



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA AEROSPAZIALE

TESI DI LAUREA

SIMULAZIONE NUMERICA E RETROFIT DI UN
IDROGETTO AD IMBOCCO OBLIQUO

Relatore
Prof. Ernesto Benini

Laureando
Fabio Ruaro

Anno Accademico 2012-2013

Indice

Indice	3
Introduzione	7
Capitolo 1 – La Propulsione a Idrogetto	9
1.1 Layout di un Idrogetto	10
1.2 L’Idrogetto e le altre Turbomacchine	12
1.3 Analisi delle Prestazioni	16
1.3.1 La Spinta	17
1.3.2 Parametri Prestazionali di un Propulsore a Idrogetto	20
Capitolo 2 – La Fluidodinamica Computazionale	25
2.1 Il Campo di Moto Fluido e la sua Trattazione Matematica	26
2.1.1 Volume di Controllo	27
2.2 Le Leggi di Conservazione	30
2.2.1 L’Equazione di Continuità	30
2.2.2 La Conservazione della Quantità di Moto	31
2.2.3 L’Equazione dell’Energia	33
2.2.4 Gli Sforzi Viscosi	35
2.3 Le Equazione di Navier-Stokes	36
2.3.1 Le equazioni di Navier-Stokes per un Flusso Incomprimibile	37
2.4 Equazioni Rans: Reynolds Averaged Navier-Stokes	38
2.4.1 Media di Reynolds e Modello di Boussinesq	39
2.5 Modelli di Turbolenza	41
2.5.1 Modello k- ϵ	42
2.5.2 Modello k- ω	43
2.5.3 Modello k- ω SST	44
2.6 Generazione della Mesh	45
2.7 Metodo dei Volumi Finiti	47
2.8 Condizioni al Contorno	49
Capitolo 3 – Simulazione Numerica dell’Idrogetto	53
3.1 Modellazione Geometrica dell’Idrogetto	55

3.1.1	Geometria del Condotto Obliquo.....	55
3.1.2	Geometria della Pompa.....	57
3.1.3	Geometria dell’Effusore	59
3.2	Approccio all’Analisi Numerica.....	61
3.2.1	Definizione del Dominio Fluidico	61
3.2.2	Trattazione dello Strato Limite sullo Scafo.....	62
3.2.3	Moto della Girante	63
3.3	Generazione della Mesh.....	63
3.3.1	Mesh della Turbomacchina	64
3.4	Procedura di Simulazione	70
3.4.1	Condizioni al Contorno	70
3.4.2	Setup del Solutore	72
3.4.3	Analisi di Convergenza della Soluzione	73
3.5	Risultati.....	75
3.5.1	Validazione del modello: Condizione di Progetto	75
3.5.2	Validazione del Modello: Condizioni Fuori Progetto.....	77
3.5.3	Analisi delle Prestazioni dell’Idrogetto.....	80
3.5.4	Analisi del Campo di Moto all’Interno del Condotto d’Imbocco.....	83
3.5.5	Variazione della Portata Volumetrica.....	92
Capitolo 4 – Retrofit dell’Effusore Palettato.....		95
4.1	Fondamenti Teorici.....	96
4.1.1	Triangoli di Velocità nelle Turbomacchine Assiali	96
4.1.2	Profili NACA 4 Cifre.....	98
4.1.3	Correlazione di Constant	100
4.2	Riprogettazione della Palettatura Statorica	101
4.2.1	Procedura di Calcolo.....	102
4.2.2	Nuova Palettatura dell’Effusore	104
4.3	Analisi delle Prestazioni della Palettatura Riprogettata.....	106
4.4	Riduzione della Velocità Radiale allo Scarico	108
Capitolo 5 – Riepilogo e Conclusioni		111
Ringraziamenti		117
Bibliografia.....		119

Introduzione

Gli obiettivi della presente tesi sono: (i) fornire una dettagliata analisi numerica di un sistema commerciale di propulsione a idrogetto in varie condizioni operative e (ii) proporre una soluzione per incrementare le prestazioni dello stesso.

I risultati ottenuti dalle simulazioni fluidodinamiche svolte sono stati utilizzati per spiegare i fenomeni interni, per quantificare le prestazioni e per definire i possibili miglioramenti che possono essere apportati al sistema.

Il primo capitolo introduce le peculiarità di un'installazione a idrogetto proponendo un ideale legame con le principali applicazioni ingegneristiche che condividono gli aspetti in comune. Sono quindi specificate le equazioni dei principali parametri che saranno utilizzati per l'analisi delle prestazioni.

Il secondo capitolo descrive in dettaglio i fondamenti teorici della fluidodinamica computazionale (CFD), con particolare riferimento alla loro applicazione nello svolgimento di una simulazione.

Nel terzo capitolo è proposta l'analisi vera e propria dell'idrogetto: è qui spiegato il procedimento utilizzato per la realizzazione del modello di calcolo e sono presentati i risultati d'interesse ottenuti dalle simulazioni svolte alle diverse condizioni di funzionamento.

Nel quarto capitolo è sviluppato il secondo obiettivo di questa tesi, ossia il retrofit dell'idrogetto con l'obiettivo di migliorarne le prestazioni complessive.

Infine, nel quinto capitolo, è presentato un riepilogo con le conclusioni emerse dal lavoro svolto.

Capitolo 1

La Propulsione a Idrogetto

La propulsione idrodinamica si basa sulla generazione di una forza motrice, o spinta, attraverso la fuoriuscita di un flusso d'acqua da un propulsore ad una velocità più elevata di quella del flusso in ingresso nel propulsore stesso. Nel caso più semplice, la velocità in ingresso è uguale e opposta a quella di avanzamento dell'imbarcazione su cui è installato il propulsore.

La forma di propulsione idrodinamica più comunemente utilizzata è l'elica navale: se ben progettata e in condizioni operative favorevoli, essa rappresenta la forma di propulsione più efficiente.

Il motivo principale che ha spinto alla ricerca di nuove forme di propulsione idrodinamica è stato la difficoltà intrinseca dell'elica a far fronte alle richieste di velocità e potenze sempre più elevate che sono progressivamente emerse a cominciare dalla metà del secolo scorso.

Trovandosi ad agire in campo aperto, infatti, l'elica presenta dei limiti dimensionali e di velocità di rotazione dovuti ad esigenze strutturali e al fenomeno della cavitazione. Tali vincoli furono superati ricorrendo all'impiego degli idrogetti, ossia sistemi propulsivi costituiti da una macchina che fornisce energia al flusso d'acqua, come ad esempio una turbopompa, contenuta all'interno di un "involucro" che ha la funzione di condurre il flusso da una sezione d'imbocco ad una di sbocco, separandolo, di fatto, dall'ambiente esterno.

Questo tipo di propulsione ha quindi contribuito in maniera considerevole allo sviluppo delle imbarcazioni ad alta velocità, dapprima in campo militare e in seguito nel trasporto civile.

L'utilizzo degli idrogetti per applicazioni commerciali si è largamente diffuso a partire dal 1980. Al giorno d'oggi, esistono installazioni che riescono a sviluppare fino a 25 MW di potenza utilizzando turbopompe del diametro di 3 metri, mentre yacht di lusso spinti da idrogetti ad elevate prestazioni possono superare i 65 nodi (circa 120 km/h).

1.1 Layout di un Idrogetto

Un idrogetto per applicazioni commerciali può essere schematizzato essenzialmente in tre componenti (Figura 1.1): il condotto d'imbocco, la pompa e l'effusore, o ugello.

L'elemento principale dell'idrogetto è la pompa, la quale ha il compito di fornire la prevalenza, ossia l'energia di pressione e di velocità, necessaria a produrre il getto d'acqua in uscita dall'effusore. Quest'ultimo, è un condotto convergente che presenta, al suo interno, una schiera circonferenziale di pale statoriche. La funzione dell'effusore è quella di raddrizzare il flusso in uscita dalla pompa e di convertire l'energia di pressione posseduta dal fluido in energia cinetica, in modo tale da accelerare il getto e generare la spinta propulsiva.

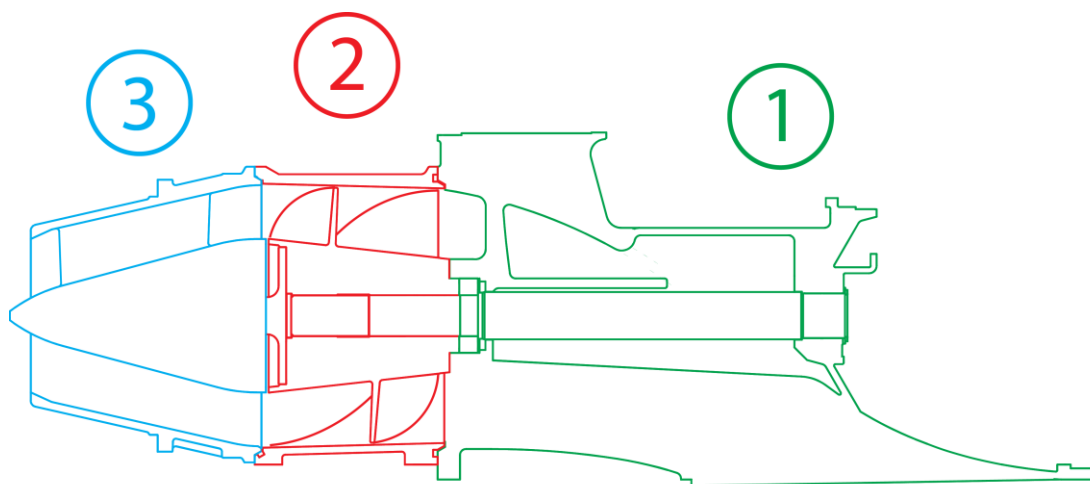


Figura 1.1 Layout di un Idrogetto ad imbocco obliquo. (1) Condotta d'Imbocco; (2) Pompa; (3) Effusore.

L'idrogetto mostrato in Figura 1.1 è detto a "imbocco obliquo". Questa configurazione è caratterizzata da un'installazione entro bordo, ossia incassata nello scafo dell'imbarcazione (Fig. 1.2) ed è la più diffusa in ambito industriale e commerciale in quanto risulta la più semplice ed economica e, soprattutto, può essere applicata a qualunque scafo semplicemente ricavando in esso il foro di alimentazione sul fondo.

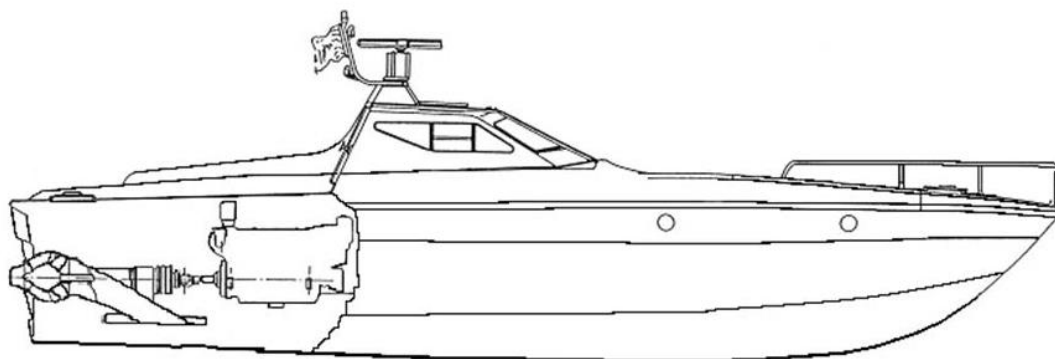


Figura 1.2 Disposizione di un idrogetto ad imbocco obliquo. Il propulsore è montato entro bordo a poppa ed è azionato da un motore esterno mediante un albero di trasmissione orizzontale.

In generale, i propulsori a getto possono essere ricondotti a tre configurazioni fondamentali: "imbocco obliquo", "imbocco dinamico entro bordo" e "imbocco dinamico fuoribordo" (Figura 1.3).

Le configurazioni ad imbocco dinamico, a differenza di quella ad imbocco obliquo, sono caratterizzate da una "bocca di presa" perpendicolare alla direzione del flusso. Ciò consente di ridurre le perdite di carico nel condotto di aspirazione e di avere maggiori portate di flusso in ingresso con conseguenti benefici in termini di prestazioni e rendimenti.

Benché largamente impiegate nel campo dei propulsori a getto aeronautici, le configurazioni ad imbocco dinamico, salvo qualche soluzione molto sofisticata, sono praticamente assenti in campo navale. Ciò è dovuto alle difficoltà, alle complicazioni e ai costi maggiori che questo tipo di installazioni comportano e che spesso sono dovuti alla necessità di una progettazione e di una costruzione integrata con quella dello scafo.

Per questi motivi e per la convenienza nel progettare e realizzare scafi e idrogetti separatamente, le configurazioni a imbocco obliquo, come detto sopra, risultano le più utilizzate nonostante non rispondano ai migliori criteri di ottimizzazione progettuale.

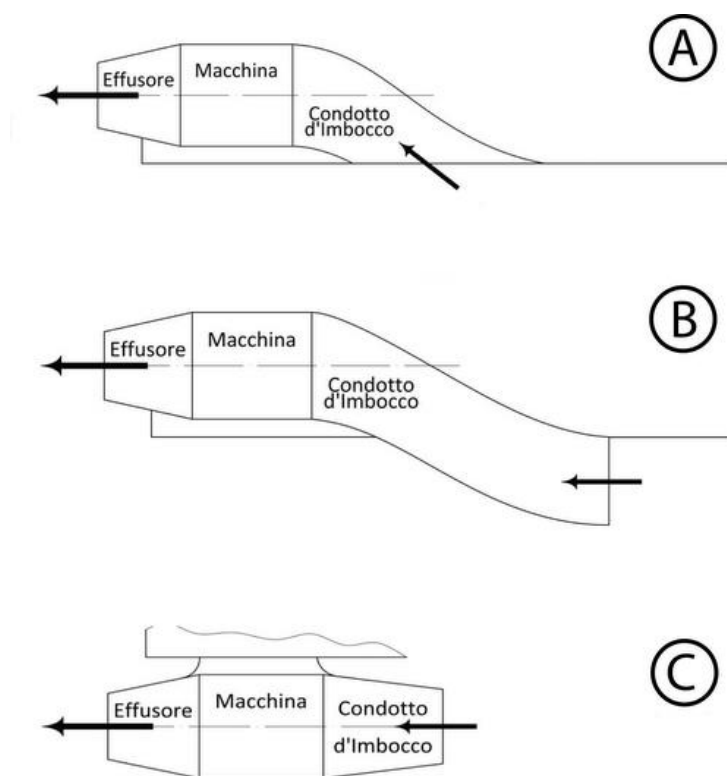


Figura 1.3 Configurazioni d'imbocco. (A) Imbocco Obliquo. (B) Imbocco Dinamico Entrobordo. (C) Imbocco Dinamico Fuoribordo

1.2 L'Idrogetto e le altre Turbomacchine

Per capire e studiare il funzionamento di un idrogetto, può essere utile dare uno sguardo alle applicazioni ingegneristiche che, per diversi aspetti, sono a esso correlate.

In Figura 1.4 è riportato un cubo i cui vertici rappresentano otto tipi diversi di apparati. Ogn'una delle tre facce che condivide il vertice a cui è associato l'idrogetto indica una sua particolare proprietà.

La faccia anteriore è formata da quattro installazioni che sono progettate per produrre una spinta. Oltre all'idrogetto, a questo gruppo appartengono le eliche navali e i due principali sistemi di propulsione aeronautica (motori a elica e motori a getto). Per le installazioni che formano la faccia posteriore (ventilatori, miscelatori,

pompe a flusso misto, o assiale, e compressori dinamici), invece, la spinta è un indesiderato effetto collaterale.

Osservando la storia della propulsione aeronautica è possibile fare un interessante parallelo con la storia della propulsione navale. In ambito aeronautico, i motori ad elica sono stati sostituiti da quelli a getto, i quali sono necessari per raggiungere velocità elevate (sopra i 600-700 km/h). Analogamente in campo navale, come si è già detto, l'impiego degli idrogetti si è reso necessario per far fronte a richieste di velocità troppo elevate per i sistemi ad elica (sopra i 35-40 nodi).

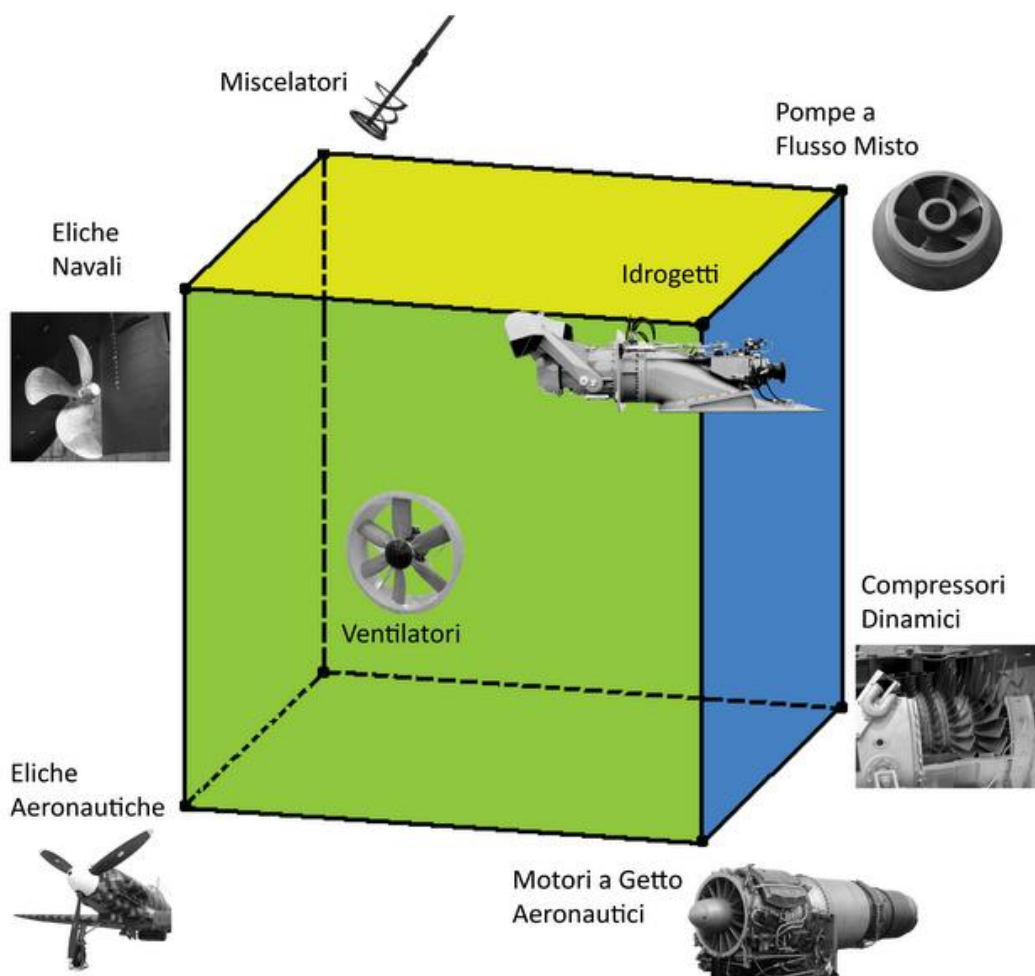


Figura 1.4 Modello di connessioni tra idrogetto e altri tipi di turbomacchine

Le due facce laterali del cubo mostrano due differenti configurazioni di flusso. La faccia a sinistra è formata dal gruppo di macchine a flusso “esterno”, ossia non intubato; quella a destra, invece, è formata dal gruppo di macchine che, come l'idrogetto, sono caratterizzate da un flusso intubato (flusso “interno”). Nelle macchine a flusso esterno, le forze vengono trasmesse solamente grazie all'albero,

mentre in quelle a flusso interno, le forze possono essere trasmesse anche attraverso la struttura circostante.

La faccia superiore e quella inferiore, infine, mostrano, rispettivamente, le installazioni che operano in acqua e quelle che operano in aria. Il fattore discriminante, in questo caso, è il tipo di fluido. Le installazioni che operano in acqua sono caratterizzate da un flusso sostanzialmente incompressibile e possono essere soggette ai problemi legati al fenomeno della cavitazione; quelle che operano in aria, al contrario, sono caratterizzate da un flusso comprimibile. Il tipo di fluido è quindi un parametro importante da specificare nel modello di calcolo.

Il modello sopraccitato, consente di correlare i fenomeni caratteristici di un'installazione a idrogetto con quelli noti in altre turbomacchine: le relazioni più evidenti sono quelle con l'elica navale, con i motori a getto di derivazione aeronautica e con le pompe a flusso misto (o assiale a seconda dell'installazione).

La relazione tra l'elica navale e l'idrogetto sembra essere il collegamento più logico per la descrizione del sistema di propulsione. Tuttavia, esiste una fondamentale distinzione tra questi due tipi di macchine: l'elica è una macchina a flusso esterno; l'idrogetto invece è una macchina a flusso interno. Questa differenza si esplica sulla trasmissione delle forze che, come detto, può avvenire solamente attraverso l'albero della macchina nel primo caso, mentre può avvenire anche attraverso la struttura dello scafo nel secondo caso.

Esiste, infine, un'ulteriore differenza tra i due tipi di installazione. Poiché l'elica si trova ad agire in campo aperto, la velocità di avanzamento dell'imbarcazione può essere assunta come un parametro indicativo del punto di lavoro del sistema. Nel caso di un idrogetto, invece, la velocità di avanzamento ha solamente una piccola influenza sulle condizioni operative ed è la portata volumetrica del sistema ad assumere un'importanza tale da poter essere considerata come indicativa del punto di lavoro.

La teoria dell'elica può quindi essere presa come punto di partenza, ma non fornisce una descrizione accurata del funzionamento di un'installazione a idrogetto.

È a questo punto, che entra in gioco la teoria dei motori a getto aeronautici per lo studio delle prestazioni di un idrogetto. Un motore turbogetto è una turbomacchina a flusso interno, che ha lo scopo di produrre una spinta propulsiva, proprio come l'idrogetto. Esso può essere diviso in cinque parti principali: la presa d'aria, il compressore, la camera di combustione, la turbina e l'ugello (Figura 1.5).

È possibile notare una certa analogia tra le componenti dei due sistemi di propulsione: il compressore, la presa d'aria e l'ugello del turbogetto possono essere associati, rispettivamente, alla pompa, all'imbocco e all'effusore dell'idrogetto. Ciò che li differisce, a livello costruttivo, è l'organo dedicato alla generazione di potenza, che nel caso del turbogetto è interno all'installazione (sistema camera di

combustione e turbina), mentre nel caso dell'idrogetto è un organo separato, come ad esempio un motore diesel.

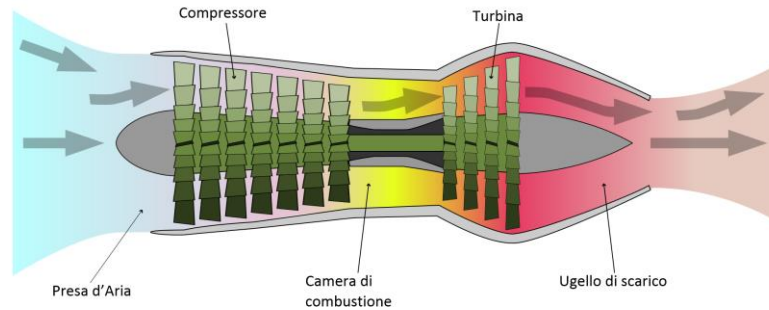


Figura 1.5 Schema di un motore turbogetto a flusso assiale

In un turbogetto, il computo della spinta si basa sulla variazione di quantità di moto. Una relazione semplificata è la seguente:

$$S = W(c_{out} - c_{in}) \quad (1.1)$$

dove c_{out} è la velocità del getto in uscita dal motore, c_{in} è la velocità dell'aria che entra dalla presa e che risulta uguale e contraria alla velocità di avanzamento e, infine, W è la portata massica che in questa relazione è supposta costante, mentre in un turbogetto reale aumenta a causa dell'aggiunta di combustibile. Applicando questa relazione semplificata ad un idrogetto, si vede che la spinta propulsiva è direttamente legata alla portata volumetrica (Q) in quanto il flusso è incomprimibile (densità ρ costante):

$$W = \rho Q \quad (1.2)$$

Anche se i principi di funzionamento di un turbogetto e di un idrogetto sono molto simili, bisogna tener conto che quest'ultimo, operando in acqua, può essere soggetto a fenomeni, come ad esempio la cavitazione, che non sono presenti nei motori a getto aeronautici.

Il terzo tipo di turbomacchine che può fornire basi teoriche utili a descrivere le prestazioni degli idrogetti, sono le pompe a flusso misto (o quelle assiali a seconda dell'installazione). A prima vista, quest'associazione può sembrare inappropriata in quanto la spinta assiale non è un fenomeno gradito nel funzionamento di una pompa. Tuttavia, la conoscenza delle curve di prevalenza della pompa e di quella richiesta dal sistema, per far fronte alla differenza di pressione necessaria al flusso e

alle perdite di carico, sono sufficienti a fornire le informazioni necessarie per determinare la portata volumetrica attraverso il sistema.

1.3 Analisi delle Prestazioni

Per determinare le prestazioni di un sistema propulsivo a idrogetto è conveniente definire alcune velocità caratteristiche del sistema:

1. Velocità di avanzamento dell'imbarcazione (c_a);
2. Velocità del flusso all'ingresso del condotto d'imbocco (c_i);
3. Velocità del flusso all'ingresso della pompa (c_p);
4. Velocità del flusso all'ingresso dell'effusore (c_e);
5. Velocità di scarico, ossia velocità del flusso all'uscita dell'effusore (c_s).

Queste cinque velocità sono mostrate in Figura 1.6.

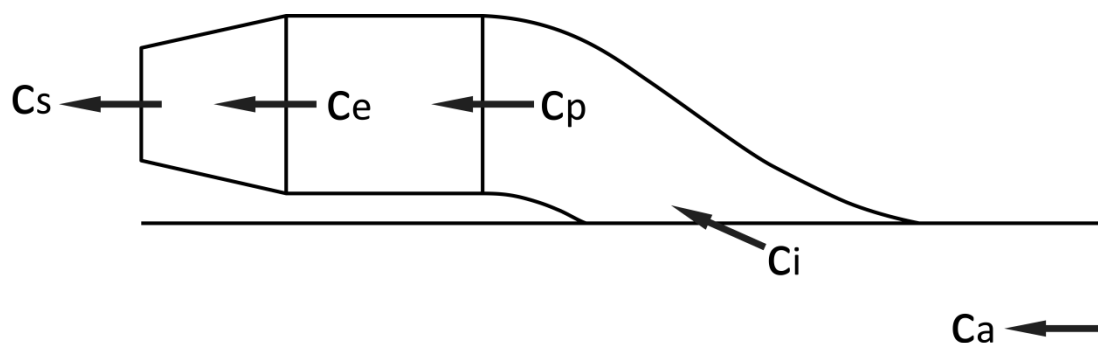


Figura 1.6 Velocità caratteristiche

È importante sottolineare che, nel computo dei vari parametri prestazionali che in seguito verranno definiti, bisogna considerare le velocità sopracitate (esclusa quella di avanzamento c_a che è nota) mediate sulla portata massica che attraversa la sezione corrispondente.

Considerando una generica grandezza ϕ , il suo valor medio pesato sulla portata massica è definito come segue:

$$\bar{\phi} = \frac{1}{W} \int_A \rho \phi (\vec{c} \cdot \vec{n}) dA \quad (1.3)$$

dove A è l'area della sezione considerata e $\vec{c}$ è la velocità del flusso che attraversa l'area infinitesima dA ($\vec{n}$ è il versore normale e uscente da dA). Nel caso di flusso incomprimibile, come quello in esame, la relazione si riduce a:

$$\bar{\phi} = \frac{1}{Q} \int_A \phi (\vec{c} \cdot \vec{n}) dA \quad (1.4)$$

Questa operazione di media sarà utilizzata anche per calcolare i valori di pressione totale che, nel caso di variazioni di quota trascurabili, è definita come

$$p^0 = p + \frac{1}{2} \rho c^2 \quad (1.5)$$

dove p è la pressione statica. È opportuno far notare che, per valutare quest'ultima grandezza, non è corretto utilizzare la media pesata sulla portata massica, ma bisogna utilizzare l'operazione di media pesata sull'area:

$$\bar{p} = \frac{1}{A} \int_A p dA \quad (1.6)$$

1.3.1 La Spinta

Il parametro principe per valutare le prestazioni di un generico sistema propulsivo è ovviamente la spinta.

Nel caso dei propulsori a getto, siano essi a turbogetto o a idrogetto, la spinta può essere definita come la reazione dinamica, comunicata ad un mezzo propulso, che si genera come conseguenza dell'accelerazione di una corrente fluida elaborata dallo stesso propulsore; tale reazione si manifesta in direzione contraria a quella di espulsione della corrente fluida, in base al principio di azione e reazione.

L'approccio utilizzato per dare questa definizione, è detto "indiretto" in quanto giustifica, e di conseguenza calcola, la spinta ignorando la natura della distribuzione di pressioni sulla superficie del propulsore e considerando, invece, il bilancio di quantità di moto con riferimento ad un volume di controllo che includa il propulsore stesso. In questo modo, la spinta può essere stimata agevolmente.

Si consideri, a tal proposito, un volume di controllo che includa il propulsore stesso. Tale volume può essere scelto in modo arbitrario; tuttavia è utile riferirsi ad una particolare configurazione, in merito alla quale è possibile assegnare precise condizioni al contorno. Si consideri allora un volume di controllo delimitato, a monte, da una sezione ortogonale alla direzione di avanzamento, dove la velocità del fluido si possa ritenere uniforme, e a valle da una sezione pure ortogonale alla direzione del moto e sovrapposta, almeno parzialmente, alla sezione di scarico del propulsore (Figura 1.7). Sulla sezione a valle la velocità non è uniforme, poiché una parte del flusso sarà animata da velocità superiore a quella del flusso indisturbato.

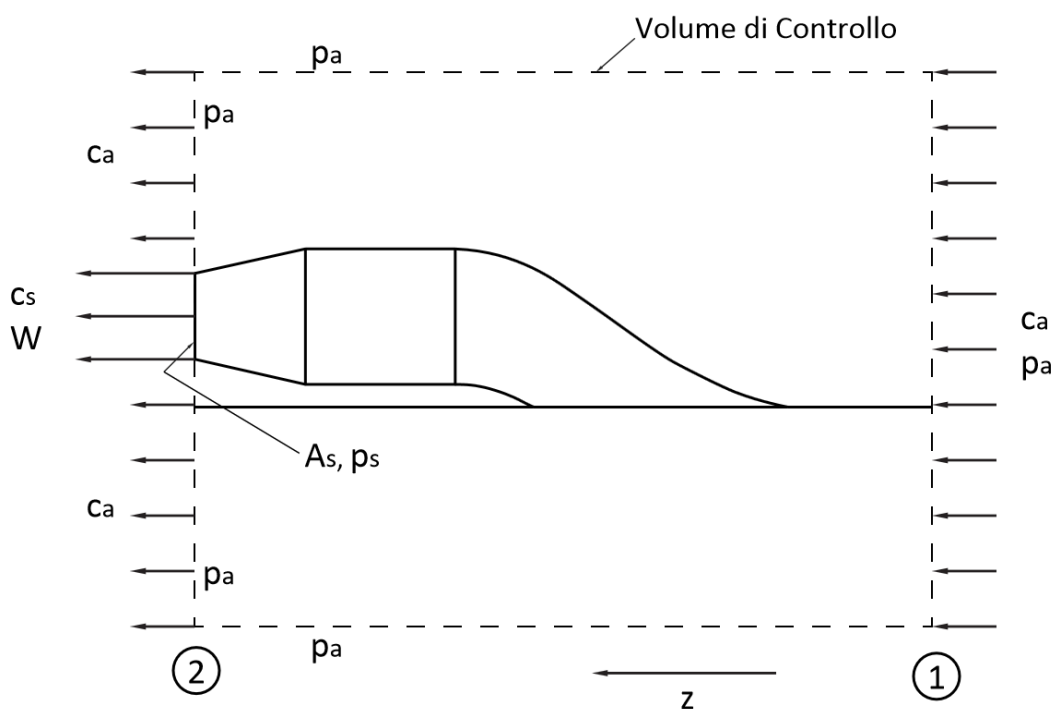


Figura 1.7 Modello di riferimento per il calcolo della spinta in un idrogetto.

La spinta prodotta dal propulsore si può ricavare dal teorema di variazione della quantità di moto applicato al predetto volume di controllo. Considerando solo le componenti dinamiche nella direzione del moto (che chiameremo z), si ha:

$$\sum F_z = \int_A c_z \rho (\vec{c} \cdot \vec{n}) dA \quad (1.7)$$

dove F_z rappresenta una generica forza diretta nella direzione del moto e $\vec{n}$ è ancora il versore normale uscente all'area infinitesima dA .

Se le superfici superiore e inferiore sono sufficientemente distanti dal propulsore, si può ritenere con buona approssimazione che, lungo tali superfici le pressioni e le velocità siano costanti. In particolare, la pressione sarà ovunque uguale al valore di quella dell'ambiente circostante (p_a) e la velocità sarà uguale, in modulo e direzione, alla velocità di avanzamento. Di conseguenza, si può affermare che, per queste due superfici del volume di controllo (A^*), l'Equazione 1.7 vale:

$$\int_{A^*} c_z \rho (\vec{c} \cdot \vec{n}) dA = \int_{A^*} c_a \rho (\vec{c}_a \cdot \vec{n}) dA = 0 \quad (1.8)$$

L'ipotesi vista sopra di costanza della velocità e della pressione, può essere formulata anche per la sezione di monte, in quanto la si considera sufficientemente distante da permettere al flusso di non risentire in alcun modo della presenza dell'apparato.

Nella sezione di valle, invece, le cose vanno in modo diverso dal momento che vi si trovano due correnti animate da differenti velocità. La porzione di tubo di flusso che intercetta la zona di scarico avrà, in particolare, una velocità (c_s) assai superiore di quella che caratterizza il flusso esterno (c_a). La pressione tuttavia può ritenersi costante e pari alla pressione ambiente. Ne consegue che l'integrale di superficie al secondo membro della Relazione 1.7, esteso alle superfici d'ingresso e di uscita del volume di controllo, si può valutare nel modo seguente

$$\int_{A_1} c_z \rho (\vec{c} \cdot \vec{n}) dA + \int_{A_2} c_z \rho (\vec{c} \cdot \vec{n}) dA = W(c_s - c_a) \quad (1.9)$$

Tale risultato rappresenta, quindi, la variazione di quantità di moto del flusso tra l'ingresso e l'uscita del propulsore.

Dal momento che le uniche forze esterne applicate al volume di controllo solo le forze di pressione e la reazione della spinta propulsiva (S), si può affermare che il primo membro dell'Equazione 1.7 è il seguente:

$$\sum F_z = S + A_s(p_a - p_s) \quad (1.10)$$

Combinando tra loro le due equazioni appena ricavate, si ottiene l'equazione generale della *spinta propulsiva*:

$$S = W(c_s - c_a) + A_s(p_s - p_a) \quad (1.11)$$

1.3.2 Parametri Prestazionali di un Propulsore a Idrogetto

La spinta S prodotta da un propulsore si traduce, in ultima analisi, in una certa velocità di avanzamento c_a del mezzo propulso. Il prodotto tra queste due grandezze

$$P_p = S c_a \quad (1.12)$$

quantifica la potenza propulsiva e rappresenta l'effetto utile dell'intero processo propulsivo. Per ottenere questo effetto è richiesta una certa potenza (p_{shaft}) all'albero della pompa; questa rappresenta la potenza scambiata tra girante e fluido ed è definita come segue

$$P_{shaft} = T \Omega \quad (1.13)$$

dove T è il momento meccanico, o momento torcente, e Ω è la velocità di rotazione dell'albero della pompa (in rad/s).

A questo punto è possibile definire il *rendimento propulsivo* come rapporto tra le due potenze sopra descritte:

$$\eta_{prop} = \frac{P_p}{P_{shaft}} = \frac{S c_a}{P_{shaft}} \quad (1.14)$$

La potenza P_{shaft} serve anche a definire il *rendimento idraulico* della pompa:

$$\eta_{idr} = \frac{P_{idr}}{P_{shaft}} \quad (1.15)$$

P_{idr} è la potenza idraulica utile, ossia la potenza scambiata tra l'ingresso e l'uscita della turbomacchina; il suo valore è calcolabile grazie alla seguente relazione:

$$P_{idr} = \rho g H Q \quad (1.16)$$

dove g è l'accelerazione di gravità e H è la prevalenza. Nel caso di variazioni trascurabili di quota, la prevalenza rappresenta l'energia, statica (o di pressione) e cinetica, che la pompa fornisce al fluido; essa è quantificabile come segue:

$$H = \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \right) \quad (1.17)$$

dove i pedici 1 e 2 indicano rispettivamente le sezioni di ingresso e uscita della macchina. Riprendendo la definizione di pressione totale (Equazione 1.5), la prevalenza risulta:

$$H = \frac{1}{\rho g} (p_2^0 - p_1^0) \quad (1.18)$$

L'espressione della potenza idraulica diventa quindi:

$$P_{idr} = Q(p_2^0 - p_1^0) = Q \Delta p^0 \quad (1.19)$$

e l'Equazione 1.15 del rendimento idraulico si semplifica come segue

$$\eta_{idr} = \frac{\rho g H Q}{P_{shaft}} = \frac{Q(p_2^0 - p_1^0)}{P_{shaft}} \quad (1.20)$$

Questa relazione può essere utilizzata anche per valutare il rendimento del sistema pompa-effusore avendo cura di considerare come sezione di uscita (2) la sezione di scarico dell'effusore.

Per finire è utile definire il *coefficiente di perdita* Y_p :

$$Y_p = \frac{(p_2^0 - p_1^0)}{(p_1^0 - p_1)} \quad (1.21)$$

dove con i pedici 1 e 2 si vuole far riferimento, rispettivamente, alla sezione iniziale e a quella finale del tratto di propulsore per il quale si vuol calcolare tale parametro. Riprendendo, ancora una volta la definizione (1.5) di pressione totale, si può vedere che il coefficiente di perdita si riduce a:

$$Y_p = \frac{(p_2^0 - p_1^0)}{\frac{1}{2}\rho c_1^2} \quad (1.22)$$

Tale relazione sarà utilizzata per quantificare le perdite nel condotto d'imbocco e nell'effusore.

Capitolo 2

La Fluidodinamica Computazionale

I flussi reali sono descritti dalle equazioni della fluidodinamica. Queste sono equazioni alle derivate parziali che, in genere, non possono essere risolte analiticamente. Dividendo il dominio fluido in un elevato numero di piccole celle, tuttavia, è possibile risolvere tali equazioni in maniera approssimata con metodi numerici. Grazie all'ormai vasto range di applicazioni, l'analisi fluidodinamica numerica, o "Fluidodinamica Computazionale" (CFD), può essere considerata a tutti gli effetti come una particolare branca della fluidodinamica.

I codici CFD permettono di simulare il comportamento dei sistemi che coinvolgono il moto dei fluidi, il trasferimento di calore e altri processi fisici ad essi collegati. Grazie all'utilizzo dei calcolatori, è possibile risolvere numericamente le equazioni di Navier-Stokes su una regione di interesse per la quale è necessario specificare delle opportune condizioni al contorno.

Il risultato di una simulazione CFD è l'approssimazione dei valori delle grandezze fluidodinamiche sull'intero dominio di calcolo che permette di avere un quadro completo del comportamento del flusso.

In Figura 2.1 è riportato lo schema generale di un codice CFD: si possono osservare i tre moduli principali che costituiscono il codice (Pre-Processore, Solutore e Post-Processore) e le loro specifiche funzioni.

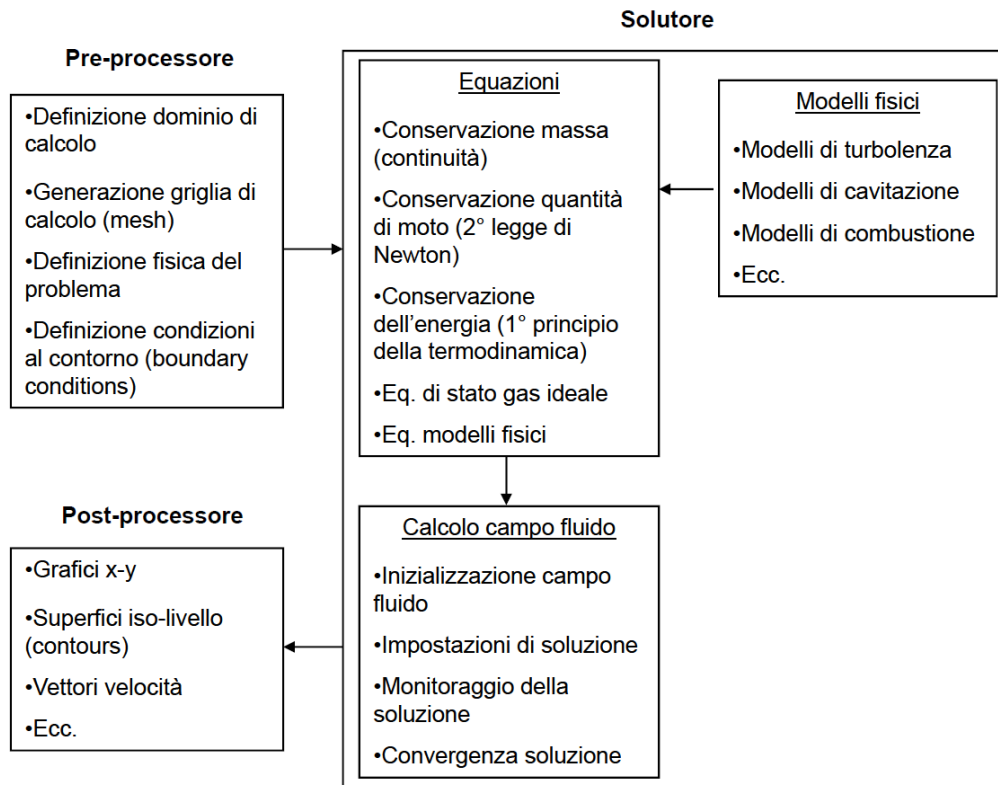


Figura 2.1 Schema generale di un codice CFD.

2.1 Il Campo di Moto Fluido e la sua Trattazione Matematica

Il termine “Fluidodinamica” indica lo studio del moto interattivo di un elevato numero di particelle fluide.

Si assume che la densità del fluido sia sufficientemente elevata da poter considerare quest’ultimo come un continuo, ciò significa che un qualsiasi elemento fluido infinitesimamente piccolo contiene ancora un numero di particelle sufficiente a definire una velocità media e un’energia cinetica media. In questo modo sarà possibile definire le principali grandezze come velocità, pressione, temperatura, densità in ogni punto del fluido.

La derivazione delle principali equazioni della fluidodinamica si basa sul fatto che il comportamento dinamico di un fluido è determinato dalle seguenti Leggi di Conservazione:

-
- Conservazione della Massa
 - Conservazione della Quantità di Moto
 - Conservazione dell'Energia

La conservazione di una certa grandezza significa che la sua variazione totale all'interno di un volume arbitrario può essere espressa come il risultato della somma della quantità che attraversa il bordo del volume, delle forze interne e delle sorgenti e, infine, delle forze esterne che agiscono sul volume.

La quantità della grandezza considerata che attraversa il bordo del volume arbitrario è detta Flusso. Tale flusso può essere inteso come costituito da due componenti: una dovuta al trasporto convettivo e l'altra dovuta al moto molecolare nel fluido a riposo. Questo secondo contributo è dovuto alla natura diffusiva del fluido, è proporzionale al gradiente della grandezza considerata e, quindi, si annulla nel caso di distribuzioni omogenee.

Quanto detto finora, suggerisce la convenienza di suddividere il campo di moto fluido in un elevato numero di elementi, detti "Volumi di Controllo", e di cercare di definire il modello matematico del comportamento fluidodinamico per uno arbitrario di essi.

2.1.1 Volume di Controllo

Si considera il generico campo di moto fluido rappresentato dalle linee di corrente di Figura 2.2. La regione arbitraria di flusso, delimitata dalla superficie chiusa $\partial\Omega$ e fissa nello spazio, definisce il volume di controllo Ω . Si introduce, inoltre, l'elemento infinitesimo di superficie dS e il vettore normale uscente ad esso associato $\vec{n}$.

La legge di conservazione applicata alla generica grandezza scalare, per unità di volume, U afferma che la sua variazione nel tempo all'interno del volume Ω

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U d\Omega$$

è data dalla somma del contributo convettivo (quantità di U che attraversa il bordo del volume di controllo con la velocità $\vec{v}$):

$$- \oint_{\partial\Omega} U(\vec{v} \cdot \vec{n}) dS$$

del contributo diffusivo (espresso dalla legge generalizzata del gradiente di Fick)

$$\oint_{\partial\Omega} \kappa \rho [\nabla(U/\rho) \cdot \vec{n}] dS$$

dove κ è il coefficiente di diffusività termica, e, infine, del contributo dato dai termini sorgente Q_V e $\vec{Q}_S$ di volume e di superficie rispettivamente:

$$\int_{\Omega} Q_V d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\vec{Q}_S \cdot \vec{n}) dS$$

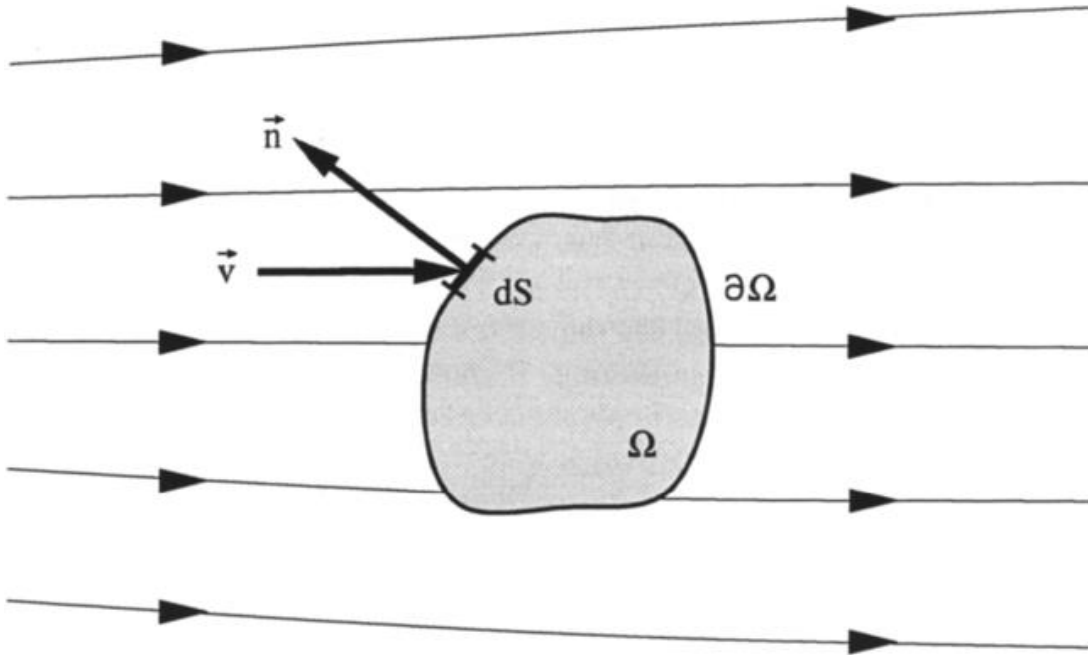


Figura 2.2 Definizione di un Volume di Controllo (fisso nello spazio)

Sommando tutti i contributi si ottiene la forma generale della legge di conservazione, detta anche equazione di trasporto, per la generica grandezza scalare U :

$$\begin{aligned}
\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U \, d\Omega + \oint_{\partial\Omega} \left\{ U(\vec{v} \cdot \vec{n}) - \kappa\rho \left[\nabla \left(\frac{U}{\rho} \right) \cdot \vec{n} \right] \right\} dS = \\
= \int_{\Omega} Q_V \, d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\vec{Q}_S \cdot \vec{n}) \, dS
\end{aligned} \tag{2.1}$$

È opportuno notare che se la grandezza U è un vettore invece di uno scalare, l'equazione (2.1) rimane formalmente valida, con la differenza che i termini convettivi e diffusivi non sono più vettori, ma diventano i tensori di flusso convettivo ($-\overline{F_C}$) e di flusso diffusivo ($\overline{F_D}$), il termine sorgente di volume diventa il vettore $\vec{Q}_V$ e il termine sorgente di superficie diventa il tensore $\overline{Q_S}$. È quindi possibile scrivere la legge generale di conservazione di una grandezza vettoriale $\vec{U}$ come segue:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \vec{U} \, d\Omega + \oint_{\partial\Omega} [(\overline{F_C} - \overline{F_D}) \cdot \vec{n}] \, dS = \\
= \int_{\Omega} \vec{Q}_V \, d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\overline{Q_S} \cdot \vec{n}) \, dS
\end{aligned} \tag{2.2}$$

La formulazione integrale della legge di conservazione ha due importanti proprietà:

1. se non sono presenti delle sorgenti di volume, la variazione di U dipende solamente dal flusso che attraversa il bordo $\partial\Omega$ e non da qualsiasi flusso interno al volume di controllo Ω ;
2. tale formulazione rimane valida anche in presenza di discontinuità nel campo di moto fluido come, ad esempio, le onde d'urto.

Grazie alla sua generalità e a queste due importanti proprietà, la formulazione integrale delle equazioni di conservazione è quella maggiormente utilizzata dai moderni codici CFD.

2.2 Le Leggi di Conservazione

2.2.1 L'Equazione di Continuità

La legge di conservazione della massa esprime il fatto che, in un sistema fluido, la massa non può essere né creata né distrutta. Inoltre, nell'equazione di continuità, non è presente il contributo dovuto al flusso diffusivo in quanto, per un fluido a riposo, ogni variazione della massa implicherebbe uno spostamento di particelle fluide.

Per ottenere l'equazione di continuità, si considera il volume di controllo fisso nello spazio di Figura 2.2. In un punto sulla superficie di controllo, la velocità del flusso è $\vec{v}$, il vettore normale unitario è $\vec{n}$ e dS indica la superficie di area elementare. La grandezza che si conserva, in questo caso, è la densità ρ . Per la variazione temporale di massa all'interno del volume finito Ω si ha la seguente espressione

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho d\Omega$$

La portata massica attraverso una superficie fissa nello spazio è uguale al prodotto della densità per l'area della superficie per la componente della velocità perpendicolare alla superficie. Il contributo dato dal termine convettivo attraverso ogni elemento di superficie infinitesima dS risulta quindi:

$$\rho(\vec{v} \cdot \vec{n}) dS$$

Poiché, come detto in precedenza, non sono presenti termini sorgente, dall'equazione (2.1) si ottiene che la forma integrale dell'equazione di continuità è

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho d\Omega + \oint_{\partial\Omega} \rho(\vec{v} \cdot \vec{n}) dS = 0 \quad (2.3)$$

2.2.2 La Conservazione della Quantità di Moto

La seconda legge di Newton afferma che la variazione di quantità di moto di un elemento è pari alla risultante delle forze esterne che agiscono su quell'elemento. Per un elemento infinitesimo del volume di controllo Ω (Figura 2.2), la quantità di moto è

$$\rho \vec{v} d\Omega$$

e quindi la variazione temporale all'interno del volume di controllo risulta

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \vec{v} d\Omega$$

La grandezza che si conserva è, in questo caso, il prodotto della densità (grandezza scalare) per la velocità (grandezza vettoriale)

$$\rho \vec{v} = [\rho u, \rho v, \rho w]^T$$

Il contributo dato dal tensore di flusso convettivo, che descrive il trasferimento di quantità di moto attraverso la superficie del volume di controllo, è dato da

$$- \oint_{\partial\Omega} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS$$

che fornisce tre componenti lungo le tre direzioni cartesiane.

Il contributo dato dal flusso diffusivo è nullo in quanto non è possibile avere diffusione di quantità di moto per un fluido a riposo.

Resta da determinare il contributo dato dalle forze agenti sull'elemento. È possibile identificare due tipi di forze agenti sul volume di controllo:

1. Forze Esterne di Volume, le quali agiscono direttamente sulla massa del volume, come ad esempio la forza di gravità;
2. Forze di Superficie, che invece agiscono sulla superficie del volume di controllo. I due contributi principali dovuti a questo tipo di forze sono:

- (a) La Distribuzione di Pressioni imposta dal fluido esterno che circonda il volume di controllo;
- (b) Gli sforzi Normali e di Taglio dovuti all'attrito tra il fluido e la superficie del volume.

Il contributo dato dalle forze esterne di volume, corrispondente al termine sorgente di volume dell'Equazione (2.2), è

$$\int_{\Omega} \rho \vec{f}_e d\Omega$$

quello dovuto alle forze di superficie, invece, corrisponde al termine sorgente di superficie ed è composto da due parti: il tensore isotropo delle pressioni e il tensore degli sforzi viscosi ($\vec{\tau}$)

$$\vec{Q}_S = -p\vec{I} + \vec{\tau} \quad (2.4)$$

dove $\vec{I}$ è il tensore unitario. L'effetto delle forze di superficie sul volume di controllo è rappresentato in Figura 2.3.

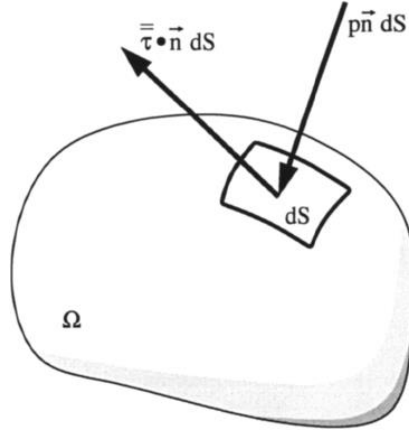


Figura 2.3 Forze di Superficie agenti su un elemento di superficie del volume di controllo

Sommando i termini descritti sopra, in accordo con la forma generale della legge di conservazione (Equazione 2.2), si ottiene l'espressione della conservazione della quantità di moto all'interno di un volume di controllo fisso nello spazio:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \vec{v} d\Omega + \oint_{\partial\Omega} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS = \\ \int_{\Omega} \rho \vec{f}_e d\Omega - \oint_{\partial\Omega} p \vec{n} dS + \oint_{\partial\Omega} (\vec{\tau} \cdot \vec{n}) dS \end{aligned} \quad (2.5)$$

Tale equazione vettoriale rappresenta le tre equazioni scalari di conservazione delle grandezze $\rho u, \rho v, \rho w$ rispettivamente lungo gli assi x, y, z .

2.2.3 L'Equazione dell'Energia

Per ricavare l'equazione di conservazione dell'energia è necessario considerare il primo principio della termodinamica. Applicato al volume di controllo di Figura 2.2, esso afferma che la variazione nel tempo dell'energia totale all'interno del volume è dovuta al lavoro delle forze agenti sul volume e al flusso termico netto scambiato tra volume e ambiente circostante. L'Energia Totale per unità di massa (E) si ottiene sommando l'energia interna per unità di massa (e) e l'energia cinetica per unità di massa ($|\vec{v}|^2/2$)

$$E = e + \frac{|\vec{v}|^2}{2} = e + \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} \quad (2.6)$$

La grandezza che si conserva è in questo caso l'Energia Totale per unità di volume ρE e la sua variazione temporale all'interno del volume Ω è espressa da

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho E d\Omega$$

Il contributo dato dal flusso convettivo, invece, è

$$- \oint_{\partial\Omega} \rho E (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS$$

Al contrario di quanto accade nella conservazione della massa e della quantità di moto, nella conservazione dell'energia è presente il contributo dato dal flusso diffusivo che risulta proporzionale al gradiente della grandezza di conservazione per unità di massa (Legge di Fick). Poiché il flusso diffusivo ($\vec{F}_D$) è definito per un fluido a riposo, la velocità è nulla e bisogna prendere in considerazione solo l'energia interna e

$$\vec{F}_D = -\gamma\rho\kappa\nabla e \quad (2.7)$$

dove $\gamma = c_p/c_v$ è il rapporto tra i calori specifici e κ è il coefficiente di diffusività termica. Il flusso diffusivo rappresenta solo una parte del flusso termico effettivamente scambiato e cioè quella parte dovuta al gradiente di temperatura. Per questo motivo, l'Equazione 2.7 è spesso scritta nella forma della Legge di Fourier della conduzione termica

$$\vec{F}_D = -k\nabla T \quad (2.8)$$

dove k rappresenta il coefficiente di conducibilità termica e T è la temperatura assoluta.

La rimanente parte di flusso termico scambiato, dovuto all'irraggiamento o a reazioni chimiche, è indicata con il termine $\dot{q}_h$. Insieme al lavoro compiuto dalle forze esterne di volume ($\vec{f}_e$), esso completa il termine sorgente di volume

$$Q_V = \rho\vec{f}_e \cdot \vec{v} + \dot{q}_h \quad (2.9)$$

L'ultimo contributo che bisogna considerare è dato dalla somma del lavoro compiuto dalla pressione e del lavoro degli sforzi normali e di taglio sull'elemento (Figura 2.3). Esso corrisponde al termine sorgente di superficie Q_S

$$\vec{Q}_S = -p\vec{v} + \vec{\tau} \cdot \vec{v} \quad (2.10)$$

Sommando tutti i termini descritti sopra, si ottiene l'equazione di conservazione dell'energia:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho E \, d\Omega + \oint_{\partial\Omega} \rho E (\vec{v} \cdot \vec{n}) \, dS = \oint_{\partial\Omega} k(\nabla T \cdot \vec{n}) \, dS + \\ + \int_{\Omega} (\rho \vec{f}_e \cdot \vec{v} + \dot{q}_h) \, d\Omega - \oint_{\partial\Omega} p(\vec{v} \cdot \vec{n}) \, dS + \oint_{\partial\Omega} (\vec{\tau} \cdot \vec{v}) \cdot \vec{n} \, dS \end{aligned} \quad (2.11)$$

L'equazione dell'energia (2.11) è spesso scritta in una forma leggermente diversa che tiene conto della relazione tra l'entalpia totale (H), l'energia totale e la pressione

$$H = h + \frac{|\vec{v}|^2}{2} = E + \frac{p}{\rho} \quad (2.12)$$

Raccogliendo il termine convettivo ($\rho E \vec{v}$) e il termine di pressione ($p \vec{v}$) nell'Equazione 2.11 e applicando la Formula 2.12, si ottiene la forma finale dell'equazione di conservazione dell'energia

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho E \, d\Omega + \oint_{\partial\Omega} \rho H (\vec{v} \cdot \vec{n}) \, dS = \oint_{\partial\Omega} k(\nabla T \cdot \vec{n}) \, dS + \\ + \int_{\Omega} (\rho \vec{f}_e \cdot \vec{v} + \dot{q}_h) \, d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\vec{\tau} \cdot \vec{v}) \cdot \vec{n} \, dS \end{aligned} \quad (2.13)$$

2.2.4 Gli Sforzi Viscosi

Gli sforzi viscosi, dovuti all'attrito tra il fluido e la superficie di un elemento, sono descritti dal tensore degli sforzi $\vec{\tau}$. In coordinate cartesiane la sua forma generale è data da

$$\vec{\tau} = \begin{bmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

La notazione τ_{ij} indica che tale componente degli sforzi agisce su un piano perpendicolare all'asse i nella direzione dell'asse j . Le componenti τ_{xx} , τ_{yy} , τ_{zz}

rappresentano quindi gli sforzi normali, mentre le rimanenti componenti del tensore $\bar{\tau}$ rappresentano gli sforzi di taglio.

Per i fluidi Newtoniani, in cui gli sforzi di taglio sono proporzionali al gradiente di velocità, si utilizzano le seguenti relazioni derivate da George Stokes per definire le componenti del tensore degli sforzi viscosi

$$\begin{aligned}
 \tau_{xx} &= 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \vec{v} \\
 \tau_{yy} &= 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \vec{v} \\
 \tau_{zz} &= 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \vec{v} \\
 \tau_{xy} &= \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\
 \tau_{xz} &= \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\
 \tau_{yz} &= \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)
 \end{aligned} \tag{2.15}$$

dove μ è la viscosità dinamica e $(\nabla \cdot \vec{v})$ indica la divergenza del vettore velocità.

2.3 Le Equazione di Navier-Stokes

Nel caso di fluidi Newtoniani, per i quali sono valide le definizioni degli sforzi viscosi descritti in precedenza (Equazioni 2.15), le equazioni scalari di conservazione (Eq. 2.3, Eq. 2.5, Eq.2.13), sono definite Equazioni di Navier-Stokes.

Tali equazioni descrivono lo scambio (flusso) di massa, quantità di moto ed energia attraverso il bordo di un volume di controllo fisso nello spazio.

Le equazioni sono state derivate in forma integrale, tuttavia è possibile ricavare facilmente la loro forma differenziale applicando il Teorema di Gauss :

$$\int_{\Omega} \nabla \cdot \vec{\phi} d\Omega = \oint_{\partial\Omega} (\vec{\phi} \cdot \vec{n}) dS \tag{2.16}$$

con $\vec{\phi}$ generica grandezza vettoriale.

Le equazioni di Navier-Stokes rappresentano, nelle tre dimensioni, un sistema di cinque equazioni per le cinque variabili di conservazione $\rho, \rho u, \rho v, \rho w, \rho E$. Tuttavia le variabili incognite per descrivere il campo di moto sono sette: ρ, u, v, w, E, p, T . A tale sistema, si devono quindi aggiungere due ulteriori equazioni, che dovranno essere relazioni termodinamiche tra le variabili di stato.

Nel caso di gas caloricamente perfetti, ad esempio, le due equazioni da aggiungere sono l'equazione di stato

$$p = \rho RT \quad (2.17)$$

dove R è la costante dei gas specifica, e la definizione di entalpia

$$h = c_p T \quad (2.18)$$

2.3.1 Le equazioni di Navier-Stokes per un Flusso Incomprimibile

Si considerano le equazioni di Navier-Stokes in forma differenziale, ottenute applicando il teorema di Gauss alle rispettive equazioni integrali. Per l'equazione di continuità si ha

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.19)$$

Se si assume il flusso incomprimibile, l'equazione risulta

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (2.20)$$

L'equazione differenziale di conservazione della quantità di moto, in ipotesi di flusso incomprimibile, diventa

$$\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \rho(\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho \vec{f}_e \quad (2.21)$$

poiché la divergenza del vettore velocità è nulla, anche il tensore degli sforzi $\bar{\bar{\tau}}$ si semplifica e la sua generica componente diventa

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.22)$$

L'Equazione 2.21 diventa

$$\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \rho(\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \rho \vec{f}_e \quad (2.23)$$

L'equazione di conservazione dell'energia, per quanto visto sopra, diventa

$$\rho \frac{\partial E}{\partial t} + \rho \vec{v} \cdot \nabla H = \nabla \cdot (k \nabla T) + \rho \vec{f}_e \cdot \vec{v} + \dot{q}_h + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}} \cdot \vec{v}) \quad (2.24)$$

e applicando le definizioni di entalpia (Eq. 2.6, Eq 2.12), dove si trascura il termine cinetico, si ottiene

$$\begin{aligned} c_p \rho \frac{\partial T}{\partial t} + c_p \rho \vec{v} \cdot \nabla T &= \nabla \cdot (k \nabla T) + \\ &+ \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \vec{f}_e \cdot \vec{v} + \dot{q}_h + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}} \cdot \vec{v}) \end{aligned} \quad (2.25)$$

2.4 Equazioni Rans: Reynolds Averaged Navier-Stokes

Le equazioni di Navier-Stokes, in teoria, possono essere risolte numericamente senza ulteriori assunzioni. Ciò, tuttavia, richiederebbe una simulazione numerica diretta (DNS) di tutte le scale spaziali e temporali caratterizzanti il campo di moto

turbolento, la quale non è attualmente praticabile dal punto di vista computazionale.

Per convertire le equazioni di Navier-Stokes in un set di equazioni risolvibili numericamente, l'idea è quella di suddividere la generica variabile di flusso in una componente media (costante) e una componente fluttuante (variabile nel tempo). Sostituendo questa decomposizione nelle equazioni di Navier-Stokes e facendo la media temporale di queste ultime, si ottiene un set di equazioni che permette di risolvere le variabili del campo di moto mediate nel tempo.

Tale concetto è stato introdotto da Reynolds nel 1985 e le equazioni ottenute sono quindi dette "Reynolds-Averaged Navier-Stokes".

2.4.1 Media di Reynolds e Modello di Boussinesq

Il principio della media di Reynolds si basa sulla decomposizione di una generica variabile $u(t)$ in un termine medio (costante nel tempo) e in un termine fluttuante (variabile nel tempo):

$$u_i(t) = \bar{u}_i + u_i'(t) \quad (2.26)$$

dove $\bar{u}$ è il termine medio e $u'(t)$ è il termine fluttuante.

Il termine mediato nel tempo è definito come segue

$$\bar{u}_i = \lim_{T \rightarrow t_1} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} u_i dt \quad (2.27)$$

dove t_1 deve essere maggiore della scala temporale della più piccola fluttuazione turbolenta.

Con questa equazione, si può dimostrare che la media del termine fluttuante è nulla

$$\overline{u_i'} = \lim_{T \rightarrow t_1} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} [u_i - \bar{u}_i] dt = 0 \quad (2.28)$$

Se si considera la media del prodotto di due variabili, tuttavia, non tutti i termini fluttuanti spariscono

$$\overline{u_i u_j} = \bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{u_i' u_j'} \quad (2.29)$$

Sostituendo le variabili decomposte nelle equazioni di Navier-Stokes e applicando l'operazione di media di Reynolds, si ottiene per le relazioni di conservazione della massa e della quantità di moto:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \bar{\vec{v}} &= 0 \\ \rho \frac{\partial \bar{\vec{v}}}{\partial t} + \rho (\bar{\vec{v}} \cdot \nabla) \bar{\vec{v}} &= -\nabla \bar{p} + \mu \nabla^2 \bar{\vec{v}} - \nabla \cdot \rho \left(\overline{\vec{v}' \vec{v}'} \right) + \rho \vec{f}_e \end{aligned} \quad (2.30)$$

Queste equazioni prendono il nome di “Reynolds Averaged Navier-Stokes” (RANS); esse sono formalmente identiche alle equazioni di Navier-Stokes, tranne che per un termine aggiuntivo che scritto in notazione tensoriale diventa

$$-\rho \left(\overline{v_i' v_j'} \right)$$

Tale termine è detto tensore degli sforzi di Reynolds e rappresenta la dissipazione di quantità di moto dovuta al moto turbolento.

Il tensore degli sforzi di Reynolds può essere trattato in diverse maniere. Boussinesq propose il seguente modello, che consente di sostituire i termini turbolenti, o fluttuanti, con dei termini che contengono le componenti delle grandezze mediate nel tempo:

$$-\rho \left(\overline{v_i' v_j'} \right) = \mu_T \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.31)$$

dove δ_{ij} è il delta di Kronecker (1 if $i = j$; 0 if $i \neq j$), μ_T è la viscosità turbolenta e k è l'energia cinetica turbolenta definita come segue

$$k = \frac{1}{2} \overline{v_i' v_i'} = \frac{1}{2} \overline{v_x' v_x'} + \frac{1}{2} \overline{v_y' v_y'} + \frac{1}{2} \overline{v_z' v_z'} \quad (2.32)$$

2.5 Modelli di Turbolenza

I modelli di turbolenza sono utilizzati per valutare la viscosità turbolenta μ_T . Nota questa grandezza, infatti, è possibile calcolare gli sforzi di Reynolds e quindi diventa possibile risolvere le equazioni RANS.

In genere, i modelli di turbolenza aggiungono, alle equazioni RANS, delle ulteriori equazioni differenziali per la chiusura del problema; queste, per analogia, hanno la forma di un'equazione di trasporto, ossia presentano un termine transitorio, uno convettivo, uno diffusivo e un termine sorgente.

I modelli di turbolenza possono essere così divisi:

1. Modelli a zero equazioni;
2. Modelli a una equazione;
3. Modelli a due equazioni.

Un modello a zero equazioni, o modello algebrico, si basa sul concetto di "Lunghezza di Mescolamento" di Prandtl (l_m). Questa lunghezza caratteristica dipende dalla natura del fluido ed, in generale, dalla posizione nello spazio ed è calcolata tramite relazioni algebriche. La viscosità dinamica è definita come segue

$$\mu_T = \rho l_m^2 \left| \frac{\partial |\vec{v}|}{\partial y} \right| \quad (2.33)$$

dove y rappresenta la coordinata perpendicolare alla parete.

Il modello ad una equazione utilizza un'equazione di trasporto per l'energia cinetica turbolenta (k) ed una relazione algebrica per la lunghezza caratteristica di mescolamento. Esso può quindi essere visto come un'estensione del modello precedente. La viscosità turbolenta è definita dalla relazione

$$\mu_T = \rho k^{1/2} l_m \quad (2.34)$$

I modelli a due equazioni utilizzano un'equazione di trasporto per l'energia cinetica turbolenta (k) e un'equazione di trasporto per una grandezza caratteristica turbolenta. Le due grandezze caratteristiche più usate sono la dissipazione turbolenta ε del modello k- ε e la dissipazione specifica ω del modello k- ω .

2.5.1 Modello k-ε

Nel modello k-ε la viscosità turbolenta è definita dalla relazione

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.35)$$

con C_μ costante adimensionale.

L'equazione di trasporto per k , in notazione tensoriale, è

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = & -\overline{\rho v_i' v_j'} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial k}{\partial x_j} - \frac{1}{2} \overline{\rho v_i' v_i' v_j'} - \overline{p' v_j'} \right] - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (2.36)$$

I termini a destra dell'uguale rappresentano la produzione, la diffusione e la dissipazione di energia cinetica turbolenta. Il termine diffusivo è dovuto a tre componenti: la viscosità, le fluttuazioni di velocità e le fluttuazioni di pressione. Le ultime due componenti sono modellate come segue:

$$\frac{1}{2} \overline{\rho v_i' v_i' v_j'} + \overline{p' v_j'} = -\frac{\mu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad (2.37)$$

dove σ_k è una costante adimensionale. L'Equazione 2.35 diventa

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \rho \varepsilon \quad (2.38)$$

dove P_k è il termine che indica la produzione di energia cinetica turbolenta e vale

$$P_k = -\overline{\rho v_i' v_j'} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} \quad (2.39)$$

L'equazione di trasporto per la dissipazione turbolenta (ε) è formulata in maniera identica all'equazione di trasporto di k :

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \bar{v}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} P_k \frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.40)$$

con $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$ e σ_ε costanti adimensionali. Analogamente all'equazione 2.37, è possibile riconoscere i termini di produzione, diffusione e dissipazione a destra dell'uguale. Il modello k-ε presenta, in totale, cinque costanti adimensionali che comunemente assumono i seguenti valori:

$$C_\mu = 0.09 \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

2.5.2 Modello k-ω

Il modello di turbolenza k-ω è stato sviluppato appositamente per flussi soggetti a forti gradienti di pressione avversi. Esso, rispetto al modello k-ε, risulta più accurato in prossimità delle pareti, ma peggiore lontano da esse in quanto è fortemente sensibile alle variazioni del valore di ω.

Il modello k-ω è caratterizzato da due equazioni di trasporto analoghe a quelle del modello k-ε. La grandezza caratteristica turbolenta, in questo caso, è la dissipazione specifica ω e la viscosità turbolenta viene definita come segue:

$$\mu_T = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.41)$$

L'equazione di trasporto di k è simile all'Equazione 2.37 differenziandosi per il termine di dissipazione e per le costanti adimensionali:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma^* \mu_T \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \beta^* \rho k \omega \quad (2.42)$$

dove P_k resta definito dall'Equazione 2.38 e σ^* e β^* sono le costanti adimensionali. L'equazione di trasporto della dissipazione turbolenta risulta invece

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \bar{v}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha P_k \frac{\omega}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma \mu_T \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] - \beta \rho \omega^2 \quad (2.43)$$

dove α , β e σ sono le costanti adimensionali. I valori delle cinque costanti adimensionali del modello k- ω sono:

$$\alpha = \frac{5}{9} \quad \beta = 0.075 \quad \beta^* = 0.09 \quad \sigma = 1/2 \quad \sigma^* = 1/2$$

2.5.3 Modello k- ω SST

Il modello di turbolenza k- ω SST (Shear Stress Transport) costituisce lo stato dell'arte dei modelli di turbolenza a due equazioni in quanto è progettato per esaltare i pregi e mitigare i difetti dei due modelli k- ϵ e k- ω : esso infatti impiega il modello k- ω vicino alle pareti, il modello k- ϵ lontano da esse e utilizza una relazione modificata per la viscosità turbolenta che limita gli sforzi di taglio dovuti ai gradienti di pressione

$$v_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (2.44)$$

dove v_T è la viscosità turbolenta cinematica:

$$v_T = \frac{\mu_T}{\rho} \quad (2.45)$$

Nell'Equazione 2.43, S è una misura invariante della velocità di deformazione. Il modello SST, oltre alle costanti adimensionali tipiche dei modelli a due equazioni, utilizza delle funzioni empiriche (come ad esempio F_2 nell'Eq. 2.43) che consentono la transizione tra il modello k- ω , in prossimità delle pareti e il modello k- ϵ lontano da esse.

Il modello SST risulta altamente accurato nella predizione dei flussi con forti gradienti di pressione avversi e in presenza di separazione dello strato limite indotto dalla pressione. La maggior efficacia di questo modello si paga in termini computazionali in quanto risulta più complesso da implementare e quindi appesantisce le simulazioni.

2.6 Generazione della Mesh

Le equazioni RANS (integrate dal modello di turbolenza) possono essere risolte solo numericamente. Per far ciò è necessario discretizzare il dominio fluido in un elevato numero di piccole celle. Prima di affrontare questa procedura è necessario realizzare un modello tridimensionale in grado di descrivere il dominio di calcolo in maniera completa e univoca grazie a coordinate geometriche.

Una volta realizzata, tramite software CAD 3D, la geometria, questa viene passata ad un software in grado di generare la mesh (o griglia di calcolo).

Una mesh sufficientemente fine e di elevata qualità è il prerequisito fondamentale per ottenere dei risultati affidabili da una simulazione CFD. Mesh grossolane e con elementi di forma “sfavorevole” in termini di angoli e proporzioni, possono facilmente condurre a risultati non veritieri. La generazione della mesh è quindi una fase di fondamentale importanza.

In genere, è possibile affermare che più fine è la griglia (celle piccole), migliore sarà l’accuratezza della soluzione; per contro, i tempi di calcolo e le difficoltà nel raggiungimento della convergenza della simulazione aumentano.

Solitamente, quindi, si tende ad infittire la mesh nelle zone più “delicate”, in particolare, dove sono presenti forti gradienti di velocità come nei bordi d’ingresso e di uscita dei profili e, in generale, vicino alle pareti. È necessario, inoltre, porre attenzione che la dimensione delle celle non cambi in maniera troppo accentuata.

Per quel che riguarda la qualità della mesh, si può affermare che le linee della griglia devono essere il più possibile ortogonali alle pareti ed, in genere, al dominio di calcolo. Gli elementi della griglia (celle) devono avere angoli compresi tra 40° e 140° (al limite sono tollerati angoli compresi tra 20° e 160°).

Esistono due tipi principali di mesh:

- Mesh Strutturate (Fig. 2.4): ogni punto della griglia (vertice o nodo) è univocamente identificato da degli indici i, j, k e dalle corrispondenti coordinate cartesiane $x_{i,j,k}$, $y_{i,j,k}$ e $z_{i,j,k}$. Le celle sono quadrilatere in 2D ed esaedriche in 3D.
- Mesh Non Strutturate (Fig. 2.5): le celle, così come i punti della griglia, non hanno un ordine particolare e celle, o punti, adiacenti non possono essere identificati direttamente dagli indici (ad esempio, in figura, la cella 6 è vicina alla cella 119). Nel passato, le celle erano triangolari in 2D e tetraedriche in 3D. Al giorno d’oggi, le mesh non strutturate sono solitamente formate da un mix di celle quadrilatere e triangolari in 2D e un mix di celle esaedriche,

tetraedriche, prismatiche e piramidali in 3D. Questo tipo di mesh non strutturate, dette “ibride”, consentono di risolvere lo strato limite in maniera più accurata.

Mesh Strutturate

Il vantaggio principale delle mesh strutturate è dovuto al fatto che gli indici i, j, k rappresentano un vero e proprio “indirizzo” nel dominio di calcolo. Ciò consente di accedere ai punti della griglia adiacenti molto rapidamente e facilmente in quanto basta aggiungere, o sottrarre, dei numeri interi all’indice corrispondente (ad esempio $(i - 1)$, $(k + 3)$). In questo modo, la valutazione dei gradienti, delle variabili di flusso e anche il trattamento delle condizioni al contorno risulta molto semplificata. Lo svantaggio delle mesh strutturate sta nella difficoltà di generare la griglia per geometrie complesse. In questi casi, è possibile dividere lo spazio fisico in una serie di “blocchi” più semplici per i quali è possibile generare la mesh più facilmente (mesh multiblocco). Con questo approccio, tuttavia, aumenta la difficoltà nel risolvere il campo di moto poiché è necessaria una logica specifica per valutare la variazione delle grandezze tra i blocchi.

Mesh Non Strutturate

Le mesh non strutturate offrono la massima flessibilità nella discretizzazione di geometrie complesse. Le celle triangolari (in 2D) o tetraedriche (in 3D) possono essere generate in maniera automatica indipendentemente dalla complessità del dominio di calcolo.

Nella pratica, è necessario impostare alcuni parametri in maniera appropriata per ottenere una buona qualità della griglia. In particolare, per risolvere in maniera accurata lo strato limite, è consigliabile l’impiego di celle rettangolari (in 2D) e prismatiche, o esaedriche, (in 3D) in prossimità delle pareti (mesh ibride). Un altro vantaggio di questo approccio ibrido è la riduzione del numero di celle, bordi, facce e possibilmente punti della griglia. Il tempo richiesto per la generazione di una mesh non strutturate è sensibilmente inferiore di quello richiesto per una mesh strutturata.

Lo svantaggio principale di questo tipo di griglie è la necessità di maggiori risorse computazionali e di tempi di calcolo più lunghi per la soluzione del campo di moto. La capacità di gestire problemi con geometrie complesse, tuttavia, fa sì che le mesh non strutturate siano le più utilizzate soprattutto in ambito industriale.

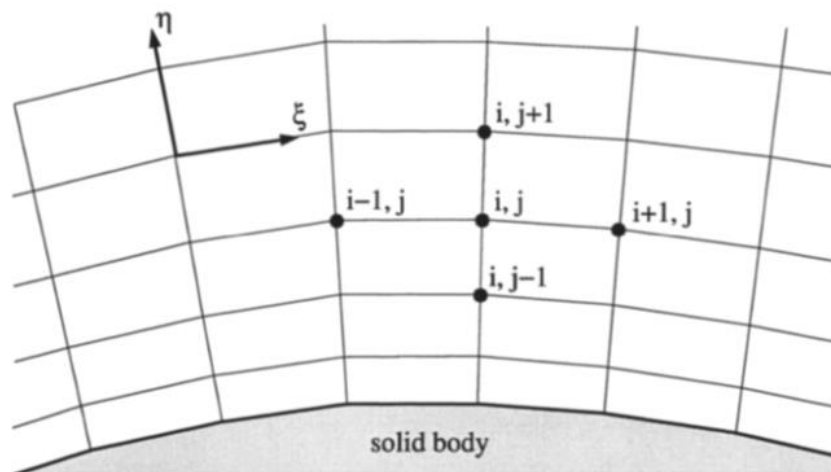


Figura 2.4 Mesh Strutturata (in due dimensione). Gli indici identificano i punti della griglia.

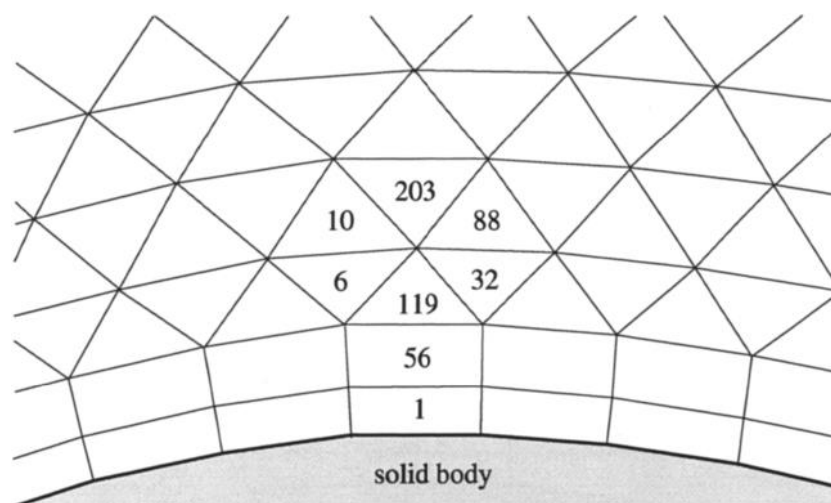


Figura 2.5 Mesh Non Strutturata Ibrida (in due dimensione). I numeri identificano le singole celle.

2.7 Metodo dei Volumi Finiti

Per la soluzione numerica del campo di moto fluido le equazioni di conservazione alle derivate parziali devono essere trasformate in equazioni algebriche. Ciò è possibile applicando il metodo dei volumi finiti (FVM).

Il metodo discretizza le equazioni di conservazione, in forma integrale, dividendo lo spazio fisico in un numero arbitrario di volumi di controllo, e le risolve integrandole su ciascuno di questi volumi. Le equazioni differenziali sono rese algebriche trasformando gli integrali di volume in integrali di superficie e approssimando questi ultimi con delle sommatorie.

Esistono diverse possibilità per definire la forma e la posizione dei volumi di controllo rispetto alla griglia di calcolo. I due approcci principali sono:

- Schema “Cell-Centred” (Fig. 2.6a): le grandezze del flusso sono definite nel centroide di ogni cella. I volumi di controllo risultano identici alle celle della mesh.
- Schema “Cell-Vertex” (Fig. 2.6b): le grandezze del flusso sono definite sui punti della griglia. I volumi di controllo possono, in questo caso, essere l’unione di tutte le celle che condividono il punto, oppure essere un determinato volume attorno al punto della griglia.

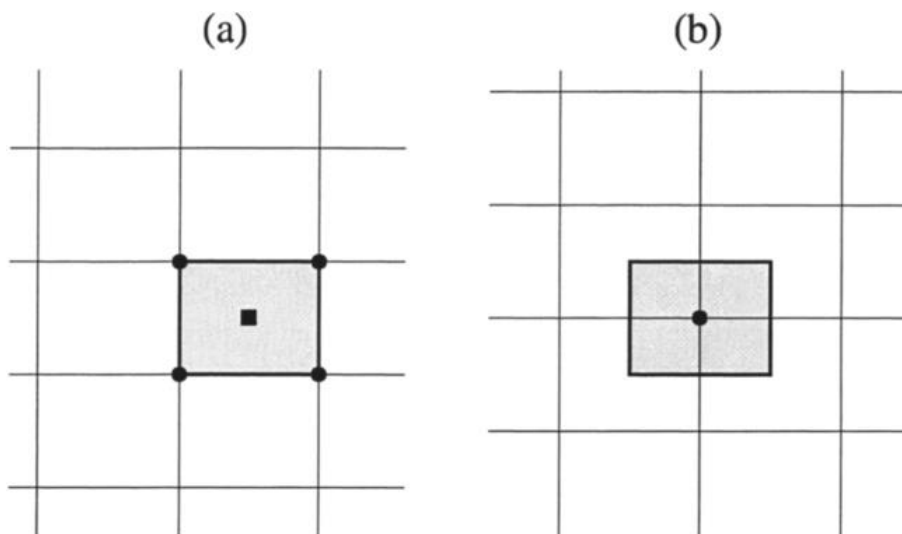


Figura 2.6 Volume di controllo “Cell-Centred” (a) e “Cell-Vertex” (b).

Il principale vantaggio del metodo dei volumi finiti è la sua flessibilità: può essere facilmente implementato sia sulle mesh strutturate sia su quelle non strutturate. Ciò rende il metodo particolarmente adatto a trattare problemi con geometrie complesse.

Poiché, inoltre, il metodo si basa sulla discretizzazione diretta delle leggi di conservazione, la massa, la quantità di moto e l’energia vengono conservate dallo schema di discretizzazione impiegato.

Gli schemi numerici di discretizzazione più diffusi sono i “Metodi Upwind”. Il metodo upwind del primo ordine discretizza la generica variabile di flusso ϕ su una faccia della cella di calcolo (volume di controllo) con quella definita sul centroide della cella che sta a monte rispetto al senso del moto. Esso necessita quindi la conoscenza del segno della velocità nelle celle adiacenti. Tale metodo commette un errore del primo ordine. Inoltre, se il flusso non è allineato con la struttura della griglia può provocare fenomeni di falsa diffusione (diffusione di origine numerica). Per questi motivi sono stati sviluppati metodi upwind del secondo e terzo ordine che risultano più accurati a fronte di un aumento dei tempi di calcolo e di una più difficile convergenza della soluzione.

2.8 Condizioni al Contorno

Il metodo dei volumi finiti richiede, per poter funzionare, l'imposizione delle condizioni al contorno.

Una non corretta implementazione delle condizioni al contorno comporta l'ottenimento di risultati erranei, e nel peggiori dei casi, influenza pesantemente la convergenza della soluzione.

Le zone di contorno, o “boundaries”, possono essere concettualmente raggruppate in 5 tipi di condizioni al contorno, o “boundary conditions”:

- Inlet;
- Outlet;
- Wall;
- Simmetry;
- Periodic.

Per la generica variabile di trasporto ϕ si possono imporre condizioni di Dirichlet (tipicamente all'ingresso)

$$\phi = (\text{costante}, \text{distribuzione}) \quad (2.46)$$

oppure condizioni di Newmann (tipicamente all'uscita):

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \quad (2.47)$$

Inlet

Specificare una condizione di Ingresso comporta il dover necessariamente specificare un'appropriata condizione di Uscita in modo da soddisfare la conservazione della massa.

In genere, è preferibile porre la zona relativa a tale condizione sufficientemente distante dalla regione di interesse in modo da dare al flusso la possibilità di svilupparsi.

I principali parametri da specificare quando si impone una condizione di Inlet sono il regime e la direzione del flusso, la distribuzione di un parametro (ad esempio la velocità) che può essere uniforme oppure avere un determinato profilo, la variazione di una grandezza fisica e il livello di intensità della turbolenza all'ingresso.

Outlet

La condizione di Uscita deve essere scelta in modo tale che essa abbia una scarsa influenza sul flusso a monte. La zona relativa a tale condizione va pertanto posta il più lontano possibile dalla regione di interesse e comunque non in zone caratterizzate da grandi cambiamenti geometrici o regioni influenzate dalla presenza di scie.

Per questa condizione, oltre al regime del flusso, solitamente si specifica un valore costante per la pressione statica in quanto questa informazione spesso è disponibile da prove sperimentali.

Wall

Alle pareti solide della geometria che vengono definite dall'utente, solitamente il software assegna la condizione "No Slip Wall". Questa condizione impone che il fluido nelle immediate vicinanze della parete abbia velocità nulla. Anche l'energia cinetica turbolenta e il suo gradiente sono nulli alla parete mentre la dissipazione turbolenta assume valori finiti sopra lo zero.

Simmetry e Periodic

Queste condizioni sono utilizzate quando la geometria del fluido possiede alcune simmetrie o periodicità tali da poter semplificare il problema risolvendo solo una frazione del dominio di calcolo.

In un piano di simmetria, vanno soddisfatte le seguenti condizioni:

- Velocità normale nulla;
- Il gradiente normale delle variabili di trasporto deve essere nullo.

Per applicare la condizione di periodicità, invece, è necessario avere piani (o bordi in 2D) periodici a due a due. Essi devono essere fisicamente identici, così come deve essere identica la distribuzione della mesh su entrambi i piani (o bordi).

Capitolo 3

Simulazione Numerica dell'Idrogetto

L'analisi numerica presentata in questa tesi si basa su un modello di riferimento prodotto da CASTOLDI S.p.A., azienda leader nella progettazione e realizzazione di propulsori a idrogetto con sede ad Albairate (MI).

L'installazione considerata è un'unità ad imbocco obliquo costituita da una pompa assiale a singolo stadio dotata di tre pale e un effusore convergente dotato di cinque pale raddrizzatrici.

Di seguito sono riportate alcune specifiche tecniche dell'idrogetto:

- Diametro girante: 337 mm (all'ingresso).
- Potenza in input: fino a 625 kW (senza certificazione).
- Massimo spostamento raccomandato: 6-7 Tons (1 unità)
- 25 rapporti di trasmissione disponibili.
- Peso a secco: 300 kg.
- Volume d'acqua trattenuta: 68 L.
- Dispositivo di sterzo idraulico.



Figura 3.1 Fotografia dell'idrogetto di riferimento prodotto da CASTOLPI S.p.A.

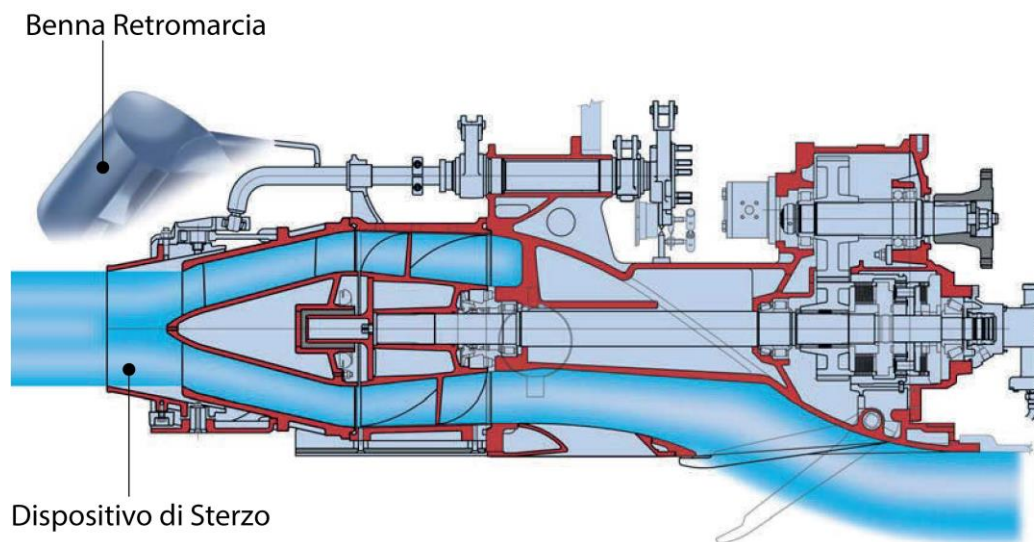


Figura 3.2 Schematizzazione dell'idrogetto di riferimento

In Figura 3.1 è riportata una fotografia del modello di riferimento, mentre in Figura 3.2 è rappresentata una sua schematizzazione semplificata. A valle dell'effusore sono presenti il dispositivo di sterzo e la "benna retromarcia" (non considerati nella geometria del modello di calcolo). Il primo agisce in maniera tale da deflettere il getto d'acqua (fino a 25° su ogn'uno dei due lati) per permettere allo scafo di sterzare. La benna retromarcia, invece, è formata da due condotti gemelli che consentono, una volta che essa si trovi abbassata di fronte allo scarico, di deviare il getto in avanti, ossia in direzione opposta a quella di uscita dall'effusore. Questi due dispositivi consentono una completa manovrabilità dell'imbarcazione.

3.1 Modellazione Geometrica dell'Idrogetto

Per eseguire una simulazione numerica con un codice CFD, è necessario realizzare il modello geometrico del dominio di calcolo utilizzando un software CAD.

A tal proposito, partendo dai disegni tecnici forniti dal costruttore (come ad esempio quello di Figura 3.3), è stato realizzato un modello tridimensionale del dominio fluido che caratterizza il propulsore. Tale modello risulta semplificato rispetto all'originale, tuttavia le modifiche apportate garantiscono comunque la fedeltà del campo di moto necessaria ai fini della simulazione fluidodinamica.

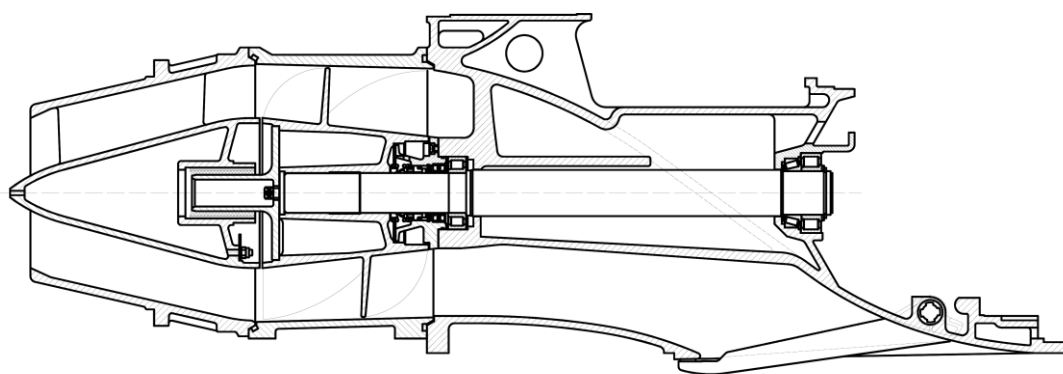


Figura 3.3 Vista in sezione meridiana fornita dal costruttore

Si fa presente che la realizzazione della geometria del dominio di calcolo è stato oggetto di un precedente lavoro ed esula dalle competenze di questa tesi. Nel seguito saranno quindi indicate solo le linee guida che sono state seguite per la creazione del modello e saranno riportate, per ragioni di riservatezza, solamente le rappresentazioni schematiche e le dimensioni caratteristiche delle tre componenti che costituiscono l'idrogetto: il condotto d'imbocco, la pompa e l'effusore.

3.1.1 Geometria del Condotto Obliquo

In Figura 3.4 è rappresentato il condotto d'imbocco obliquo e alcune dimensioni caratteristiche per dare un'idea dell'ingombro complessivo del componente.

Da questa figura è possibile apprezzare il particolare profilo del condotto atto a ridurre le perdite di carico e limitare i fenomeni di separazione del flusso dalle pareti dello stesso.

Sempre in Figura 3.4 è possibile vedere in dettaglio la forma di mezza sezione d'imbocco del condotto.

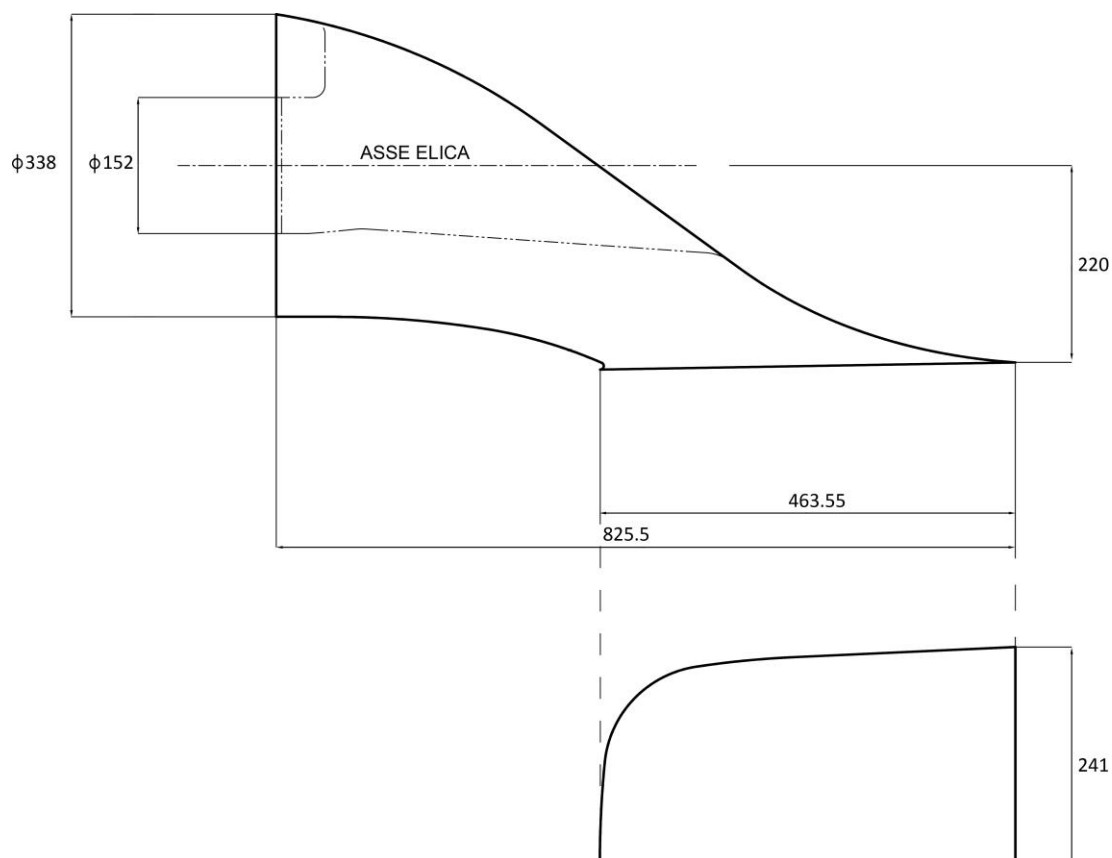


Figura 3.4 Vista in sezione meridiana del condotto e di (metà sezione d'imbocco). Le dimensioni dell'ingombro sono espresse in mm

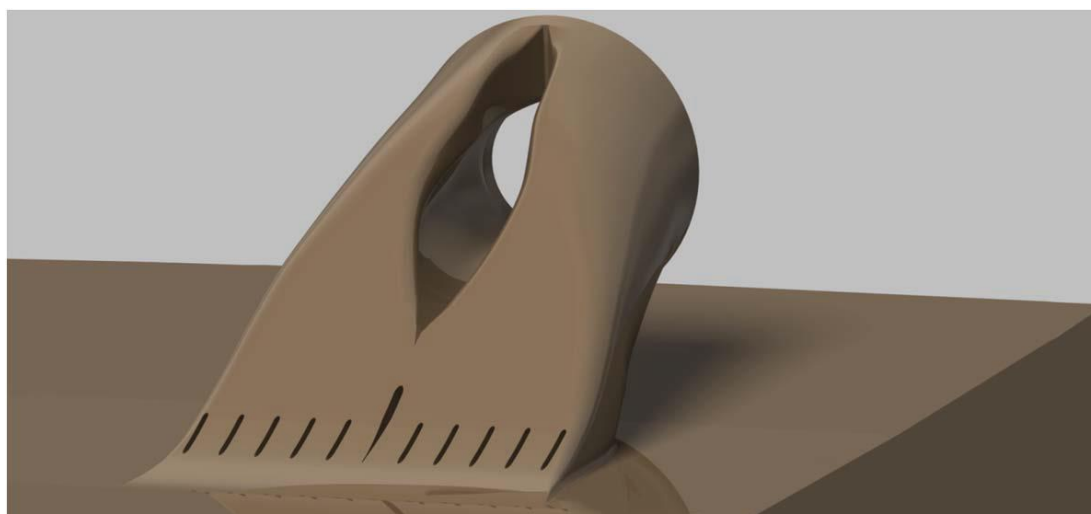


Figura 3.5 Vista posteriore del modello tridimensionale del dominio fluido relativo al condotto

In Figura 3.5 è possibile vedere la vista posteriore del modello tridimensionale che rappresenta il dominio fluido relativo al condotto. Si può notare il foro del carter dell'albero motore della pompa e la serie di fori della griglia. L'imbocco è, infatti, dotato di una griglia mobile di protezione dalla possibile aspirazione di detriti nel condotto. La griglia è formata da dieci barre il cui profilo, mostrato in Figura 3.6, è progettato in modo da avere un impatto minimo sul flusso, per garantire le minime perdite fluidodinamiche. Il foro centrale, invece, appartiene ad una barra fissa detta "pinna"; questa non fa propriamente parte della griglia e ha sia una funzione di sostegno strutturale, sia la funzione di guidare il flusso all'imbocco del condotto.

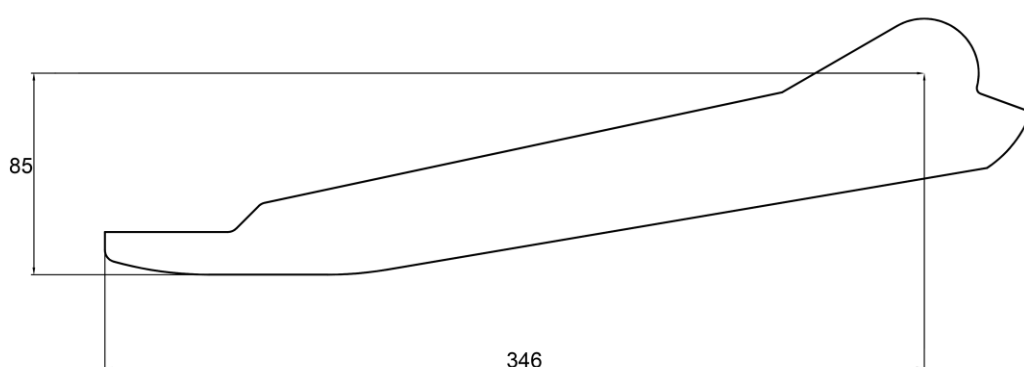


Figura 3.6 Dimensioni (esprese in mm) dell'ingombro di una barra della griglia di protezione

3.1.2 Geometria della Pompa

L'idrogetto in esame utilizza una pompa assiale munita di girante a tre pale. Per realizzare il modello tridimensionale si è utilizzato il codice "Blade Generator" che consente di creare la geometria di una turbomacchina, e in particolare della sua palettatura, in maniera semplificata rispetto ad un normale software di modellazione CAD. Con tale codice, una volta indicate le misure caratteristiche del mozzo ("Hub") e dell'involucro ("Shroud") della pompa (Figura 3.7), è possibile definire un opportuno numero di sezioni palari per le quali dovrà essere specificato il relativo profilo aerodinamico; quest'ultimo è univocamente definito dalla conoscenza della forma della linea media e dell'opportuna distribuzione di spessori lungo tale linea.

In Figura 3.8 è riportato il profilo aerodinamico di una sezione intermedia della pala. La misura dello sviluppo assiale è comune a tutte le sezioni ed è minore della

lunghezza stessa della pompa; lo spessore massimo, invece, è un parametro caratteristico del particolare profilo in quanto varia in direzione radiale assumendo il valore maggiore sul profilo al mozzo, che risulta il più sollecitato, e diminuendo verso il profilo più esterno.

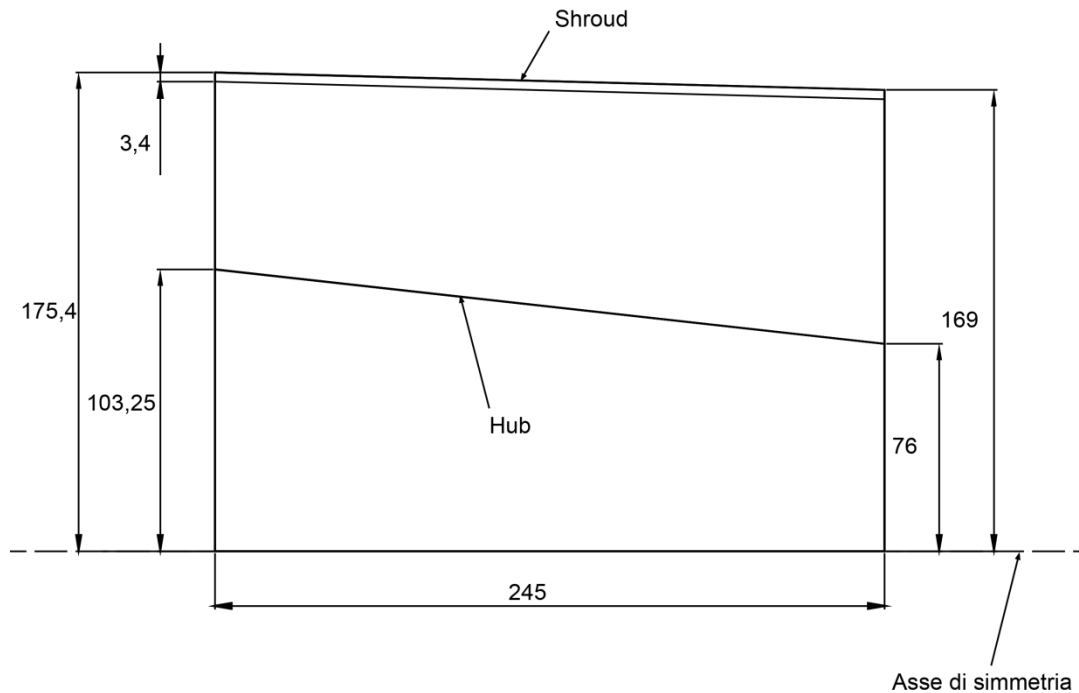


Figura 3.7 Vista in sezione meridiana della pompa (misure espresse in mm)

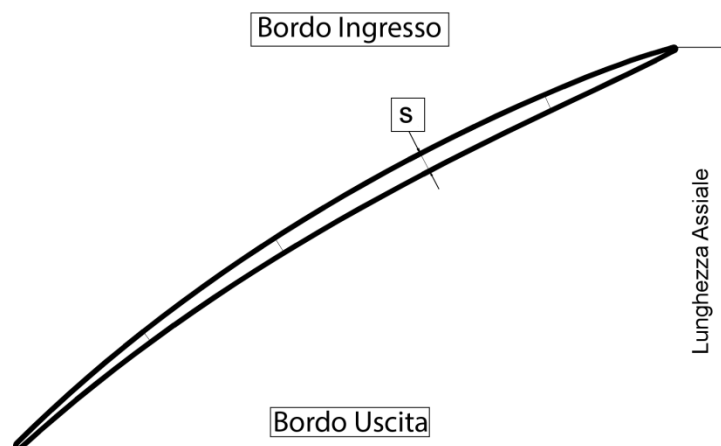


Figura 3.8 Profilo aerodinamico relativo ad una sezione palare (misure in mm)

In Figura 3.9, infine, è rappresentata in tre dimensioni, la geometria di due delle tre pale di cui è formata la girante (per ragioni di chiarezza). È possibile vedere le cinque sezioni utilizzate per definire la palettatura e la sua disposizione lungo il mozzo (in azzurro) della pompa.

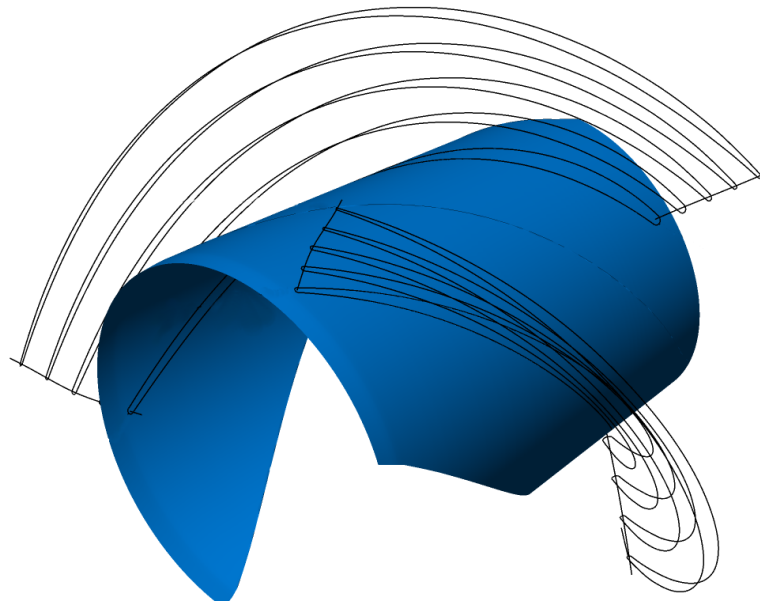


Figura 3.9 Geometria della palettatura

3.1.3 Geometria dell'Effusore

Il modello tridimensionale dell'effusore è stato creato in maniera analoga a quello della pompa: la geometria della palettatura statica è stata creata grazie al codice Blade Generator fornendo le dimensioni caratteristiche dell'ingombro (Figura 3.10) e la forma del profilo palare (Figura 3.11).

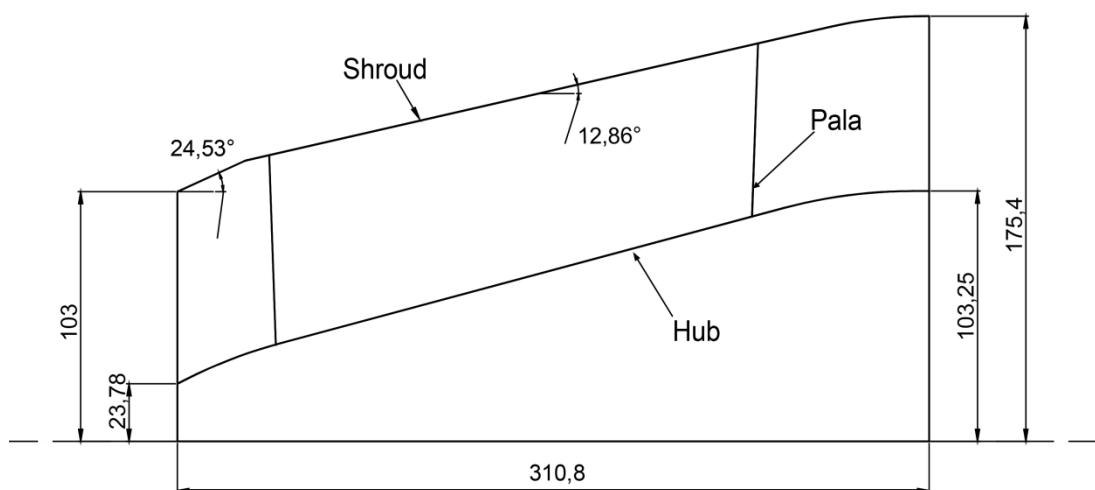


Figura 3.10 Vista in sezione meridiana dell'effusore (misure in mm)

Da ultimo, si fa notare che per questo componente, tutte le possibili sezioni palari sono caratterizzate da profili ad arco di cerchio uguali sia per forma della linea media, sia per spessore massimo (Figura 3.11).

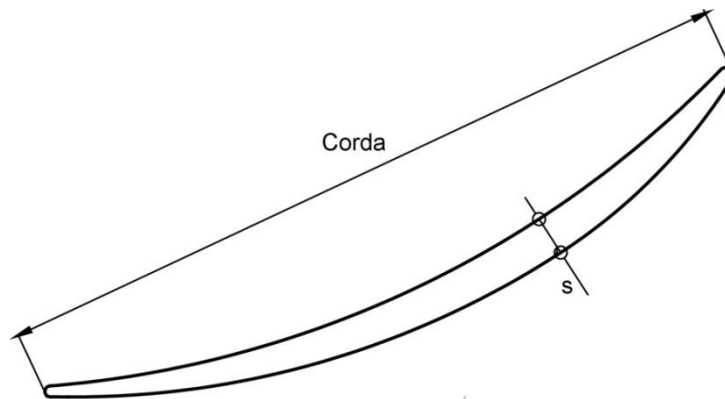


Figura 3.11 Profilo palare dell'effusore

Nella seguente figura è rappresentato il modello tridimensionale completo dell'idrogetto utilizzato per l'analisi numerica.

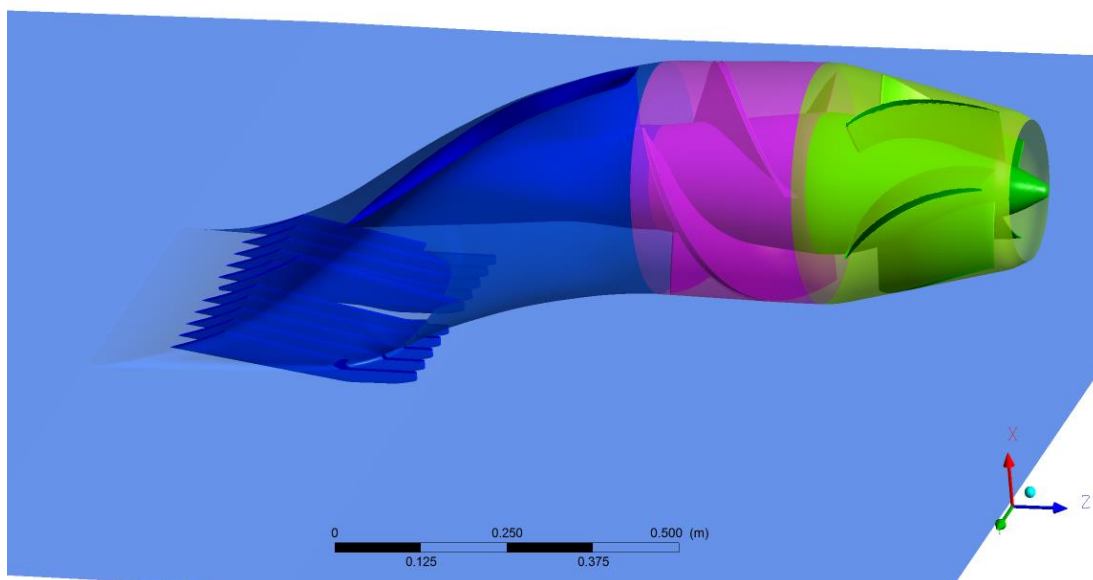


Figura 3.12 Modello tridimensionale dell'idrogetto

3.2 Approccio all'Analisi Numerica

L'analisi numerica con codici di calcolo CFD si basa sull'assunzione di modelli matematici e semplificazioni della fisica del campo di moto fluido che devono, comunque, garantire un'adeguata accuratezza nella descrizione del fenomeno.

Nel seguito sarà quindi presentata una rassegna dei modelli e delle semplificazioni utilizzati nelle simulazioni.

3.2.1 Definizione del Dominio Fluido

Il dominio fluido, è costituito, oltre che dalle già citate componenti dell'idrogetto, anche da altri due domini di calcolo. Il primo dominio, a monte dell'imbocco, rappresenta il volume d'acqua che scorre sotto lo scafo; il secondo, invece, a valle dell'idrogetto, rappresenta l'ambiente circostante con cui il getto d'acqua si trova ad interagire quando viene espulso dall'effusore e sarà pertanto costituito da aria. Questi due volumi, per ovvie ragioni, saranno caratterizzati da dimensioni molto maggiori rispetto a quelle dell'idrogetto.

Per quanto detto sopra, nelle simulazioni in esame si è dovuto optare per un modello bifasico omogeneo del campo di moto e, quindi, per l'intero dominio di calcolo si sono dovuti definire due fluidi continui, l'acqua e l'aria. Nonostante si sia utilizzato tale modello, non si è tenuto conto della cavitazione in quanto lo studio dei fenomeni ad essa legati esulava dagli obbiettivi della tesi.

Un'altra fondamentale caratteristica, che è necessario specificare nella definizione del dominio fluido, è la sua comprimibilità. In un'installazione a idrogetto, la massima velocità del flusso viene raggiunta in corrispondenza del raggio massimo della girante e di norma non supera mai i 50 m/s. Questo valore è molto inferiore alla velocità del suono in acqua (circa 1450 m/s) e quindi il numero di Mach risultante è sufficientemente piccolo da poter ritenere il flusso incomprimibile (è bene precisare che quanto detto vale per flussi non cavitanti, in quanto i fenomeni di cavitazione diminuiscono notevolmente la velocità del suono dell'acqua).

In entrambi i fluidi definiti, infine, è stata imposta la condizione di isotermità per il modello di trasferimento di calore. Questa condizione richiede che sia specificata la temperatura assoluta del fluido, assunta in questo caso pari a quella ambiente, e non prevede la soluzione dell'equazione di conservazione dell'energia.

3.2.2 Trattazione dello Strato Limite sullo Scafo

Il flusso in ingresso nel condotto dell'idrogetto proviene in parte dallo strato limite presente sulle pareti dello scafo: quest'ultimo ha l'effetto di ridurre la velocità dell'acqua all'imbocco rispetto alla velocità di avanzamento dell'imbarcazione.

La determinazione della distribuzione di velocità nello strato limite è un calcolo complesso, ma può essere approssimato utilizzando le relazioni note dalla teoria dello strato limite della lastra piana. A tale scopo, lo strato limite è semplificato ipotizzandolo come un parallelepipedo di spessore δ , all'interno del quale la velocità assume un profilo dato dalla seguente legge di potenza:

$$v = U_{inf} * \left(\frac{y}{\delta}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.1)$$

dove v indica la velocità locale nello strato limite ad una distanza y dalla parete, U_{inf} è la velocità indisturbata (ossia la velocità di avanzamento), e n è l'indice della legge di potenza.

Per i flussi turbolenti, solitamente si assume $n = 7$ e la seguente relazione empirica per la determinazione dello strato limite della lastra piana:

$$\delta_{n=7} = 0.370 l Re_l^{-1/5} \quad (3.2)$$

In questa espressione, l è la lunghezza della superficie bagnata dello scafo ed è usata anche come lunghezza caratteristica nel calcolo del numero di Reynolds (Re_l):

$$Re_l = \frac{\rho U_{inf} l}{\mu} \quad (3.3)$$

L'Equazione 3.2 consente di ottenere una buona stima dello spessore dello strato limite per flussi con numero di Reynolds compreso tra $5 \cdot 10^5$ e 10^7 . Per flussi caratterizzati da numeri di Reynolds maggiori questa espressione non va più bene. In letteratura, si afferma che, in questi casi, è ragionevole assumere $n = 9$ nella legge di potenza 3.1 e modificare l'Equazione empirica 3.2 come segue:

$$\delta_{n=9} = 0.270 l Re_l^{-1/6} \quad (3.4)$$

Lo strato limite sullo scafo di un'imbarcazione propulsa con un sistema a idrogetto, è caratterizzato da numeri di Reynolds che oscillano proprio tra 10^7 e 10^8 a seconda delle condizioni operative. Nelle simulazioni, quindi, si opterà opportunamente per l'una o l'altra formula in modo da approssimare lo strato limite nella maniera più corretta possibile.

3.2.3 Moto della Girante

Per definire il moto di rotazione della girante della pompa si è utilizzato un approccio detto "Multiple-Frame-of-Reference". L'idea alla base di questo modello, è quella di far ruotare il sistema di riferimento della girante e non la girante stessa mantenendo, quindi, fissa la posizione relativa delle varie componenti. Le forze centrifughe e di Coriolis dovute ad una rotazione reale vengono qui modellate grazie a dei termini sorgente addizionali che vengono aggiunti all'equazione di conservazione della quantità di moto.

Il modello consente di ottenere una soluzione stazionaria del campo di moto fluido di un elemento che in realtà è in rotazione. Una simulazione di questo tipo viene anche detta "quasi-stazionaria" e offre maggior stabilità, robustezza e un notevole risparmio di risorse computazionali, rispetto a un'analisi transitoria che coinvolge l'effettiva rotazione della girante, a fronte di una perdita di accuratezza comunque accettabile, e all'ovvia impossibilità di simulare i fenomeni a transitorio.

Questo metodo è definito imponendo che il dominio fluido della pompa ruoti ad una velocità di rotazione assegnata, ossia alla velocità di rotazione della pompa stessa, e specificando sulle due interfacce "condotto-pompa" e "pompa-effusore" il modello "Frozen Rotor" per la variazione di sistema di riferimento.

3.3 Generazione della Mesh

La creazione della mesh del condotto d'imbocco e dei volumi d'acqua e d'aria rispettivamente a monte e a valle dell'idrogetto è stata oggetto del lavoro svolto precedentemente a questa tesi ed è stata fornita una volta opportunamente verificata.

In particolare, in Figura 3.13 è mostrata un'indicativa immagine della mesh superficiale del condotto. A causa della complessa forma dell'elemento è stata

utilizzata una mesh non strutturata adottando un infittimento della stessa in prossimità delle pareti e nella zona dello strato limite, grazie ad una serie di strati, o layer, di celle esaedriche che, si ricorda, permettono di risolvere il campo di moto in maniera più accurata. In generale, comunque, tutte quelle zone ritenute più critiche poiché caratterizzate da ampie variazioni dei gradienti di pressione e velocità, sono state soggette ad un infittimento della mesh.

Il numero di elementi totali utilizzati per discretizzare questa porzione del dominio di calcolo supera gli otto milioni.

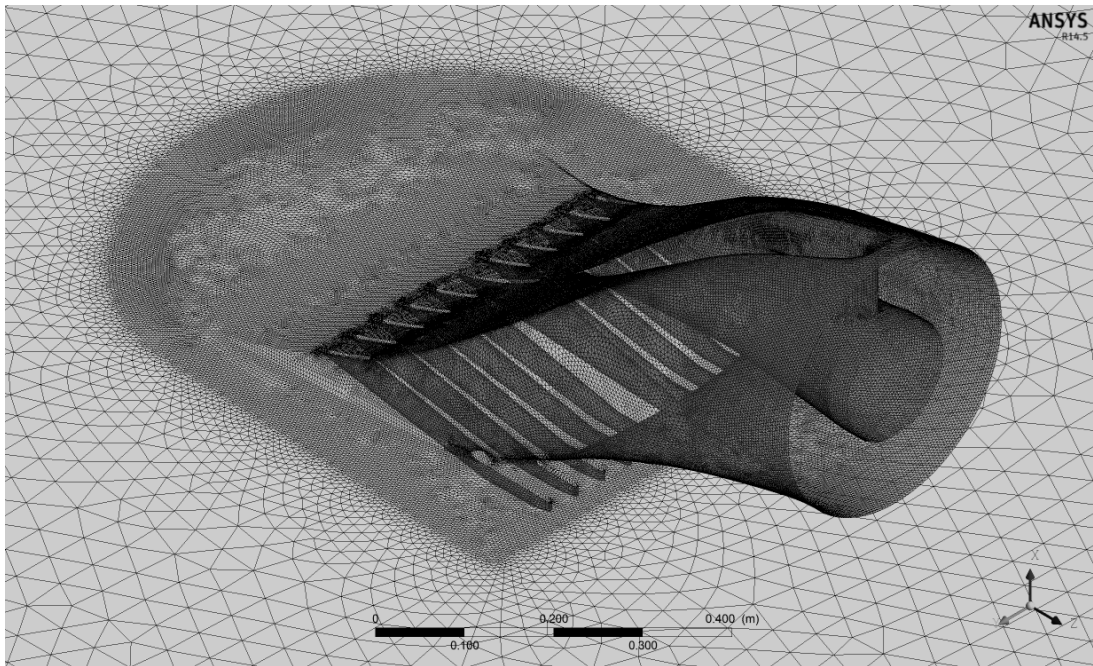


Figura 3.13 Mesh non strutturata del condotto d'imbocco.

3.3.1 Mesh della Turbomacchina

Le griglie di calcolo del dominio fluido relativo alla pompa e di quello relativo all'effusore sono state realizzate separatamente, ma seguendo un procedimento del tutto analogo. In entrambi i casi si è utilizzato il software ANSYS TurboGrid che è appositamente sviluppato per la creazione assistita di mesh strutturate di elevata qualità da utilizzare per l'analisi fluidodinamica delle turbomacchine.

Questo potente tool di meshatura, inoltre, consente un elevato grado di controllo sulla topologia e sulla risoluzione, ossia sul numero di elementi, della mesh.

La topologia è la struttura dei blocchi che agiscono da “intelaiatura” per il posizionamento delle celle esaedriche attorno al profilo. I blocchi sono disposti in modo da non sovrapporsi o formare spazi vuoti: i bordi e gli angoli risultano così condivisi tra blocchi adiacenti e si riesce a riempire l’intero dominio di calcolo. La disposizione generale dei blocchi rimane invariata dall’hub allo shroud, tuttavia è possibile aggiungere un desiderato numero di layer tra questi due in modo da migliorare la mesh tridimensionale adattando la topologia alla geometria locale del profilo. Il programma permette, infine, di andare ad agire sui singoli nodi condivisi fra più blocchi, spostandone la posizione, in modo da modificare la forma stessa dei blocchi nella maniera ritenuta più opportuna (ad esempio per rendere un lato del blocco il più possibile ortogonale al profilo).

Oltre alle topologie classiche, TurboGrid permette di utilizzare una topologia automatica ottimizzata in base alla forma del profilo, denominata “ATM Optimized Topology”, che consente di ottenere una mesh di elevata qualità garantendo la massima ortogonalità delle celle a ridosso della superficie della pala. In Figura 3.14 è rappresentata la topologia ottenuta con tale tecnica relativa al profilo sull’hub.

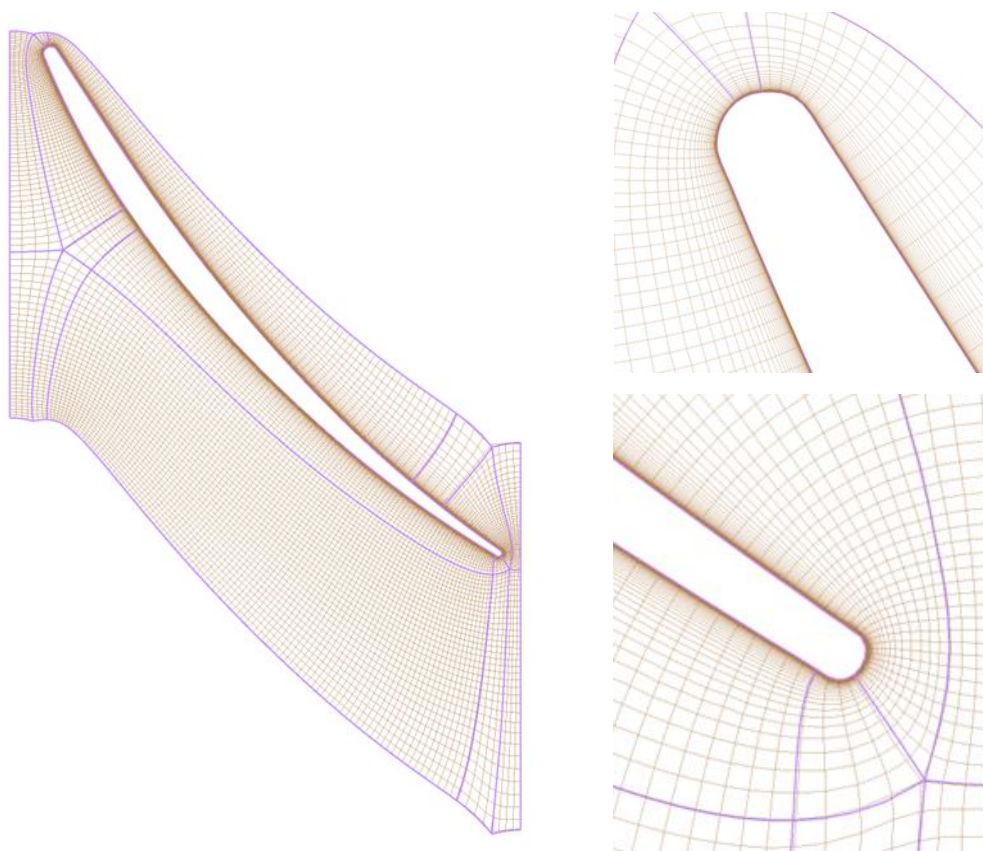


Figura 3.14 Topologia della mesh utilizzata per la pompa. Dettaglio all’inlet (sopra) e all’outlet (sotto) del profilo

Nella figura, oltre alla topologia, è possibile vedere anche la risoluzione delle celle esaedriche. In previsione di utilizzare il modello di turbolenza k- ω SST, è necessario utilizzare una mesh di densità molto elevata in prossimità delle pareti. Una delle peculiarità di questo modello è, infatti, la robustezza e l'accuratezza con cui è in grado di risolvere lo strato limite.

In generale, esistono due approcci per trattare il flusso in prossimità delle pareti:

- Il primo è il “metodo delle funzioni a parete” che modella il flusso grazie a complesse relazioni empiriche, ma non risolve lo strato limite. Ciò, da un lato consente di utilizzare una mesh relativamente grossolana risparmiando risorse computazionali, dall'altro può portare ad instabilità di tipo numerico. È tipico dei modelli k- ϵ .
- Il secondo è un metodo numerico detto “Low Reynolds” e consente di risolvere dettagliatamente lo strato limite, ma necessita di celle caratterizzate da una distanza del loro centroide dalla parete molto piccola. È importante far notare che questo metodo non fa riferimento al numero di Reynolds del sistema, ma al numero di Reynolds turbolento che nello strato limite viscoso è piccolo. Tale metodo è implementato nel modello k- ω SST.

Un metodo utilizzato per stabilire la dimensione della mesh in prossimità della parete è quello di specificare il valore di y^+ . Tale parametro rappresenta la distanza adimensionale della parete dal centroide della prima cella, ed è definito come segue:

$$y^+ = \frac{y_n}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.5)$$

dove τ_w è lo sforzo di taglio alla parete, $\nu = \mu/\rho$ è la viscosità cinematica e y_n è la distanza tra la parete fisica e la parete della cella più vicina.

In accordo con quanto affermato sul manuale di TurboGrid, poiché si intende utilizzare il modello k- ω SST, il valore di y^+ imposto è 1.

Il valore di y^+ consente di specificare solamente la dimensione delle celle in prossimità della parete. Rimane quindi da definire la mesh nel rimanente dominio di calcolo. Per far ciò TurboGrid consente di impostare un valore indicativo del numero complessivo di elementi che si vuole ottenere e di specificare, invece, l'esatto numero di elementi da interporre tra hub e shroud. Una particolare attenzione è stata posta nell'infittire la mesh nella regione tra l'estremità delle pale e lo shroud, in quanto soggetta a forti gradienti di pressione e velocità.

Il risultato di quanto appena descritto ha portato alla costruzione di una mesh con circa sei milioni di elementi che può essere apprezzata in Figura 3.15.

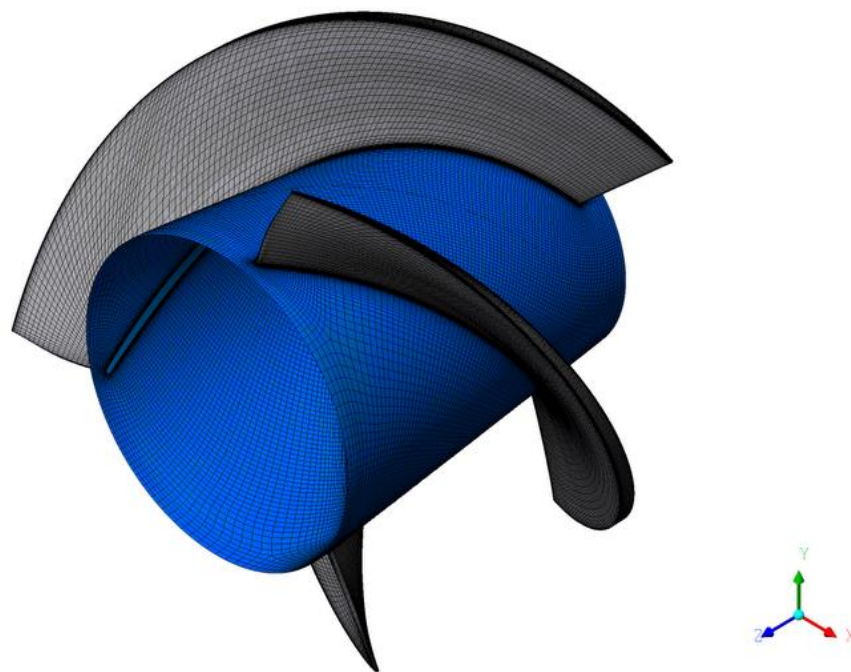


Figura 3.15 Mesh superficiale (hub e palettatura) della pompa assiale

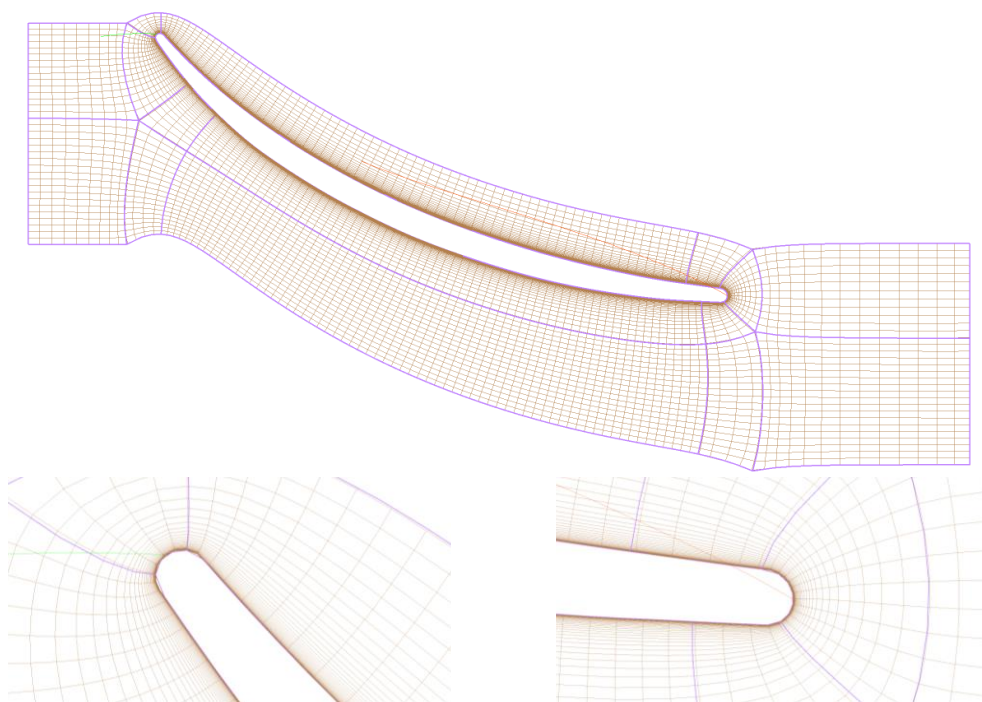


Figura 3.16 Topologia della mesh utilizzata per l'effusore. Dettaglio all'inlet (destra) e all'outlet (sinistra) del profilo

Le stesse linee guida descritte sopra sono state seguite per la realizzazione della mesh del dominio fluido che compete l'effusore.

In Figura 3.16 è mostrato la topologia dei blocchi attorno al profilo sul layer corrispondente all'hub dell'effusore; anche in questo caso si è utilizzata la tecnica ATM Optimized.

Per le ragioni descritte quando si è trattata la mesh della pompa, si è imposto $y^+ = 1$, in modo da avere un elevato grado d'infittimento in prossimità delle pareti. La mesh creata per l'effusore (Figura 3.17) presenta complessivamente circa tre milioni di elementi.

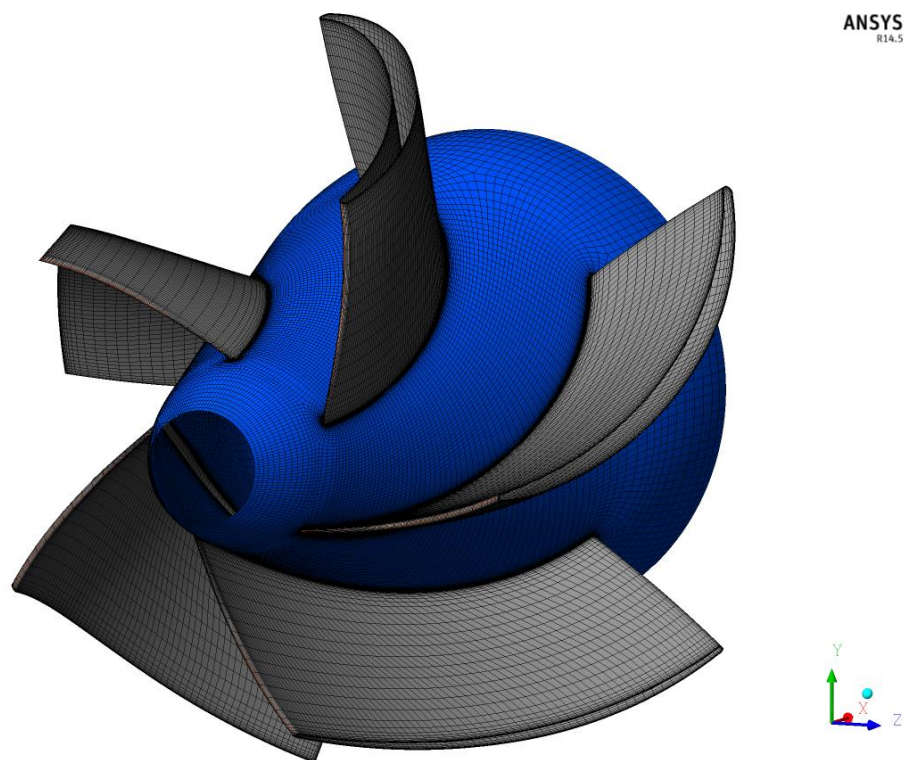


Figura 3.17 Mesh superficiale (hub e palettatura) dell'effusore palettato

Nella creazione della mesh dell'effusore si è cercato di dare un'adeguata continuità, a livello di densità di elementi, alla mesh che era stata creata per la pompa in modo tale che all'interfaccia tra queste due componenti la differenza di dimensione delle celle non fosse troppo accentuata.

Questo accorgimento, è stato peraltro preso in considerazione anche quando è stata creata la mesh della pompa stessa: per stabilire la risoluzione della griglia più opportuna, si è data, in questo caso, una particolare importanza alla densità di celle utilizza nella costruzione della mesh del condotto d'imbocco.

In Figura 3.18 è possibile vedere le griglie accoppiate dei due elementi della turbomacchina (da notare che il “naso” dell’effusore fa parte della mesh del volume esterno d’aria), mentre in Figura 3.19 è mostrata la mesh completa del propulsore. Infine, è opportuno far notare, che la mesh così creata è stata utilizzata per tutte le simulazioni effettuate senza mai essere modificata.

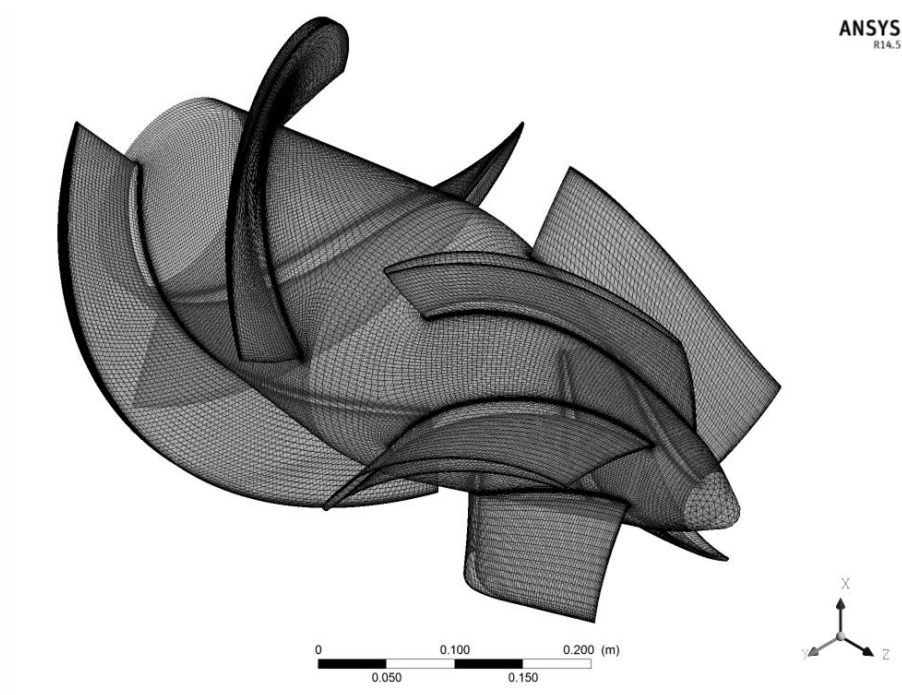


Figura 3.18 Mesh superficiale (hub e palettatura) della turbomacchina

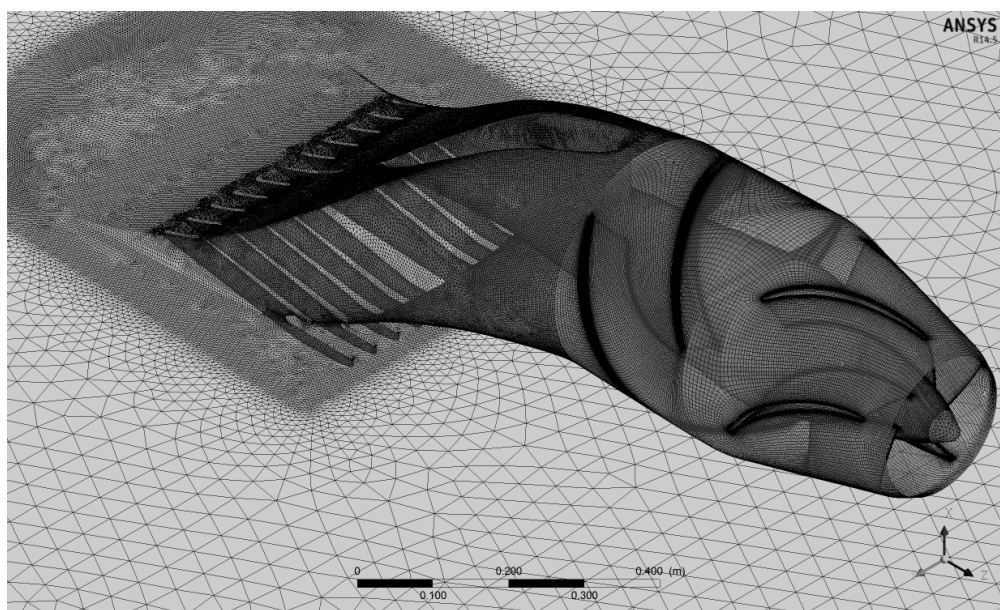


Figura 3.19 Mesh del propulsore. È visibile lo shroud della pompa e dell’effusore.

3.4 Procedura di Simulazione

Per l'analisi fluidodinamica dell'idrogetto si è utilizzato il codice di calcolo ANSYS CFX. Come la maggior parte dei codici CFD, esso è costituito da un Pre-processore, necessario per il setup della simulazione, ossia la configurazione dei modelli fisici (introdotti nel Paragrafo 3.2), delle condizioni al contorno e del metodo di soluzione numerica, da un Solutore, che discretizza le equazioni del moto e le risolve in maniera iterativa, e da un tool di Post-processing per l'analisi dei risultati.

3.4.1 Condizioni al Contorno

Per tutte le superfici del dominio di calcolo è necessario imporre un'opportuna condizione al contorno.

Le sezioni di ingresso e di uscita del flusso dal dominio di calcolo sono quelle relative ai due volumi esterni utilizzati per modellare l'acqua che scorre sotto lo scafo e l'ambiente circostante (aria).

Sulla sezione di ingresso dell'acqua nel dominio si è applicata una condizione di tipo "Inlet", per la quale si è specificato il regime di flusso, ovviamente subsonico, il valore di velocità normale alla superficie e il valore di intensità turbolenta (scelto pari al 5%). Come spiegato nel Paragrafo 3.2.2, in questa sezione il flusso è caratterizzato da un profilo di velocità che rappresenta lo strato limite dello scafo; ciò è stato imposto mediante la definizione di un'apposita espressione per la velocità normale alla superficie (V_{inlet}):

$$\begin{aligned} & \text{if}((- (xGlobal + X[m])) < d, \\ & Uinf * ((abs(xGlobal + X[m]))/d)^{(1/n)}, Uinf) \end{aligned} \quad (3.6)$$

Questa espressione consente di assegnare l'esatto valore di velocità ai punti della superficie d'ingresso: se il punto considerato si trova all'interno dello strato limite di spessore d , calcolato con l'Equazione 3.2 o 3.4 a seconda del numero di Reynolds del flusso, ad esso viene assegnato il valore di velocità locale dato dall'Equazione 3.1, altrimenti al punto sarà assegnata la velocità di avanzamento dell'imbarcazione ($Uinf$). In questa espressione, anche l'indice della legge di potenza n va scelto opportunamente tra i valori 7 e 9 in relazione al numero di Reynolds, mentre il termine $(- (xGlobal + X[m]))$ consente di definire la distanza del punto

considerato dalla parete dello scafo: x_{Global} è la coordinata verticale del punto riferita al sistema di riferimento globale definito sull'asse di rotazione della pompa (è quindi un numero negativo), mentre X è la distanza tra la parete dello scafo e il sistema di riferimento globale. Riassumendo, per definire questa condizione è necessario specificare altri due parametri oltre alla velocità di avanzamento (U_{inf}) e che sono da essa dipendenti: l'indice n e lo spessore dello strato limite d .

Infine è necessario specificare la frazione di volume dei due fluidi definiti: ovviamente in questo caso avremo solo acqua.

Per la sezione d'ingresso del volume d'aria, invece, è sufficiente imporre che la velocità normale sia pari alla velocità di avanzamento (U_{inf}). Anche qui è necessario specificare un regime di flusso subsonico e l'intensità di turbolenza pari al 5%, oltre alla frazione di volume d'aria che sarà ovviamente 1.

Su entrambe le sezioni di outlet, poiché queste sono ritenute sufficientemente distanti da non essere influenzate dalla presenza del propulsore, si è imposta la condizione di pressione media allo sbocco pari a quella atmosferica, oltre alla condizione di regime subsonico del flusso.

Per le pareti laterali dei due volumi esterni (Figura 3.20 in verde), si è utilizzata una condizione di tipo "Opening": essa differisce dalle condizioni classiche "Inlet" e "Outlet", in quanto permette al flusso di attraversare la superficie in entrambe le direzioni. Tale condizione necessita l'imposizione del regime di flusso (subsonico) della pressione (pressione atmosferica), della direzione del flusso (perpendicolare alla condizione al contorno) e, infine, del valore dell'intensità di turbolenza (5%).

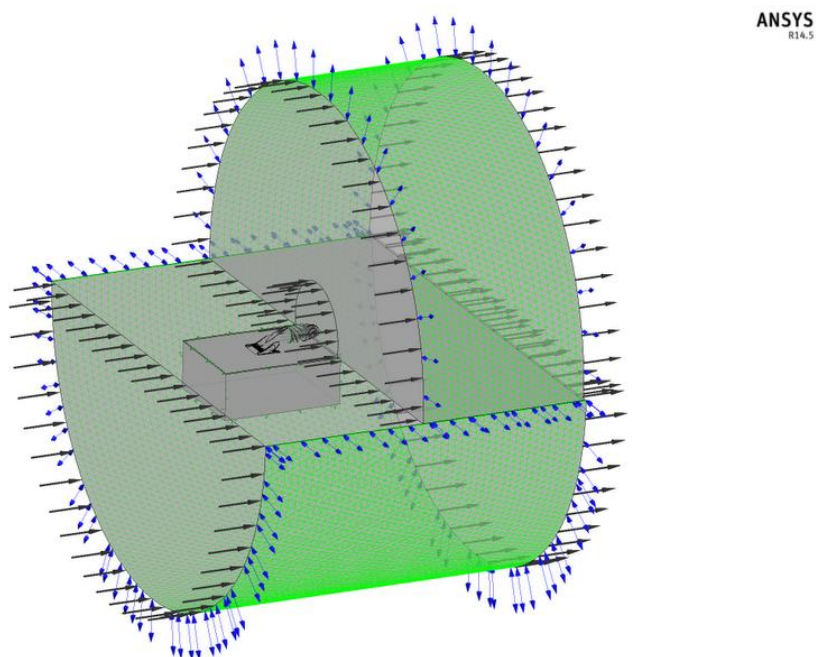


Figura 3.20 Dominio di calcolo complessivo con condizioni al contorno Inlet, Outlet e Opening

Sulle rimanenti superfici del dominio di calcolo si è definita la condizione di tipo “Wall No Slip”: questa condizione impone che il fluido nelle immediate vicinanze della parete abbia velocità nulla sia in direzione normale, sia in direzione tangenziale. Un’attenzione particolare deve essere rivolta alla condizione di “Wall” sullo Shroud della pompa: poiché per simulare la rotazione della pompa si è, in realtà, imposta la rotazione del sistema di riferimento del dominio fluido della pompa, è necessario imporre la condizione “Counter-rotating Wall” sullo shroud in modo da assumere questa superficie in contro-rotazione rispetto al sistema di riferimento rotante e quindi fissa rispetto al sistema di riferimento assoluto.

Infine, è opportuno menzionare le cosiddette “Interfaces”, che non sono delle condizioni al contorno vere e proprie, ma consentono di definire come viene trattato il flusso che attraversa le mesh di due elementi contigui: nel caso in esame si è utilizzata una “General Connection”, che non presenta periodicità di tipo traslazionale o rotazionale, e si è imposta la conservazione del flusso attraverso l’interfaccia. Si ricorda che per le due interfacce “condotto-pompa” e “pompa-effusore” è stato necessario specificare l’opzione “Frozen Rotor” per imporre la rotazione del sistema di riferimento.

3.4.2 Setup del Solutore

Come già accennato nel Paragrafo 3.3.1, il modello di turbolenza scelto per svolgere le simulazioni è il $k-\omega$ SST. Tale modello costituisce lo stato dell’arte dei modelli di turbolenza a due equazioni in quanto è progettato per esaltare i pregi e mitigare i difetti dei due modelli $k-\epsilon$ e $k-\omega$.

Per risolvere numericamente le equazioni del modello di turbolenza si è scelto di utilizzare lo schema “High Resolution”.

Per la soluzione del termine convettivo delle equazioni di conservazione, si è invece utilizzato lo schema “Upwind” del primo ordine. Questo è lo schema più robusto utilizzabile per eseguire una simulazione, ma può portare a fenomeni di falsa diffusione numerica se il flusso non è ben allineato con la struttura della griglia. Per questo motivo, in generale, questo metodo non è consigliato per ottenere la soluzione finale della simulazione e gli si preferisce lo schema “High Resolution” del secondo ordine che garantisce una maggior accuratezza.

Con quest’ultimo schema, tuttavia, non è stato possibile in nessun modo pervenire alla convergenza della soluzione, neanche utilizzando degli opportuni fattori, detti di “sottorilassamento”, che hanno proprio la funzione di favorire la convergenza a discapito dell’aumento dei tempi di calcolo.

È per questo motivo che, alla fine, la scelta del metodo di soluzione è ricaduta sullo schema “Upwind”, in quanto questo, pur garantendo una minor accuratezza, consentiva il raggiungimento del grado di convergenza desiderato e quindi la sicurezza del buon fine della simulazione.

L’ultimo parametro da specificare per la configurazione del solutore è il “TimeStep”, ossia l’intervallo temporale utilizzato per la discretizzazione dei termini variabili nel tempo presenti nelle equazioni di conservazione. In generale, si può affermare che un valore elevato del TimeStep accelera la convergenza, ma diminuisce la robustezza della soluzione, che quindi può più facilmente divergere, mentre un valore piccolo del TimeStep, rallenta la convergenza aumentando i tempi di calcolo, ma conferisce maggior robustezza alla soluzione.

In CFX sono implementate varie tipologie di controllo del TimeStep. Nelle simulazioni effettuate si è utilizzato il metodo “Local Timescale” che può essere definito come segue:

$$Local\ Timescale = \frac{Lunghezza\ Caratteristica\ Locale\ della\ Mesh}{Velocità\ Caratteristica\ Locale}$$

Ciò significa che il TimeStep diminuisce all’aumentare della velocità locale e al diminuire della grandezza locale degli elementi della mesh. Questa tipologia di controllo del Timestep è, quindi, adatta quando all’interno del dominio la velocità del flusso varia localmente in maniera considerevole.

3.4.3 Analisi di Convergenza della Soluzione

Poiché il processo di soluzione numerica delle equazioni del moto e del modello di turbolenza avviene in maniera iterativa, non è mai possibile raggiungere l’esatta soluzione.

Una misura del grado di accuratezza dei risultati della simulazione può essere ottenuta considerando i residui. Il generico residuo (R_i) riferito al volume di controllo i -esimo, è definito come la differenza tra i risultati ottenuti, per quel volume, nell’arco di due iterazioni successive. Il residuo così definito ha una valenza locale e quindi mal si presta per valutare l’andamento della soluzione sull’intero dominio di calcolo.

Un maggior senso, ha considerare il residuo medio RMS (“Root Mean Square”) che, per come è definito, assume una valenza globale.

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_i R_i^2}{n}} \quad (3.7)$$

La corretta convergenza della simulazione viene raggiunta quando i residui RMS, iterazione dopo iterazione, tendono ad assumere un andamento stabile e asintotico ad un valore prossimo allo zero. In generale si può dire che quanto più questo valore è piccolo, tanto più la soluzione è accurata. Nel caso in cui, invece, questi residui medi tendano ad assumere un andamento fluttuante, o peggio ancora divergente, i risultati della simulazione non saranno attendibili.

Per questi motivi, nel valutare la bontà della soluzione, non si è considerato semplicemente il raggiungimento di un valore prefissato del residuo RMS (nelle simulazioni effettuate si è scelto 10^{-6}), ma si è verificato che questo valore fosse mantenuto anche per un numero opportuno di iterazioni.

Di default, il solutore di CFX permette di monitorare i residui RMS di ognuna delle equazioni risolte: in Figura 3.21 è possibile vedere l'andamento dei residui delle equazioni di conservazione della massa e del momento, ma un analogo monitor è previsto anche per le equazioni del modello di turbolenza.

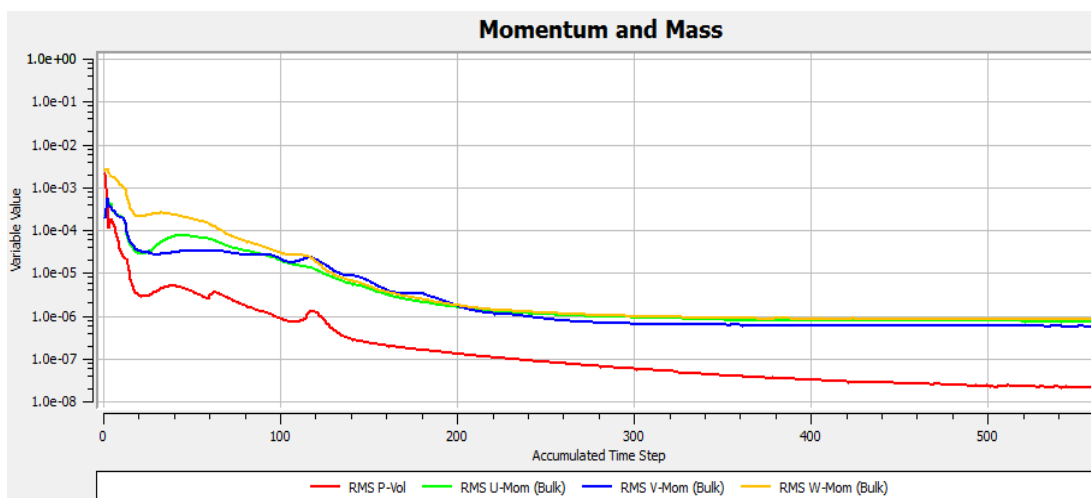


Figura 3.21 Monitor dei residui delle equazioni di conservazione della massa e del momento

Oltre a quelli dei residui, è possibile definire degli ulteriori monitor per controllare l'andamento delle grandezze ritenute di interesse: quando i valori di queste non subiscono più variazioni apprezzabili, si ha un altro indice di avvenuta convergenza. In questo caso, sono state monitorate la spinta generata dal propulsore, la potenza all'albero della pompa e la portata massica che attraversa una sezione del sistema. La corretta convergenza, si è quindi ritenuta tale al raggiungimento contemporaneo della stabilità dei residui e delle grandezze monitorate.

3.5 Risultati

Nel seguito della trattazione saranno illustrati i risultati ottenuti dalle simulazioni CFD dell'idrogetto alle diverse condizioni operative considerate. Questi, così come i dati sperimentali forniti dal costruttore, saranno riportati in forma adimensionale per ragioni di riservatezza.

3.5.1 Validazione del modello: Condizione di Progetto

Il modello fin qui descritto è utilizzato per l'analisi fluidodinamica del propulsore è stato validato con l'aiuto dei dati sperimentali forniti dal costruttore. Questi dati includono:

- le curve della spinta del propulsore in funzione della potenza erogata dal motore esterno e della velocità di avanzamento dell'imbarcazione (Figura 3.22 in forma adimensionale);
- le curve dei rapporti di trasmissione tra la velocità di rotazione del motore esterno e quella della pompa, in funzione della potenza erogata dal motore esterno.

In particolare, è stata considerata la condizione di progetto, ossia quella condizione a cui corrisponde la massima velocità di avanzamento, pari a 23.15 m/s (45 nodi) e la massima potenza certificata che può essere fornita dal motore esterno (Punto 1 sul grafico di Figura 3.22).

La conoscenza delle curve di funzionamento del sistema, ha permesso di ricavare la velocità di rotazione della pompa; in questa particolare condizione operativa, essa risulta essere pari a 2450 rpm (256.56 rad/s).

La spinta propulsiva è il parametro principe per valutare le prestazioni di un propulsore. Il suo valore è stato quindi preso come parametro di riferimento per valutare la validità del modello.

La spinta può essere calcolata mediante la funzione "Force", implementata nel post-processore di CFX: questa funzione computa direttamente la forza esercitata dal fluido sulle superfici indicate risolvendo l'integrale delle pressioni, su tali superfici, e tenendo conto del contributo delle forze viscosive ove presenti. Il risultato ottenuto si è dimostrato in accordo con il dato sperimentale presentando un errore dello 0.6%.

Come ulteriore verifica, la spinta è stata calcolata attraverso l'Equazione Teorica 1.11, utilizzando i termini ricavati dalla soluzione numerica. In questo caso, si è ottenuto un errore dell'1.9% rispetto al dato sperimentale che risulta più che accettabile se si tiene conto dei limiti impliciti nell'utilizzo dell'approccio indiretto (bilancio della variazione della quantità di moto) per la derivazione della formula impiegata.

La contemporanea verifica del valore sperimentale della spinta ottenuta sia con il risultato computato sia con quello teorico, costituisce un'efficace prova di validazione del modello.

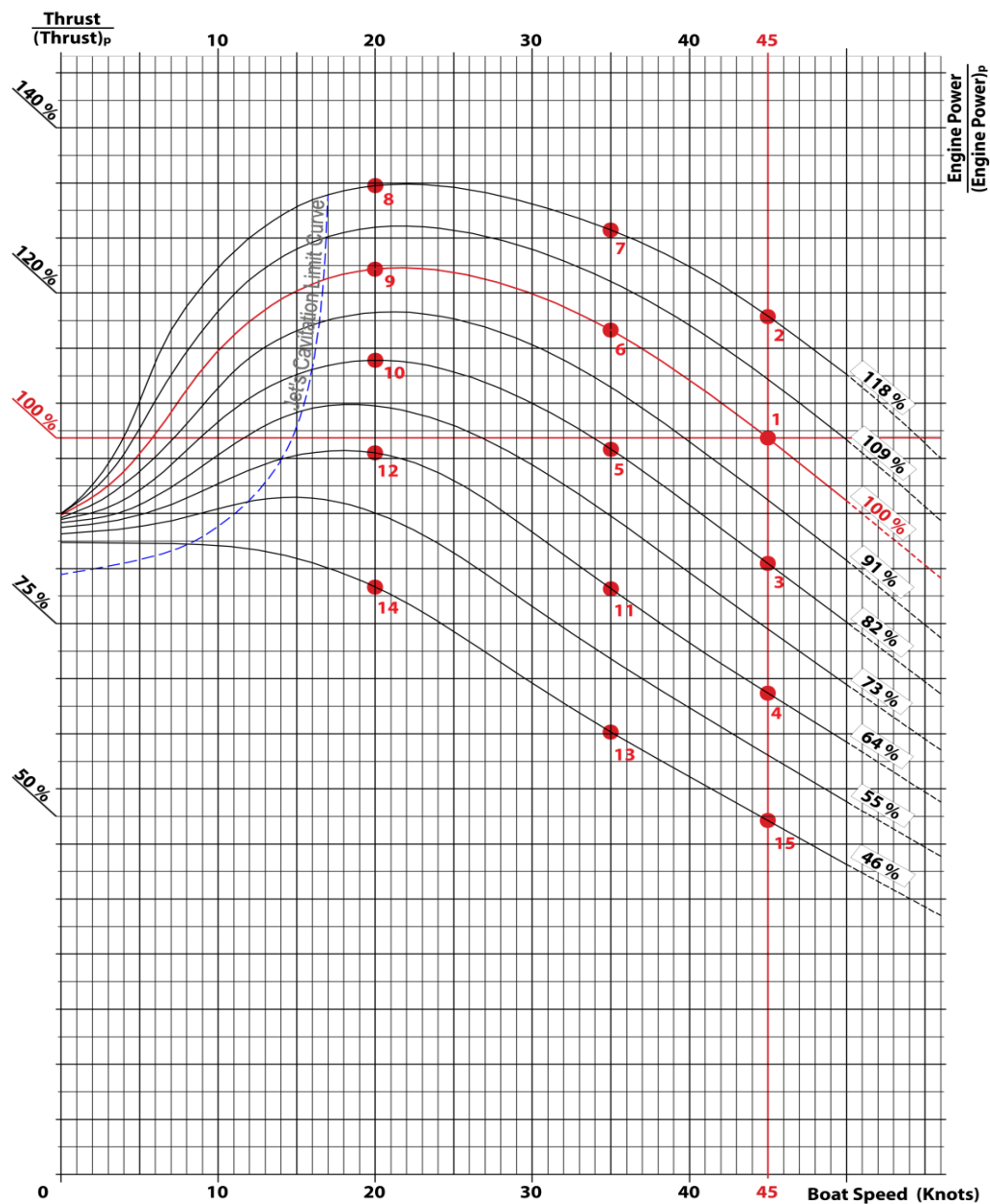


Figura 3.22 Curve caratteristiche della spinta in forma adimensionale

3.5.2 Validazione del Modello: Condizioni Fuori Progetto

Verificata la validità del modello nelle condizioni di progetto, si è effettuata l'analisi numerica di diverse configurazioni fuori progetto.

In Figura 3.22 è possibile vedere le curve caratteristiche della spinta del propulsore fornite dal costruttore. In questo grafico, come già accennato, i valori della spinta e della potenza in input sono presentati in forma adimensionale, ossia normalizzati rispetto ai rispettivi valori di progetto. Si ricorda che la condizione di progetto è rappresentata sul grafico dal Punto 1 che corrisponde alla massima velocità di avanzamento e alla massima potenza certificata erogata dal motore esterno.

Gli altri punti indicati sul grafico rappresentano le condizioni fuori progetto analizzate tramite simulazione CFD. I dati da fornire in input al pre-processore di ANSYS CFX per simulare le diverse condizioni possono essere ricavati, direttamente o indirettamente, da questo grafico. Il primo dato è la velocità di rotazione della pompa che è calcolabile, nota la potenza erogata dal motore esterno, utilizzando, in aggiunta, il grafico dei rapporti di trasmissione (non riportato). Il secondo dato, invece, è la velocità di avanzamento dell'imbarcazione che è nota direttamente dal grafico. Da questa velocità, infine, è possibile calcolare il numero di Reynolds e quindi determinare lo spessore e l'indice di potenza da utilizzare nell'equazione che modella lo strato limite.

Inclusa quella di progetto, sono state analizzate, in totale, 15 condizioni operative: in particolare sono state considerate 3 velocità di avanzamento (45, 35 e 20 nodi), e per ognuna di esse si è determinata la spinta prodotta dal propulsore a 5 diversi livelli di potenza erogata dal motore esterno.

Si fa notare, infine, che non sono state considerate condizioni operative per le quali era preventivamente noto il verificarsi della cavitazione (regione del grafico a sinistra della curva azzurra tratteggiata), poiché lo studio di questo fenomeno esula dagli obiettivi della tesi.

La Figura 3.23 e la Tabella 3.1 mostrano i risultati della spinta propulsiva, in forma adimensionale, ottenuti alle condizioni operative considerate. I risultati del codice CFX e i dati sperimentali forniti dal costruttore, presentano una buona corrispondenza (con un errore inferiore al 5%), solamente per 8 delle 15 condizioni operative simulate: dalla figura si può vedere che queste condizioni sono quelle appartenenti alla regione centrale del campo operativo analizzato (area tratteggiata verde). Al contrario, agli estremi di tale campo, ossia a basse potenze in input e velocità di avanzamento elevate e a elevate potenze in input e basse velocità di avanzamento, i risultati ottenuti si discostano sensibilmente dai dati sperimentali.

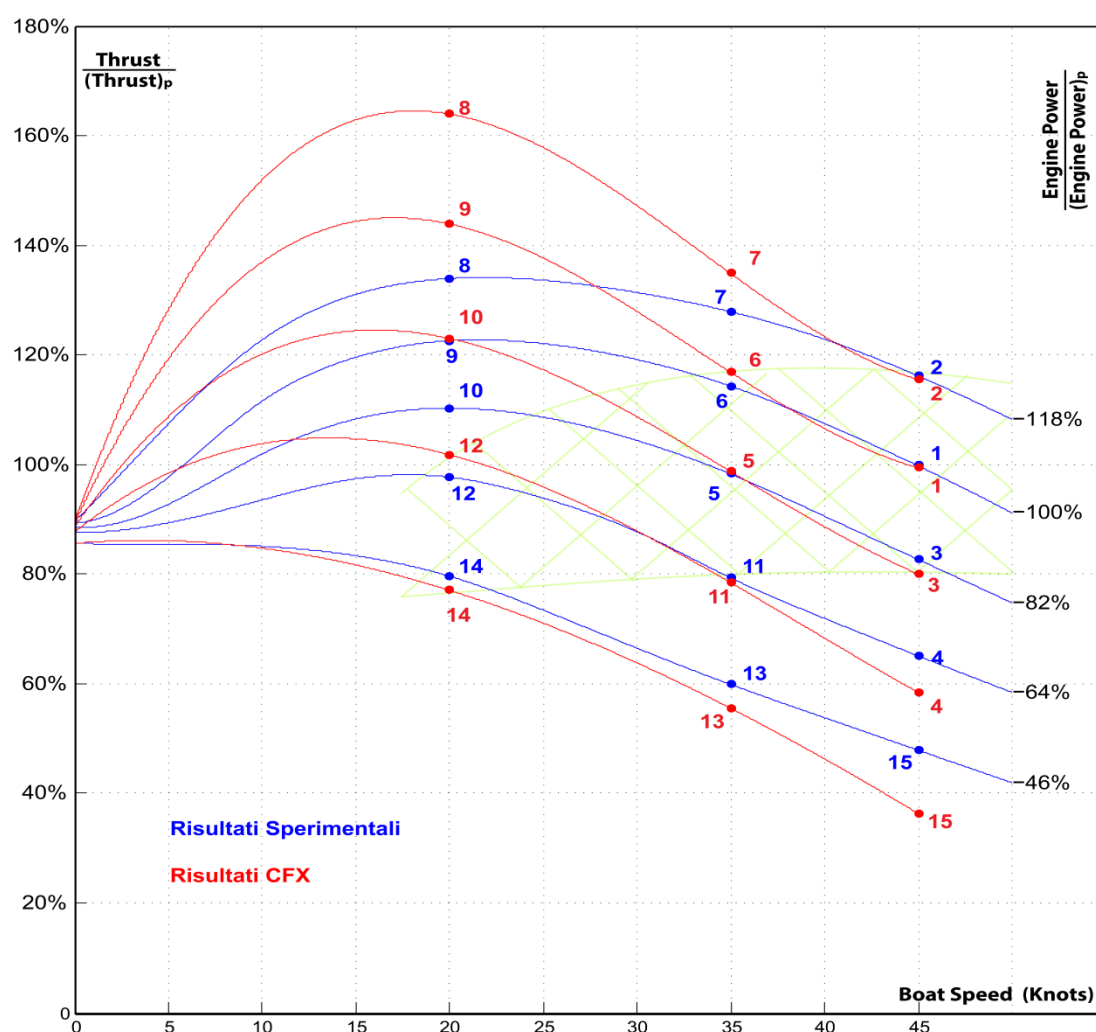


Figura 3.23 Grafico dei risultati della spinta (normalizzata) alle condizioni operative analizzate

Tabella 3.1 Risultati della spinta propulsiva ottenuti per le condizioni operative analizzate

ID	V_{boat} [knots]	Potenza in Ingresso Norm. [%]	Spinta Sperimentale Norm. [%]	Spinta CFX Norm. [%]	Errore [%]
1	45	100	100	99.4	-0.6
2	45	118	116.2	115.5	-0.6
3	45	82	82.7	80.0	-3.2
4	45	64	65.1	58.4	-10.2
5	35	82	98.3	98.8	0.5
6	35	100	114.3	116.9	2.2
7	35	118	127.9	134.9	5.5
8	20	118	133.9	164.0	22.4
9	20	100	122.6	143.9	17.4
10	20	82	110.3	123.0	11.5
11	35	64	79.3	78.5	-1.1
12	20	64	97.7	101.8	4.2
13	35	46	59.9	55.5	-7.2
14	20	46	79.6	77.1	-3.2
15	45	46	47.9	36.4	-24.1

Per verificare che il computo della spinta effettuato dal post-processore di CFX con la funzione “Force” sia corretto, tale valore è stato calcolato anche con la Formula Teorica 1.11. La Tabella 3.2 mostra i risultati ottenuti:

Tabella 3.2 Confronto tra i risultati della spinta ottenuti con CFX e con la formula teorica

<i>ID</i>	<i>V_{boat}</i> <i>[knots]</i>	<i>Potenza in Ingresso</i> <i>Norm. [%]</i>	<i>Spinta CFX</i> <i>Norm. [%]</i>	<i>Spinta Formula</i> <i>Norm. [%]</i>	<i>Variazione</i> <i>[%]</i>
1	45	100	99.4	101.9	2.5
2	45	118	115.5	118.6	2.7
3	45	82	80.0	82.0	2.4
4	45	64	58.4	59.2	1.4
5	35	82	98.8	101.8	3.1
6	35	100	116.9	120.5	3.1
7	35	118	134.9	139.0	3.0
8	20	118	164.0	170.4	3.9
9	20	100	143.9	149.4	3.8
10	20	82	123.0	127.8	3.9
11	35	64	78.5	80.6	2.7
12	20	64	101.8	106.0	4.2
13	35	46	55.5	56.9	2.5
14	20	46	77.1	80.2	4.0
15	45	46	36.4	36.7	0.9

I valori calcolati con la formula sono più elevati (in media del 3%) rispetto a quelli ottenuti con CFX. Una certa differenza era prevista in quanto CFX computa la forza con un “approccio diretto” tenendo conto dell’integrale delle pressione e del contributo degli sforzi di taglio, mentre la formula si basa sull’ “approccio indiretto” del bilancio della quantità di moto. Questa differenza, comunque, si dimostra minima e quindi si può affermare che il codice computa la spinta in maniera coerente nei due approcci “diretto” e “indiretto”.

Non è quindi possibile determinare quali siano le cause dello scostamento della spinta, rispetto al valore sperimentale, rilevato in alcune condizioni operative. Queste, infatti, potrebbero essere attribuite a imprecisioni di carattere numerico durante la procedura di soluzione iterativa svolta dal codice CFX, ma anche a eventuali errori o imprecisioni in fase di sperimentazione o nella successiva fase di elaborazione dati, in quanto non è stato indicato dal costruttore come le curve di Figura 3.22 (sulla quale si basa l’intera trattazione) sono state ricavate e quanto attendibili esse siano nelle condizioni fuori progetto.

Quindi, per quanto detto sopra, quelle soluzioni, esterne all’area tratteggiata in verde nella Figura 3.23, che presentano uno scostamento sensibile (con un errore superiore al 5%) del valore della spinta rispetto al dato sperimentale, non possono essere ritenute sbagliate e da escludere a priori.

3.5.3 Analisi delle Prestazioni dell'Idrogetto

Per l'analisi dettagliata delle prestazioni dell'idrogetto, delle 15 simulazioni effettuate si sono scelte le 3 che rappresentano le condizioni operative alla massima potenza (certificata) erogata dal motore esterno: con riferimento alla denominazione utilizzata in precedenza, queste condizioni sono identificate dai numeri 01 ($V_{boat} = 45 \text{ nodi}$), 06 ($V_{boat} = 35 \text{ nodi}$) e 09 ($V_{boat} = 20 \text{ nodi}$).

La condizione 01 è quella più significativa in quanto rappresenta la condizione di progetto del propulsore (massima velocità di avanzamento); la condizione 09, invece, come si vede dalla Figura 3.23, è una di quelle nella quale la spinta ottenuta con CFX si discosta sensibilmente da quella sperimentale.

I parametri utilizzati per descrivere le prestazioni del sistema sono illustrati nel paragrafo 1.3.2. Con riferimento alle sezioni indicate in Figura 3.24 si ha:

- Rendimento Propulsivo $\eta_{prop} = \frac{S c_a}{P_{shaft}}$
- Rendimento Idraulico Pompa $\eta_{pompa} = \frac{W}{\rho} \frac{(p_E^0 - p_P^0)}{P_{shaft}}$
- Rendimento Idr. Pompa-Effusore $\eta_{pompa-effusore} = \frac{W}{\rho} \frac{(p_S^0 - p_P^0)}{P_{shaft}}$
- Coefficiente di Perdita Condotto $Y_{p,condotto} = \frac{(p_P^0 - p_I^0)}{\frac{1}{2}\rho c_I^2}$
- Coefficiente di Perdita Effusore $Y_{p,effusore} = \frac{(p_S^0 - p_E^0)}{\frac{1}{2}\rho c_E^2}$

Nelle relazioni sopra, c_a è la velocità di avanzamento dell'imbarcazione (V_{boat}), mentre W è la portata massica computata con CFX.

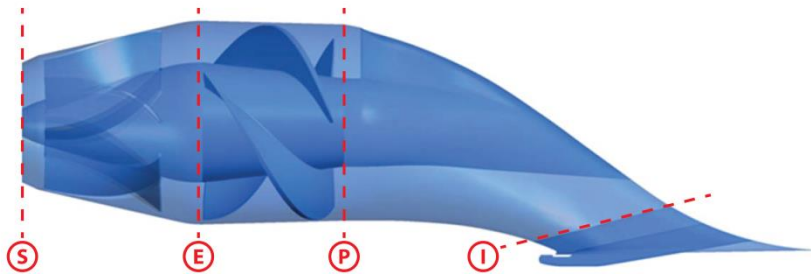


Figura 3.24 Sezioni definite per il calcolo dei parametri prestazionali dell'idrogetto

Si ricorda, infine, che P_{shaft} è la potenza all'albero della pompa calcolata moltiplicando la velocità di rotazione della stessa per il momento torcente computato da CFX come somma dei contributi sulle pareti della girante.

È opportuno far notare, che, come sezione d'imbocco I , è stata definita una sezione subito a valle della griglia in modo da tener conto esclusivamente delle perdite localizzate nel condotto e non di quelle, inevitabili, dovute alla griglia stessa.

Nelle tabelle seguenti sono mostrati i valori dei parametri prestazionali calcolati per le tre condizioni operative analizzate:

Tabella 3.3 Prestazioni dell'idrogetto: condizione operativa 01 (punto di progetto)

<u>CONDIZIONE 01</u>	
V_{boat}	23.15 m/s
Potenza in Ingresso (Normalizzata)	100 %
Spinta CFX (Normalizzata)	99.4 %
Rendimento Propulsivo	55 %
Rendimento Idraulico Pompa	90.1 %
Rendimento Idr. Pompa-Effusore	82 %
Coeff. Perdita Condotto	5.5 %
Coeff. Perdita Effusore	18.6 %

Tabella 3.4 Prestazioni dell'idrogetto: condizione operativa 06

<u>CONDIZIONE 06</u>	
V_{boat}	18 m/s
Potenza in Ingresso (Normalizzata)	100 %
Spinta CFX (Normalizzata)	116.9 %
Rendimento Propulsivo	51.4 %
Rendimento Idraulico Pompa	90.7 %
Rendimento Idr. Pompa-Effusore	83.3 %
Coeff. Perdita Condotto	4.2 %
Coeff. Perdita Effusore	17.6 %

Tabella 3.5 Prestazioni dell'idrogetto: condizione operativa 09

<u>CONDIZIONE 09</u>	
V_{boat}	10.29 m/s
Potenza in Ingresso (Normalizzata)	100 %
Spinta CFX (Normalizzata)	149.4 %
Rendimento Propulsivo	36.7 %
Rendimento Idraulico Pompa	90.9 %
Rendimento Idr. Pompa-Effusore	83.2 %
Coeff. Perdita Condotto	8.3 %
Coeff. Perdita Effusore	18.7 %

Confrontando i risultati delle tabelle è possibile trarre alcune interessanti considerazioni. Innanzitutto, è possibile osservare i diversi valori di rendimento propulsivo che l'idrogetto presenta alle diverse condizioni di funzionamento. Si ricorda che, per come è stato definito, questo rendimento misura l'efficienza con cui il propulsore converte la potenza effettivamente scambiata tra pompa e fluido in potenza propulsiva. Il valore massimo del rendimento (55%) è ottenuto alla velocità di avanzamento di 45 nodi, ossia proprio nella condizione operativa per cui l'idrogetto è stato progettato. Al contrario, alla minima velocità di avanzamento considerata (20 nodi) si ha il rendimento peggiore (37%).

Per quanto riguarda il rendimento idraulico della pompa e del sistema formato da pompa più effusore, invece, non si riscontrano particolari differenze tra le condizioni studiate: in tutti e tre i casi si ottengono rendimenti dell'ordine rispettivamente del 90% e dell'80%.

Passando ad analizzare i due coefficienti di perdita, si vede che è l'effusore ad essere sede delle perdite maggiori (circa 18%). Queste sorgono sia a causa delle perdite di carico dovute all'attrito con la palettatura stessa dell'effusore, sia a causa del fatto che la velocità allo scarico presenta delle rilevanti componenti in direzione radiale e circonferenziale: le prime sono dovute alla necessaria forma convergente dell'effusore, mentre le seconde sono imputabili a una non corretta progettazione della palettatura statorica che non svolge in modo adeguato la funzione di raddrizzare il flusso in uscita dalla pompa.

Le perdine nel condotto, sebbene più contenute rispetto a quelle nell'effusore, sono comunque consistenti. Le cause di tali perdite sono da imputare sia all'attrito con il carter dell'albero motore, sia al verificarsi di particolari fenomeni dissipativi di separazione e ricircolo del flusso.

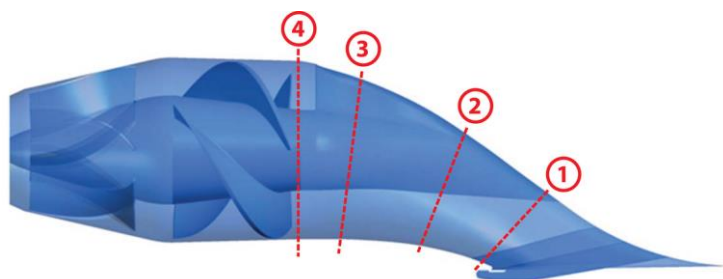


Figura 3.25 Sezioni definite sul condotto dell'idrogetto

3.5.4 Analisi del Campo di Moto all'Interno del Condotto d'Imbocco

Per analizzare il campo di moto all'interno del condotto dell'idrogetto sono state definite quattro sezioni trasversali (Figura 3.25). Per ciascuna di esse si è riportato il profilo di velocità, l'orientamento del flusso ([1] nel senso del moto; [-1] contrario a esso) e, infine, il plot della componente circonferenziale della velocità. In Figura 3.26, sono riportati i plot relativi all'idrogetto nel punto di progetto.

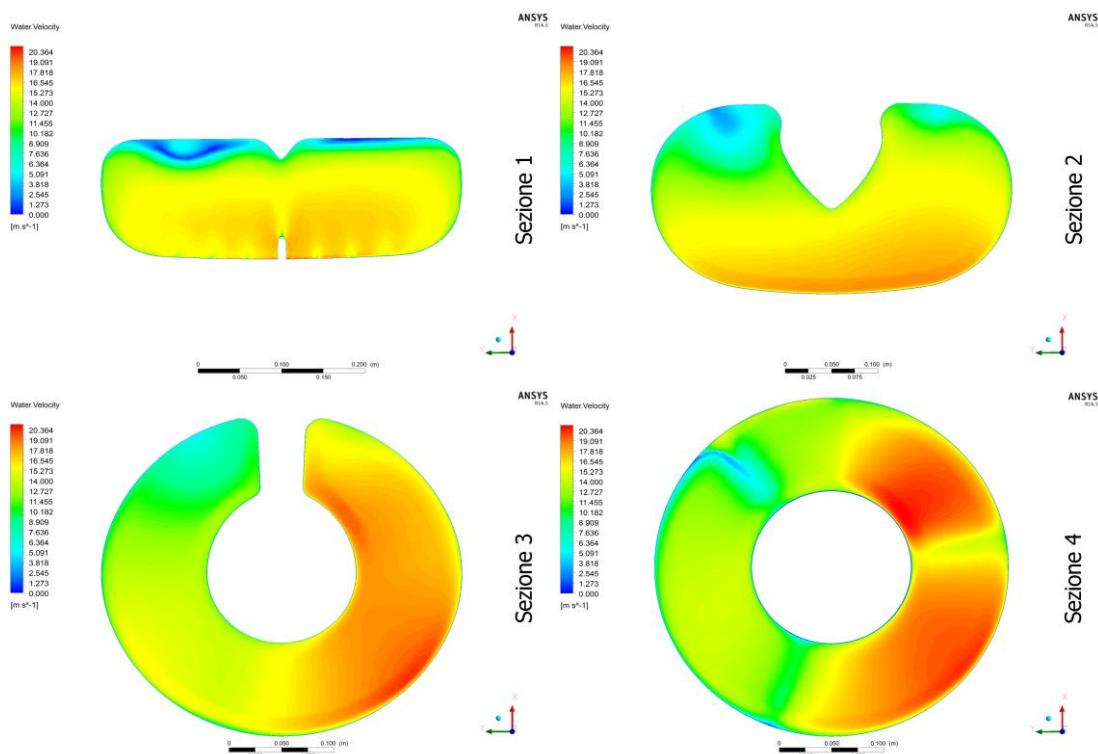


Figura 3.26a Campo di moto interno al condotto (condizione di progetto): profili di velocità

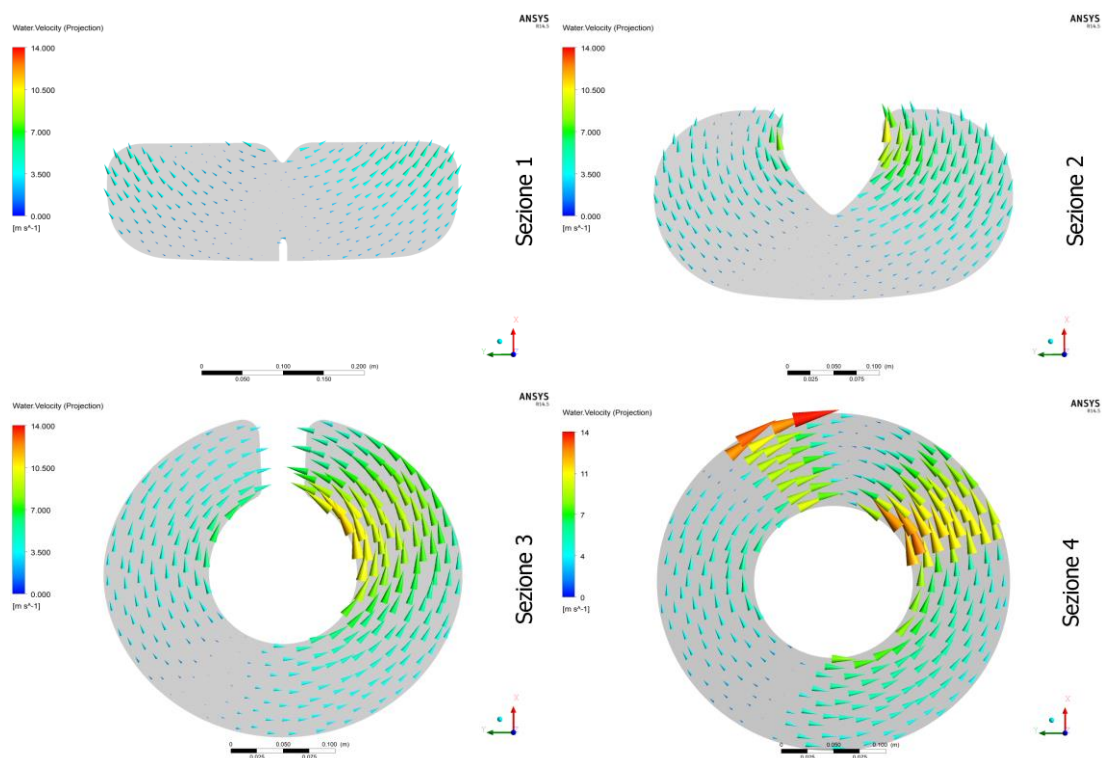


Figura 3.26b Campo di moto interno al condotto (condizione di progetto): velocità circonferenziale

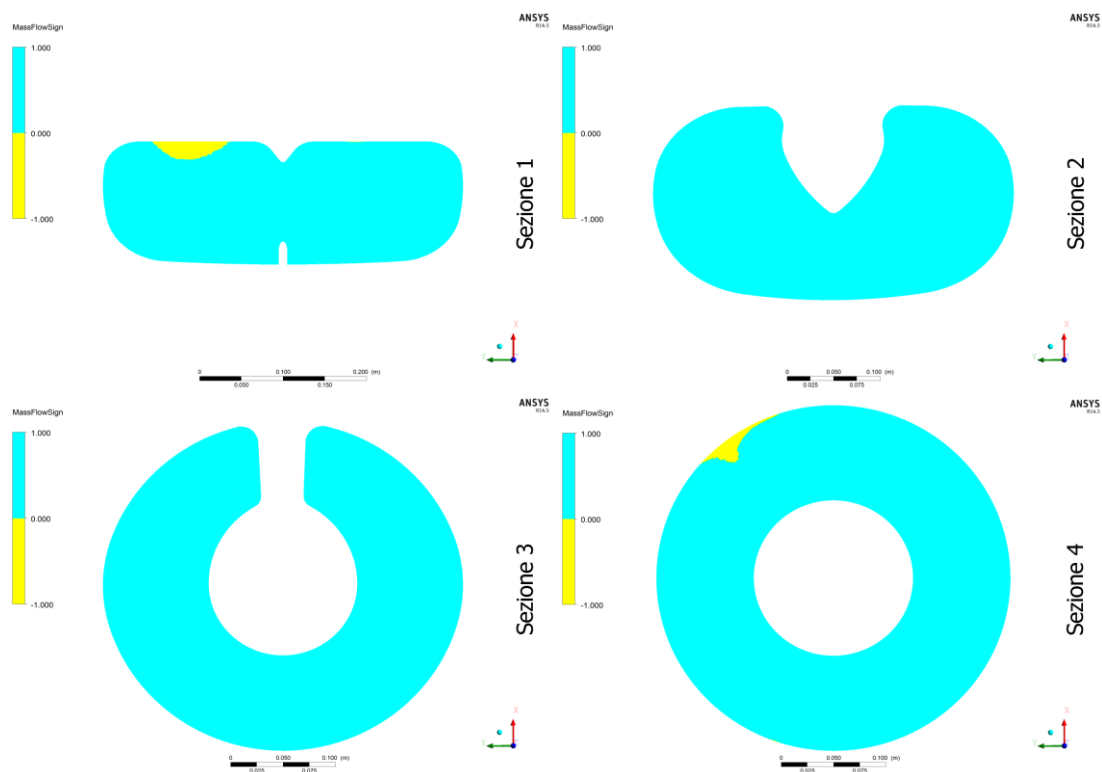


Figura 3.26c Campo di moto interno al condotto (condizione di progetto): orientamento del flusso

Dalle immagini, è evidente che, nella sezione d'ingresso della pompa (Sezione 4), il flusso arriva con un moto rotazionale. Quanto osservato trova verifica andando a calcolare la componente circonferenziale di velocità (mediata sulla portata massica) in questa sezione: il valore ottenuto, infatti, è diverso da zero (Tabella 3.6).

Questo fenomeno era inatteso, in quanto si prevedeva che le due vene fluide, sorte dalla presenza del carter al centro del condotto e che lo aggirano da un lato e dall'altro, fossero caratterizzate da una uguale ed opposta quantità di moto rotazionale e che arrivassero all'interfaccia condotto-pompa formando una distribuzione simmetrica di velocità. Tutto ciò, come risulta evidente anche guardando le sezioni più a monte, non accade e il flusso è caratterizzato da un campo di moto interno al condotto fortemente asimmetrico: la causa di questo comportamento è attribuita al moto di rotazione della girante, il cui effetto si propaga anche a monte della stessa trascinando in rotazione il flusso all'interno del condotto.

Si fa presente che il particolare profilo di velocità che si realizza dipende dalla posizione delle pale della girante rispetto al sistema di riferimento globale: si ricorda, infatti, che la rotazione della pompa è stata simulata con l'approccio quasi-stazionario in cui non è essa a ruotare, ma è il suo sistema di riferimento. Con ciò si vuole dire che, se la girante fosse stata ruotata di un certo angolo, si sarebbe avuto un diverso profilo di velocità, ma sarebbe comunque stata presente la pre-rotazione del flusso in ingresso nella pompa spiegata pocanzi.

Analizzando i plot ottenuti per le medesime sezioni considerate in precedenza, ma alle condizioni di funzionamento 06 (Figura 3.27) e 09 (Figura 3.28), ossia per velocità di avanzamento pari rispettivamente a 35 e 20 nodi, è possibile osservare che questi sono sovrapponibili a quelli ottenuti per la condizione di progetto, con la sola differenza che i campi di velocità sono caratterizzati da valori più bassi (per i plot delle Figure 3.26-28 sono stati imposti le stesse scale di velocità). Ciò sta ad indicare che, anche a velocità di avanzamento inferiori, il campo di moto all'interno del condotto è caratterizzato dallo stesso fenomeno di pre-rotazione riscontrato in precedenza, confermando quanto detto prima che la causa di tale comportamento è da attribuire al moto di rotazione della girante.

Tabella 3.6 Velocità in ingresso nella pompa alle varie condizioni operative

	$V_{boat} [m/s]$	C_u ingresso pompa [m/s]
Condizione 01	23.15	2.43
Condizione 06	18	2.10
Condizione 09	10.29	1.63

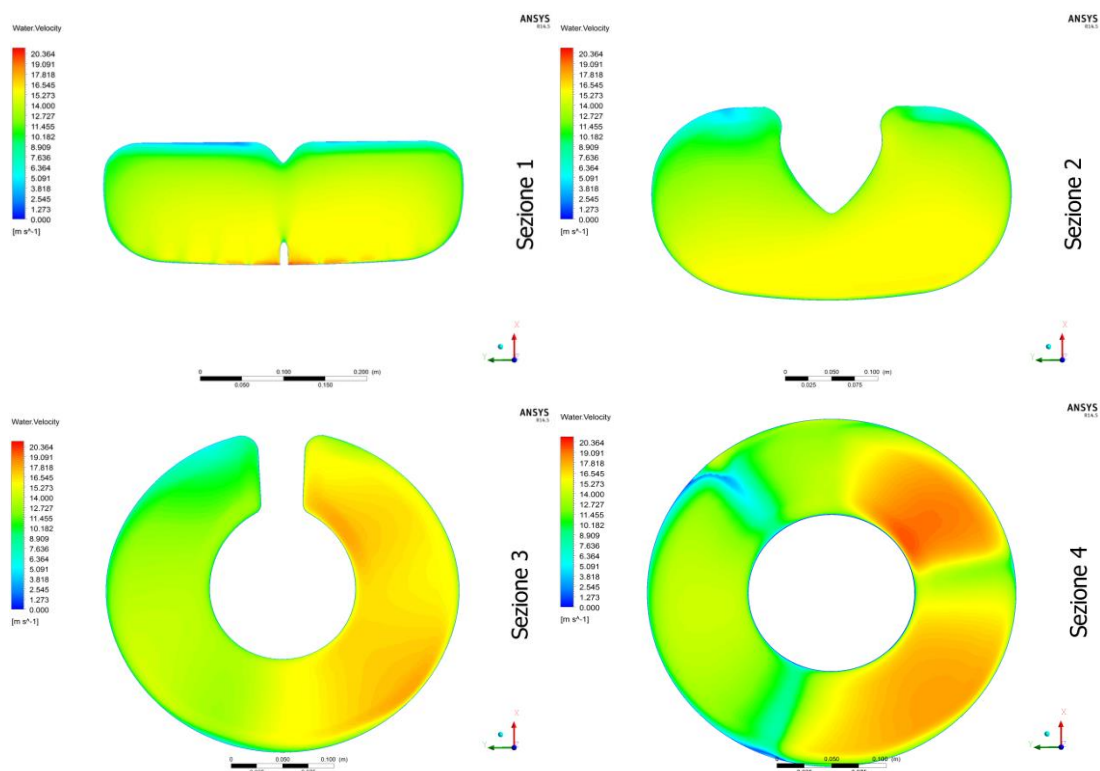


Figura 3.27a Campo di moto interno al condotto (condizione 06): profili di velocità

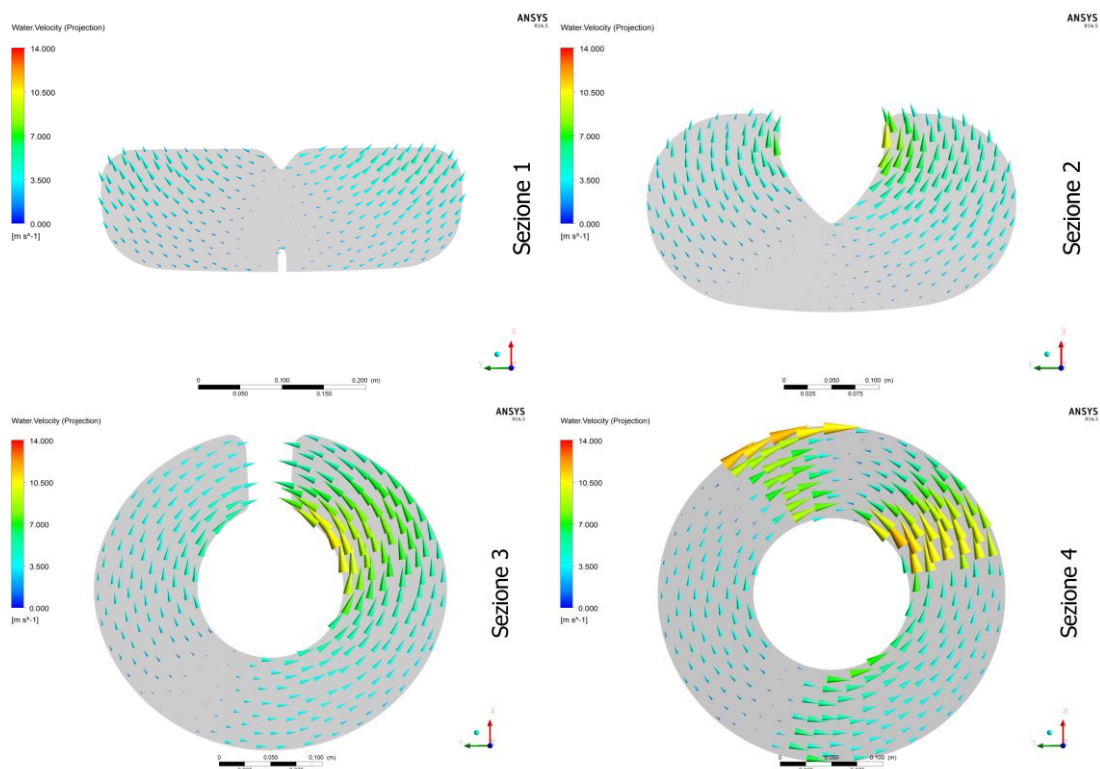


Figura 3.27b Campo di moto interno al condotto (condizione 06): velocità circonferenziale

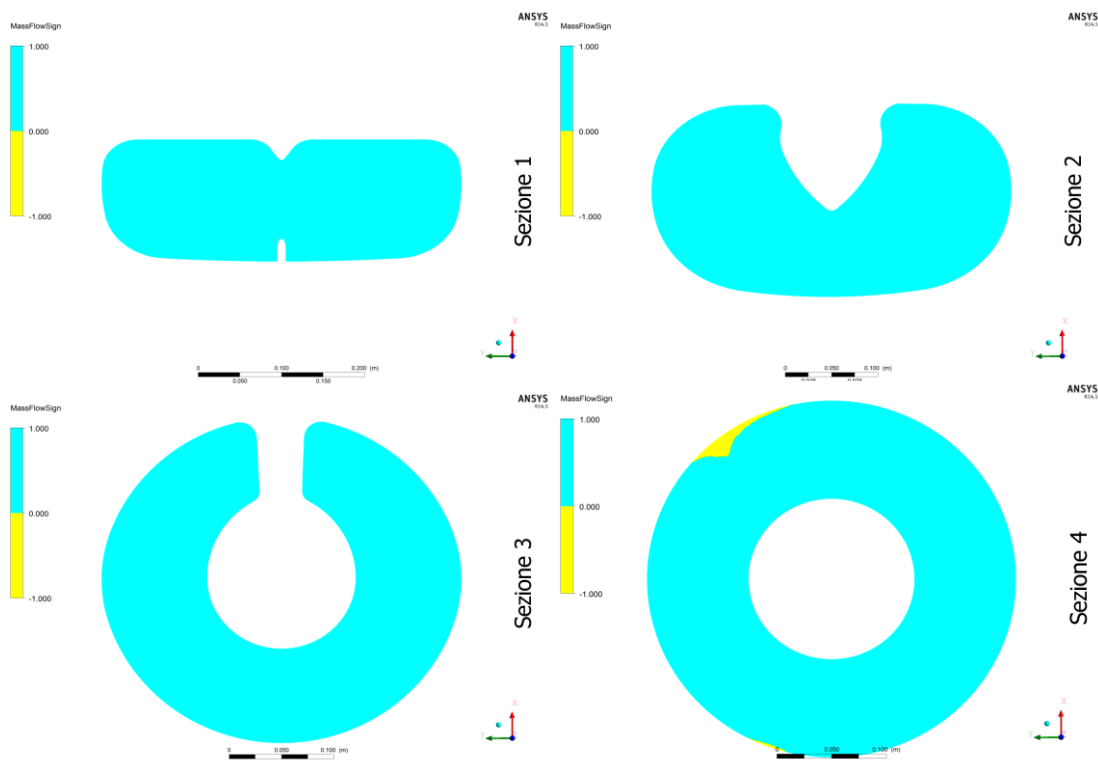


Figura 3.27c Campo di moto interno al condotto (condizione 06): orientamento del flusso

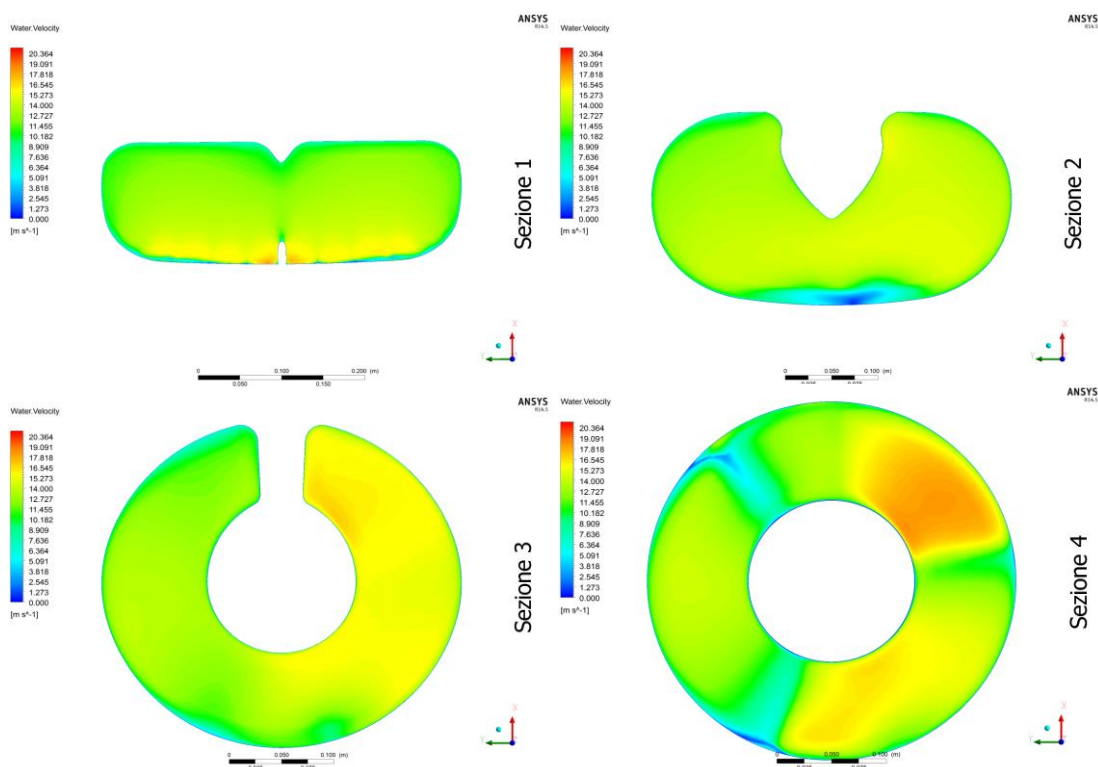


Figura 3.28a Campo di moto interno al condotto (condizione 09): profili di velocità

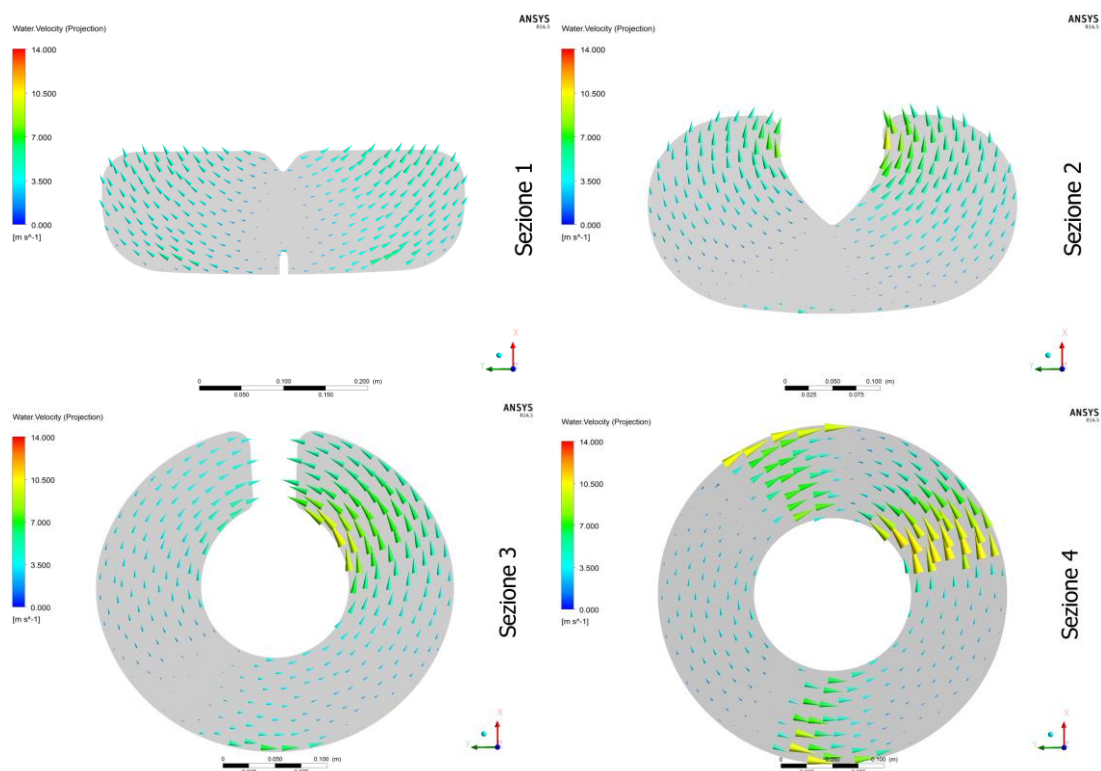


Figura 3.28b Campo di moto interno al condotto (condizione 09): velocità circonferenziale

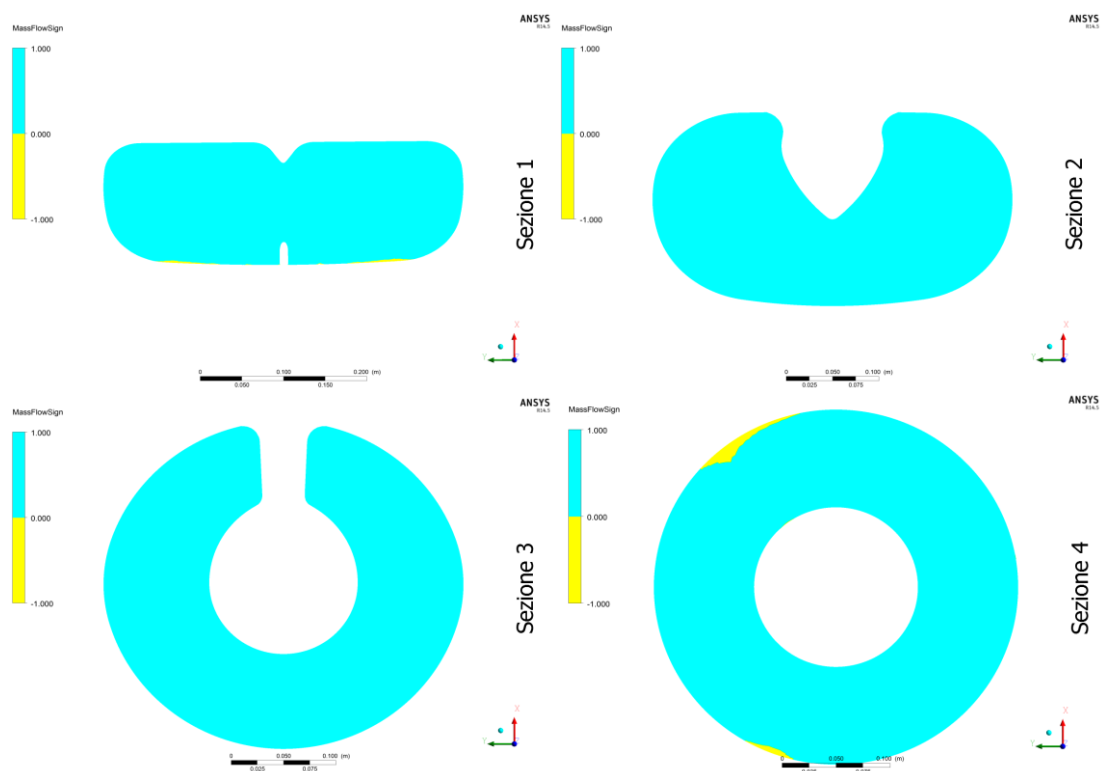


Figura 3.28c Campo di moto interno al condotto (condizione 09): orientamento del flusso

Un'altra importante considerazione può essere tratta confrontando i plot delle sezioni più a monte, ossia di quelle in prossimità della sezione d'imbocco. La Figura 3.26a, relativa alla condizione di progetto mostra una regione di bassa velocità nella parte superiore del condotto: questa regione risulta più estesa e marcata nella Sezione 1, mentre si riduce via via che si avanza nella direzione del moto (Sezione 2 e Sezione 3). Osservando la Figura 3.26c, si vede che, sulla Sezione 1, alla regione di bassa velocità corrisponde in realtà una zona di riflusso (in giallo), ossia di inversione del senso di moto del fluido. Questo comportamento si verifica quando avviene la separazione dello strato limite dalle pareti del condotto: in presenza di un flusso in prossimità della parete caratterizzato da un forte gradiente di pressione avverso, le particelle fluide nello strato limite non possono procedere molto oltre nella regione di pressione maggiore a causa della loro bassa energia cinetica; alcune di esse, pertanto, sono costrette a muoversi in direzione opposta a quella del flusso e lo strato limite si stacca dalla parete andando ad occupare la regione centrale del condotto.

Si ricorda che il gradiente di pressione si dice avverso quando la pressione aumenta nel senso del moto e quindi, per il Teorema di Bernoulli, la velocità diminuisce.

Il punto in cui avviene la separazione dello strato limite è quello in cui si annullano la velocità e gli sforzi d'attrito: il flusso a valle del punto di separazione, inverte la sua direzione nelle immediate vicinanze della parete, e si origina la zona di ricircolo. Il fenomeno della separazione del flusso, quindi, è sempre accompagnato dalla formazione di ampie zone di ricircolo con elevate perdite di energia.

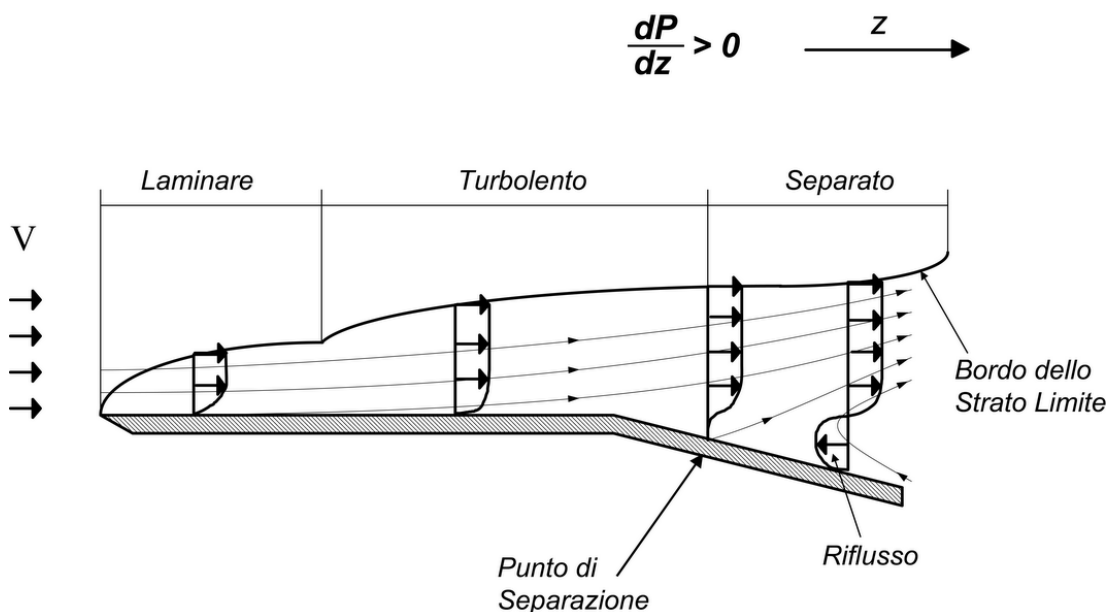


Figura 3.29 Separazione del flusso nello strato limite

In definitiva, si può concludere che, alla condizione di progetto, all'ingresso del condotto è presente un'estesa zona di separazione e ricircolo del flusso localizzata sulla parte superiore dello stesso: questi sono fenomeni fortemente dissipativi che inducono delle perdite nel condotto. La regione descritta pocanzi è particolarmente evidente nella Figura 3.30.

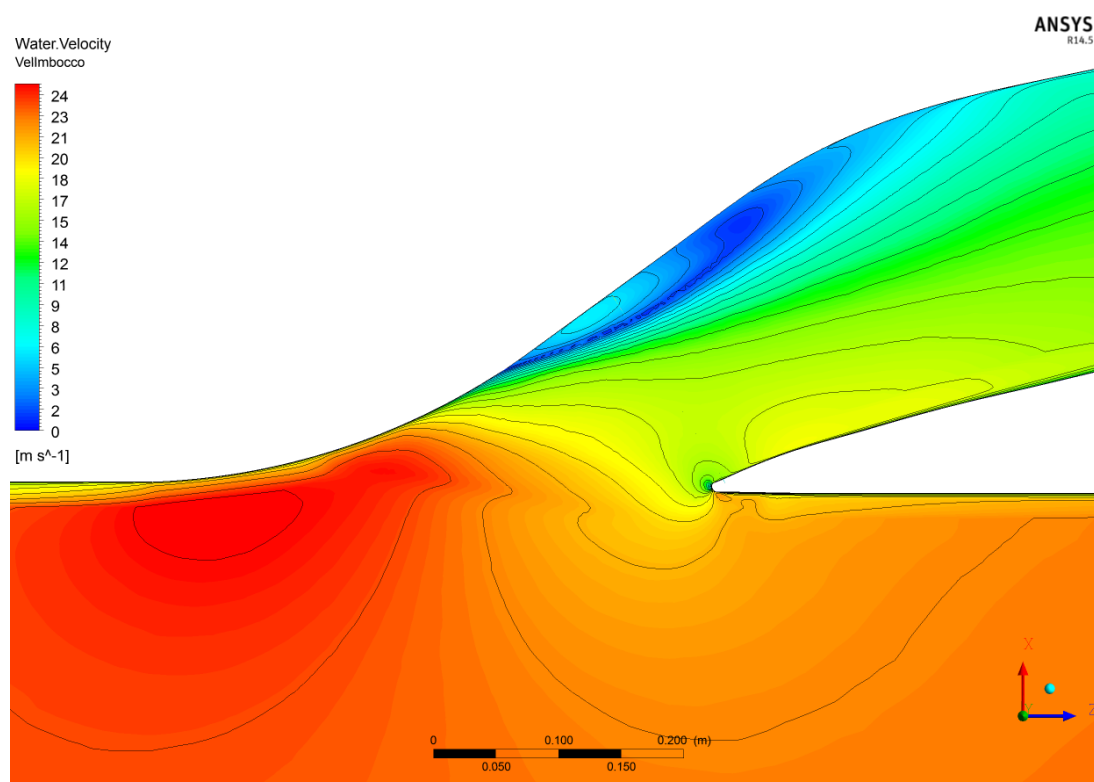


Figura 3.30 Profilo di velocità all'ingresso del condotto (condizione di progetto)

Analizzando il campo di moto nel condotto alla condizione operativa 06 (35 nodi) si può osservare che la regione a bassa velocità è confinata all'interno di un'area minore rispetto al caso precedente, indicando che il condotto si comporta meglio nei confronti del fenomeno della separazione dello strato limite. Ciò trova conferma nel plot di Figura 3.31 e si traduce, seppur limitatamente, in una maggior efficienza del condotto a questa velocità rispetto a quella di progetto (le perdite sono del 4.2%, mentre a 45 nodi sono del 5.5%).

Considerando, infine, la condizione 09, caratterizzata dalla minor velocità di avanzamento (20 nodi), si vede che in questo caso il punto di ristagno in corrispondenza del labbro d'ingresso ("cutwater"), è localizzato all'esterno del condotto, ossia dalla parte dello scafo, a differenza dei casi precedenti in cui si trovava all'interno: questa configurazione provoca la comparsa della zona a bassa velocità, e di ricircolo, sulla parte inferiore del condotto (Figura 3.32).

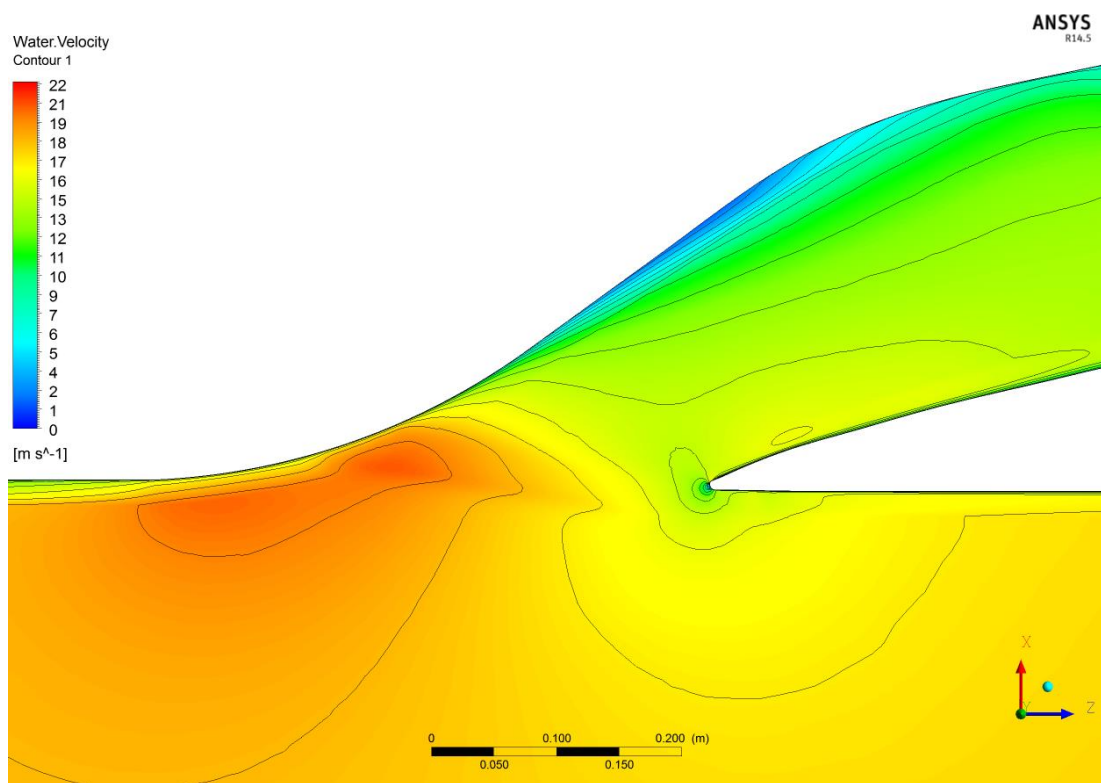


Figura 3.31 Profilo di velocità all'ingresso del condotto (condizione operativa 06)

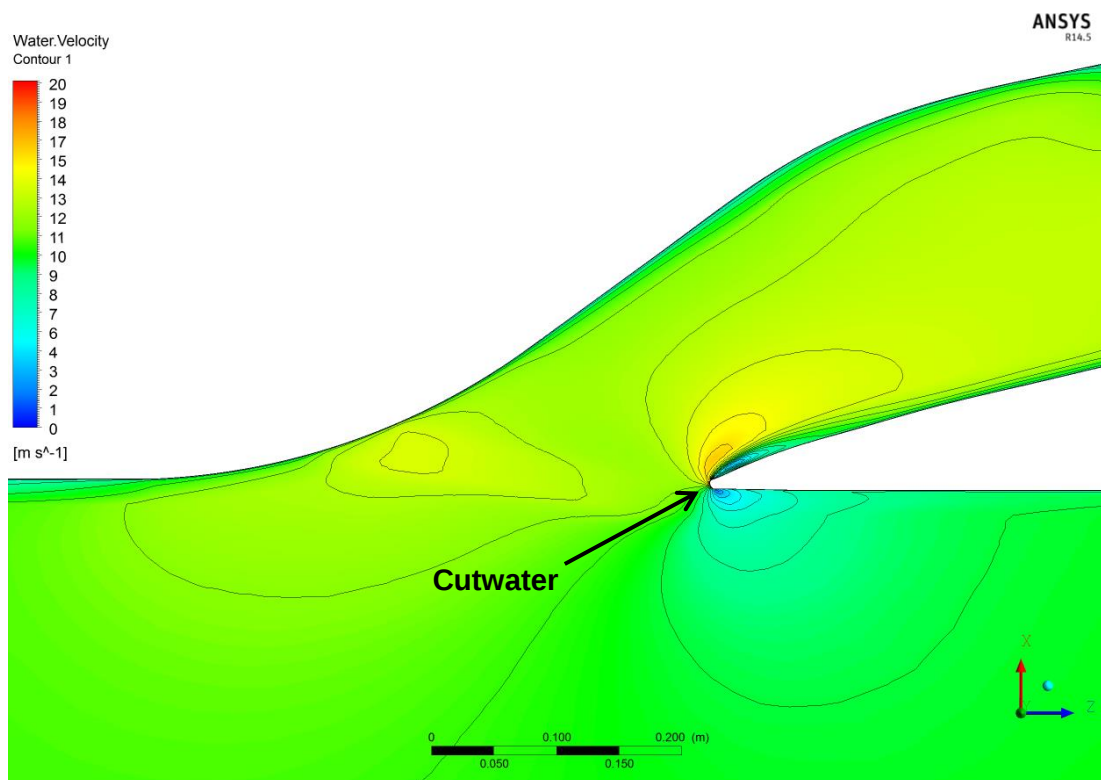


Figura 3.32 Profilo di velocità all'ingresso del condotto (condizione operativa 09)

In Tabella 3.7 è riportato il valore del rapporto tra la velocità di avanzamento dell'imbarcazione e la velocità del flusso in ingresso nella pompa, detto IVR ("Inlet Velocity Ratio"). Questo termine è utile per caratterizzare la condizione di moto del flusso all'interno del condotto. In particolare, come emerge dai risultati, a basse velocità di avanzamento (ad esempio 20 nodi) il valore di IVR è minore di 1 e quindi il flusso viene accelerato attraversando il condotto, mentre a velocità di avanzamento elevate, come quella di progetto, il valore di IVR è maggiore di 1 e il flusso subisce una significativa decelerazione.

Le considerazioni fatte finora permettono di trarre le seguenti conclusioni:

- Se la velocità di avanzamento è elevata, si ha una decelerazione del flusso all'interno del condotto. Questa provoca la comparsa di gradienti di pressione avversi che, se di forte entità, possono portare alla separazione dello strato limite e alla formazione di zone di ricircolo nella parte superiore del condotto.
- Se la velocità di avanzamento è bassa, all'interno del condotto il flusso accelera e la zona di ricircolo si forma in prossimità del cutwater nella parte inferiore del condotto. Come si deduce dalla Tabella 3.5, questa configurazione di flusso, è quella peggiore dal punto di vista delle perdite nel condotto ($Y_p = 8.3\%$).

3.5.5 Variazione della Portata Volumetrica

L'ultimo aspetto sul comportamento dell'idrogetto a diverse condizioni operative che scaturisce dalle simulazioni svolte riguarda la portata volumetrica del flusso. In Tabella 3.7 sono riportati i valori normalizzati ottenuti per le condizioni 01, 06 e 09. Si può osservare che l'incremento di portata volumetrica dovuta all'aumento di velocità di avanzamento da 20 a 45 nodi è limitato al 10%: si conclude che l'idrogetto opera in un ristretto range di portata volumetrica.

Tabella 3.7 Valori di portata volumetrica al variare della velocità di avanzamento

	$V_{boat} [m/s]$	IVR ($V_{boat}/C_{ingresso pompa}$)	$Portata$ $Normalizzata [\%]$
Condizione 01	23.15	1.45	100
Condizione 06	18	1.20	95.5
Condizione 09	10.29	0.73	90

Capitolo 4

Retrofit dell'Effusore Palettato

L'effusore palettato ha la duplice funzione di accelerare e raddrizzare il flusso in uscita dalla pompa, in modo da aumentare la spinta propulsiva.

La prima funzione si ottiene grazie alla forma convergente del componente che garantisce la conversione dell'energia di pressione contenuta nel fluido in energia cinetica: all'aumentare della velocità di scarico del getto, si ha anche l'aumento della spinta propulsiva (Equazione 1.11).

La seconda funzione, invece, si ottiene grazie all'utilizzo di una palettatura statorica raddrizzatrice e si rende necessaria in quanto il flusso che abbandona la pompa presenta una componente di velocità circonferenziale ("swirl") conferitagli dalla girante. Questa componente di velocità si traduce in una quantità di moto rotazionale che non presenta alcuna utilità in termini propulsivi: il raddrizzamento della corrente permette di trasformare questa quantità di moto rotazionale in quantità di moto assiale e quindi di massimizzare la spinta prodotta dal propulsore. Dai risultati che emergono dalle simulazioni svolte (Tabella 4.1), si vede che l'effusore non è in grado di realizzare il completo raddrizzamento del flusso e ciò è imputabile ad una non corretta progettazione della palettatura statorica.

Tabella 4.1

	$V_{boat} [m/s]$	C_u Ingresso Effusore [m/s]	C_u Uscita Effusore [m/s]
Condizione 01	23.15	14.81	5.89
Condizione 06	18	15.63	5.7
Condizione 09	10.29	16.7	5.48

Come prima fase di un possibile lavoro di ottimizzazione dell'idrogetto in esame, si è, quindi, ritenuto opportuno eseguire una riprogettazione della palettatura statorica dell'effusore con l'obiettivo di raddrizzare, in maniera quanto più possibile completa, il flusso in uscita dalla pompa e quindi di annullare la sua componente circonferenziale di velocità allo scarico.

4.1 Fondamenti Teorici

4.1.1 Triangoli di Velocità nelle Turbomacchine Assiali

Una turbomacchina assiale è costituita, nella sua forma più semplice, da un rotore e uno statore. Le interazioni tra statore (fisso) e rotore (mobile), fanno sì che il campo di moto sia non stazionario, ossia dipendente dal tempo. Per lo studio delle turbomacchine assiali, in genere, si assume l'ipotesi di flusso stazionario e, inoltre, ci si affida al concetto di "schiera di profili", definita come lo sviluppo in piano di una sezione cilindrica della macchina con asse coincidente a quello della stessa.

Statori e rotori possono essere analizzati fluidodinamicamente grazie ai cosiddetti "Triangoli di Velocità" (Figura 4.1), che rappresentano, nel piano della schiera, le componenti di velocità del flusso. Per far ciò è necessario definire due sistemi di riferimento: uno assoluto, solidale rispetto agli organi fissi della macchina (come lo statore) e uno relativo, o rotante, solidale con il rotore animato dalla propria velocità angolare.

Le velocità del fluido osservate nel sistema di riferimento fisso sono dette assolute, e indicate con il vettore $\vec{c}$, mentre quelle nel sistema rotante sono dette relative, e indicate con il vettore $\vec{w}$.

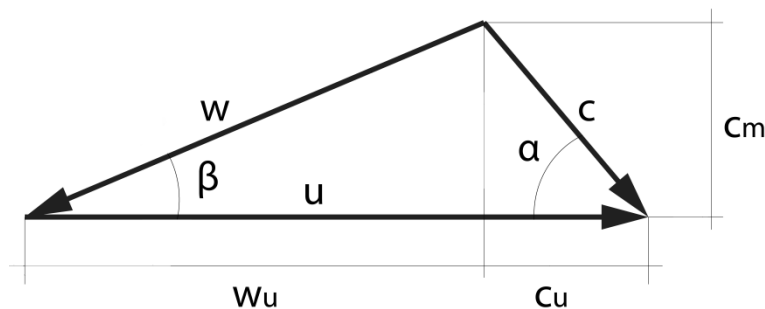


Figura 4.1 Triangolo di velocità generico

La relazione che lega velocità assolute e velocità relative è:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (4.1)$$

dove si definisce la velocità di trascinamento $\vec{u} = \vec{\omega} \times \vec{r}$, con $\vec{\omega}$ vettore velocità angolare e $\vec{r}$ vettore posizione.

Con riferimento al generico triangolo di velocità di Figura 4.1, è possibile definire anche gli angoli della velocità assoluta (α) e della velocità relativa (β) rispetto alla direzione tangenziale, nonché le componenti assiali ($c_m = w_m$) e tangenziali, o circonferenziali (c_u e w_u), di queste velocità.

I triangoli di velocità sono definiti sia per l'ingresso che per l'uscita del profilo. Considerando due successive schiere di profili, una appartenente al rotore e l'altra appartenente allo statore (come nel caso del sistema pompa-effusore), i triangoli di velocità assumono la configurazione di Figura 4.2.

Per la schiera statica non ha senso riferirsi al sistema di riferimento relativo nella descrizione delle velocità in quanto essa è fissa: in questo caso, quindi, si devono considerare solamente le velocità assolute, ovviamente in ingresso e in uscita.

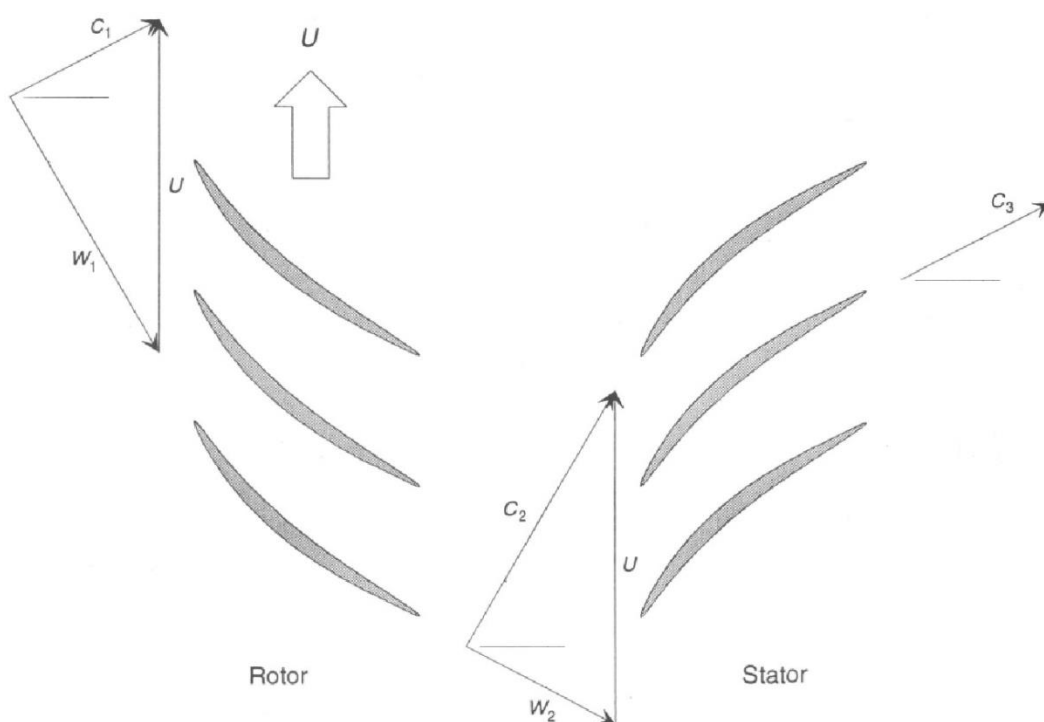


Figura 4.2 Triangoli di Velocità per due schiere successive (Rotore-Statore)

Il tipo di profilo impiegato nella schiera condiziona le prestazioni globali della turbomacchina. Solitamente, nel caso di macchine a flusso assiale, si utilizzano i profili aerodinamici della serie NACA 4 cifre.

Com'è noto, la curvatura della linea media e l'angolo di inclinazione del profilo rispetto alla velocità del fluido (angolo di incidenza i), inducono un aumento di pressione sull'intradosso e una depressione sull'estradosso. La sovrappressione risultante fa deviare la corrente dalla direzione della tangente al bordo di fuga e quindi il flusso esce dalla schiera con un angolo β_1 minore dell'angolo β_{1b} formato dalla tangente al bordo palare con la direzione tangenziale (Figura 4.3). Questo scostamento angolare δ può essere valutato con la correlazione proposta da Constant per le schiere di profili aerodinamici.

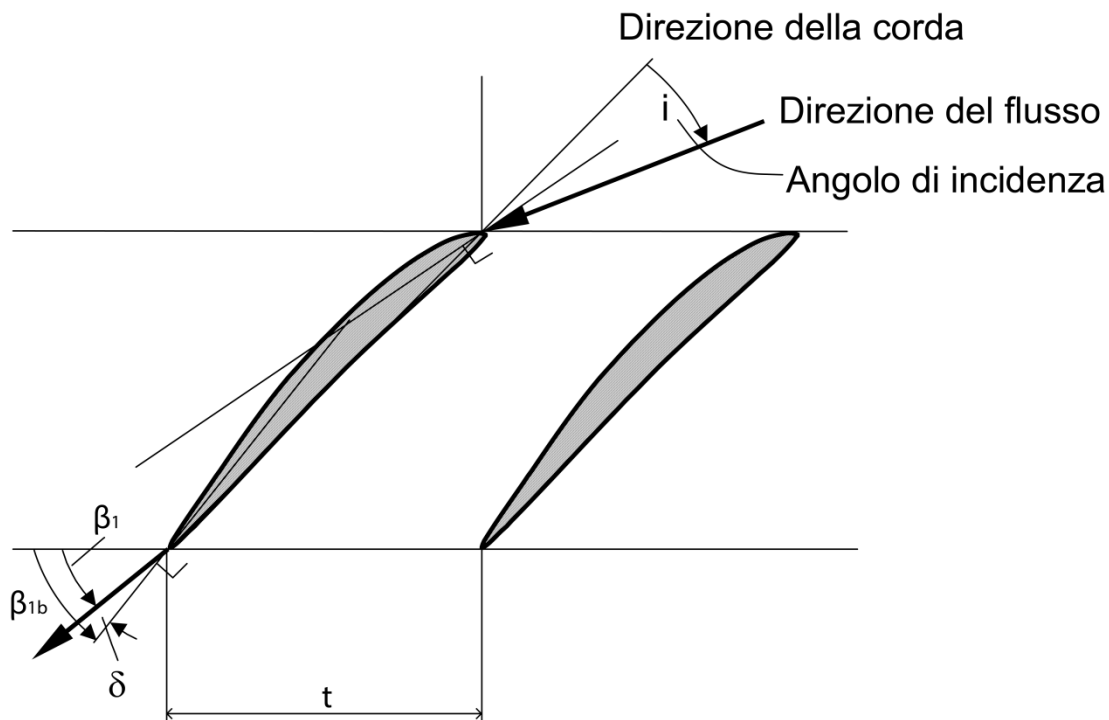


Figura 4.3 Scostamento angolare dovuto alla sovrappressione

4.1.2 Profili NACA 4 Cifre

Un profilo aerodinamico può essere definito sovrapponendo una distribuzione simmetrica di spessori ad una linea media di forma determinata.

I parametri caratteristici di un profilo sono la corda L , lo spessore massimo s e il punto di alzata massima della linea media di coordinate x_A e y_A (Figura 4.4).

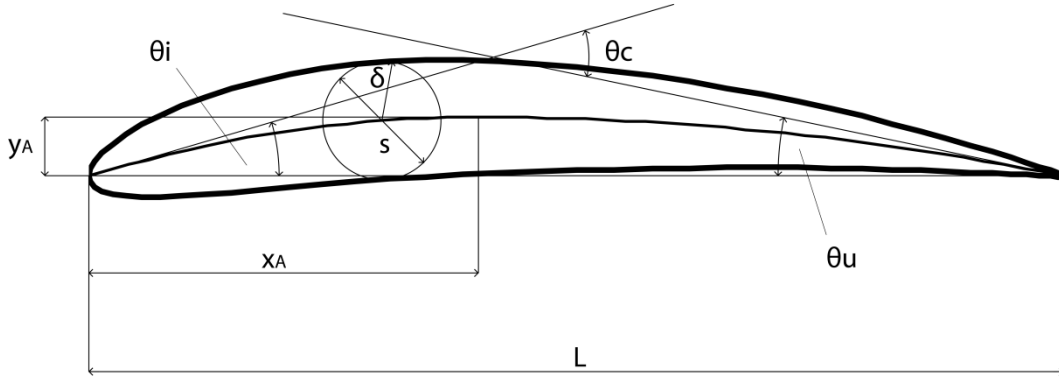


Figura 4.4 Caratteristiche geometriche di un profilo NACA 4 cifre

Gli angoli d'inclinazione delle tangenti al bordo d'ingresso (θ_i) e al bordo d'uscita (θ_u) della linea media, e l'angolo θ_c formato da queste due rette, dipendono dalla linea media e quindi da x_A e y_A .

Nei profili della serie NACA 4 cifre, la prima cifra indica il rapporto y_A/L in centesimi, la seconda il rapporto x_A/L in decimi, e le ultime due cifre danno il rapporto s/L in centesimi.

La linea media è formata da due rami di parabola che si incontrano nel punto di alzata massima (x_A, y_A) e sono definiti come segue:

- per $0 \leq \frac{x}{L} \leq \frac{x_A}{L}$

$$\frac{y}{L} = \frac{y_A/L}{(x_A/L)^2} \left(2 \frac{x_A}{L} - \frac{x}{L} \right) \frac{x}{L} \quad (4.2)$$

- per $\frac{x_A}{L} \leq \frac{x}{L} \leq 1$

$$\frac{y}{L} = \frac{y_A/L}{(1 - x_A/L)^2} \left(1 - \frac{x}{L} \right) \left(1 + \frac{x}{L} - 2 \frac{x_A}{L} \right) \quad (4.3)$$

I semispessori δ , ortogonali alla linea media, sono dati dalla funzione seguente

$$\begin{aligned} \frac{\delta}{s} = & 1.4845 \sqrt{\frac{x}{L}} - 0.63 \frac{x}{L} - 1.758 \left(\frac{x}{L} \right)^2 + \\ & + 1.4215 \left(\frac{x}{L} \right)^3 - 0.5075 \left(\frac{x}{L} \right)^4 \end{aligned} \quad (4.4)$$

Gli angoli d'inclinazione delle tangenti al bordo d'ingresso e al bordo di fuga sono calcolati rispettivamente per $x/L = 0.005$ e $x/L = 0.95$ con le seguenti espressioni

$$\tan \theta_i = \left(\frac{dy}{dx} \right)_{x/L=0.005} = \frac{y_A/L}{(x_A/L)^2} 2 \left(\frac{x_A}{L} - 0.005 \right) \quad (4.5)$$

$$\tan \theta_u = \left(\frac{dy}{dx} \right)_{x/L=0.95} = \frac{y_A/L}{(1 - x_A/L)^2} 2 \left(\frac{x_A}{L} - 0.95 \right) \quad (4.6)$$

Il segno della 4.6 è negativo perché θ_u ha senso contrario a θ_i . L'angolo racchiuso tra le tangenti vale $\theta_c = \theta_i + |\theta_u|$ ed è funzione di x_A/L e y_A/L .

4.1.3 Correlazione di Constant

Se la direzione del flusso in uscita dal profilo fosse uguale alla direzione della tangente al bordo di fuga dello stesso, l'angolo θ_c , che definisce la linea media, sarebbe uguale alla variazione dell'angolo fluido $\theta = |\beta_1 - \beta_2|$.

Tuttavia, come spiegato in precedenza, la sovrappressione agente sull'intradosso del profilo deflette la velocità del flusso in uscita (w_{2E}) dell'angolo δ . Per questa ragione, alla linea media bisogna assegnare una curvatura maggiore di quella richiesta dal fluido

$$\theta_c = \theta + \delta \quad (4.7)$$

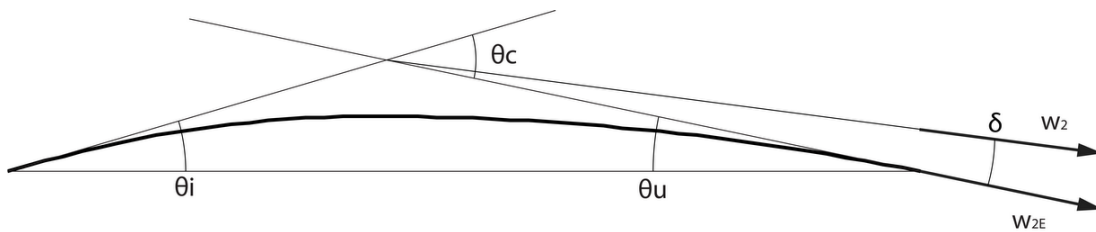


Figura 4.5 Linea media del profilo: correlazione di Constant

Noti gli angoli del fluido dai triangoli di velocità all'ingresso e all'uscita, il procedimento proposto da Constant consente di calcolare l'angolo di curvatura θ_c . Per determinare l'angolo di deviazione δ dalla tangente al bordo di fuga, si può utilizzare la seguente relazione empirica:

$$\delta = m \theta_c \left(\frac{t}{L} \right)^y \quad (4.8)$$

t è il passo della schiera (Fig. 4.3), mentre l'esponente y vale 0.5 per le schiere deceleranti e 1 per le schiere acceleranti. Il fattore m dipende dal tipo di curva media e dall'angolo β_{ex} di uscita del fluido:

$$m = 0.23 \left(\frac{2x_A}{L} \right)^2 + \frac{90 - \beta_{ex}}{500} \quad (4.9)$$

Noto l'angolo $\theta = |\beta_1 - \beta_2|$ desiderato, l'angolo di curvatura del profilo risulta quindi:

$$\theta_c = \frac{\theta}{1 - m \left(\frac{t}{L} \right)^y} \quad (4.10)$$

Nel paragrafo precedente, si è visto che $\theta_c = \theta_i + |\theta_u|$, mentre θ_i e θ_u sono dati dalle Equazioni 4.5 e 4.6; quindi scelto x_A/L , si ricava y_A/L e si può procedere al disegno del profilo.

Il procedimento qui descritto può essere applicato sia alle palettature rotanti sia alle palettature statoriche, avendo cura di utilizzare gli angoli β delle velocità relative nel primo caso, e gli angoli α delle velocità assolute nel secondo.

4.2 Riprogettazione della Palettatura Statorica

In questo paragrafo è illustrato il procedimento utilizzato nella riprogettazione della palettatura statorica dell'effusore eseguita con lo scopo di annullare la componente circonferenziale di velocità allo scarico del propulsore e quindi di massimizzare la spinta prodotta.

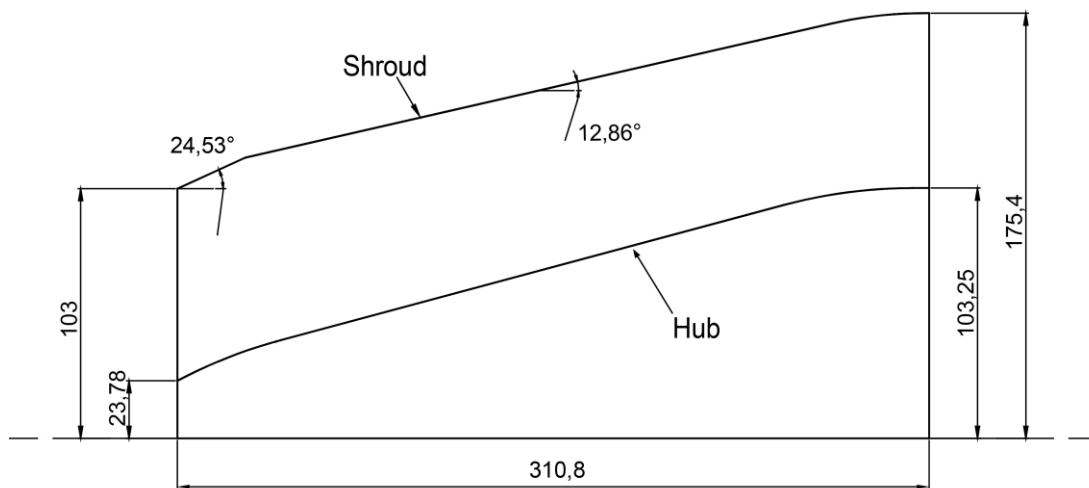


Figura 4.6 Vista in sezione meridiana dell'effusore (misure in mm)

È bene precisare che la riprogettazione qui effettuata non contempla il ridimensionamento completo dell'effusore, ma solo della forma delle pale: la geometria dell'effusore, ossia le dimensioni caratteristiche dell'hub e dello shroud, così come il numero di pale ($Z_p = 5$), sono rimasti gli stessi utilizzati per l'effusore originale costruito da CASTOLDI. In questo modo, restano definiti anche la lunghezza della corda del profilo (L), il passo ($t = 2\pi r/Z_p$) e quindi il loro rapporto σ , detto solidità della schiera.

Come suggerito in letteratura, si sono utilizzati i profili della serie NACA 4 cifre con $x_A/L = 0.4$ e, per le calcolazioni, si è fatta l'ipotesi di condotto a sezione costante, trascurando la forma convergente dell'effusore.

Si fa, infine, presente che quanto esposto nel seguito è stato svolto considerando la condizione di progetto dell'idrogetto.

4.2.1 Procedura di Calcolo

La corrente entra nell'effusore con una ripartizione delle componenti della velocità uguale a quella che si ottiene nella sezione di uscita della girante. Qui si ha un flusso caratterizzato da una direzione che varia radialmente e quindi i triangoli di velocità risultanti non sono costanti su tutta l'altezza della pala. Poiché le singole sezioni palari dell'effusore devono avere un'incidenza ottimale rispetto al flusso, è opportuno che l'angolo d'inclinazione della tangente al bordo d'ingresso del profilo sia anch'esso variabile in funzione del raggio: la pala dovrà quindi essere svergolata.

Si ricorda che la sezione d'ingresso dell'effusore ha dimensioni uguali a quella di uscita della girante. Per definire lo svergolamento delle pale statoriche, si sono considerata, quindi, 3 sezioni che erano state impiegate per caratterizzare la forma della pala della girante e per le quali è noto l'angolo d'inclinazione della tangente al bordo di fuga: in particolare si sono utilizzate le sezioni corrispondenti al raggio dell'hub e dello shroud e una sezione intermedia.

In più, poiché il flusso che abbandona la girante viene deviato a causa della sovrappressione agente sui due lati del profilo, per calcolare l'esatto angolo del flusso in uscita, in ogn'una di queste tre sezioni, si è applicata la correlazione di Constant descritta nel paragrafo 4.1.3.

Noto quest'angolo, la velocità assiale del flusso, la velocità di rotazione della pompa e il raggio della sezione palare considerata, è possibile definire il triangolo di velocità esatto all'uscita di tale sezione palare di girante. Dalla conoscenza dei triangoli di velocità, come visto nel paragrafo 4.1.1, risultano definiti gli angoli e le componenti della velocità che il flusso ha, in questo caso, all'ingresso dell'effusore. È importante far notare che i dati usati nelle calcolazioni, in particolare la velocità di rotazione della pompa e la velocità assiale del flusso in uscita da questa, si riferiscono alle condizioni di progetto dell'idrogetto.

A questo punto, si conosce: il numero e la lunghezza delle pale (corrispondente alla lunghezza della corda del profilo) dalle caratteristiche geometriche dell'effusore originale, la componente assiale e quella tangenziale, e quindi l'angolo α_1 , della velocità del flusso in ingresso e l'ascissa adimensionale dell'alzata massima della linea media del profilo (x_A/L) che è stata scelta a priori. Infine è noto l'angolo che deve avere la velocità del flusso all'uscita dal profilo e che deve essere, per come è stato definito in Figura 4.1, pari a 90° .

Il profilo deve essere in grado di imprimere al flusso una variazione angolare pari a $\theta = 90 - \alpha_1$; tuttavia la curvatura della linea media dovrà essere superiore a questo valore in quanto, come detto più volte, la corrente che abbandona il profilo viene indotta a deviare, rispetto alla direzione della tangente al bordo di fuga, di un angolo di scostamento δ . Tale scostamento, e quindi la curvatura effettiva θ_c del profilo, sono determinati ricorrendo, ancora una volta, alle relazioni empiriche proposte da Constant.

L'angolo θ_c è pari alla somma dei valori assoluti degli angoli d'ingresso (θ_i) e di uscita (θ_u) della linea media. Sostituendo a questi due angoli le Equazioni 4.5 e 4.6 dei profili NACA, si ottiene un'equazione implicita nell'unica variabile y_A/L .

Calcolato y_A/L , risulta definita la forma della linea media del profilo (Eq. 4.2 e 4.3), così come l'angolo θ_i che è utilizzato per calcolare l'angolo di calettamento ($\gamma_c = \alpha_1 + \theta_i$) necessario a posizionare il profilo.

La procedura descritta pocanzi è stata implementata in MATLAB ed usata per determinare i profili relativi alle tre sezioni considerate.

Il codice MATLAB restituisce in output la forma della linea media definita dal vettore degli angoli (β_j), dell'inclinazione locale della tangente alla linea media rispetto alla direzione assiale, in funzione della distanza dal bordo d'ingresso.

4.2.2 Nuova Palettatura dell'Effusore

Per la definizione completa del profilo è necessario specificare, oltre alla forma della linea media, anche lo spessore massimo: si è scelto, in questo caso, di mantenere lo stesso valore utilizzato nelle pale dell'effusore CASTOLDI che, si ricorda, è costante per tutte le sezioni.

I dati che definiscono la linea media ottenuti in MATLAB e il valore dello spessore massimo sono forniti al codice Blade Generator. Definita la geometria dell'hub e dello shroud dell'effusore, il software è in grado, come già detto nel paragrafo 3.1.2, di creare la geometria della pala interpolando i dati forniti dei tre profili.

In Figura 4.7 sono rappresentati i profili ottenuti per le tre sezioni considerate (Hub, "Intermedia" e Shroud) e sono riportati i valori delle coordinate adimensionali del punto di alzata massima della linea media. Si nota che il profilo allo shroud è quello caratterizzato da un maggior valore di y_A/L e quindi è quello che presenta la linea media maggiormente curvata. Al contrario, il profilo all'hub è quello che presenta la minor curvatura.

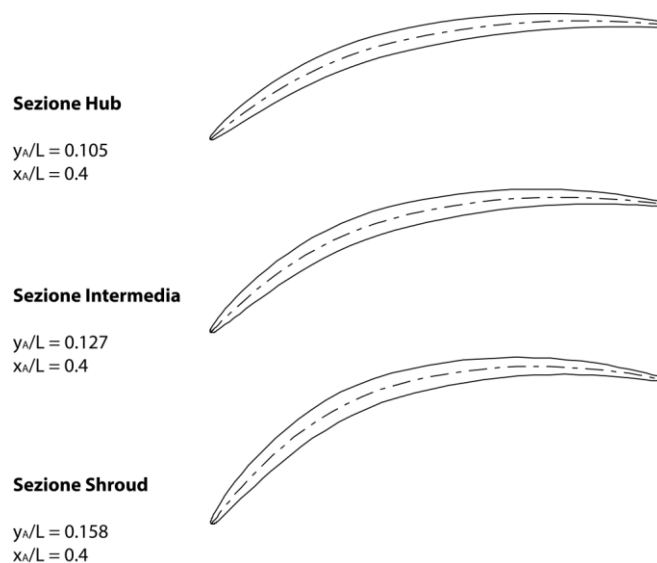


Figura 4.7 Profili della nuova palettatura statica

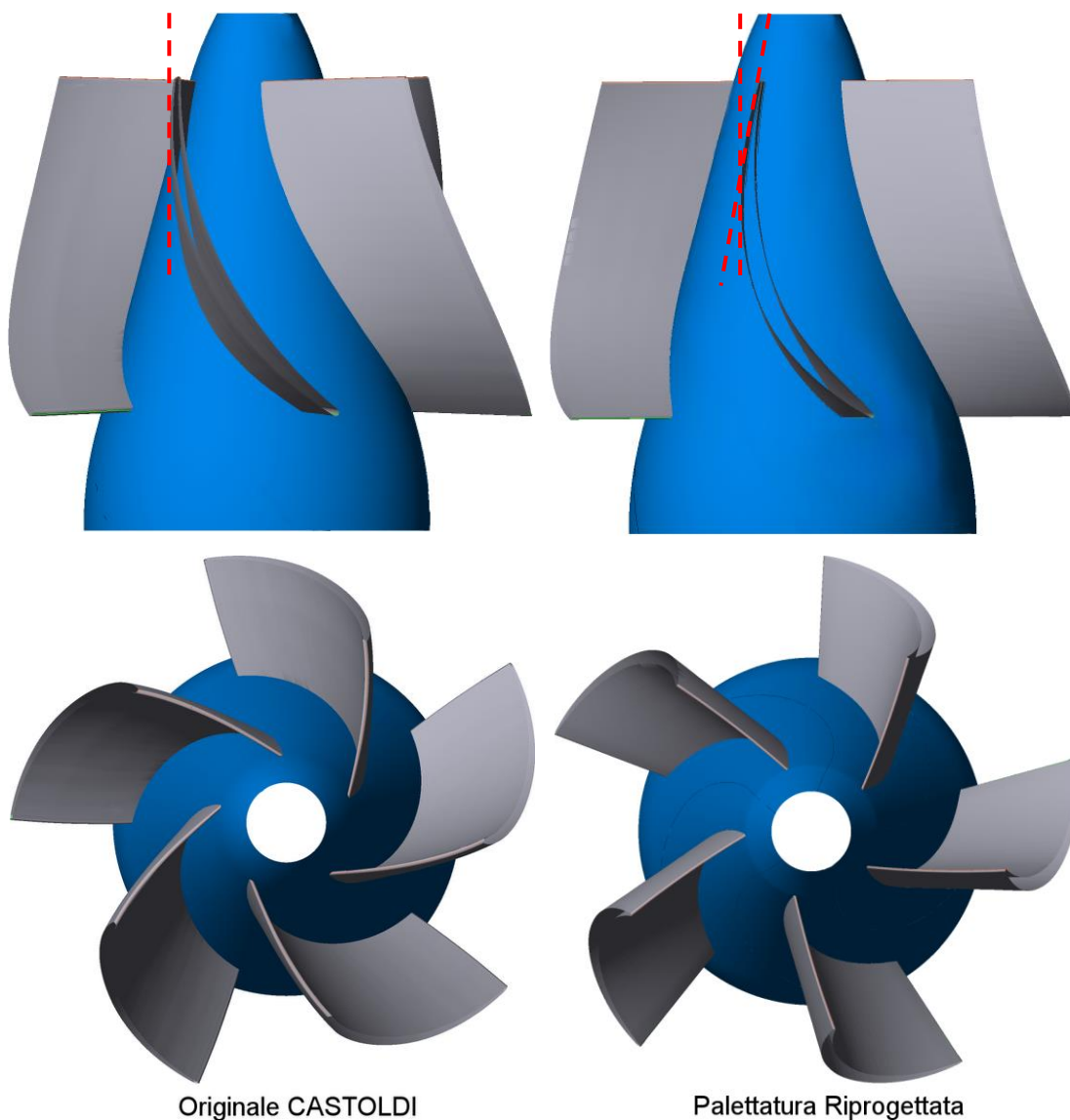


Figura 4.8 Confronto tra palettatura originale e riprogettata.

La Figura 4.8 mostra la vista frontale dell'effusore originale CASTOLDI (a sinistra) e quella dell'effusore con la palettatura riprogettata (a destra). Confrontando le due immagine risultano evidenti le differenze tra le forme delle due palettature: in particolare, si nota che, nelle pale originali, il bordo di fuga ha una tangente che forma un angolo quasi nullo con la direzione assiale, mentre in quelle riprogettate tale angolo è, volutamente, più accentuato in quanto il flusso che esce dal profilo, come spiegato, viene deviato dalla direzione della tangente a causa della sovrappressione.

4.3 Analisi delle Prestazioni della Palettatura Riprogettata

Con la palettatura dell'effusore riprogettata, sono state effettuate delle nuove simulazioni numeriche dell'idrogetto. In particolare, sono state simulate le condizioni operative esaminate in dettaglio nel Capitolo 3: la condizione di progetto caratterizzata dalla massima velocità di avanzamento (45 nodi) e la massima potenza certificata in input e le altre due condizioni a questa potenza, ma a velocità di avanzamento inferiore (35 e 20 nodi).

Nelle successive tabelle sono riportati i risultati ottenuti da queste simulazioni proponendo il confronto con i risultati, già visti nel Capitolo 3, ottenuti impiegando l'effusore originale. In questo caso, la spinta è stata normalizzata rispetto al valore ottenuto con l'effusore originale nella medesima condizione operativa.

Tabella 4.2 Confronto tra le prestazioni ottenute con la palettatura originale e la palettatura riprogettata (condizione di progetto)

<u>CONDIZIONE 01</u>	<u>Palettatura CASTOLDI</u>	<u>Palettatura Riprogettata</u>	
V_{boat}	23.15 m/s	23.15 m/s	
<i>Potenza in Ingresso (Normalizzata)</i>	100 %	100 %	
C_u Uscita Effusore	5.89 m/s	0.53 m/s	
<i>Riduzione C_u tra Ingresso-Uscita Effusore</i>	60 %	96%	
$C_{radiale}$ Uscita Effusore	8.96 m/s	8.20 m/s	
<i>Spinta CFX (Normalizzata)</i>	100 %	104 %	+ 4 %
<i>Rendimento Propulsivo</i>	55 %	58 %	+ 3 %
<i>Rendimento Idr. Pompa-Effusore</i>	82 %	83.9 %	+ 1.9 %
<i>Coeff. Perdita Effusore</i>	18.6 %	14.4 %	- 4.2 %

Dai risultati di Tabella 4.2 è possibile vedere l'efficacia del nuovo effusore: la componente circonferenziale della velocità allo scarico viene quasi completamente annullata (0.53 m/s) con una riduzione del 96% rispetto alla stessa componente in ingresso. Il risultato è nettamente migliore di quello ottenuto con l'effusore originale che presenta una velocità circonferenziale allo scarico pari a 5.89 m/s con una riduzione rispetto a quella in ingresso solamente del 60%.

Per quanto riguarda le prestazioni, anche in questo caso si ottiene un generale miglioramento: in particolare, con questa configurazione, è possibile ottenere un aumento della spinta del 4% e una riduzione delle perdite nell'effusore del 4.2%; il rendimento propulsivo invece aumenta del 3%.

La palettatura statorica riprogettata consente di ottenere una velocità pressoché nulla allo scarico e un miglioramento generale delle prestazioni anche a velocità di avanzamento inferiori. Nelle condizioni operative 06 (Tab 4.3) e 09 (Tab 4.4), gli incrementi percentuali dei parametri prestazionali considerati sono leggermente inferiori rispetto a quelli ottenuti alla condizione di progetto, ma comunque significativi.

Tabella 4.3 Confronto tra le prestazioni ottenute con la palettatura originale e la palettatura riprogettata (condizione operativa 06)

<u>CONDIZIONE 06</u>	<u>Palettatura CASTOLDI</u>	<u>Palettatura Riprogettata</u>	
V_{boat}	18 m/s	18 m/s	
<i>Potenza in Ingresso (Normalizzata)</i>	100 %	100 %	
C_u Uscita Effusore	5.7 m/s	0.31 m/s	
<i>Riduzione C_u tra Ingresso-Uscita Effusore</i>	64 %	98 %	
$C_{radiale}$ Uscita Effusore	8.56 m/s	7.85 m/s	
<i>Spinta CFX (Normalizzata)</i>	100 %	103.8 %	+ 3.8 %
<i>Rendimento Propulsivo</i>	51.4 %	53.2 %	+ 1.8 %
<i>Rendimento Idr. Pompa-Effusore</i>	83.3 %	84.5 %	+ 1.2 %
<i>Coeff. Perdita Effusore</i>	17.6 %	14.6 %	-3 %

Tabella 4.4 Confronto tra le prestazioni ottenute con la palettatura originale e la palettatura riprogettata (condizione operativa 09)

<u>CONDIZIONE 09</u>	<u>Palettatura CASTOLDI</u>	<u>Palettatura Riprogettata</u>	
V_{boat}	10.29 m/s	10.29 m/s	
<i>Potenza in Ingresso (Normalizzata)</i>	100 %	100 %	
C_u Uscita Effusore	5.48 m/s	0.03 m/s	
<i>Riduzione C_u tra Ingresso-Uscita Effusore</i>	67 %	99 %	
$C_{radiale}$ Uscita Effusore	8.12 m/s	7.4 m/s	
<i>Spinta CFX (Normalizzata)</i>	100 %	102.3 %	+ 2.3 %
<i>Rendimento Propulsivo</i>	36.7 %	37.3 %	+ 0.6 %
<i>Rendimento Idr. Pompa-Effusore</i>	83.2 %	84.4 %	+ 1.2 %
<i>Coeff. Perdita Effusore</i>	18.7 %	16.1 %	- 2.6 %

4.4 Riduzione della Velocità Radiale allo Scarico

Dalle tabelle precedenti emerge che la componente radiale della velocità allo scarico è elevata sia utilizzando la palettatura originale, sia utilizzando quella riprogettata. La presenza di questa componente, è dovuta alla caratteristica forma convergente dell'effusore necessaria ad accelerare il getto e aumentare la spinta del propulsore, ma incide inevitabilmente sulle perdite dello stesso.

Per ridurre questa componente si è pensato di modificare la forma dello scarico dell'effusore, ridisegnando la parte terminale dell'hub e dello shroud, ma mantenendo le sue dimensioni caratteristiche, ossia la lunghezza totale l'area della sezione d'ingresso e quella della sezione di uscita.

Si sono quindi immaginate le due diverse configurazioni di Figura 4.9, dotate di palettatura riprogettata.

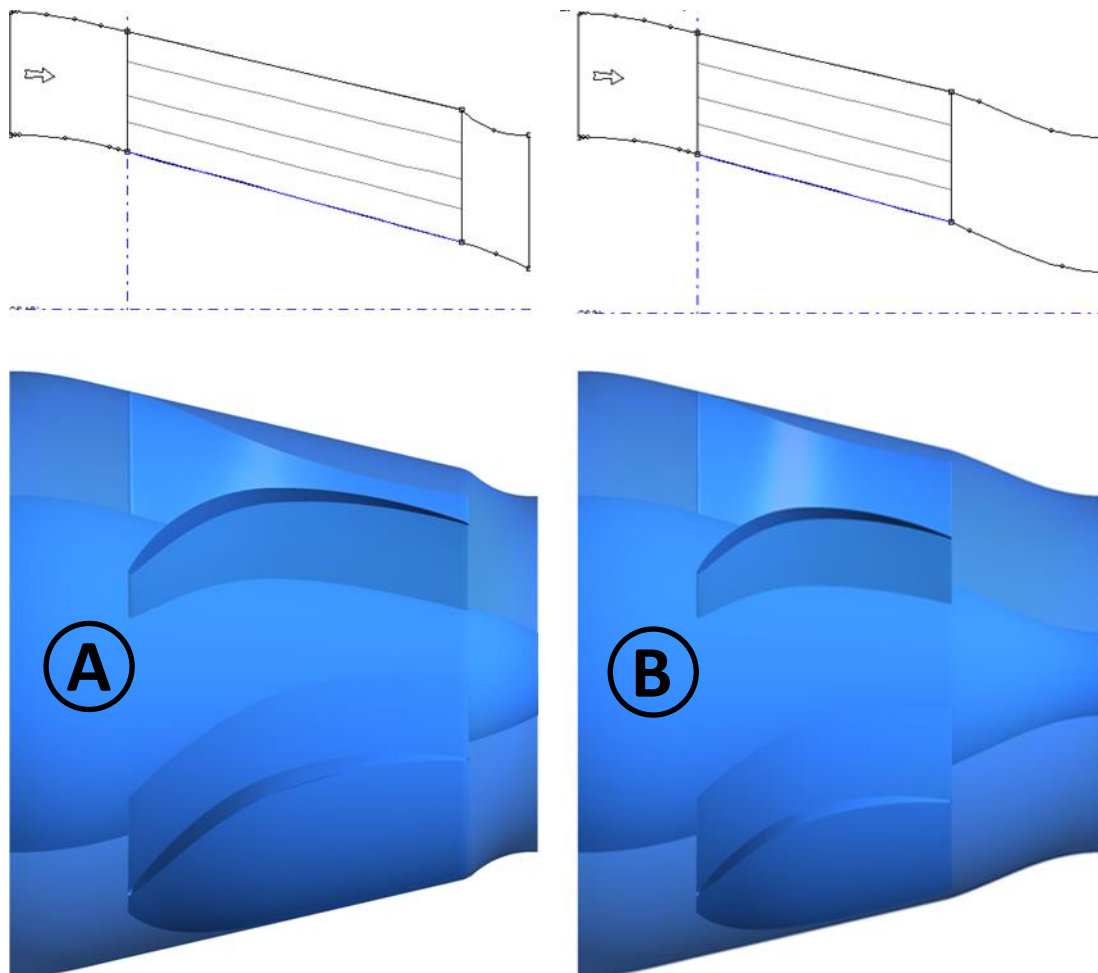


Figura 4.9 Configurazioni dell'effusore con forma dello scarico ridisegnata.

- A. In questa configurazione è stata modificata solamente la forma della parte terminale dello shroud, mentre quella dell'hub rimane invariata rispetto alla geometria precedente. La palettatura è identica a quella riprogettata.
- B. Nella seconda configurazione, è stata modificata sia la forma della parte terminale dello shroud sia quella dell'hub. È stata, inoltre, considerata una lunghezza assiale della palettatura minore del 25% rispetto a quella utilizzata in precedenza. La forma dei profili della pala è stata ricalcolata utilizzando il codice MATLAB che implementa la procedura spiegata nel paragrafo 4.2.1: i profili ottenuti, poiché devono realizzare la stessa deviazione del flusso con una lunghezza minore, sono dotati di una linea media maggiormente curvata. Lo scopo di utilizzare pale più corte, mantenendo costante la lunghezza totale, è quello di dare al flusso un maggior spazio a disposizione per adattarsi alla nuova forma ridisegnata dell'effusore e quindi per diminuire la sua componente radiale di velocità.

Le due configurazioni sono state testate, attraverso una simulazione fluidodinamica, alla condizione di progetto. In Tabella 4.5 sono riportati i risultati d'interesse ottenuti con queste due nuove configurazioni ed è proposto il confronto con i risultati ottenuti con l'effusore CASTOLDI e con quello riprogettato senza modifiche geometriche dell'hub e dello shroud.

Tabella 4.5 Confronto tra i risultati ottenuti con le diverse configurazioni di effusore

<u>CONDIZIONE DI PROGETTO</u>	<u>Effusore CASTOLDI</u>	<u>Effusore con Palettatura Riprogettata</u>	<u>Effusore Configurazione A</u>	<u>Effusore Configurazione B</u>
<i>C_{radiale} Uscita Effusore</i>	8.96 m/s	8.20 m/s	5.42 m/s	3.87 m/s
<i>C_u Uscita Effusore</i>	5.89 m/s	0.53 m/s	0.61 m/s	0.69 m/s
<i>Spinta CFX (Normalizzata)</i>	100 %	104 %	100.6 %	101.4 %
<i>Coeff. Perdita Effusore</i>	18.6 %	14.4 %	17.9 %	13.5 %

Dai risultati si osserva che, modificando la geometria dell'effusore allo scarico, si riesce effettivamente a ridurre la componente radiale della velocità. La configurazione B è la più efficace delle due; rispetto alla geometria standard con palettatura riprogettata, tuttavia, con questa configurazione si ottiene una spinta propulsiva minore e una riduzione delle perdite solamente dello 0.9%. Si conclude, quindi, che le soluzioni proposte per la riduzione della velocità radiale allo scarico non sono convenienti in quanto non forniscono dei miglioramenti apprezzabili delle prestazioni.

Capitolo 5

Riepilogo e Conclusioni

Lo sviluppo e l'applicazione degli idrogetti come sistemi di propulsione navale, ha conosciuto un forte sviluppo solamente negli ultimi decenni.

Questo tipo di installazioni, nella loro configurazione più classica, sono costituite da un condotto d'imbocco, una pompa (assiale o a flusso misto) e un effusore palettato. L'organo principale del sistema è la pompa: questa è azionata da un motore esterno (ad esempio diesel) e ha il compito di produrre il getto d'acqua ad elevata velocità responsabile della spinta.

La teoria utilizzata per descrivere il funzionamento di un idrogetto deriva dalla teoria generale dell'elica libera. La principale differenza fra questi due sistemi risiede nel fatto che l'elica si trova ad agire in campo aperto, mentre l'idrogetto agisce con un flusso intubato: in quest'ultimo caso, l'azione propulsiva del getto viene trasferita allo scafo non solo attraverso l'albero della girante, come avviene nell'elica, ma anche attraverso le pareti solide dell'installazione.

Nel presente lavoro di tesi è stato studiato il funzionamento di un sistema di propulsione a idrogetto commerciale in diverse condizioni operative definite dalla velocità di avanzamento dell'imbarcazione e dalla potenza in input erogata dal motore esterno.

L'analisi numerica è stata condotta attraverso simulazioni fluidodinamiche CFD svolte con il software ANSYS CFX. Questo codice permette di risolvere il campo di moto fluido interno all'idrogetto grazie alla soluzione numerica delle equazioni RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) e del modello di turbolenza scelto (in

questo caso $k-\omega$ SST). Per far ciò è necessario discretizzare il dominio con una griglia di calcolo, detta mesh, formata da un numero opportunamente elevato di celle, sulle quali saranno poi risolte iterativamente le equazioni.

È opportuno specificare che per simulare la rotazione della pompa è stato utilizzato un approccio quasi stazionario detto “Multiple Frame of Reference” (MFR) in cui non è la girante a ruotare, ma è il suo asse di riferimento.

Le soluzioni ottenute dalle simulazioni CFD sono state validate confrontando i risultati con i dati disponibili forniti dal costruttore dell'idrogetto.

La corrispondenza tra i valori della spinta si è rivelata buona nella condizione di progetto definita dalla massima velocità di avanzamento alla massima potenza certificata erogata dal motore esterno.

Per le altre soluzioni, invece, sono state ottenute delle corrispondenze accettabili dei risultati (con errori sulla spinta inferiori al 5%) solo per le condizioni appartenenti alla regione centrale del campo operativo considerato. Il calcolo della spinta sfruttando il bilancio di quantità di moto, tuttavia, ha confermato i risultati computati da CFX. Per questo motivo, e poiché non è nota l'affidabilità dei dati forniti dal costruttore nelle condizioni fuori progetto, le soluzioni che non presentano una buona corrispondenza con i risultati sperimentali non possono essere ritenute errate e da escludere a priori.

Per lo studio approfondito dell'idrogetto sono state considerate 3 condizioni operative: quella di progetto e altre due alla stessa potenza, ma a velocità inferiori.

L'analisi delle prestazioni ha evidenziato come la condizione di progetto sia effettivamente quella che presenta il maggior rendimento propulsivo. Il rendimento mostrato dalla pompa nelle tre condizioni, invece, risulta pressoché costante.

Il campo di moto interno al condotto è stato analizzato osservando i profili di velocità plottati su alcune sezioni trasversali e su una sezione parallela alla sezione meridiana. Questi hanno evidenziato che (i) il flusso in ingresso nella pompa è soggetto a una pre-rotazione indotta dal moto stesso della girante; (ii) all'interno del condotto sono presenti delle zone di ricircolo dovute alla separazione dello strato limite. La condizione di accelerazione o decelerazione del flusso all'interno del condotto può essere caratterizzata definendo il rapporto (IVR) tra la velocità di avanzamento e la velocità in ingresso nella pompa. Osservando come variano il rapporto IVR e i profili di velocità relativi alle diverse condizioni operative si è potuto stabilire che a basse velocità di avanzamento, il flusso nel condotto risulta accelerato e la zona di ricircolo si forma sulla parte inferiore del condotto e in prossimità dell'imbocco, mentre ad elevate velocità di avanzamento, il flusso nel condotto viene decelerato e la zona di ricircolo si forma sempre all'imbocco, ma nella parte superiore del condotto. Le zone di ricircolo sono sede di perdite di pressione totale e quindi incidono sul rendimento del condotto.

Le perdite maggiori, tuttavia, si hanno nell'effusore palettato posto a valle della pompa. Queste sono dovute all'attrito causato dalla presenza della palettatura statorica e al fatto che il flusso allo scarico presenta una componente di velocità tangenziale non nulla: ciò è indice di una non corretta progettazione della palettatura statorica che dovrebbe avere proprio il compito di raddrizzare la corrente in uscita dalla pompa.

Come prima fase di una possibile ottimizzazione delle prestazioni dell'idrogetto, si è ritenuto opportuno eseguire la riprogettazione della palettatura dell'effusore. Questa è stata svolta mantenendo costanti le caratteristiche geometriche dell'effusore, ossia la lunghezza totale e le aree delle sezioni d'ingresso e d'uscita.

Per definire la forma delle pale si è scelto di utilizzare i profili NACA 4 cifre. Lo spessore dei profili è stato mantenuto uguale a quello utilizzato dal costruttore, mentre per calcolare la forma della linea media è stata implementata una procedura in MATLAB che si basa, nella condizione di progetto, sulla teoria delle turbomacchine e sulle correlazioni di Constant per determinare lo scostamento del flusso dalle pareti indotto dalla sovrappressione agente sul profilo.

La nuova palettatura è stata testata, attraverso simulazioni fluidodinamiche, nelle tre condizioni operative considerate in precedenza. In tutti e tre i casi si è ottenuto un annullamento pressoché completo della componente radiale della velocità e un aumento generale delle prestazioni: in particolare, i risultati più significativi sono stati ottenuti alla condizione di progetto con una riduzione delle perdite nell'effusore e un aumento della spinta propulsiva del 4%.

Ringraziamenti

Desidero ringraziare sentitamente il Professor Ernesto Benini, relatore di questa tesi, per la grande disponibilità e cortesia dimostratemi, e l'Ingegnere Davide Papale per tutto l'aiuto fornito durante questo lavoro.

Ringrazio con affetto i miei genitori, Zeffirino e Carla, che mi hanno dato la possibilità, non senza sacrifici, di seguire il percorso di studi da me desiderato e di raggiungere tale traguardo.

Infine, ringrazio gli amici conosciuti in questi anni di università, perché quello che ricorderò più volentieri di questo periodo della mia vita è il tempo trascorso con loro.

Bibliografia

- [1] *ANSYS Documentation, 2012*
- [2] *Chung T.J.: Computational Fluid Dynamics, 2010*
- [3] *Gülich J.F.: Centrifugal Pumps, 2010*
- [4] *Quaggiotti, V.: Teoria della Propulsione a Getto e a Elica, 2006*
- [5] *Ventrone G.: Macchine per Allievi Ingegneri, 2006*
- [6] *Benini E.: Propulsione Aerea, 2006*
- [7] *Bulten, N. W., Numerical Analysis of a Waterjet Propulsion System, 2006*
- [8] *Blazek, J.: Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications, 2001*

