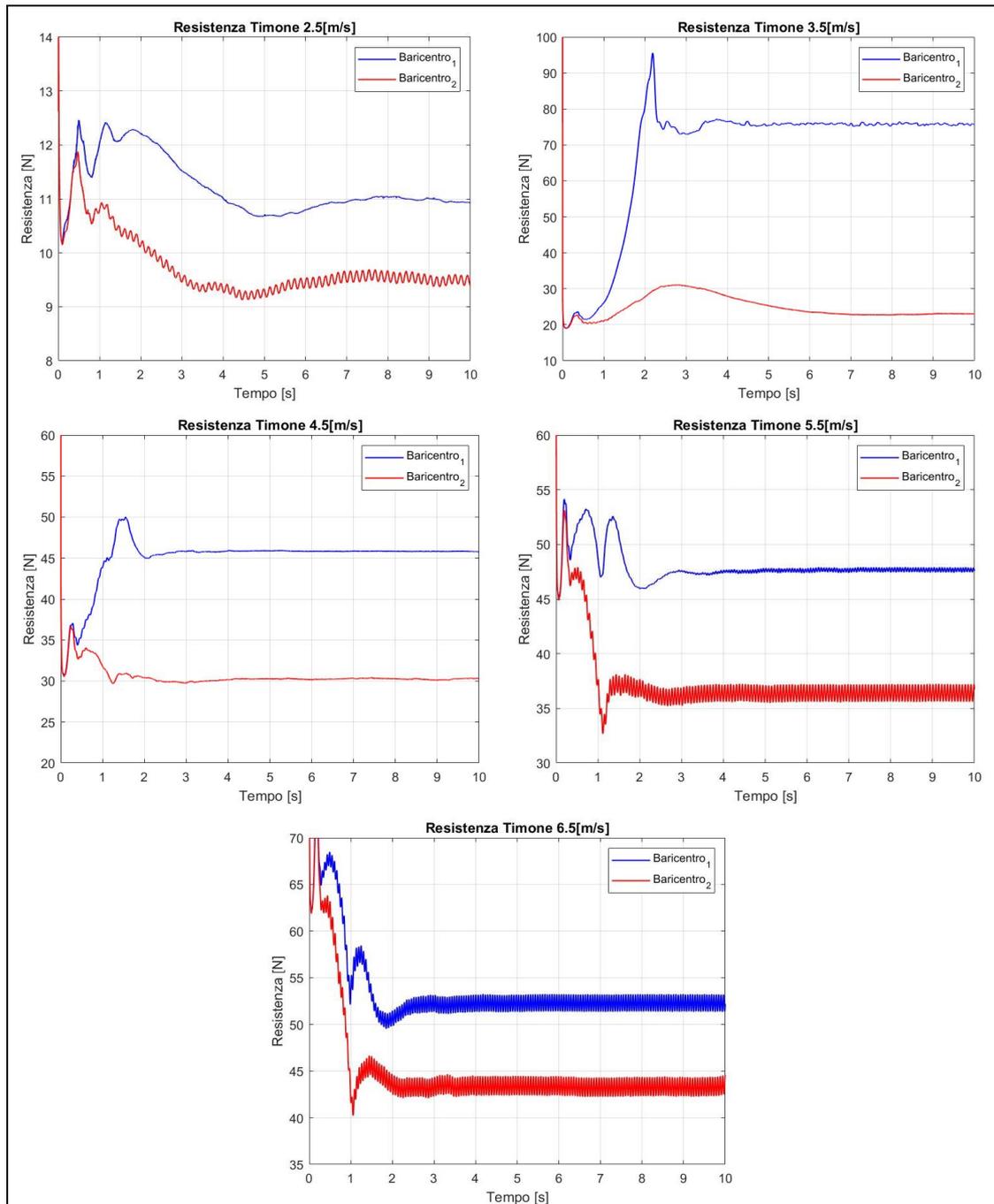


Figura 7.1. Resistenza generata dal timone

Si precisa che le posizioni del baricentro, identificate nei grafici mediante la nomenclatura  $Baricentro_1$  e  $Baricentro_2$ , si riferiscono alle due configurazioni del baricentro denominate rispettivamente poppiera e prodiera (vedasi capitolo 4).

I risultati di cui sopra, mettono in luce come, per tutte le velocità prese in esame, la resistenza agente sul timone risulta fortemente influenzata dalla posizione del baricentro. Al fine di identificare gli effetti associati a una variazione del baricentro si riporta di seguito l'andamento della resistenza generata dal timone al variare del numero di Froude.

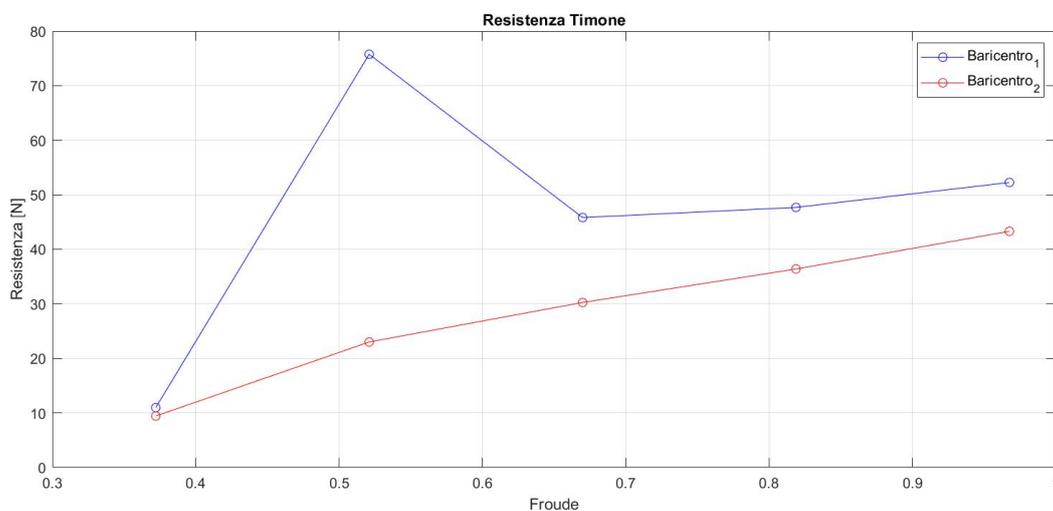


Figura 7.2. Studio del baricentro: resistenza timone al variare del numero di Froude

Velocità [m/s]	Froude	Baricentro1	Baricentro 2	Variazione %
		Resistenza timone [N]	Resistenza timone [N]	
2,5	0,37	10,93	9,49	-13,17
3,5	0,52	75,75	23,07	-69,54
4,5	0,67	45,79	30,33	-33,76
5,5	0,82	47,57	36,73	-22,78
6,5	0,97	52,20	44,59	-14,57

Tabella 7.1. Studio del baricentro: resistenza timone

Come si riscontra dalla figura 7.2, per tutte le velocità oggetto di indagine, per la configurazione prodiera ( $Baricentro_2$ ), la resistenza generata dal timone assume valori inferiori rispetto a quelli che relativi alla configurazione poppiera.

Inoltre, i valori esposti nella tabella 7.1 mettono in luce come la posizione del baricentro, sebbene provochi una riduzione di resistenza per tutte le velocità, influisce in misura minore per le velocità di 2.5 [m/s] e 6.5 [m/s]. Tuttavia, per confrontare i risultati ottenuti adottando le due posizioni del baricentro, risulta necessario definire un parametro di confronto. Questo è rappresentato dalla variazione percentuale calcolata prendendo come riferimento i valori relativi alla configurazione poppiera. In questo modo si riscontra come per le velocità di 2.5 [m/s] e 6.5 [m/s] la diversa posizione del baricentro causa una riduzione della resistenza generata dal timone prossima al 14%. Per le velocità intermedie tale riduzione assume valori dell'ordine del 30%, mentre per quanto riguarda la velocità di 3.5 [m/s], la configurazione prodiera manifesta maggiormente i suoi benefici provocando una riduzione di resistenza prossima al 70%. Tale discrepanza è da ascrivere al diverso angolo di assetto longitudinale assunto dalla carena per le due posizioni del baricentro. In particolare, adottando la configurazione prodiera si presenta una forte diminuzione dell'angolo di trim per cui anche l'angolo di incidenza del timone risulta ridotto rispetto alla configurazione poppiera. A tale scopo si ricorda quanto descritto nel precedente capitolo in merito al fenomeno della separazione della corrente che si instaura lungo le superfici dorsali del timone alla velocità di 3.5 [m/s]. Pertanto, appare evidente come la riduzione dell'angolo di assetto longitudinale scaturita dalla diversa posizione del baricentro, comporti una riduzione dell'angolo di incidenza del timone, generando di conseguenza la diminuzione della resistenza da questo generata. A tale scopo si riporta l'andamento della resistenza di pressione agente sul timone:

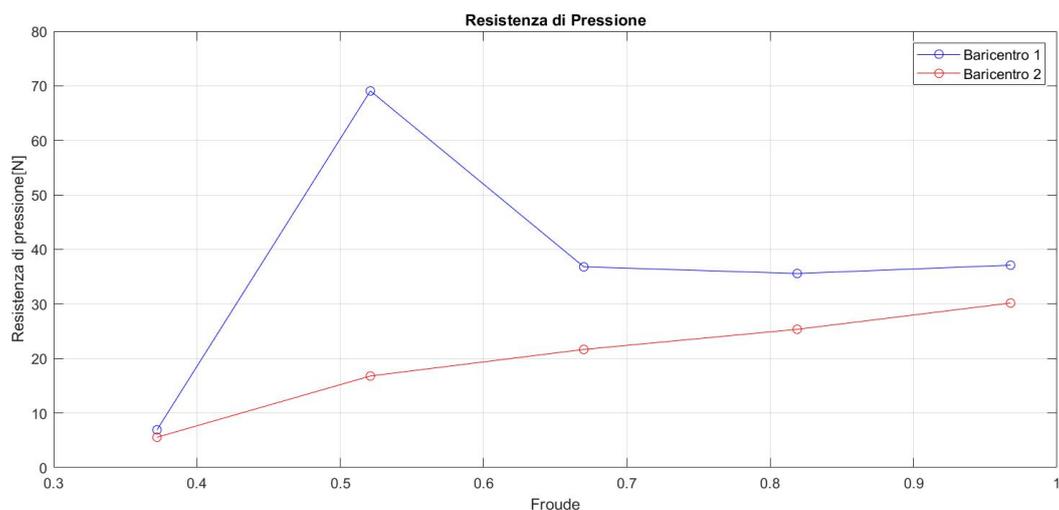


Figura 7.3. Studio del baricentro: resistenza di pressione generata dal timone

Come si evince dalla figura 7.3, la resistenza di pressione presenta il medesimo andamento della resistenza totale. Da questo si deduce come la posizione del baricentro influenzi maggiormente la componente della resistenza di pressione.

Velocità [m/s]	Froude	Baricentro1	Baricentro 2	Variazione %
		Resistenza di pressione [N]	Resistenza di pressione [N]	
2,5	0,37	6,92	5,56	-19,65
3,5	0,52	69,06	16,79	-75,69
4,5	0,67	36,81	21,66	-41,16
5,5	0,82	35,58	25,35	-28,75
6,5	0,97	37,11	30,17	-18,70

Tabella 7.2. Studio del baricentro: resistenza di pressione generata dal timone

Dal confronto dei risultati riportati nella tabella 7.2, emerge inoltre che adottando la configurazione prodiera (*Baricentro<sub>2</sub>*), la resistenza di pressione presenta una diminuzione consistente per tutte le velocità con particolare riguardo alla velocità di 3.5 [m/s] in corrispondenza della quale tale riduzione assume valori del 75%. Il motivo di tale diminuzione è da ricondurre all'assenza della separazione della corrente che, invece, si riscontra adottando la configurazione poppiera (*Baricentro<sub>1</sub>*).

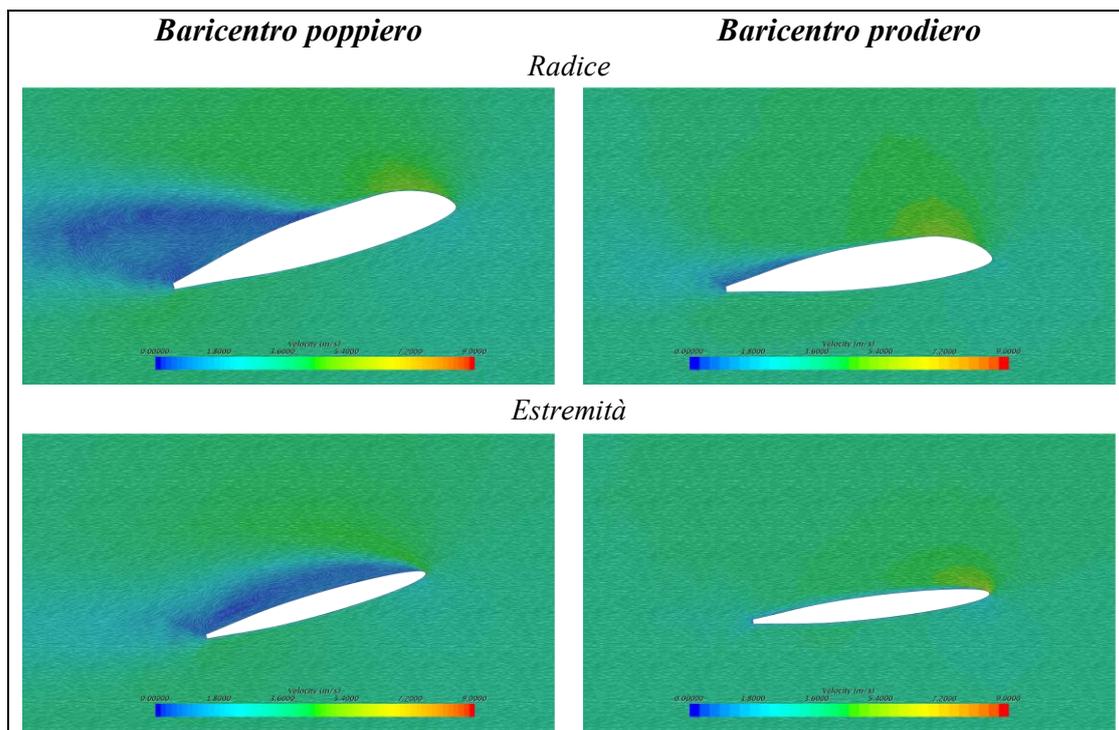


Figura 7.4. Campi di velocità lungo le sezioni longitudinali del timone

Tali conclusioni sono confermate dalle scene illustrate in figura 7.4 riportanti il campo di velocità lungo le sezioni del timone precedentemente esaminate. In particolare, si evince come per la posizione del baricentro prodiera ( $Baricentro_2$ ) l'angolo di incidenza assunto dal timone risulta molto inferiore rispetto a quello che caratterizza la configurazione poppiera ( $Baricentro_1$ ). Questa differenza comporta la diversa conformazione del campo di moto in prossimità delle superfici del timone.

Per quanto concerne la componente di attrito, di seguito sono illustrati gli andamenti ottenuti per le due posizioni del baricentro prese in esame.

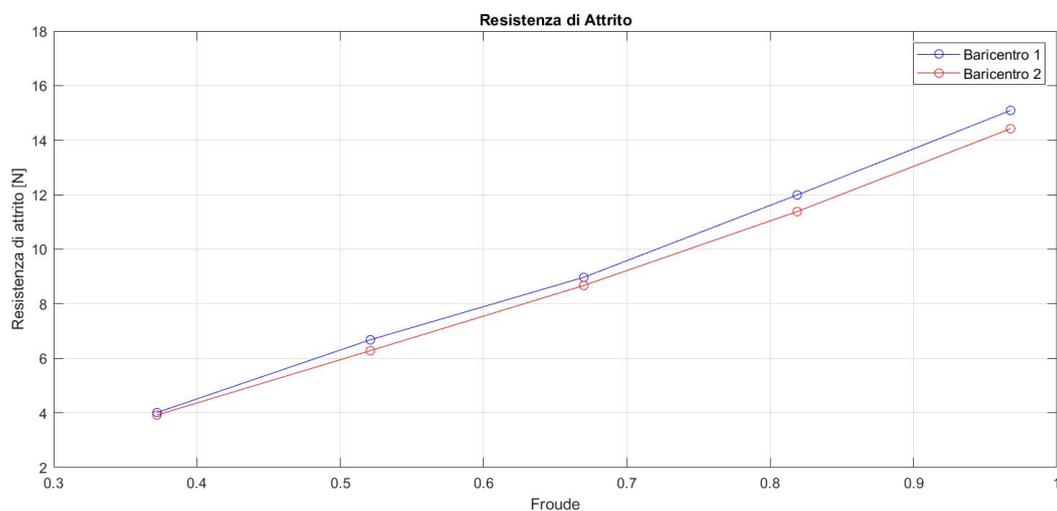


Figura 7.5. Studio del baricentro: resistenza di attrito generata dal timone

Tali risultati confermano pertanto che la posizione del baricentro influenza maggiormente la componente di pressione. Si osserva, infatti, come la componente di attrito presenta una riduzione massima del 6% a differenza di quanto determinato per la componente di pressione per la quale tale riduzione raggiunge valori prossimi al 75%.

Velocità [m/s]	Froude	Baricentro1	Baricentro 2	Variazione %
		Resistenza di attrito [N]	Resistenza di attrito [N]	
2,5	0,37	4,01	3,92	-2,24
3,5	0,52	6,68	6,28	-5,99
4,5	0,67	8,97	8,67	-3,34
5,5	0,82	11,99	11,38	-5,09
6,5	0,97	15,09	14,42	-4,44

Tabella 7.3. Studio del baricentro: resistenza di attrito generata dal timone

Lo studio inerente alla caratterizzazione fluidodinamica della carena ha messo in luce come l'*hydrofoil*, per via della maggiore superficie immersa, generi il contributo di resistenza predominante. Si è riscontrato di fatto come in condizioni di volo della carena circa il 75% della resistenza totale sia da ascrivere al contributo apportato dal *foil*. Per tale ragione, si procede l'indagine esaminando i risultati relativi alla resistenza generata dall'*hydrofoil* per le diverse configurazioni del baricentro prima citate.

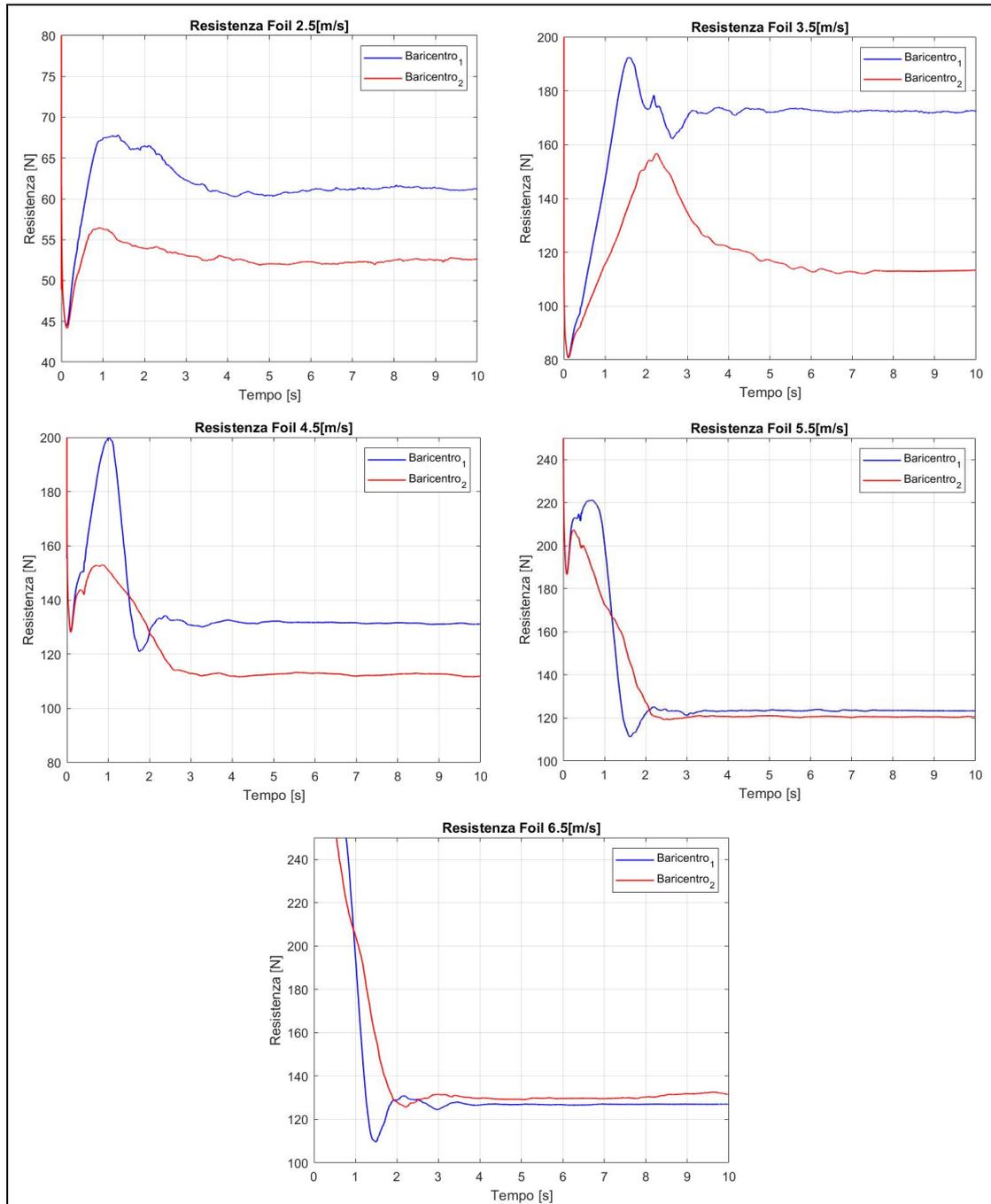


Figura 7.6. Studio del baricentro: la resistenza generata dall'*hydrofoil*

I risultati illustrati nella figura 7.6 mettono in luce come, a seconda della velocità di avanzamento della carena, la posizione del baricentro produce effetti differenti sulla resistenza generata dall'*hydrofoil*. In particolare, si riscontra come:

- Per la velocità di 5.5 [m/s] la resistenza dell'*hydrofoil* assume un valore simile per entrambe le posizioni del baricentro:
- Per la velocità massima, l'adozione della configurazione prodiera dà origine a un incremento di resistenza.

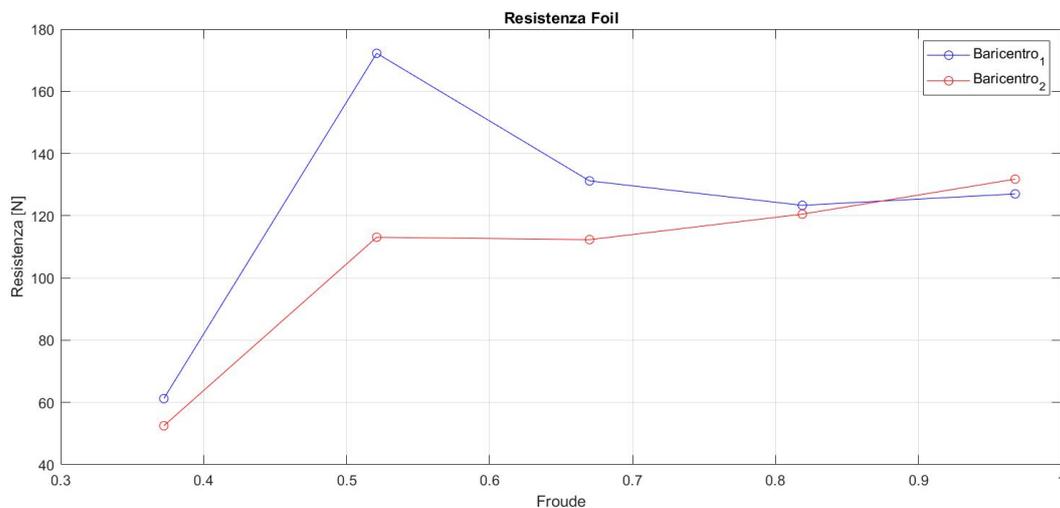


Figura 7.7. Studio del baricentro: resistenza dell'*hydrofoil* al variare del numero di Froude

Velocità [m/s]	Froude	Baricentro 1	Baricentro 2	Variazione %
		Resistenza foil [N]	Resistenza foil [N]	
2,5	0,37	61,23	52,48	-14,29
3,5	0,52	172,24	113,09	-33,34
4,5	0,67	131,22	112,32	-14,40
5,5	0,82	123,35	120,52	-2,29
6,5	0,97	127,03	131,77	3,73

Tabella 7.4. Studio del baricentro: la resistenza generata dall'*hydrofoil*

L'analisi dei risultati esposti nella tabella 7.4 identifica nella velocità di 3.5 [m/s] l'andatura in corrispondenza della quale l'adozione di un baricentro prodiero produce la massima riduzione di resistenza, pari al 33%. Per la velocità di 5.5 [m/s], invece, tale percentuale diminuisce sino ad un valore del 2%, pertanto trascurabile.

Al fine di identificare la natura di tali diminuzioni, si procede lo studio valutando la resistenza di pressione generata dall'*hydrofoil*.

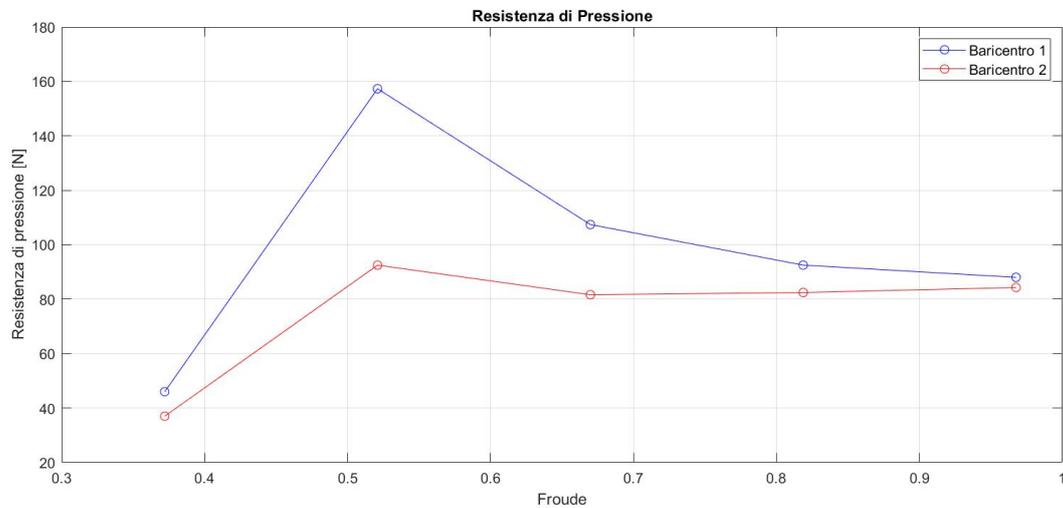


Figura 7.8. Studio del baricentro: la resistenza di pressione generata dall'*hydrofoil*

Velocità [m/s]	Froude	Baricentro1	Baricentro 2	Variazione %
		Resistenza di pressione[N]	Resistenza di pressione [N]	
2,5	0,37	45,99	37,01	-19,53
3,5	0,52	157,31	92,5	-41,20
4,5	0,67	107,41	81,63	-24,00
5,5	0,82	92,51	82,45	-10,87
6,5	0,97	88,02	84,28	-4,25

Tabella 7.5. Studio del baricentro: la resistenza di pressione generata dall'*hydrofoil*

Coerentemente a quanto riscontrato in merito all'analisi del timone, la resistenza di pressione generata dall'*hydrofoil* presenta una diminuzione massima, pari al 41%, in corrispondenza della velocità di 3.5 [m/s].

Tale decremento è da ricondurre, anche in questo caso, alla riduzione dell'angolo di incidenza che si instaura per via del diverso assetto longitudinale assunto dalla carena. Si osserva, infatti, come per la velocità di 2.5 [m/s], inferiore alla velocità di minima sustentazione dell'*hydrofoil*, la resistenza di pressione da esso generata presenta una diminuzione pari al 20%.

Per quanto concerne la velocità massima, invece, tale riduzione presenta il minimo valore pari al 4.25%. Queste considerazioni evidenziando dunque come la posizione del baricentro influenzi maggiormente la resistenza di pressione solo alle medie andature.

I risultati illustrati nella figura 7.9 mettono in luce come, contrariamente a quanto determinato per la componente di pressione, la configurazione prodiera (*Baricentro<sub>2</sub>*) genera, per l'intero range di velocità, una maggiore resistenza di attrito.

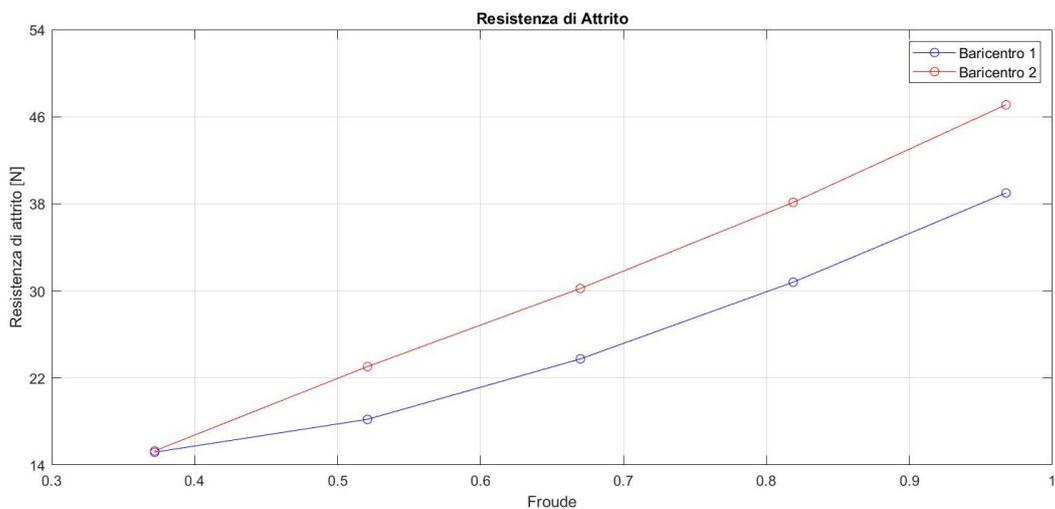


Figura 7.9. Studio del baricentro: la resistenza di attrito generata dall'hydrofoil

Velocità [m/s]	Froude	Baricentro1	Baricentro 2	Variazione %
		Resistenza di attrito[N]	Resistenza di attrito [N]	
<b>2,5</b>	0,37	15,18	15,3	0,79
<b>3,5</b>	0,52	18,23	23,05	26,44
<b>4,5</b>	0,67	23,75	30,22	27,24
<b>5,5</b>	0,82	30,80	38,13	23,80
<b>6,5</b>	0,97	39,00	47,10	20,77

Tabella 7.6. Studio del baricentro: la resistenza di pressione generata dall'hydrofoil

Sebbene la configurazione prodiera (*Baricentro<sub>2</sub>*) conduca ad un incremento del 27% della resistenza di attrito, la riduzione riscontrata per la componente di pressione assume maggiore rilievo nel computo della resistenza complessiva. Tale aspetto si riscontra in modo esauriente nella figura 7.10 nel quale si riportano gli andamenti della resistenza complessiva al variare del numero di Froude.

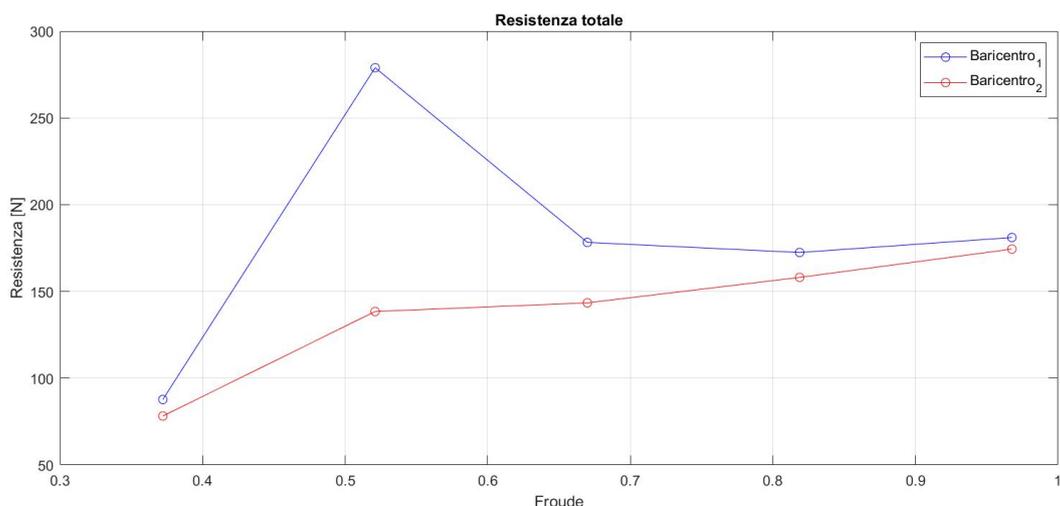


Figura 7.10. Studio del baricentro: la resistenza totale al variare del numero di Froude

Velocità [m/s]	Froude	Baricentro1	Baricentro 2	Variazione %
		Resistenza totale [N]	Resistenza totale [N]	
2,5	0,37	87,76	78,23	-10,85
3,5	0,52	278,93	138,45	-50,36
4,5	0,67	178,27	143,42	-19,54
5,5	0,82	172,45	158,09	-8,32
6,5	0,97	181,07	174,41	-3,67

Tabella 7.7. Studio del baricentro: la resistenza complessiva

I risultati presenti nella tabella 7.7 conducono alle medesime conclusioni descritte per le singole appendici. In particolare, si riscontra che:

- Per la velocità di 6.5 [m/s] la diversa posizione del baricentro conduce ad una riduzione di resistenza inferiore al 4%;
- La diminuzione di resistenza associata ad una diversa posizione del baricentro raggiunge il massimo valore, pari al 50%, in corrispondenza della velocità di 3.5 [m/s].

In ultima analisi, la comparazione dei risultati esposti nella tabella 7.8 consente di verificare l'influenza della posizione del baricentro sulla ripartizione della resistenza per ciascun componente dell'imbarcazione. Nel dettaglio, si identifica nella velocità di 3.5 [m/s] l'andatura in corrispondenza della quale tale ripartizione presenta le maggiori differenze.

Velocità [m/s]	Baricentro 1			Baricentro 2		
	Foil [%]	Timone [%]	Scafo [%]	Foil [%]	Timone [%]	Scafo [%]
2,5	70,00	12,51	17,50	67,01	12,16	20,83
3,5	61,76	27,11	11,13	83,00	16,57	0,42
4,5	73,61	25,70	0,70	78,20	21,20	0,60
5,5	71,55	27,60	0,85	76,06	23,17	0,77
6,5	70,16	28,83	1,01	73,95	25,10	0,95

Tabella 7.8. Studio del baricentro: la ripartizione della resistenza complessiva

Si riscontra, infatti, che:

- L'*hydrofoil* apporta un contributo massimo pari al 73% nella configurazione poppiera (*Baricentro<sub>1</sub>*), mentre spostando il baricentro verso la prora tale percentuale aumenta sino all'83%;
- Il contributo di resistenza generato dal timone risulta influenzato in misura minore dalla posizione del baricentro.

Particolare attenzione va rivolta al contributo di resistenza generata dallo scafo. Si osserva infatti come a seconda della velocità considerata, la variazione della posizione del baricentro produce effetti differenti:

- Adottando la configurazione prodiera (*Baricentro<sub>2</sub>*), per la velocità di 2.5 [m/s] il contributo dello scafo presenta un incremento, mentre superata tale velocità lo scafo genera valori di resistenza inferiori all'1% del totale;
- Per la configurazione poppiera, invece, lo scafo genera un contributo prossimo all'11% in corrispondenza della velocità di 3.5 [m/s];

L'analisi comparativa dei risultati sin ora esposti permette di affermare che adottare la configurazione prodiera del baricentro, ossia un posizionamento dei velisti lungo la sezione di mezzeria della carena, consente di ridurre la resistenza dell'imbarcazione per tutte le andature esaminate. Tuttavia è opportuno precisare che le diminuzioni di resistenza più consistenti si verificano per le medie velocità. Inoltre si ricorda che il posizionamento dei velisti a bordo risulta vincolato da molteplici fattori quali ad esempio la necessità di effettuare specifiche manovre.

## 7.1.2 La portanza

Coerentemente a quanto analizzato in merito alla resistenza, lo studio relativo alla portanza è stato effettuato valutando in primo luogo l'influenza della posizione del baricentro sulla componente generata dal timone.

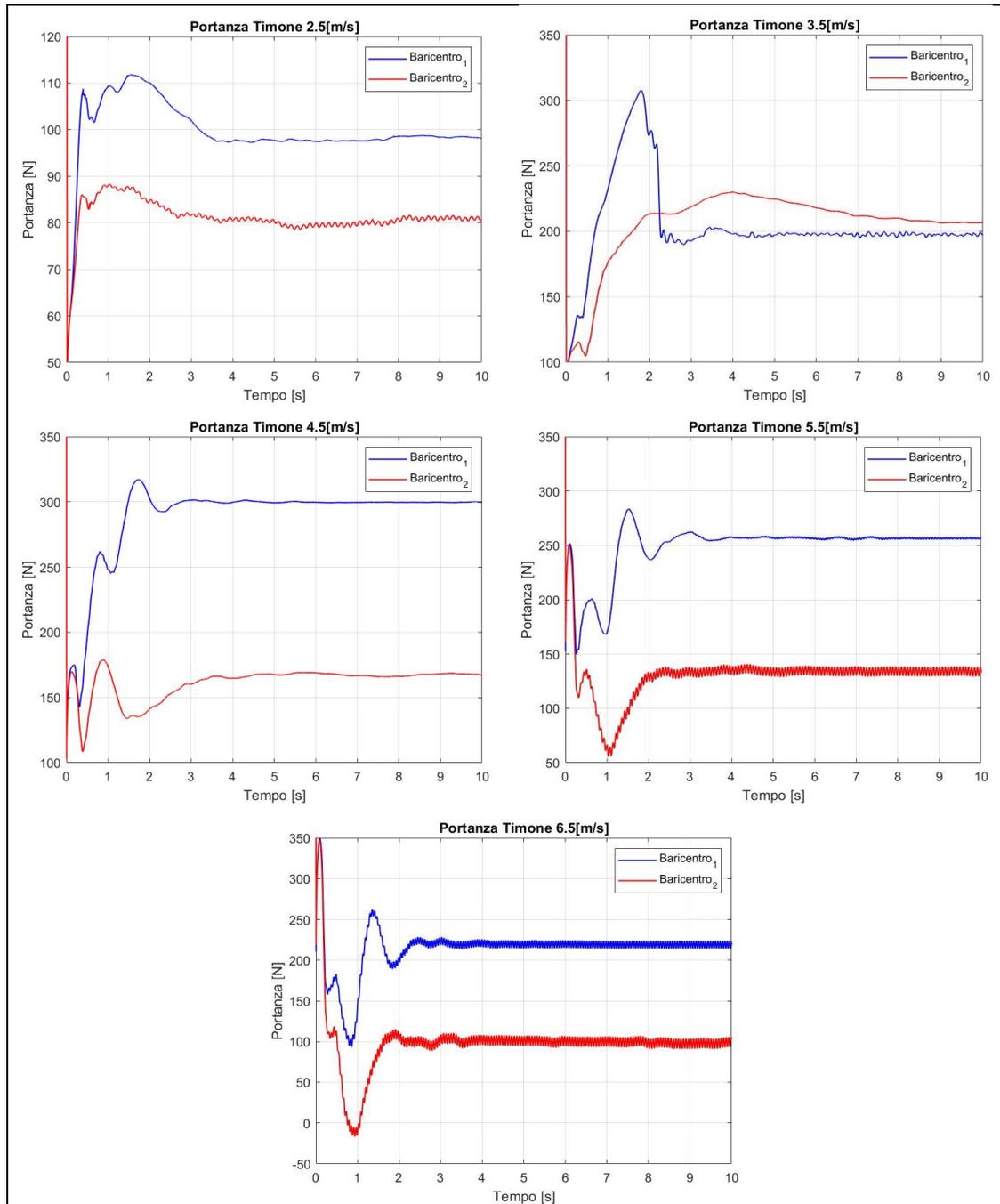


Figura 7.11. Studio del baricentro: la portanza generata dal timone

I risultati illustrati nella figura 7.11 evidenziano come la portanza generata dal timone risulta fortemente influenzata dalla posizione del baricentro soprattutto alle alte velocità. Ciononostante, gli andamenti temporali che caratterizzano la generazione di portanza assumono caratteristiche simili per entrambe le configurazioni del baricentro prese in esame.

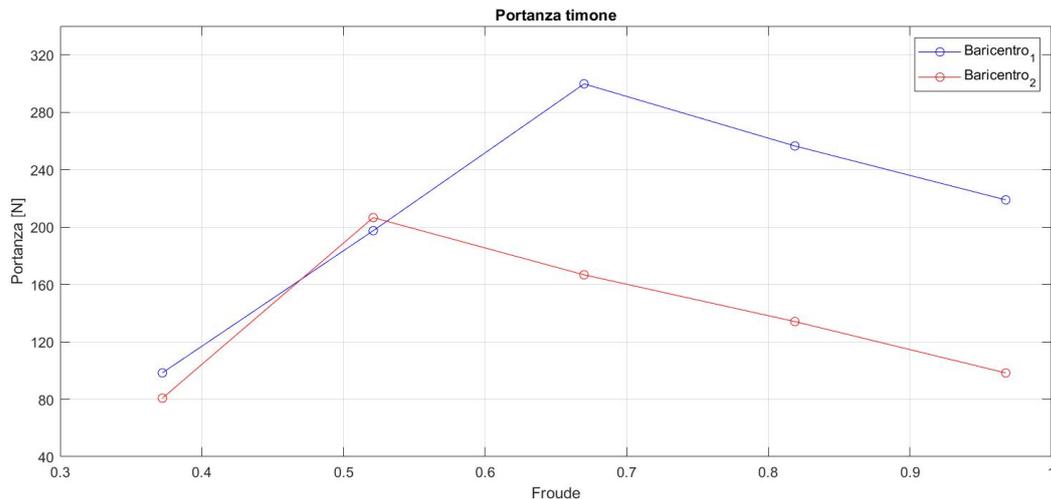


Figura 7.12. Studio del baricentro: la portanza del timone al variare del numero di Froude

Velocità [m/s]	Froude	Baricentro1	Baricentro 2	Variazione %
		Portanza timone [N]	Portanza timone [N]	
2,5	0,37	98,44	80,77	-17,95
3,5	0,52	197,54	206,57	4,57
4,5	0,67	299,74	166,72	-44,38
5,5	0,82	256,48	134,14	-47,70
6,5	0,97	218,93	98,36	-55,07

Tabella 7.9. Studio del baricentro: la portanza del timone

Tali risultati evidenziano come, a partire dalla velocità di 4.5 [m/s], spostando il baricentro nella configurazione prodiera (*Baricentro<sub>2</sub>*) la portanza generata dal timone diminuisce del 44%. Tale riduzione raggiunge il 55% in corrispondenza della velocità di 6.5 [m/s]. Queste diminuzioni sono da imputare alla riduzione dell'angolo di assetto longitudinale che, a sua volta, genera una diminuzione dell'angolo di incidenza delle appendici. Ciononostante, come illustrato nella figura 7.13, la diversa collocazione del baricentro influisce diversamente sulla portanza generata dall'*hydrofoil*.

Dal confronto dei risultati esposti per le due appendici, si riscontra dunque come la posizione del baricentro influenzi maggiormente la portanza generata dal timone.

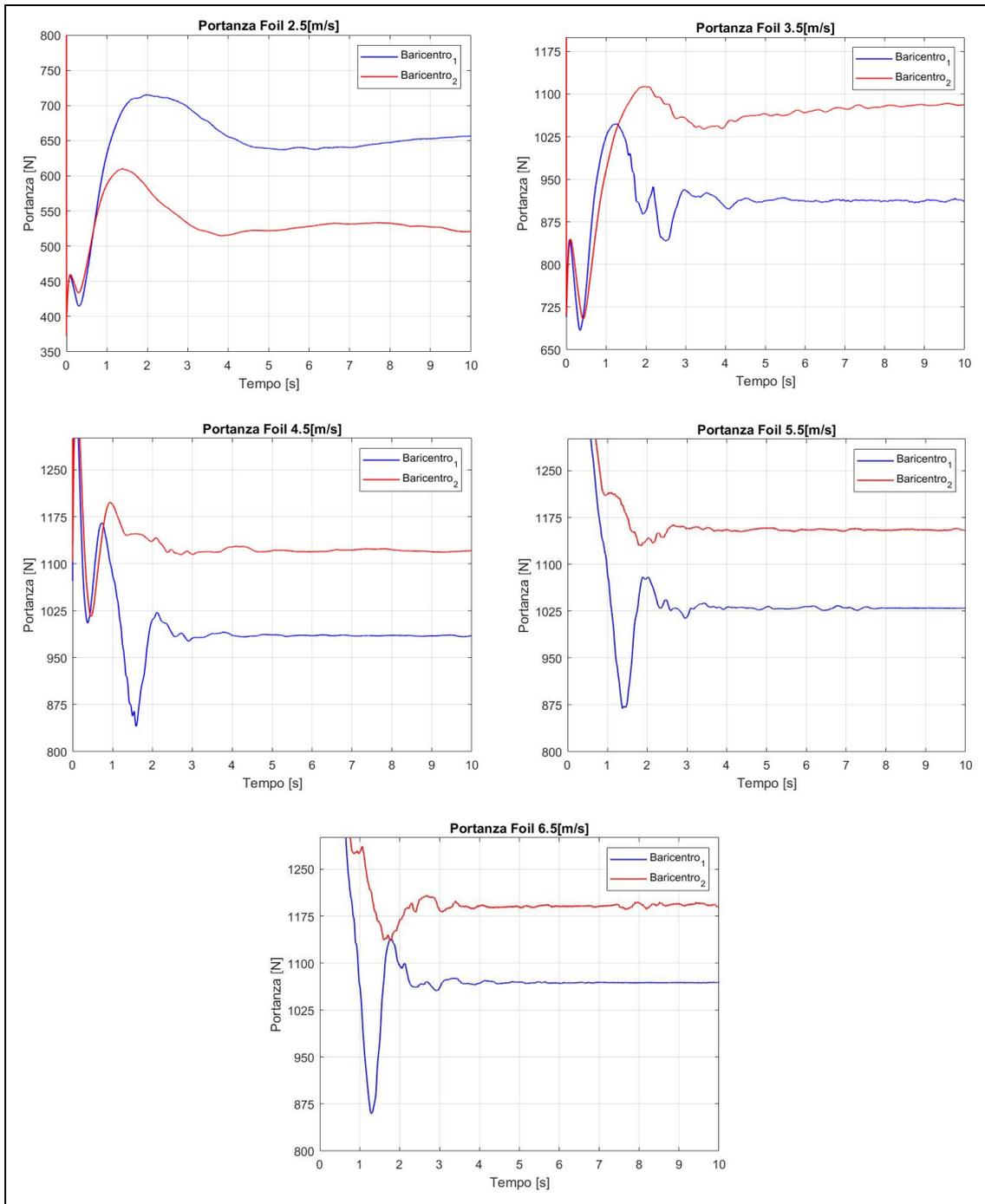


Figura 7.13. Studio del baricentro: la portanza generata dall'hydrofoil

Il diagramma riportato nella figura 7.14, illustra l'andamento della portanza sviluppata dall'hydrofoil al variare del numero di Froude per entrambe le posizioni del baricentro oggetto di esame.

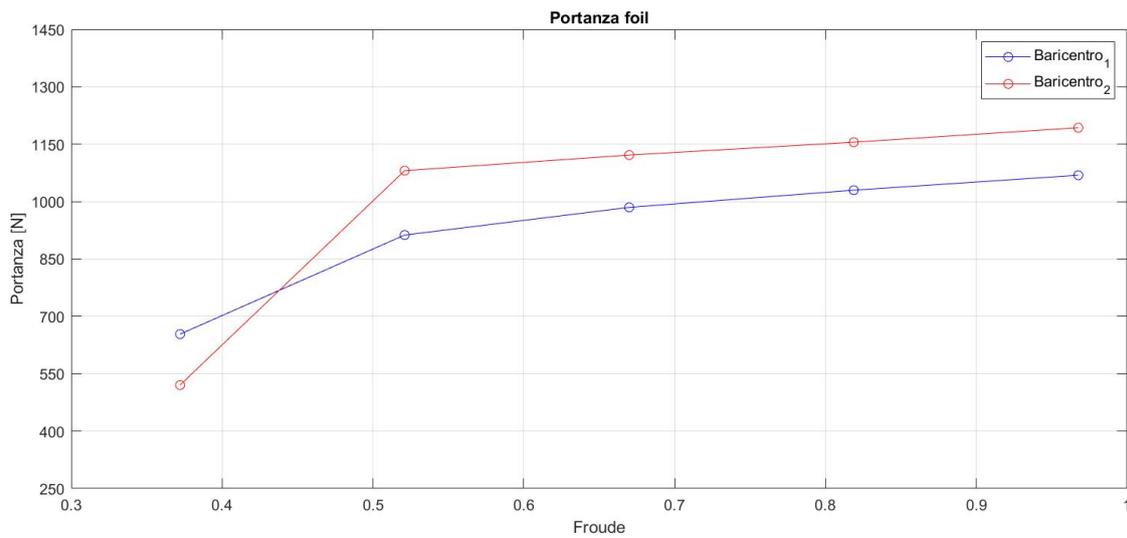


Figura 7.14. Studio del baricentro: la portanza del foil al variare del numero di Froude

Velocità [m/s]	Froude	Baricentro1	Baricentro 2	Variazione %
		Portanza foil [N]	Portanza foil [N]	
<b>2,5</b>	0,37	653,66	520,43	-20,38
<b>3,5</b>	0,52	912,50	1080,76	18,44
<b>4,5</b>	0,67	984,83	1121,63	13,89
<b>5,5</b>	0,82	1029,79	1155,26	12,19
<b>6,5</b>	0,97	1068,87	1193,16	11,63

Tabella 7.10. Studio del baricentro: la portanza dell'hydrofoil

In particolare, adottando la posizione del baricentro nella configurazione prodiera si riscontra come:

- La velocità di 2.5 [m/s] rappresenta l'unica andatura in corrispondenza della quale tale posizione del baricentro conduce a una riduzione di portanza del 20%;
- A partire dalla velocità di 3.5 [m/s], la portanza generata dall'hydrofoil aumenta di una quantità compresa tra l'11% e il 18%.

### 7.1.3 L'efficienza idrodinamica

Conclusa la caratterizzazione idrodinamica delle forze agenti su ciascun elemento della carena, è stato possibile esaminare, per entrambe le posizioni del baricentro prima descritte, l'andamento dell'efficienza idrodinamica dell'imbarcazione al variare del numero di Froude.

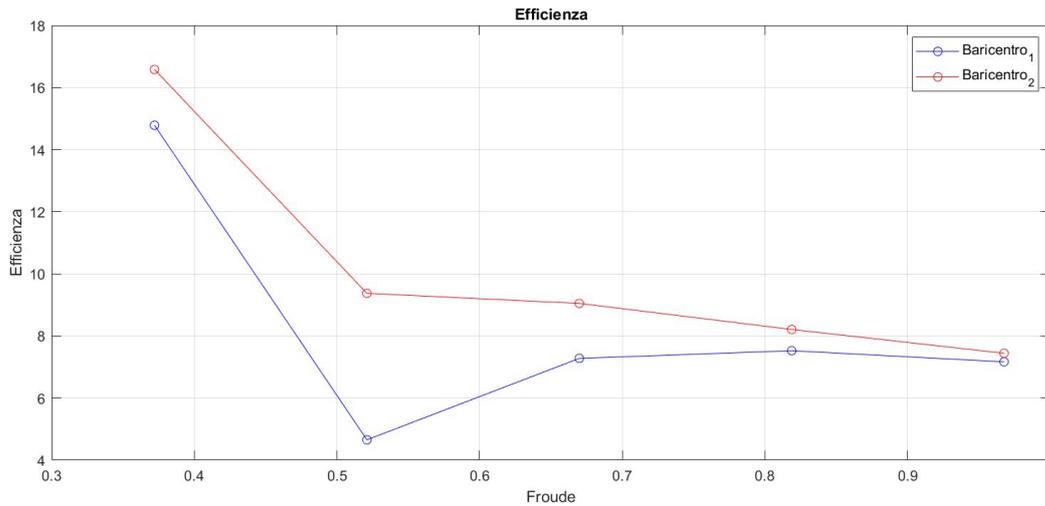


Figura 7.15. Studio del baricentro: l'efficienza idrodinamica

Velocità [m/s]	Froude	Baricentro1	Baricentro 2	Variazione %
		Efficienza	Efficienza	
<b>2,5</b>	0,37	14,78	16,58	12,18
<b>3,5</b>	0,52	4,65	9,37	101,51
<b>4,5</b>	0,67	7,27	9,04	24,35
<b>5,5</b>	0,82	7,52	8,21	9,18
<b>6,5</b>	0,97	7,16	7,44	3,91

Tabella 7.11. Studio del baricentro: l'efficienza idrodinamica

L'efficienza idrodinamica è definita come il rapporto tra la portanza e la resistenza generate dagli elementi immersi della carena. Appare pertanto evidente come valori elevati di efficienza identificano un maggiore rendimento delle superfici portanti. Il confronto dei risultati esposti nella tabella 7.11 mette in luce come adottando la configurazione prodiera è possibile ottenere valori di efficienza ben superiori rispetto a quelli ottenuti con il baricentro poppiero. L'incremento di efficienza raggiunge valori del 101% in corrispondenza della velocità di 3.5 [m/s], mentre per la velocità massima, tale incremento assume valori prossimi al 4%.

### 7.1.4 Determinazione dell'assetto longitudinale

L'analisi dei risultati sin ora ottenuti, ha evidenziato come le due configurazioni del baricentro generino una diversa ripartizione delle forze agenti su ciascun elemento della carena. Ciò a volta comporta, il raggiungimento di un diverso assetto longitudinale. A tale scopo sono riportati in figura 7.16 gli andamenti temporali dell'angolo di trim per le diverse configurazioni prese in esame:

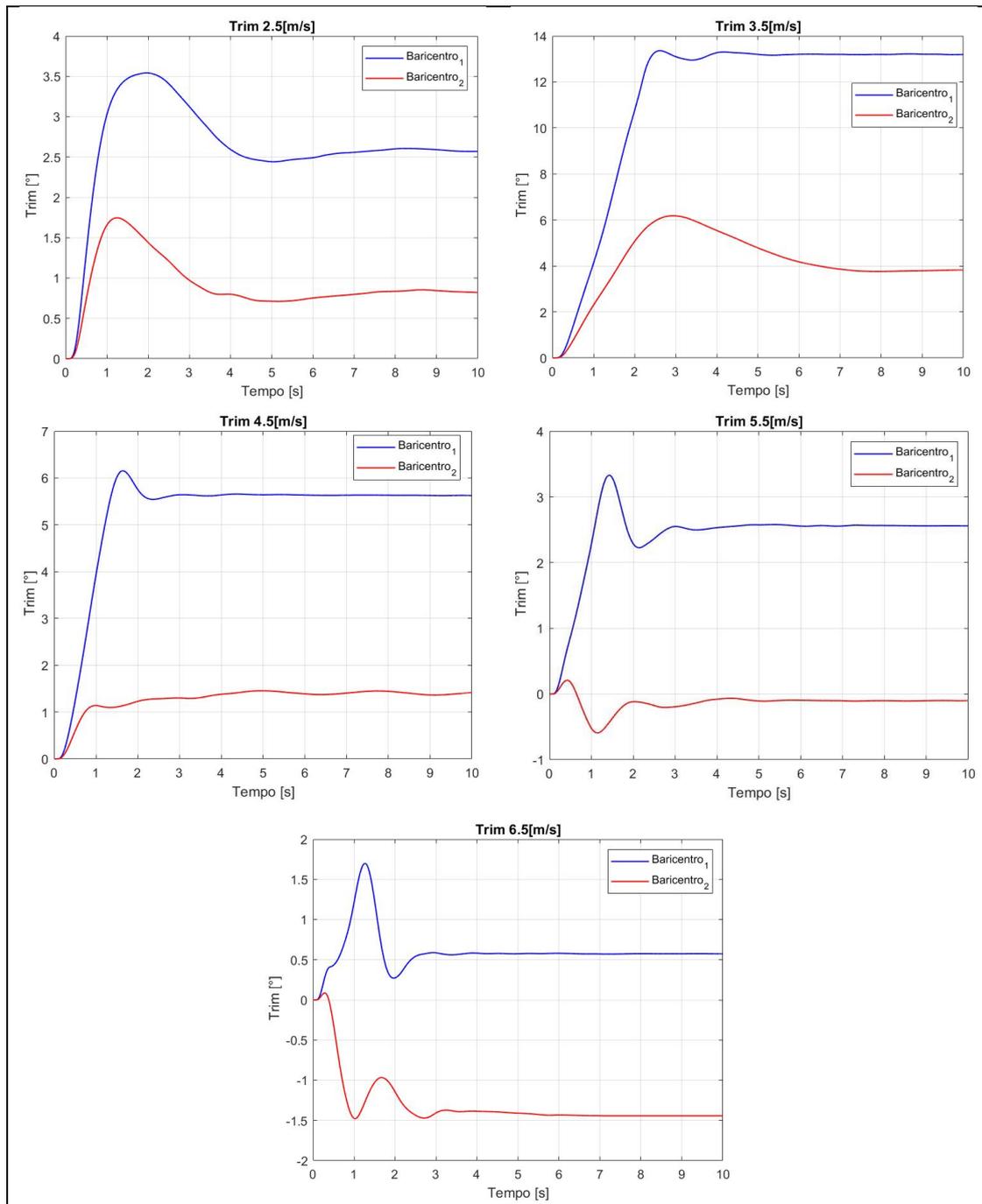


Figura 7.16. Studio del baricentro: l'angolo di trim

Dal confronto dei risultati illustrati nella figura 7.16, si deduce chiaramente come la configurazione prodiera genera, per tutte le velocità oggetto di indagine, una drastica riduzione dell'angolo di assetto longitudinale. Tali conclusioni si riscontrano in modo evidente nella figura 7.17 che riporta il valore dell'angolo di trim al variare del numero di Froude.

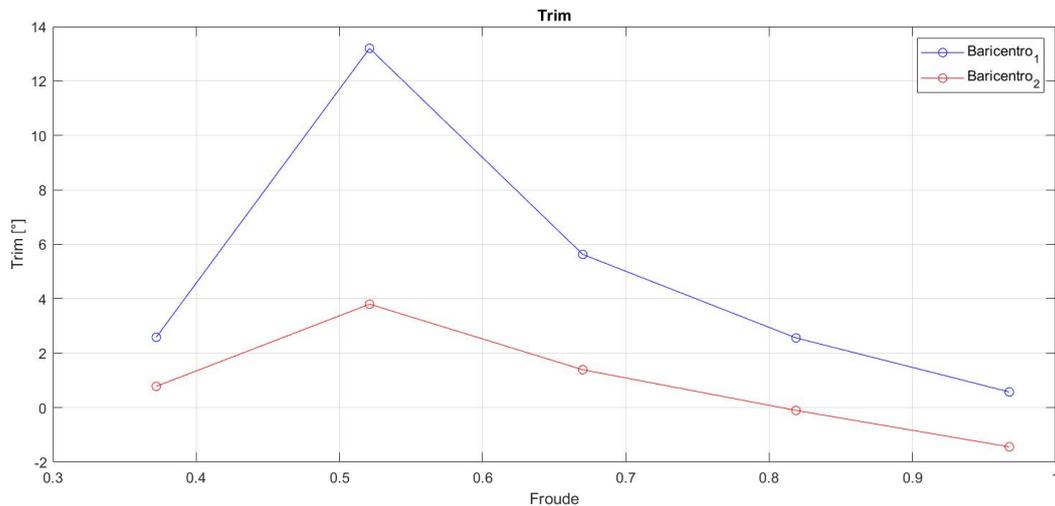


Figura 7.17. Studio del baricentro: l'angolo di trim al variare del numero di Froude

Velocità [m/s]	Froude	Baricentro 1	Baricentro 2	Variazione %
		Trim [°]	Trim [°]	
<b>2,5</b>	0,37	2,58	0,78	-69,77
<b>3,5</b>	0,52	13,20	3,80	-71,21
<b>4,5</b>	0,67	5,63	1,39	-75,31
<b>5,5</b>	0,82	2,56	-0,10	-103,90
<b>6,5</b>	0,97	0,57	-1,44	-352,63

Tabella 7.12. Studio del baricentro: l'angolo di trim

Il confronto dei risultati esposti nella tabella 7.12 mette in rilievo la consistente diminuzione dell'angolo di trim scaturita dal diverso posizionamento del baricentro. Nel dettaglio, sebbene tale riduzione si manifesta per l'intero range di velocità preso in esame, assume il valore massimo in corrispondenza della velocità di 3.5 [m/s]. Risulta opportuno ricordare che la variazione dell'angolo di assetto comporta la diminuzione dell'angolo di incidenza delle appendici, pertanto, bassi valori dell'angolo di trim scongiurano il rischio della separazione della corrente evitando dunque il conseguente incremento della resistenza.

Al fine di completare lo studio relativo all'influenza della posizione del baricentro sull'assetto longitudinale della carena, la figura 7.18 illustra i risultati relativi all'affondamento dell'imbarcazione per le due configurazioni del baricentro oggetto di indagine.

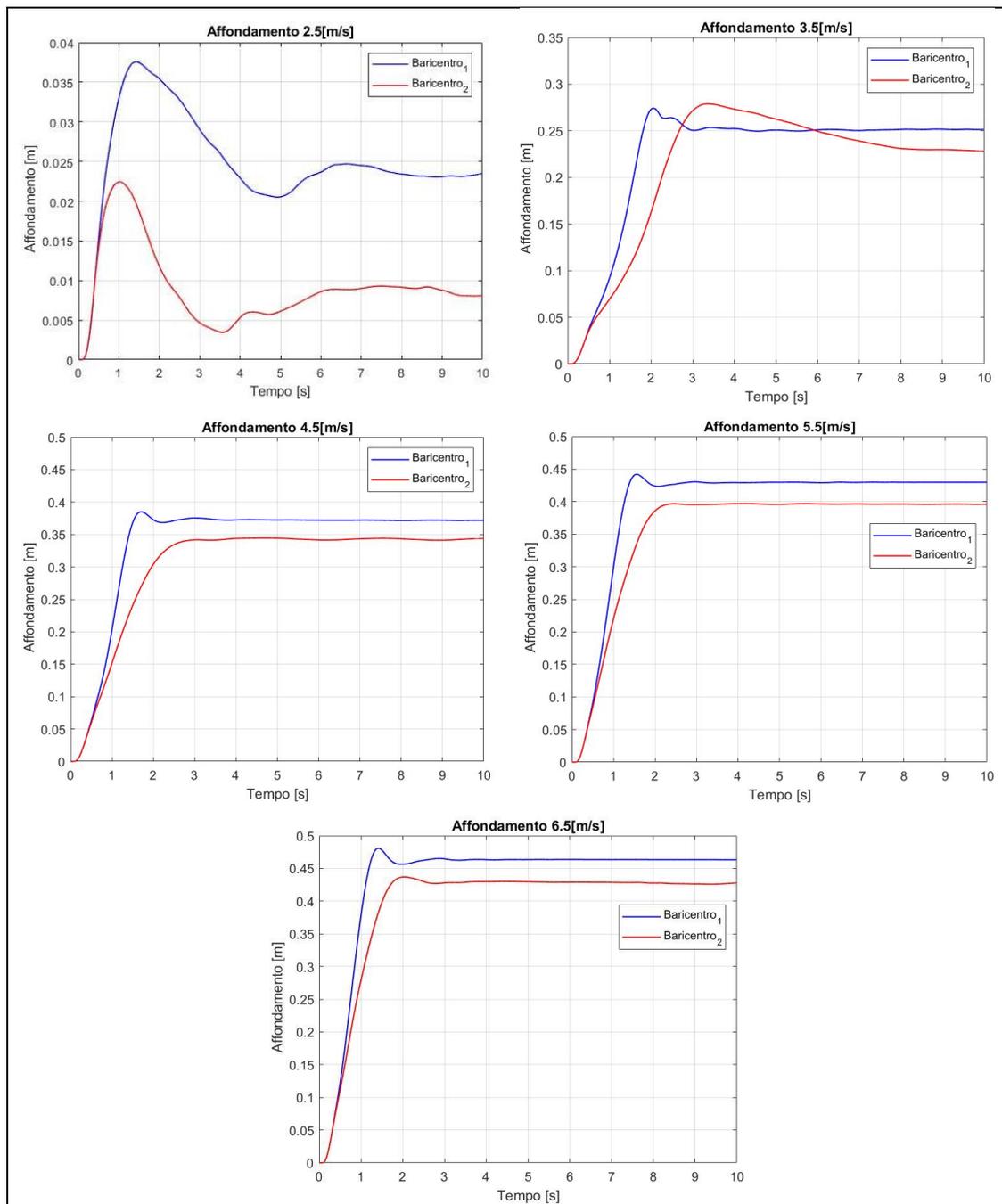


Figura 7.18. Studio del baricentro: affondamento della carena

I risultati di cui sopra mettono in luce come per la configurazione prodiera (*Baricentro<sub>2</sub>*), l'imbarcazione un affondamento inferiore identificando dunque una diminuzione della quota di volo sopra la superficie libera. I risultati esposti nella tabella 7.13 dimostrano come ad eccezione della velocità di 2.5 [m/s], in corrispondenza della quale la configurazione prodiera origina una riduzione dell'affondamento pari al 69%, per le restanti velocità tale riduzione assume valori compresi tra il 7.7 % e l'8.8%.

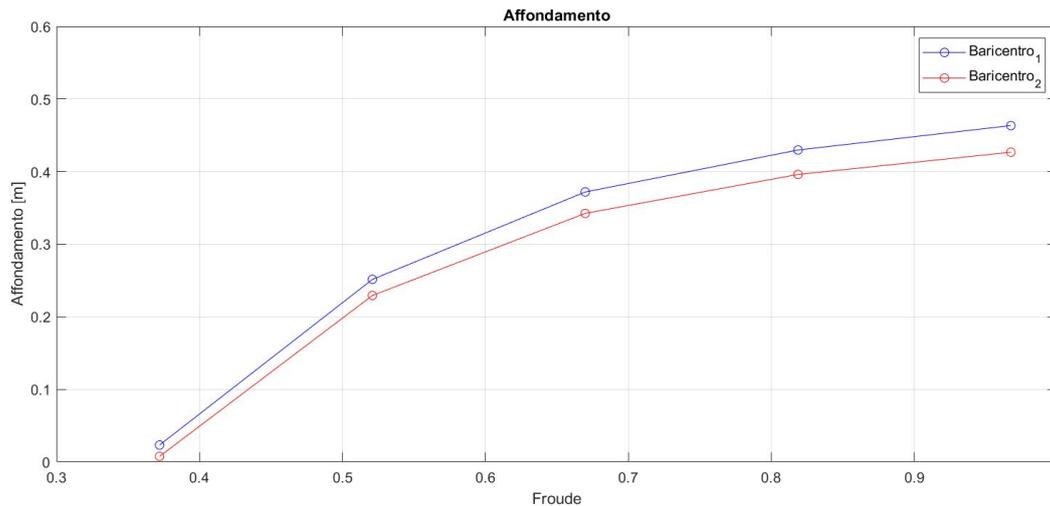


Figura 7.19. Studio del baricentro: affondamento al variare del numero di Froude

Tuttavia è opportuno precisare che, sebbene la riduzione che si presenta alla velocità di 2.5 [m/s] raggiunga valori del 69%, per tale velocità l'imbarcazione opera in un regime di planata senza raggiungere la condizione di volo sopra la superficie libera.

Velocità [m/s]	Froude	Baricentro1	Baricentro 2	Variazione %
		Affondamento [m]	Affondamento [m]	
2,5	0,37	0,023	0,007	-69,56
3,5	0,52	0,251	0,229	-8,76
4,5	0,67	0,371	0,342	-7,81
5,5	0,82	0,429	0,396	-7,69
6,5	0,97	0,463	0,426	-7,99

Tabella 7.13. Studio del baricentro: l'affondamento della carena

Il confronto dei risultati mette in luce come, una volta raggiunta la condizione di volo sopra la superficie libera, identificata dalla velocità di 3.5 [m/s], la variazione della posizione del baricentro genera una riduzione dell'affondamento quasi costante con la velocità.

Nella figura 7.20 sono illustrate le viste laterali della carena per le due configurazioni del baricentro prese in esame. Tali scene riportano, per ciascuna velocità, il vettore della forza risultante (rosso) ed il vettore del momento risultante (blu).

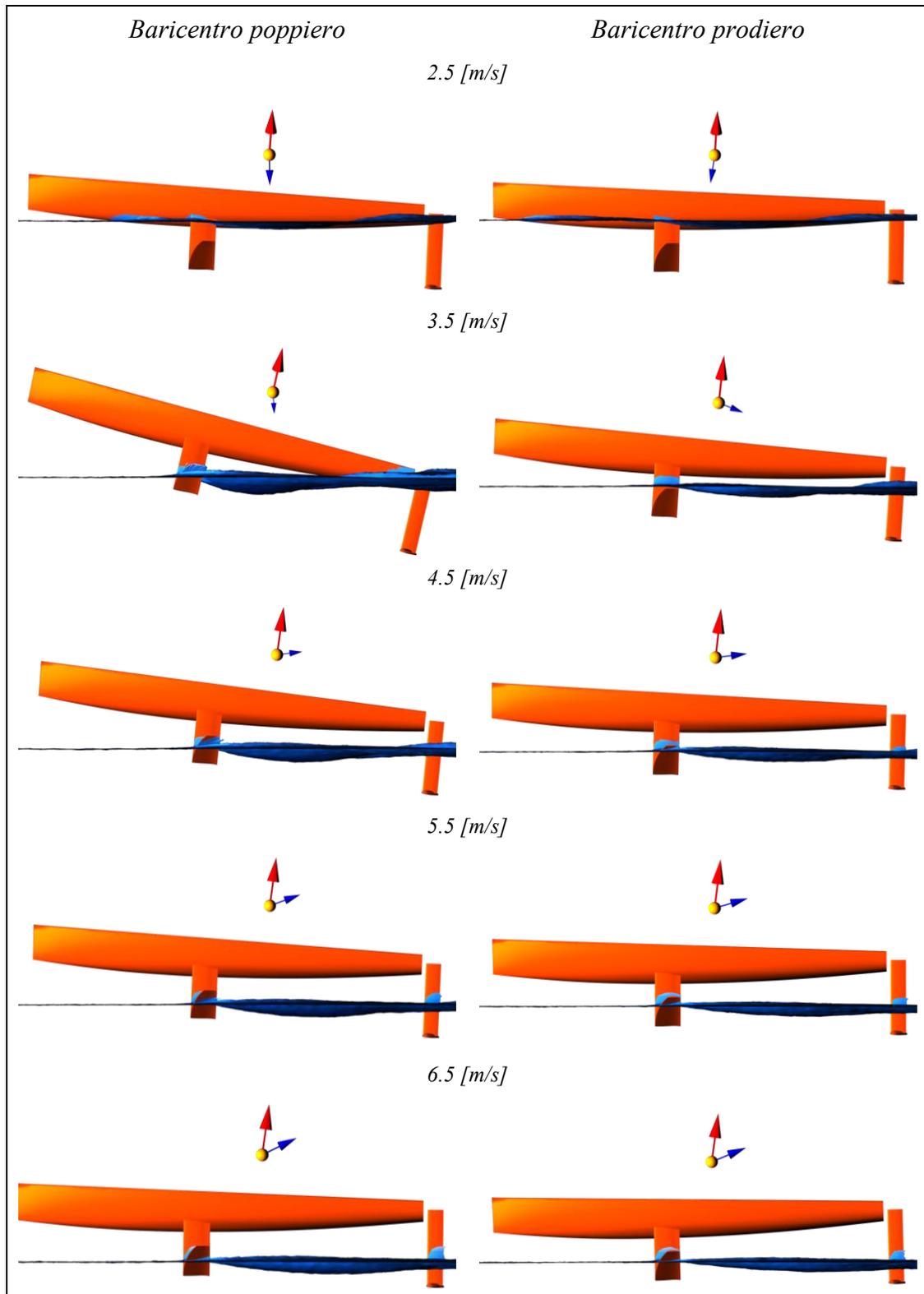


Figura 7.20. Assetto longitudinale: vista laterale della carena

## 7.1.5 La superficie immersa

Completata l'indagine relativa all'assetto longitudinale della carena e le relative forze idrodinamiche che lo caratterizzano, è stata esaminata l'incidenza della posizione del baricentro sulla superficie immersa dell'imbarcazione:

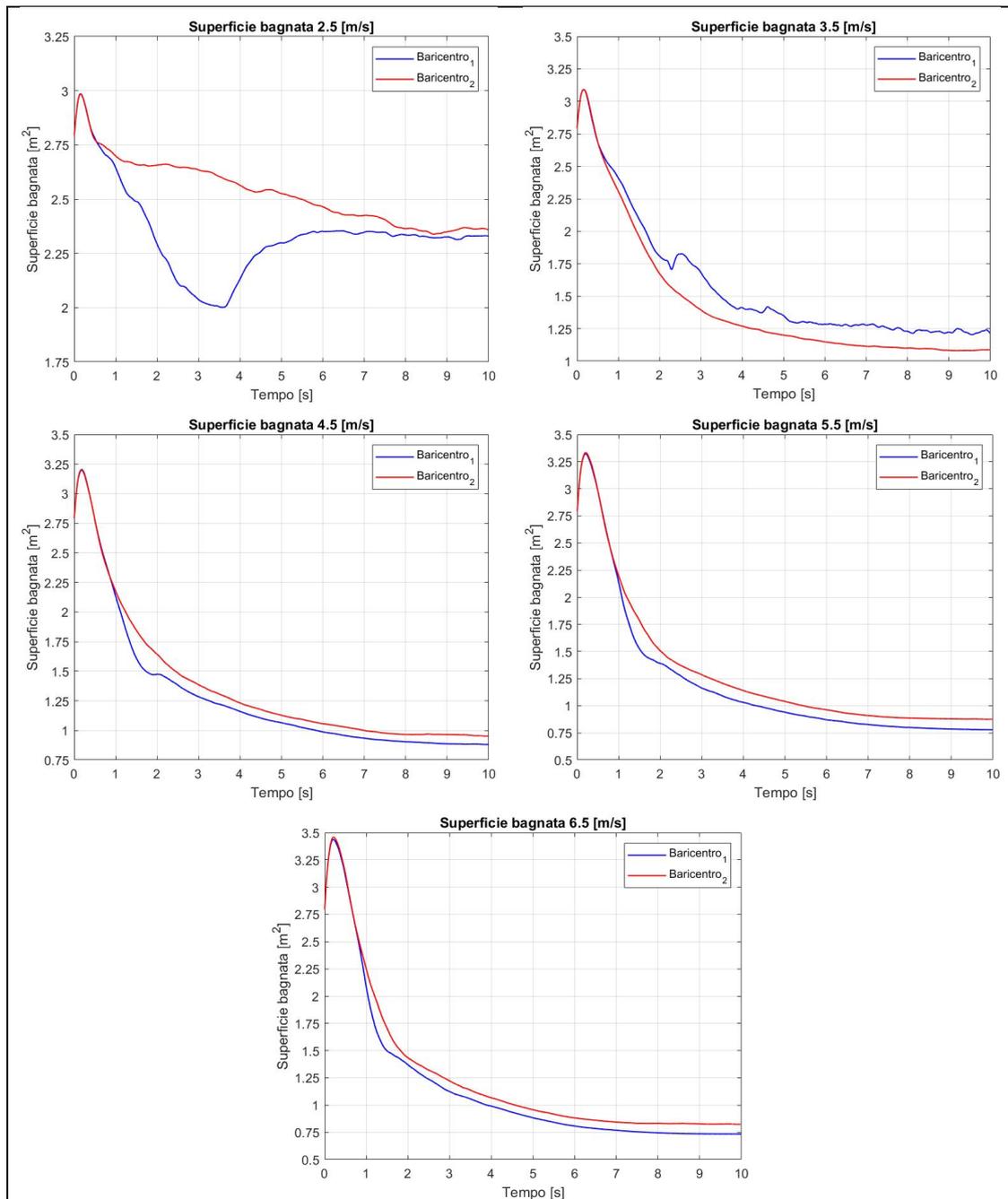


Figura 7.21. Studio del baricentro: la superficie immersa

I risultati esposti nei precedenti grafici evidenziano come, diversamente a quanto determinato per le altre grandezze fisiche, la posizione del baricentro influenza in misura minore la superficie immersa dell'imbarcazione. Si osserva inoltre come, ad eccezione delle velocità di 2.5 [m/s] e 3.5 [m/s], gli andamenti temporali della superficie bagnata assumono le stesse caratteristiche per le restanti velocità.

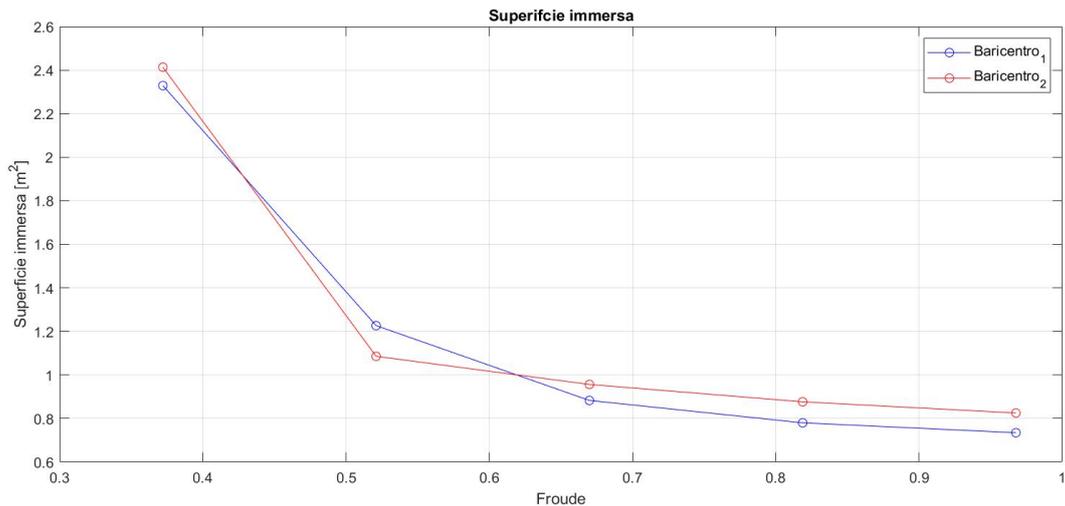


Figura 7.22. Studio del baricentro: la superficie immersa al variare del numero di Froude

Velocità [m/s]	Froude	Baricentro 1	Baricentro 2	Variazione %
		Superficie immersa [m <sup>2</sup> ]	Superficie immersa [m <sup>2</sup> ]	
2,5	0,37	2,33	2,41	3,43
3,5	0,52	1,23	1,08	-12,20
4,5	0,67	0,88	0,95	7,95
5,5	0,82	0,78	0,87	11,54
6,5	0,97	0,73	0,82	12,33

Tabella 7.14. Studio del baricentro: la superficie immersa

Dai risultati illustrati in figura 7.22 si evince chiaramente come la configurazione prodiera da origine ad una maggiore superficie bagnata per l'intero range di velocità ad eccezione della velocità di 3.5 [m/s] in corrispondenza della quale la superficie immersa diminuisce di una quantità prossima al 12%. È opportuno precisare che l'incremento di superficie immersa sopra descritto è da imputare alla diminuzione dell'affondamento esaminata nel precedente paragrafo in quanto risultano strettamente correlati tra loro.

## 8 Conclusioni

Il presente lavoro di tesi propone una procedura numerica CFD per la caratterizzazione idrodinamica di un'imbarcazione a vela dotata di *hydrofoil*.

In primo luogo lo studio di convergenza della griglia di calcolo effettuato in fase preliminare ha constatato l'importanza di tale indagine evidenziando come i valori relativi all'assetto longitudinale assunto dalla carena e le relative forze idrodinamiche che lo caratterizzano risultino fortemente influenzati dalla qualità della griglia di calcolo. Mediante tale indagine è stato possibile stabilire che la *mesh* caratterizzata da 2.5 milioni di celle rappresenta il giusto compromesso tra accuratezza dei risultati e onere computazionale richiesto per la simulazione. Tutte le grandezze oggetto dello studio, infatti, si discostano di quantità inferiori all'1% rispetto ai risultati ottenuti adottando una griglia di calcolo fine consentendo al contempo di ridurre di 23 ore il tempo di calcolo necessario per ottenere la soluzione.

L'analisi relativa alla caratterizzazione fluidodinamica della carena, oggetto della seconda fase del lavoro di tesi, ha confermato il valore della velocità di minima sustentazione delle appendici stabilito in fase progettuale identificando nella velocità di 3.5 [m/s] il limite oltre il quale l'imbarcazione raggiunge la condizione di volo sopra la superficie libera. Inoltre, la comparazione dei risultati sopra citati ha permesso di definire la velocità di 3.5 [m/s] come l'andatura di regata caratterizzata da maggiore resistenza idrodinamica. Altresì tale confronto ha evidenziato la stretta dipendenza che si interpone tra l'assetto longitudinale assunto dalla carena alle varie andature e le relative forze idrodinamiche che lo caratterizzano. In particolare, le rappresentazioni del campo di velocità lungo i piani trasversali intersecanti le appendici hanno illustrato come tale dipendenza sia da ascrivere al fatto che ad una variazione dell'angolo di trim corrisponde una variazione dell'angolo di incidenza delle appendici. Tali considerazioni hanno evidenziato la necessità di approfondire l'indagine valutando l'influenza della posizione del baricentro sulle grandezze fisiche che caratterizzano il moto dell'imbarcazione alle varie andature.

Questa analisi, oggetto della fase conclusiva dell'elaborato, ha messo in luce l'esigenza di adottare una posizione dei velisti a bordo, dunque del baricentro, quanto più



possibile verso la mezzeria della carena. L'analisi comparativa dei risultati ottenuti da tale indagine ha dimostrato come la posizione prodiera del baricentro rappresenta la configurazione caratterizzata da minore resistenza che consente il raggiungimento di efficienze idrodinamiche più elevate.

Il processo di analisi sopra citato ha confermato l'efficacia di tale approccio per la caratterizzazione idrodinamica della carena confermando dunque come l'ausilio di una procedura CFD, se opportunamente modellata, consenta di supportare validamente lo studio progettuale dell'imbarcazione evidenziando eventuali criticità in merito alle forze agenti e all'assetto longitudinale.

## Bibliografia

- Abbas Dashtimanesh, S. T. Development of a Simple Mathematical Model for Calculation of Trim and Resistance of Two Stepped Planing Hulls with Transverse Steps. 2016. Hamburg, ICSOS.
- Allroth, J.; Wu, T.H. A CFD Investigation of Sailing Yacht Transom Sterns. 2013. Göteborg (Sweden), Department of Shipping and Marine Technology.
- Anderson, J.D. Modern Compressible Flow. With Historical Perspective. 2004. New York, Mc Graw Hill.
- Boe, M. Numerical Modelling of Sailing Hydrofoil Boats. 2019. NTNU.
- Caponetto, M. Pratical CFD simulations for planing hulls. 2015. Balerna (Switzerland), Rolla Research.
- CD-Adapco Star CCM+ v. 14.02.012 User's Manual. 2019.
- Chi Yang, R. L. Calculation of ship sinkage and trim using unstructured grids. 2000. Barcellona, ECCOMAS.
- Fossati, F. Aero-Hydrodynamics and the Performance of Sailing Yatch. 2021. Milano, Polipress.
- Gallagher, P.; Marcer, R.; Berhault, C.; e altri. Best Practice Guidelines for the application of Computational Fluid Dynamics in Marine Hydrodynamics. 2009. VIRTUE.
- Hirsch, C. Numerical Computation of Internal & External Flows. 2007. Oxford, Elsevier Ltd.
- Larsson, L.; Eliasson, R.E.; Orych, M. Principles of Yacht Design. 2014. International Marine/McGraw-Hill Education.
- Lodigiani, P. Capire e Progettare le Barche. 2016. Milano, Editore Ulrico Hoepli.
- Mancini, S.; De Luca, F.; Ramolini, A. Towards CFD guidelines for planing hull simulations based on the Naples Systematic Series. 2017. VII International Conference on Computational Methods in Marine Engineering, MARINE.
- Parviz Ghadimi, S. H. RANS Simulation of Dynamic Trim and Sinkage of a Planing Hull. 2013. Iran, Science and Education Publishing.
- Practical Guidelines for RANS Calculation of Nominal Wakes. 2014. Recommended Procedures and Guidelines. No. 7.5-03-03-02.
- Pratical Guidelines for Ship Resistance CFD. 2014. ITTC – Recommended Procedures and Guidelines. No. 7.5-03-02-04.
- Rosati, C. Nozioni di Architettura Navale. 2004. Livorno, Poligrafo Accademia Navale.