



Università degli Studi di Ferrara

DOTTORATO DI RICERCA IN
SCIENZE DELL'INGEGNERIA

CICLO XXIV

COORDINATORE Prof. Stefano Trillo

Sviluppo di una metodologia di progettazione
integrata per il dimensionamento di macchine
operatrici a flusso centrifugo

Settore Scientifico Disciplinare ING-IND/08

Dottorando

Dott. Ferrari Cristian

Tutore

Prof. Pinelli Michele

Anni 2009/2012

INDICE

SIMBOLI	1
INTRODUZIONE	2
<u><i>CAPITOLO 1</i></u>	
METODOLOGIE DI PROGETTAZIONE MONODIMENSIONALE	
1.1 Generalità	3
1.2 Classificazione delle Turbomacchine	4
1.3 Progettazione monodimensionale secondo Stepanoff	5
1.4 Progettazione secondo Wright	11
1.5 Dimensionamento secondo Eck	13
1.6 Altri metodi di progettazione	22
1.7 Determinazione della linea media delle pale	26
1.8 Ottimizzazione della curva del disco e del controdisco attraverso l'implementazione delle curve di Beziér	28
1.9 Dimensionamento della voluta	30
<u><i>CAPITOLO 2</i></u>	
APPROCCIO BIDIMENSIONALE	
2.1 Generalità	34
2.2 Scorrimento della corrente relativa	34
2.3 Difetto di deviazione del flusso o Slip Factor	35

2.4 Teoria di Busemann	37
2.5 Il metodo approssimato di Pfeleiderer e Lazarkiewicz	39
2.6 Altri metodi di determinazione dello Slip Factor	41
2.7 Tracciamento delle linee meridiane di corrente con un approccio bidimensionale	42
2.8 Applicazione del metodo delle differenze finite al calcolo delle linee meridiane di corrente	44

CAPITOLO 3

PROGETTAZIONE TRIDIMENSIONALE

3.1 Generalità	48
3.2 Termofluidodinamica Computazionale	48
3.3 Metodo dei volumi finiti	49
3.3.1 Griglie di calcolo	51
3.3.1.1 Griglie strutturate	51
3.3.1.2 Griglie non strutturate	52
3.3.2 Discretizzazione	54
3.3.2.1 Integrali di superficie e di volume	55
3.3.2.2 Tecniche d'interpolazione	56
3.3.2.3 Equazione algebrica finale	59
3.4 Modelli di turbolenza	60
3.4.1 Modelli Rans	61
3.4.1.1 Modelli a viscosità turbolenta	62
3.4.1.2 Modello k- ϵ	64
3.4.1.3 Funzioni di parete	65
3.4.1.4 Modelli a basso numero di Reynolds	66

3.4.1.5 Modelli algebrici degli sforzi di Reynolds	68
3.4.1.6 Modelli differenziali degli sforzi di Reynolds	68

CAPITOLO 4

METODOLOGIA DI PROGETTAZIONE INTEGRATA

4.1 Generalità	70
4.2 Algoritmi deterministici	70
4.3 Algoritmi stocastici	70
4.3.1 Strategie evolutive	71
4.3.2 Algoritmi genetici	71
4.3.3 Ottimizzazione multi-obiettivo	72
4.4 Stato dell'arte	73
4.5 L'utilizzo del software libero e/o open source	75
4.6 Lo stato attuale del software libero per la CFD	76
4.7 Metodologia di progettazione integrata 1D-3D	77
4.8 Influenza del rendimento nella procedura di dimensionamento integrata	81

CAPITOLO 5

PROGETTAZIONE FLUIDODINAMICA DI UNA POMPA DA LABORATORIO

5.1 Generalità	88
5.2 Progettazione monodimensionale	88
5.3 Creazione del modello CFD	89
5.3.1 Modellazione della geometria	91
5.3.2 Griglia di calcolo	93
5.3.3 Condizioni al contorno	95
5.4 Analisi dei risultati	96
5.5 Ottimizzazione della geometria	102

CAPITOLO 6

PROGETTAZIONE 1D-3D DI UN VENTILATORE PER BRUCIATORI AD ELEVATA POTENZA

6.1 Generalità	111
6.2 Dati di progetto	112
6.3 Dimensionamento della girante	112
6.3.1 Progettazione monodimensionale	115
6.3.2 Griglia di calcolo	117
6.3.3 Condizioni al contorno	117
6.3.4 Convergenza del calcolo	118
6.3.5 Comportamento fluidodinamico delle giranti simulate	122
6.4 Dimensionamento del canale di ritorno	122
6.5 Descrizione del modello numerico	125
6.6 Simulazioni della macchina completa	128
6.6.1 Macchina completa con raddrizzatore senza pale	128
6.6.2 Simulazione completa con raddrizzatore palettato	132
6.6.3 Simulazione completa con raddrizzatore allungato	134
6.6.4 Simulazione completa con raddrizzatore curvilineo tipo A	137
6.6.5 Simulazione completa con raddrizzatore curvilineo tipo B	142
6.7 Curve di funzionamento del ventilatore	148
CONCLUSIONI	149
BIBLIOGRAFIA	150

SIMBOLI UTILIZZATI

n_s = Velocità specifica

D_s = Diametro specifico

δ = Diametro caratteristico

H = Prevalenza

K_u = Costante di velocità

$K_{m1} K_{m2}$ = Costante di portata

Ψ = Coefficiente di prevalenza

Φ = Coefficiente di portata

β_2 = Angolo di uscita del flusso

z = Numero di pale

s = Spessore delle pale

Q = Portata in volume totale che attraversa la macchina

D_m = Diametri medi in ingresso ed in uscita

W = Velocità relativa

V = Velocità assoluta

V_m = Velocità meridiana

V_v = Velocità assoluta all'uscita della voluta

U = Velocità periferica

b = Altezza del canale meridiano

q = Portata in volume di un tubo di flusso

A_{tot} = area totale della sezione di passaggio

r_c = Raggio di raccordo del controdisco

INTRODUZIONE

In questo lavoro di tesi è stata sviluppata e validata una metodica integrata 1D/3D di progettazione per le turbomacchine operatrici a flusso centrifugo, basata sull'impiego di simulazioni CFD. Nei primi due capitoli si sono riportati i principali approcci alla progettazione monodimensionale e bidimensionale presenti in letteratura, che sono alla base della metodologia studiata. Il terzo capitolo invece è dedicato interamente alla presentazione dei principali modelli di calcolo, di discretizzazione spaziale e di turbolenza utilizzati nelle simulazioni CFD. Queste ultime, hanno dimostrato di essere uno strumento di analisi e ottimizzazione molto potente nel campo delle turbomacchine. La CFD, infatti, un tempo utilizzata prevalentemente nella ricerca è diventata ora anche un valido sostegno alla progettazione industriale. Grazie all'aumento della potenza di calcolo i tempi che servivano prima per effettuare simulazioni numeriche, si sono in questi ultimi anni notevolmente ridotti. Inoltre utilizzando tecnologie capaci di sopportare oneri computazionali sempre più elevati in tempi sempre più ridotti, i risultati sono diventati più attendibili facendo divenire la CFD uno strumento affidabile. La prima parte del quarto capitolo è dedicata ai codici fluidodinamici open source che, in questi ultimi anni, com'era giusto aspettarsi hanno avuto un notevole sviluppo. Il vantaggio di questi software, oltre ad essere gratuiti, è il fatto che siano "aperti", cioè più o meno facilmente integrabili da nuove funzioni e modelli di calcolo perché scritti in linguaggi di programmazione semplici e diffusi. Queste due caratteristiche fanno sì che questi software siano sempre più diffusi ma anche, quindi, sempre più sviluppati e migliorati. Nella parte finale del capitolo viene esposta la metodologia studiata che consiste in tre fasi principali: nella prima, partendo dalle prestazioni richieste, si calcolano con un approccio monodimensionale le dimensioni principali (diametri, aree di passaggio del flusso, ecc.), la forma della linea media della pale e gli angoli d'ingresso e uscita del flusso. In base alle scelte di progettazione, ai vincoli dimensionali e alle correlazioni scelte emergono in questa fase diverse geometrie che possono dare le prestazioni volute. Nella fase successiva, queste geometrie vengono analizzate tridimensionalmente attraverso simulazioni numeriche semplificate. In questo modo è possibile valutare più o meno rapidamente un ampio numero di possibili alternative e scegliere la migliore. Nell'ultima fase del progetto, si esegue un'analisi CFD completa e approfondita sulla macchina che garantisce le performance migliori tra quelle studiate. Dall'analisi dei gradienti di velocità, di pressione e dei flussi secondari si fanno eventuali modifiche geometriche ottimizzando così la macchina. Negli ultimi due capitoli si applica la metodologia illustrata a due casi industriali: il progetto di una pompa centrifuga a basso indice caratteristico e il progetto di un ventilatore bistadio per bruciatori industriali. In entrambi i casi, partendo dai dati di progetto, attraverso la procedura di progettazione 1D/3D integrata si è arrivati all'ottimizzazione delle macchine studiate.

CAPITOLO 1

METODOLOGIE DI PROGETTAZIONE MONODIMENSIONALE

1.1 Generalità

La progettazione monodimensionale di una turbomacchina si basa su conoscenze teoriche delle turbomacchine, come le equazioni e i triangoli di velocità di Eulero, e su alcuni coefficienti di progetto determinati sperimentalmente da pompe ben progettate che presentino elevati rendimenti, spesso come coefficienti di progetto si usano gli stessi indici caratteristici delle pompe.

La progettazione monodimensionale di una turbomacchina, [1] [2] e [3], parte dall'ipotesi di monodimensionalità del flusso che lo attraversa, questo significa assumere che il flusso si muova lungo una prescritta traiettoria con sezioni trasversali date e con distribuzione uniforme della velocità sopra queste sezioni. In queste condizioni, il termine monodimensionale sta a indicare che un punto in un tale sistema di flusso può essere completamente individuato da una misura lineare lungo la traiettoria prescritta. Nel flusso monodimensionale non è presa in considerazione la posizione del punto all'interno di una data sezione trasversale, perché il flusso è assunto, essere lo stesso in ogni punto di tale sezione. In altre parole ammettere che un flusso possa avere un assetto monodimensionale significa supporre che le velocità della corrente varino solo nella direzione della linea meridiana del condotto. Riguardo alla distribuzione della componente meridiana V_m della velocità sulla sezione meridiana ossia eseguita lungo l'asse di rotazione, e della distribuzione della velocità relativa W su una sezione interpalare, l'assunzione monodimensionale implica che la velocità meridiana sia uniforme sulla larghezza b delle pale, e che la velocità relativa non vari lungo un arco palare ammettendo così un andamento assialsimmetrico. In realtà la corrente raggiunge l'assetto assialsimmetrico solo quando il numero di pale sia assai elevato. In queste condizioni l'arco circonferenziale tende a zero e la linea di corrente relativa va a coincidere con il profilo palare.

Molti problemi nel dimensionamento delle macchine possono essere approssimati da considerazioni monodimensionali, per questo si comincerà con l'affrontare questa metodologia di dimensionamento secondo diversi autori presenti in letteratura.

1.2 Classificazione delle Turbomacchine

Definiamo turbomacchina una macchina che scambia lavoro meccanico con un fluido, costituita da parti fisse e almeno una parte mobile attorno ad un asse, che riterremo generalmente fisso. Come in altre macchine fluidodinamiche l'organo mobile scambia energia con il fluido, ma in particolare nelle turbomacchine tale scambio avviene in modo continuo, cosicché esse possono essere considerate come sistemi aperti nel senso della termodinamica, con una portata fluente con continuità attraverso una sezione d'ingresso e una di uscita. In tali circostanze le forze che si esercitano fra fluido e parti della macchina sono essenzialmente dinamiche, in altre parole legate alla variazione della quantità di moto del fluido stesso e della sua velocità. In questo si differenziano radicalmente dalle macchine volumetriche, nelle quali le forze sull'organo mobili (ad esempio il pistone in una macchina alternativa) compiono lavoro, anche se la velocità del fluido sono trascurabili. Le turbomacchine possono essere classificate secondo diversi criteri, ad esempio, secondo la funzione, in:

Macchine motrici, se utilizzano l'energia del fluido per produrre potenza meccanica all'albero. Ad esempio le turbine idrauliche e termiche, sia a vapore che a gas.

Macchine operatrici, che utilizzano potenza meccanica per aumentare l'energia del fluido sotto forma di pressione (pompe e compressori) o di energia cinetica (ventilatori ed eliche propulsive).

Una seconda classificazione fa riferimento al fluido di lavoro, in particolare per quanto riguarda le caratteristiche di comprimibilità:

Macchine a fluido incomprimibile: ovviamente a tale categoria appartengono le macchine idrauliche (turbine, pompe o eliche marine), ma anche ad esempio ventilatori, nei quali evolvono aeriformi, ma a velocità tali e variazioni di pressione tali, da non generare rilevanti variazioni di densità fra aspirazione e mandata.

Macchine a fluido comprimibile (o termiche): nelle quali gli effetti legati alla comprimibilità e quelli termici sono significativi. In tale categoria rientrano ad esempio le turbine a vapore e a gas e i compressori di gas.

Per quanto riguarda l'energia scambiata nelle turbomacchine, occorre precisare che, quando il lavoro specificato richiesto è elevato, è possibile ricorrere a turbomacchine multistadio, montando in serie diversi stadi i cui rotori sono normalmente calettati sullo stesso albero motore. È possibile introdurre una nuova classificazione che riguarda la geometria della macchina o più precisamente del singolo stadio di turbomacchina. Esistono architetture molto diverse, ma l'aspetto più importante connesso con gli scambi energetici fluido-macchina riguarda la scelta tra:

Stadi radiali (centrifughi o centripeti a seconda che si tratti di macchine motrici o operatrici). In essi è sfruttata la variazione di energia potenziale centrifuga fra ingresso e uscita della girante.

Stadi assiali, nei quali la variazione di raggio fra ingresso e uscita dal rotore è poco importante; in essi la variazione di altezza delle pale e delle sezioni di passaggio del fluido sono imposte solo dalla necessità di soddisfare la portata, quando la densità varia.

1.3 Progettazione monodimensionale secondo Stepanoff

Il metodo di progettazione monodimensionale utilizzato da A. J. Stepanoff [4], [5] è basato sulla determinazione e scelta di parametri e indici caratteristici in funzione delle prestazioni richieste, che per passi successivi permettono di determinare direttamente le principali grandezze dimensionali della pompa.

Determinazione dell'Indice Caratteristico

In Funzione della portata e prevalenza che si vogliono ottenere dalla turbomacchina al punto di massimo rendimento e dalla tipologia di motore che si deve accoppiare, si è in grado di calcolare la velocità specifica n_s della pompa che si vuole progettare secondo Stepanoff.

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (1.1)$$

Nella progettazione di Stepanoff l'indice caratteristico è molto importante perché guida il progettista nella determinazione dei vari coefficienti di progetto, ma come prima cosa è essenziale per determinare la tipologia di pompa e il rendimento atteso in funzione della taglia della pompa stessa, individuata dalla portata richiesta Fig. 1.2.

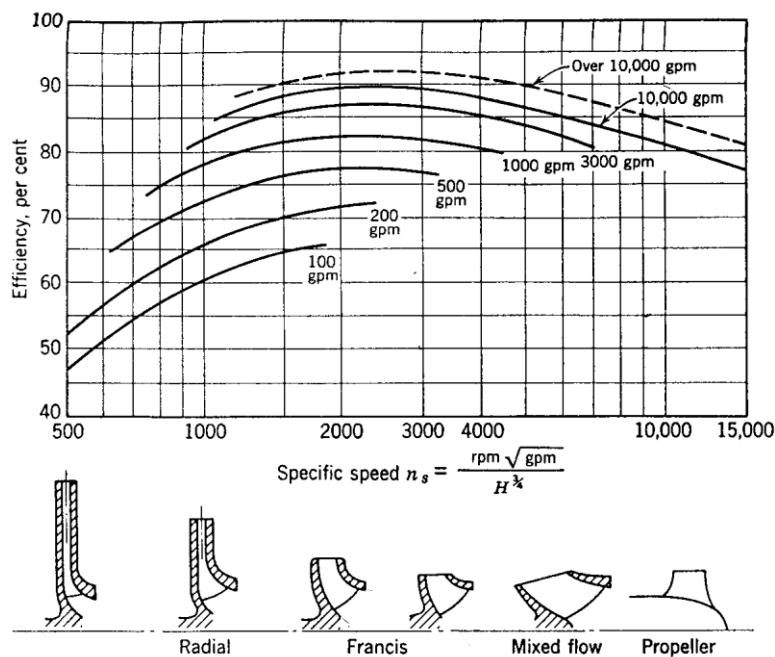


Figura 1.2 - Scelta del tipo di girante e rendimento atteso in funzione dell'indice caratteristico.

Angolo di uscita della pala β_2

L'angolo d'inclinazione della pala in uscita è uno dei parametri più importanti nella progettazione di una turbomacchina, nella progettazione di Stepanoff il valore di β_2 viene scelto direttamente dal progettista e da questo dipenderanno anche tutti i valori dei coefficienti di progetto successivamente scelti. Per la scelta dell'angolo in uscita β_2 Stepanoff da alcune linee guida, in base alla forma della curva di prestazione desiderata, più o meno ripida, o in base alla dimensione della girante per ottenere la prevalenza richiesta, un angolo elevato caricherà maggiormente le pale e porterà a valori del diametro esterno della girante minore, mentre valori piccoli per l'angolo in uscita porteranno a dimensioni della girante maggiori.

Stepanoff propone di assumere il valore dell'angolo β_2 pari a $22,5^\circ$, mentre indica come $17,5^\circ$ e $27,5^\circ$ i limiti di variabilità dell'angolo senza una grande penalizzazione del rendimento.

Costante di velocità K_u

La costante di velocità K_u è un coefficiente dato dal rapporto tra velocità periferica della pompa e la prevalenza richiesta in forma di velocità geodetica.

$$K_u = \frac{u_2}{\sqrt{2gH}} \quad (1.2)$$

Attraverso la costante di velocità si è in grado di risalire al diametro esterno della girante D_2 attraverso il calcolo della velocità periferica u_2 una volta determinato la costante di velocità K_u .

Attraverso il diagramma di Fig. 1.3 costruito per un angolo in uscita della pala di $22,5^\circ$, si può ricavare il valore del coefficiente K_u in funzione dell'indice caratteristico prima determinato.

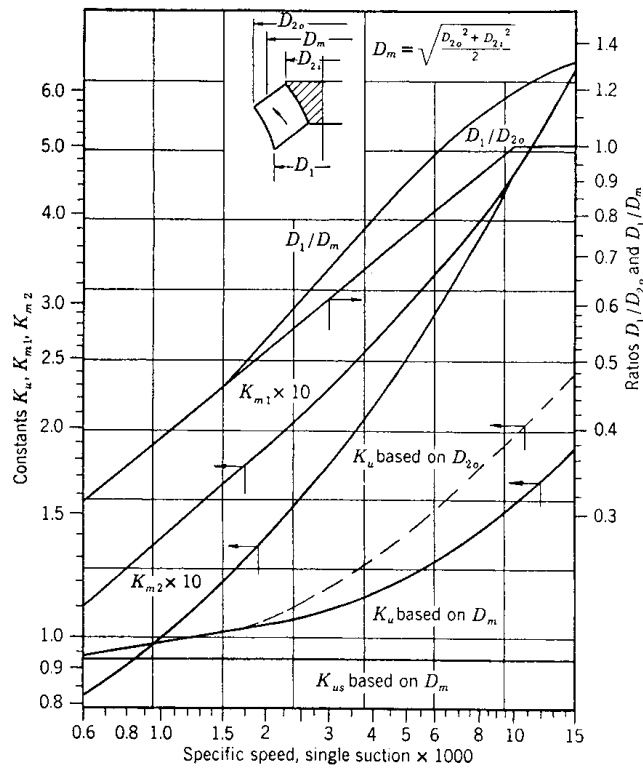


Figura 1.3 - Coefficienti di progetto della girante.

Nel caso si abbia un angolo della pala in uscita diverso dal valore normale di $22,5^\circ$ per la determinazione di K_u si deve utilizzare il grafico di figura 1.4 e passare attraverso la definizione del coefficiente di prevalenza ψ .

$$\psi = \frac{gH}{u_2^2} = \frac{1}{2K_u^2} \quad (1.3)$$

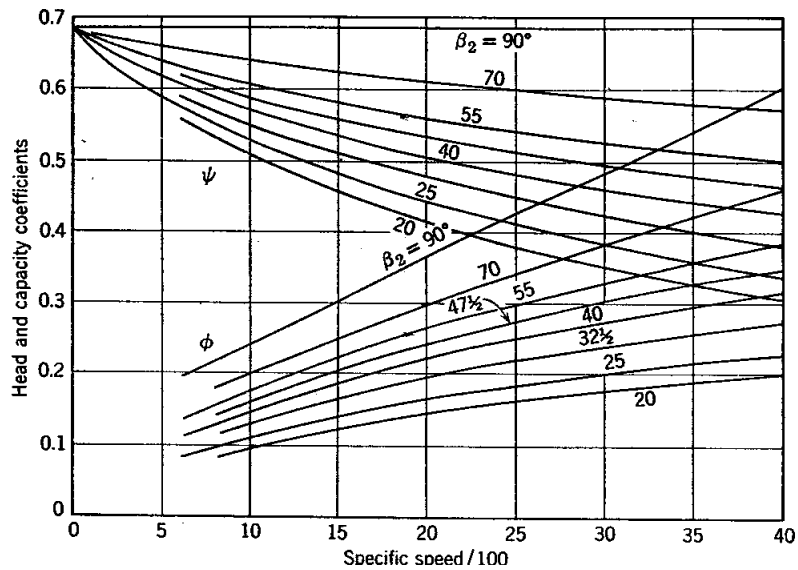


Figura 1.4 - Coefficiente di prevalenza ψ e portata ϕ in funzione dell'indice caratteristico n_s

Il valore di K_u è anche un indice del carico sulle pale e influenzato per questo dal numero di pale stesso. Nella progettazione di Stepanoff anche questo parametro è lasciato alla scelta del progettista. È dato come indicazione un numero tra sei e otto pale per $n_s < 5000$, mentre per $n_s > 5000$ si utilizza un numero inferiore di pale. In ogni caso per esigenze speciali il numero di pale può variare molto, ad esempio per pompe per liquami o acque sporche il numero di pale può scendere anche a due.

Costante di portata K_{m2}

La costante di portata è definita come il rapporto tra la velocità meridiana in uscita dalla girante (c_{m2}) e la velocità geodetica della pompa:

$$K_{m2} = \frac{c_{m2}}{\sqrt{2gH}} \quad (1.4)$$

Il coefficiente K_{m2} si determina come per gli altri coefficienti attraverso il grafico di figura 1.3, nel caso di un angolo d'uscita pari a $22,5^\circ$. Mentre per angoli diversi si utilizza il grafico di figura 1.4 e si lega il coefficiente K_{m2} al coefficiente di portata ϕ .

$$\phi = \frac{K_{m2}}{K_u} \quad (1.5)$$

Attraverso la velocità meridiana c_{m2} si è in grado di determinare la dimensione della sezione di passaggio in uscita dalla girante e ipotizzando lo spessore della pala s , ricavare l'altezza b_2 .

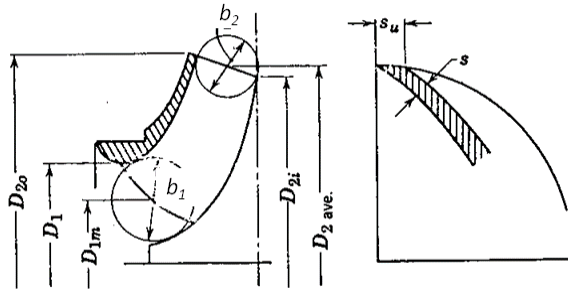


Figura 1.5 - Sezione di entrata e uscita della girante

$$C_{m2} = \frac{Q}{A_2} = \frac{Q}{(D_{ave}\pi - z s_u) b_2}$$

$$s_u = \frac{s}{\sin \beta_2} \quad (1.6)$$

$$D_{ave} = \frac{D_{2o} + D_{2i}}{2}$$

In queste formule è normale non considerare la presenza di trafiletti, questo perchè il coefficiente di portata è di origine sperimentale e quindi tiene già in considerazione le perdite di portata per trafiletto.

Triangoli di velocità in entrata

Per poter determinare anche l'altezza della pala all'ingresso è necessario conoscere un valore ottimale della velocità all'ingresso della girante così da risalire alla sezione di passaggio attraverso il valore della portata.

Il valore della velocità C_{m1} considerata appena prima del bordo di attacco delle pale è determinata attraverso il coefficiente K_{m1} che si determina sempre dal grafico di figura 1.3. Il coefficiente K_{m1} è definito come:

$$K_{m1} = \frac{C_{m1}}{\sqrt{2gH}} \quad (1.7)$$

La velocità C_{m1} si considera trascurando la portata di trafiletto e la restrizione dovuta allo spessore della pala. In questo modo dalla formula 1.8 si può determinare l'altezza della pala in ingresso.

$$C_{m1} = \frac{Q}{\pi D_{1m} b_1} \quad (1.8)$$

Le grandezza D_{m1} e b_1 sono riferite alla figura 1.5. Per calcolare la grandezza b_1 si deve conoscere il diametro medio in entrata D_{m1} e per questo si deve aver già ipotizzato la forma del bordo di attacco e quindi essere in grado di calcolare il diametro medio.

Dal valore della velocità C_{m1} si può anche determinare il valore del diametro dell'occhio della girante, considerando che la velocità in entrata della girante è uguale o poco inferiore della velocità di attacco sulla pala.

Il valore della velocità in entrata ha anche influenza sul rischio di cavitazione, nel caso si preveda rischio a cavitazione della pompa si può pensare di minimizzare il rischio a cavitazione a scapito del rendimento prendendo valori della velocità in entrata minori e anche angoli d'attacco per le pale bassi.

Come ipotesi semplificativa nella progettazione monodimensionale si considera il flusso entrante nel canale interpale senza prerotazione ($C_{u1}=0$) in modo da determinare l'angolo d'entrata. In realtà per permettere un approccio più fluido e senza urti si consiglia di considerare una prerotazione del flusso in entrata.

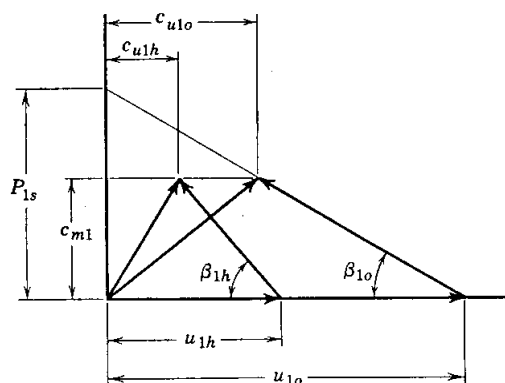


Figura 1.6 - Triangoli di velocità in ingresso.

Stepanoff considera la prerotazione definendo il parametro P_1 e R_1 :

$$P_1 = u_1 \tan \beta_1$$

$$R_1 = \frac{P_1}{C_{m1}} = 1,15 \div 1,25 \quad (1.9)$$

Con i valori consigliati di R_1 si può risalire all'angolo d'attacco della pala.

Nel caso si consideri una girante in cui il bordo di attacco sia inclinato e quindi si abbia una differente velocità periferica lungo il bordo di attacco della pala, il calcolo dell'angolo di attacco dovrà essere effettuato per più tubi di flusso.

1.4 Progettazione secondo Wright

La metodologia di progettazione di una turbomacchina secondo Wright [6] parte dall'utilizzo del diagramma di Cordier [7], che è un grafico empirico che lega la velocità caratteristica al diametro specifico. Il diagramma riportato in Fig.1.7 è stato ottenuto utilizzando i dati di un gran numero di macchine costruite, ed ha mostrato che la dispersione dei punti, per macchine ad alto rendimento, era relativamente piccola.

Il diagramma è utilizzato per decidere le dimensioni del rotore della macchina che si sta progettando. Calcolata quindi attraverso l'Eq. 1.1 la velocità specifica con il diagramma è possibile trovare il diametro caratteristico.

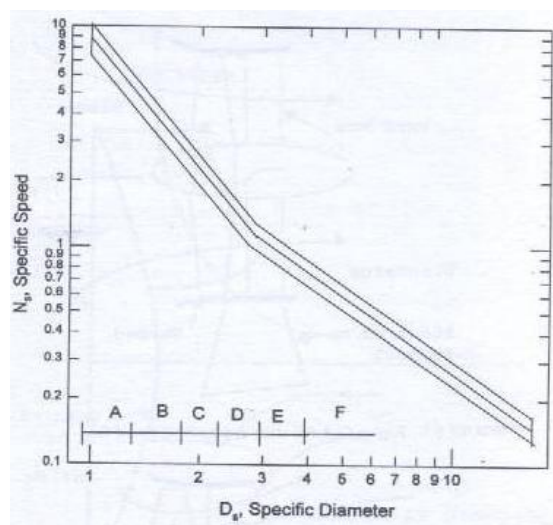


Figura 1.7 - Diagramma di Cordier-Wright

In alternativa è possibile calcolare il diametro caratteristico attraverso le due correlazioni seguenti

$$D_s = 2,84 D_s^{-0,476} \quad (n_s \geq 1) \quad (1.10)$$

$$D_s = 2,84 D_s^{-0,888} \quad (n_s < 1)$$

Poi è possibile calcolare il diametro esterno della girante attraverso la seguente correlazione.

$$D_2 = \frac{D_s Q^{1/2}}{(gH)^{1/2}} \quad (1.11)$$

Secondo Wright è possibile a questo punto calcolare il rendimento totale massimo ottenibile dalla turbomacchina. La correlazione da lui proposta risulta in funzione del diametro caratteristico

$$\eta_{T-C} = 0,149 + 0,625 D_s - 0,125 D_s^2 \quad \text{se } D_s \leq 2,5 \quad (1.12)$$

$$\eta_{T-C} = 0,864 + 0,0531 D_s - 0,0106 D_s^2 \quad \text{se } 2,5 \leq D_s \leq 5$$

$$\eta_{r-c} = 1,1285 - 0,0529 D_s \quad \text{se } 5 \leq D_s \leq 20$$

Effetti diffusivi nelle giranti

L'effetto diffusivo, infatti, se da una parte è positivo perché permette il recupero di pressione, dall'altra può dare problemi d'instabilità se la decelerazione impressa è troppo elevata. Oltre certi limiti di decelerazione, il flusso subisce alte perdite di quantità di moto, associate al distacco della vena dalle pareti del condotto, le linee di flusso non seguono più la direzione impressa loro dalle pareti e il flusso generalmente diventa instabile. Questa condizione va evitata ponendo attenzione nella fase di progettazione.

Un importante punto di partenza per la progettazione è fornito dal rapporto di De Haller che impone un valore minimo del rapporto tra le velocità relative d'ingresso e uscita.

$$\text{De Haller } \frac{W_2}{W_1} \leq 0.72 \quad (1.13)$$

Tale principio è utilizzato da Wright nella formulazione delle relazioni che si vedranno nel seguito.

Rapporto D_1/D_2

La relazione che porta al calcolo del rapporto D_1/D_2 è dedotta facendo considerazioni riguardo le velocità e la diffusività. Se si osservano le equazioni delle velocità relative W_1 e W_2 , si può vedere che allo scopo di controllare V_{u2} , che ha effetti sul valore assunto da W_2 , richiesta però per generare la prevalenza, si possono manipolare V_{m1} e V_{m2} variando il rapporto D_1/D_2 e l'altezza del canale attraverso il rapporto b_1/b_2 .

Velocità relativa in ingresso:

$$W_1 = (U_1^2 + V_{m1}^2)^{1/2} \quad (1.14)$$

Velocità relative in uscita:

$$W_2 = [(U_2^2 - V_{u2}^2) + V_{m2}^2]^{1/2} \quad (1.15)$$

Equazione di Eulero:

$$gH = V_{u2} U_2 \quad (1.16)$$

Il miglior approccio per essere sicuri di avere un buon punto di partenza sembra essere, secondo Wright, stabilire un valore minimo di W_1 così quando W_2 è forzata, a essere piccola da V_{u2} , si hanno maggiori probabilità di ottenere un valore accettabile del rapporto di de Haller.

Wright per ottenere ciò suggerisce la seguente relazione:

$$\frac{D_1}{D_2} = 1,53 \varphi^{1/3} \quad (1.17)$$

Con:

$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} \quad (1.18)$$

Questa relazione è un punto di partenza per la progettazione delle giranti centrifughe, mentre il rapporto W_1/W_2 diventa un parametro aggiuntivo per una regolazione precisa del livello di diffusione.

Relazione tra l'altezza del canale e gli angoli β_1 e β_2

Per la determinazione degli angoli di ingresso e uscita delle pale si è usata la relazione di Wright che mette in relazione le velocità relative W_1 e W_2 in termini geometrici, di flusso e incremento di pressione, inoltre esamina W_1/W_2 in termini del limite di de Haller di 0,72:

$$\frac{W_1}{W_2} = \left(\frac{b_1 r_1}{b_2 r_2} \right) \left(\frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right) \quad (1.19)$$

Nel dimensionamento della girante si possono scegliere diversi criteri per quanto riguarda l'altezza del canale interpolare:

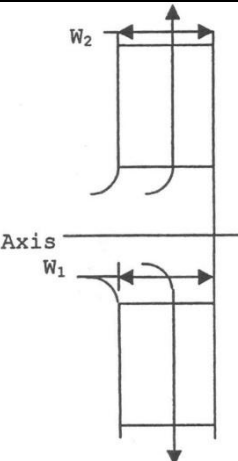
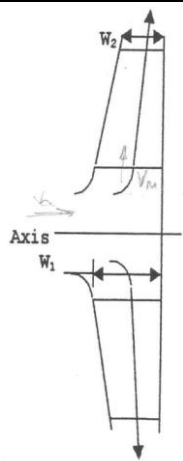
$b_1 = b_2$	$b_1 r_1 = b_2 r_2$
	
$\frac{W_1}{W_2} = (\text{costante}) \left(\frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right) \quad (1.20)$	$\frac{W_1}{W_2} = \left(\frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right) \quad (1.21)$

Tabella 1 – Forma del canale meridiano

Nel caso che $b_1 r_1 = b_2 r_2$ le aree d'ingresso e uscita della girante sono le medesime per cui le velocità meridiane d'ingresso e uscita saranno le stesse per la continuità della portata:

$$V_{m1} = V_{m2} \quad (1.22)$$

1.5 Dimensionamento secondo Eck

E' possibile confrontare le metodologie di progettazione elaborate da Stepanoff e da Wright con un altro approccio progettistico molto utilizzato nel dimensionamento dei ventilatori industriali, tale approccio è stato sviluppato da Eck [8].

Le definizioni dei coefficienti di pressione e di portata Eq.1.3 e 1.5 possono essere riscritti nelle forme:

$$\psi = \frac{\Delta_p}{\rho \frac{U_2^2}{2}} \quad (1.23)$$

$$\varphi = \frac{Q}{U_i \pi \frac{D_i^2}{4}} \quad (1.24)$$

Con $i = 1$ o 2 a seconda che si consideri la sezione d'ingresso o di uscita della girante.

Il coefficiente di portata può essere esplicitato nel seguente modo

$$\varphi = \frac{Q}{u_2 F_2} = \frac{c_{2m} \pi D_2 b_2}{u_2 (\pi/4) D_2^2} = 4 \frac{c_{2m}}{u_2} \frac{b_2}{D_2} \quad (1.25)$$

Nella pratica i due coefficienti appena visti (1.23 e 1.24) sono poco adatti a valutazioni di tipo numerico necessarie per stabilire le principali caratteristiche della girante. Inoltre le condizioni iniziali di portata in volume e incremento di pressione possono essere soddisfatte da più ventilatori che si differenziano solamente per le loro dimensioni geometriche. È quindi più pratico utilizzare il coefficiente di velocità σ e il diametro caratteristico δ definiti da:

$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} \quad (1.26)$$

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{1/4}} \quad (1.27)$$

In oltre Eck riscrive la velocità specifica (Eq. 1.1) come:

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H^4 \sqrt{H}} \quad (1.28)$$

Dove H è la prevalenza in metri, N è la potenza in uscita dalla girante espressa in kW, n è la velocità in r.p.m.

Curve Ottimali

I coefficienti σ e δ sono importanti poiché in base al loro valore è possibile stabilire la geometria della girante più adatta per il tipo di applicazione che si sta considerando. In Fig. 1.8 è riportato un grafico elaborato da Eck dal quale nota σ è possibile ricavare δ , inoltre si hanno importanti informazioni per quanto riguarda la forma della girante. Nel grafico è presente anche una curva dei rendimenti che permette di stabilire, in base alla geometria selezionata, quale sarà il suo rendimento caratteristico in corso d'opera.

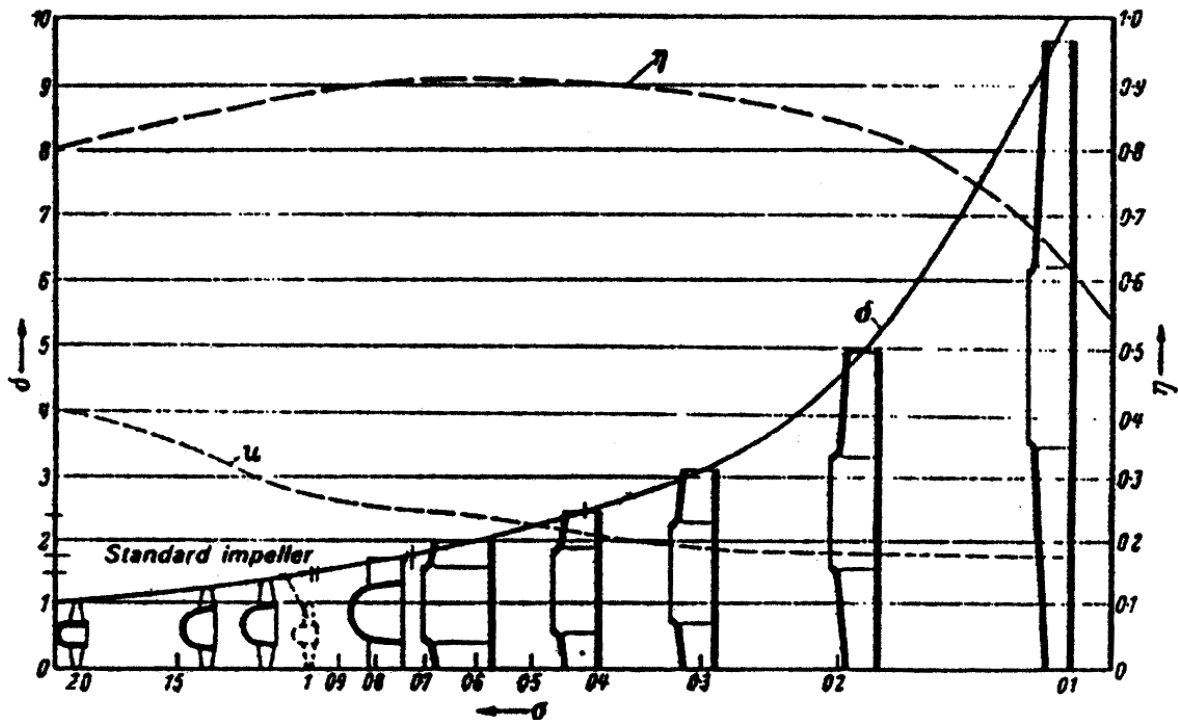


Figura 1.8 – Diagramma $\sigma - \delta$ per la scelta delle dimensioni della girante e curva di massimo rendimento.

Per ogni tipo di girante è stata adoperata come da confronto la girante standard ottenuta considerando $\sigma=1$ e $\delta=1$; di conseguenza tutte le giranti sono caratterizzate dalla stessa portata e prevalenza, ma con profili geometrici che variano tra di loro. Per esempio si consideri la girante riportata all'estrema destra del grafico in Fig. 1.8: essa risulta essere 9,7 volte più grande del modello standard, però la sua velocità di rotazione è solamente un decimo della velocità che caratterizza il modello di riferimento più piccolo. Questo assicura che entrambe le giranti garantiscano le stesse prestazioni anche se con modalità differenti.

Formule di Base

Alcune correlazioni utilizzate per il dimensionamento della girante si ottengono ottenuto partendo dalle relazioni (1.23) e (1.24) e tenendo presente che la velocità periferica all'uscita della girante è pari a:

$$u_2 = (\pi D_2 n) / 60 \quad (1.29)$$

Dunque da semplici considerazioni risulta:

$$D_2 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \sqrt{\frac{Q}{\varphi}}} \frac{(Q/\varphi)^{0.5}}{(\Delta_p/\psi)^{0.25}} = 0.562 \frac{(Q/\varphi)^{0.5}}{(\Delta_p/\psi)^{0.25}} \quad (1.30)$$

$$n = \sqrt{\frac{900}{\pi(\varrho/2)^{3/2}} \frac{(\Delta_p/\psi)^{0.75}}{(Q/\varphi)^{0.5}}} = 135.4 \frac{(\Delta_p/\psi)^{0.75}}{(Q/\varphi)^{0.5}} \quad (1.31)$$

$$n = \sqrt[3]{\frac{1.73 \times 10^6}{\pi^4 \varrho}} \sqrt{\frac{Q \Delta_p}{D_2^5 \varphi \psi}} = 52.2 \sqrt[3]{\frac{Q \Delta_p}{D_2^5 \varphi \psi}} \quad (1.32)$$

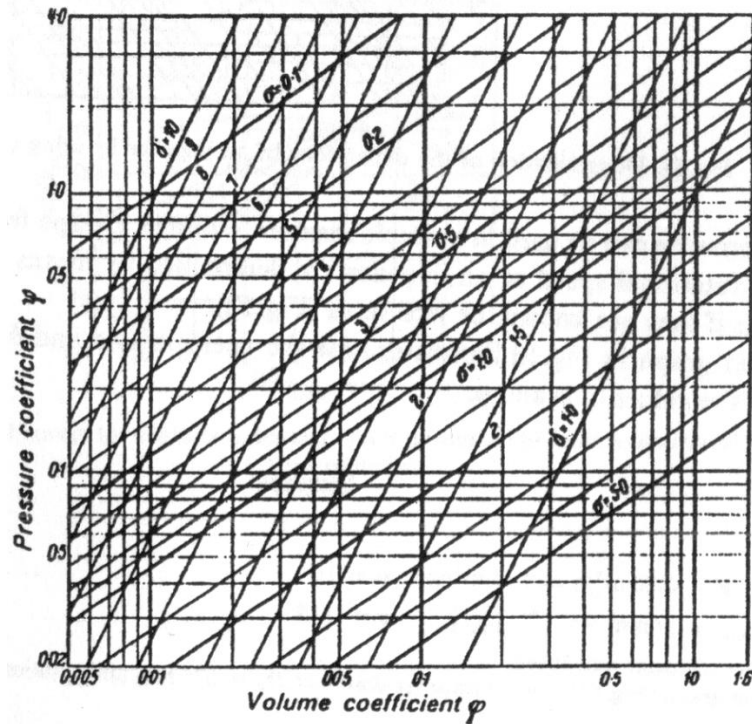


Figura 1.9 – Valutazione dei coefficienti adimensionali di un ventilatore

Dalle relazioni inverse delle Eq. 1.23 e 1.24 è possibile ottenere:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{240Q}{\pi^2 \varphi n}} \quad (1.34)$$

$$d_2 = \frac{60}{n\pi} \sqrt{\frac{2\Delta_p}{\varrho\psi}} = \frac{240}{n\pi} \sqrt{\frac{\Delta_p}{\psi}} \quad (1.35)$$

$$n = \frac{240V}{\pi^2 D_2^3 \varphi} \quad (1.36)$$

$$n = \frac{60}{D_2 \pi} \sqrt{\frac{2\Delta_p}{\varrho\psi}} = \frac{240}{D_2 \pi} \sqrt{\frac{\Delta_p}{\psi}} \quad (1.37)$$

dove $\varrho = 1/8$. In Fig. 1.10 è riportato un particolare grafico che mette in relazione i coefficienti di pressione (ψ) e di portata (φ) con i nuovi coefficienti, ossia il coefficiente di velocità (σ) e il

diametro caratteristico (δ). Questo grafico è stato ideato da Eck raccogliendo tutta una serie di risultati sperimentali relativi ai ventilatori ed è preso in considerazione per la fase di progettazione.

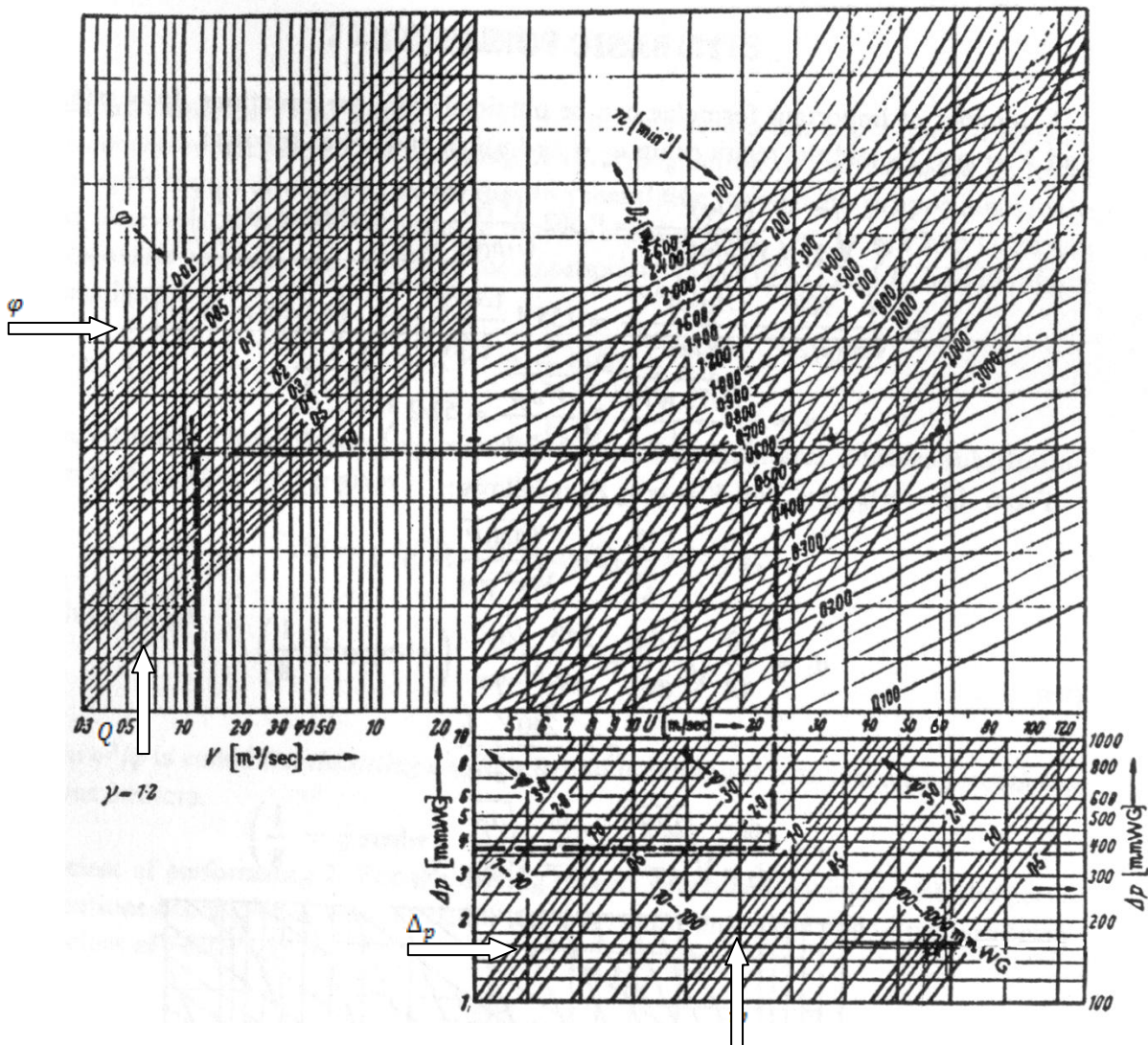


Figura 1.10 – Determinazione delle dimensioni di una girante tramite l'uso dei coefficienti

Del grafico riportato in Fig.1.10 ci si serve per ottenere il diametro D_2 della girante conoscendo semplicemente il valore della portata in volume, della prevalenza e dei due coefficienti ϕ e ψ . E' un metodo molto approssimativo ma comunque efficace per una verifica di massima delle dimensioni della girante ricavate tramite correlazioni.

Geometria della Girante

L'entrata del fluido nella girante deve essere guidata poiché entra nel condotto interpalare compiendo una deviazione di 90° (macchine centrifughe) dal suo naturale percorso. Questo è analogo a quanto avviene nel cambio di direzione causato da una curvatura. Il raggio interno di curvatura in corrispondenza dell'ingresso del flusso, tuttavia, non è sempre sufficiente a causa della geometria contenuta della girante. Generalmente, un cambiamento così brusco di direzione

del flusso rappresenta un elemento nocivo non a causa delle perdite in sé, che possono rappresentare una piccola frazione della pressione totale, ma a causa dell'influenza indiretta che questo fenomeno ha nel canale meridiano. Infatti, la zona di separazione fa sì che la larghezza b_1 del canale interpalare venga riempita soltanto parzialmente dal flusso attivo, che è il principale responsabile dell'aumento di intensità della velocità meridiana in ingresso (e quindi della prevalenza). A causa di questo si ha una porzione di fluido che ricircola, comportando una separazione del flusso in ingresso. L'unico mezzo efficace per combattere questa separazione è accelerare il flusso all'ingresso della girante. Questo può essere realizzato solamente se l'area all'ingresso del condotto interpalare $\pi D_1 b_1$ è minore dell'apertura per l'entrata dell'aria $(\pi/4)D_1^2$. Tale variazione di area è misurata da un nuovo coefficiente definito tramite il simbolo ξ :

$$(\pi/4)D_1^2 = \xi \pi D_1 b_1 \quad (1.38)$$

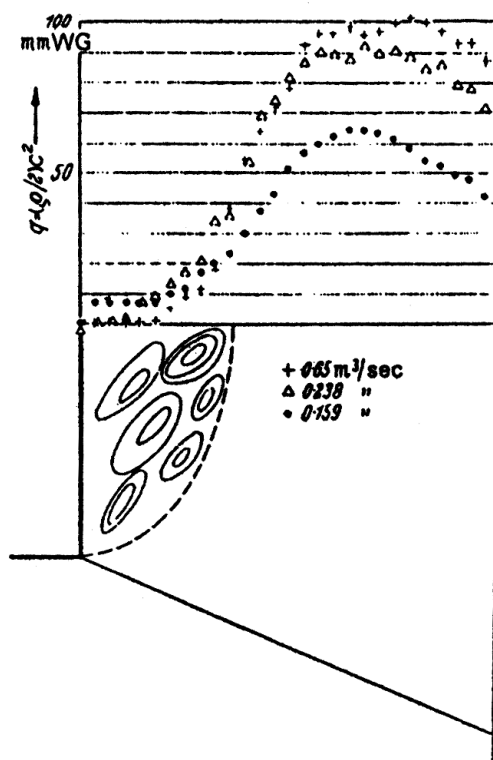


Figura 1.11 – Distribuzione dell'energia totale nella girante in funzione della portata in ingresso.

In Fig. 1.11 sono riportati i risultati sperimentali di una analisi condotta da Eck relativamente alla girante di un ventilatore messa in funzione senza voluta. Tramite un tubo di pitot posizionato nella direzione del flusso in uscita è stato possibile ottenere delle misure di velocità, e quindi di prevalenza, facendo variare la portata in ingresso. Tutte le portate considerate mettono in luce una zona di separazione che è conseguenza della geometria in ingresso della girante e che causa una diminuzione delle prestazioni.

Dalla relazione (1.38) si ottiene:

$$b = \frac{D_1}{\xi \times 4} \quad (1.39)$$

Inoltre, a causa della riduzione di area causata dalla presenza del mozzo (D_0), si ottiene:

$$b_1 = \frac{D_1}{\xi \times 4} \left[1 - \left(\frac{D_0}{D_1} \right)^2 \right] = \frac{D_1}{\xi \times 4} [1 - \bar{v}^2] \quad (1.39)$$

Se si considera un valore di ξ pari a 1.2, si ottiene un'accelerazione del 20% del flusso in ingresso.

Diametro ottimale e Angolo di Pala all' Ingresso (sezione 1)

Eck assume che all'ingresso della girante vi sia una W_1 molto piccola. In Fig.1.12 sono riportati i triangoli di velocità.

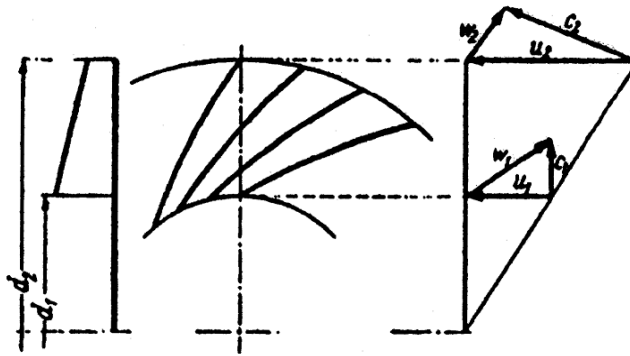


Figura 1.12 – Triangoli di velocità della girante

Considerando la sezione d'ingresso della girante si ha:

$$W_1^2 = U_1^2 + V_{1m}^2 \quad (1.40)$$

E' possibile ricavare V_{1m} dalla portata volumetrica, prendendo in considerazione il restringimento del canale interpalaire:

$$V_{1m} = \frac{Q}{\pi D_1 b_1 [(t - \sigma)/t]} = \frac{V_{0m}}{(t - \sigma)/t} \quad (1.41)$$

Dove V_{0m} è la velocità che si ha prima dell'inizio delle pale. Facendo poi la seguente sostituzione:

$$U_1 = \omega(D_1/2) \quad (1.42)$$

Dalla (1.40) e considerando la (1.39) si ottiene:

$$W_1^2 = U_1^2 + C_{1m}^2 = \omega^2 \frac{D_1^2}{4} - \frac{16 \xi^2 Q^2}{\pi^2 D_1^4 [(t - \sigma)/t]^2 [1 - \bar{v}^2]^2} \quad (1.43)$$

Noto il valore di Q e anche quello di ω , fissando un certo valore del diametro D_1 è possibile calcolare, tramite la (1.43), quanto è la velocità W_1 . Per quanto riguarda le altre grandezze caratteristiche della sezione d'ingresso, Eck fornisce un grafico riportato in Fig. 1.13 che permette, in funzione del coefficiente ϕ , di ricavare il valore del rapporto D_1/D_2 necessario per stabilire l'angolo di pala all'ingresso della girante:

$$\varphi = \tan \beta_1 \left(\frac{D_1}{D_2} \right) \quad (1.44)$$

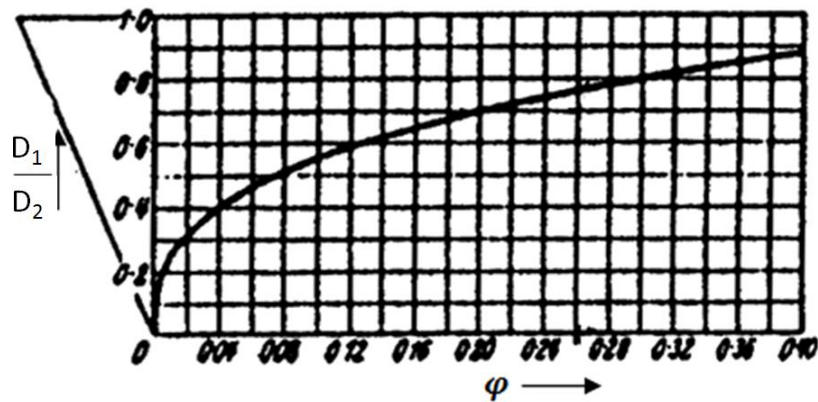


Figura 1.14 – Valore ottimale del rapporto D1/D2 in funzione di φ

Spessore delle Pale

A causa dello spessore delle pale, la sezione trasversale disponibile al flusso principale risulta essere ridotta. Tutto questo ha delle ripercussioni sul triangolo delle velocità all'ingresso della girante. Si consideri lo schema di Fig. 1.15:

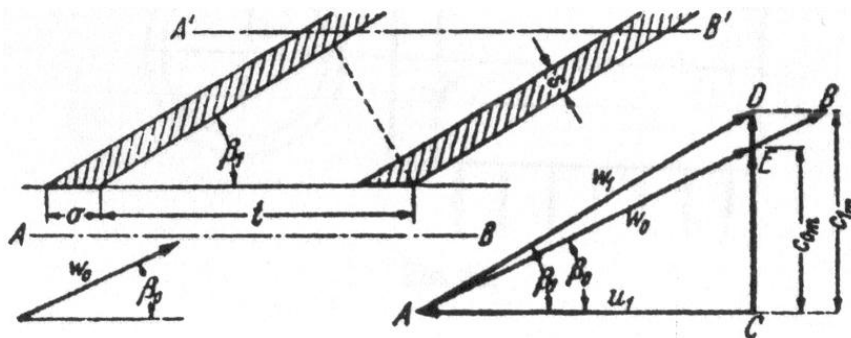


Figura 1.15 – Sezione di passaggio tra due pale ed effetto sul triangolo di velocità all'ingresso della girante

Si osserva che per effetto dello spessore s si ha una riduzione della sezione di passaggio del fluido (da una sezione di ampiezza $A - B$ si passa ad una pari ad $A' - B'$), con conseguente incremento della velocità meridiana da un valore iniziale V_{0m} ad uno finale V_{1m} . Tale incremento è quantificabile da un particolare rapporto adimensionale, come lo si verifica dalla relazione seguente:

$$V_{1m} = V_{0m} \frac{t}{t - s} \quad (1.45)$$

Dove t è il passo palare (distanza tra due punti successivi della schiera palare), mentre σ è la proiezione dello spessore della pala secondo l'angolo di pala β_1 :

$$\tan \beta_1 = \tan \beta_0 \frac{t}{t - \sigma} \quad (1.46)$$

$$\sigma = \frac{s}{\sin \beta_1} \quad (1.47)$$

Angolo di Pala all'Uscita (sezione 2)

Generalmente quando il flusso entra nella girante, non presenta componenti periferiche. Tale componente viene a crearsi una volta che il fluido incontra le pale in rotazione della girante. Se le pale non ci fossero, allora il flusso entrerebbe radialmente, in accordo con l'equazione:

$$\Delta p_{th\infty} = \frac{\gamma}{g} U_2 V_{2u} = \rho U_2 V_{2u} \quad (1.48)$$

E' possibile semplificare questa equazione introducendo il coefficiente τ :

$$\tau = \frac{V_{2u}}{U_2} \quad (1.49)$$

Si ottiene:

$$\Delta p_{th\infty} = \frac{\gamma}{g} U_2^2 \tau \quad (1.50)$$

Il coefficiente adimensionale τ dipende solamente dagli angoli in uscita della girante. Infatti, considerando il triangolo di velocità nella sezione 2 della girante si può ottenere la seguente relazione:

$$V_{2u} = V_2 \cos \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} U_2 \quad (1.51)$$

e quindi:

$$\tau = \frac{V_{2u}}{U_2} = \frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin \alpha_2 \cos \beta_2 + \sin \alpha_2 \cos \beta_2} = \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} \quad (1.52)$$

Per mezzo di Fig. 1.16 è possibile determinare, una volta calcolato il valore del coefficiente τ , i valori degli angoli β_2 e α_2 .

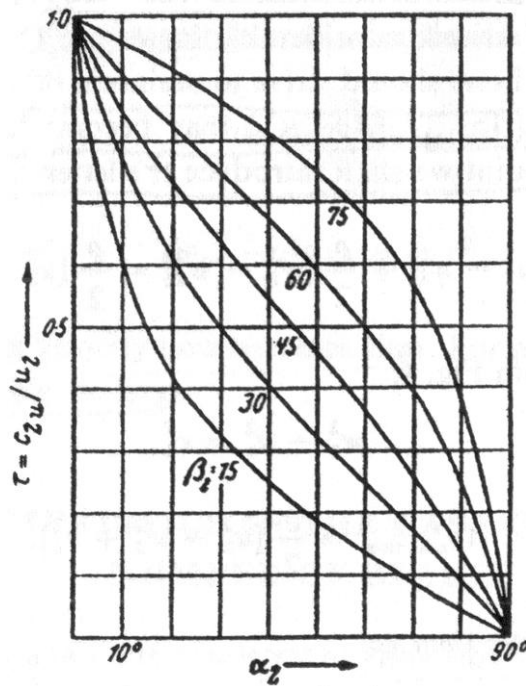


Figura 1.16 – Diagramma del coefficiente τ in funzione degli angoli β_2 e α_2

Numero di Pale

La relazione che viene considerata dall'autore per il calcolo del numero delle pale risulta essere esclusivamente in funzione dell'angolo β_2 e del rapporto radiale r_1/r_2 :

$$z = \frac{4\pi \sin \beta_2}{1.5 \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)} = 8.5 \frac{\sin \beta_2}{1 - \frac{r_1}{r_2}} \quad (1.53)$$

La formula dà un'indicazione approssimata del numero di pale richieste per una girante di tipo radiale. Tuttavia è indispensabile precisare che l'esatto numero di pale può essere stabilito solamente per via sperimentale, verificando di volta in volta le prestazioni ottenute in funzione del numero di pale adoperato. L'esperienza insegna che a parità di numero di pale z , per ottenere un aumento della prevalenza in uscita dal ventilatore, è sufficiente aumentare di qualche grado l'angolo palare β_2 .

1.6 Altri metodi di progettazione

Oltre ai metodi di progettazione già visti, in questo paragrafo vedremo altri metodi di dimensionamento, [9]÷[15], in particolare la metodologia di progettazione secondo Lazarkiewicz [16].

Sezione d'ingresso della girante

Per determinare la sezioni d'ingresso della girante Lazarkiewicz, propone di determinare la sezione di passaggio del fluido come rapporto tra la portata e la velocità desiderata in ingresso. La portata

che si deve considerare in questo caso è la portata effettiva elaborata dalla girante Q_t , considerata la portata nominale Q più la portata di trafilamento Q_L .

$$A_0 = \frac{Q_t}{C_0}$$

$$Q_t = Q + Q_L = \frac{Q}{\eta_v} \quad (1.54)$$

$$A_0 = \pi \frac{D_0^2}{4}$$

Per determinare la velocità in ingresso V_0 Lazarkiewicz suggerisce di utilizzare il diagramma di Stepanoff (Fig 1.3) e considerare la velocità in ingresso della girante uguale o leggermente inferiore alla velocità meridiana.

$$V_0 = (0,9 \div 1) V_{m1} \quad (1.55)$$

Diversamente Neumann (6) suggerisce di determinare il diametro dell'occhio della girante in modo da minimizzare le perdite di carico all'ingresso della girante che sono proporzionali alla velocità relativa al quadrato. A questo punto si considerano la velocità relativa come contributo di due fattori, la velocità assoluta proporzionale alla portata e la velocità di trascinamento proporzionale alla velocità di rotazione. La correlazione proposta da Neumann si ricava esplicitando la velocità relativa in funzione della portata e la velocità di rotazione. Imponendo che il valore di W sia minimo rispetto a D_0 si determina la formula seguente:

$$D_0 = k_0 \left(\frac{Q}{n} \right)^{1/3} \quad (1.56)$$

Il valore di k_0 varia tra quattro e cinque e dipende dall'indice caratteristico.

Per completare la sezione d'ingresso della girante si deve determinare il bordo di attacco. Una volta ipotizzata la forma, ad esempio bordo perfettamente radiale o bordo inclinato, e quindi siano noti i diametri al disco e controdisco, si può determinare l'altezza della pala e quindi la sezione d'ingresso ottimale.

Lazarkiewicz propone di determinare la sezione di passaggio come:

$$A_1 = \phi_1 \frac{Q_t}{C_{m1}} = \frac{\phi_1}{\eta_v} \frac{Q}{C_{m1}} \quad (1.56)$$

Il coefficiente ϕ_1 tiene in considerazione l'ostruzione della sezione dovuta alla presenza dello spessore s delle pale.

$$\phi_1 = \frac{t_1}{t_1 - s_u} \quad (1.57)$$

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{z}$$

$$s_u = \frac{s}{\sin \beta_1}$$

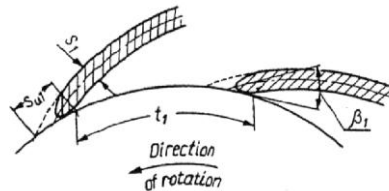


Figura 1.18 - Ingombro palare nella sezione d'ingresso

Come valore di primo tentativo ϕ_1 può essere preso tra 1,05 e 1,25, ma dovrà essere verificato una volta determinato l'angolo d'inclinazione effettivo e lo spessore delle pale.

Determinata la sezione di passaggio A_1 , in funzione del bordo di attacco si può determinare l'altezza della pala b_1 , ad esempio per bordo d'attacco perfettamente radiale.

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi D_1} \quad (1.58)$$

Per quanto riguarda la scelta dell'angolo d'attacco della pala si devono valutare i triangoli di velocità per i vari tubi di flusso considerando il flusso in ingresso senza prerotazione ($V_{u1}=0$).

Solo in un secondo momento l'angolo reale di costruzione della pala è corretto con dei fattori che tengono in considerazione l'eventuale prerotazione del flusso. Lazarkiewicz propone di aumentare l'angolo fluidodinamico tra 2° e 6° gradi, mentre Neumann consiglia di mantenere $\tan \beta_1^* / \tan \beta_1$ compreso fra 1,05 e 1,25, con β_1^* angolo d'inclinazione reale della pala.

Sezione d'uscita della girante

La stima del diametro esterno della girante può essere fatta in diversi modi.

Cordier ha creato una correlazione su base statistica tra il diametro caratteristico della girante. Δ E l'indice caratteristico della pompa (Fig.1.19). Note le condizioni di progetto di portata, prevalenza e velocità di rotazione è possibile calcolare la velocità specifica, entrando con quest'ultima nel diagramma di Cordier è possibile visualizzare il diametro caratteristico corrispondente..

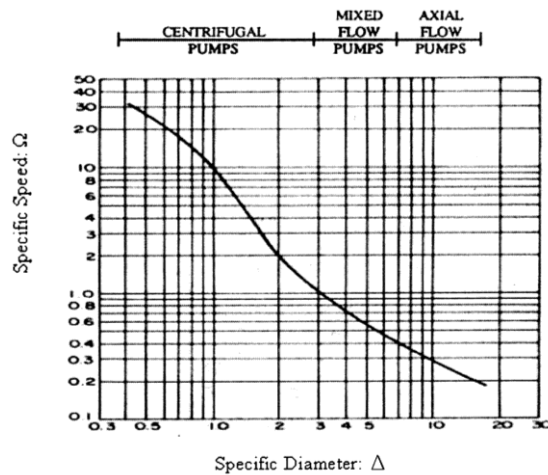


Figura 1.19 – Diagramma di Cordier

Dopodiché è possibile stimare il diametro esterno della girante ipotizzando l'angolo β_2 di uscita della pala e la velocità meridiana in uscita.

$$D_2 = \frac{\Delta \cdot Q^{1/2}}{gH^{3/4}} \quad (1.60)$$

$$u_2 = \frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + \frac{gH}{\eta_h} (1 + C_p)} \quad (1.61)$$

Con C_p fattore di deviazione del flusso che sarà illustrato in seguito.

La velocità V_{m2} è determinata dal diagramma di Sepanoff (Fig. 1.3) in funzione dell'indice caratteristico (Eq. 1.1). Dalla velocità u_2 si può quindi risalire al diametro esterno attraverso la velocità di rotazione della macchina.

Una proposta alternativa può nascere considerando il metodo di Wislicenus, il quale determina una formula considerando l'indice caratteristico in funzione di alcuni parametri adimensionali ricavati come rapporti tra grandezze caratteristiche della pompa.

Per una macchina radiale si ha:

$$n_c = 157,8 \left(\frac{C_0}{u_0}\right)^{1/2} \left(\frac{1}{C_u}\right)^{3/4} \left(\frac{D_0}{D_2}\right)^{3/4} \quad (1.62)$$

$$\frac{C_0}{u_0} = 0,3 \div 0,6$$

$$C_u = \frac{gH}{u_2^2 / 2} = 0,8 \div 1,2$$

Da cui si ricava il rapporto D_0/D_2 e successivamente il diametro D_2 .

Per concludere le grandezze che definiscono la sezione di uscita della girante, si deve determinare l'altezza della pala in uscita b_1 . La grandezza si può determinare nello stesso modo utilizzato in ingresso della pala, come rapporto tra la portata e la velocità meridiana in uscita dalla girante C_{m2} .

$$A_2 = \varphi_2 \frac{Q_t}{C_{m2}} = \frac{\varphi_2}{\eta_V} \frac{Q}{C_{m2}}$$

$$\varphi_2 = \frac{t_2}{t_2 - s_u} \quad (1.63)$$

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{z}$$

$$s_u = \frac{s}{\text{sen} \beta_2}$$

Una volta calcolata l'area A_2 è possibile ottenere b_2

$$b_2 = A_2 / \pi D_2 \quad (1.64)$$

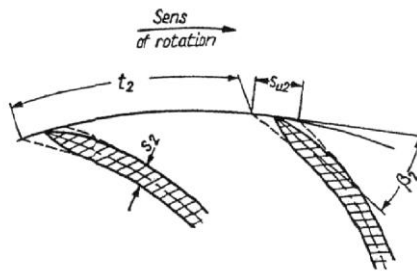


Figura 1.20 Ingombro palare della sezione due

1.7 Determinazione della linea media delle pale

Determinati i valori dei diametri, del bordo di attacco e di uscita della pala e i rispettivi angoli d'inclinazione, si può determinare l'andamento della linea media della pala. L'andamento della linea media della pala e quindi anche la sua lunghezza e la curvatura può variare molto anche a parità di diametri e di angoli di ingresso e uscita, andando a modificare anche notevolmente l'andamento del flusso all'interno del canale interpale. Con canali interpale relativamente corti si possono avere angoli di divergenza eccessivamente ampi, aumentando così la probabilità che occorranو fenomeni di separazione del flusso e vortici dissipativi, al contrario con canali interpale lunghi aumentano troppo le perdite per attrito.

Esistono diversi metodi per la determinazione dell'andamento della pala. Alcuni metodi sono prettamente geometrici, e non permettono un controllo sulle grandezze fluidodinamiche all'interno del canale interpale, ma sono metodo molto semplici e rapidi che portano anche a

discreti risultati. Tra questi si ricorda il metodo ad un arco di cerchio e il metodo ad due archi di cerchio.

Un metodo invece che permette il controllo delle grandezze fluidodinamiche all'interno della girante è il metodo punto a punto, questo metodo introdotto da Pflaiderer è basato sull'assunzione di una legge di variazione dell'angolo di inclinazione della pala tra i valori β_1 e β_2 , in funzione del raggio della pala.

Il metodo permette di determinare le coordinate polari della line media della pala (r, θ) per dati valori del raggi della pala r e angolo di inclinazione β . Per fare questo si deve scegliere l'andamento dell'angolo β tra l'ingresso della girante e l'uscita, dove i valori di inclinazione della pala sono noti (β_1, β_2).

In alternativa alla scelta della legge di variazione dell'angolo si può scegliere come variano le componenti della velocità relativa W e della velocità meridiana C_{m1} tra le sezioni di ingresso e uscita dove i valori sono noti, e da queste grandezze si risale alla legge di variazione dell'angolo β . In funzione della scelta dell'andamento di queste grandezze si determina la forma della pala e la lunghezza. Con un andamento di W in funzione di r convesso si otterranno pale più lunghe, mentre con un andamento concavo pale più corte.

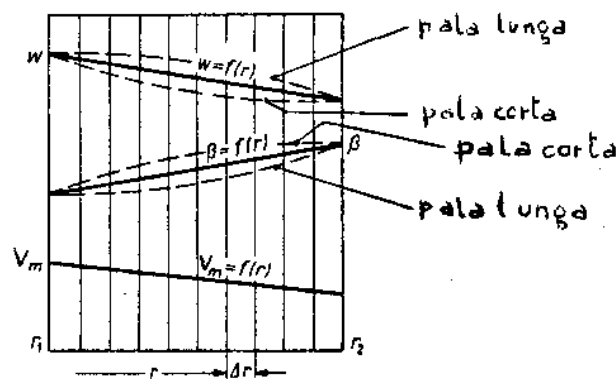


Figura 1.21 - Plausibile andamento di W , V_{m1} , β tra ingresso e uscita girante.

Una volta determinato l'andamento delle grandezze dal raggio di ingresso a quello di uscita, si eseguono alcuni calcoli per determinare il valore di r e θ_r .

$$r, \Delta r$$

$$B_{n+1} = \frac{1}{r \cdot \tan \beta_{n+1}}$$

$$\Delta a = \Delta r \frac{B_n + B_{n+1}}{2} \quad (1.65)$$

$$\theta_r = \frac{180}{\pi} \sum_{r_1}^r \Delta r$$

1.8 Ottimizzazione della curva del disco e del controdisco attraverso l'implementazione delle curve di Bézier

In letteratura si trovano scarse indicazioni per quanto riguarda la forma da dare al disco e al controdisco. Secondo Wright la forma del controdisco deve seguire una funzione iperbolica che può essere ottimizzata solo con l'ausilio di analisi quasi 3D, per quanto riguarda la progettazione preliminare non viene data alcuna indicazione. Eck mette in relazione il raggio di raccordo del controdisco r_c con l'angolo della pala all'ingresso β_1 e la sua altezza b_1 ; in Fig. 1.22 vengono riportati alcuni valori dati dalla correlazione.

b_1/r_c	$1/n$	θ_1
0.2	0.952	34°
0.4	0.88	31.9°
1	0.74	27.7°
2	0.58	22.3°
3	0.472	18.5°
4	0.424	16.7°

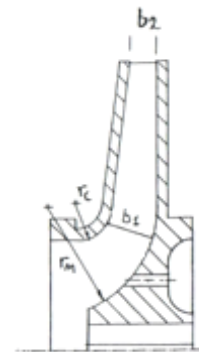


Figura 1.22 – Raggio di curvatura del controdisco secondo B.Eck

Alcune indicazioni sono date da Ventrone [17] che prende $r_c = 0.1 D_2$ per le giranti con pale a doppia curvatura. Un altro procedimento geometrico viene proposto da L. Vivier [18] che utilizza il metodo di Th. Bovet [19] per il dimensionamento dei canali meridiani delle turbine Francis. Questo sistema, puramente geometrico, si basa sulla parametrizzazione della linea media del canale che viene correlato all'indice caratteristico.

In questo lavoro di tesi si è sviluppato un metodo geometrico alternativo per il dimensionamento della forma del controdisco basato sulle curve di Bézier. Queste curve sono ampiamente utilizzate nell'aerodinamica, nella fluidodinamica e nell'industria dell'arredamento. Storicamente le curve furono realizzate nel 1959 da Paul de Casteljaou usando l'algoritmo di de Casteljaou, dopodiché le curve di Bézier furono largamente pubblicizzate nel 1962 dall'ingegnere francese Pierre Bézier che le usò per disegnare le carrozzerie delle automobili. Sono tuttora impiegate per la realizzazione di profili aerodinamici per gli scafi delle imbarcazioni da competizione e di lusso, per la realizzazione di oggettistica di design. La formulazione matematica di una generica curva di Bézier, è rappresentata dalla 1.66.

$$\begin{aligned}
 BB(tt) &= \sum_{ii=0}^{nn} \binom{nn}{ii} P_i (1-tt)^{nn-ii} tt^{ii} P_i \\
 &= P_0 (1-tt)^{nn} + \binom{nn}{1} P_1 (1-tt)^{nn-1} tt + \dots + P_n t^n P_n
 \end{aligned}
 \tag{1.66}$$

$$t \in [0,1]$$

t in questo caso è il parametro della curva, $B(t)$ è il vettore delle coordinate della curva di Bézier, P_i è il vettore delle coordinate del punto i -esimo e n è il numero di punti.

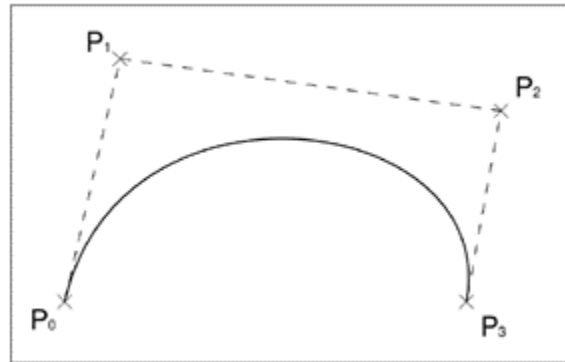


Figura 1.23 - Esempio di curva di Bézier cubica.

È dimostrabile che, questo tipo di equazione, fornisce alle curve di Bézier le seguenti caratteristiche:

1. La curva inizia in P_0 e finisce in P_n .
2. Se i punti sono allineati, la curva degenera in un segmento rettilineo.
3. La parte iniziale e finale della curva sono tangenti al segmento composto rispettivamente, dalla prima e dall'ultima coppia di punti.
4. Una curva di Bézier può sempre essere divisa in due curve, le quali sono a loro volta curve di Bézier.
5. Le curve di Bézier non sono in grado di rappresentare cerchi o coniche in generale, ma, mediante l'utilizzo di un numero sufficiente di punti, le possono approssimare molto bene; ad esempio una circonferenza può essere approssimata da 4 curve di Bézier cubiche (3 punti).
6. Non è possibile effettuare una operazione di offset esatto (creazione di una curva parallela alla prima, a distanza prefissata) di una curva di Bézier, ma si può creare una curva di Bézier che approssimi tale risultato, preciso a sufficienza per scopi pratici.
7. L'equazione di una curva di Bézier è equivalente ad una equazione di una curva di Bézier di grado superiore, i cui punti siano posizionati secondo precisi criteri. Questo significa che è sempre possibile aumentare il numero di punti di una curva di Bézier, senza alterarla, a patto di spostare i punti già noti (fatta eccezione per gli estremi). Le curve di Bézier sono quindi vettori di polinomi, i quali hanno grado pari al numero di punti utilizzati per tracciare la curva. Un'altra caratteristica importante è che la curva incomincia e finisce rispettivamente nel primo e nell'ultimo punto usati

per crearla. Le curve di Bézier sono entità monodimensionali, ma possono essere estese al caso bidimensionale, così da ottenere le superfici di Bézier.

Il difetto principale delle curve di Bézier è che non permettono controllo locale della curva, ovvero la variazione di un punto altererà la forma della curva in tutto il suo dominio. Per gradi elevati una curva di Bézier può diventare soggetta al fenomeno di Runge, ovvero se essa tenta di approssimare una curva, più il grado cresce e più nascono delle fluttuazioni agli estremi.

In Fig.1.24 è riportato il canale meridiano della girante di una turbomacchina, la forma del controdisco e del disco sono stati ottenuti da una curva di Bézier rispettivamente quadratica e cubica. Implementando le curve in un foglio di calcolo è possibile spostando i punti di ancoraggio, modificare la forma della curva.

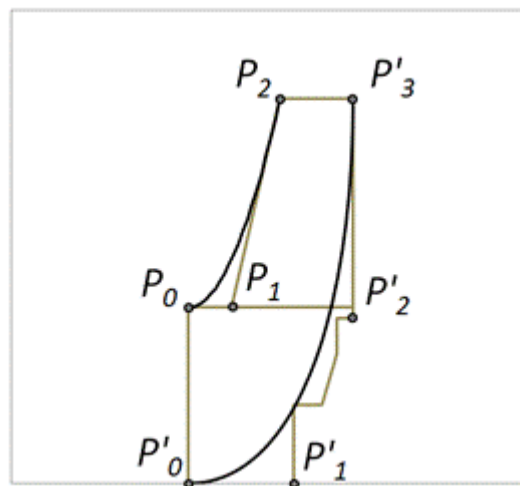


Figura 1.24 – Canale meridiano con curve di Bézier

1.9 Dimensionamento della voluta

Il dimensionamento della voluta è possibile una volta nota la velocità all'uscita della girante. Le sezioni di passaggio del fluido sono calcolate imponendo la costanza del momento della quantità di moto. Se indichiamo con V_{ur} la componente della velocità lungo la direzione periferica ad un certo raggio dall'asse di rotazione della macchina, si può scrivere:

$$V_{ur}r = V_{u2} \frac{D_2}{2} \quad (1.67)$$

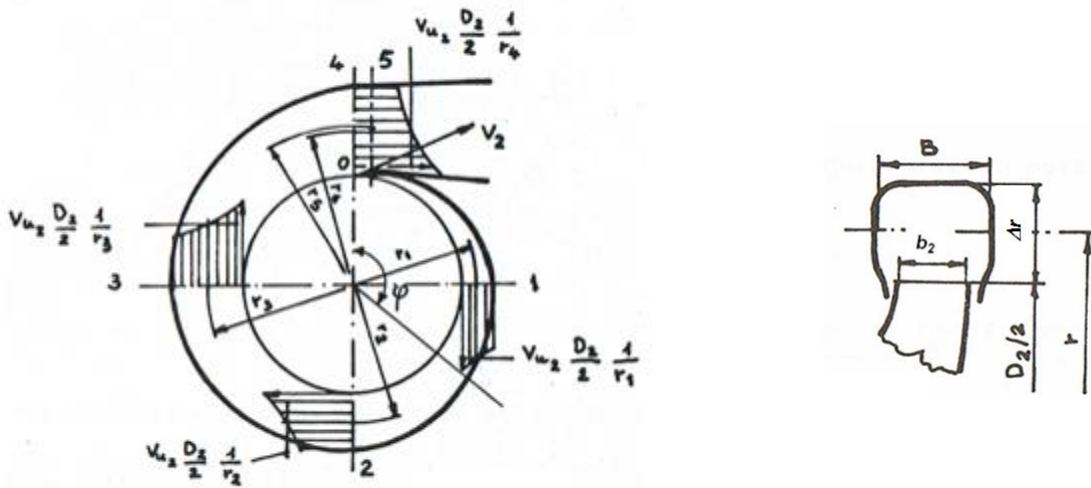


Figura 1.25 – Andamento della velocità periferica e sezione di una voluta.

In generale la portata che passa attraverso ciascuna sezione viene scritta:

$$Q_\varphi = \frac{1}{360} \varphi Q \quad (1.68)$$

Questo presuppone, che la direzione della velocità V_2 del flusso, che lascia la girante nel punto 0, incontri lo spigolo del cuneo e che la velocità sia uniforme lungo la periferia della girante.

Per sezioni trasversali della voluta a forma pressoché rettangolare ($B \cdot \Delta r$) come in Fig. 1.25, si può fissare la dimensione B a partire da quella b_2 della girante. È possibile scrivere il sistema:

$$a_i = \frac{Q}{V_{u2} D_2 K_{ci} 2} \frac{1}{r_i}$$

$$a_i = B_i \Delta r_i \quad (1.69)$$

$$r_i = \frac{D_2}{2} + \frac{\Delta r_i}{2}$$

Dove i coefficienti K_c sono fattori di correzione empirici che esprimono lo scostamento fra la distribuzione reale di velocità e quella assunta uniforme con valore calcolato in corrispondenza del raggio baricentrico della sezione. Secondo Wislicenus, usualmente, $K_c = 0.9 \div 1$. Attraverso la risoluzione del sistema (1.69) è possibile calcolare a_i , r_i e Δr_i per ogni sezione.

Il contorno della voluta è dato dalla linea d'involuppo delle singole sezioni. Indicazioni presenti in letteratura, [20] [21] e [22], pongono la velocità in uscita della voluta V_v pari a $0.5 \div 0.65$ volte V_{u2} . Un altro tipo di sezione molto utilizzata è quella circolare riportata in Fig. 1.26, in questo caso il tratto anulare di larghezza $b_3 = \text{cost}$ ($b_3 = 1.5 \div 2 b_2$) tra la circonferenza D_1 e la circonferenza D_3 di base della voluta ha anche lo scopo di attenuare le perturbazioni dovute all'interferenza della vena uscente dalla girante con la lingua. Attraverso la voluta si ha un leggero recupero di pressione poiché la V_u tende a diminuire e pertanto la pressione lungo la linea baricentrica aumenta. Un più forte rallentamento e quindi un maggiore recupero si ricava dal diffusore conico che collega la voluta con la condotta di mandata.

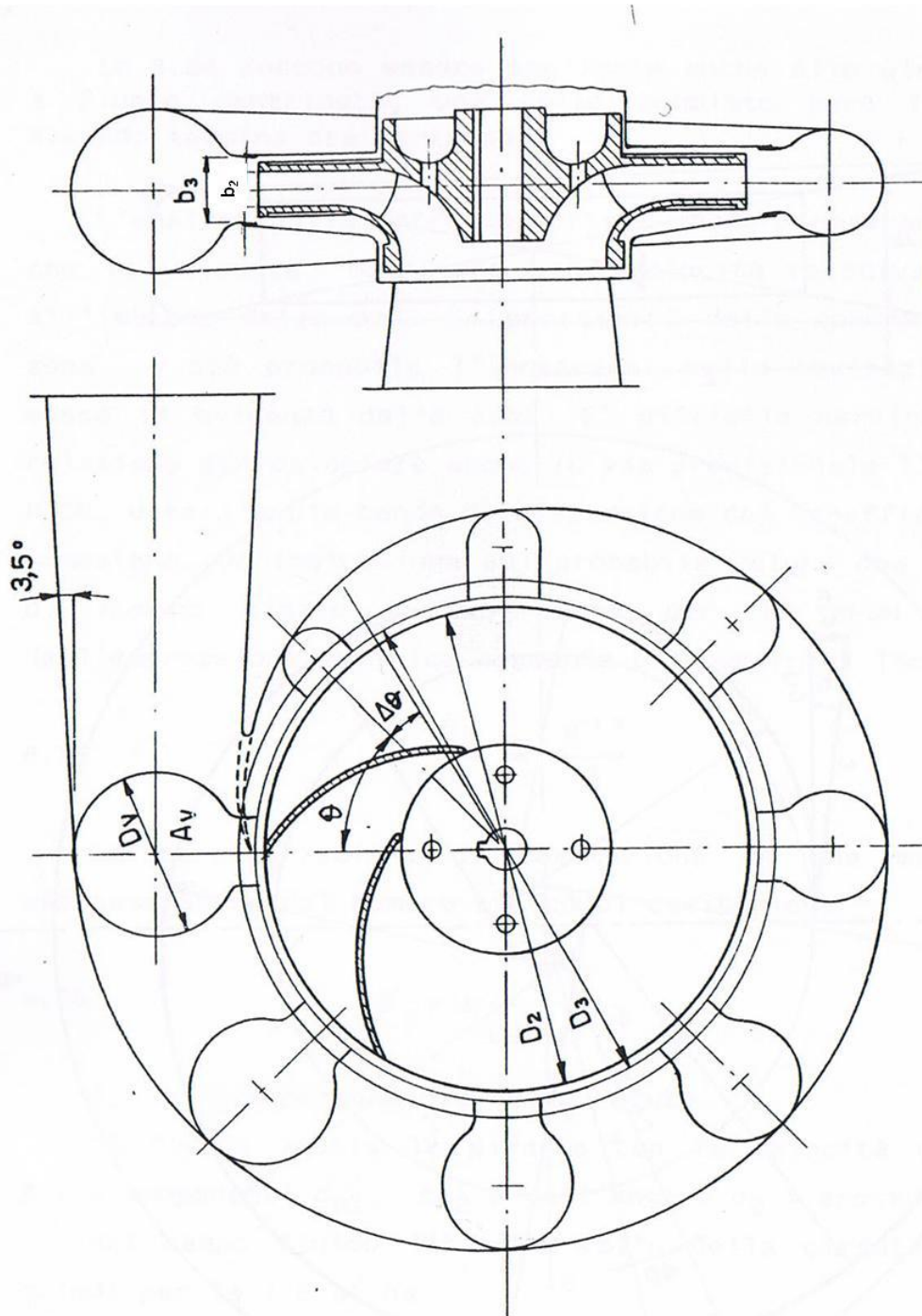


Figura 1.26 – Voluta di sezione circolare

CAPITOLO 2

APPROCCIO BIDIMENSIONALE

2.1 Generalità

Nella realtà fisica del problema il flusso all'interno di una turbomacchina è tridimensionale poiché avviene in uno spazio tridimensionale. La schematizzazione monodimensionale del flusso è però necessaria qual'ora si voglia dimensionare dall'inizio il rotore di una turbomacchina. Si è visto nel capitolo precedente che in questo caso l'unica coordinata necessaria per lo studio del flusso è data dall'ascissa curvilinea che si muove lungo una determinata traiettoria. Si assume ora invece che il flusso possa essere assunto procedere lungo piani paralleli e sia lo stesso in tutti questi piani. Questo caso è mostrato in Fig.2.1, per un profilo di lunghezza illimitata posto perpendicolarmente ai piani sui quali procede il flusso.

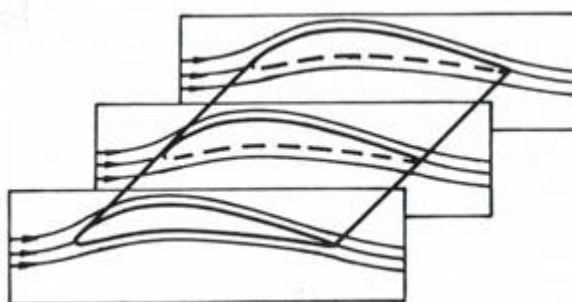


Figura 2.1 – Flusso bidimensionale.

Per le turbomacchine quasi tutti i problemi di flusso, che non possono trovare risposta nella teoria monodimensionale, sono approssimati con considerazioni bidimensionali, sebbene il flusso reale in tali macchine usualmente non proceda lungo piani ma generalmente si sviluppa lungo superfici di rivoluzione concentriche con l'asse di rotazione.

Se queste superfici sono a distanza costante l'una dall'altra e possono essere sviluppate su di un piano, una utile approssimazione può essere ottenuta considerando il flusso sulla superficie di rivoluzione.

2.2 Scorrimento della corrente relativa

Secondo la teoria monodimensionale, quando in una girante si azzera la portata le particelle fluide ruotano in solido con questa, cosicché, ripristinata che sia la portata, le traiettorie della corrente di trasporto, non essendo influenzate dalla rotazione hanno lo stesso andamento dei profili alar.

In realtà le particelle della corrente relativa, che ha carattere rotazionale ruotano intorno ad un'asse parallelo all'asse della macchina con una velocità angolare uguale e contraria a quella del rotore.

La rotazionalità della corrente relativa esercita una duplice azione sul fluido:

-la velocità W ha andamento diverso da quello delle pale, e non è più uniforme su un arco interpalare, ma risulta massima su una faccia del canale e minima sulla faccia opposta, per conseguenza la pressione sarà minima e rispettivamente massima sulle corrispondenti pareti.

-all'imbocco e all'uscita del condotto la velocità relativa ha un angolo d'inclinazione diverso da quello calcolato con il procedimento monodimensionale.

Quest'ultimo effetto è assimilato ad uno scorrimento della corrente, rispetto alla direzione monodimensionale, di una quantità proporzionale alla rotazione complementare, avente direzione uguale alla direzione locale di quest'ultima.

2.3 Difetto di deviazione del flusso o Slip Factor

Con il nome di difetto di deviazione s'indica il fenomeno fluidodinamico per il quale il flusso in uscita dalla girante non segue la deviazione imposta dalle pale ma fuoriesce con una deviazione minore, Fig. 2.3.

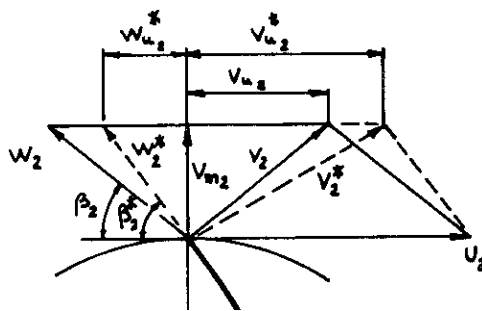


Figura 2.3 - Difetto di deviazione in uscita della girante.

Con β_2^* è indicato l'angolo di uscita della pala e la direzione del flusso se non ci fosse difetto di deviazione, con β_2 è invece indicato l'angolo di uscita fluidodinamica reale del flusso. Per via della minore deviazione del flusso si ottiene anche una minore componente periferica della velocità assoluta (U_2) e quindi anche una minore prevalenza teorica H_t rispetto a quella determinata nella

progettazione monodimensionale. Generalmente la prevalenza teorica senza difetto di deviazione è individuata con $H_{t\infty}$, il pedice ∞ sta appunto a indicare come questa ultima potrebbe essere verificata non solo con fluido perfetto, ma anche con una macchina dotata di un numero infinito di pale e quindi senza difetto di deviazione.

I motivi che inducono il flusso a non seguire all'uscita della girante la direzione corrispondente a quella della pala possono essere considerati sostanzialmente due.

Il primo riguarda l'effetto inerziale cui le parti elementari del fluido sono sottoposte. Una particella che percorra il canale tra due pale (Fig. 2.4) si sposta lungo la traiettoria a causa delle azioni normali (di pressione) su di essa esercitate dal fluido circostante, ma non subisce alcuna sollecitazione tangenziale nel caso di fluido privo di viscosità (ed una azione limitata in caso diverso). Ne segue che alla mandata la velocità del fluido è la risultante delle velocità sulla traiettoria, sommata alla velocità tangenziale dovuta al moto rotatorio relativo ($-\omega$) rispetto alle pale.

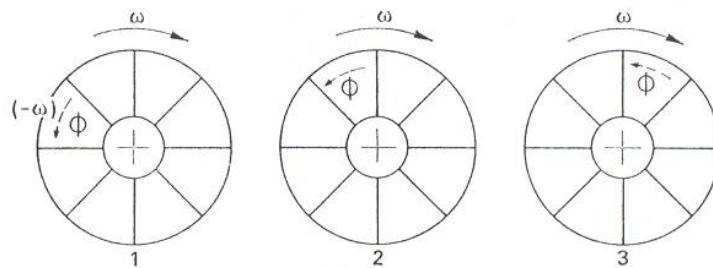


Figura 2.4 - Effetto inerziale su una particella all'interno del canale interpalare.

Il secondo fenomeno che agisce sul fluido è dovuto alle differenti pressioni che vengono a crearsi sulle due facce opposte di una stessa pala a causa dello scambio energetico macchina fluido. La differenza di pressione all'interno del canale interpalare comporta una modifica nell'andamento delle traiettorie del fluido così da creare un flusso più rapido sull'altro lato del canale a pressione minore, in modo da equilibrare la pressione; di conseguenza il flusso relativo in uscita risulta avere una componente tangenziale in senso opposto a quello della velocità periferica, provocando perciò una deviazione del flusso che esce dal rotore con un angolo $\beta_2 < \beta_2^*$ (Fig. 2.3).

Nell'ambito della progettazione nasce quindi la necessità di valutare l'entità della riduzione di prestazione dovuta alla presenza della minor deviazione del flusso, in modo così da poter valutare l'effettivo angolo d'inclinazione della pala per ottenere la prevalenza desiderata. Se si considera, infatti, il flusso che appropria la girante senza rotazione, si può valutare facilmente la prevalenza teorica della macchina.

$$\begin{aligned} H_t &= u_2 \cdot V_{u2} \\ H_{t\infty} &= u_2 \cdot V_{u2}^* \end{aligned} \quad (2.1)$$

La minore velocità V_{u2} che si riferisce a una macchina con un numero finito di pale rispetto alla velocità V_{u2}^* relativa a una macchina ideale con numero infinito di pale e in assenza quindi di difetto di deviazione, porta inevitabilmente a una prevalenza minore $H_t < H_{t\infty}$. Con il rapporto tra le prevalenze ($H_t/H_{t\infty}$) è appunto definito il fattore di scorrimento Slip Factor.

È utile ricordare come la variazione dello scambio energetico macchina-fluido, evidenziato dalla differenza $gH_{t\infty} - H_t$ non rappresenta un'energia perduta, o una dissipazione di energia già ceduta dalla macchina al fluido, ma solo una incapacità della girante reale a numero finito di pale di trasferire completamente l'energia al fluido.

Nella letteratura esistono diversi metodi per la valutazione del parametro di riduzione della prevalenza $H_t/H_{t\infty}$. Tra i vari modelli esistenti alcuni utilizzano considerazioni teoriche con geometrie e ipotesi semplificate e altri si basano su relazioni semiempiriche.

2.4 Teoria di Busemann

I risultati di Busemann che si riferiscono alla risoluzione del flusso assoluto attraverso la girante, supposta composta da pale con pale a spirale logaritmica, sono stati ottenuti applicando la teoria del flusso irrotazionale. Di seguito si dà una traccia del metodo seguito, secondo la semplificazione apportata dal Wislicenus.

Al fine di poter utilizzare le leggi che regolano i flussi permanenti, s'ipotizza prioritariamente che gli elementi della macchina a monte ed a valle della girante siano sufficientemente distanti da non influire sul comportamento del fluido nella palettatura mobile. In queste condizioni, allora, si considera il flusso che attraversa il rotore permanente e descrivibile mediante la sovrapposizione di due flussi distinti: un primo flusso con il rotore fermo (flusso di attraversamento) ed un secondo con il rotore rotante ma senza portata (flusso di trascinamento). Nella figura 2.4 è riportata, a titolo di esempio, la traiettoria dal flusso assoluto attraverso la girante ottenuta sommando alla traiettoria del flusso di attraversamento (flusso relativo), che in base alla teoria monodimensionale coincide con la direzione della pala, il flusso di trascinamento che, sempre in base alla teoria monodimensionale, corrisponde alla rotazione del fluido come corpo rigido con la girante.

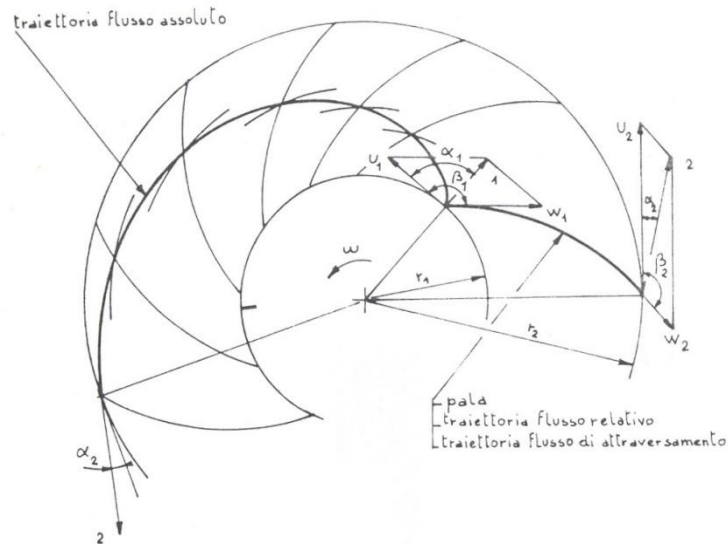


Figura 2.4 - Flusso assoluto – Flusso di attraversamento.

Si può quindi scrivere la prevalenza:

$$gH_t = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1} = w(r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) \quad (2.2)$$

Nella forma:

$$gH_t = \omega [(r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1})_A + (r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1})_T] \quad (2.3)$$

Nella quale i pedici A e T si riferiscono ai due flussi. Valgono le:

$$W_{u1} = C_{u1} = C_1 \text{sen} \alpha_1 \cot \beta_1 \quad (2.5)$$

$$W_{u2} = C_{u2} = C_2 \text{sen} \alpha_2 \cot \beta_2 \quad (2.6)$$

$$r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1} \quad (2.7)$$

Delle quali l'ultima ipotizza l'adeguamento della larghezza delle pale alla portata volumetrica. Ne segue:

$$(r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1})_A = C_H r_2 (C_2 \text{sen} \alpha_2) (\cot \beta_2 - \cot \beta_1) \quad (2.8)$$

Nella quale il coefficiente C_H indica la mutua influenza delle pale vicine ed è ricavabile dallo studio delle schiere di pale rettilinee; tale coefficiente rappresenta solo una parte della correzione della prevalenza, quella che si riferisce al flusso di attraversamento e non costituisce il completo fattore di correzione della prevalenza della girante.

Per ciò che riguarda il flusso di trascinamento, il termine $(r_1 C_{u1})_T = 0$ se si ipotizza non risentire il fluido l'azione della palettatura a monte di questa. Rimane quindi il secondo termine che, dato il carattere del moto, vale:

$$(r_2 C_{u2})_T = r_2 U_2 \quad (2.9)$$

Poiché tuttavia si constata un'influenza della conformazione della palettatura, la precedente può essere corretta introducendo un coefficiente h_0 , così che si scrive

$$(r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1})_T = h_0 r_2 U_2 \quad (2.10)$$

La prevalenza gHt in precedenza espressa, può essere riscritta:

$$gH_t = h_0 U_2^2 - C_H U_2 (C_2 \sin \alpha_2) (\cotg \beta_2 - \cotg \beta_1) \quad (2.11)$$

Dove il segno meno è dovuto al moto di attraversamento che di norma ha componente di senso contrario alla velocità periferica U. L'espressione così ricavata indica che il valore assunto dei due parametri h_0 e C_H va a determinare la maggiore o minore differenza tra la prevalenza $H_{t\infty}$ (cosiddetta "euleriana a infinite pale") e la H_t ("euleriana a z pale"). Si deve subito notare come per le comuni applicazioni, poiché la lunghezza pale è maggiore della distanza tra le pale si può considerare $C_H = 1$ e quindi, di fatto, è il coefficiente h_0 (ricavabile da opportuni grafici in funzione del numero di pale e del loro angolo d'inclinazione in uscita) a determinare il comportamento della palettatura. Anche questa breve disamina dello studio "esatto" del problema indica la complessità delle trattazioni necessarie per giungere alla determinazione dei coefficienti correttivi h_0 e C_H .

2.5 Il metodo approssimato di Pfleiderer e Lazarkiewicz

Il metodo di Pfleiderer ipotizza fondamentalmente che:

- la distribuzione delle velocità relative W nella sezione d'uscita tra due pale sia lineare;
- la forza tangenziale applicata dalle pale al fluido per unità di lunghezza sia costante lungo tutta la pala.

Senza riportare un'analisi matematica approfondita dei passaggi seguiti da Pfleiderer per il calcolo del difetto di deviazione, è più interessante citare e spiegare le approssimazioni da lui effettuate, ed i coefficienti da lui introdotti, durante la disamina del problema; spiegare ciò permette comunque di avere un inquadramento generale di come si sia orientata la ricerca e lo studio dello stesso Pfleiderer. In seguito a tale ricerca e tale studio sono stati recuperati e lievemente modificati da Lazarkiewicz .

La ricerca di Pfleiderer parte dall'assunzione, già accennata che la variazione dello scambio energetico macchina-fluido, evidenziato dalla differenza ($gH_{t\infty} - gH_t$) non rappresenta un'energia perduta, in altre parole, una dissipazione di energia già ceduta dalla macchina al fluido, perché il valore che si riferisce alla condizione di "infinite pale" è una pura ipotesi concettuale che nulla ha da vedere con l'effettiva condizione fisica del funzionamento del rotore centrifugo.

Tale considerazione può essere espressa come:

$$(gH_{t\infty} - gH_t) = C_p gH_t \quad (2.12)$$

$$H_{t\infty} = H_{tz}(1 + C_p) \quad (2.13)$$

$$H_{tz} = H_{t\infty}/(1 + C_p) \quad (2.14)$$

Dove C_p è definito dalla formula semiempirica:

$$C_p = \psi \xi (r_2^2 / zS) \quad (2.15)$$

Dove ξ (coefficiente d'ingombro) ≈ 1

$$\psi = k \text{sen} \beta_2 \quad (2.16)$$

Con le quali si possono affermare:

$$H_{tz} = \frac{H_{t\infty}}{\left[1 + \psi \left(\frac{r_2^2}{zS} \right) \right]} \quad (2.17)$$

Nella quale con ψ s'indica il coefficiente che tiene conto separatamente delle condizioni di flusso all'uscita (angolo β_2 e distribuzione delle velocità); con S si considera il momento statico della linea di flusso centrale rispetto all'asse di rotazione; con r_2 si considera il raggio esterno della girante con z pale.

Si dimostra che il coefficiente ψ è legato all'efficienza della macchina ed è uguale per tutta una serie di macchine simili. Di massima si può affermare che il suo valore, di non facile determinazione, si può assumere come secondo la :

$$\psi = k(1 + \beta_2/60) \quad (2.18)$$

Con k appartenente all'intervallo [0.65 ÷ 0.85]

Come si è detto a inizio paragrafo Lazarkiewicz ha recuperato il lavoro svolto da Pflaiderer e dell'insieme ha modificato proprio l'espressione del coefficiente ψ dandone le due seguenti definizioni a seconda che la girante sia caratterizzata da pale a singola curvatura oppure da pale con sviluppo nelle tre direzioni spaziali x y z .

Dunque per pale a singola curvatura e con $r_1/r_2 < 0.5$:

$$\psi = k + 0.6 \text{sen} \beta_2 \quad (2.19)$$

Con k appartenente all'intervallo [0.55 ÷ 0.68];

Mentre per pale con sviluppo nelle tre direzioni spaziali:

$$\psi = k(1 + \text{sen} \beta_2)(r_1/r_2) \quad (2.20)$$

Con k appartenente all'intervallo [1.0 ÷ 1.2].

2.6 Altri metodi di determinazione dello Slip Factor

Nell'ambito dello sviluppo di questa tesi, oltre ai già citati metodi di correzione, ne sono stati valutati altri, [11] [23] e [24], senza entrare nell'analisi approfondita di questi metodi è utile riportare la trattazione semplificata. E' importante ricordare inoltre che le seguenti correlazioni sono applicate alle condizioni di completo miscelamento all'uscita della girante.

La correlazione proposta da Wiesner, permette di determinare il fattore $C_{slip}=C_{u2}^*-C_{u2}$ attraverso un coefficiente σ_{2m} e la velocità periferica all'uscita U_2 .

$$C_{slip} = U_2(1 - \sigma_{2m}) \quad (2.19)$$

$$\sigma_{2m} = 1 - \frac{\sqrt{\text{sen}\beta_2^*}}{z^{0.7}} \quad (2.20)$$

L'equazione di σ_{2m} è da considerarsi valida nel caso in cui $\varepsilon=r_{m1}/r_{m2}$ risulti minore del valore di ε limite. Con r_{m1} e r_{m2} si considerano rispettivamente i raggi medi della girante nella sezioni d'ingresso e in quella di uscita.

$$\varepsilon_{limite} = e^{-8.16\text{sen}\beta_2^*/z} \quad (2.21)$$

Nel caso che la condizione di $\varepsilon < \varepsilon_{limite}$ non risulti verificata il coefficiente σ_{2m} andrebbe moltiplicato per il seguente fattore correttivo:

$$1 - \left(\frac{(r_1 / r_2) - \varepsilon_{limite}}{1 - \varepsilon_{limite}} \right)^3 \quad (2.22)$$

Una volta determinato il fattore correttivo σ_{2m} e calcolato il valore di C_{slip} si può determinare la reale velocità periferica di uscita del fluido e quindi correggere la prevalenza teorica.

$$C_{u2} = U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2^*} - C_{slip} \quad (2.23)$$

Altri metodi di calcolo valutati danno la correzione dovuta del difetto di deviazione determinando direttamente lo Slip Factor che in questo caso indicheremo con σ_{2m}^* .

Stanitz
$$\sigma_{2m}^* = 1 - 0,315 \left(\frac{2\pi}{z} \text{sen} \left(\frac{C_{m2}}{U_2} \right) \right) \quad (2.24)$$

Balje
$$\sigma_{2m}^* = \frac{z}{z + 6,2(r_1 / r_2)^{2/3}} \quad (2.25)$$

Yadav e Misra
$$\sigma_{2m}^* = 1 - \frac{0,855\pi^2}{z} \frac{C_{m2}}{U_2} \quad (2.24)$$

Una volta determinato lo Slip Factor $\sigma_{2m}^* = C_{u2}/C_{u2\infty}$ è immediato risalire all'effettiva velocità di uscita del fluido e quindi alle prestazioni teoriche riferita a una girante con numero finito di pale.

2.7 Tracciamento delle linee meridiane di corrente con un approccio bidimensionale

Il procedimento monodimensionale per tracciare le linee di corrente e determinare le dimensioni delle sezioni trasversali di passaggio visto nel Cap.1 non tiene conto dello spostamento che le forze centrifughe impongono alle linee di corrente che attraversano il condotto. In molti casi pratici, l'approssimazione monodimensionale è sufficientemente precisa ma può, senza grande difficoltà, essere migliorata da considerazioni bidimensionali.

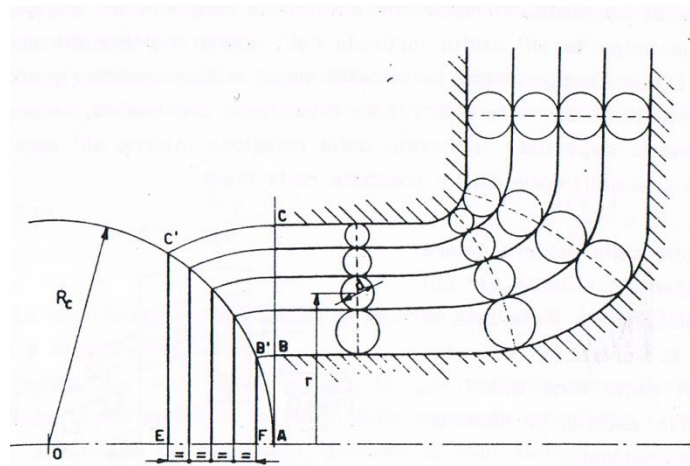


Figura 2.5 – Distribuzione monodimensionale delle linee meridiane di corrente in un condotto assialsimmetrico.

Se il flusso è irrotazionale, esiste una funzione scalare ϕ (funzione potenziale) che è legata al vettore della velocità locale nel piano meridiano dalla relazione:

$$\overline{V}_m = \nabla \phi \quad (2.25)$$

$$V_m = \frac{d\phi}{ds} \quad (2.26)$$

Se inoltre a ciascuna linea di corrente assegniamo un valore ψ (funzione di corrente) proporzionale alla portata elementare che attraversa il generico tubo di flusso di dimensione trasversale Δn , si ha

$$\Delta Q = 2\pi(\psi_{n+1} - \psi_n) = 2\pi\Delta\psi = 2\pi r V_m \Delta n = cost \quad (2.27)$$

Dalla quale

$$V_m = \frac{\Delta\psi}{r\Delta n} \quad (2.28)$$

Quindi dalla teoria del flusso potenziale, la variazione della funzione potenziale lungo una linea di corrente ψ passando da una sezione trasversale, ad una prossima distante Δs , è espresso dalla relazione:

$$\Delta\phi = V_m \Delta s = \text{cost} \quad (2.29)$$

Le linee che rappresentano le sezioni trasversali sono perpendicolari alle linee di corrente e ai contorni del condotto, esse rappresentano anche curve a potenziale della velocità costante.

Combinando le due precedenti relazioni si ottiene

$$\frac{r \Delta n}{\Delta s} = \text{cost} \quad (2.30)$$

Pertanto, il reticolo di flusso della Fig. 2.6 può essere ottenuto per tentativi, disegnando le linee di corrente a sentimento, tenendo conto delle condizioni al contorno, in particolare che dette linee, ben lontano dall'influenza della curvatura hanno distribuzione monodimensionale, e sono quindi rettilinee e parallele, e tracciando al contempo le equipotenziali, le quali intersecano le prime a 90° , e verificando che la (2.30) sia verificata tra due consecutive equipotenziali.

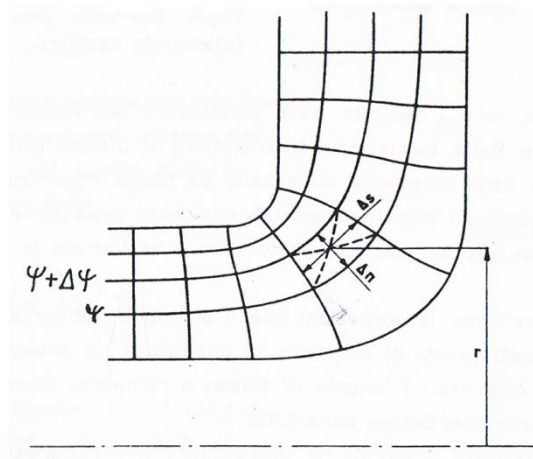


Figura 2.6 - Distribuzione bidimensionale delle linee di corrente

Questo procedimento per via manuale è poco preciso, il problema è risolto più convenientemente con l'ausilio di metodi numerici quali quello degli elementi finiti o delle differenze finite.

Il tracciato delle linee meridiane, e l'andamento della velocità meridiana che da esso si ottiene, consentono di effettuare una verifica del disegno del condotto e di calcolare gli angoli del flusso a monte e a valle della palettatura che eventualmente quello dovesse contenere.

Sulle superfici generate dalla rotazione delle linee meridiane della Fig. 2.6 intorno all'asse la corrente è assialsimmetrica, e quindi uniformemente ripartita ma essa perde tale caratteristica quando, per variare il momento della quantità di moto del fluido, si introduce un sistema palare. Di questi effetti tengono conto i procedimenti quasi tridimensionali e tridimensionali.

2.8 Applicazione del metodo delle differenze finite al calcolo delle linee meridiane di corrente

La componente radiale e assiale della velocità meridiana, espresse in termini della funzione di corrente, sono:

$$V_{m,r} = -\frac{1}{r} \frac{\delta\psi}{\delta z} \quad (2.31)$$

$$V_{m,a} = \frac{1}{r} \frac{\delta\psi}{\delta r} \quad (2.32)$$

La condizione d'irrotazionalità è espressa da:

$$\frac{\delta V_{m,r}}{\delta z} - \frac{\delta V_{m,a}}{\delta r} = 0 \quad (2.33)$$

Sostituendo le (2.31) e (2.32) nella (2.33) si ottiene

$$\frac{\delta^2\psi}{\delta r^2} - \frac{1}{r} \frac{\delta\psi}{\delta r} + \frac{\delta^2\psi}{\delta z^2} = 0 \quad (2.34)$$

Introducendo la funzione potenziale, le stesse componenti sono anche:

$$V_{m,r} = \frac{\delta\phi}{\delta r} \quad (2.35)$$

$$V_{m,a} = \frac{\delta\phi}{\delta z} \quad (2.36)$$

Per un sistema di riferimento come quello indicato in Fig. 2.7, l'equazione di continuità si scrive:

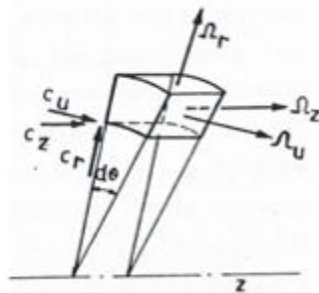


Figura 2.7 – Elemento di velocità e vorticità in coordinate cilindriche.

$$\frac{\delta\rho}{\delta t} + \frac{\delta(\rho r V_r)}{r\delta r} + \frac{\delta(\rho V_\theta)}{r\delta\theta} + \frac{\delta(\rho V_z)}{\delta z} = 0 \quad (2.37)$$

Sostituendo le equazioni 2.35 e 2.34 nell'equazione di continuità 2.37 (con $V_\theta = 0$ e $\rho = \text{cost}$) si ottiene

$$\frac{\delta^2 \phi}{\delta r^2} - \frac{1}{r} \frac{\delta \phi}{\delta r} + \frac{\delta^2 \phi}{\delta z^2} = 0 \quad (2.38)$$

Le equazioni 2.34 e 2.38 indicano che, contrariamente a quello che avviene nel moto piano, le funzioni di corrente e la funzione potenziale non sono intercambiabili e perciò le maglie del reticolo di corrente non sono più costituite da quadrati.

In Fig. 2.8 è rappresentata una famiglia di curve ψ comunque tracciate, ma tali da soddisfare alle condizioni al contorno, sovrapposte ad un reticolo formato da quadrati di lato l .

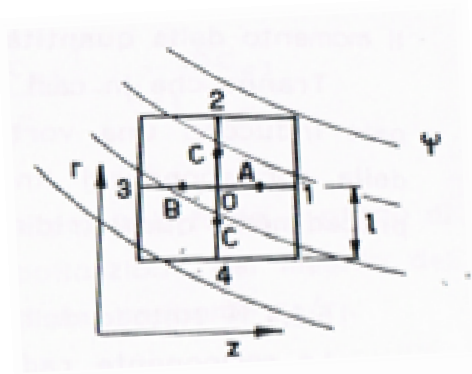


Figura 2.8 – Reticolo quadrato per il calcolo delle differenze finite

Dal disegno si ricavano i valori della funzione nei punti 1,2, 3 e 4 del reticolo. Nei punti A e B si ha

$$\left(\frac{\delta \psi}{\delta z}\right)_A = \frac{\psi_1 - \psi_0}{l} \quad (2.39)$$

$$\left(\frac{\delta \psi}{\delta z}\right)_B = \frac{\psi_0 - \psi_3}{l} \quad (2.40)$$

Per il nodo 0 si ricava

$$\frac{\delta^2 \psi}{\delta z^2} = \frac{\left(\frac{\delta \psi}{\delta z}\right)_A - \left(\frac{\delta \psi}{\delta z}\right)_B}{l} = \frac{\psi_1 + \psi_3 - 2\psi_0}{l^2} \quad (2.41)$$

Analogamente per i punti C e D si ha

$$\frac{\delta^2 \psi}{\delta z^2} = \frac{\left(\frac{\delta \psi}{\delta z}\right)_C - \left(\frac{\delta \psi}{\delta z}\right)_D}{l} = \frac{\psi_2 + \psi_4 - 2\psi_0}{l^2} \quad (2.42)$$

Se il nodo 0 dista nl dall'asse di simmetria del condotto

$$\frac{1}{r} \frac{\delta \psi}{\delta r} = \frac{1}{nl} \frac{\psi_2 - \psi_4}{2l} = \frac{\psi_2 - \psi_4}{2nl^2} \quad (2.43)$$

Sostituendo nella 2.34 e risolvendo per il valore della funzione di corrente al nodo, si ricava

$$\psi_0 = \frac{1}{4} \left[\psi_1 + \psi_2 + \psi_3 + \psi_4 - \frac{1}{2n} (\psi_2 - \psi_4) \right] \quad (2.44)$$

In prossimità del contorno si possono verificare le situazioni illustrate nella Fig. 2.9, ove il lato della maglia quadrata è minore di l .



Figura 2.9 – Reticoli con lati corti.

Posto quindi

$$\lambda_1 = \frac{l_1}{l} \quad (2.45)$$

$$\lambda_2 = \frac{l_2}{l} \quad (2.46)$$

$$\lambda_3 = \frac{l_3}{l} \quad (2.47)$$

$$\lambda_4 = \frac{l_4}{l} \quad (2.48)$$

Quindi per il caso (a) si ha:

$$\psi_0 = \frac{\frac{\psi_1}{\lambda_1} + \psi_2 + \psi_3 + \frac{\psi_4}{\lambda_4} - \frac{(\psi_2 - \psi_4)}{n(1 + \lambda_4)}}{2 + \frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_4}} \quad (2.49)$$

E per il caso (b)

$$\psi_0 = \frac{\psi_1 + \frac{\psi_2}{\lambda_2} + \frac{\psi_3}{\lambda_3} + \psi_4 - \frac{(\psi_2 - \psi_4)}{n(1 + \lambda_2)}}{2 + \frac{1}{\lambda_2} + \frac{1}{\lambda_3}} \quad (2.50)$$

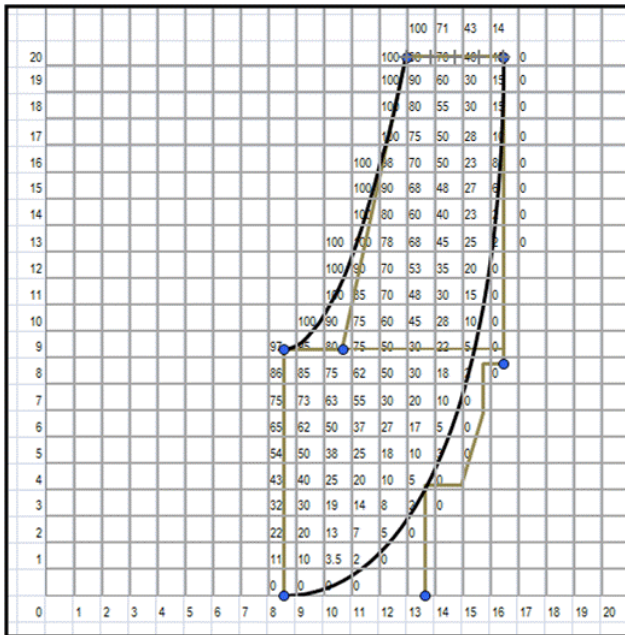
Noto quindi il condotto assialsimmetrico le linee ψ vengono all'inizio assegnate a sentimento, cominciando da quelle sezioni (ingresso e uscita) ove è nota la distribuzione della velocità meridiana.

Il valore numerico assegnato a ciascuna linea indica in percentuale la portata fluida che attraversa il condotto formato da quella linea di flusso e la linea coincidente con la parete inferiore, che ha valore zero.

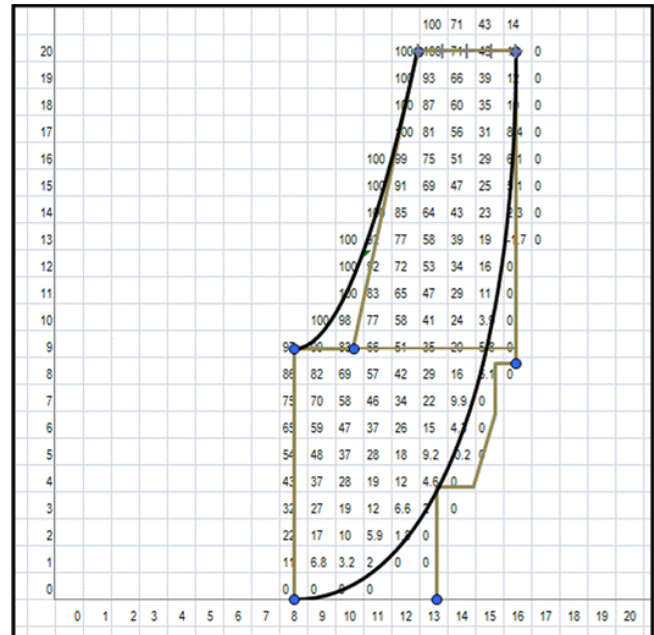
Alle linee di corrente così definite si sovrappone un reticolo a maglie quadrate, tenendo presente che il metodo è tanto più accurato quanto più fitte sono le maglie e quanto più numerose sono le linee assunte.

A ciascun nodo viene quindi applicata la relazione 2.44 o, nel caso, le 2.49 e 2.50, ottenendo valori diversi da quelli prima segnati.

Si procede così per tutti i nodi ripassandoli, fino a quando non si hanno variazioni significative della grandezza ψ_0 . In Fig 2.9 è stata riportata il reticolo di partenza ed una fase intermedia del procedimento.



a) Reticolo iniziale del canale meridiano



b) Fase intermedia del procedimento

Figura 2.9 – Applicazione del metodo delle differenze finite al calcolo delle linee meridiane di corrente

CAPITOLO 3

PROGETTAZIONE TRIDIMENSIONALE

3.1 Generalità

Per analizzare il flusso in modo dettagliato sono stati sviluppati dei programmi per calcolatore in grado di risolvere flussi viscosi e flussi a campo potenziale. Questi software utilizzano dei metodi numerici come le differenze finite, gli elementi finiti o i volumi finiti per analizzare e discretizzare le parti interne delle turbomacchine in cui passano i flussi. Un'ottima rassegna di queste tecniche sono raccolte in e presentate nell'ASME Journal of Turbomachinery. In generale è necessario che il progettista fornisca al software una geometria di studio abbastanza dettagliata in questo modo le soluzioni numeriche possono raggiungere un buon grado di accuratezza. Queste tecniche possono essere modificate e ottimizzate, consentono di verificare la geometria della turbomacchina portando a nuove soluzioni costruttive.

3.2 Termofluidodinamica computazionale

Il sistema di equazioni differenziali alle derivate parziali che governa i fenomeni fisici in un problema termofluidodinamico comprende le equazioni di continuità, conservazione della quantità di moto e conservazione dell'energia. Soluzioni analitiche di tale sistema esistono solo per alcune geometrie semplici, con particolari condizioni al contorno ed iniziali; per risolvere problemi più complessi e d'interesse pratico, è necessario ricorrere a metodi numerici.

Applicare un metodo numerico alla risoluzione di un problema differenziale significa rinunciare ad ottenere la soluzione esatta del problema negli infiniti punti del dominio di calcolo e agli infiniti istanti del dominio temporale d'interesse (soluzione analitica), ma accontentarsi di una soluzione approssimata in un numero finito di punti e ad un numero finito di istanti (soluzione numerica).

Attraverso un processo di discretizzazione:

-sul dominio di calcolo viene costruita una griglia (discretizzazione spaziale), i cui nodi individuano i punti in cui sarà ottenuta la soluzione approssimata;

-il dominio temporale viene suddiviso in intervalli (discretizzazione temporale), che individuano gli istanti ai quali sarà ottenuta la soluzione approssimata;

-le equazioni differenziali del problema vengono trasformate in equazioni algebriche.

Qualunque sia il metodo numerico adottato, a conclusione del processo di discretizzazione si perviene sempre ad un sistema lineare di equazioni algebriche, la cui risoluzione permette di ottenere i valori approssimati delle variabili incognite nei nodi (Fig. 3.1).

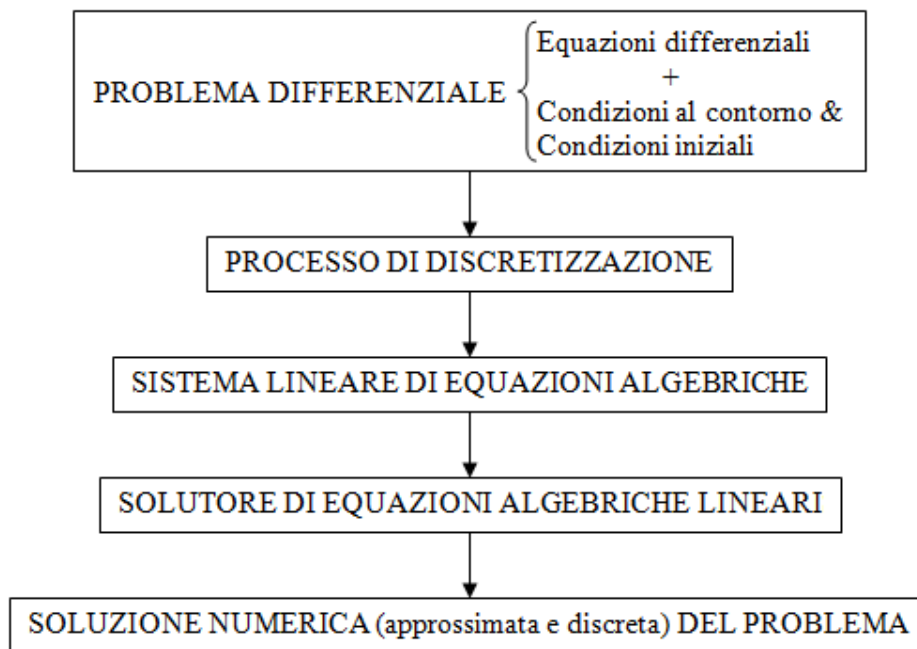


Figura 3.1 - Schema del processo di risoluzione numerica di un problema differenziale.

3.3 Metodo dei volumi finiti

Il metodo dei volumi finiti è uno degli approcci più comuni alla risoluzione numerica di problemi termofluidodinamici, come comprovato dalla diffusione di software commerciali per la CFD basati su di esso. Nel metodo dei volumi finiti, il dominio di calcolo viene suddiviso in elementi mediante una griglia ed attorno ad ogni nodo della griglia viene costruito un volume di controllo, delimitato dai centroidi degli elementi connessi a quel nodo (Fig. 3.2).

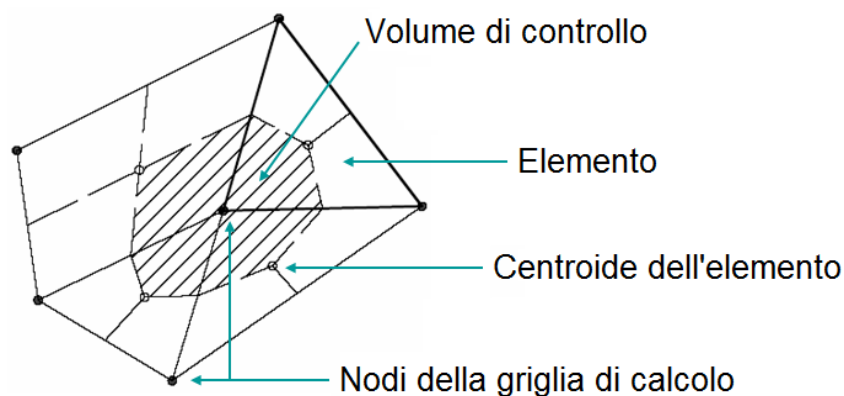


Figura 3.2 - Definizione di un volume di controllo.

Le equazioni algebriche sono ottenute esprimendo, in forma integrale, la generica equazione di conservazione (di trasporto) su ciascun volume di controllo, ottenendo così tante equazioni algebriche quanti sono i volumi di controllo individuati nel dominio di calcolo.

Tutte le equazioni di conservazione hanno una struttura simile e possono essere scritte nella forma generale [25] [26]:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_{\text{TERMINE DI ACCUMULO}} + \underbrace{\nabla \cdot (\rho\bar{u}\phi)}_{\text{TERMINE CONVETTIVO}} = \underbrace{\nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi)}_{\text{TERMINE DIFFUSIVO}} + \underbrace{s}_{\text{TERMINE SORGENTE}}, \quad (3.1)$$

dove ϕ è una generica variabile scalare, \bar{u} è il vettore velocità, ρ è la densità e Γ rappresenta la proprietà di trasporto molecolare per ϕ (t è il tempo).

L'idea alla base del metodo dei volumi finiti è quella di utilizzare la formulazione integrale dell'equazione di conservazione (3.1), scritta per un generico volume di controllo V :

$$\int_V \left[\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla \cdot (\rho\bar{u}\phi) - \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) - s \right] dV = 0. \quad (3.2)$$

L'applicazione del teorema di Gauss, con A superficie di V e \vec{n} normale esterna ad A , permette poi di esprimere la (3.2) come:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) dV + \int_A \rho\bar{u}\phi \cdot \vec{n} dA = \int_A \Gamma\nabla\phi \cdot \vec{n} dA + \int_V s dV \quad (3.3)$$

ed in forma più compatta:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) dV + \int_A \vec{J}'' \cdot \vec{n} dA = \int_V s dV, \quad (3.4)$$

dove:

$$\vec{J}'' = \vec{J}''_c - \vec{J}''_d = \rho\bar{u}\phi - \Gamma\nabla\phi \quad (3.5)$$

è il vettore flusso specifico di ϕ , con $\vec{J}''_c = \rho\bar{u}\phi$ e $\vec{J}''_d = \Gamma\nabla\phi$ rispettivamente vettori flusso specifico convettivo e diffusivo di ϕ , e:

$$J'' = J''_c - J''_d = \vec{J}'' \cdot \vec{n} = \vec{J}''_c \cdot \vec{n} - \vec{J}''_d \cdot \vec{n} = \rho\bar{u}\phi \cdot \vec{n} - \Gamma\nabla\phi \cdot \vec{n} \quad (3.6)$$

è il flusso specifico di ϕ attraverso A , con $J''_c = \vec{J}''_c \cdot \vec{n} = \rho\bar{u}\phi \cdot \vec{n}$ e $J''_d = \vec{J}''_d \cdot \vec{n} = \Gamma\nabla\phi \cdot \vec{n}$ rispettivamente flussi specifici convettivo e diffusivo di ϕ attraverso A .

3.3.1 Griglie di calcolo

Una prima classificazione delle griglie di calcolo utilizzate, con il metodo dei volumi finiti, per la discretizzazione spaziale distingue due tipologie di griglie [27]:

- le griglie strutturate, in cui il dominio di calcolo viene suddiviso, mediante famiglie di linee, in elementi esaedrici, aventi un'orientazione preferenziale;
- le griglie non strutturate, in cui il dominio di calcolo viene suddiviso in elementi di forma arbitraria, tipicamente tetraedrici o esaedrici, senza un'orientazione preferenziale.

In Fig. 3.3 sono riportate le forme più comuni degli elementi in cui può essere suddiviso il dominio di calcolo.

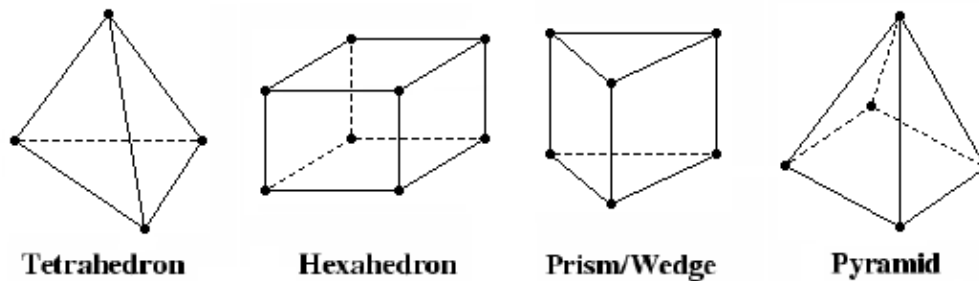


Figura 3.3 - Forme più comuni degli elementi.

3.3.1.1 Griglie strutturate

Le griglie strutturate sono a loro volta distinte in due tipologie:

- *griglie strutturate cartesiane;*
- *griglie strutturate curvilinee.*

Nelle griglie strutturate cartesiane, il dominio di calcolo viene suddiviso in elementi esaedrici mediante famiglie, mutuamente ortogonali, di linee rette parallele (Fig. 3.4).

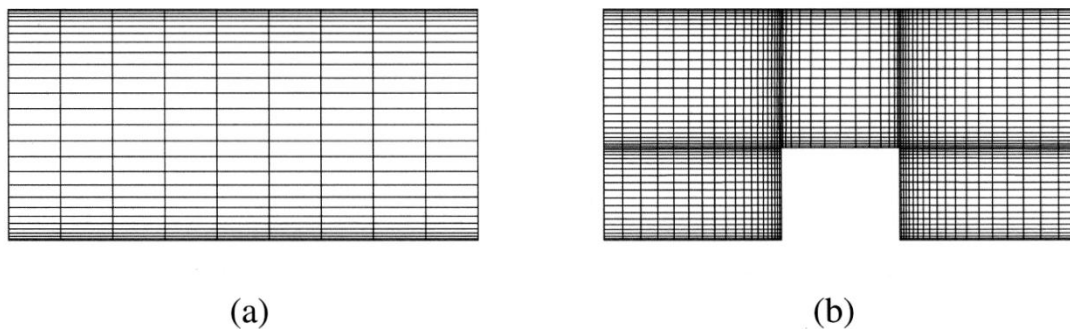


Figura 3.4 - Esempi di griglie strutturate cartesiane: (a) monoblocco; (b) multiblocco.

La loro flessibilità geometrica è molto limitata, sebbene l'utilizzo di più blocchi contigui consenta di trattare domini di calcolo costituiti dall'unione di parallelepipedi (Fig. 3.4(b)). I metodi di calcolo basati su tali griglie sono i più semplici da implementare ed anche i più efficienti dal punto di vista computazionale.

Nelle griglie strutturate curvilinee, il dominio di calcolo viene suddiviso in elementi esaedrici mediante famiglie di linee curve, nelle quali ciascuna linea di una famiglia non interseca mai una linea della stessa famiglia ed interseca una sola volta le linee delle altre famiglie (Fig. 3.5).

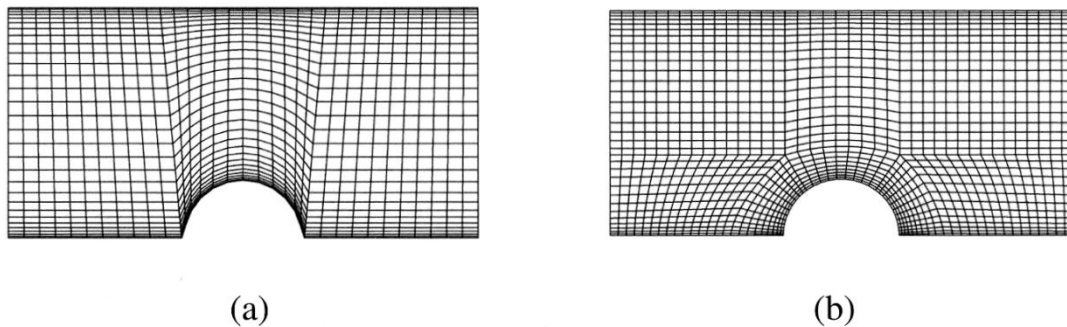


Figura 3.5 - Esempi di griglie strutturate curvilinee: (a) monoblocco; (b) multiblocco.

Dal punto di vista logico, sono identiche alle griglie strutturate cartesiane, sebbene la non-ortogonalità introduca maggiori complessità nell'implementazione e quindi maggiori costi computazionali. Esse sono caratterizzate da una maggiore flessibilità geometrica rispetto alle precedenti; infatti, un solo blocco è sufficiente a descrivere domini di calcolo che non possono essere discretizzati con griglie strutturate cartesiane (Fig. 3.5(a)). La loro flessibilità geometrica e la loro qualità aumentano utilizzando più blocchi contigui (Fig. 3.5(b)). Esiste anche una variante, meno onerosa dal punto di vista computazionale ed in generale più accurata (dal punto di vista della soluzione), in cui le famiglie di linee curve sono mutuamente ortogonali; essa, tuttavia, è meno flessibile dal punto di vista geometrico.

3.3.1.2 Griglie non strutturate

Le griglie non strutturate sono le più flessibili dal punto di vista geometrico e quindi in generale le più adatte a trattare le geometrie complesse d'interesse industriale (Fig. 3.6).

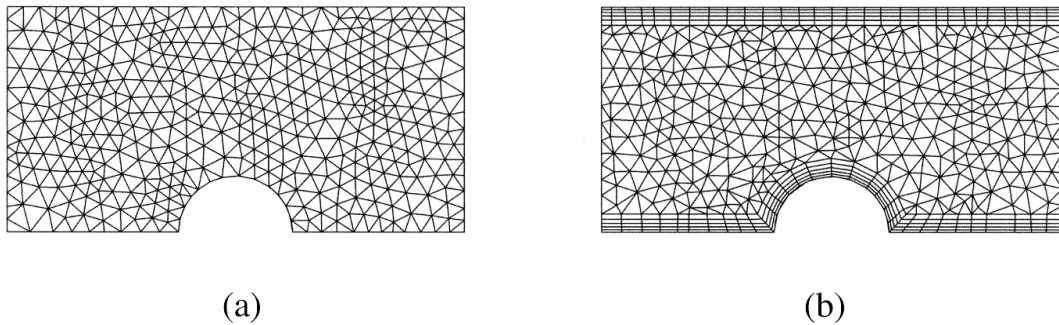


Figura 3.6 - Esempi di griglie non strutturate: (a) tetraedrica; (b) ibrida.

Un altro vantaggio di tali griglie di calcolo è rappresentato dalla facilità con la quale è possibile addensare la griglia nelle zone d'interesse, anche in modo automatico durante il processo di risoluzione (griglie adattive). I loro svantaggi sono la maggiore complessità nell'implementazione, e quindi il maggiore onere computazionale, e la minore accuratezza rispetto alle griglie strutturate, specie se queste sono orientate nella direzione principale del flusso.

L'adozione di griglie non strutturate tetraedriche presenta un inconveniente. Nella simulazione di flussi turbolenti con modelli RANS o LES (par. 3.3) che non utilizzino funzioni di parete (par. 3.3.1.3), i nodi più vicini alle pareti solide devono trovarsi ad una distanza adimensionale y^+ da queste ultime compresa in un range opportuno. Ciò si traduce quasi sempre nella necessità di schiacciare i primi elementi in prossimità delle pareti, poiché l'utilizzo di griglie di calcolo equispaziate porterebbe ad un aumento intollerabile del numero di elementi. La molecola di calcolo risulta allora molto deformata, come illustrato in Fig. 3.7(a), e questo peggiora la convergenza del calcolo (ed in casi estremi porta alla divergenza) e riduce l'accuratezza (che aumenta per griglie prossime all'ortogonalità).

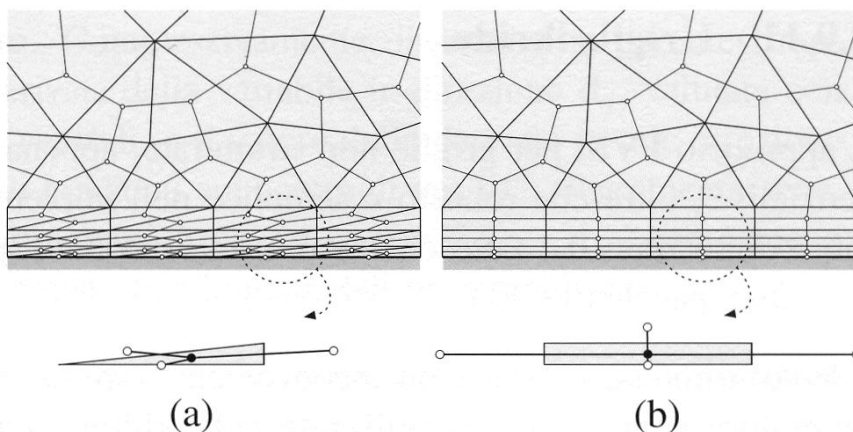


Figura 3.7 - Particolare di una griglia non strutturata in prossimità di una parete solida: (a) tetraedrica; (b) ibrida.

Una possibile soluzione a questi problemi è rappresentata dall'adozione di griglie non strutturate ibride, nelle quali si utilizzano elementi prismatici o esaedrici in prossimità delle pareti ed elementi tetraedrici al centro del dominio di calcolo (Fig. 3.6(b)). In tal modo, come mostrato in Fig. 3.7(b), la molecola di calcolo è molto più regolare. L'altra possibile soluzione è quella di adottare, qualora possibile, griglie non strutturate o strutturate esaedriche.

3.3.2 Discretizzazione

La discretizzazione con il metodo dei volumi finiti, al fine di ottenere un'equazione algebrica per ogni volume di controllo, richiede di approssimare numericamente gli integrali di superficie e di volume che compaiono nell'equazione (3.4). Sarà inoltre necessario adottare opportune tecniche di interpolazione, per esprimere il valore delle variabili in punti diversi da quelli in cui sono definite. Tali problemi saranno oggetto di approfondimento nei due paragrafi successivi. Per semplicità, ci si limiterà a considerare il caso stazionario, per il quale la (3.4) si semplifica nella:

$$\int_A \vec{J}'' \cdot \vec{n} dA = \int_V s dV , \quad (3.7)$$

e si farà riferimento al volume di controllo VP di superficie AP, costruito attorno al generico nodo P di una griglia strutturata cartesiana 2D, rappresentato in Fig. 3.8.

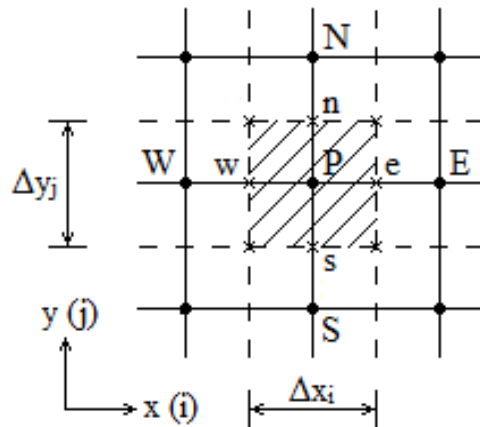


Figura 3.8 - Volume di controllo per una griglia strutturata cartesiana 2D.

Secondo la notazione adottata:

- A_e, A_w, A_n ed A_s sono le superfici di VP e nel loro insieme formano AP;
- e, w, n e s sono rispettivamente i centri di A_e, A_w, A_n ed A_s ;
- E, W, N e S sono i nodi dei volumi di controllo adiacenti a VP;
- Δx_i e Δy_j sono le dimensioni del generico volume di controllo, rispettivamente lungo gli assi x ed y .

3.3.2.1 Integrali di superficie e di volume

Il flusso della variabile ϕ attraverso AP è dato dalla somma dei flussi di ϕ attraverso Ae, Aw, An ed As:

$$\int_{A_p} \vec{J}'' \cdot \vec{n} dA = \sum_k \int_{A_k} \vec{J}'' \cdot \vec{n} dA . \quad (3.8)$$

Nel seguito, sarà sufficiente considerare solo la superficie Ae; espressioni analoghe a quelle che si troveranno per tale superficie si possono infatti ricavare anche per le altre, con opportune sostituzioni degli indici. Per calcolare l'integrale di superficie $\int_{A_e} \vec{J}'' \cdot \vec{n} dA$ in modo esatto, sarebbe

necessario conoscere il valore della funzione integranda $\vec{J}'' \cdot \vec{n} = J''$ in ogni punto della superficie. Ciò tuttavia non è possibile, poiché ϕ , e quindi anche i flussi ad essa associati, sono noti solo nei nodi; per tale ragione, è necessario introdurre due approssimazioni:

- l'integrale di superficie viene espresso in funzione di uno o più valori della funzione integranda sulla superficie;
- i valori della funzione integranda sulla superficie vengono approssimati per mezzo dei valori nodali della funzione stessa (vedi paragrafo successivo).

L'approssimazione più semplice dell'integrale di superficie è basata sulla formula del punto medio; l'integrale viene approssimato con il prodotto del valore della funzione integranda nel centro della superficie (che approssima il valore medio della funzione sulla superficie) per l'area di quest'ultima:

$$\int_{A_e} \vec{J}'' \cdot \vec{n} dA = \bar{J}'' A_e \approx J''_e A_e . \quad (3.9)$$

Si può dimostrare che l'approssimazione così ottenuta è del secondo ordine, cioè l'errore commesso, se la suddivisione del dominio di calcolo è sufficientemente fine, si riduce con il quadrato della dimensione della superficie, $(\Delta y)^2$.

Per ottenere approssimazioni di ordine più elevato (e quindi di accuratezza maggiore), è necessario conoscere il valore della funzione integranda in più punti della superficie.

Per quanto riguarda il calcolo dell'integrale di volume $\int_{V_p} s dV$, l'approssimazione più semplice dell'integrale è data dal prodotto del valore della funzione integranda s nel nodo del volume di controllo (che approssima il valore medio della funzione sul volume di controllo) per il volume di quest'ultimo:

$$\int_{V_p} s dV = \bar{s} V_p \approx s_p V_p . \quad (3.10)$$

Poiché tutte le variabili sono definite nel nodo del volume di controllo, non è necessario effettuare alcuna interpolazione. L'approssimazione data dalla (3.10) è esatta se la funzione integranda è

costante o varia linearmente all'interno del volume di controllo; diversamente, si può dimostrare che è affetta da un errore del secondo ordine.

Come detto per gli integrali di superficie, per ottenere approssimazioni di ordine più elevato, è necessario conoscere il valore della funzione integranda in più punti, diversi dai nodi.

3.3.2.2 Tecniche d'interpolazione

Come visto in precedenza, la valutazione degli integrali richiede di conoscere il valore delle variabili in punti diversi (centri delle superfici dei volumi di controllo) da quelli in cui sono definite (nodi). In particolare, la valutazione dell'integrale di superficie $\int_{A_e} \vec{J}'' \cdot \vec{n} dA$ richiede di conoscere il

valore della funzione integranda $\vec{J}'' \cdot \vec{n} = J'' = J''_c - J''_d$ nel centro della superficie. Per calcolare il valore dei flussi specifici convettivo $J''_c = \rho \vec{\phi} \cdot \vec{n}$ e diffusivo $J''_d = \Gamma \nabla \phi \cdot \vec{n}$ di ϕ attraverso la superficie, nel centro di quest'ultima, assumendo noti il campo di velocità e le proprietà termofisiche, è necessario individuare il valore di ϕ e della componente del gradiente di ϕ normale alla superficie, al centro di essa. Per ottenere tali informazioni, bisogna quindi ricorrere ad interpolazioni.

Il valore del flusso specifico diffusivo di ϕ attraverso la superficie, nel centro di quest'ultima, è dato da:

$$J''_{d,e} = (\Gamma \nabla \phi \cdot \vec{n})_e = \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e . \quad (3.11)$$

Esso viene solitamente valutato ipotizzando una variazione lineare di ϕ fra i nodi:

$$\phi_e = \lambda_{e,PE} \phi_E + (1 - \lambda_{e,PE}) \phi_P , \quad (3.12)$$

dove:

$$\lambda_{e,PE} = \frac{x_e - x_P}{x_E - x_P} \quad (3.13)$$

è il coefficiente di interpolazione. Si può dimostrare che la (3.12) è accurata al secondo ordine, cioè l'errore commesso è proporzionale al quadrato della dimensione della griglia, anche per griglie non uniformi. Si tratta dello schema del secondo ordine più semplice, il cosiddetto Central Difference Scheme (CDS). Il valore della componente del gradiente di ϕ normale alla superficie, al centro di essa, viene quindi approssimato come:

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e \approx \frac{\phi_E - \phi_P}{x_E - x_P} . \quad (3.14)$$

L'approssimazione (3.14) è anch'essa del secondo ordine, ma solo per griglie uniformi. Per griglie non uniformi, l'accuratezza formale diventa del primo ordine, ma si può tuttavia dimostrare che, se il fattore di espansione della griglia $\Delta x_i / \Delta x_{i+1}$ non si discosta molto dall'unità, l'accuratezza del secondo ordine viene preservata.

Schemi più accurati si possono ottenere utilizzando interpolazioni di ordine più elevato. Tuttavia, è opportuno osservare che:

- nella pratica applicativa ed industriale, un'accuratezza pari al secondo ordine è in genere ritenuta adeguata e pertanto, per i flussi diffusivi, viene solitamente adottata tale semplice approssimazione;
- l'utilizzo di schemi di ordine più elevato comporta un aumento dell'onere computazione, sebbene la maggiore accuratezza permetta di utilizzare griglie più rade. Ciò a causa della maggiore dimensione della molecola di calcolo, cioè del maggior numero di volumi di controllo coinvolti nell'espressione;
- gli schemi di ordine più elevato sono più sensibili ad eventuali fenomeni di instabilità, sono cioè in generale meno robusti;
- le approssimazioni di ordine più elevato non garantiscono necessariamente una soluzione più accurata; questa si ottiene solo quando la griglia è sufficientemente fine, per catturare in modo adeguato la soluzione. Per determinare quando ciò accade, è necessario ricorrere in modo sistematico al raffinamento della griglia, cioè effettuare il calcolo su due o più griglie via via più fini. Tale pratica è però difficile da seguire, per ragioni di costi e tempi, in problemi industriali, caratterizzati spesso da geometrie e modelli fisici complessi.

Il valore del flusso specifico convettivo di ϕ attraverso la superficie, nel centro di quest'ultima, è dato da:

$$J_{c,e}'' = (\rho \phi \vec{u} \cdot \vec{n})_e = (\rho \phi u)_e, \quad (3.15)$$

dove u_e è il valore della componente del vettore velocità \vec{u} normale alla superficie, al centro di essa.

La strategia più semplice per la determinazione del valore di ϕ nel centro della superficie è basata nuovamente sull'interpolazione lineare (3.12). Come detto in precedenza, tale espressione ha un'accuratezza del secondo ordine, ritenuta adeguata nella gran parte dei casi. Si può inoltre dimostrare che il CDS presenta un'altra importante proprietà, cioè l'assenza di diffusione numerica (vedi seguito), che rappresenta il problema principale di molti schemi per il trattamento dei flussi convettivi. Per tale ragione, nonostante la sua semplicità, è spesso utilizzato nella simulazione di flussi turbolenti con modelli LES (vedi paragrafo 3.3). Tuttavia, l'utilizzo di questo schema, in particolare in problemi applicativi caratterizzati da valori elevati del numero di Reynolds, può dar

luogo ad oscillazioni numeriche e/o instabilità, che lo rendono quindi inutilizzabile. Pertanto, sono stati sviluppati alcuni schemi che non presentano tale inconveniente.

Il più semplice è il cosiddetto Upwind Difference Scheme (UDS), così chiamato poiché si assume che il valore di ϕ nel centro della superficie sia uguale a quello nel nodo a monte :

$$\phi_P \begin{cases} \text{se } (\vec{u} \cdot \vec{n})_e > 0 \\ \phi_e = \\ \phi_E \text{ se } (\vec{u} \cdot \vec{n})_e < 0 \end{cases} . \quad (3.16)$$

Questo schema garantisce l'assenza di oscillazioni, ma introduce però una rilevante diffusione numerica, che va ad aggiungersi al flusso diffusivo vero e proprio, con conseguente alterazione della soluzione. Infatti, nell'ipotesi $(\vec{u} \cdot \vec{n})_e > 0$, lo sviluppo in serie di Taylor nell'intorno di P fornisce:

$$\phi_e = \phi_P + \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_P (x_e - x_P) + \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right)_P \frac{(x_e - x_P)^2}{2} + \dots , \quad (3.17)$$

da cui si vede che l'UDS contiene solo il primo termine a destra della (3.17) ed ha quindi un'accuratezza del primo ordine, mentre l'errore di troncamento (secondo termine a destra della (3.17)) ricorda proprio l'espressione (3.11) del flusso diffusivo. Ricordando la (3.15), risulta pertanto che tale schema introduce un falso flusso diffusivo dato da:

$$J''_{Num} = \Gamma_{Num} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_P , \quad (3.18)$$

$$\text{con } \Gamma_{Num} = (\rho u)_e \frac{\Delta x_P}{2} .$$

La diffusione numerica indotta dall'UDS aumenta inoltre nei casi in cui le linee di corrente non siano allineate alla griglia. Può addirittura accadere che, per problemi con elevato numero di Reynolds e limitata risoluzione spaziale, il valore della diffusione numerica superi quello reale, con il risultato che il numero di Reynolds effettivo sia molto inferiore a quello desiderato. Nonostante ciò, l'UDS (o l'Hybrid, nel quale si utilizza il CDS nei casi in cui il flusso convettivo sia modesto, passando all'UDS negli altri casi) è molto diffuso nei software commerciali per la CFD. Oltre a ragioni di semplicità ed assenza di oscillazioni numeriche, che fornisce maggiori garanzie di ottenere una prima soluzione (approssimata) del problema, il suo utilizzo si rivela particolarmente conveniente nell'avviamento della simulazione in casi difficili, continuando poi con schemi più accurati.

Schemi convettivi di ordine più elevato si ottengono, in analogia a quanto detto per i flussi diffusivi, utilizzando funzioni più complesse per descrivere l'andamento di ϕ . Sebbene più robusti del CDS, ed allo stesso tempo più accurati dell'UDS, tali schemi possono comunque dar luogo ad oscillazioni non fisiche della soluzione.

3.3.2.3 Equazione algebrica finale

Sulla base di quanto visto, nel caso stazionario 2D considerato, l'equazione algebrica finale per il volume di controllo VP è :

$$A_P \phi_P + A_E \phi_E + A_W \phi_W + A_N \phi_N + A_S \phi_S = S_P , \quad (3.19)$$

dove le espressioni di AP, AE, AW, AN, AS e SP dipendono dagli schemi adottati per i termini convettivo e diffusivo e dalle relazioni utilizzate per la valutazione degli integrali.

Il sistema lineare di equazioni algebriche, risultante dall'applicazione della (3.19) a ciascun volume di controllo interno al dominio di calcolo e delle condizioni al contorno ai volumi di controllo sul contorno del dominio stesso, può essere scritto in forma compatta come:

$$[A]\{\phi\} = \{S\} , \quad (3.20)$$

dove $[A]$ è la matrice dei coefficienti, $\{\phi\}$ è il vettore delle incognite e $\{S\}$ è il vettore dei termini noti.

Nei software commerciali per la CFD, i sistemi lineari vengono risolti ricorrendo a metodi di tipo iterativo, nei quali si parte da una soluzione approssimata di primo tentativo e la si migliora iterativamente fino al livello desiderato. Se il costo computazionale della singola iterazione è basso ed il numero di iterazioni necessarie è modesto, i metodi iterativi possono essere meno onerosi di quelli diretti. Inoltre, la minore memoria richiesta dai metodi iterativi permette di affrontare problemi di maggiore complessità o di migliorare l'accuratezza della soluzione, a seguito di una discretizzazione spaziale più fine.

Considerando il precedente sistema lineare, si può affermare che, dopo n iterazioni, si avrà una soluzione approssimata $\{\phi^n\}$, che non soddisfa la (3.20) in modo esatto; ciò significa che vi sarà un residuo:

$$\{r^n\} = \{S\} - [A]\{\phi^n\} . \quad (3.21)$$

L'obiettivo di un metodo iterativo è quello di ridurre progressivamente, in teoria fino a zero, il residuo.

Nel corso della simulazione, molti software per la CFD propongono la visualizzazione continua, grafica e numerica, dei residui matematici delle variabili principali, suggerendo spesso, come criterio di convergenza alla soluzione, il raggiungimento di valori di soglia preimpostati. Tali residui rappresentano la media matematica delle differenze, variamente ottenibili, fra i risultati di iterazioni successive.

3.4 Modelli di turbolenza

In qualunque problema fluidodinamico, per risolvere in modo diretto le equazioni del moto, occorre discretizzare il dominio di calcolo con una griglia le cui maglie devono essere più piccole delle scale dimensionali delle strutture spaziali significative del campo di moto da risolvere. Inoltre, il dominio temporale d'interesse deve essere discretizzato con intervalli sufficientemente piccoli da seguire l'andamento temporale delle varie grandezze.

Se il numero di Reynolds (rapporto fra forze inerziali e forze viscosi) è abbastanza piccolo, il moto è laminare e le strutture spaziali significative del campo di moto hanno dimensioni dello stesso ordine di grandezza delle strutture fisiche presenti nel dominio di calcolo (pareti, ostacoli, ecc.). Inoltre, per condizioni al contorno stazionarie, il problema ammette quasi sempre una soluzione stazionaria o periodica (preceduta eventualmente da un transitorio iniziale, secondo le condizioni iniziali scelte). In questo caso, quindi, è quasi sempre possibile raggiungere una sufficiente risoluzione spazio-temporale ed ottenere una soluzione indipendente dalla discretizzazione utilizzata.

Per valori elevati del numero di Reynolds, il moto del fluido diventa turbolento. In tal caso, il campo di moto è sempre dipendente dal tempo (anche in presenza di condizioni al contorno stazionarie), dipende in modo critico dalle condizioni iniziali ed è privo (istantaneamente) di simmetrie spaziali, anche se il problema presenta simmetrie geometriche. Le strutture spaziali del campo di moto (vortici) coprono un intervallo di scale dimensionali che va dalla scala delle strutture fisiche presenti nel dominio di calcolo a quella dei vortici dissipativi (piccoli vortici), in cui l'energia cinetica turbolenta viene dissipata in calore dagli attriti viscosi. Questo intervallo di scale dimensionali si estende all'aumentare del numero di Reynolds e, per moti pienamente turbolenti, copre in genere diversi ordini di grandezza. Pertanto, è difficile raggiungere una risoluzione spazio-temporale tale da simulare adeguatamente il trasferimento di energia cinetica turbolenta dalle più grandi scale dimensionali a quelle dissipative. Benché le equazioni del moto continuino a descrivere in linea di principio la fisica del problema, la loro risoluzione diretta presenta gravi difficoltà. Molti problemi d'interesse pratico sfuggono e sfuggiranno ancora per molto tempo, nonostante il rapido aumento della potenza di calcolo dei calcolatori elettronici, alla possibilità di simulazioni dirette; ciò giustifica il ricorso a modelli di turbolenza.

Si possono individuare due approcci fondamentali alla modellazione della turbolenza:

- *la Large Eddy Simulation (LES);*
- *i modelli Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS).*

La LES è un approccio alla modellazione della turbolenza basato sul filtraggio spaziale del campo di moto. La giustificazione teorica di tale approccio poggia sulla constatazione che, in un moto turbolento, le strutture spaziali di più grande scala dimensionale del campo di moto (grandi vortici), che sono le principali responsabili del trasporto di energia cinetica turbolenta, non si prestano ad essere modellate in forma generale (in quanto sono altamente anisotrope e variano considerevolmente da moto a moto, poiché dipendono dalle condizioni al contorno e dalla

geometria del problema) e vanno quindi preferibilmente simulate in modo esplicito; le strutture spaziali di piccola scala, invece, prossime alla soglia dissipativa, sono tendenzialmente isotrope ed universali (indipendenti cioè dallo specifico problema), per cui si prestano meglio ad essere modellate in modo semplificato.

I modelli RANS saranno oggetto di approfondimento nel paragrafo successivo.

3.4.1 Modelli RANS

Le equazioni RANS, [28] [29] [30] [31] [32] [33] e [34] alla base delle simulazioni più convenzionali della turbolenza, sono versioni filtrate rispetto al tempo delle equazioni del moto.

Il filtro utilizzato è la media di lungo periodo, per cui la generica grandezza turbolenta $\varphi(\vec{x}, t)$, funzione dello spazio (\vec{x} è il vettore posizione, di componenti x_i , $i = 1, 2, 3$) e del tempo, risulta decomposta in componente media :

$$\bar{\varphi}(\vec{x}, t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \varphi(\vec{x}, \tau) d\tau , \quad (3.22)$$

dove T è il tempo di media, e componente fluttuante:

$$\varphi'(\vec{x}, t) = \varphi(\vec{x}, t) - \bar{\varphi}(\vec{x}, t) . \quad (3.23)$$

Se il limite nella (3.22) esiste, esso risulta indipendente dall'istante iniziale t, sicché il campo mediato perde del tutto la sua dipendenza dal tempo e si può scrivere $\bar{\varphi}(\vec{x}, t) = \bar{\varphi}(\vec{x})$, $\varphi'(\vec{x}, t) = \varphi(\vec{x}, t) - \bar{\varphi}(\vec{x})$. È necessario a tal fine che il moto sia globalmente (statisticamente) stazionario.

Occorre tener presente che tutti i modelli di turbolenza sviluppati a partire dalla decomposizione di Reynolds valgono, a rigore, solo sotto l'ipotesi di stazionarietà del moto medio. La loro applicazione a problemi per cui non esista il limite nella (3.22) (transitori) è concettualmente malferma e può dar luogo ad errori. Nel seguito, si supporrà che tale ipotesi sia soddisfatta.

Si consideri, per semplicità, il flusso incomprimibile di un fluido newtoniano a viscosità costante e si trascurino le forze di massa agenti sul fluido. Utilizzando la notazione tensoriale con la convenzione di Einstein (somma implicita su indici ripetuti), l'equazione di continuità e la componente i-esima dell'equazione di conservazione della quantità di moto si possono allora scrivere come:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 , \quad (1.24)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right], \quad (1.25)$$

dove u_i , $i = 1, 2, 3$, sono le componenti del vettore velocità \vec{u} , p è la pressione, ρ è la densità e μ è la viscosità dinamica.

Sostituendo la generica variabile ϕ con la sua decomposizione $\bar{\phi} + \phi'$ e filtrando poi le equazioni (tenendo conto della commutatività fra filtraggio e derivate parziali), si ottengono le equazioni mediate nel tempo:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (3.26)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right]. \quad (3.27)$$

Al secondo membro della (3.27) compaiono nuovi termini, assimilabili a sforzi tangenziali, detti sforzi di Reynolds:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j}. \quad (3.28)$$

Il problema della chiusura delle equazioni RANS si riconduce a quello di esprimere i termini τ_{ij} in funzione di quantità medie.

3.4.1.1 Modelli a viscosità turbolenta

I modelli a viscosità turbolenta sono basati sull'ipotesi di Boussinesq (ipotesi di diffusione per gradiente della quantità di moto), che istituisce un'analogia fra diffusione viscosa e diffusione turbolenta di quantità di moto, espressa dalle relazioni :

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right), \quad (3.29)$$

dove μ_t è la viscosità turbolenta. A differenza della viscosità dinamica, μ_t non è una proprietà fisica del fluido, ma una proprietà del moto.

Tenendo conto della (3.29) ed introducendo la viscosità effettiva $\mu_e = \mu + \mu_t$, la (3.27) può essere riscritta come:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_e \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right]. \quad (3.30)$$

Esistono modelli algebrici che forniscono direttamente la viscosità turbolenta in funzione delle variabili medie, senza ricorrere ad equazioni differenziali. Se implementati in software per la CFD, essi comportano un aggravio computazionale trascurabile rispetto a problemi laminari. D'altra parte, si tratta in generale di modelli ad hoc, ottimizzati per specifici problemi, ma contenenti un rilevante numero di parametri empirici o semiempirici. Essi poggiano sulla teoria degli strati limite in equilibrio, come esposta nel classico lavoro di Schlichting, e sono difficilmente applicabili a problemi completamente 3D, implicanti, ad esempio, separazione e ricircolazione.

Una generalità molto maggiore si ottiene con i modelli differenziali, in cui una o più grandezze caratteristiche della turbolenza sono ottenute risolvendo opportune equazioni di trasporto.

Nei modelli differenziali, un'equazione di trasporto riguarda sempre l'energia cinetica turbolenta $k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$; essa assume la forma:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{u'_i} \frac{\partial k}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon, \quad (3.31)$$

dove $\varepsilon = \nu \left(\frac{\partial \overline{u}'_i}{\partial x_j} \frac{\partial \overline{u}'_i}{\partial x_j} \right)$ è la velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta, con ν viscosità cinematica, e σ_k è una costante.

La teoria di Kolmogorov della turbolenza permette di costruire la scala di lunghezza caratteristica dei vortici turbolenti come:

$$l = C_\mu \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}, \quad (3.32)$$

dove C_μ è una costante.

Supposte note sia k che l (o ε), la viscosità turbolenta può essere espressa, sulla base di considerazioni dimensionali, come $\mu_t \approx \rho l k^{1/2}$, ovvero, tenendo conto della (3.32), come:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (3.33)$$

che è la relazione di Prandtl-Kolmogorov.

Sono ora possibili due alternative:

- *modelli ad una equazione: in questi, ε o l sono assegnate algebricamente in funzione delle caratteristiche del moto medio. L'unica equazione di trasporto rimane quindi la (3.31), relativa a k . Tali modelli hanno trovato in passato ampia applicazione nell'ambito di problemi di strato limite, ma sono stati estesi, con espressioni più o meno ad hoc per ε o l ,*

anche a problemi più complessi, implicanti separazione e ricircolazione. Valgono per essi, sia pure in misura minore, le stesse riserve espresse a proposito dei modelli puramente algebrici;

- modelli a due equazioni: in questi, anche ε (o, più raramente, l o altre quantità a queste riconducibili) viene ottenuta risolvendo un'equazione differenziale di trasporto. Si ottiene così una maggiore generalità ed una minore dipendenza da assunzioni empiriche, a prezzo di una maggiore complessità e di un maggior onere computazionale.

3.4.1.2 Modello k- ε

Fra i modelli a viscosità turbolenta a due equazioni, quello che ha avuto il maggior successo, diventando un modello di riferimento in tutti gli studi della turbolenza, è il modello k- ε , inizialmente proposto dal gruppo dell'Imperial College di Londra e successivamente evolutosi in una vasta famiglia di varianti e generalizzazioni.

Nella versione base, la seconda equazione di trasporto riguarda la velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta ε ed assume la forma:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (3.34)$$

dove σ_ε , C_1 e C_2 sono delle costanti.

I valori di consenso sulle varie costanti che figurano nel modello sono $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$ e $C_\mu = 0.09$, ottenuti con una giudiziosa miscela di considerazioni asintotiche e confronti con risultati sperimentali o con soluzioni esatte per un vasto insieme di problemi.

Negli oltre trent'anni trascorsi dalla sua introduzione, il modello k- ε ha avuto innumerevoli applicazioni ed è oggi implementato in tutti i software per la CFD in grado di trattare flussi turbolenti. Di tutti i modelli basati su medie temporali, esso rappresenta probabilmente il miglior compromesso fra generalità, accuratezza dei risultati, semplicità d'implementazione e stabilità computazionale.

I problemi maggiori nell'utilizzo del modello k- ε sono legati da una parte alla sua natura di modello a viscosità turbolenta, dall'altra alla difficoltà di coprire con un unico set di costanti di calibrazione tutto l'arco dei possibili problemi turbolenti. Difficoltà del primo tipo includono, ad esempio, l'impossibilità di predire correttamente moti secondari legati all'anisotropia degli sforzi turbolenti normali e non possono essere eliminate con semplici aggiustamenti. Fra le difficoltà del secondo tipo vanno ricordate la sistematica sottostima della lunghezza di riattacco in flussi separati e la sistematica sovrastima del tasso di dispersione laterale di getti sommersi. Sono state proposte numerose correzioni al modello base, che spesso si riducono a sostituire la costante C_1 con una funzione delle condizioni locali.

3.4.1.3 Funzioni di parete

Le equazioni di trasporto dell'energia cinetica turbolenta k e della sua velocità di dissipazione ϵ (3.31) e (3.34) e la relazione di Prandtl-Kolmogorov (3.33), che esprime la viscosità turbolenta μ_t in funzione di queste due quantità, non sono rigorosamente applicabili alla regione di parete (strato limite) ed in particolare al substrato viscoso (laminare). Nel contesto del modello k - ϵ e dei modelli ad esso riconducibili, al problema sono state date due soluzioni radicalmente alternative:

funzioni di parete [35]: la griglia di calcolo non risolve il substrato viscoso, ma le condizioni al contorno, che legano la velocità nel nodo più vicino alla parete con lo sforzo tangenziale di parete, sono formulate in modo da tener conto dell'esistenza di tale substrato (figura 3.9(a));

modelli a basso numero di Reynolds: la griglia di calcolo risolve in modo dettagliato il substrato viscoso di parete, ma le equazioni di trasporto di k ed ϵ e la relazione di Prandtl-Kolmogorov sono riformulate, in modo da rimanere valide anche in tale regione (figura 3.9(b)).

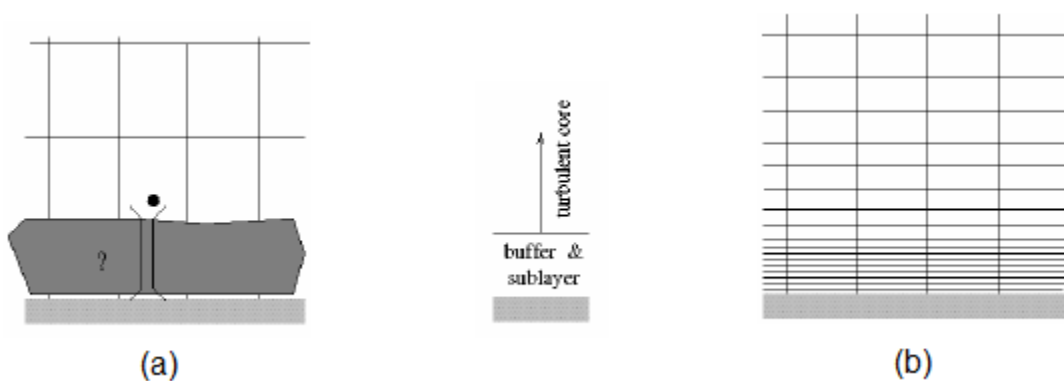


Figura 3.9 - Approccio basato sull'utilizzo di: (a) funzioni di parete; (b) modelli a basso numero di Reynolds.

Si consideri qui il primo approccio, riservando al secondo il paragrafo successivo.

Classicamente, si assume che in prossimità di pareti solide esista un substrato lineare viscoso, in cui il trasferimento di quantità di moto è controllato dalla diffusività molecolare ed il profilo di velocità è funzione lineare della distanza y dalla parete. Tale substrato è seguito da una regione esterna dello strato limite, caratterizzata da un profilo di velocità che varia logicamente con y .

Utilizzando la velocità di attrito $u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$, dove τ_w è lo sforzo tangenziale di parete, come scala di

velocità e $\frac{y}{u_\tau}$ come scala di lunghezza (scale di parete), restano definite le variabili adimensionali

$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu}$ (distanza adimensionale dalla parete) ed $u^+ = \frac{u}{u_\tau}$ (velocità adimensionale parallela alla parete), dove u è la velocità parallela alla parete.

Nel caso di pareti lisce, valgono allora i profili universali di velocità:

$$u^+ = y^+ \text{ per } y^+ \leq y_v^+, \quad (3.35)$$

$$u^+ = \frac{\ln(Ey^+)}{\kappa} \text{ per } y^+ > y_v^+, \quad (3.36)$$

dove $y^+ \approx 11$ è lo spessore adimensionale del substrato viscoso e $\kappa \approx 0.42$ ed $E \approx 9.8$ sono delle costanti.

Si supponga ora nota la velocità u_P nel nodo P più vicino alla parete, posto a distanza y_P dalla parete stessa. Le (3.35) e (3.36) possono essere riscritte come equazioni in u_τ :

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\nu u_P}{y_P}} \text{ se } u_P y_P \leq \nu (y_v^+)^2, \quad (3.37)$$

$$u_\tau = \frac{\kappa u_P}{\ln\left(\frac{E y_P u_\tau}{\nu}\right)} \text{ se } u_P y_P > \nu (y_v^+)^2, \quad (3.38)$$

dalle quali si può ricavare u_τ e quindi $\tau_w = \rho u_\tau^2$. Poiché l'approccio basato sull'utilizzo di funzioni di parete prevede che P sia collocato nella regione logaritmica (esterna) dello strato di parete (indicativamente, P deve essere caratterizzato da un $y^+ > 20$), varrà la (3.38), che è un'equazione trascendente in u_τ , da risolversi, ad esempio, iterativamente. La relazione fra τ_w ed u_P che si viene così a determinare sostituisce la relazione viscosa (3.37), che può anche essere scritta come

$\tau_w = \frac{\mu u_P}{y_P}$ e che traduce, nel caso di moto laminare o di nodi ricadenti nel substrato viscoso, la

condizione di non scorrimento. In ciò consiste, in sostanza, il concetto di funzioni di parete. Tale metodo è utilizzato oggi nella maggioranza dei software che prevedano l'impiego del modello $k-\epsilon$ o di modelli simili.

L'utilizzo di funzioni di parete e profili universali di velocità in problemi diversi da semplici strati limite in equilibrio locale (gradienti avversi di pressione, variazioni di sezione, moti complessi 3D) è certamente discutibile. Il problema più critico riguarda i moti con separazione e ricircolo ed in particolare le regioni di riattacco di shear layers separati, in cui lo sforzo tangenziale di parete e la velocità media parallela alla parete si annullano, mentre le velocità fluttuanti e l'energia cinetica turbolenta raggiungono valori elevati; in tali regioni, u_τ è una scala inadeguata dei profili di velocità. Sono state quindi proposte in letteratura svariate modifiche e generalizzazioni del modello base sopra descritto.

Sono state proposte anche funzioni di parete più complesse, basate su modelli a tre o più regioni dello strato di parete; ad esempio, alcuni autori distinguono un substrato viscoso per $y^+ \leq 5$, una regione esterna pienamente turbolenta per $y^+ > 30$ ed una regione intermedia (buffer layer) per $5 < y^+ \leq 30$ (figura 3.10).

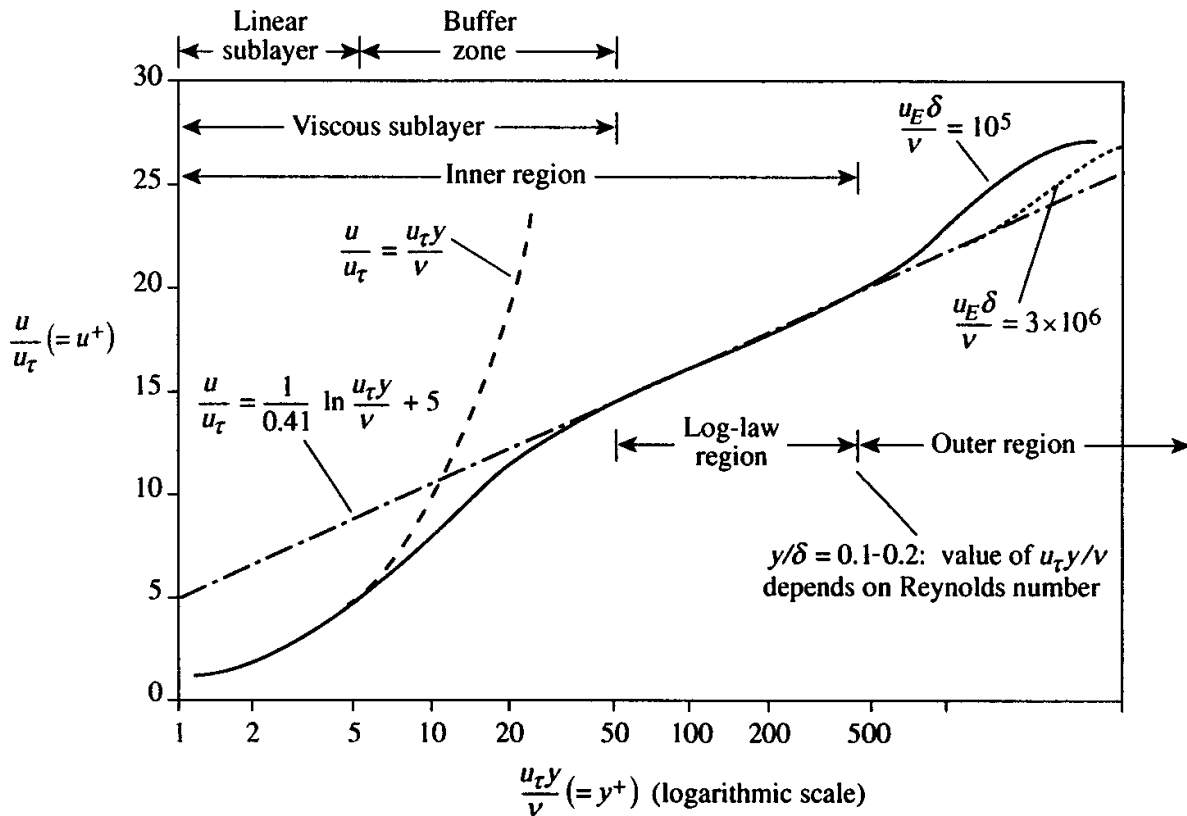


Figura 3.10 - Regioni di uno strato limite turbolento.

3.4.1.4 Modelli a basso numero di Reynolds

Un metodo del tutto diverso da quello basato sui profili universali di velocità, per trattare le regioni di parete di flussi turbolenti, consiste nell'adozione di modelli a basso numero di Reynolds.

Numerosi modelli di questa famiglia possono essere considerati varianti del k - ϵ . In tutti, la relazione di Prandtl-Kolmogorov (3.33) viene riscritta come:

$$\mu_t = \rho f_\mu C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, \quad (3.39)$$

con l'esplicita inclusione di un fattore di smorzamento f_μ , che tiene conto dell'attenuazione delle scale della turbolenza in prossimità di pareti solide. Inoltre, l'equazione di trasporto per la velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta (3.34) viene opportunamente riformulata. Le

diverse versioni del modello k-ε per basso numero di Reynolds presentate differiscono per la forma della funzione f_{μ} .

In tutti i modelli a basso numero di Reynolds, il substrato viscoso deve essere esplicitamente risolto dalla griglia di calcolo; è anzi opportuno che esso includa numerosi nodi ($10 \div 15$). Indicativamente, il nodo più vicino alla parete deve essere caratterizzato da un $y^+ < 2$. Le condizioni di non scorrimento vengono imposte direttamente, senza ricorso a funzioni di parete.

3.4.1.5 Modelli algebrici degli sforzi di Reynolds

Un limite comune a tutti i modelli a viscosità turbolenta è che, in base all'equazione (3.29), il tensore degli sforzi turbolenti (o almeno la sua parte deviatorica) risulta di necessità allineato con il tensore della velocità di deformazione. Inoltre, non si fa distinzione fra i tre sforzi turbolenti normali $\overline{u_1'^2}$, $\overline{u_2'^2}$ ed $\overline{u_3'^2}$, conglobandoli in un'energia cinetica turbolenta k di natura scalare; risulta quindi impossibile la predizione di effetti, come i moti secondari in canali rettangolari, che nascono dall'asimmetria fra questi sforzi.

Un primo possibile rimedio consiste nel rinunciare all'ipotesi di una viscosità turbolenta, modellando separatamente i sei sforzi turbolenti indipendenti τ_{ij} come funzioni algebriche del campo di moto medio, oltre che di k ed ϵ . Queste ultime due grandezze scalari, a loro volta, sono ottenute risolvendo opportune equazioni di trasporto, del tipo delle (3.31) e (3.34). Si ottengono così i modelli algebrici degli sforzi di Reynolds.

3.4.1.6 Modelli differenziali degli sforzi di Reynolds

La soluzione più rigorosa ai problemi che nascono dal concetto di viscosità turbolenta consiste nel risolvere esplicitamente equazioni di trasporto separate per le sei componenti indipendenti del tensore degli sforzi turbolenti τ_{ij} .

I modelli differenziali degli sforzi di Reynolds (modelli del secondo ordine) danno luogo ad espressioni assai complesse e richiedono un grande numero di costanti di calibrazione. Rispetto ai modelli k-ε, per problemi 3D essi richiedono la risoluzione di sei equazioni di trasporto, in luogo della singola equazione per l'energia cinetica turbolenta k , e sono quindi molto più impegnativi in termini di memoria e di tempo di calcolo. Infine, poiché i termini diffusivi del modello k-ε a viscosità turbolenta sono sostituiti da termini non diffusivi, questi modelli possono presentare problemi di stabilità numerica. Nei software commerciali che ne fanno uso, la simulazione basata su modelli differenziali viene di solito preceduta da un certo numero di iterazioni preliminari, in cui si utilizza un modello a viscosità turbolenta.

A fronte di questi svantaggi, i modelli del secondo ordine sono in grado, in linea di principio, di descrivere correttamente problemi in cui l'anisotropia degli sforzi di Reynolds giochi un ruolo.

Esempi spesso citati includono la predizione corretta della lunghezza di riattacco in flussi separati, del tasso di allargamento di getti piani o circolari sommersi, della circolazione secondaria in canali non circolari e del campo di moto in problemi con rotazione.

CAPITOLO 4

METODOLOGIA DI PROGETTAZIONE INTEGRATA

4.1 Generalità

La reale necessità dei progettisti è comprendere come utilizzare adeguati modelli parametrici delle turbomacchine e opportune equazioni parametriche di progetto al fine di determinare non una sola soluzione – la “migliore” – bensì una “famiglia” di soluzioni “accettabili”, equivalenti rispetto alle specifiche, ciascuna delle quali presenti eventualmente differenti peculiarità in termini di costo, ingombro, efficienza, e così via: tra di esse, il progettista può scegliere la più “adeguata” per la specifica applicazione considerata. Questa famiglia di soluzioni può essere trovata attraverso una progettazione guidata da un algoritmo deterministico o stocastico di cui gli algoritmi genetici fanno parte o attraverso una progettazione più euristica fondata principalmente sulla conoscenza ed esperienza del progettista.

4.2 Algoritmi deterministici

Gli algoritmi deterministici si dividono in due importanti categorie, a seconda che facciano o meno uso delle derivate della funzione. Gli algoritmi che fanno uso delle derivate hanno un peso computazionale maggiore, perché le operazioni necessarie durante ciascuna iterazione sono più complicate di quelle eseguite dai metodi che non utilizzano le derivate.

Questi ultimi non utilizzano un fondamento matematico, ma scelgono iterativamente una nuova soluzione tentando di ridurre il valore della funzione obiettivo muovendosi all'interno della regione ammissibile. Il vantaggio principale di questo tipo di approccio è la maggior velocità con la quale si raggiunge una soluzione. Tuttavia, questo tipo di metodi non è in grado di assicurare l'ottimalità della soluzione.

Si termina il paragrafo con un accenno sui metodi di ricerca diretta e in particolare sul metodo del semplice. Questi algoritmi, a differenza di quelli precedentemente analizzati, hanno il forte vantaggio di non necessitare né della valutazione del gradiente di F , né della sua hessiana. D'altra parte la natura euristica di questi metodi porta all'onere di dover selezionare un numero più o meno grande di parametri strategici: l'esito dell'esecuzione di un algoritmo spesso è notevolmente influenzato dalla scelta di questi parametri.

4.3 Algoritmi stocastici

Molti dei problemi di ottimizzazione possono essere ricondotti a quello di trovare un minimo globale in uno spazio limitato di ricerca, considerando eventualmente alcuni vincoli sullo spazio delle soluzioni ammissibili. Le tecniche esatte di risoluzione non riescono spesso a trovare una soluzione in tempi accettabili; perciò si ricorre a metodi di tipo euristico. Un'importante

caratteristica dei metodi stocastici in generale, che li differenzia dai metodi deterministici, è rappresentata dal fatto che i metodi stocastici consentono un momentaneo “deterioramento” della funzione fitness, consentendo a questi algoritmi di poter anche “sfuggire” da minimi locali e cercare soluzioni che risolvano il problema in esame in un’ottica globale. Dato che le strategie stocastiche sono metodi di ordine zero e richiedono alla funzione obiettivo solo la sua valutazione in diversi punti dello spazio dei parametri, non c’è bisogno di fare ipotesi sulla continuità della funzione fitness o calcolare gradienti ed hessiane durante l’esecuzione dell’algoritmo. I metodi stocastici che studieremo sono costituiti dai cosiddetti “algoritmi evolutivi”.

Gli algoritmi evolutivi sono strategie euristiche che s’ispirano all'evoluzione naturale, teorizzata da Darwin nel suo libro sull'evoluzione della specie, per risolvere problemi di ricerca globale. Questo tipo di algoritmi si basa sul principio darwiniano che gli elementi più “adatti” all’ambiente hanno maggiore possibilità di sopravvivere e di trasmettere le loro caratteristiche ai successori; in pratica, si ha una popolazione di individui che evolvono di generazione in generazione attraverso meccanismi simili alla riproduzione sessuale e alla mutazione dei geni. Questo meccanismo conduce ad una ricerca euristica che privilegia le zone dello spazio di ricerca dove maggiormente è possibile trovare soluzioni migliori, non trascurando altre zone a più bassa probabilità di successo in cui saranno impiegate un minor numero di risorse. Gli algoritmi evolutivi sono classificati fra i metodi di ricerca "deboli", così denominati perché si adattano a risolvere una grande varietà di problemi, incorporando poca conoscenza del dominio particolare, in contrapposizione a quelli "forti" che sfruttano le conoscenze del dominio applicativo. Si è visto però che gli algoritmi evolutivi tendono a sviluppare un'intelligenza emergente che li porta a risolvere in modo efficace anche problemi con domini particolari. Sebbene gli algoritmi evolutivi siano generalmente caratterizzati da una notevole efficacia risolutiva, essi presentano l’handicap di richiedere numerose valutazioni della funzione obiettivo. E’ solo grazie ai recenti incredibili miglioramenti in termini potenza di calcolo dei moderni elaboratori che questi algoritmi hanno ottenuto una forte popolarità. All'interno degli algoritmi evolutivi si è soliti distinguere fra diverse sottocategorie. In particolare , nel corso del paragrafo, analizzeremo le strategie evolutive e gli algoritmi genetici che rappresentano i metodi che sono alla base dei più importanti algoritmi di ottimizzazione multiobiettivo.

4.3.1 Strategie evolutive

Le strategie evolutive (ES) costituiscono una sotto-categoria dei metodi di ottimizzazione diretta appartenenti alla classe degli algoritmi evolutivi. Esse furono inizialmente sviluppate da P. Bienert , I. Rechenberg e H.P. Schwefel alla Technical University di Berlino negli anni '60. Le ES possono essere applicate in tutti i settori dell’ottimizzazione inclusi i problemi con spazi di ricerca continui, discreti, combinatoriali, con o senza vincoli.

4.3.2 Algoritmi genetici

Gli algoritmi genetici sono stati sviluppati basandosi sulle teorie evoluzionistiche di Darwin, presentate nel suo libro “On the Origin of Species by Means of Natural Selection” del 1859 e sono

stati trattati per la prima volta da John Holland nel 1975. Questo tipo di algoritmi si basa sul principio darwiniano che gli elementi più “adatti” all’ambiente hanno maggiore possibilità di sopravvivere e di trasmettere le loro caratteristiche ai successori; in pratica, vi è una popolazione di individui che evolvono di generazione in generazione attraverso meccanismi simili alla riproduzione sessuale e alla mutazione dei geni. In tal modo si avrà una ricerca euristica che privilegia le zone dello spazio di ricerca dove maggiormente è possibile trovare soluzioni migliori, non trascurando altre zone a più bassa probabilità di successo in cui saranno impiegate un minor numero di risorse. Tipicamente un algoritmo genetico è costituito da:

- Una popolazione finita di individui di dimensione N , che rappresentano le soluzioni candidate a risolvere il problema;
- Una funzione di adattamento, detta fitness, che fornisce una misura della bontà della soluzione e un’indicazione sugli individui più adatti a riprodursi;
- Una serie di operatori genetici, che trasformano l’attuale popolazione nella successiva;
- Un criterio di terminazione, che stabilisce quando l’algoritmo si deve fermare (siamo arrivati a una soluzione accettabile del problema, o abbiamo superato i limiti di tempo imposti dall’utente);
- Una serie di parametri di controllo;

Inizialmente si crea in modo del tutto casuale una popolazione di individui, dove ogni individuo è rappresentato da una stringa di lunghezza prefissata, tipicamente binaria. Quindi si valuta la fitness, cioè la funzione di adattamento di ognuno degli individui; si verifica se è soddisfatto il criterio di terminazione e in caso contrario si passa alla nuova generazione.

La nuova popolazione sarà costruita applicando alla vecchia gli operatori principali dell’algoritmo:

- La ricombinazione (crossover), che dati due elementi selezionati nella popolazione, detti genitori, genera due “figli”, cioè due individui con caratteristiche ereditate da entrambi i parenti;
- La mutazione, che altera (inverte) uno o più geni (bit) di un individuo;
- La riproduzione, che copia un individuo inalterato nella nuova popolazione.

Questi operatori, che insieme al numero di generazioni massime e alla dimensione della popolazione costituiscono i parametri fondamentali dell’algoritmo, sono applicati con diverse probabilità fino a che la nuova popolazione non ha raggiunto la dimensione desiderata.

4.3.3 Ottimizzazione multi obiettivo

Il ruolo attuale dell’ottimizzazione multiobiettivo nella progettazione industriale risulta sempre più rilevante. La crescente potenza di calcolo dei moderni elaboratori, infatti, fornisce ai progettisti la possibilità di costruire modelli parametrici complessi che possono essere utilizzati per realizzare procedure di ottimizzazione automatiche. Come accade in gran parte dei problemi di progettazione, gli obiettivi di cui tener conto sono molti e spesso in contrasto tra loro. L’approccio classico, tuttora ampiamente utilizzato, per affrontare problemi di ottimizzazione multiobiettivo consiste nel trasformare il problema multi-obiettivo in uno mono-obiettivo utilizzando

informazioni ulteriori sul problema che formalizzino un grado di preferenza tra gli obiettivi; il problema mono-obiettivo, così ottenuto, viene successivamente risolto tramite una delle tecniche classiche di ottimizzazione, deterministiche o stocastiche. In quest'ottica il problema multi-obiettivo viene visto come un caso particolare del problema mono-obiettivo.

Questo approccio ha principalmente tre svantaggi:

- La varietà di soluzioni di un problema multiobiettivo viene così ridotta a una sola soluzione con una conseguente significativa perdita di informazione.
- La scelta di una soluzione tra le infinite possibili (o meglio, tra le n numericamente disponibili) attraverso informazioni aggiuntive viene fatta a priori, cioè senza una completa informazione su tutte le possibili soluzioni.
- Esistono alcuni casi di problemi (non convessi) in cui l'approccio multiobiettivo puro fornisce soluzioni che sarebbero impossibili da un punto di vista matematico ottenere attraverso un approccio classico.

L'approccio derivato dalla teoria dei Pareto non richiede una scelta a priori del grado di preferenza e inverte il punto di vista considerando il problema mono-obiettivo come un caso particolare del problema multi-obiettivo. Il risultato dell'ottimizzazione non è più uno soltanto ma una varietà, un campionamento delle infinite soluzioni Pareto-ottime. La teoria dei problemi multiobiettivo è d'altra parte matura e fornisce utili teoremi di esistenza e unicità delle soluzioni, sia quando si considerano le classiche formulazioni scalarizzate, sia quando il problema è affrontato attraverso la teoria degli ottimi di Pareto. Una notevole varietà di metodi evolutivi e non evolutivi specificamente sviluppati per l'ottimizzazione multiobiettivo secondo Pareto sono presenti in letteratura e sono tuttora oggetto dello studio della comunità scientifica. Allo scopo di confrontare questa enorme varietà di metodi diversi in maniera univoca, specifici criteri di convergenza e misure dell'errore di approssimazione sono in corso di studio, perché l'estensione all'approssimazione del fronte di Pareto dei suddetti concetti non è per nulla immediata. D'altra parte l'applicazione dei suddetti algoritmi a problemi di progettazione reali è spesso difficile e poco pratica da un punto di vista del costo computazionale, a causa dell'elevato numero di chiamate alla funzione obiettivo (fissato il numero delle soluzioni volute).

4.4 Stato dell'arte

Con lo sviluppo della potenza di calcolo dei moderni calcolatori la fluidodinamica computazionale è entrata sempre più nel campo delle turbomacchine, fino a diventare un ottimo strumento per la loro progettazione. Una strategia di dimensionamento basato unicamente sulla fluidodinamica computazionale si fonda su tentativi ed errori che portano alla soluzione del problema in molto tempo e con costi elevati. Al fine di ridurre i costi e i tempi di progettazione stanno prendendo piede anche nel campo delle turbomacchine delle tecniche multi obiettivo di dimensionamento ad algoritmi genetici. Hiradate et al [36] hanno studiato una tecnica di ottimizzazione multi obbiettivo ad algoritmi genetici per una soffiante centrifuga, che, data l'efficienza alla portata di progetto e valutando il rischio di stallo permette di calcolare il rendimento su tutto il campo di

funzionamento della macchina. Utilizzando come funzione obiettivo due indici di flusso, uno legato all'efficienza e l'altro al rischio di stallo sono riusciti ad ottenere un miglioramento dell'efficienza del 1.8 % e un maggiore margine di stallo della girante. In Fig. 4.1 è riportato il diagramma di flusso della strategia di progettazione utilizzata. Nella fase iniziale viene definito il problema scegliendo le variabili di dimensionamento della girante come ad esempio le aree d'ingresso e uscita del flusso o i parametri delle curve del disco e del controdisco, viene poi definita la funzione obiettivo che può essere la correlazione utilizzata per il calcolo dell'efficienza o il rapporto di De Haller . In questa fase vengono scelte anche il numero di generazioni e il numero di popolazioni presenti in ogni generazione create durante il calcolo dall'algoritmo genetico. In questa metodologia la popolazione della prima generazione è stata calcolata tramite il Latin hypercube sampling. Durante il calcolo i parametri dimensionali della girante generati dall'algoritmo genetico vengono utilizzati per creare un modello fluidodinamico 2-D poi risolto da un codice di calcolo numerico, la soluzione viene confrontata con quelle derivanti da altre geometrie, gli altri individui, quella migliore viene tenuta per generare nuove geometrie e cioè nuove generazioni di individui. Quando si raggiunge il numero di generazioni impostate nella fase iniziale il procedimento si ferma e la geometria che meglio risponde alla funzione obiettivo viene utilizzata per un simulazione fluidodinamica 3D approfondita.

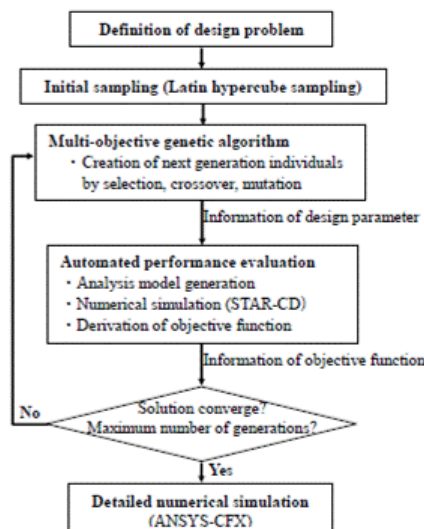


Figura 4.1 – Esempio di procedura di dimensionamento multi-obiettivo

Takayama.et.al. [37] ha studiato l'applicazione di un algoritmo genetico multi obbiettivo alla progettazione di una pompa a flusso misto allo scopo di ottenere una geometria che garantisca la massima efficienza al punto di progetto. Utilizzando come funzione obiettivo la curva caratteristica di pressione è riuscito a massimizzare l'efficienza in tutto il campo di funzionamento della macchina. Bonaiuti et al [38] hanno utilizzato un algoritmo genetico multi obbiettivo su un compressore centrifugo per calcolare le performance della macchina a basse portate partendo dall'efficienza nota all'80% della portata di progetto. Altri lavori di ottimizzazione fluidodinamica sono stati fatti sulle pompe [39] [40] [41] e sui ventilatori [42] [43] [44] [45] dai quali emerge come

vi sia uno studio monodimensionale che porta a più soluzioni del problema seguito da un'analisi tridimensionale che conduce ad un'ottimizzazione della macchina.

4.5 L'utilizzo del software libero e/o open source

Il software libero si diversifica dagli altri per via della licenza con il quale esso è rilasciato e quindi con i diritti che spettano all'utilizzatore. Le principali categorie di licenze disponibili al giorno d'oggi sono tre: software proprietario, software open source e il software libero.

Software proprietario

Le licenze proprietarie limitano l'utilizzo del software al solo possessore della licenza, il quale non ha diritto ad accedere al codice sorgente e quindi non può né modificare né comprendere il funzionamento dello stesso. Inoltre non è permessa la redistribuzione del software da parte del possessore della licenza. È spesso preferita dai produttori di software, in quanto permette di proteggere il proprio lavoro da eventuali furti di proprietà intellettuale; in più da la possibilità di far pagare ogni singolo utilizzo o utilizzatore dello stesso.

Software open source

Le licenze open source impongono che l'utilizzatore possa accedere al sorgente del software, così da poterne comprendere il funzionamento. Questo tipo di licenza offre la possibilità di controllare effettivamente la qualità del prodotto di cui si è in possesso, ma non di modificarlo. Il software open source comunque è un ottimo modo per instaurare tra il produttore e l'utilizzatore un rapporto di fiducia ed eventualmente di collaborazione, per la realizzazione di software compatibili tra loro.

Software libero

Le licenze del software libero nascono con l'idea che il possessore del software sia proprietario non solo della copia che possiede, ma anche del suo contenuto intellettuale, pertanto ha la libertà di utilizzarlo a per qualsiasi scopo egli ritenga opportuno, di accedere al codice sorgente, di modificarlo ed eventualmente ridistribuirlo. Questo tipo di licenza, quasi esclusivamente, è abbinato a software distribuito gratuitamente, in quanto una singola copia venduta può poi essere ridistribuita a chiunque. Il software libero non ha il solo vantaggio del costo, ma anche della libertà di riutilizzo e modifica. Il software libero necessita di un modello di mercato completamente diverso dal software proprietario: i produttori anziché vendere le licenze (diritto di utilizzare il software), lo rilasciano gratuitamente e vendono l'assistenza (garanzia che il prodotto funzioni), oppure organizzano corsi per apprenderne l'utilizzo. La concorrenza dei produttori si sposta dalla protezione delle proprie quote di mercato, spesso limitando l'interoperabilità con i concorrenti, alla differenziazione del proprio prodotto. Dal punto di vista dell'utilizzatore, il software libero garantisce a tutti i concorrenti, anche piccoli, gli stessi strumenti, spostando l'investimento sull'assumere personale qualificato o addestrare quello già posseduto.

4.6 Lo stato attuale del software libero per la CFD

Negli ultimi anni la disponibilità di software libero, nell'ambito scientifico e in particolare nella CFD, ha visto una notevole crescita; questo fenomeno è dovuto a vari fattori tra cui: la possibilità di realizzare workstation a basso costo, la necessità di strumenti per scopi didattici a basso costo, la crescente diffusione della cultura informatica. La peculiarità dei software liberi è nella elevata frammentazione e nella rapida evoluzione dei progetti, che porta ad avere tanti piccoli programmi modulari e ad elevata interoperabilità, gestibili agevolmente da piccoli gruppi di programmatori. Il crescente interesse nel confronto del settore è dimostrato dal continuo moltiplicarsi di nuove iniziative e dai ritmi di rilascio sempre più rapide delle nuove versioni. Per questo risulta difficile effettuare un quadro preciso e duraturo dei principali strumenti a disposizione. I software liberi, utili in ambito della CFD attualmente sono:

- **OpenCascade.** Piattaforma per lo sviluppo di CAD e CAM tridimensionali. È una libreria professionale, dotata di funzioni all'avanguardia, rilasciata come software libero per via dell'acquisizione del suo produttore da parte di un concorrente. Trattandosi di una piattaforma di sviluppo non è un CAD vero e proprio ma offre la possibilità di sviluppare applicazioni a tal ne. È rilasciato con una propria licenza, molto simile a LGPL.
- **BRL CAD.** Software CAD con approccio CGS (constructive solid geometry), ovvero si basa sulla costruzione di geometrie complesse mediante operazioni booleane di primitive geometriche. Un tempo era software proprietario, poi è stato rilasciato come software libero per via della sua obsolescenza. Dopo il rilascio è stato sottoposto ad un nuovo ciclo di sviluppo. È progettato per lavorare mediante un proprio linguaggio di scripting il che limita la sua interoperabilità, ma nel complesso è già un prodotto collaudato e funzionante. Alcuni componenti sono rilasciato con licenza BSD, altri LGPL.
- **Salome Platform.** Suite per il preprocessing, postprocessing, supervisione e modellazione CAD. Utilizza le librerie OpenCascade per la modellazione 3D, le librerie netgen per la generazione delle mesh, lo standard MPI per la parallelizzazione ed offre la possibilità di sviluppare moduli aggiuntivi proprietari. Utilizza python come linguaggio di scripting ed è progettato interamente nell'ottica del calcolo distribuito. Rilasciato con licenza LGPL.
- **OpenFOAM.** Si tratta si una piattaforma di sviluppo per software per la CFD. Comprende librerie per la creazione di griglie (funzionalità limitate), per la soluzione dei sistemi lineari, per lo sviluppo di solutori personalizzati per equazioni differenziali alle derivate parziali. Per la discretizzazione delle equazioni, utilizza il metodo dei volumi finiti ed è in grado di gestire equazioni di tipo: RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes), con numerosi modelli di turbolenza; LES (Large Eddie Simulation); DES (Detached Eddie Simulation); DNS (Direct Numeric Simulation). Open FOAM è scritto in linguaggio C++, che attualmente è classificato come uno dei linguaggi compilati più espressivi. Rilasciato con licenza GPL.
- **Code Saturne.** È un software per la CFD, il quale sfrutta il metodo dei volumi finiti. A differenza di OpenFOAM, Code Saturne è un solutore completo e pronto per l'uso, che

supporta molti tipi e formati di griglie e il calcolo distribuito con MPI. Rilasciato con licenza LGPL.

- **Paraview.** Software per il post processing di dati: è progettato per visualizzare ed analizzare grandi quantità di dati e può lavorare su una singola macchina, in remoto o in parallelo. Rilasciato con licenza BSD.
- **Netgen.** Generatore di griglie tetraedriche automatizzato. Fornisce anche funzionalità di ottimizzazione della griglia e utilizza per la generazione delle griglie delle tecniche di avanzamento frontale. È il prodotto migliore a livello attuale per quanto riguarda la generazione delle griglie ed è rilasciato con licenza LGPL.
- **TetGen.** Generatore di griglie tetraedriche basato sull'algoritmo di Delaunay. Non è provvisto d'interfaccia grafica, ma si può utilizzare da terminale oppure può essere richiamato come libreria esterna. Rilasciato con licenza MIT (non copyleft).
- **Engrid.** Software per la generazione di griglie tetraedriche e prismatiche, supporta nativamente i formati di griglie di openfoam, utilizza le librerie netgen. Rilasciato con licenza GPL.
- **Pythonu.** Wrapper python per le librerie OpenFOAM. Permette di costruire solutori allo stesso modo, come con le librerie OpenFOAM in C++, ma utilizzando python. Rilasciato con licenza GPL.
- **Elmer.** Software completo per simulazioni multifisiche con il metodo degli elementi finiti. Utilizza le librerie netgen per la creazione delle griglie di calcolo, ha un'interfaccia grafica per il pre-processing, per monitorare il solutore e un proprio software di post-processing.
- **CAELinux.** Distribuzione GNU/Linux creata per rendere più accessibile il software libero utile in ambito scientifico e progettuale. La maggior parte dei software sopraccitati, sono presenti nei depositi di pacchetti di questa distribuzione. Attualmente la distribuzione Linux da cui deriva questo progetto è Ubuntu LTS. Il sistema operativo ha licenza GPL, ma ogni pacchetto può avere una propria licenza, purché libera.

4.7 Metodologia di progettazione integrata 1D-3D

Lo svantaggio delle tecniche di progettazione multi obiettivo è che non si riesce a dare un'importanza diversa ai vari parametri, in altre parole i parametri di progetto hanno tutti la stessa importanza. Ad esempio l'angolo di uscita delle pale e la forma del controdisco hanno la stessa importanza se si utilizza una progettazione basata su un algoritmo genetico ma fisicamente non è così, perché dall'angolo di uscita delle pale dipende direttamente la prevalenza di progetto mentre la forma del controdisco influisce solo sull'andamento del flusso nel canale meridiano e questo potrebbe anche non riflettersi sulla prevalenza, perché l'instabilità del flusso si può recuperare in voluta oppure direttamente nel canale meridiano. Risulta chiaro quindi come i due parametri non abbiano la stessa importanza. Nella girante di una turbomacchina infatti vi sono grandezze, che possono essere prese come parametri nella, che influiscono direttamente sulla prevalenza, altre che influiscono direttamente sul rendimento e altre ancora sulla portata, infine i rapporti tra le velocità come il rapporto di De Haller o i rapporti tra i diametri influiscono indirettamente su tutta la fluidodinamica. La progettazione con algoritmi genetici diventa quindi abbastanza delicata se

s'inizia a tenere conto dei pesi sul risultato finale dei vari parametri. Un altro difetto di questa metodica di progettazione è la mancanza di controllo sul dimensionamento della macchina da parte del progettista. Attraverso la progettazione ad algoritmo genetico si generano un'insieme di possibili soluzioni, però una parte di esse portano a geometrie non funzionali, costruttivamente troppo costose o con prestazioni troppo basse, il controllo sul processo di dimensionamento da parte del progettista è utile perché sa a priori in base alla sua esperienza quali parametri scegliere o correlazioni utilizzare per ottenere soluzioni plausibili.

Per ovviare a questi due difetti si è sviluppata in questa tesi una metodologia di progettazione avente la sua centralità proprio sull'esperienza e sul ruolo del progettista fluidodinamico. Nel processo di dimensionamento è quest'ultimo che impiegando la sua esperienza unita a correlazioni presenti in letteratura o database aziendali studia il problema e lo risolve con un numero ristretto di possibili soluzioni. In seguito, ci si serve della CFD per scegliere la migliore e ottimizzarla.

In Fig. 4.3 è riportato il diagramma di flusso della progettazione di una turbomacchina secondo questa metodologia. Vengono distinte quattro fasi.

Nella prima fase si progetta la macchina monodimensionalmente, si utilizzano un insieme di correlazioni, tabelle e regole di buona progettazione sviluppate da autori affermati presenti in letteratura. Qual'ora siano disponibili ci si può servire anche di database e know-out aziendali.

Nella seconda fase si passa alla modellizzazione CFD, dal progetto monodimensionale si crea con un CAD la geometria tridimensionale della turbomacchina, questa qual'ora sia necessario viene opportunamente semplificata, in genere vengono tolti gli organi di collegamento come i bulloni, i labirinti tra gli organi di tenuta in un primo momento non vengono modellati e aggiungendo superfici fittizie o facendo operazioni booleane di somma e sottrazione di volumi si cerca di ottenere il volume occupato dal fluido all'interno della turbomacchina. Dopodiché la geometria viene importata in un grigliatore si correggono eventuali errori d'importazione e si crea una mesh di calcolo. Quest'ultima viene caricata in un solutore fluidodinamico che, una volta impostate le condizioni al contorno simula il comportamento della macchina. Si esegue quindi un'analisi di sensibilità alla griglia in modo tale da depurare la soluzione numerica dal numero di elementi della mesh. Infine si analizzano i risultati e le performance.

La terza fase della metodologia di progettazione consiste in una prima ottimizzazione, dall'analisi delle prestazioni ottenute dalle simulazioni si calcolano i rendimenti e le velocità della macchina corrispondenti al punto di progetto, si riprogetta la macchina monodimensionalmente e si sostituiscono i valori ora calcolati ai rendimenti e coefficienti di velocità stimati approssimativamente nella prima fase. Questo è necessario perché la progettazione monodimensionale è fatta utilizzando correlazioni presenti in letteratura che sono solo statisticamente valide. In altre parole permettono di dimensionare una macchina ma non la macchina più efficiente possibile per quelle condizioni di progetto. Si è notato che c'è sempre un certo margine di portata ΔQ tale che:

$$\Delta Q = Q_{Progetto} \pm Q_{Eff.Max} \quad (4.1)$$

Questa prima fase di ottimizzazione consiste proprio nell'annullare questo margine, dimensionando una nuova macchina per la quale la portata in cui si ha il rendimento massimo del modello, $Q_{Eff.Max}$, coincida con la portata di funzionamento, $Q_{Progetto}$. Per farlo s'impone nel progetto monodimensionale una nuova portata di progetto fittizia Q' tale che:

$$Q' = Q_{Progetto} \pm \Delta Q \quad (4.2)$$

Nell'ultima fase di progettazione della metodologia illustrata vi è un secondo step di ottimizzazione. Ottenuto che la macchina funzioni nel punto di progetto nel modo più efficiente di tutto il suo campo di funzionamento, si cerca, operando scelte diverse dettate dall'esperienza, dall'osservazione dei flussi secondari e dei gradienti dei campi di moto che i risultati dell'analisi CFD offre, di aumentare le performance della macchina in tutto il suo campo di funzionamento.

Nella procedura di progettazione si possono utilizzare sia software commerciali sia software open source. In quest'ultimo caso si hanno due vantaggi: il costo e l'automazione di tutto il procedimento. Il costo della licenza dei software di modellazione solida e i codici di simulazione fluidodinamici commerciali sono abbastanza elevati, di conseguenza il loro impiego è riservato ad aziende o studi di progettazione grandi e ben avviati che riescono ad ammortizzare il costo della licenza con il loro uso massiccio. L'utilizzo dei software open source invece è alla portata di tutti. In oltre, spesso, questi tipi di software sono di tipo "aperto" cioè sono scritti con linguaggi di programmazione noti e conosciuti, permettono all'utente di perfezionare il codice aggiungendo moduli e listati di comandi, questo porta al secondo vantaggio dato dall'utilizzo nella progettazione di turbomacchine di software open source e cioè l'automazione del processo. Infatti con questi software è possibile scrivere un'applicazione in un linguaggio di programmazione che sia riconosciuto dal modellatore, dal meshatore, dal risolutore fluidodinamico e dal postprocessore che faccia in sequenza le varie fasi della progettazione discusse qui sopra. Utilizzando ad esempio Salomè (par. 4.3) come modellatore CAD e risolutore CFD è possibile scrivere un programma in Python che esegua la progettazione monodimensionale, generi la geometria, la griglia e faccia la simulazione restituendo il risultato. Così il progettista deve solo fare il post processamento con un discreto risparmio di tempo, soprattutto se, come spesso accade, servono diversi tentativi primi di ottenere la geometria ottimizzata finale.

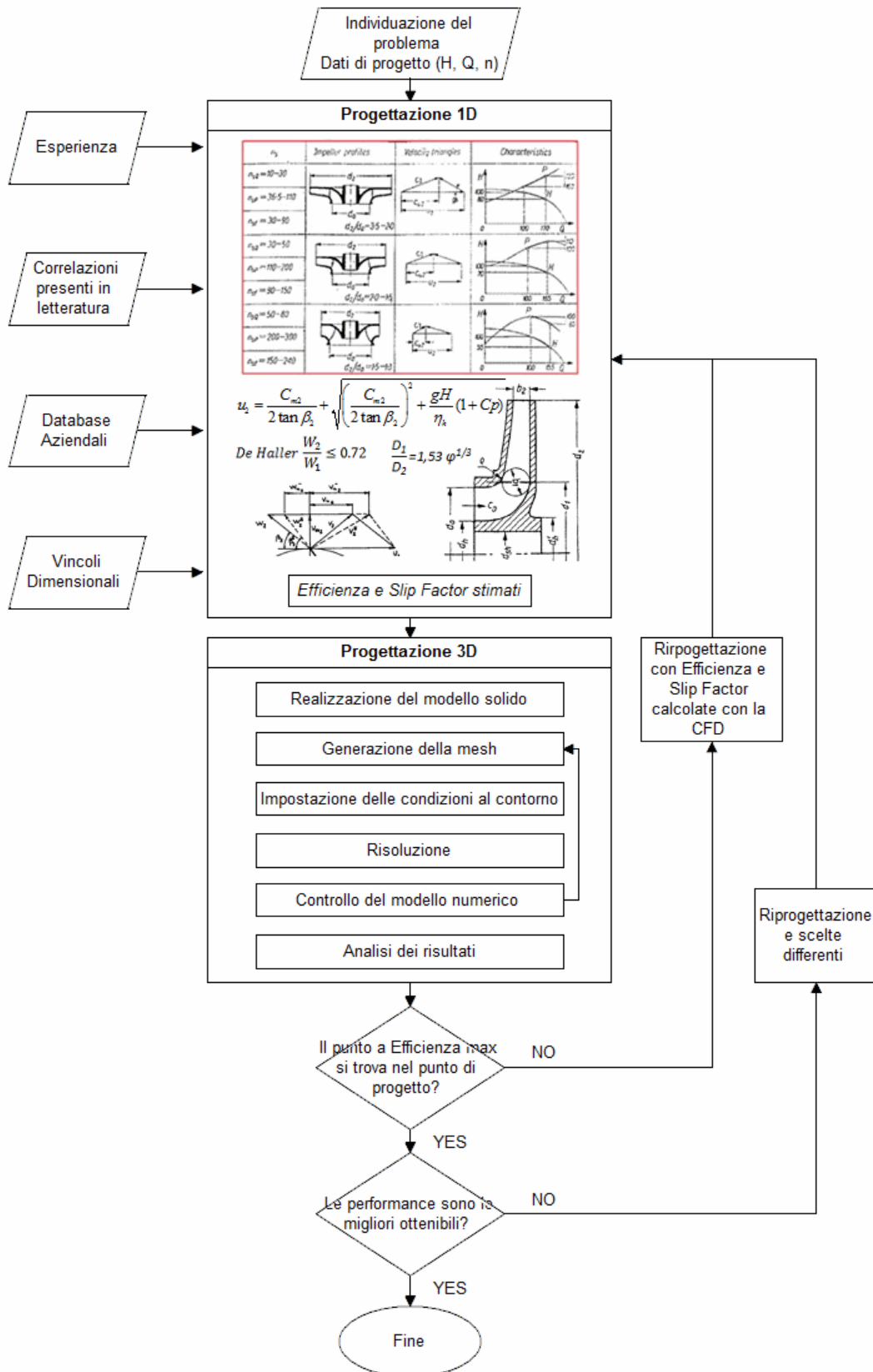


Figura 4.3 – Diagramma di flusso della progettazione di una turbomacchina con ottimizzazione CFD

4.8 INFLUENZA DEL RENDIMENTO NELLA PROCEDURA DI DIMENSIONAMENTO INTEGRATA

Si è già visto (Cap. 1) che note la prevalenza e la portata nelle condizioni ottimali di funzionamento, scegliendo il tipo di motore e quindi la velocità di rotazione è possibile definire il numero tipico di macchina K . Al variare di quest'ultimo, variano i numeri di flusso e di pressione, e varia per conseguenza la configurazione del piano meridiano. Le perdite di energia variano anch'esse con il numero K . Con K piccoli sono percentualmente elevate le perdite volumetriche e le perdite per frizione e ventilazione fra i dischi giranti e la cassa, le quali dipendono dalla quinta potenza del rapporto tra il diametro estero e il diametro interno. Elevate sono anche le perdite per attrito viscoso lungo i condotti interni lunghi e stretti. Con K elevati si hanno valori minori del rapporto D_1/D_2 , per cui diminuiscono le perdite volumetriche e per frizione e ventilazione, mentre aumentano le perdite fluidodinamiche nei condotti interni, a causa delle velocità fluide ora più elevate. Il minimo delle perdite si riscontra con numeri tipici compresi tra 0.8 e 1.2 come indica la Fig. 4.4, la quale riporta i valori ottimali del rendimento che si raggiungono nelle pompe di grandi e medie dimensioni. Le perdite si ripartiscono in media come indicato in Fig 4.5.

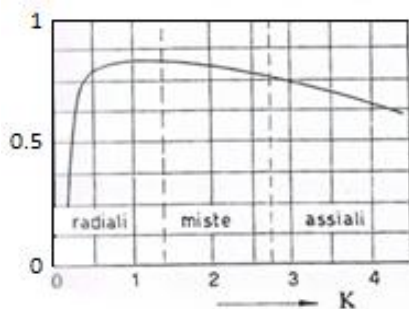


Figura 4.4 - Rendimenti ottimali che mediamente si riscontrano nei vari tipi di pompe.

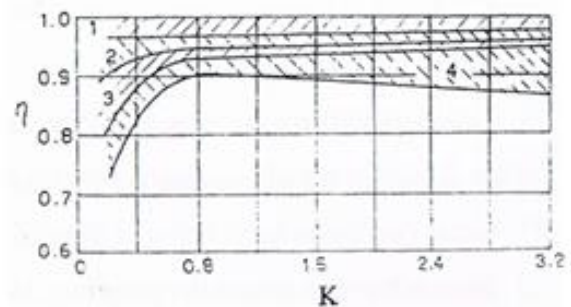


Figura 4.5 – Perdite percentuali di energia: 1, perdite per attriti meccanici; 2, perdite volumetriche; 3, perdite per ventilazione; 4, perdite idrauliche.

Il lavoro specifico che la girante di una pompa esegue è

$$gH_t = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} \quad (4.3)$$

Il motore di azionamento deve fornire all'albero una potenza P_a tale da sopperire, oltre che alla variazione di energia data dall'Eq. 4.3, alle perdite per attriti meccanici dei cuscinetti e nelle tenute (P_m) e alla potenza (P_v) impegnata per trascinare in rotazione il fluido che occupa gli spazi tra la cassa e i dischi giranti.

Una porzione Q_{vf} della portata Q_{vin} che attraversa la girante rifluisce all'aspirazione a causa della differenza di pressione $p_1 - p_2$ tra le sezioni estreme della girante. Gli anelli di tenuta, di lunghezza l , che formano un meato fluido di altezza a , hanno la funzione di produrre una perdita di carico tale da ridurre la portata di trafilamento Q_{vf} . In Fig. 4.6 l'anello di destra ha diametro uguale a quello dell'anello della corona. In tal modo vengono equilibrate le spinte assiali dovute alle pressioni che agiscono sulle superfici laterali esterne della girante. A causa di queste perdite la portata Q_v è minore della portata Q_{vin} sulla quale si esplica l'azione della girante. Il rendimento volumetrico che esprime appunto il rapporto tra le due portate è quindi:

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_{vin}} = \frac{Q_v}{Q_v + Q_{vf}} \quad (4.4)$$

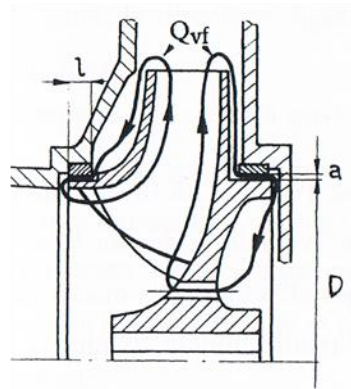


Figura 4.6 – Portata di fuga che ricircola attraverso gli organi di tenuta.

Perdite per ventilazione per attriti meccanici

La potenza P_v dissipata per l'effetto di ventilazione dei dischi rotanti, varia con il cubo della velocità angolare e con la quinta potenza del diametro della girante. Le perdite per effetto ventilante possono essere dell'ordine del 10% per macchine con piccoli numeri tipici e di elevato rapporto D_1/D_2 e scendere al 2% per macchine con n_k elevati. Le perdite per attriti meccanici sono dell'ordine del 2-4% a seconda delle condizioni dei cuscinetti e delle tenute esterne. Valori alquanto maggiori si verificano nelle macchine di piccole dimensioni. La potenza P_m perduta per attriti meccanici può essere rilevata sperimentalmente misurando la potenza necessaria per mantenere, in assenza del fluido operativo, la macchina alla velocità di rotazione prescritta. Delle perdite meccaniche e dell'azione ventilante dei dischi si tiene conto complessivamente con il rendimento meccanico.

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m + P_v}{P_a} \quad (4.5)$$

Perdite fluidodinamiche

A causa delle perdite fluidodinamiche, l'energia gH effettivamente acquistata dal fluido, con la quale si denota la differenza tra l'energia specifica totale misurata all'uscita della macchina e l'energia specifica totale misurata all'aspirazione, risulta minore di gH_t . Il rendimento idraulico è il rapporto tra le due.

$$\eta_{idr} = \frac{gH}{gH_t} \quad (4.6)$$

Le perdite fluidodinamiche si suddividono in:

a) perdite continue

Sono dovute agli attriti viscosi lungo le pareti dei condotti interni della macchina, e ai moti secondari condotti dalla curvatura.

b) perdite localizzate

Si verificano quando la corrente imbocca la palettatura con un angolo diverso dall'angolo di inclinazione della tangente alla linea media del bordo di ingresso della pala. Sono chiamate anche perdite per incidenza.

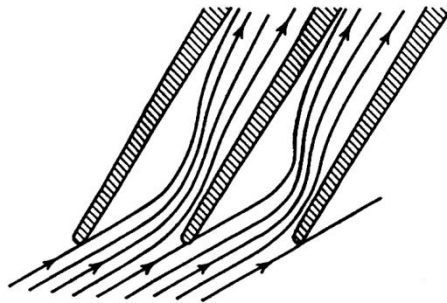


Figura 4.7 – Perdite per incidenza.

Alle portate diverse da quella di progetto, il fluido imbocca le pale del diffusore o della lingua della voluta con un angolo diverso da quello costruttivo ed è costretto a variare bruscamente la direzione. Per portate maggiori della portata di progetto la corrente assoluta viceversa accelera nell'imboccare la voluta, o il diffusore palettato. Le variazioni di pressione che ne conseguono sono accompagnate da perdite di energia. Da questo risulta che la pressione p_1 in uscita dalla girante può avere distribuzione assialsimmetrica uniforme solo alla portata ottimale di accoppiamento tra girante e voluta, mentre per le altre portate varia.

In definitiva il rendimento di una turbomacchina operatrice risulta:

$$\eta = \eta_{idr} \eta_v \eta_m = \frac{\rho Q_v gH}{P_a} \quad (4.7)$$

Dove

$$P_a = M\omega \quad (4.8)$$

rappresenta la potenza all'albero calcolata come prodotto tra la coppia e la velocità angolare della macchina.

Secondo Ventrone dai grafici delle Fig. 4.4 e 4.5 si assegna il rendimento totale, volumetrico e meccanico della macchina che si vuole dimensionare e facendo poi l'inversa dell'Eq. 4.7 si calcola il rendimento idraulico che andrà inserito nell'Eq. 1.16 da cui, in assenza di prerotazione si può ricavare la V_{u2} necessaria all'ottenimento della pressione richiesta. Lazarkiewicz invece introduce una stima del η_v nella (1.56) per il calcolo della sezione d'ingresso, mentre il η_{idr} viene inserito nella (1.61) per il calcolo della U_2 e quindi di D_2 .

Secondo Wright è possibile scegliere tra due approcci: con il primo si sceglie il punto di progetto, si calcola il diametro caratteristico e poi si stima il rendimento totale della macchina attraverso l'Eq. 1.12. Con il secondo approccio invece s'impone un rendimento idraulico pari al 100%, in questo modo il rendimento idraulico non ha più il significato di previsione di efficienza che avrà la macchina durante il suo funzionamento ma viene visto come parametro di progetto ovvero efficienza a cui il dimensionamento della macchina deve far tendere.

Si è studiata l'influenza del rendimento stimato sulla forma della curva caratteristica di un ventilatore. Sono state progettate diverse giranti tutte a partire dallo stesso punto obiettivo: $Q = 11000 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta p = 3700 \text{ Pa}$; $n = 2920 \text{ g}/\text{min}$. La procedura di progettazione utilizzata è stata quella proposta da Wright (Par.1.3), ogni girante è stata dimensionata scegliendo un diverso valore per il rendimento idraulico. Partendo dallo stesso punto obiettivo le giranti devono necessariamente avere lo stesso indice caratteristico e quindi gli stessi diametri. In Tab. 4.1 sono riportate le grandezze calcolate.

Dimensioni	Impeller Type 0.6	Impeller Type 0.7	Impeller Type 0.8	Impeller Type 1
D_2 [mm]	562	562	562	562
D_1 [mm]	351	351	351	351
η_{idr}	60%	70%	80%	100%
b_2 [mm]	89	89	89	89
b_1 [mm]	110	110	110	110
Z	17	13	11	9
β_2	47.4	35.4	29.3	23.4

β_1	27.1	26.7	26.5	26.4
-----------	------	------	------	------

Tabella 4.1 – Grandezze caratteristiche delle giranti dimensionate.

Come si vede dalla tabella, secondo il criterio di dimensionamento adottato la variazione del rendimento idraulico stimato in fase di progettazione influisce solo sugli angoli e sul numero di pale e non sui diametri che rimangono gli stessi. Le giranti sono state accoppiate tutte alla medesima voluta. Su queste geometrie è stato creato un modello numerico la cui validazione è stata riportata nel par. 6.3.2. Per semplicità si riportano le immagini della geometria e della mesh di una girante.

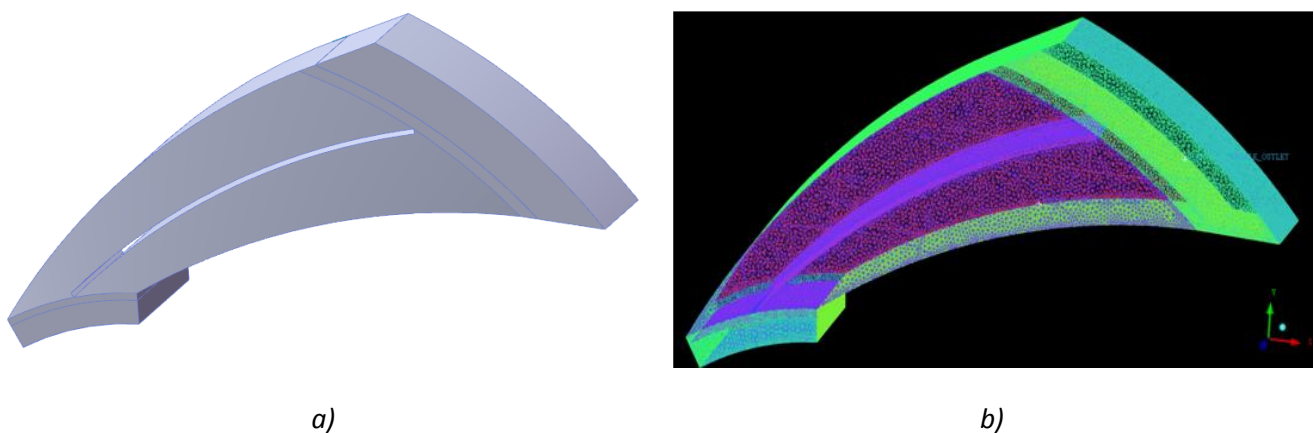
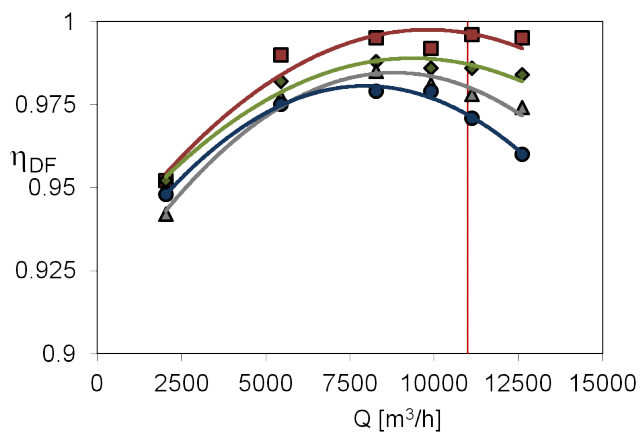


Figura 4.8 – Modello numerico del ventilatore studiato: a) geometria, b) mesh.

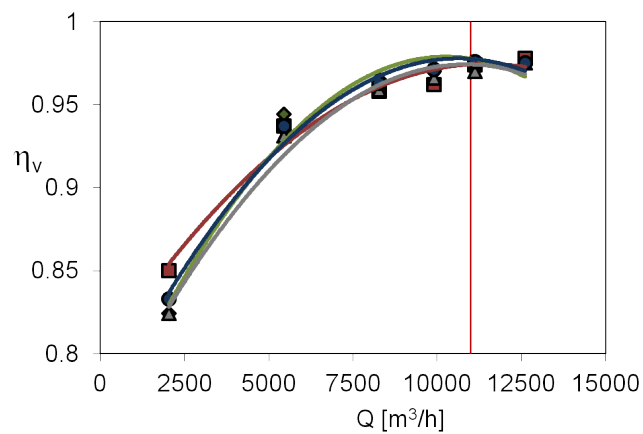
Tutte le geometrie sono state simulate a diverse portate, questo per osservare come influisce il η_{idr} ipotizzato sull'andamento dell'intera curva caratteristica e non solo al punto di progetto.

In Fig.4.9a è riportato il rendimento per ventilazione η_{DF} , che rappresenta l'unica parte del rendimento meccanico che è possibile calcolare attraverso la CFD. In Fig. 4.9b invece è graficato l'andamento del rendimento volumetrico calcolato attraverso l'Eq. 4.2 che in accordo con quanto detto sopra cresce al crescere della portata. Per entrambi i rendimenti non si hanno significative variazioni tra le diverse giranti dimensionate questo perché non vi sono variazioni sulla geometria responsabile dei trafileamenti o sulla forma del disco e controdisco, né varia la velocità di rotazione. Questi andamenti quindi possono essere visti come ulteriore validazione del modello. Il rendimento idraulico e il rendimento totale riportati in Fig. 4.9c e 4.9d sono stati calcolati rispettivamente con l'Eq. 4.4 e 4.5. Essendo il rendimento volumetrico e quello per ventilazione sui dischi molto simili per ogni tipo di macchina non deve sorprendere che il rendimento idraulico e quello totale abbiano lo stesso andamento. Quello che si vuole evidenziare però è che il punto a massimo rendimento non si trova al punto obiettivo per nessuna delle giranti progettate. Tutte le giranti dimensionate hanno il punto di massimo rendimento intorno a $8000 \text{ m}^3/\text{h}$, quella che presenta maggiore efficienza risulta l'Impeller Type 0.8 che ha $\eta_{idr} = 0.81$ e $\eta_t = 0.77$. Invece al punto obiettivo di $11000 \text{ m}^3/\text{h}$ la macchina più performante è l'Impeller Type 0.7 che offre un $\eta_{idr} = 0.74$ e $\eta_t = 0.71$. Il fatto che le macchine presentino il punto di funzionamento ottimale ad una

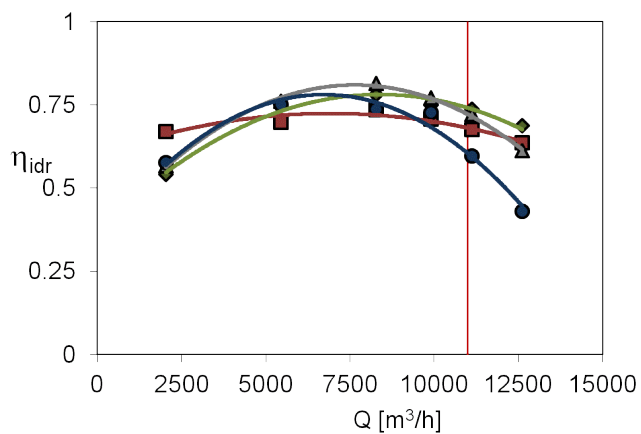
portata inferiore del 30% rispetto alla portata di progetto dimostra che la procedura di progettazione monodimensionale che si basa su correlazioni empiriche e statistiche da sola non permette di dimensionare correttamente una girante. A questo punto del dimensionamento sarebbe necessario rieseguire la progettazione monodimensionale tenendo conto dei risultati dati dalla CFD, ad esempio si potrebbe aumentare del 30% la portata di progetto e controllare se il punto a massimo rendimento del modello numerico si avvicina alla portata di 11000 m³/h. In questo modo si instaura un processo iterativo tra la procedura di progettazione monodimensionale e tridimensionale che porta, facendo convergere la portata obiettivo con quella corrispondente al massimo rendimento, ad una ottimizzazione della macchina.



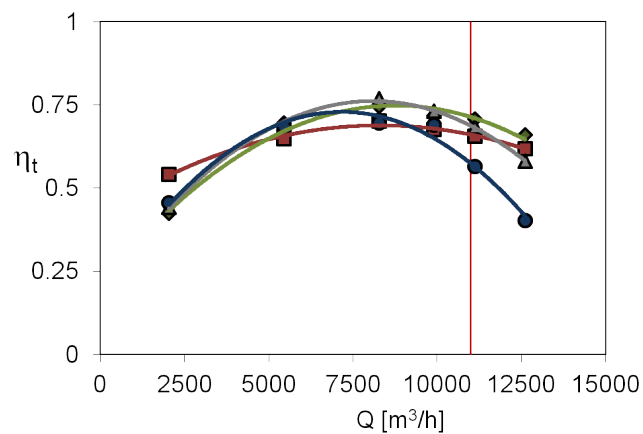
a)



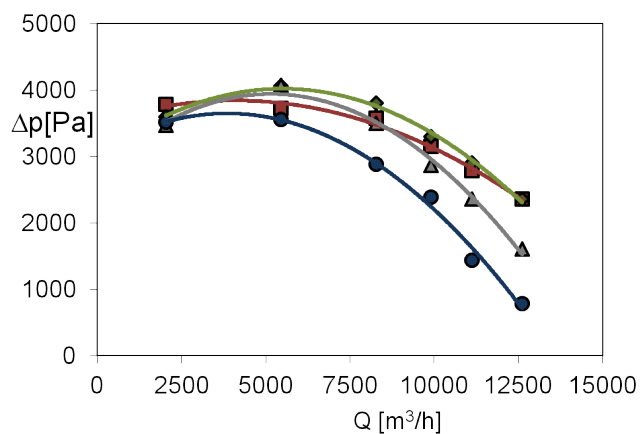
b)



c)



d)



e)

- P.to Obiettivo
- Dimensionamento macchina con $\eta_{idr} = 0.6$
- ◆ Dimensionamento macchina con $\eta_{idr} = 0.7$
- ▲ Dimensionamento macchina con $\eta_{idr} = 0.8$
- Dimensionamento macchina con $\eta_{idr} = 1$

f)

Fig. 4.9 – Curve caratteristiche delle diverse macchine: a) η_{DF} , b) η_v , c) η_{idr} , d) η_t , e) Δp , f) legenda.

CAPITOLO 5

PROGETTAZIONE FLUIDODINAMICA DI UNA POMPA DA LABORATORIO

5.1 Generalità

Per illustrare e validare la metodologia di progettazione studiata si vuole dimensionare partendo dai valori di prevalenza, portata e regime di moto una pompa per uso didattico. In questo capitolo quindi viene affrontata la progettazione monodimensionale della macchina basata sulle correlazioni presenti in letteratura, in seguito si mostrerà il modello solido della geometria progettata e le analisi CFD che si sono effettuate attraverso i software commerciali ICEM-CFD e CFX 13. Infine si mostreranno le modifiche effettuate sulla geometria di partenza che ottimizzano il comportamento fluidodinamico della macchina.

5.2 Progettazione monodimensionale

Si vuole dimensionare una pompa a servizio di un banco prova didattico, la portata ottimale di funzionamento sarà 80 l/min, la prevalenza necessaria per vincere le perdite di carico del circuito e garantire un certo margine per le prove da effettuare si stima intorno ai 4 $m_{c.a.}$, infine il regime di rotazione è dato da un inverter collegato ad un motore elettrico che modula la velocità a 1000 g/min. L'indice caratteristico della macchina calcolato attraverso la (1.1) viene molto piccolo cosicché dalla Fig. 1.2 si nota che la macchina dovrà essere completamente radiale. Il Lazarkiewicz prende come rapporto di prima approssimazione, per questa tipologia di macchine $D_2/D_0 = 2 \div 3.5$.

La portata e la prevalenza di progetto sono basse e di conseguenza la girante non dovrà essere troppo grande quindi viene progettata con albero a sbalzo; in questa configurazione attraverso la (1.55), in cui la velocità V_{m1} è calcolata con la (1.7) e il coefficiente di velocità K_{m1} è letto sul diagramma di Stepanopff di Fig. 1.3, è possibile calcolare la velocità all'aspirazione della girante V_0 . Stimando poi un rendimento volumetrico per questo tipo di macchina pari a 0.94 attraverso le (1.54) si calcola D_0 che viene 42 mm. Secondo Neumann invece, scegliendo un K_s intermedio pari a 4.5, attraverso la (1.56) viene un D_0 pari a 50 mm. Anche secondo Ventrone, scegliendo un rapporto V_1/V_0 di 0.3 viene un D_0 pari a 49 mm.

Il diametro di uscita viene calcolato attraverso il diagramma di Cordier, Fig.1.19, da cui attraverso la velocità specifica Ω si risale al diametro specifico Δ e con la relazione (1.60) si calcola D_2 che

viene 204 mm. Attraverso le relazioni di Wislicenus (1.66) invece, scelto il rapporto $V_0/U_0 = 0.3$ e scelto un coefficiente di carico $C_u = 0.91$, viene un $D_2 = 193$ mm.

L'angolo di uscita delle pale Stepanoff lo impone tra 17.5° e 27.5° , per questa girante è stato scelto $\beta_2 = 25^\circ$, attraverso poi il coefficiente di velocità K_{m2} si può determinare la velocità meridiana all'uscita V_{m2} , nota questa è possibile utilizzare la relazione (1.61) del Lazarkiewicz per determinare la velocità U_2 e quindi D_2 che varia tra 192 mm e 197 mm, confermando il risultato secondo Wislicenus. Per questo si è preso $D_2 = 193$ mm. Per il calcolo del difetto di deviazione si utilizza il metodo di Pflaiderer-Lazarkiewicz (Par.2.4).

Il numero di pale viene calcolato da Stepanoff attraverso la correlazione $z = \beta_2/3$, si sono scelte pertanto 7 pale aventi spessore 2 mm. A questo punto è stato possibile, attraverso il calcolo del coefficiente di ostruzione e la velocità meridiana V_{m1} calcolata in precedenza determinare attraverso le relazioni (1.56),(1.57) e (1.58) il diametro D_1 e l'altezza del canale meridiano all'ingresso b_1 . Attraverso i triangoli di velocità e la conservazione della portata si determinano le grandezze rimanenti.

Riassumendo in Fig. 5.1 vengono riportate le grandezze caratteristiche della girante.

<i>Girante 1</i>	
D_2	193 mm
D_1	62 mm
D_0	50 mm
b_2	3 mm
b_1	8 mm
β_2	27°
β_1	19.6°
Z	7

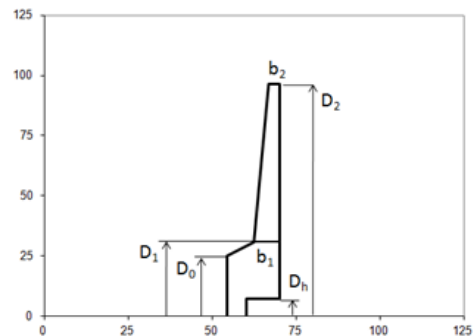


Figura 5.1 – Dimensioni della girante ottenute dalla progettazione monodimensionale

La voluta è stata dimensionata a spirale logaritmica a partire dalla velocità in uscita dalla girante (Par.1.8) scegliendo un $D_3 = 204$ mm, una profondità $B = 13$ mm e un fattore di correzione $K_c = 0.9$. L'angolo ϕ che definisce la quota angolare utilizzata per individuare i punti che determinano la spirale è stato fatto variare ad intervalli di 10° . Si sono così generati 36 punti che una volta connessi hanno permesso di ottenere la spirale logaritmica.

5.3 Creazione del modello CFD

Un'analisi CFD è formata principalmente da tre fasi, in un primo momento si disegna la geometria della macchina tramite modellatore solido commerciale o open source, in questo caso è stato utilizzato Solid Works, poi il modello viene implementato in un software generatore di griglie con il quale viene creata la mesh del volume occupato dal fluido all'interno della macchina. Dopodiché la griglia viene importata in un codice di calcolo fluidodinamico in cui si impostano, le condizioni al contorno d'ingresso e uscita, il modello di turbolenza e il tipo di simulazione, se stazionaria o transitoria. Il risolutore del codice, in seguito risolve le equazioni alla base del calcolo (Cap.3) e durante la fase di post processamento vengono analizzati i risultati. I risultati di un'analisi CFD possono non essere soddisfacenti e sono comunque sempre soggette ad errori ed incertezze [46] [47] [48] [49] e[50], principalmente si possono distinguere i seguenti:

- Errori numerici, dovuti alla discretizzazione delle equazioni, al dominio computazionale e alla griglia di calcolo.
- Errori di modellizzazione, dovuti alla necessità di descrivere fenomeni fisici come ad esempio la turbolenza, con modelli empirici.
- Incertezze sulle condizioni al contorno, dovute alla necessità di semplificare e modellizzare le reali condizioni di funzionamento della turbomacchina.
- Errori del codice fluidodinamico, dovuti ai bug del programma.
- Incertezze sulla geometria, dovute a semplificazioni necessarie per non appesantire troppo il calcolo e alla non conoscenza dei difetti di fabbricazione che possono influire sul risultato (rugosità, difetti superficiali, ecc.).

Alcuni di questi errori possono essere ridotti e corretti seguendo un procedimento come quello riportato in Fig. 5.2, in cui basandosi sul risultato ottenuto lo si migliora modificando la geometria, la griglia, le condizioni al contorno e i modelli utilizzati.

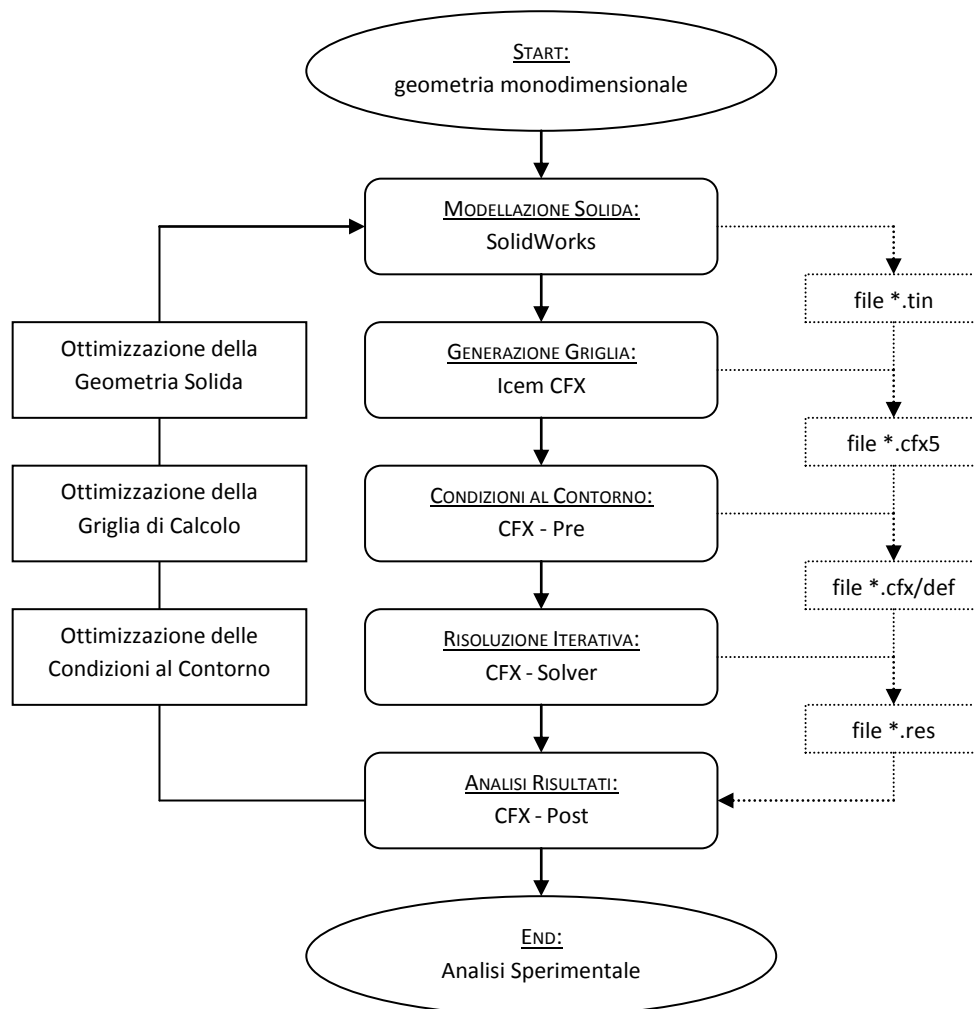


Figura 5.2 – Diagramma di flusso di un’analisi CFD.

5.3.1 Modellazione della geometria

Calcolate tutte le dimensioni della macchina ci si concentra sul dominio fluido che sarà quello nel quali si costruirà la mesh. Per la sua modellizzazione è possibile procedere con tre approcci diversi: il primo consiste nel creare direttamente il volume fluido togliendo poi con operazioni di taglio e di svuotamento gli spazi occupati dalle pale e dai dischi, il secondo approccio invece consiste nel creare la geometria costruttiva, inglobarla in un volume generico più grande e utilizzare delle operazioni di sottrazione booleane tra corpi solidi per togliere dal volume maggiore la parte strutturale della macchina in modo tale che rimanga solo il volume interno; il terzo approccio invece consiste nel creare la geometria strutturale della macchina, importarla nel grigliatore e selezionare le superfici corrette che delimitano il dominio fluido. La prima strategia è la più complessa in termini di operazioni da effettuare e tempo, ma qual’ora durante l’analisi ci sia bisogno di semplificare la geometria, quest’operazione richiederà molto meno tempo che con gli altri due approcci. L’ultimo, infatti, è sicuramente il più rapido almeno inizialmente ma poi può diventare complicato fare delle modifiche, per questo motivo viene utilizzato solo quando si è sicuri che la geometria monodimensionale sia già corretta. In questo caso si è utilizzata la prima strategia di modellizzazione, il modello del dominio fluido ottenuto è riportata in Fig. 5.3. Le pale

sono di tipo ad arco di cerchio, non si sono riportati gli organi di tenuta perché simulare il moto del fluido in volumi così ridotti avrebbe comportato un elevato numero di punti griglia e quindi un elevato sforzo computazionale. La voluta è stata generata con una semplice funzione di estrusione della superficie tra la circonferenza esterna della girante e la curva esterna della voluta ottenuta congiungendo i segmenti Δr_i calcolati nel progetto monodimensionale (Par. 1.8).

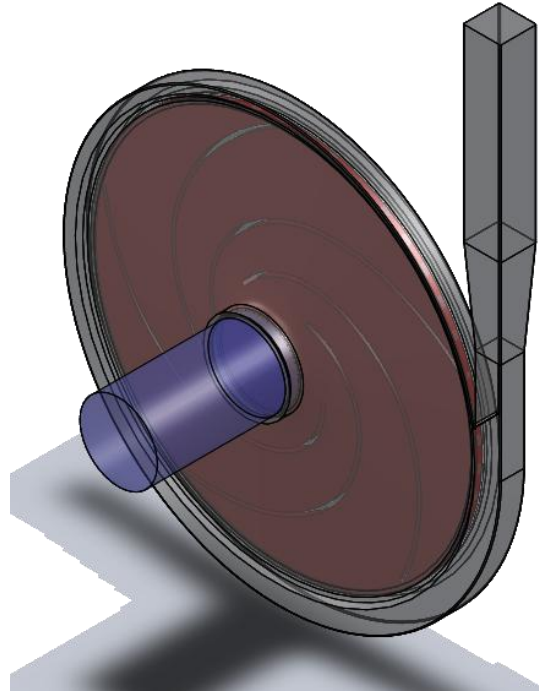


Figura 5.3 – Modello del dominio fluido della geometria dimensionata.

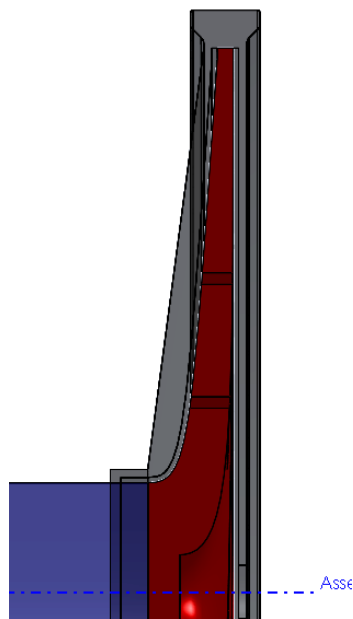


Figura 5.4 – Canale meridiano in sezione.

5.3.2 Griglia di calcolo

La griglia è stata fatta con ICEM CFD, software commerciale che permette di generare mesh automatiche ad elementi tetraedrici, prismatici ed esaedrici, sia strutturate che non strutturate. Per questo modello è stata realizzata una mesh non strutturata di tipo *Robust Octree*, che si basa su un algoritmo di suddivisione spaziale che mantiene elementi grandi dove è possibile consentendo così un'ottimizzazione della velocità di calcolo. L'algoritmo genera un unico elemento che racchiude l'intera geometria per poi suddividerlo fino a quando tutti gli elementi che così si formano non hanno le dimensioni richieste. A questo punto il meshatore equilibra la mesh fino a quando gli elementi che condividono un bordo o una faccia non differiscono in dimensioni da più di un fattore due, dopo questa operazione l'algoritmo rende la griglia conforme facendo sì che ogni coppia di elementi adiacenti abbiano un'intera faccia in comune. Poi vengono avvicinati i nodi degli elementi ai vertici e alle superfici del modello ed infine con un'operazione di smoothing gli elementi vengono deformati ed aggiustati in modo da aumentarne la qualità. Questa tipologia di mesh è particolarmente adatta a geometrie industriali che sono solitamente molto complesse. La mesh generata è di tipo ibrido ed è formata da elementi tetraedrici all'interno e da tre strati di elementi prismatici sulle pareti, in modo tale da risolvere meglio lo strato limite. In oltre si è sfruttata l'opzione d'*inflation* che permette una migliore transizione tra gli elementi prismatici e quelli tetraedrici.

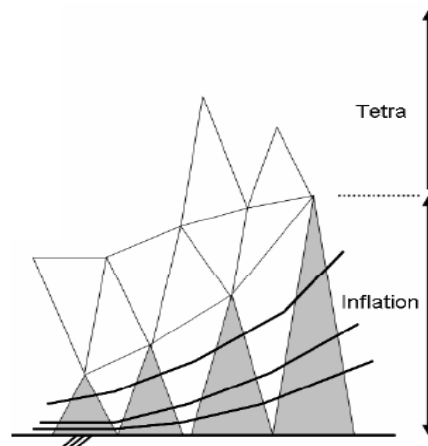


Figura 5.5 – Utilizzo dell'*Inflation* sulle superfici

Per la validazione del modello è stata fatta un'analisi di sensibilità alla griglia in cui si è calcolata la prevalenza della macchina al variare del numero degli elementi. In questo modo si è ottenuta l'indipendenza della soluzione dalla mesh riducendo così gli errori di discretizzazione.

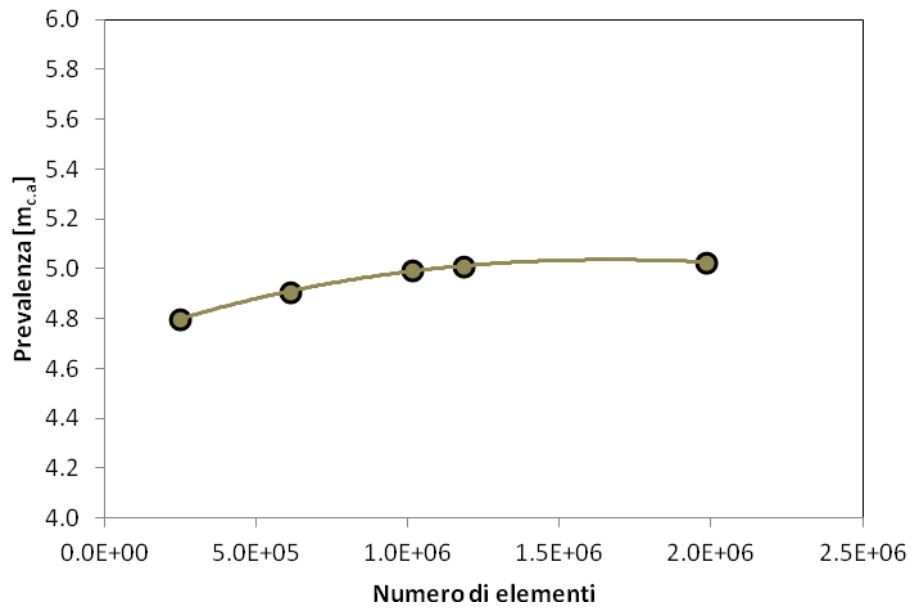


Figura 5.6 – Analisi di sensibilità alla griglia

Lo scostamento della prevalenza tra la mesh da $2 \cdot 10^6$ e quella da 10^6 elementi è del 0.63%, di conseguenza è stata scelta quest'ultima come mesh finale consentendo così un calcolo più veloce. Nelle Fig.5.7 e 5.8 sono riportate due immagini della griglia utilizzata.

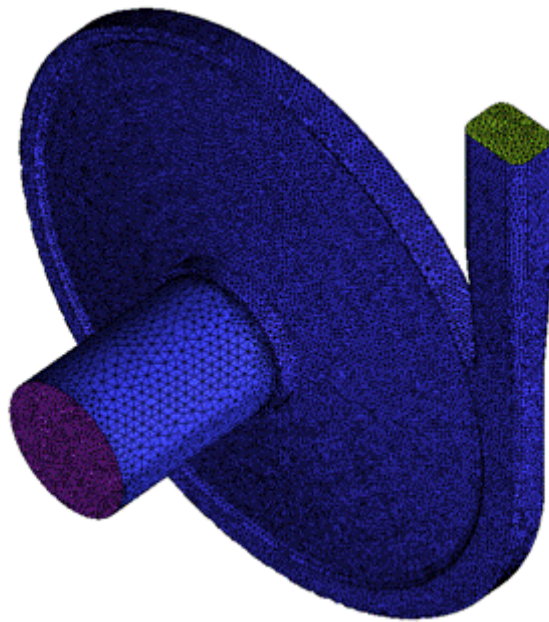


Figura 5.7 – Mesh del modello utilizzata per l'analisi CFD

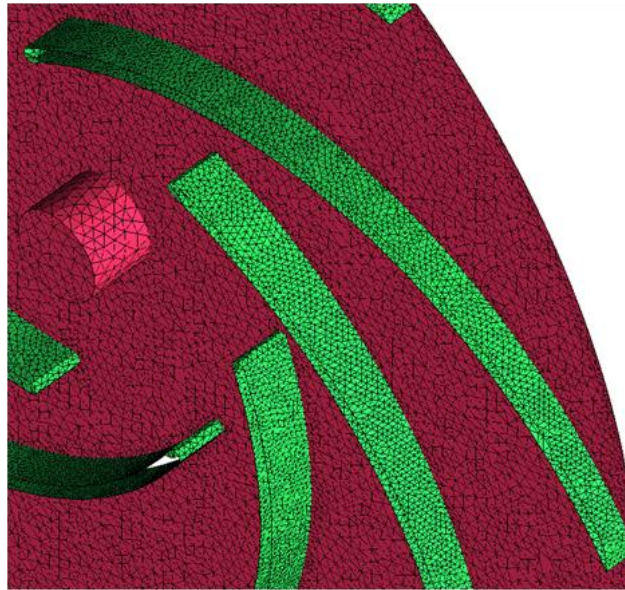


Figura 5.8 – Particolare della mesh delle pale.

5.3.3 Condizioni al contorno

Importata la mesh in CFX si suddivide il modello in tre domini fluidi: Ingresso, girante e voluta. Le condizioni impostate ai tre domini sono riportate nella tabella seguente.

	Ingresso	Girante	Voluta
Domain Type	Fluid Domain	Fluid Domain	Fluid Domain
Fluid List	Water	Water	Water
Reference Pressure	1 atm	1 atm	1 atm
Domain Motion	Stationary	Rotating	Stationary
Angular Velocity		1000 g/min	
Turbulence Model	k-ε	k-ε	k-ε

Tabella 5.1 – Condizioni al contorno impostate nei tre domini fluidi

Definiti i domini, si è impostata la condizione di pressione totale atmosferica sulla sezione d'ingresso e portata in massa imposta sulla sezione d'uscita della pompa. Queste condizioni impongono al fluido una direzione univoca di passaggio, eventuali ricircoli sulle sezioni d'ingresso o di uscita vengono bloccati e quindi non considerati dal codice. Le condizioni impostate risultano le più stabili anche se a portate parziali hanno dato problemi di convergenza, in questi casi si è utilizzata una portata imposta all'ingresso ed una pressione statica pari a zero all'uscita. I dischi in oltre si sono messi in rotazione per simulare l'effetto ventilante sul fluido. Sulle pareti infine è stato impostato un valore di rugosità pari a 20 μm corrispondente a quello che si otterrebbe da un getto in ghisa materiale di cui in genere sono fatte le pompe non destinate ad usi speciali.

La risoluzione del flusso turbolento è stata fatta utilizzando il modello a due equazioni k- ϵ standard e lo strato limite è stato risolto utilizzando le funzioni analitiche automatiche di parete. Le simulazioni sono state risolte in condizione steady state scegliendo l'approccio mixing plane impostato sull'interfaccia rotore/statore. Attraverso questo modello le grandezze fisiche calcolate nel passaggio dal sistema di riferimento relativo a quello assoluto vengono mediate circonferenzialmente. In questo modo tutte le discontinuità dei fenomeni fluidodinamici come picchi di velocità o effetti scia vengono rimossi ma allo stesso tempo si ottiene una soluzione che si avvicina con buona approssimazione alla realtà fisica del problema.

5.4 Analisi dei risultati

Validato il modello attraverso l'analisi di sensibilità alla griglia si è simulata la geometria progettata alle portate di 40, 60, 80, 100 e 120 l/min. Dalle analisi CFD si sono calcolate le seguenti grandezze:

$$gH = \frac{\bar{p}_{0,Outlet} - \bar{p}_{0,Inlet}}{\rho} \quad (5.1)$$

Dove con \bar{p}_0 indichiamo la pressione totale media determinata nelle rispettive sezioni calcolata effettuando una media pesata sulla portata in massa:

$$\bar{\Phi} = \frac{\sum (m \cdot \Phi)}{\sum m} \quad (5.2)$$

Dove con Φ si è indicata la generica grandezza valutata sul volume finito e con m la portata in massa per ogni volume considerato.

La potenza assorbita è stata calcolata attraverso

$$P = \rho g Q H \quad (5.3)$$

Mentre il rendimento totale con

$$\eta_t = \frac{P}{P_{alb}} \quad (5.4)$$

Dove:

$$P_{alb} = M_z \omega \quad (5.5)$$

Il rendimento volumetrico con:

$$\eta_v = \frac{Q_{Uscita}}{Q_{Girante}} \quad (5.6)$$

Dove Q_{uscita} e $Q_{girante}$ sono rispettivamente le portate calcolate all'uscita della pompa e all'uscita della girante.

Infine è stato calcolato il rendimento di disk friction che tiene conto delle perdite dovute all'effetto ventilante dei dischi.

$$\eta_{DF} = \frac{P_{alb} - P_{DF}}{P_{alb}} \quad (5.7)$$

Per quanto riguarda il rendimento idraulico:

$$\eta_{idr} = \frac{gH}{gH_e} \quad (5.8)$$

Dove gH_e è la prevalenza euleriana che si calcola:

$$gH_e = V_{\theta 2} U_2 - V_{\theta 1} U_1 \quad (5.9)$$

Dalle analisi delle simulazioni in generale la pompa si è comportata come ci si aspettava, le curve di prestazione hanno un buon andamento, la prevalenza alla portata di progetto risulta 5 m.c.a invece che 4. Il rendimento totale viene del 48.5% con una potenza utile di 65 W, il rendimento volumetrico e di disk friction rispettivamente del 82.8% e 82.9% ed il rendimento idraulico del 70.1%. Gli andamenti delle curve si possono vedere in Fig. 5.9. Il punto di massimo rendimento sembra sia tra 80 e 60 l/min, subito dopo gli 80 l/min le prestazioni calano bruscamente. Il rendimento volumetrico e di disk fiction crescono all'aumentare della portata, andamento tipico sperimentale e confermano così la robustezza del modello numerico.

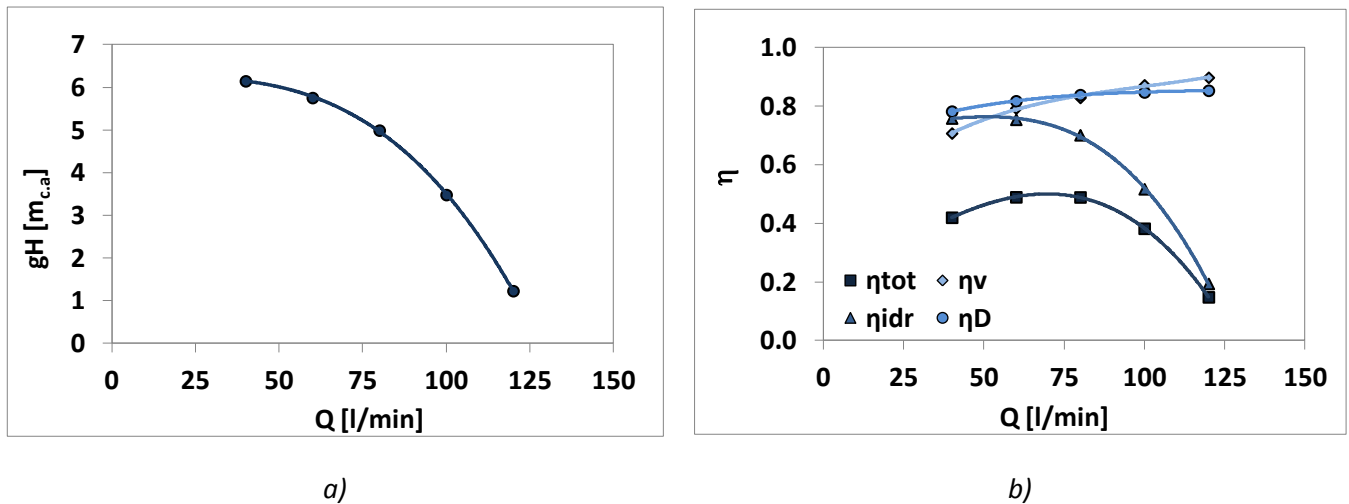


Figura 5.9 – Curve caratteristiche della geometria progettata, a) curva di prevalenza e b) curve di rendimento.

In Fig.5.8 è riportato il carico palare sviluppato sulla pressure side e sulla suction side. L'andamento è regolare e la pressione è distribuita in modo uniforme lungo tutta la lunghezza della pala. Anche alle tre altezze considerate (hub, mid-span e shroud) non si notano comportamenti diversi, questo può essere dovuto ad una limitata altezza della pala. Comunque, l'uniformità del carico è sicuramente segno di un buon dimensionamento del canale interpalare.

Questo è confermato anche dal buon andamento del gradiente di pressione riportato in Fig. 5.9. La distribuzione di pressione cresce gradualmente in senso radiale ed è costante su tutto l'arco palare.

In Fig. 5.10 si nota la presenza di una bolla di rallentamento del flusso alla portata di 80 l/min che arriva ad occupare una buona porzione del canale interpalare, questo può essere dovuto al profilo della pala non adatto alla portata di progetto. La Fig. 5.11 a) mostra l'effetto del bordo di attacco sul flusso, solitamente i bordi di attacco delle pale delle turbomacchine hanno profilo circolare o ellissoidale, in modo tale da ridurre le perdite per incidenza. In questo caso, infatti, si vede che il flusso impatta contro il bordo d'ingresso, si divide e si riattacca alla pala solo più avanti e questo comporta sicuramente delle perdite di energia. In Fig. 5.11 b), al bordo di fuga, si nota l'inizio della scia, che non può vedersi interamente dato l'utilizzo del mixing plane.

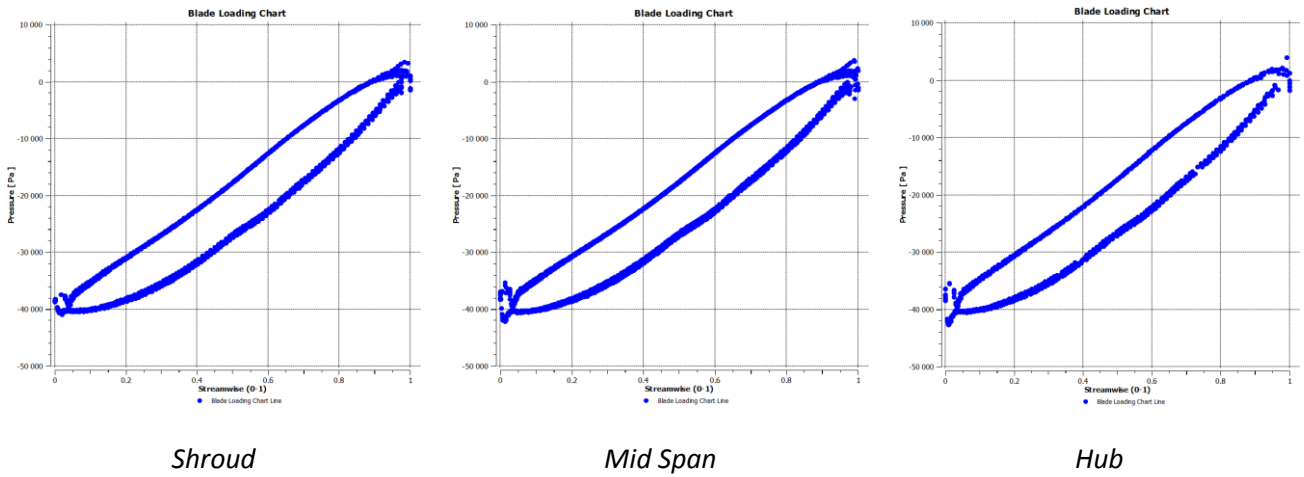


Figura 5.8 – Carico palare

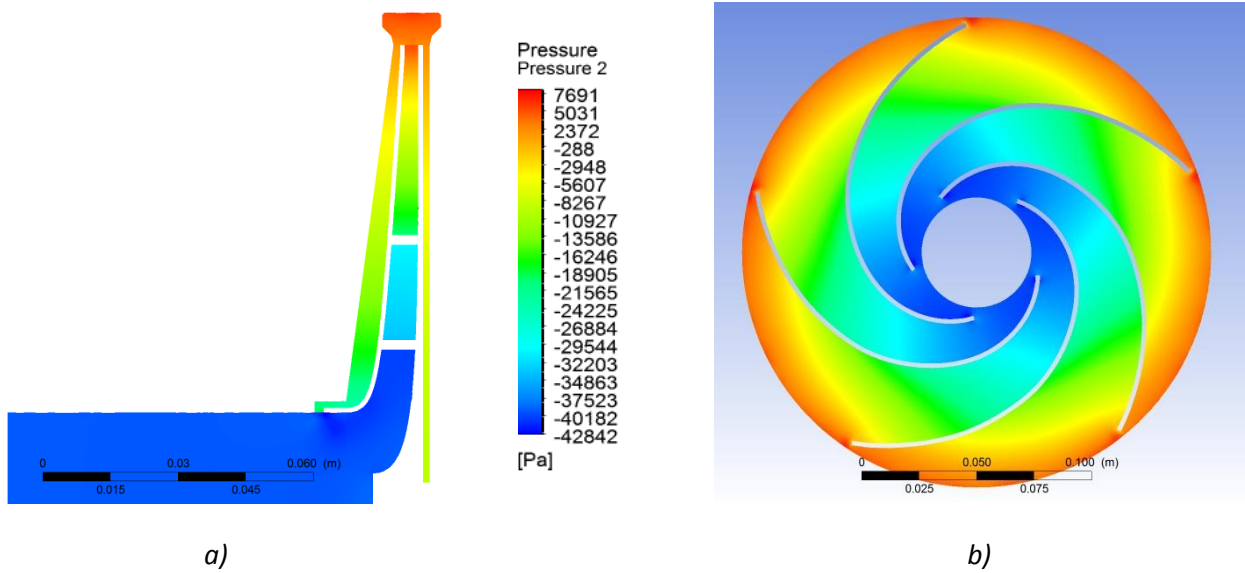


Figura 5.9 – Gradiente di pressione

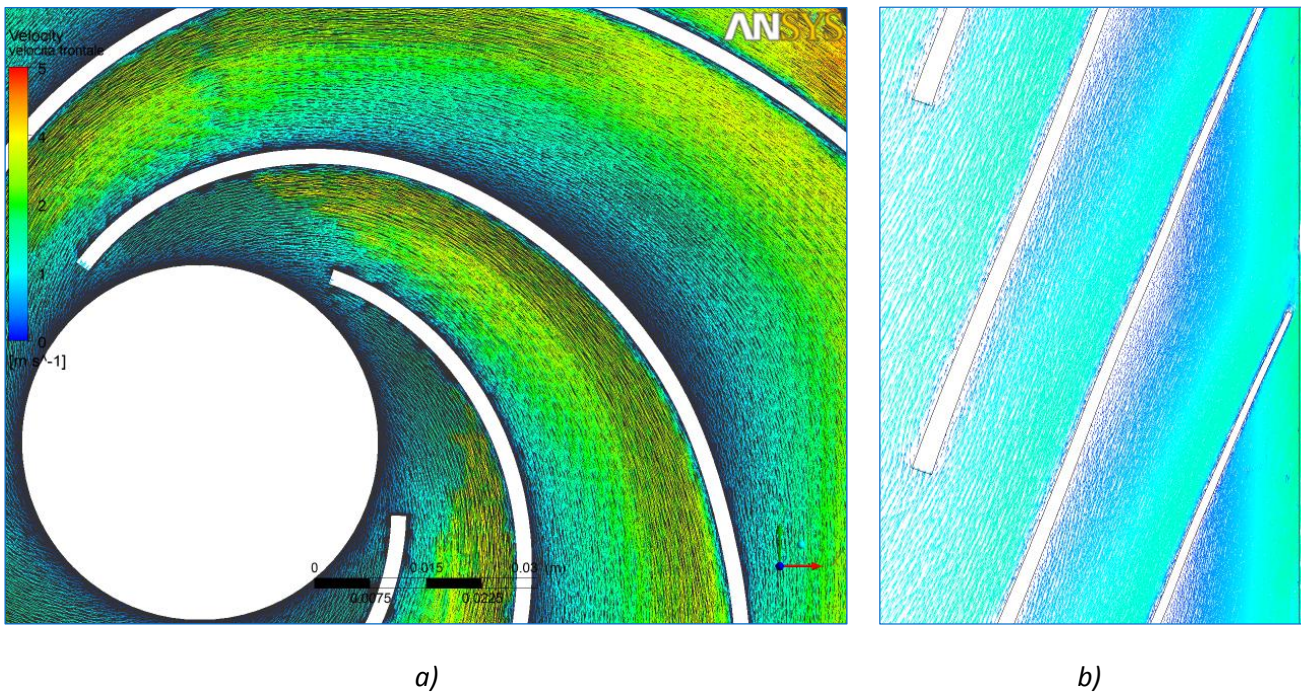


Figura 5.10 – Bolla di rallentamento sulla pressure side.

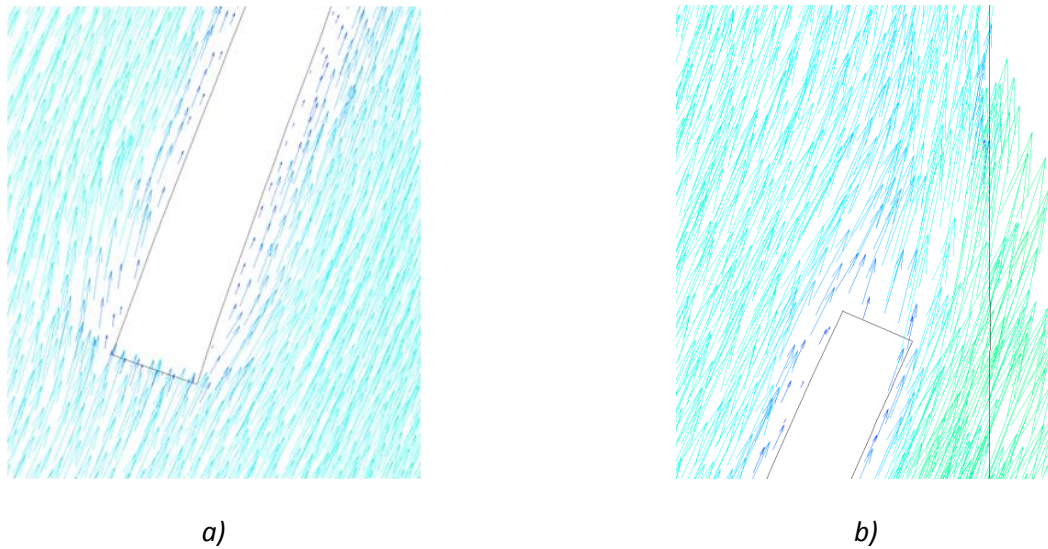


Figura 5.11 – Particolare del bordo di attacco a) e uscita b) della pala.

In Fig. 5.12 è riportato l'andamento del flusso nella voluta ed in particolare nel diffusore a tutte le portate simulate. Si nota la presenza di un fenomeno di blockage fluidodinamico che occupa le sezioni di passaggio fino anche al 30%. L'effetto sembra aumentare alle alte portate.

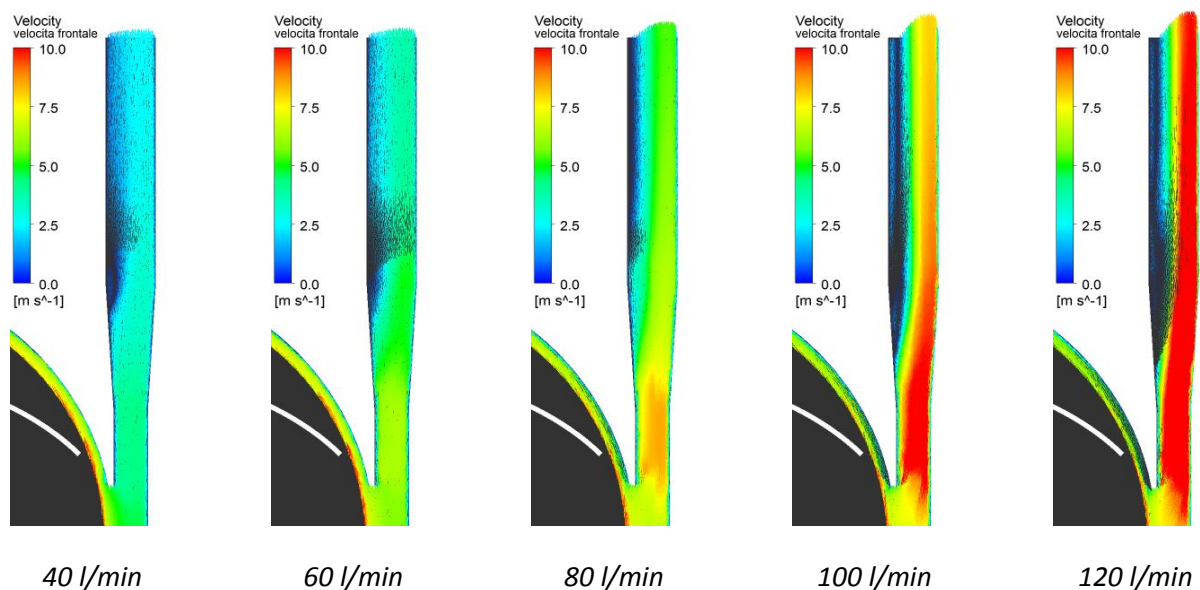


Figura 5.12 – Andamento del flusso nel diffusore della voluta.

Come si vede dalla Fig. 5.13, vi è una separazione sul dorso delle pale e la conseguente importante regione di acqua morta, che da origine alla regione di bassa velocità allo scarico (wake) e quindi ad un'importante disuniformità in direzione tangenziale (piano blade to blade). Va osservato che la disuniformità del flusso relativo è rapidamente riassorbita nel miscelamento a valle del canale palare, miscelamento che interessa il flusso assoluto, che è molto meno disuniforme. Dato il ridotto spessore della girante, si nota lo spostamento di velocità tipico dalla suction alla pressure side, ma non si evidenziano sbilanciamenti lungo lo span.

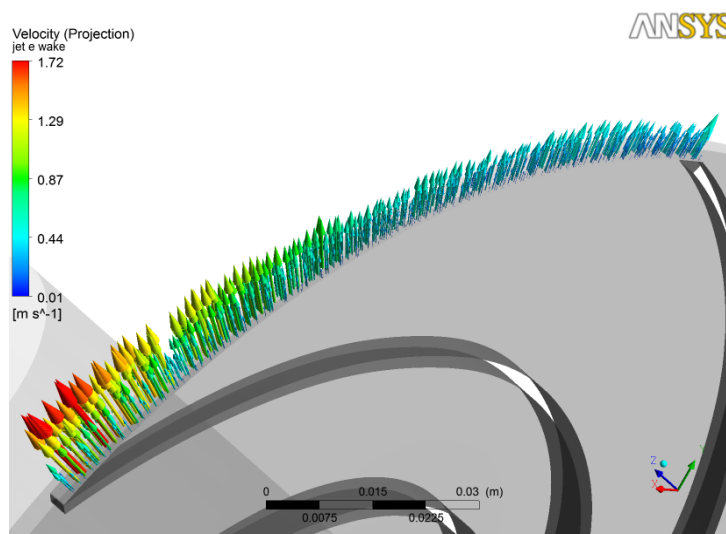


Figura 5.13 – Jet Wake all'uscita della girante.

5.5 Ottimizzazione della geometria

Ottenute le curve di prestazione e le analisi del flusso per la geometria progettata monodimensionalmente, si procede alla sua ottimizzazione.

Dimensionamento di EVO1

Vista la forte decelerazione sulla pressure side delle pale (Fig. 5.10) si prova un profilo a singolo arco di cerchio invece che punto a punto, inoltre si aumenta l'altezza delle pale si passa da 8 mm a 12 mm all'ingresso e da 3 mm a 6 mm nella sezione di uscita con conseguenti nuove curve di Bezier. Per eliminare l'impatto dell'acqua con le pale e ridurre così le perdite per incidenza si è raccordato il bordo d'ingresso con un arco di cerchio e si è modellato "a coltello" quello di uscita (Fig. 5.15).

La voluta è stata adattata per accogliere la nuova girante, non si è voluto aumentare l'ingombro della macchina si è quindi mantenuta la linea esterna della voluta. È stato cambiato però il raccordo girante – voluta come si vede in Fig. 5.14. Infine si è provato a modificare il condotto di mandata che come si è visto causa un forte distacco del flusso dalla parete. Il nuovo diffusore provato ha un primo tratto allargato, divergente e asimmetrico che poi diventa simmetrico. Le modifiche apportate alla geometria precedente, hanno portato ad una nuova macchina mostrata in Fig. 5.14.

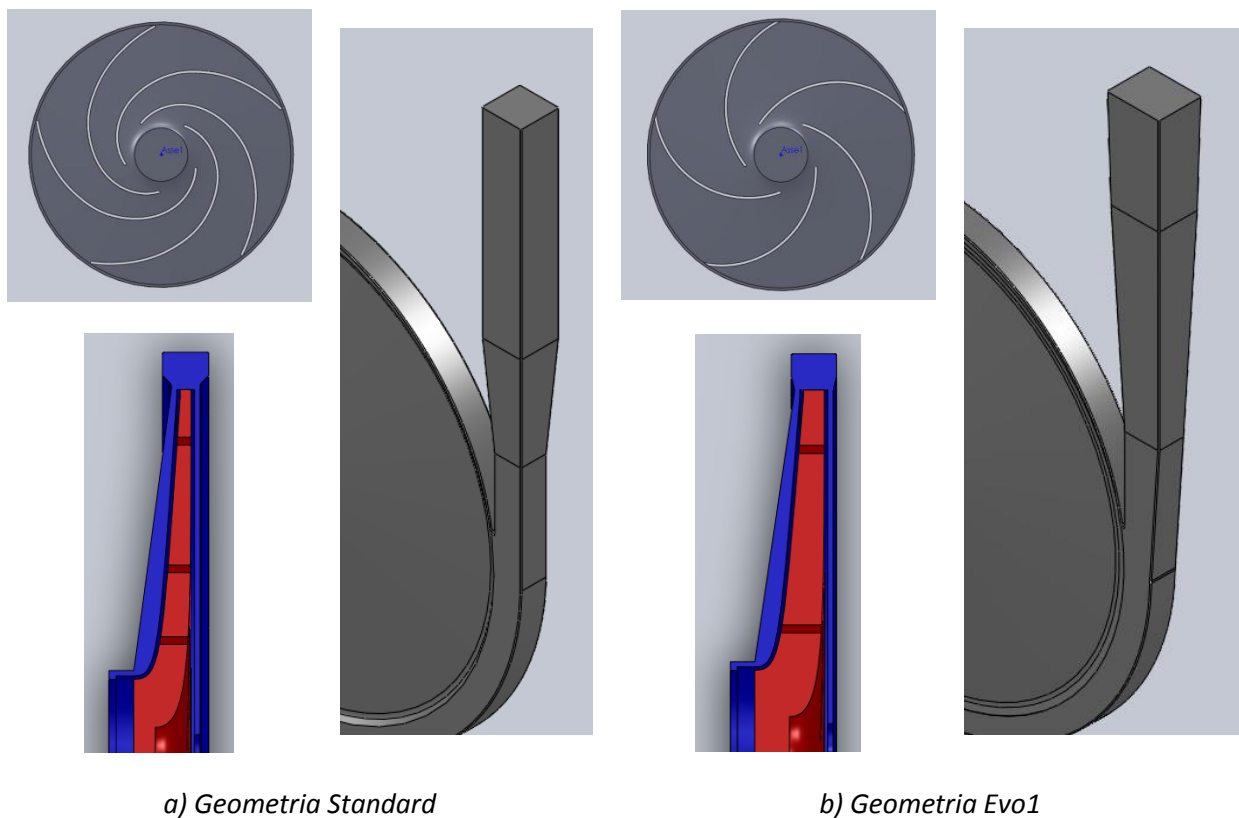


Figura 5.14 – Confronti tra la geometria modificata (Evo 1) b) e la geometria di partenza a).

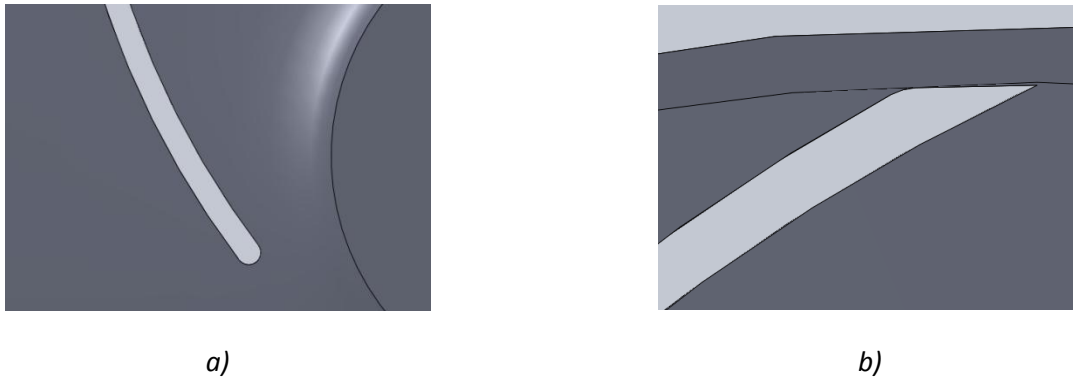
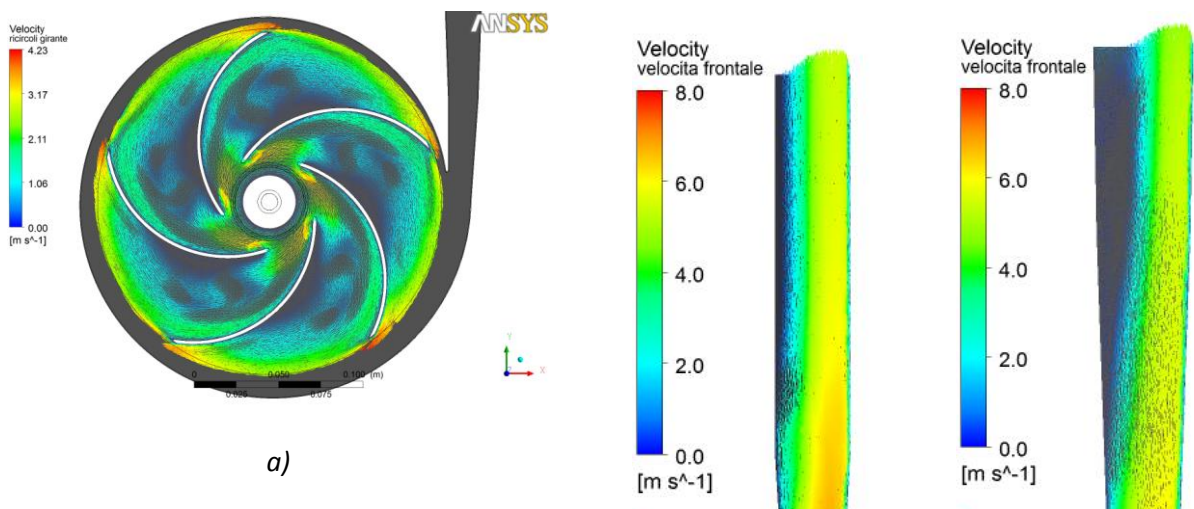
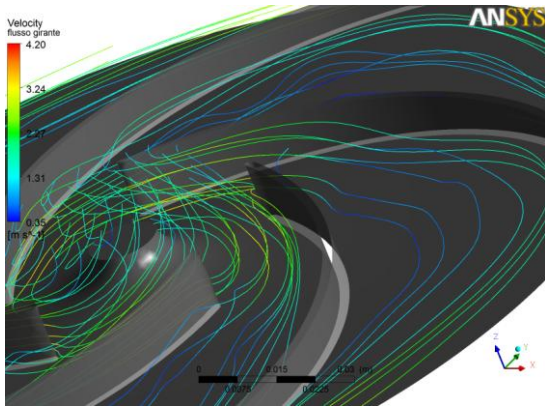


Figura 5.15 – Bordo d’ingresso e uscita della geometria Evo1.

Gli effetti delle modifiche si vedono nelle Fig.5.16, il nuovo diffusore aumenta il distacco del flusso creando rallentamenti e ricircoli che limitano la sezione di passaggio, questo già alla portata di progetto di 80 l/min. All’interno della girante si sviluppano forti tridimensionalità ed il flusso diventa molto irregolare. Complessivamente le prestazioni peggiorano ed è necessario provare una nuova soluzione.





b)

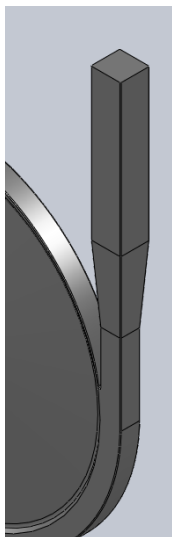
c)

d)

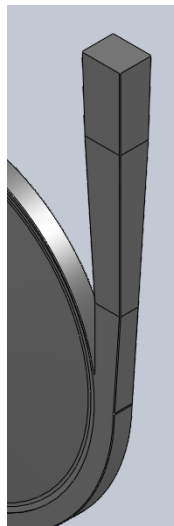
Figura 5.16 – Gradienti e vettori velocità della geometria Evo1.

Dimensionamento di EVO2

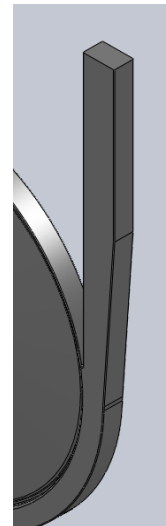
Con il nuovo modello si ritorna alle pale con profilo punto a punto e alle altezze b_1 e b_2 del canale meridiano della geometria di partenza (standard). Si sono mantenute le modifiche al bordo di attacco e uscita di Fig. 5.15. Nella voluta si sono modificati di nuovo i raccordi tra girante e voluta allo scopo di ridurre le perdite per trafileamento (Fig. 5.18) e si è provato un nuovo diffusore asimmetrico ad area ridotta.



a)



b)



c)

Figura 5.17 – Modifiche della voluta: a) geometria standard, b) geometria Evo1 e c) geometria Evo2.

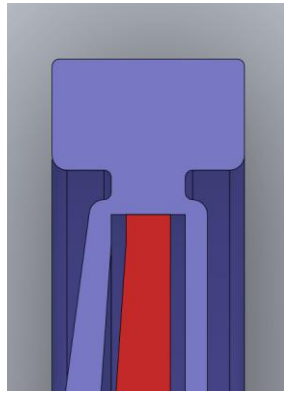
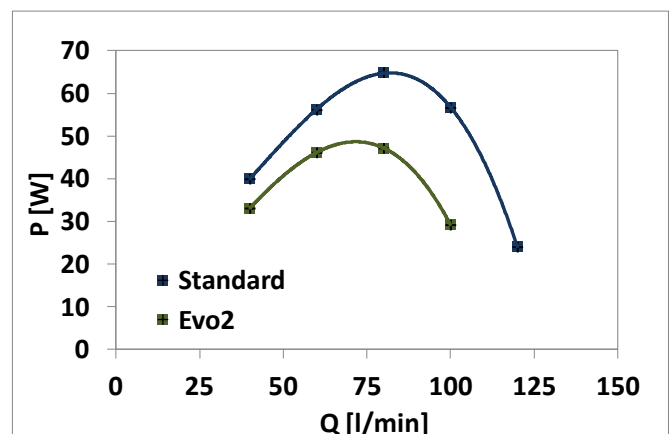
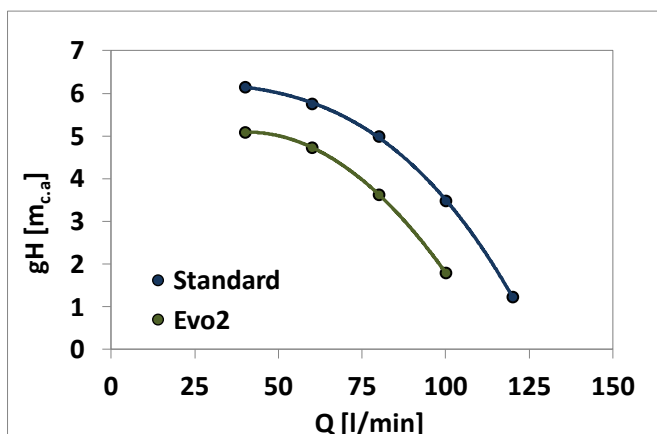


Figura 5.18 – Particolare in sezione della geometria Evo2.

Il nuovo diffusore porta ad un miglioramento sostanziale, come si vede dalla Fig. 5.19, i fenomeni di distacco del flusso comparsi con la geometria standard sono assenti sia al punto di progetto che alle alte portate. Dalle curve di prestazione riportate in Fig. 5.20 però si vede come le prestazioni siano calate a tutte le portate, sia in termini di rendimento sia in termini di prevalenza.



Figura 5.19 – Vector Plot della velocità a $Q = 80$ l/min, a) geometria standard e b) geometria Evo2.



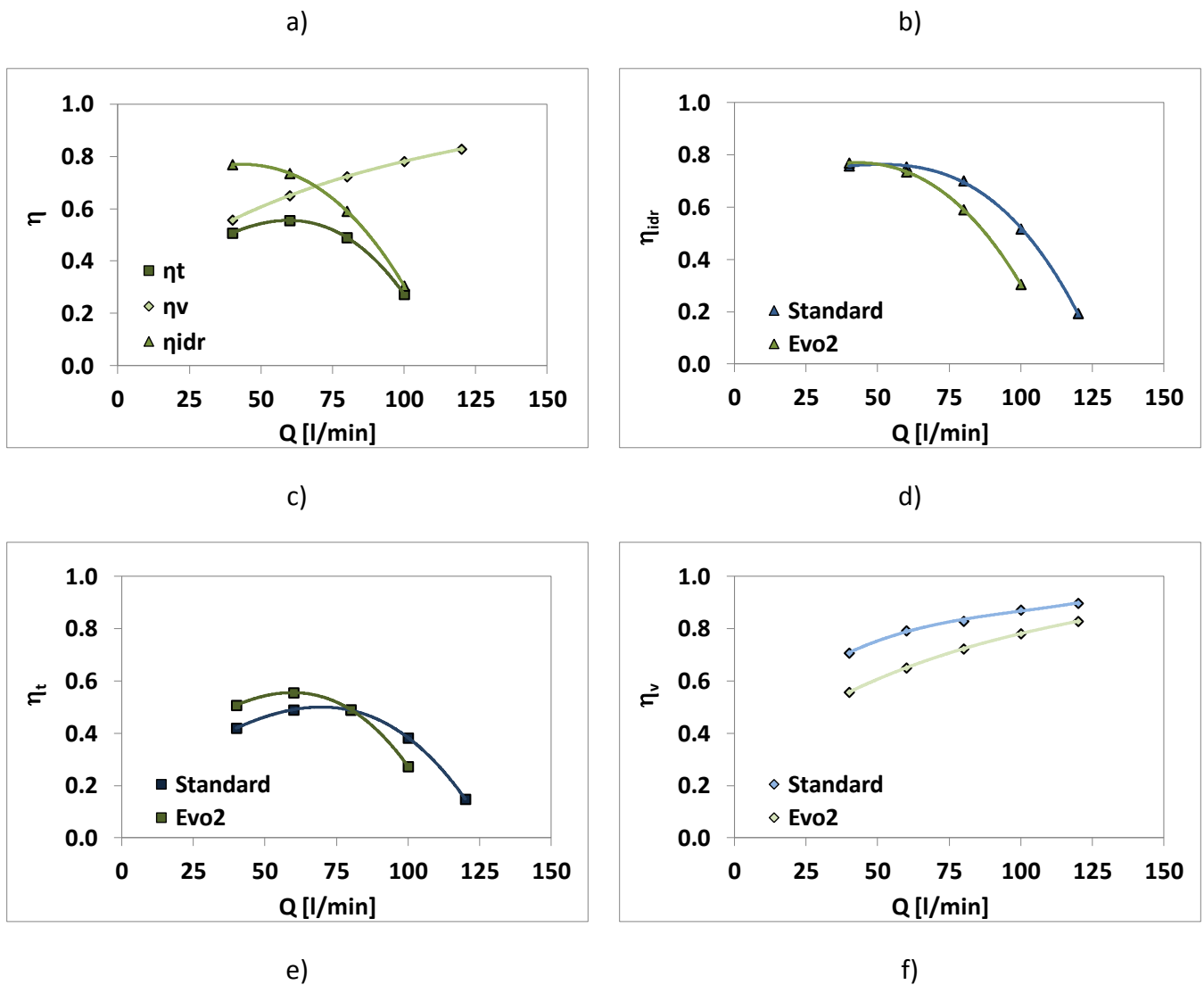


Figura 5.20 – Confronto dei rendimenti tra la geometria standard e la geometria Evo2

Dimensionamento della geometria EVO3

Il crollo delle prestazioni della geometria Evo 2 comporta la necessità di riprogettare la macchina unendo, questa volta, i vantaggi derivanti dalle due geometria già analizzate. Per aumentare le prestazioni si è tornati alle altezze delle pale b_1 e b_2 e curve di Bezier della geometria Evo1. I bordi di attacco e uscita sono rimasti invariati (Fig. 5.15). Nella voluta si è mantenuto il raccordo lineare di Evo 1 e il diffusore asimmetrico di Evo 2, Fig. 5.21.

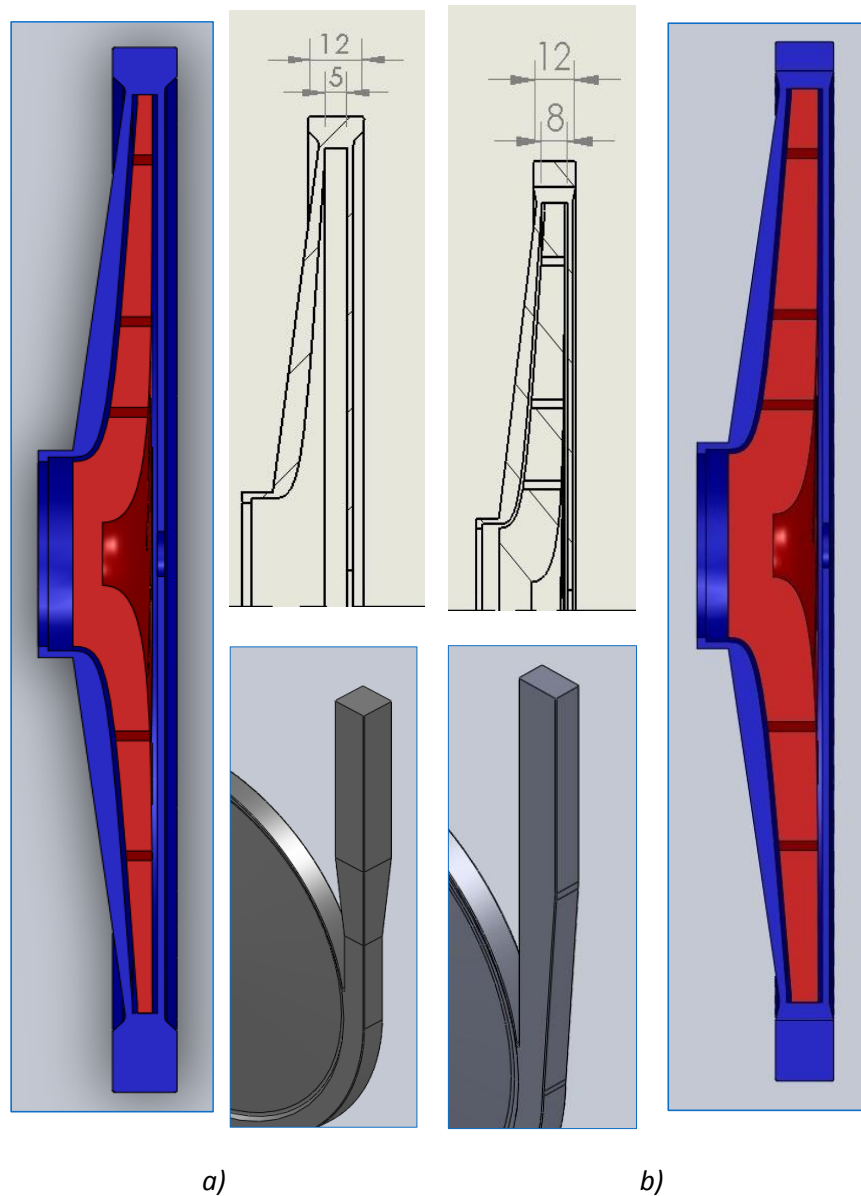
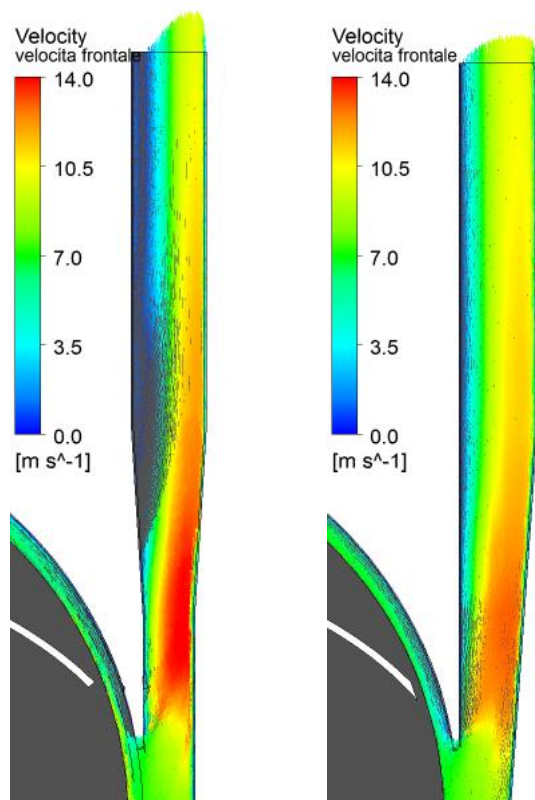


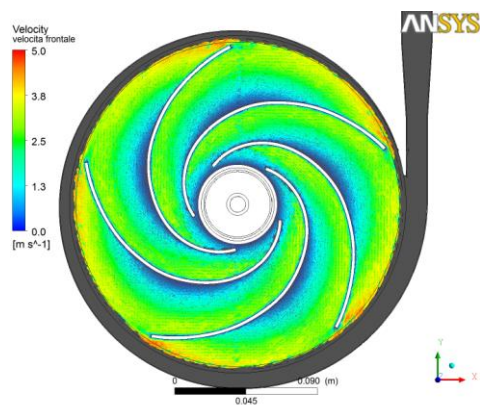
Figura 5.21 – a) Geometria standard e b) Geometria Evo3.

I risultati della geometria Evo 3 sono riportati in Fig. 5.22 e 5.23. Il flusso nel diffusore è migliorato notevolmente rispetto alla geometria standard, non ci sono più blockage fluidodinamici o wall fittizi, anche alle alte portate. Le curve di Fig. 5.23 mostrano un miglioramento della prevalenza in tutto il campo di funzionamento, che arriva ad un 19.7% alla portata di progetto, 6.2 m_{c.a.}. L'aumento delle prestazioni si rispecchia anche sui rendimenti, a 80 l/min si ottiene un incremento di $\Delta\eta_{id} +7.2\%$, $\Delta\eta_v +1.9\%$ e $\Delta\eta_{tot} +5.8\%$.

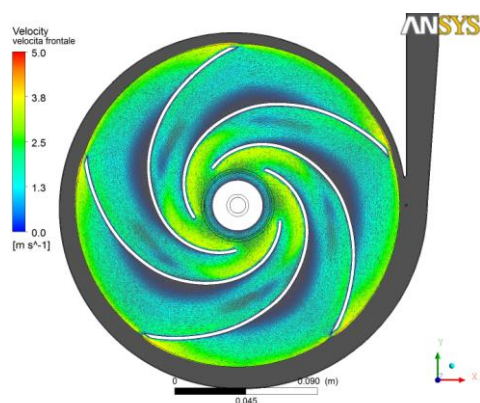


a)

b)

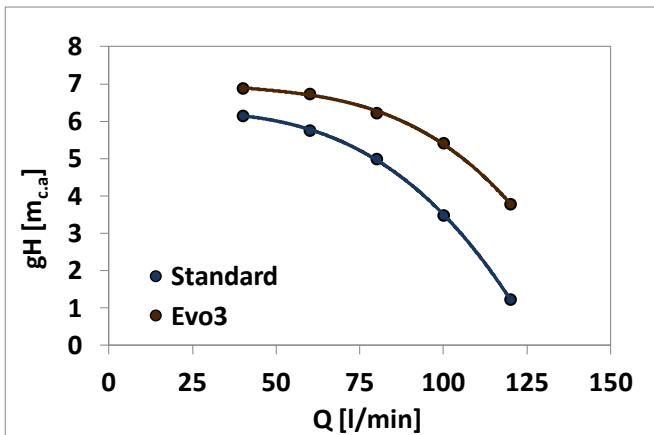


c)

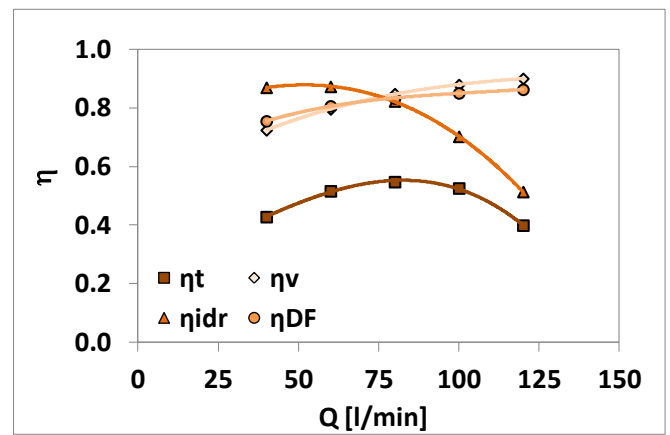


d)

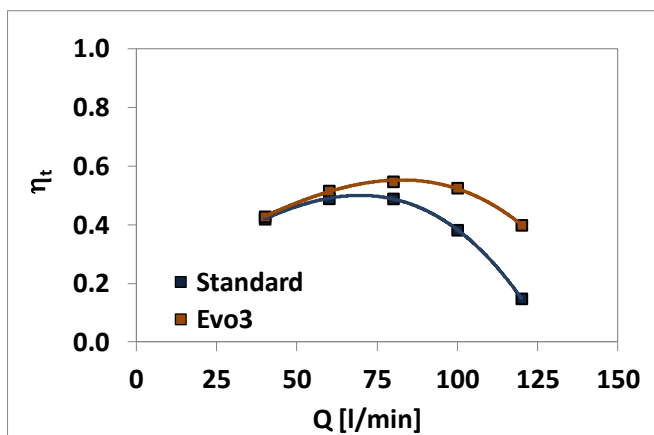
Figura 5.22 – Gradiente di velocità nel diffusore della voluta e nella girante, a) e c) della geometria standard, b) e d) della geometria Evo3.



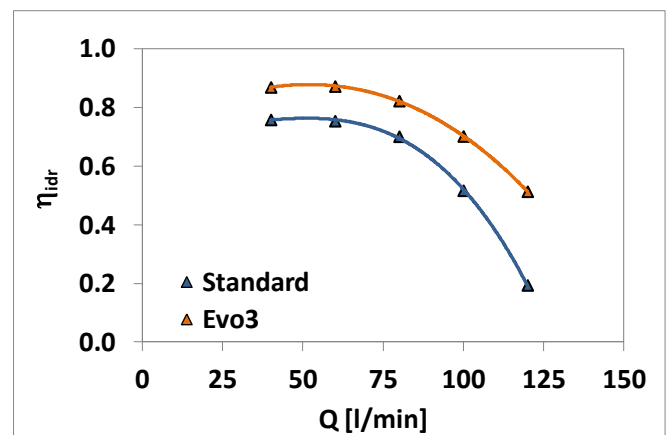
a)



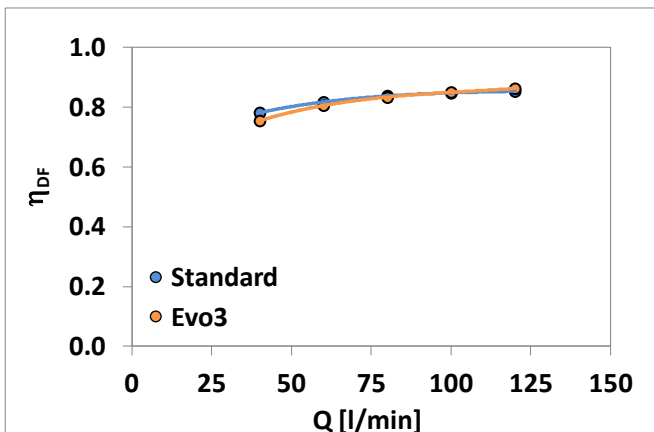
b)



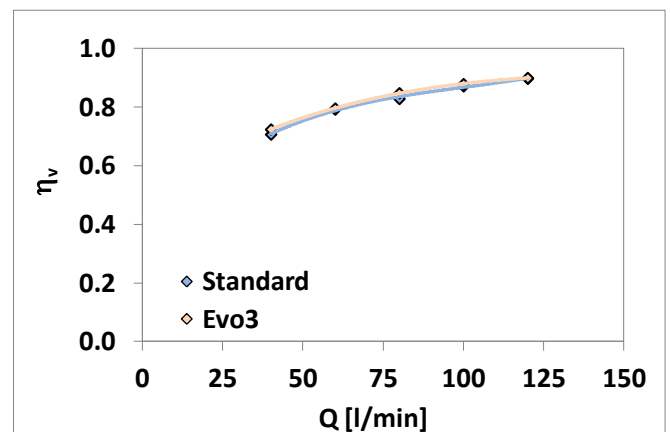
c)



d)



e)



f)

Figura 5.23 – Curve di prestazione.

In conclusione le prime due evoluzioni della pompa non hanno consentito di migliorare in generale le prestazioni globali, unendo i punti di forza in una terza evoluzione, si è ottenuto un aumento della prevalenza e dei rendimenti su tutto il campo di funzionamento della macchina. Anche il

fenomeno di distacco del flusso nel diffusore è diminuito alle alte portate e scomparso alla portata di progetto, questo può essere visto come conferma delle migliori performance dovute alle modifiche geometriche. Data la sua maggiore dimensione, la terza evoluzione comporta un leggero aumento dell'ingombro della macchina.

CAPITOLO 6

PROGETTAZIONE 1D-3D DI UN VENTILATORE PER BRUCIATORI AD ELEVATA POTENZA

6.1 Generalità

In questo capitolo viene dimensionato un ventilatore per bruciatori industriali ad elevata potenza (8-10 MW) per conto di un'azienda operante nel settore, usando la procedura di progettazione integrata mostrata nei precedenti capitoli.

Attualmente in commercio si trovano solo ventilatori monostadio da installare sui bruciatori, questa tipologia ha però il difetto di avere ingombri radiali elevati.

In questa tesi si propone quindi il progetto di un ventilatore dall'ingombro radiale minore, per arrivare ad ottenere le stesse prestazioni con una macchina dimensionalmente più piccola si è quindi proceduti al progetto di una macchina a due stadi.

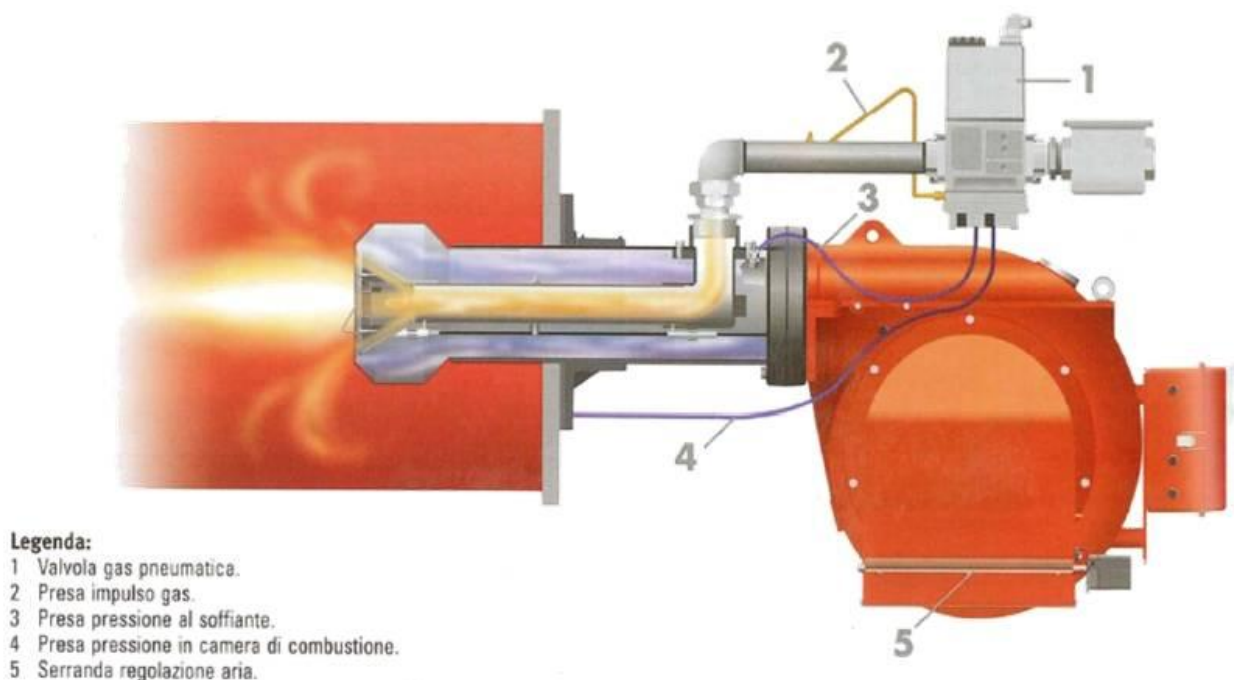


Figura 6.1 – Bruciatore e suoi componenti.

6.2 Dati di progetto

Il punto d'inizio della progettazione sono stati i valori prestazionali e le dimensioni massime d'ingombro della girante forniti dall'azienda.

I dati sono riportati nella tabella seguente:

DATI DI PROGETTO			
Portata	Q	3,227	m ³ /s
Prevalenza	H	0,377	m _{c.a}
Incremento di pressione	Δp	3694	Pa
Velocità di rotazione	n	2850	rpm
Potenza disponibile	P	15	kW
Diametro max girante	D _{2max}	500	mm

Tabella 6.1 - Dati di progetto e vincoli dimensionali del ventilatore.

Da questi dati si è proceduto alla progettazione monodimensionale secondo Cordier-Wright (Par.1.3) Inoltre l'azienda richiedeva che la macchina fosse a doppio stadio con flusso centrifugo, per poter ridurre al minimo gli ingombri radiali, obiettivo principale del progetto.

6.3 Dimensionamento della girante

6.3.1 Progettazione monodimensionale

Calcolato l'indice caratteristico mediante l'Eq.1.1 il diagramma 1.6 fornisce il tipo di girante e il diametro esterno. Quest'ultimo però eccede di molto il vincolo di 500 mm imposto dall'azienda che porta quindi ad un dimensionamento "fuori correlazione" della macchina. Per aver un certo margine si è scelto un diametro esterno di 480 mm, in oltre la prevalenza di progetto è stata aumentata del 20% per tenere conto delle perdite di energia dovute al doppio stadio e del funzionamento fuori progetto della macchina.

Sono state dimensionate 4 giranti che differiscono per il diametro D_1 per l'altezza del canale interpalare b_1 e b_2 e per il numero di pale z . Le dimensioni sono riportate nella tabella seguente.

Tipo di girante	D ₁ [mm]	D ₂ [mm]	b ₂ [mm]	b ₁ [mm]	Criterio di progettazione	N° di pale	β ₁ *	β ₂ *
1	338	480	120	120	b ₁ =b ₂	14	25	36
2	338	480	120	170	b ₂ r ₂ =b ₁ r ₁	14	18	36
3	338	480	85	120	b ₂ r ₂ =b ₁ r ₁	18	25	48
4	360	480	75	100	b ₂ r ₂ =b ₁ r ₁	18	28	50

Tabella 6.2 – Dimensioni caratteristiche delle giranti progettate.

La prima girante è stata ottenuta imponendo un'altezza costante del canale interpalare, Eq. 1.20, le altre invece mantenendo costante il prodotto tra l'altezza della pala all'ingresso (o uscita) e il raggio interno (o esterno), Eq. 1.21. Il diametro interno D₁ è stato calcolato con l'Eq.1.17 per le prime tre giranti, nell'ultima invece è stato maggiorato di 22 mm aumentando così la portata d'aria all'aspirazione. Le geometrie delle quattro giranti ottenute sono riportate nella Fig. 6.2.

Per quanto riguarda il profilo della linea media si è scelto il metodo di tracciamento punto a punto (Par. 1.6), questo rispetto ai profili ad un arco o ad archi multipli permette un controllo maggiore sull'angolo del profilo. Per tutte e quattro le geometrie è stata scelta una variazione lineare dell'angolo β d'inclinazione delle pale fra i valori β₁ e β₂ (Fig. 1.21).

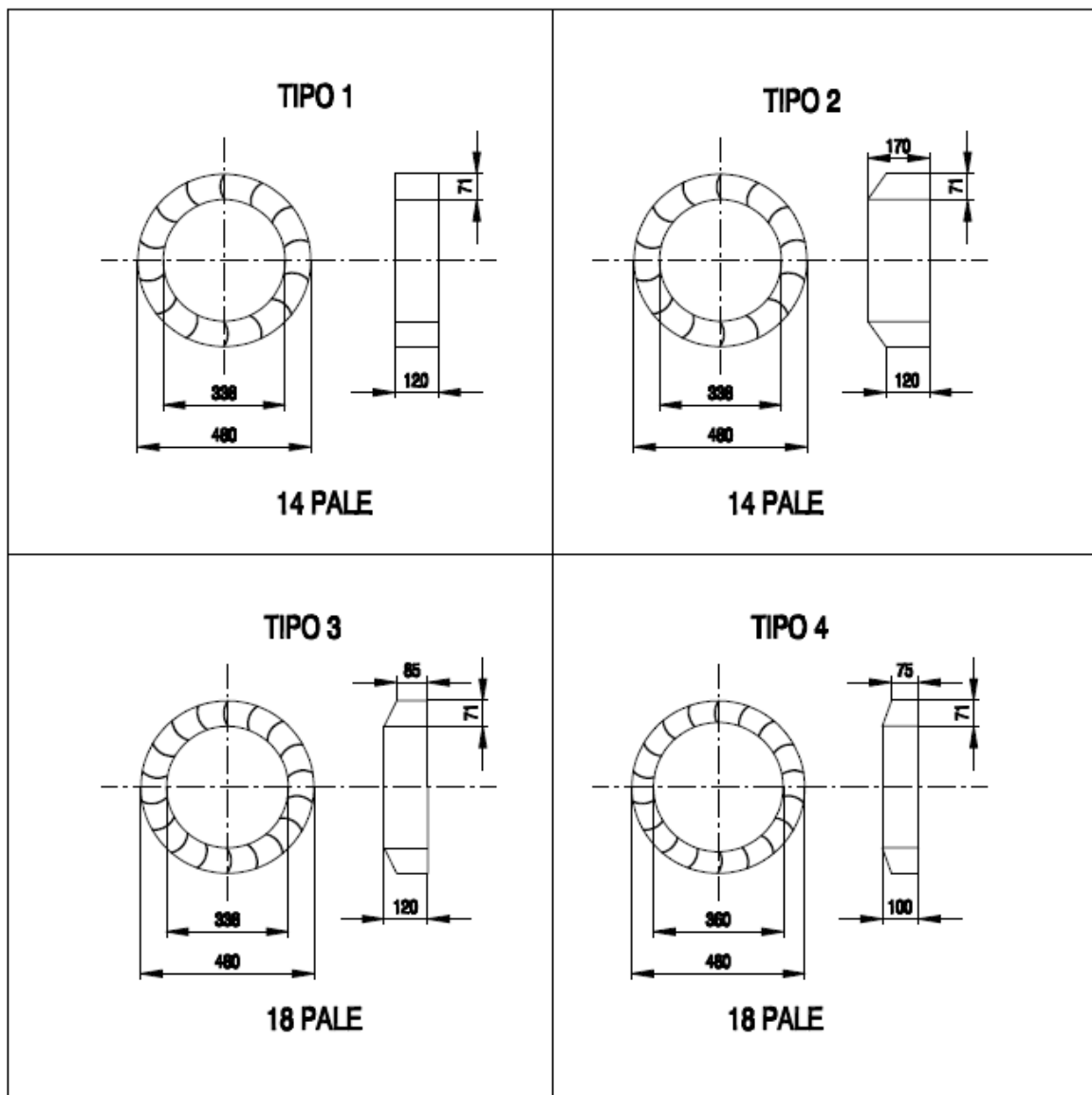


Figura 6.2 – Rappresentazione grafica delle giranti.

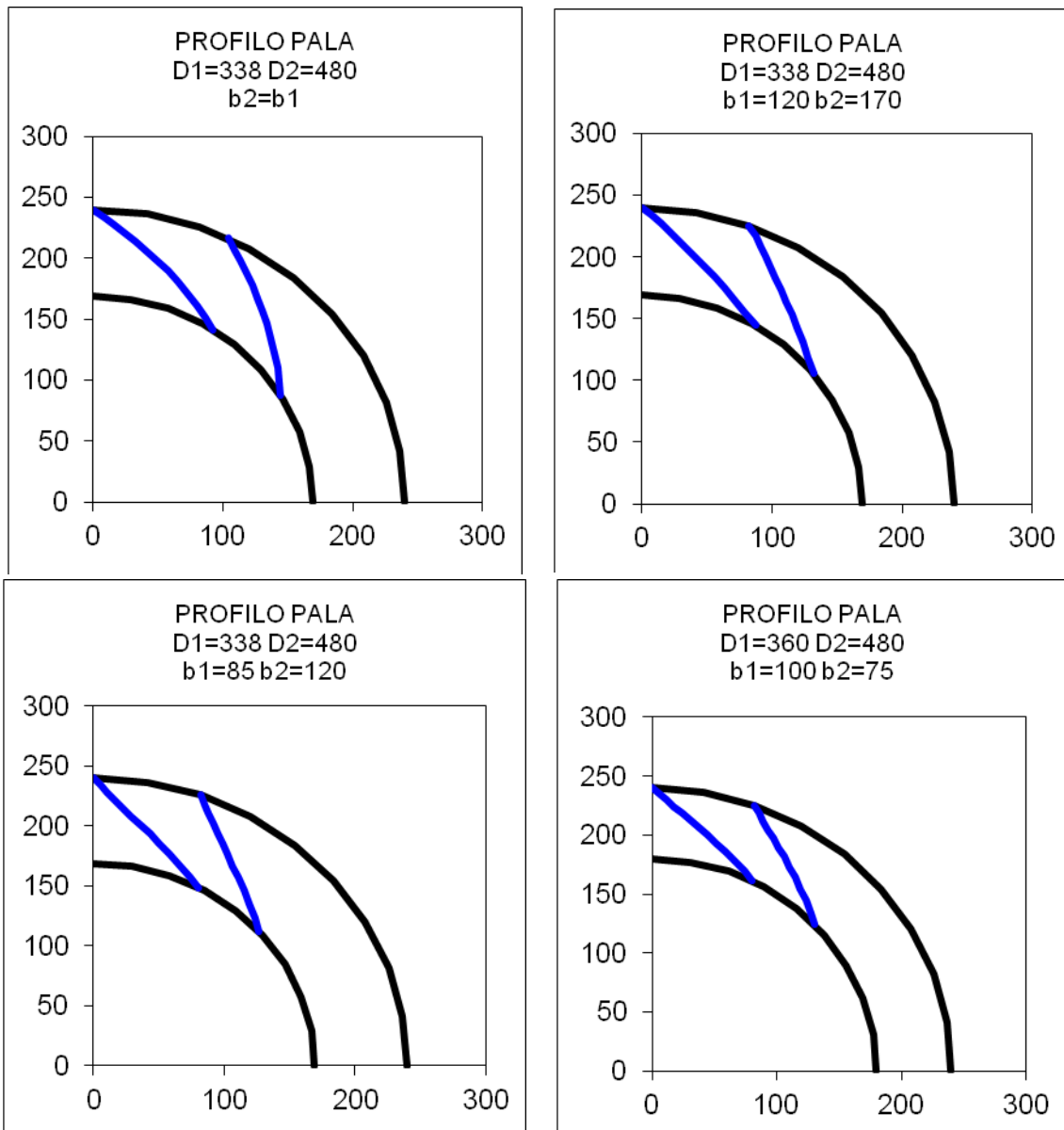


Figura 6.3 – Andamento della linea media per le quattro giranti.

6.3.2 Griglia di calcolo

Dalla progettazione monodimensionale sono emerse quattro giranti che differiscono per le scelte fatte sulla geometria del canale meridiano. Prima di dimensionare il resto della macchina si sono analizzate le quattro geometrie con un codice numerico ai volumi finiti al fine di individuare la girante più performante. Poiché la girante è assialsimmetrica il dominio di calcolo è stato ridotto ad un condotto interpolare diminuendo così l'onere computazionale e di conseguenza il tempo di calcolo. L'analisi di sensibilità alla griglia è stata fatta su una delle giranti dimensionate alla portata di progetto (Fig. 6.4) simulando tre mesh differenti ad elementi tetraedrici: la prima da 600'000 elementi, la seconda da 1'500'000 elementi e la terza da 3'000'000 elementi. In tutte e tre le griglie sono stati aggiunti cinque strati di elementi prismatici per risolvere meglio lo strato limite. Come si può vedere dal grafico riportato in Fig. 6.5 la soluzione data dalla mesh da 1'500'000 elementi può essere già considerata indipendente dal numero degli elementi, pertanto questa è

stata la griglia scelta per simulare tutte e quattro le giranti. In Fig.6.6 è riportata un'immagine della mesh.

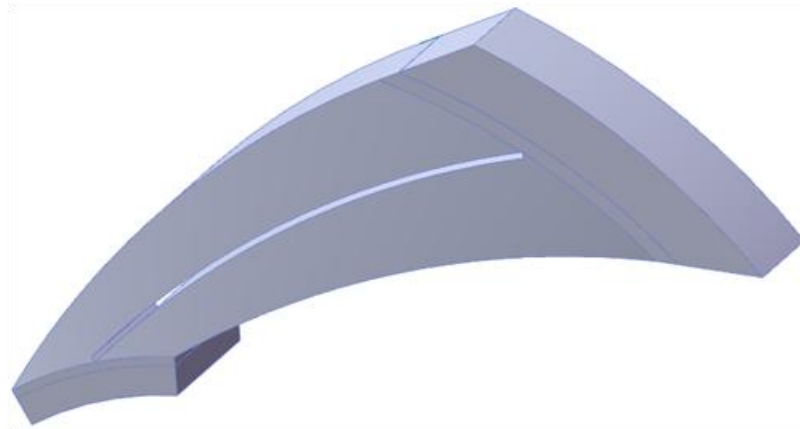


Figura 6.4 - Modello solido di una delle giranti simulate

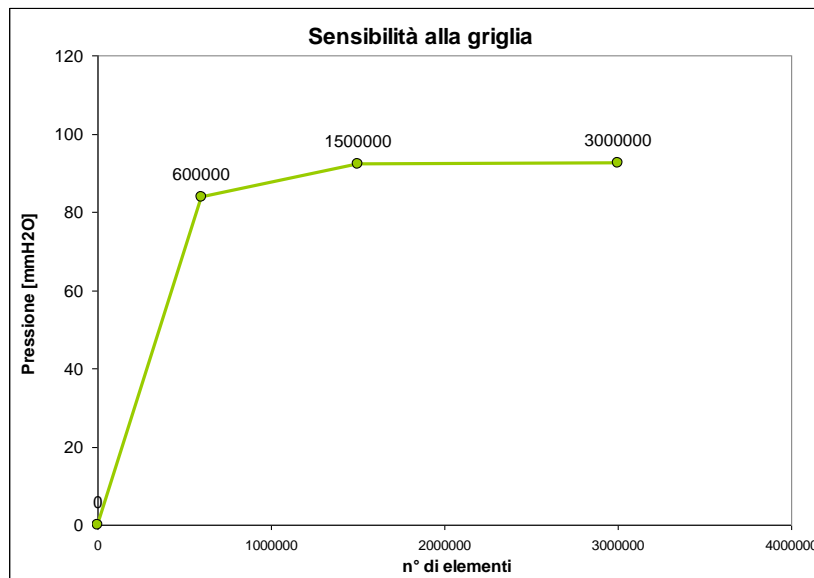


Figura 6.5 - Analisi di sensibilità alla griglia

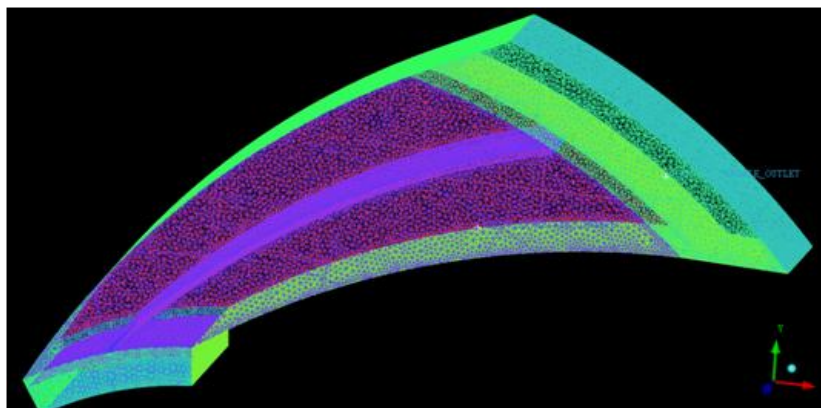


Figura 6.6 - Mesh da $1.5 \cdot 10^6$ elementi.

6.3.3 Condizioni al contorno

Importata la griglia di calcolo nel risolutore si sono impostate le condizioni al contorno del calcolo. Poiché il modello comprende solo un settore interpolare della girante risulta necessario un solo dominio fluido posto in rotazione alla velocità di progetto di 2850 giri/min.

Le condizioni al contorno utilizzate sono state la portata in massa sulla superficie d'ingresso del dominio, la pressione statica pari a 0 Pa sulla superficie di uscita e la periodicità rotazionale tra i lati sinistro e destro della girante. Infine per il calcolo della turbolenza si è scelto il modello k-ε.

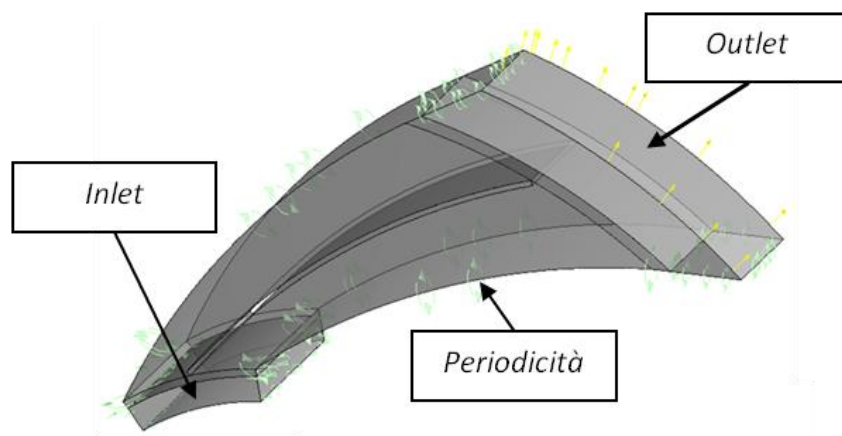


Figura 6.3 - Condizioni al contorno imposte.

In tabella sono riportati i valori di portata in ingresso a ciascuna girante, da notare che tali valori sono riferiti al singolo canale interpolare, poiché è stato simulato il singolo canale e non la geometria completa:

Tipo girante	N° di pale	Portata in massa [kg/s]	Portata totale [kg/s]
1	14	0,276	3,286
2	14	0,215	3,286
3	18	0,215	3,286
4	18	0,215	3,286

Tabella 6.3 – Portate in massa imposte.

6.3.4 Convergenza del calcolo

Impostate le condizioni al contorno si sono importati i modelli delle giranti nel risolutore fluidodinamico. Sono state effettuate quindi quattro simulazioni una per ciascuna geometria alla portata di progetto. Il tempo di calcolo per ciascuna simulazione è stato di 9 – 10 ore su un computer con processore dual-core e 4GB di Ram.

Il controllo sulla convergenza è stato effettuato attraverso il controllo sull'andamento dei residui delle equazioni riportato nel grafico creato dal risolutore. Come si vede dalla Fig. 6.4 una volta a

convergenza i residui sono scesi fino a 10^{-9} garantendo così un bassissimo errore sulle equazioni e quindi una buona attendibilità della risoluzione.

```
=====
OUTER LOOP ITERATION = 860 ( 193) CPU SECONDS = 5.260E+04 (1.265E+04)
=====
```

Equation	Rate	RMS Res	Max Res	Linear Solution
Wallscale	0.98	6.4E-09	1.6E-07	5.4 1.4E-02 OK
U-Mom	0.99	9.9E-09	2.7E-07	1.5E-02 OK
V-Mom	1.00	1.5E-08	2.8E-07	1.1E-02 OK
W-Mom	0.99	7.0E-09	3.2E-07	2.3E-02 OK
P-Mass	0.99	3.6E-09	5.9E-08	4.9 1.9E-02 OK
K-TurbKE	0.97	8.5E-09	3.9E-07	5.6 6.0E-03 OK
O-TurbFreq	0.98	1.7E-09	6.2E-08	8.8 3.0E-03 OK

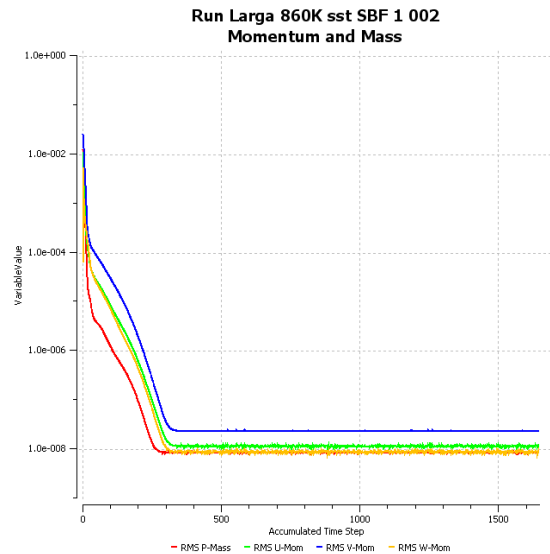


Figura 6.4 – Andamento dei residui e grafico di convergenza.

6.3.5 Comportamento fluidodinamico delle giranti simulate

Per ogni girante simulata sono visualizzati in Fig. 6.5 i gradienti di velocità e pressione totale sul piano blade to blade ad un'altezza media del canale meridiano.

Com'è possibile notare dalle immagini, in tutte le giranti, in corrispondenza del bordo di attacco della pala sul lato in depressione si verifica un brusco aumento di velocità del flusso. Dal gradiente di pressione invece si osserva come nella zona di entrata si abbia un brusco picco dovuto probabilmente all'impatto del flusso con il bordo palare. Questi effetti causano delle perdite di energia nella macchina e si potrebbero evitare arrotondando il bordo di attacco ad esempio con un arco di cerchio o ellittico.

La geometria della pala è stata imposta dall'azienda perché essendo di facile costruzione non comporta lavorazioni meccaniche complesse. La semplicità costruttiva però può implicare una piccola perdita dal punto di vista delle prestazioni.

Mantenendo questo bordo di attacco probabilmente si riuscirebbe a migliorare l'incidenza variando di 1 o 2 gradi l'angolo di attacco della pala.

Passando ad un'analisi quantitativa delle diverse giranti sono state calcolate le seguenti grandezze:

-Salto di pressione totale

$$\Delta p_{tot} = p_{out} - p_{in} \quad (6.1)$$

-Potenza idraulica fornita al fluido

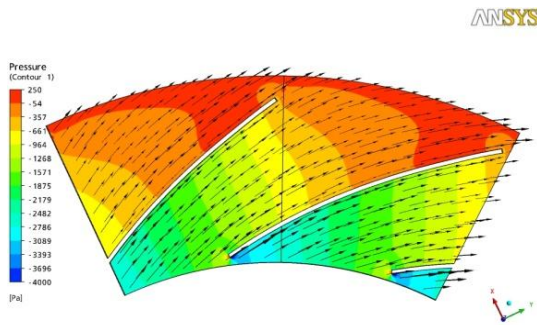
$$P_{idraulica} = \frac{\Delta p_{tot} Q}{1000} \quad (6.2)$$

-Potenza assorbita dalla girante

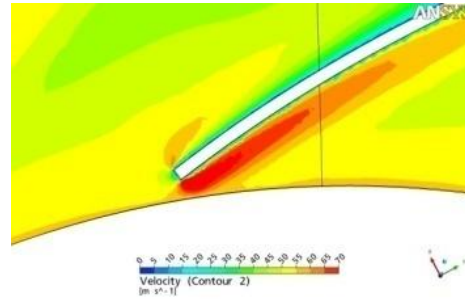
$$P_{girante} = \frac{M \omega}{1000} \quad (6.3)$$

-Rendimento numerico della girante

$$\eta = \frac{P_{idraulica}}{P_{girante}} \quad (6.4)$$

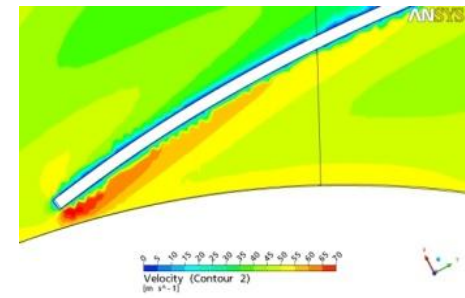
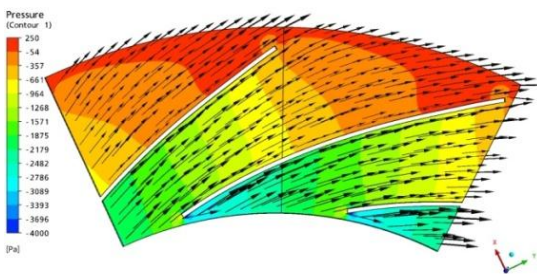


ANSYS



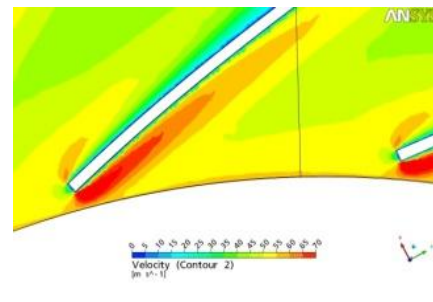
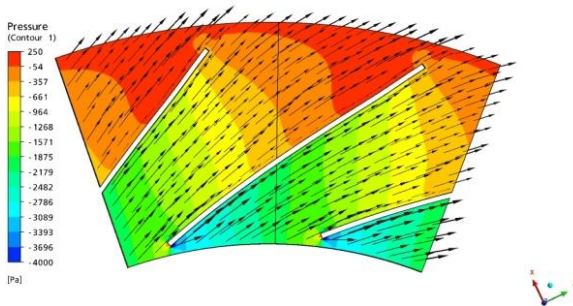
Girante 1

ANSYS



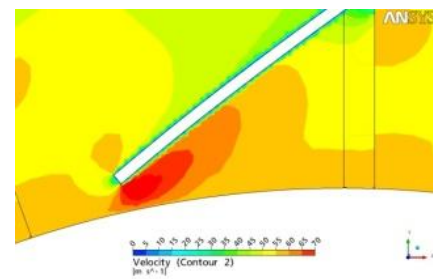
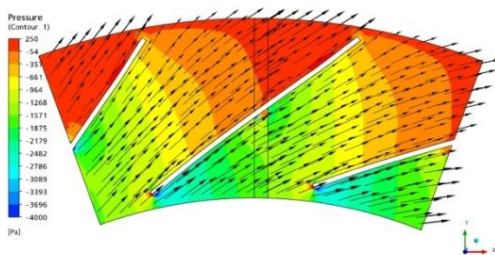
Girante 2

ANSYS



Girante 3

ANSYS



Girante 4

Figura 6.5 – Gradienti di velocità e pressione sul piano blade to blade delle giranti simulate.

Giranti		Tipo 1	Tipo 2	Tipo 3	Tipo 4
p_{tot-in}	Pa	-1937	-1894	-1755	-1289
$p_{tot-out}$	Pa	909	986	1267	1219
Δp_{tot}	Pa	2846	2880	3022	2508
$\Delta p_{progetto}$	Pa	2200	2200	2200	2200
Coppia singola pala	Nm	2,34	2,38	1,94	1,73
Coppia totale assorbita	Nm	32,80	33,40	35,04	31,12
$P_{idraulica}$	kW	9,30	9,41	9,88	8,20
$P_{girante}$	kW	9,80	9,98	10,46	9,29
Rendimento		0,95	0,94	0,92	0,88

Tabella 6.4 - Prestazioni rilevate dalle giranti simulate.

Come si può notare dai risultati ogni girante sviluppa un salto di pressione superiore a quello di progetto ciò non deve sorprendere perché quest'ultima si riferisce alla macchina completa, cioè tra ingresso della girante e uscita dalla voluta, il salto di pressione risultante dalle simulazioni invece si riferisce solo alla girante.

Osservando i valori di pressione totale che sono stati riportati in Tab. 6.6 quella con le maggiori prestazioni sembra essere la TIPO 3, anche se presenta un rendimento inferiore alle altre.

La girante di TIPO 4 presenta prestazioni leggermente inferiori rispetto alle altre ma ha il vantaggio di avere dimensioni ridotte.

Fatte queste considerazioni è stato scelto di sviluppare queste ultime due giranti in modo tale da restringere il campo delle possibili scelte.

Al fine di aumentare le prestazioni delle giranti in esame, si è operata una modifica al profilo delle pale in modo da aumentare la componente periferica della velocità assoluta V_{u2} (1.16).

Per ottenere questo si è disegnato un profilo della pala perfettamente rettilineo rispetto ai precedenti che erano disegnati tramite il metodo punto a punto come si può vedere dalla figure seguenti:

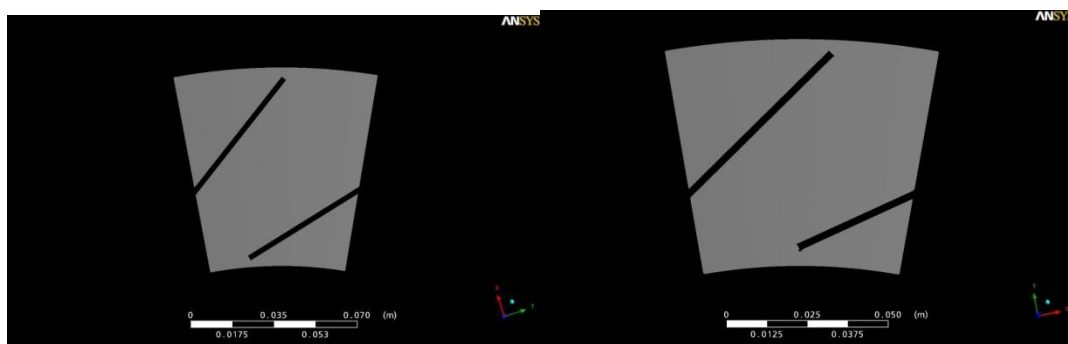


Figura 6.6 - Profili pale ottenuti in seguito al raddrizzamento

La modifica del profilo ha portato ad ottenere in uscita per le giranti i seguenti angoli:

	Angolo β_2^* originale	Angolo β_2^* dopo modifica
Girante 3 mod	48°	52°
Girante 4 mod	46°	50°

Tabella 6.5 – Giranti modificate.

Le due giranti modificate si sono simulate per verificare l'effettiva efficacia delle modifiche apportate e si sono visualizzati i campi di velocità e pressione per mettere in evidenza eventuali fenomeni fluidodinamici causanti perdite, si sono inoltre rilevate le grandezze necessarie al calcolo delle prestazioni erogate:

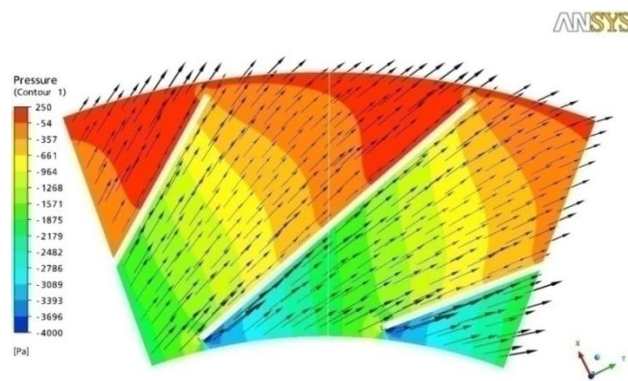


Figura 6.7 - Girante 3 modificata.

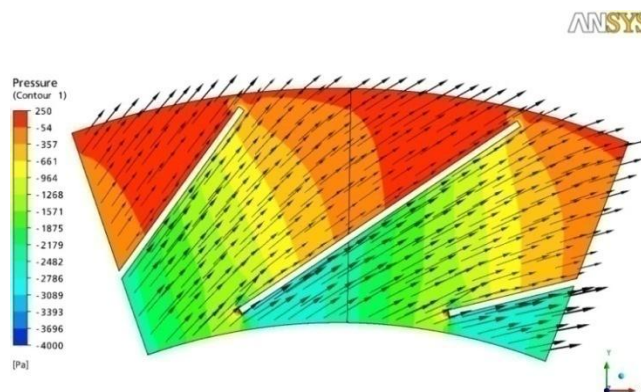


Figura 6.4 - Girante 4 modificata.

TIPO 3 mod	TIPO 4 mod
b1=120 b2=85	b1=100 b2=75
D1=338 D2=480	D1=360 D2=480

P_{in}	Pa	-1895	-1395
P_{out}	Pa	1612	1244
Δp	Pa	3507	2639
Coppia singola pala	Nm	2,30	-1,78
Coppia totale	Nm	41,54	32,04
$P_{idraulica}$	kW	11,46	8,62
$P_{girante}$	kW	12,40	9,56
η_{mod}		0,92	0,90

Tabella 6.6 - Prestazioni rilevate dopo le modifiche

Confrontandoli con i dati delle geometrie originali si nota che nel caso della girante 3 le modifiche fatte portano ad un notevole aumento del Δp_{tot} e ad un lieve calo del rendimento, mentre per quanto riguarda la girante 4 non ci sono variazioni rilevanti.

6.4 Dimensionamento del canale di ritorno

Il flusso in uscita dalla girante nella maggior parte dei casi è irregolare e soggetto a fenomeni di instabilità per cui nelle macchine pluristadio vengono aggiunti dei condotti statorici aventi lo scopo di regolarizzare il flusso e permettergli un ingresso ottimale nella seconda girante.

Questi condotti sono formati da due parti, la prima chiamata diffusore e la seconda canale di ritorno.

Il diffusore nella maggior parte dei casi ha il compito di convertire l'energia cinetica in uscita dalla girante in energia di pressione.

Ci sono essenzialmente due tipi di raddrizzatore: liscio o palettato.

I diffusori lisci hanno un campo di funzionamento ampio ma una efficienza bassa a causa della lunga traiettoria percorsa dal fluido (spirale logaritmica) che comporta alte perdite per attrito. Inoltre, al diminuire della portata, le traiettorie si allungano (α aumenta). In tali condizioni e con bassa energia cinetica del flusso, si avrà più facilmente la separazione dello strato limite sulle pareti del diffusore.

Il diffusore palettato, a fronte di un maggior onere costruttivo, permette una più rapida variazione della velocità con il raggio, assicurando nel contempo un flusso più regolare con perdite di attrito minori. Risulta pertanto essere più compatto ed avere una maggiore efficienza. E' però più sensibile alle variazioni di portata poiché al variare della direzione della velocità in uscita girante si hanno effetti di incidenza sul bordo di attacco. Ha perciò un campo di funzionamento più ristretto rispetto al diffusore liscio.

Per quanto riguarda il canale di ritorno, esso è costituito da un condotto palettato. Il suo ruolo, nel caso sia presente un diffusore non palettato, è di guidare il flusso fortemente vorticoso che esce dalla prima girante e di farlo entrare nella girante successiva con una componente di swirl nulla o quasi nulla.

Quindi il canale di ritorno deve raddrizzare il flusso nel miglior modo possibile e con le minori perdite possibili.

In alcuni casi questo avviene tramite una diffusione del flusso, quando questo non è possibile tramite un'accelerazione.

Il campo di moto del return channel è altamente influenzato dalla presenza di flussi secondari, quali vortici a ferro di cavallo.

Essi sono causati dall'impatto del flusso con le pale e possono interessare l'intera altezza del canale

Sono stati imposti dall'azienda dei vincoli dimensionali sull'ingombro esterno della macchina; il diametro esterno deve essere di massimo 600 mm, l'ingombro assiale deve risultare minimo e non ci devono essere curve e raccordi, in altre parole la forma deve essere più semplice possibile in modo tale da avere un basso costo di produzione.

I vincoli imposti dall'azienda hanno impedito il progetto di un raddrizzatore con caratteristiche simili a quelli appena descritti e presenti in letteratura.

In particolare non è stato possibile porre in uscita dalla girante il diffusore che ha la funzione di recuperare la pressione e di permettere al flusso di svilupparsi.

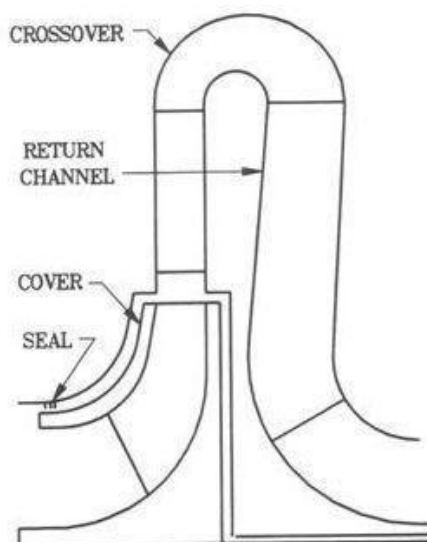


Figura 6.5 - Tipica geometria raddrizzatore.

In questa fase della progettazione monodimensionale sono stati dimensionati e poi simulati due tipi di raddrizzatori, il primo con le pale ed il secondo senza; Per entrambi le dimensioni caratteristiche sono le stesse:

Lunghezza totale	Diametro	Larghezza canale di ritorno
mm	mm	mm
340	600	120

Tabella 6.7 - Dati principali raddrizzatori.

I vincoli e le dimensioni delle giranti da accoppiare al raddrizzatore hanno impedito la presenza di un tratto rettilineo in uscita dalla girante e di conseguenza la presenza di pale statoriche in tale zona.

Le pale sono state quindi posizionate nel condotto di ritorno del raddrizzatore in modo da permettere al flusso di raddrizzarsi prima di affrontare la seconda curva ed entrare nella seconda girante.

L'angolo di ingresso del flusso nel raddrizzatore è stato ricavato dall'inclinazione che assume il flusso all'uscita della girante, perciò è stato necessario dimensionare per ogni girante un diverso raddrizzatore.

Ricavato l'angolo relativo ad ogni girante si è provveduto alla sua correzione tramite la relazione fornita dal Lazarkievic:

$$\alpha^* = \arctan(1,25 \tan \alpha)$$

dove con α si intende l'angolo che la velocità assoluta V assume all'uscita della girante.

Per ogni girante si è ottenuto quindi dall'angolo α il relativo α^* usato per il progetto delle pale del canale di ritorno:

Tipo girante	α	α^*
1	26	31
2	24	30
3	31	37
4	37	44

Tabella 6.8 - Angoli pale raddrizzatrici corretti.

Per quanto riguarda il tipo con pale raddrizzatrici, il profilo di queste ultime è stato ottenuto con il metodo punto a punto.

Essendo lo scopo del raddrizzatore quello di far raggiungere al flusso una direzione radiale che permettesse l'ingresso in girante in condizioni ottimali, l'angolo α da far possedere al flusso in uscita dalle pale doveva essere pari a 90° . Dovendo però considerare la presenza anche sulle pale statoriche del difetto di deviazione per il quale il flusso non viene curvato dell'angolo della pala bensì in maniera minore l'angolo costruttivo α^* all'uscita per tutti i raddrizzatori è stato assunto pari a:

$$\alpha^*_4 = 95^\circ$$

Si sono quindi ottenuti quattro raddrizzatori palettati, con le seguenti caratteristiche

Tipo girante	α^*_3	α^*_4
1	31	95
2	30	95
3	37	95

Tabella 6.9 - Angoli costruttivi pale raddrizzatrici.

Per il disegno del profilo delle pale si è utilizzato il metodo punto a punto, ci si è quindi avvalsi del foglio di calcolo creato per le pale delle giranti adattandolo per questo caso.

Le legge di variazione dell'angolo imposta per il disegno è stata la variazione lineare di quest'ultimo tra i valori di α^*_3 e α^*_4 .

Di seguito sono riportati il foglio Excel utilizzato e i vari profili della linea media della pala ottenuti.

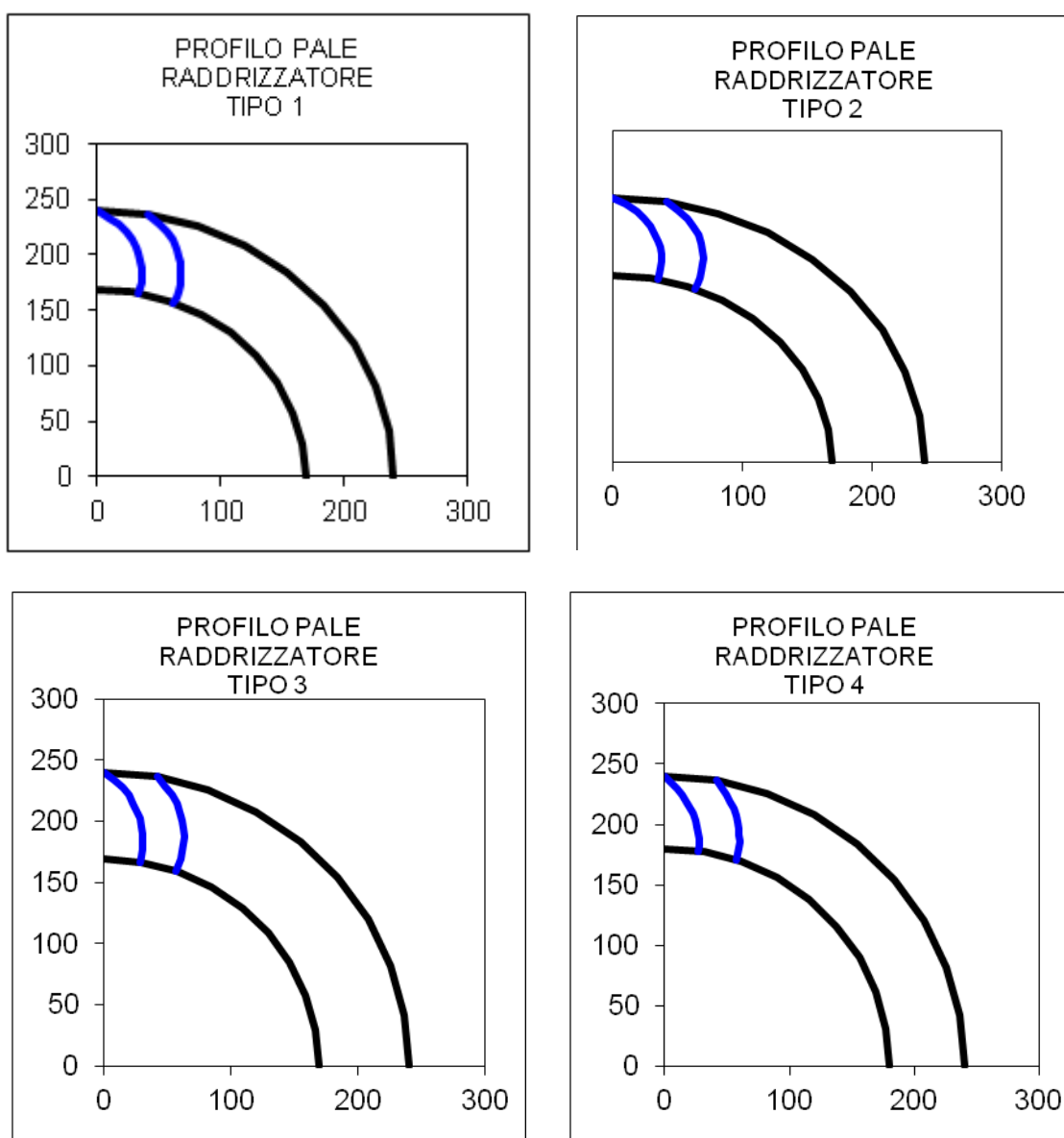


Figura 6.6 – Geometrie dei raddrizzatori progettati.

6.5 Descrizione del modello numerico

Per la scelta delle giranti e del canale di ritorno finale sono state fatte delle simulazioni

numeriche sulla macchina completa. Sono stati introdotti un condotto d'ingresso e uno di uscita avente la funzione di uniformare il flusso in uscita dalla seconda girante e simulare l'ingresso in voluta.

Poiché il dominio computazionale comprende due domini rotorici (le due giranti) e tre domini stazionari (il condotto di ritorno, il condotto d'ingresso e quello di uscita) nel modello è necessario introdurre i modelli di iterazione rotore/statore aumentando così notevolmente l'onere computazionale delle simulazioni. Complicando notevolmente il calcolo risulta importante ridurre al minimo l'errore numerico che viene commesso dal risolutore. In quest'ottica si è voluto validare il modello con una geometria nota, una geometria cioè fornita dall'azienda di cui sono note le curve sperimentali. La geometria utilizzata per la validazione è un ventilatore avente la stessa voluta della macchina che si sta progettando e prestazioni simili. Sono state provate tre griglie di calcolo ad elementi tetraedrici: la prima da 2'200'000 elementi, la seconda da 2'500'000 elementi e la terza da 3'200'000 elementi. In quest'ultima sono stati aggiunti cinque strati di elementi prismatici per risolvere meglio lo strato limite. Gli elementi sono distribuiti per il 43% nel dominio della girante, per il 32% nel dominio della voluta e il restante nel dominio d'ingresso. I risultati ottenuti simulando le tre mesh a diverse portate sono riportate in Fig. 6.9 e mostrano come ci sia una buona corrispondenza tra l'andamento della curva sperimentale e l'andamento delle tre griglie, lo scostamento che rimane pressoché invariato per tutte e tre è causato probabilmente dagli effetti delle semplificazioni geometriche del modello e dagli errori numerici. La mesh scelta per simulare la macchina bistadio è la terza poiché seppur il risultato varia di pochissimo rispetto alle altre l'andamento della curva rispecchia di più quello ottenuto sperimentalmente.

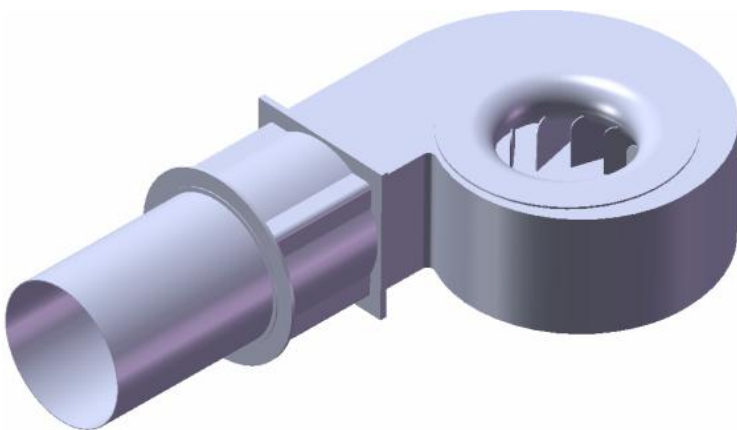


Figura 6.7 – Geometria del ventilatore usato per la validazione del modello numerico.

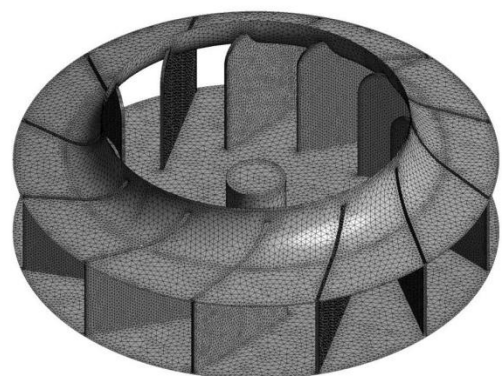


Figura 6.8 – Mesh della girante.

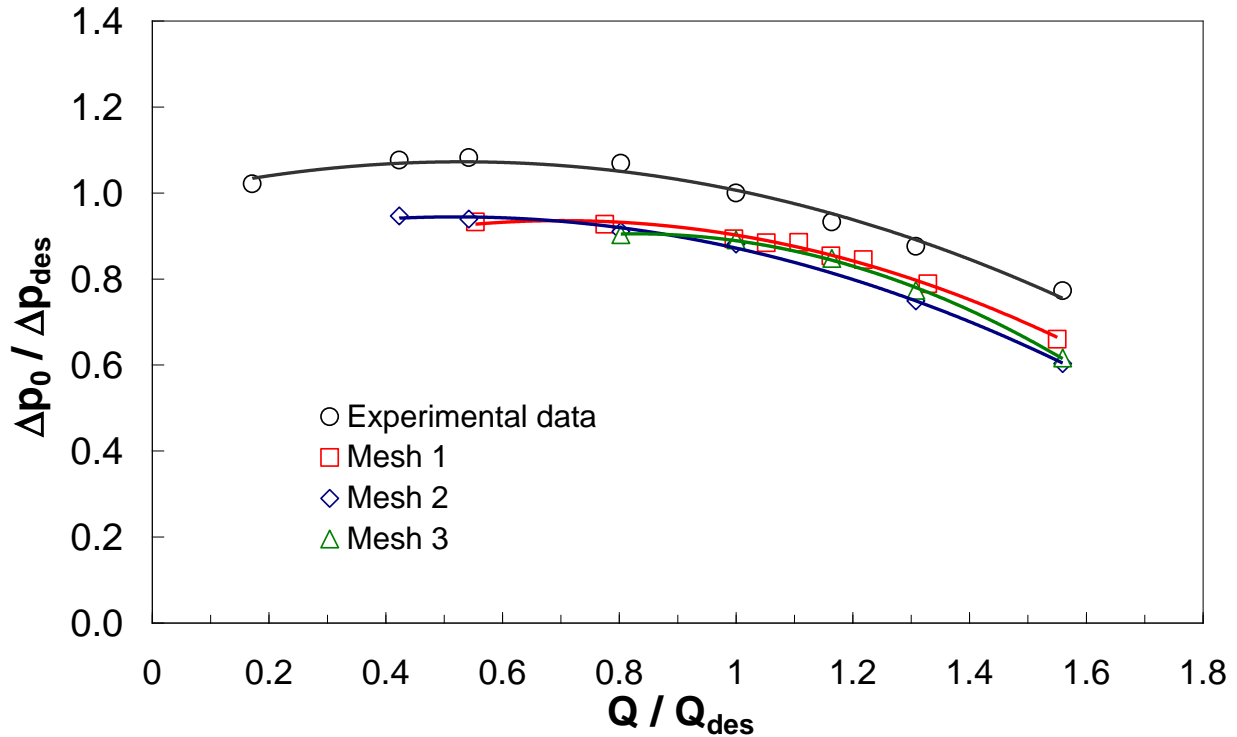


Figura 6.9 – Validazione del modello.

In Fig. 6.10 è riportata la geometria completa della macchina bistadio simulata. La griglia di calcolo è stata creata con le impostazioni della mesh validata sulla geometria nota (Fig. 6.8). La griglia è riportata in Fig. 6.11

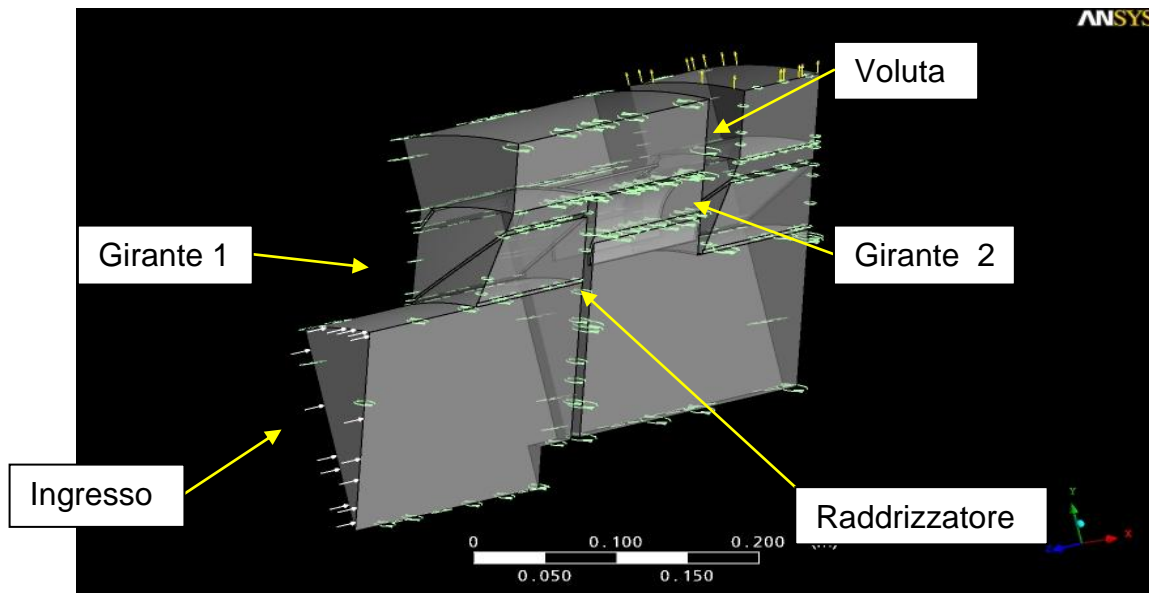


Figura 6.10 - Modello solido dello spicchio di macchina completa

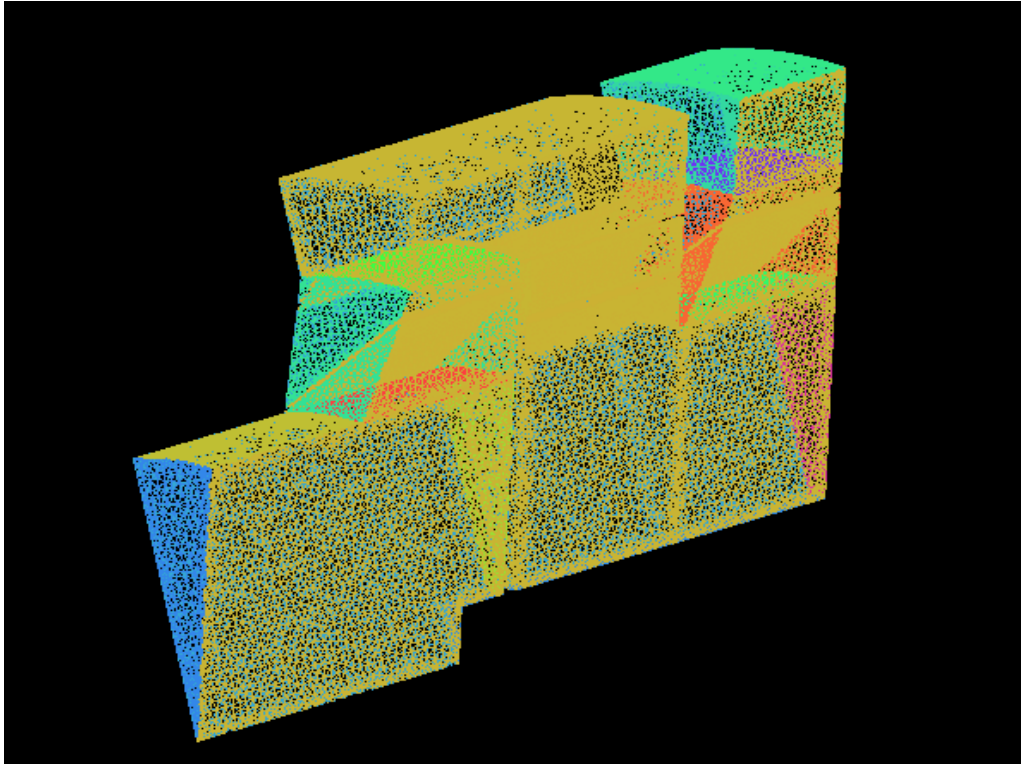


Figura 6.11 - Griglia della macchina completa.

Come già detto in precedenza è stato necessario impostare nelle zone di interfaccia fra i vari domini il modello di interazione rotore statore. In tutte le simulazioni fatte il modello utilizzato è stato lo stage-mixing plane.

Come per le giranti singole anche in questo caso è stato necessario imporre la periodicità del modello.

Nelle simulazioni si è perciò imposta tra le superfici destra e sinistra del ventilatore una interfaccia con periodicità rotazionale. Si è utilizzato uno schema di risoluzione del secondo ordine ed il modello $k-\epsilon$ per lo studio della turbolenza.

All'ingresso si è impostata una portata in massa pari a 3.286 kg/s diviso il numero di pale della girante poiché come già detto il dominio computazionale è rappresentativo di un solo canale interpale. Sulla superficie di uscita è stata imposta la condizione di outlet con una pressione statica di 0 Pa.

6.6 Simulazioni della macchina completa

6.6.1 Macchina completa con raddrizzatore senza pale

La prima geometria completa simulata è stata quella ottenuta dall'accoppiamento di due giranti di tipo 3 con un raddrizzatore senza pale avente lunghezza totale di 340 mm diametro esterno di 600 mm e larghezza del canale di ritorno di 120 mm.

L'osservazione del campo di velocità e dei relativi vettori e del campo di pressione hanno messo in evidenza che il flusso è altamente irregolare, infatti dopo la prima girante esso presenta nel return channel una notevole componente di swirl che impedisce di presentarsi all'ingresso della seconda girante in condizioni ottimali. Inoltre si può notare come meno della metà del canale di ritorno sia coinvolta dal passaggio del flusso in direzione della seconda girante. L'altra parte del canale è interessata da un forte ricircolo che causa un fenomeno di bloccaggio. Questo è sicuramente causato dalla mancanza di pale raddrizzatrici del flusso e dal brusco cambiamento di direzione che il flusso deve compiere in uno spazio ristretto.

Passando ora ad osservare la seconda curva si nota come i problemi relativi alla prima si ripresentino, infatti anche in questo il flusso non ha il tempo di curvare in modo uniforme. Questo causa che una sola parte dell'ingresso della seconda girante è coinvolto dall'entrata del flusso e con velocità molto elevate, se si aggiunge la componente di swirl posseduta dal flusso si può dire che la seconda girante lavora in condizioni pessime. Affermazione questa supportata dai dati rilevati. Si deve inoltre considerare che la girante è progettata per avere una velocità in ingresso priva di componente periferica.

Se si passano ora a considerare le zone di fluido vicino alle parete e agli angoli, si nota come qui il flusso presenti delle ampie zone di ristagno causate dalla sezione dei canali di passaggio squadrata e non curva che permette al flusso di essere guidato in maniera ottimale.

Osservando il condotto di ingresso si può notare come il flusso sia perpendicolare alla girante e come non ci sia una curvatura che guidi verso l'ingresso in girante, questa geometria del return channel impedisce alla girante di aspirare in maniera uniforme.

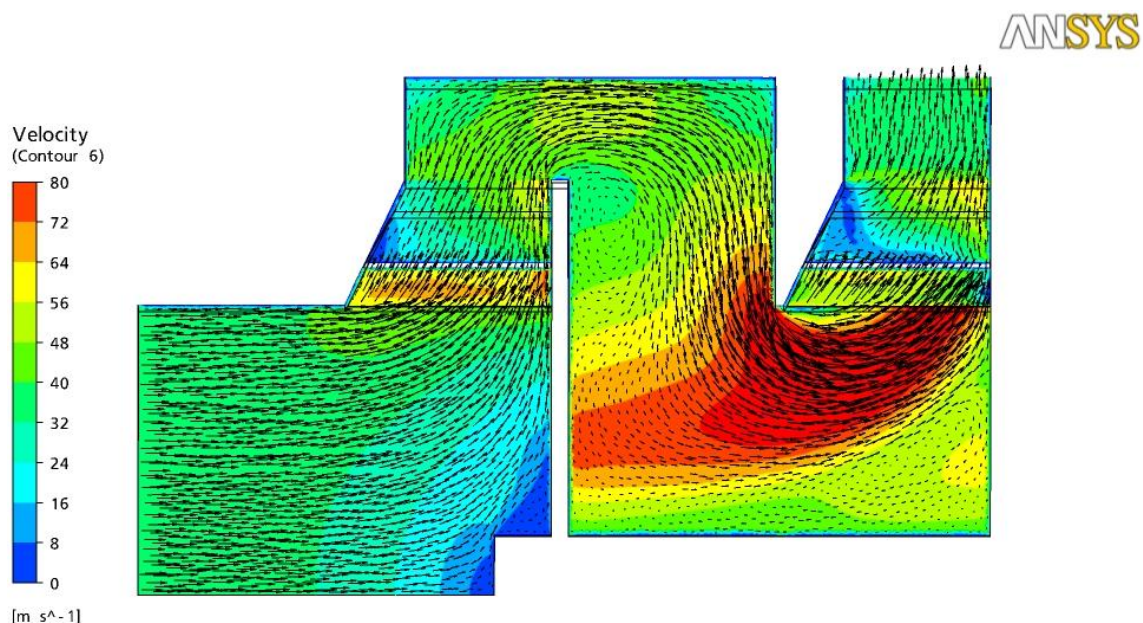


Figura 6.12 - Velocità su sezione longitudinale del ventilatore.

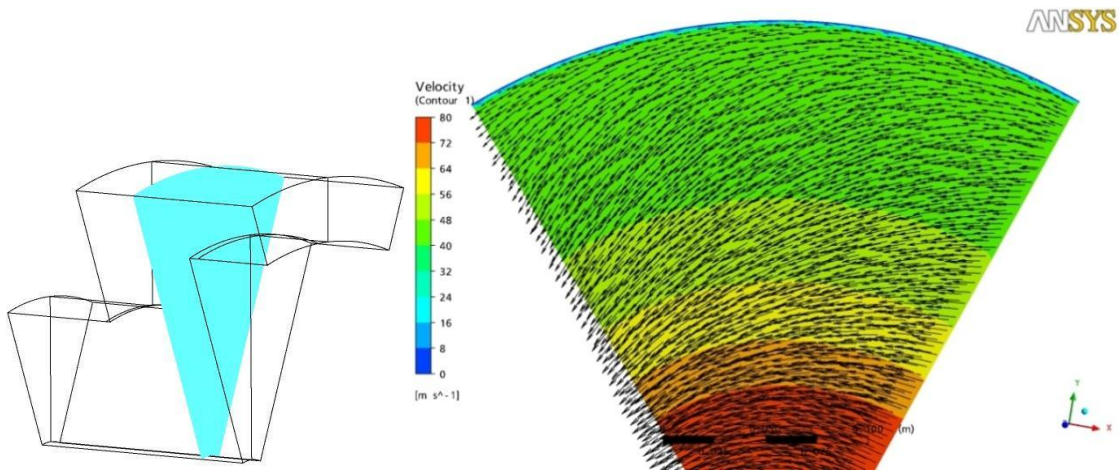


Figura 6.13 - Velocità su sezione trasversale del ventilatore

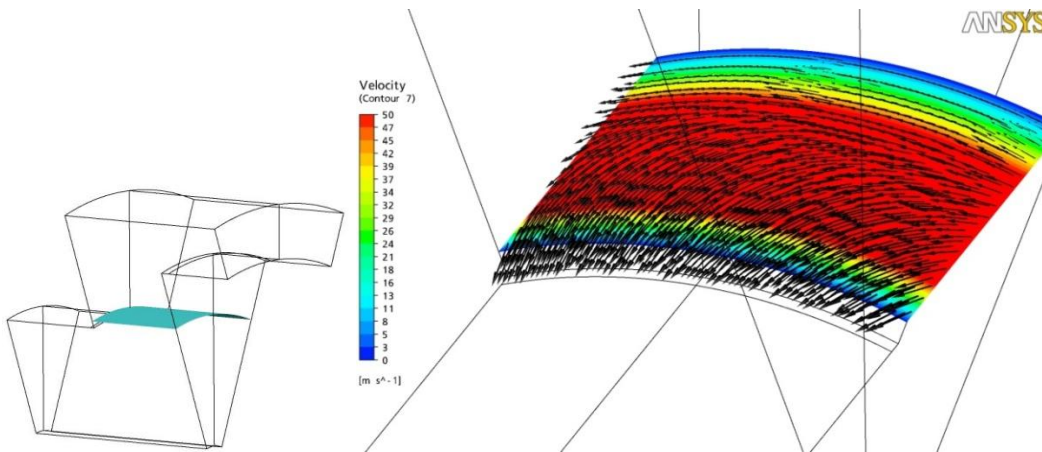


Figura 6.14 - Velocità prima dell'ingresso nella 2° curva

Di seguito si sono presentati i valori di pressione rilevati in diverse zone:

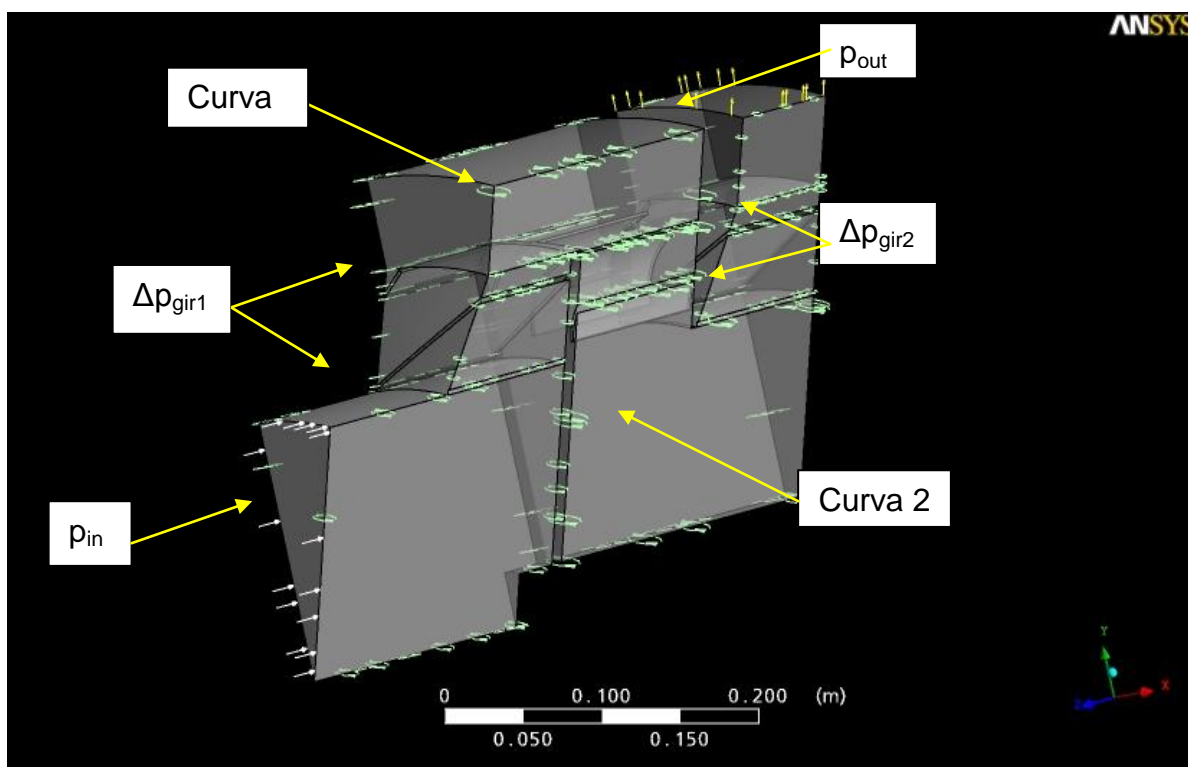


Figura 6.15 - Punti di rilievo valori di pressione totale.

Prestazioni		
Girante 3 mod-Raddr s/pale		
P_{in}	Pa	3994
P_{out}	Pa	769
Δp_{gir1}	Pa	2971
Δp_{gir2}	Pa	-214
Δp_{CFD}	Pa	-3225
$\Delta p_{richiesto}$	Pa	3694
$\Delta p_{CFD} - \Delta p_{richiesto}$	Pa	-6919
Δp_{raddr}	Pa	-2684

Tabella 6.10 - Valori di p_{tot} e Δp_{tot} rilevati.

Si può vedere come la prima girante lavori in modo ottimale sebbene ci si discosti dalle prestazioni rilevate nella simulazione preliminare.

I dati mettono però in evidenza che la seconda girante non produce alcun aumento della pressione, questo è causato dalla fluidodinamica del raddrizzatore come illustrato nel paragrafo precedente.

Bisogna considerare inoltre che il modello di iterazione rotore statore adottato media circonferenzialmente la velocità tra la zona di interfaccia lato raddrizzatore e quella la girante. Questa operazione, nel caso in esame provoca un errore numerico poiché nella zona lato raddrizzatore le grandezze non sono costanti sull'interfaccia ma presenta un elevato gradiente. La

media circonferenziale fatta in queste condizioni rende costante le proprietà sul lato girante, condizione che non rappresenta la realtà fisica del problema, si è quindi in presenza di un errore numerico in questa zona della macchina.

Osservando i dati rilevati si nota come il flusso nel raddrizzatore perde tutta la pressione guadagnata nella prima girante.

6.6.2 Simulazione completa con raddrizzatore palettato

La seconda configurazione simulata è rappresentata dall'accoppiamento del raddrizzatore con pale statoriche, atte a deflettere il flusso, con la girante di tipo 3 usata anche nel modello completo precedente. Questo modello è servito a verificare se la presenza dei palettamenti statorici progettati portasse ad un incremento delle prestazioni in particolare se la seconda girante riuscisse a fornire le prestazioni volute.

Come messo in evidenza dalle figure il raddrizzatore assolve il compito per cui era stato progettato in maniera molto efficace tanto che il flusso all'uscita presenta direzione radiale.

Restano però irrisolti i problemi presenti nelle curve dove il flusso presenta ancora uno schiacciamento e brusche accelerazioni. In particolare dopo la prima curva si vede come solo una parte delle pale sia attraversata da flusso in moto, mentre l'altra presenta basse velocità e un ricircolo che blocca il passaggio del flusso stesso.

Per quanto riguarda la seconda curva si ripresenta lo stesso problema del caso precedente, infatti solo una parte delle pale è coinvolta nell'elaborazione della portata in ingresso.

Inoltre il modello di interazione rotore statore adottato, come nel caso precedente commette un errore numerico, nell'entrata del flusso nella seconda girante.

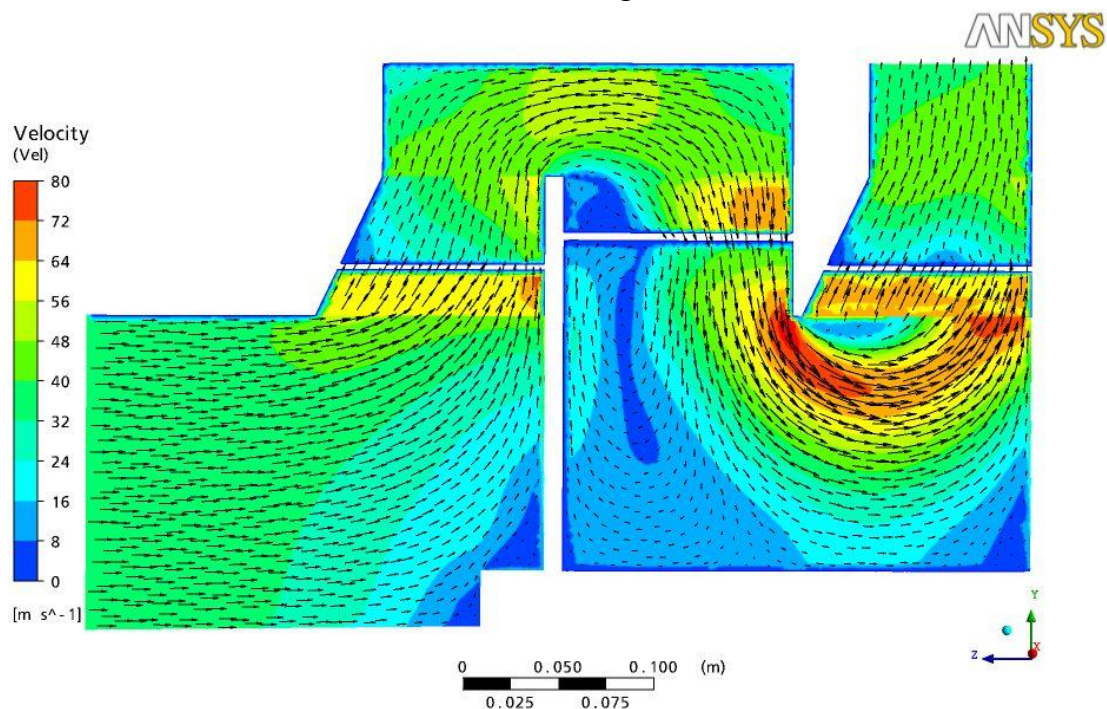


Figura 6.16 - Velocità su sezione longitudinale del ventilatore.

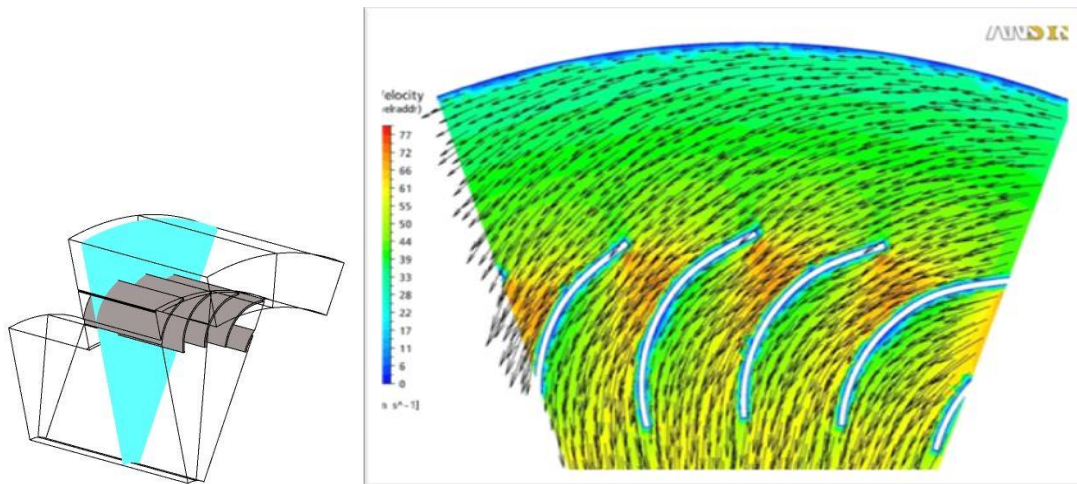


Figura 6.17 - Velocità su sezione trasversale del raddrizzatore distante dalla curva 1.

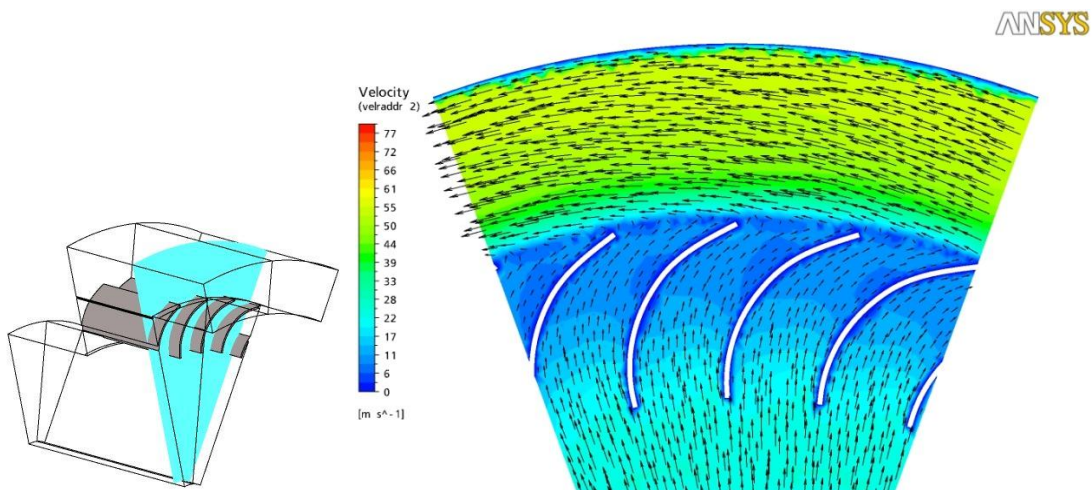


Figura 6.18 - Velocità su sezione trasversale del raddrizzatore vicino alla curva 1.

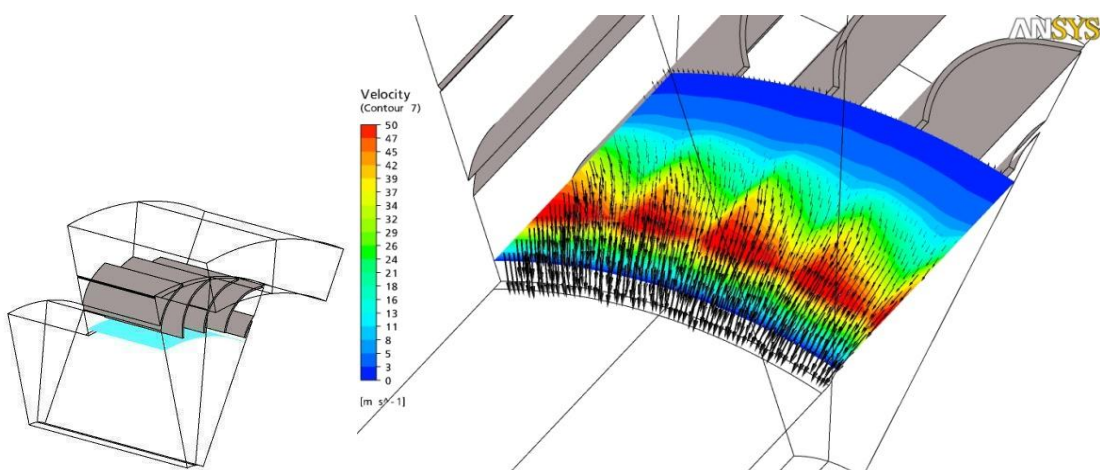


Figura 6.19 - Velocità in uscita dalle pale del raddrizzatore.

I dati di pressione rilevati evidenziano che il raddrizzatore sebbene le pale raddrizzino il flusso causa perdite ancora molto elevate dovute alla sua geometria.

Prestazioni		
Girante 3 mod - Raddr con pale		
P_{in}	Pa	279
P_{out}	Pa	872
Δp_{gir1}	Pa	2900
Δp_{gir2}	Pa	2574
Δp_{CFD}	Pa	593
$\Delta p_{richiesto}$	Pa	3694
$\Delta p_{CFD} - \Delta p_{richiesto}$	Pa	-3101
Δp_{raddr}	Pa	-2214

Tabella 6.11 - Valori di p_{tot} e Δp_{tot} rilevati

6.6.3 Simulazione completa con raddrizzatore allungato

Non riuscendo il ventilatore a fornire la prevalenza voluta si sono operate modifiche alla sua geometria in modo ridurre le perdite.

Le modifiche apportate sono state:

- Aumento del diametro esterno a 650 mm
- Sezione di passaggio della prima curva uguale alla sezione di uscita dalla prima girante
- Diminuzione larghezza canale di ritorno a 85 mm

La prima modifica ha avuto lo scopo di regolarizzare il flusso in uscita dalla girante impedendone una brusca curvatura come succedeva in precedenza.

La seconda è stata eseguita al fine di mantenere costante la velocità nel raddrizzatore.

La terza invece è stata suggerita dall'osservazione delle simulazioni precedenti vedendo che gran parte del canale non era coinvolto dal passaggio del flusso.

Operate quindi le modifiche la geometria che si è venuta ad avere è la seguente:

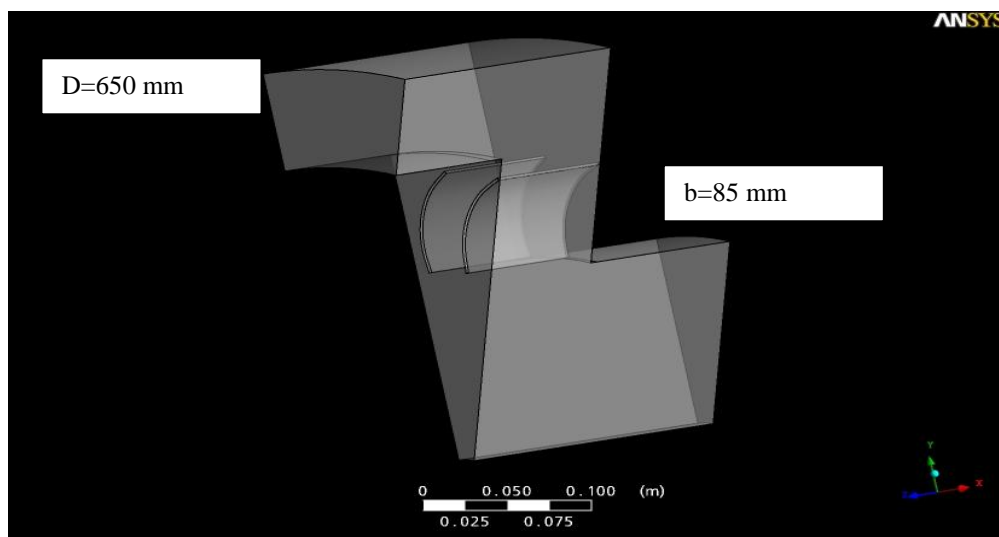


Figura 6.20 - Raddrizzatore allungato

L'aumento delle dimensioni verso un diametro esterno più elevato ha portato gli effetti voluti, infatti il flusso in uscita risulta uniforme.

La curvatura del flusso si presenta in maniera più regolare e la sezione delle pale coinvolte dal flusso maggiore, anche se resta presente una zona di ricircolo.

Rimane una zona critica la seconda curva del raddrizzatore, la quale essendo restata invariata presenta i problemi dei casi precedenti.

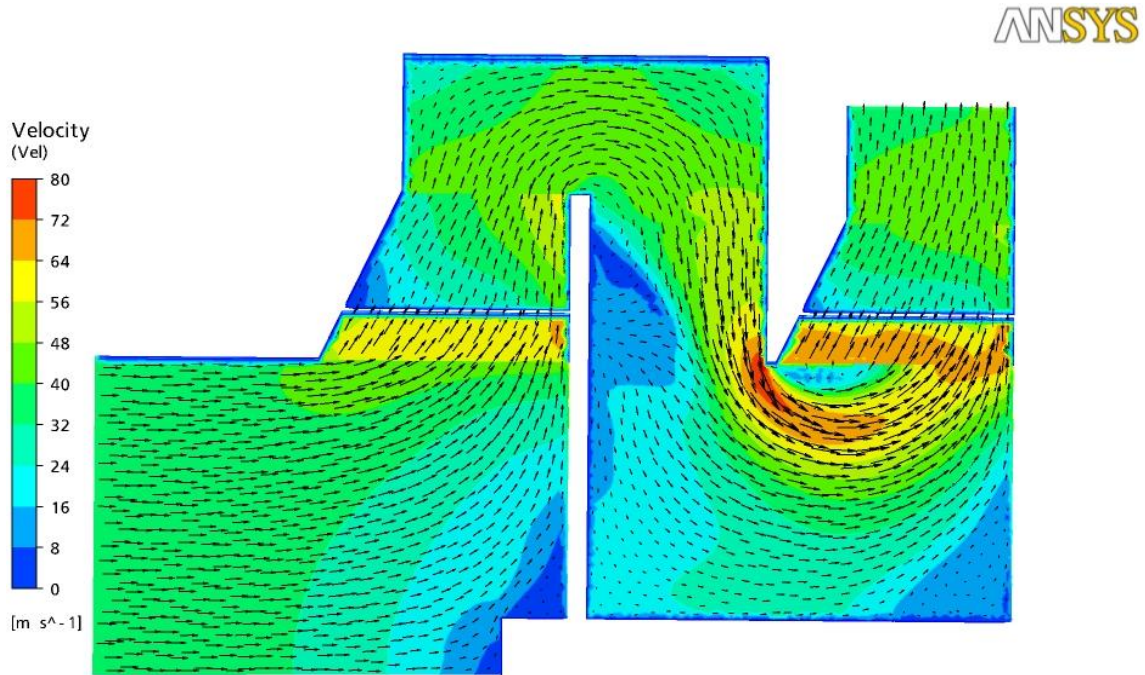


Figura 6.21 - Velocità su sezione longitudinale del ventilatore.

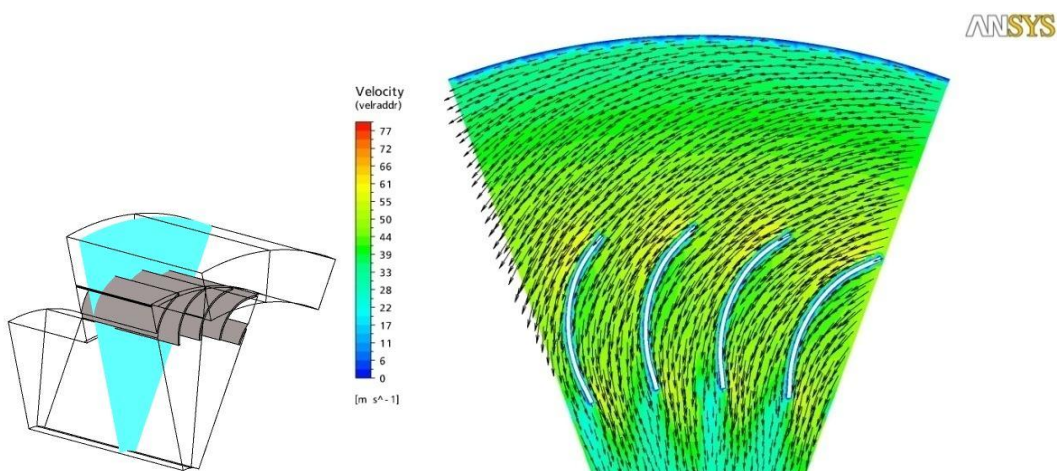


Figura 6.22 - Velocità su sezione trasversale del raddrizzatore distante dalla curva 1.

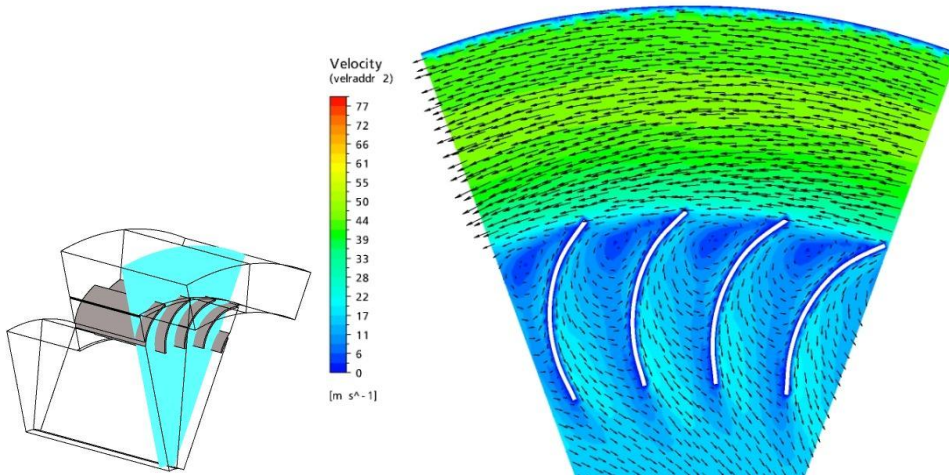


Figura 6.23 - Velocità su sezione trasversale del raddrizzatore vicino dalla curva 1.

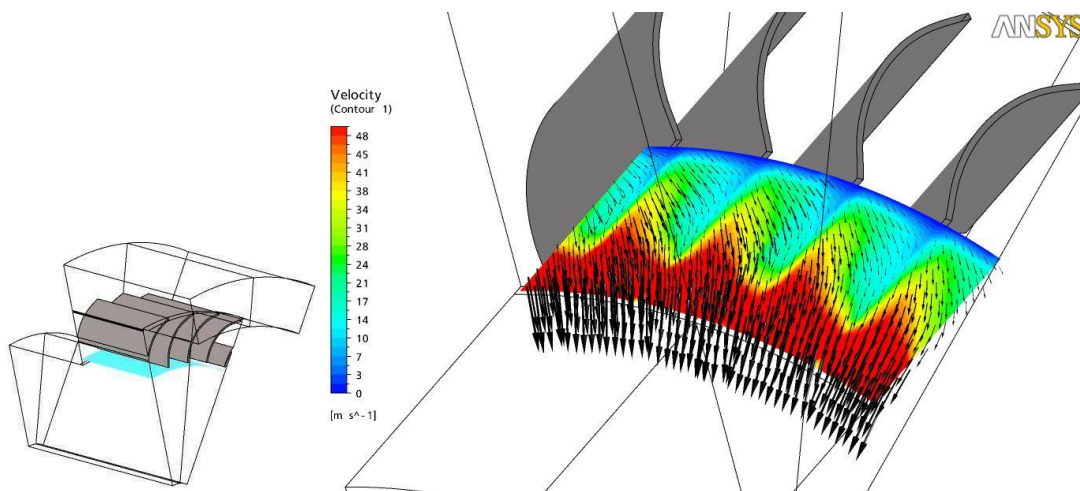


Figura 6.24 - Velocità in uscita dalle pale del raddrizzatore.

Prestazioni		
Girante 3 mod - Raddr allungato		
P_{in}	Pa	-1266
P_{out}	Pa	882
Δp_{gir1}	Pa	3160
Δp_{gir2}	Pa	3436
Δp_{CFD}	Pa	2148
$\Delta p_{richiesto}$	Pa	3694
$\Delta p_{CFD} - \Delta p_{richiesto}$	Pa	-1546
Δp_{raddr}	Pa	-1900

Tabella 6.12 - Valori di p_{tot} e Δp_{tot} rilevati.

Le prestazioni rilevate dalla simulazione mettono in evidenza come le modifiche alla geometria abbiano comportato un aumento delle prestazioni. Aumento però che non si può ritenere soddisfacente perché distante ancora 1500 Pa dal Δp_{tot} richiesto.

6.6.4 Simulazione completa con raddrizzatore curvilineo tipo A

Come visto a causa della forma del raddrizzatore non si riuscivano ad ottenere delle prestazioni che si avvicina a quelle desiderate, è stato perciò necessario apportare a quest'ultimo delle profonde modifiche.

La girante accoppiata a questo raddrizzatore è la tipo 4, cioè un diametro interno di 360 mm e altezze delle pale comprese tra 75 e 100 mm.

Il motivo della scelta di tale girante è stato quello di verificare se riuscivano ad ottenere le prestazioni ottimizzando il raddrizzatore e usando la girante più compatta che permetteva al flusso di entrare in girante con una velocità meridiana più vicina a quella assiale assunta dal flusso nel condotto di ingresso.

Avere velocità assiale uguale a quella meridiana assunta all'ingresso girante implica avere minori perdite in questa zona perché permette di avere un flusso più uniforme.

Si sono quindi apportate le seguenti modifiche alla geometria del raddrizzatore:

- Canali di forma curvilinea
- Sezioni che permettessero di mantenere costante la velocità lungo la prima curva
- Sezioni che permettessero al flusso di accelerare nel canale di ritorno
- Curva in ingresso nella seconda girante ottimizzata

Il canale di forma curvilinea aveva lo scopo di: guidare in maniera migliore il flusso, evitare zone di ristagno che erano presenti nei casi precedenti, evitare ricircoli nel canale di ritorno e far lavorare le pale del raddrizzatore in tutta la loro altezza.

Sezioni che mantenessero costante la velocità avevano lo scopo di evitare perdite legate ad accelerazioni o decelerazioni lungo la prima curva.

Sezioni che permettessero al flusso di accelerare dall'ingresso nelle pale statoriche all'imbocco della prima curva sono servite a far assumere al flusso la velocità con cui affronta la seconda curva. Questo per evitare accelerazioni del flusso nella sezione inferiore del raddrizzatore, che avrebbero comportato perdite.

Sebbene nel raddrizzatore di solito si dovrebbe ottenere un recupero di pressione e quindi una decelerazione del flusso, in questo caso non è stato possibile poiché le sezioni del raddrizzatore nelle sezioni corrispondenti ai raggi inferiori non potevano essere dimensionate in modo da far decelerare il flusso poiché si avevano dei vincoli dimensionali legati al posizionamento delle giranti.

Di seguito si presentano le dimensioni e le velocità teoriche nelle diverse sezioni del raddrizzatore:

Sezione	Velocità teoriche	Raggio	Larghezza
m ²	m/s	m	m

Uscita girante 1	0,113	28,533	0,240	0,075
Entrata raddrizzatore	0,134	24,127	0,360	
Ingresso pale raddrizzatore	0,113	28,533	0,240	0,075
Uscita raddrizzatore	0,077	42,141	0,175	0,070
Sezione inf. raddrizzatore	0,077	42,141	0,160	
Entrata girante 2	0,127	25,325	0,169	0,120

Tabella 6.13 - Dimensioni sezioni di passaggio e valori teorici di velocità su di esse

Curva in ingresso alla seconda girante ottimizzata per entrare il flusso in maniera ottimale in modo da ottenere un adeguato aumento della pressione nella seconda girante. In particolare questa modifica ha curato la curvatura del flusso nella parte interna della seconda curva in modo che fosse tangente all'ingresso nella seconda girante.

La scelta delle dimensioni con cui sono state effettuate le modifiche è stata comunque legata a dei vincoli dimensionali del raddrizzatore:

- Diametro esterno massimo 720 mm
- Ingombro assiale massimo 450 mm

Si è ottenuto un raddrizzatore delle seguenti dimensioni:

DIMENSIONI RADDRIZZATORE CURVO TIPO A				
Diametro esterno	Raggio curva 1	Larghezza return channel ingresso pale	Larghezza return channel uscita pale	Ingombro assiale
mm	mm	mm	mm	mm
720	40	85	70	407

Tabella 6.14 - Dimensioni del raddrizzatore.

Osservando le immagini relative alla velocità si vede come il flusso non presenti gradienti di velocità localizzati elevati, si nota come la curvatura del flusso nella prima curva sia regolare e non si verificano fenomeni di distacco del flusso dalle pareti, si nota però la presenza di due zone a velocità diversa.

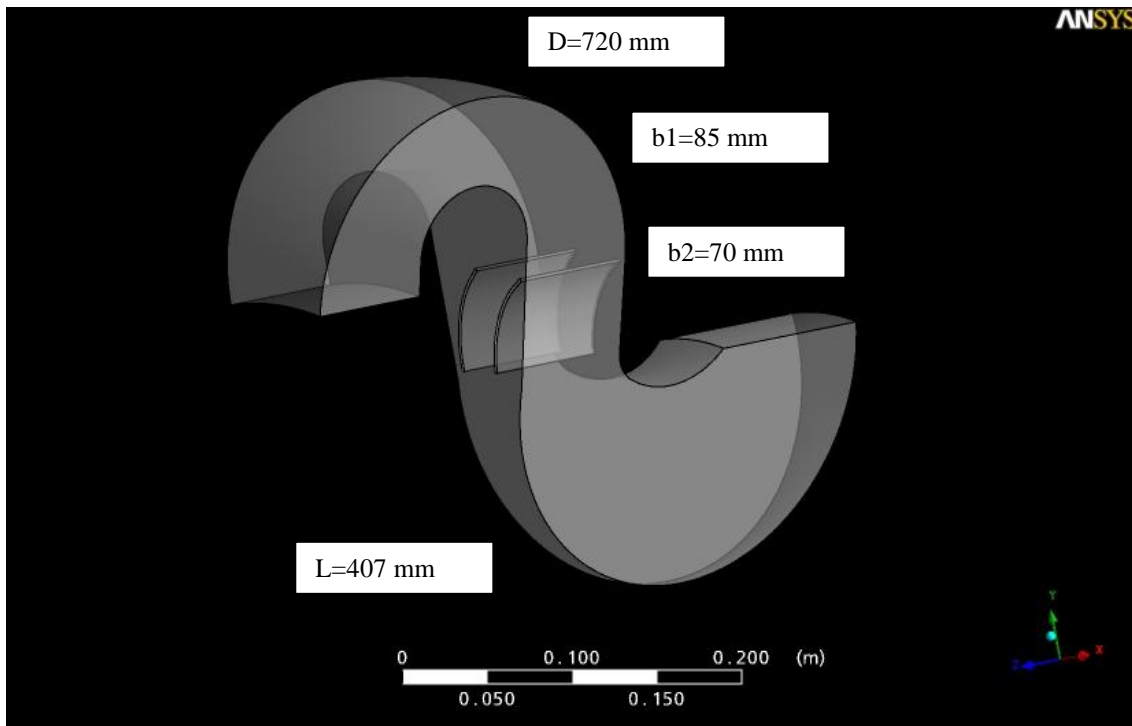


Figura 6.25 - Raddrizzatore curvo tipo A.

La velocità più elevata nella zona vicina al raggio interno e minore in nella esterna, questa differenza di velocità implica perdite.

Si può notare come le pale statoriche lavorino in tutta la loro altezza anche se vi sono ancora zone a diversa velocità, non vi è però più la presenza di ricircoli in questa zona. Osservando la velocità in uscita dalla pale del raddrizzatore, si nota come vi sia ancora velocità elevata nella zona con raggio maggiore della curva e minore sul lato opposto.

Nella curva che precede la seconda girante non vi è alcun distacco, sebbene vi sia un gradiente di velocità elevato nella parte interna della curva, il flusso curva in maniera tale da entrare nella seconda girante in maniera ottimale.

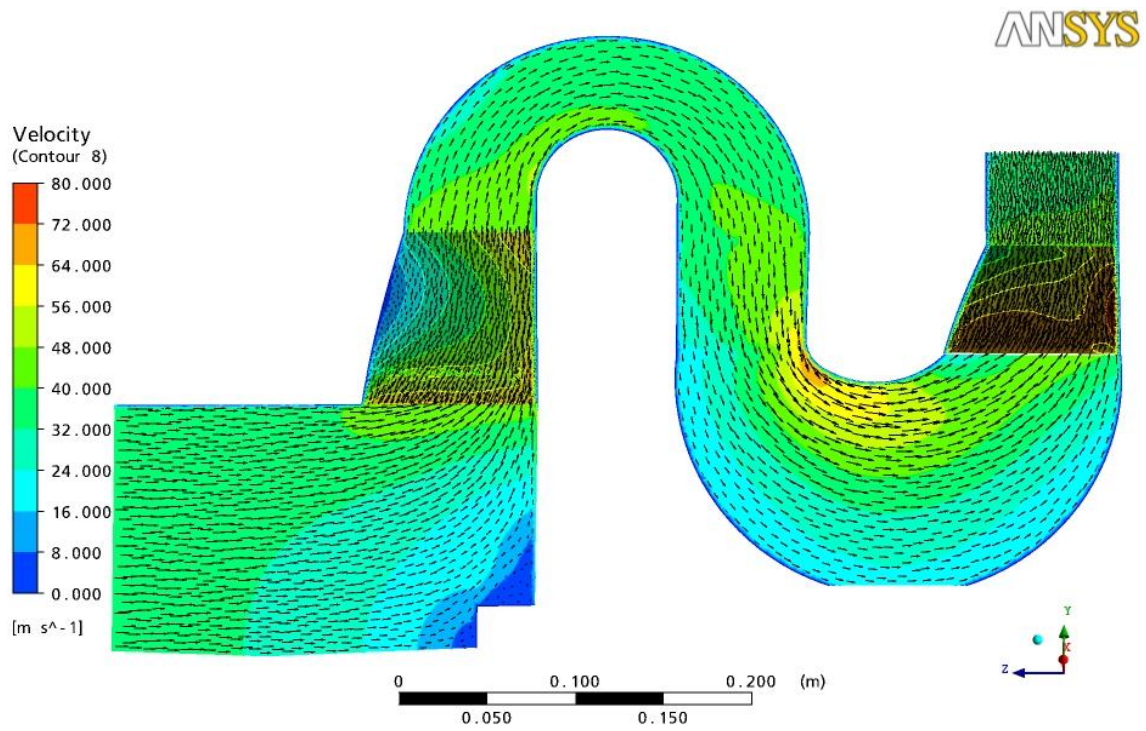


Figura 6.26 - Velocità su sezione longitudinale del ventilatore.

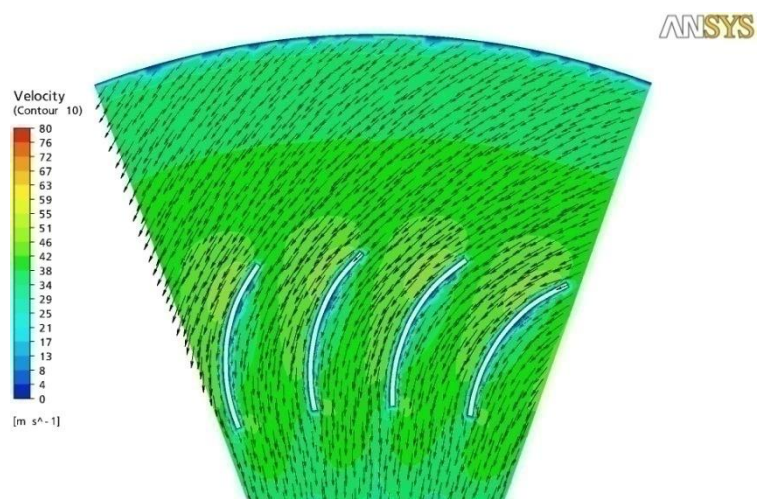


Figura 6.27- Velocità su sezione trasversale del raddrizzatore

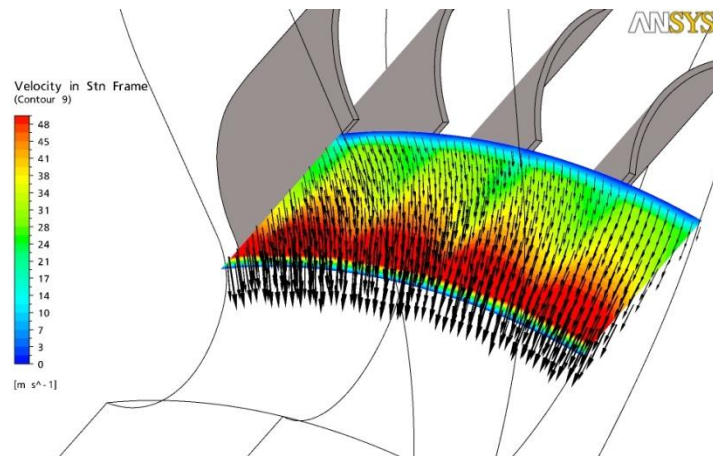


Figura 6.28 - Velocità in uscita dalle pale del raddrizzatore.

Prestazioni		
Girante 4 mod - Raddr curv A		
P_{in}	Pa	-2741
P_{out}	Pa	750
Δp_{gir1}	Pa	2515
Δp_{gir2}	Pa	2464
Δp_{CFD}	Pa	3491
$\Delta p_{richiesto}$	Pa	3694
$\Delta p_{CFD} - \Delta p_{richiesto}$	Pa	-203
Δp_{raddr}	Pa	-653

Tabella 6.15 - Valori di p_{tot} e Δp_{tot} rilevati.

Le prestazioni rilevate in questo caso dimostrano che la geometria del raddrizzatore adottata ha portato ad un notevole aumento delle prestazioni. Si nota come le perdite del raddrizzatore che nella geometria precedente di 2000 Pa ora siano scese a 650 Pa merito delle modifiche apportate. Si vede come la seconda girante eroghi prestazioni in linea con la prima, questo mette in evidenza i benefici ottenuti dalla modifica al raddrizzatore.

Tuttavia le prestazioni non raggiungono quanto richiesto.

Sono stati rilevati i valori delle perdite le tre zone principali del raddrizzatore:

Perdite di pressione totale del raddrizzatore		
Zona		Δp_{tot} [Pa]
Curva 1	Pa	-164
Curva 2	Pa	-256

Pale	Pa	-309
------	----	------

Tabella 6.16 - Perdite nelle diverse zone del raddrizzatore.

Da queste perdite si vede come la prima curva sia soggetta a minime perdite come si può intuire osservando la velocità, mentre le pale, come ci si poteva aspettare presentano valori doppi causati dall'attrito che il flusso subisce su di esse. Per quanto riguarda la seconda curva, le maggiori velocità e i gradienti sono la causa di perdite più elevate rispetto alla prima.

E' stata poi rilevata la potenza assorbita dalle giranti, quella fornita al fluido e quindi il rendimento numerico del ventilatore:

Coppia potenza rendimento numerico		
Coppia singola pala girante 1	Nm	1,66
Coppia singola pala girante 2	Nm	1,61
Coppia totale	Nm	58,87
P_{gir}	kW	17,55
P_{idr}	kW	11,40
η		0,65

Tabella 6.17 - Valori di coppia potenza e rendimento numerico.

Dall'osservazione del valore della potenza assorbita dalla girante si nota come si superi il limite dei 15 kW imposti dai vincoli progettuali.

Osservando il rendimento si può dire che il valore di 65% si allinea con i valori tipici per questo tipo di macchine.

6.6.5 Simulazione completa con raddrizzatore curvilineo tipo B

Al fine di raggiungere le prestazioni di progetto è stato progettato un raddrizzatore da accoppiare alla girante di tipo 4 con pale rettilinee.

Per la progettazione di questo raddrizzatore si sono utilizzate le indicazioni ottenute dall'osservazione e dai dati rilevati del raddrizzatore precedente, inoltre in questo caso si è voluto diminuire l'ingombro radiale della macchina.

Fatte le suddette considerazioni si è provveduto a creare un raddrizzatore che presenta:

- Diametro esterno di 690 mm.
- Sviluppo assiale della curva 1 aumentato
- Aumento del diametro a cui sono posizionate le pale statoriche

DIMENSIONI DEL RADDRIZZATORE CURVO TIPO B				
Diametro esterno	Raggio curva 1	Larghezza return channel ingresso pale	Larghezza return channel uscita pale	Ingombro assiale

mm	mm	mm	mm	mm
690	40	85	68	450

Tabella 6.18 - Dimensioni raddrizzatore.

Lo sviluppo assiale della prima curva è stato aumentato con lo scopo di permettere al flusso di avere velocità uniforme prima dell'ingresso nelle pale del raddrizzatore e per cercare di avere all'uscita da esse un flusso più omogeneo..

L'aumento del diametro cui sono posizionate le pale ha lo scopo di ottenere il raddrizzamento del flusso a diametri maggiori in modo che il flusso possa curvare in condizioni di maggiore regolarità.

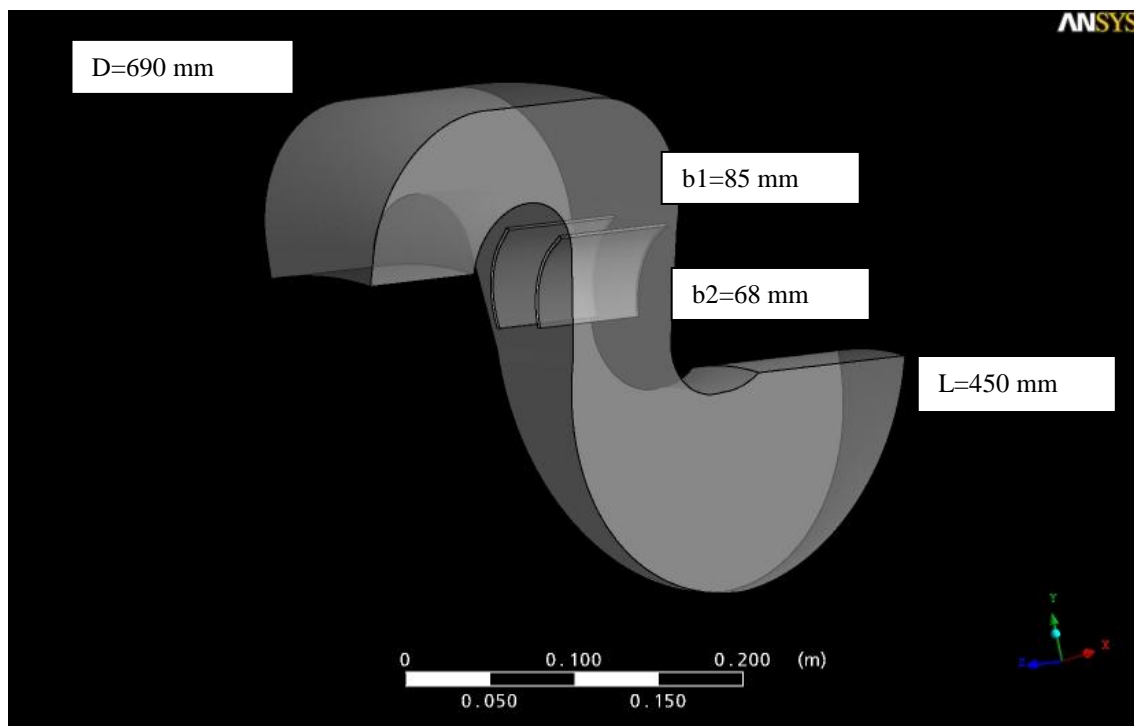


Figura 6.29 - Raddrizzatore curvo tipo B.

Si nota come nel complesso il flusso presenti una maggiore omogeneità in tutto il ventilatore.

La prima curva presenta una rilevante diminuzione del gradiente di velocità, che permette di avere anche nelle pale raddrizzatrici gradiente praticamente nullo.

La seconda curva presenta ancora una velocità elevata in corrispondenza della parte interna della seconda curva, rispetto al raddrizzatore precedente tale velocità è però sensibilmente diminuita.

Si può quindi concludere che l'aumento dello sviluppo assiale della prima curva ha portato ad un miglioramento delle caratteristiche di regolarità del flusso su tutto il raddrizzatore.

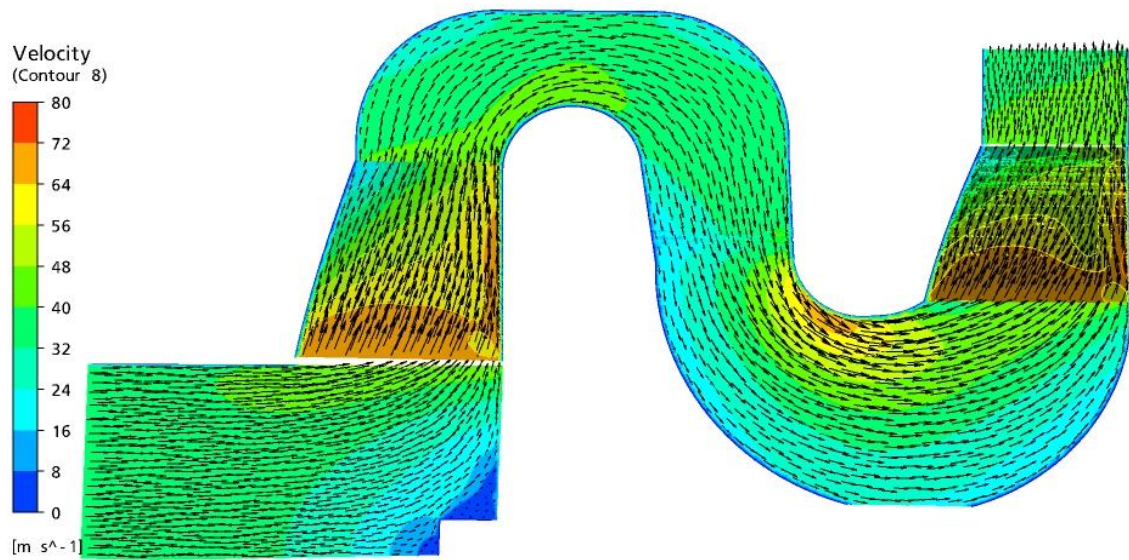


Figura 6.30 - Velocità su sezione longitudinale del ventilatore.

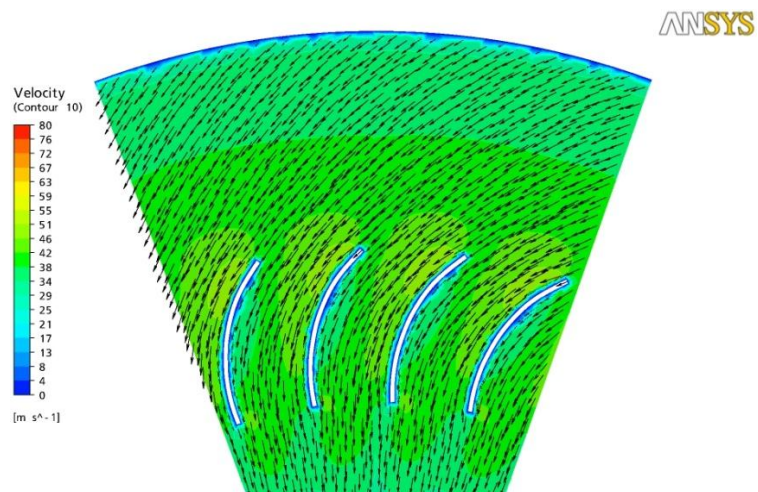


Figura 6.31 - Velocità su sezione trasversale del raddrizzatore.

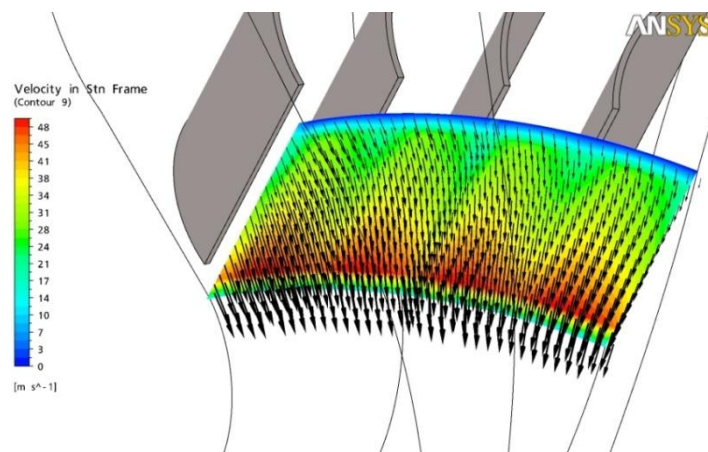


Figura 6.32 - Velocità in uscita dalle pale del raddrizzatore

Prestazioni Girante 3 mod - Raddr curv B		
P_{in}	Pa	-3335
P_{out}	Pa	832
Δp_{gir1}	Pa	2668
Δp_{gir2}	Pa	2415
Δp_{CFD}	Pa	4167
$\Delta p_{richiesto}$	Pa	3694
$\Delta p_{CFD} - \Delta p_{richiesto}$	Pa	473
Δp_{raddr}	Pa	-561

Tabella 6.19 - Valori di p_{tot} e Δp_{tot} rilevati.

I valori della differenza di pressione in questo caso superano quanto richiesto segno questo che l'ottimizzazione del raddrizzatore e l'accoppiamento con la girante più performante ha portato gli effetti sperati.

Perdite di pressione totale del raddrizzatore		
Zona		Perdita Δp [Pa]
Curva 1	Pa	-123
Curva 2	Pa	-249
Pale	Pa	-223

Tabella 6.20 - Perdite nelle diverse zone del raddrizzatore.

Le perdite nel raddrizzatore sono diminuite di circa 100 Pa la maggior parte dei quali recuperati nelle pale in virtù del fatto che in questa zona rispetto al caso visto in precedenza il flusso è più regolare.

Coppia potenza rendimento numerico		
Coppia singola pala girante 1	N m	1,93
Coppia singola pala girante 2	N m	1,90
Coppia totale	N m	68,87
P_{gir}	Kw	20,55
P_{idr}	Kw	13,61
η		0,66

Tabella 6.21 - Valori di coppia potenza e rendimento numerico.

Il rendimento è del 66%, mentre la potenza aumenta a 20 Kw, perciò necessitano 5 Kw in più rispetto al limite imposto.

6.7 Curve di funzionamento del ventilatore

Sono state eseguite simulazioni imponendo diversi valori della portata in ingresso in modo da poter ricavare la curva di prestazione del ventilatore.

Si sono eseguite le simulazioni seguenti:

- Portata 5000 m³/h
- Portata 10000 m³/h
- Portata di progetto 11757 m³/h
- Massima portata 15858 m³/h

Si sono rilevate le prestazioni per ogni simulazione e si sono quindi graficate ottenendo le curve di prestazione Δp /rendimento e Δp /potenza assorbita in funzione della portata elaborata.

Come si può notare il punto di progetto non corrisponde al punto di massimo rendimento.

Il massimo rendimento si ha per una portata di 8000 m³/h ed è del 74%.

Ciò è dovuto al fatto che si è dimensionato il ventilatore non seguendo perfettamente la progettazione di letteratura, in quanto, come già detto, si dovevano rispettare vincoli progettuali come le dimensioni e la tipologia di macchina. Da notare però che il punto di funzionamento si trova nella zona centrale della curva dove il rendimento stabile e livellato su valori tra il 70 e il 60%.

Per portate superiori l'efficienza della macchina cala in maniera brusca, a causa delle perdite che aumento in maniera elevata.

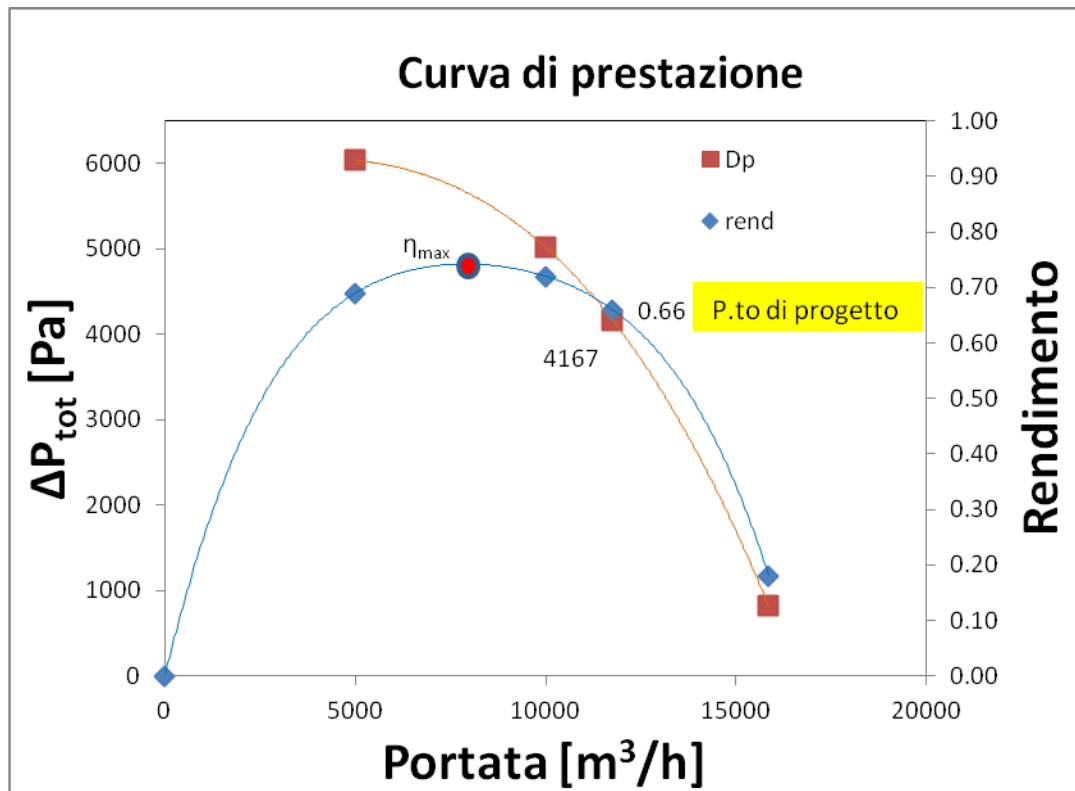


Figura 6.33 - Curva di prestazione Δp /rendimento

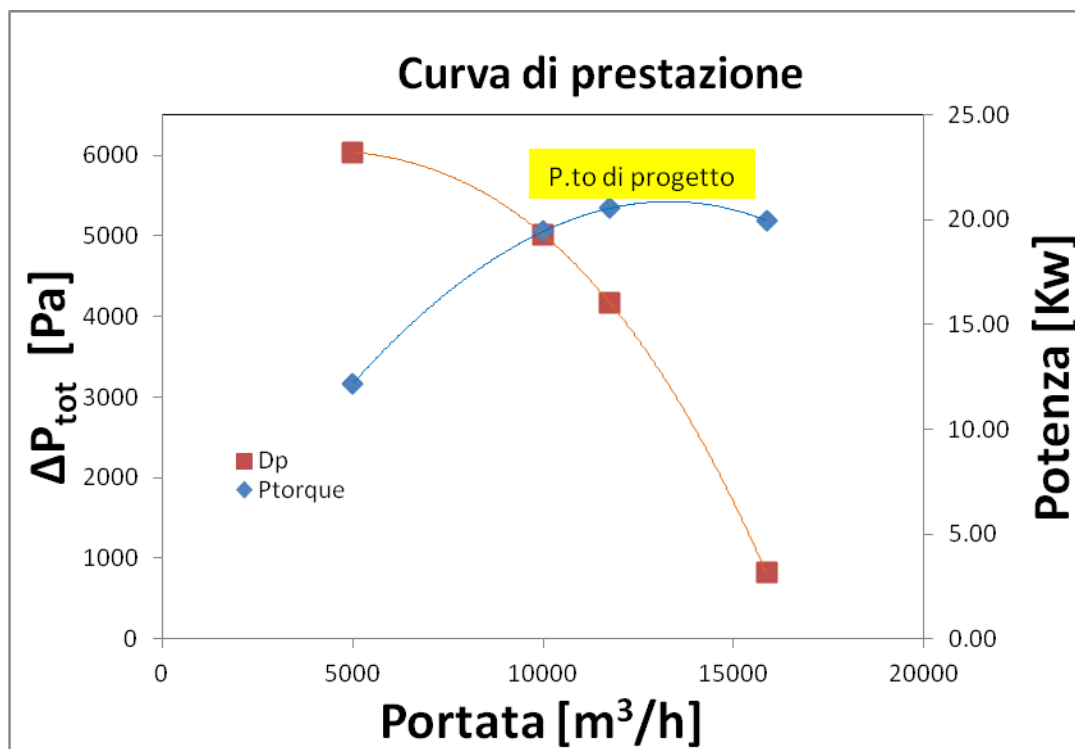


Figura 6.34 - Curva di prestazione Δp /potenza assorbita.

Di seguito si propone il modello 3D del ventilatore nella versione a 360°:

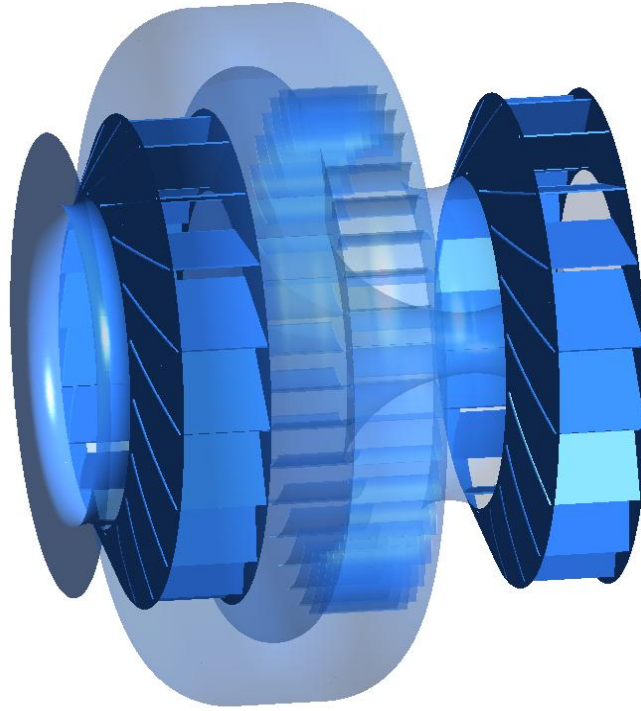


Figura 6.35 - Modello 3D del ventilatore

CONCLUSIONI

In questa tesi si è studiata una metodologia di progettazione integrata 1D/3D validata e applicata poi, al dimensionamento di una pompa centrifuga da laboratorio e al progetto di un ventilatore centrifugo bistadio per bruciatori ad elevata potenza. La procedura di progettazione consiste in un primo momento, nello sviluppo con metodi monodimensionali di diverse geometrie della macchina, successivamente, queste, vengono analizzate con modelli numerici semplificati ed infine ottimizzate mediante analisi CFD più approfondite. Le simulazioni fluidodinamiche vengono utilizzate quindi sia in fase di progettazione preliminare della macchina, per scegliere tra le varie giranti quelle più efficienti, sia in fase di ottimizzazione, elaborata sul modello completo.

Le analisi delle diverse geometrie parziali che si ottengono dall'applicazione della procedura di progettazione, possono essere raccolte in opportuni database che sarebbero molto utili a livello aziendale. Da questi emergerebbero importanti osservazioni sul comportamento della turbomacchina, ad esempio si potrebbe conoscere come varia l'efficienza al variare di un determinato rapporto di velocità o rapporto dimensionale consentendo in futuro una progettazione ancora più rapida.

Un ulteriore sviluppo futuro della procedura può essere dato dall'utilizzo nella metodologia di software open source. Questi, essendo più o meno facilmente programmabili possono essere adattati alle diverse fasi della progettazione 1D/3D. Si potrebbe scrivere un programma sorgente (ad es. in Python) che guidi automaticamente la procedura passando da un foglio di calcolo (ad es. Open Office) in cui viene eseguita la progettazione 1D preliminare, ad un modellatore (ad es. Salomè) in cui viene costruito il modello 3D e la griglia di calcolo. Infine il codice sorgente importerebbe la griglia nel solutore fluidodinamico (ad es. Open Foam) impostando e lanciando il calcolo.

L'applicazione della metodologia ai test case mostra come scelte progettuali differenti possono incidere sui parametri di prestazione ed infine come l'analisi ragionata delle varie geometrie alternative permetta la determinazione di una macchina dalle prestazioni ottimali.

BIBLIOGRAFIA

- [1] R. Bettocchi, TURBOMACCHINE, Pitagora Ed. Bologna, 1986.
- [2] G. Ventrone, MACCHINE PER ALLIEVI INGEGNERI, Libreria Cortina Padova 2006.
- [3] C. Osnaghi, TEORIA DELLE TURBOMACCHINE, Esculapio 2002.
- [4] A. J. PhD. Stepanoff, CENTRIFUGAL AND AXIAL FLOW PUMPS: THEORY, DESIGN, AND APPLICATION, Krieger 1957
- [5] A. J. PhD. Stepanoff, TURBOBLOWERS – THEORY, DESIGN, AND APPLICATION OF CENTRIFUGAL AND AXIAL FLOW COMPRESSORS AND FANS, Ed. New York – John Wiley & Sons, Inc. London – Chapman & Hall, Limited.
- [6] Wright, T., 1999, *Fluid machinery-Performance, analysis and design*, CRC Press.
- [7] Cordier, O., 1953, *Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen*, BWK Bd. 6, Nr. 10 Oktober.
- [8] Eck, B., 1973, *Fans*, Pergamon Press, New York.
- [9] B. Neumann, THE INTERACTION BETWEEN GEOMETRY AND PERFORMANCE OF CENTRIFUGAL PUMP, MEP. 1991.
- [10] G. F. Wislicenus, FLUID MECHANICS OF TURBOMACHINERY, Dover 1965.
- [11] D.Japikse, W. D. Marscher, Raymond B. Furst, CENTRIFUGAL PUMP DESIGN AND PERFORMANCE, Concepts ETI 1997.
- [12] Pfleiderer, C., Petermann, H., 1972, *Strömungsmaschinen*, 4. Auflage, Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verlag.
- [13] Mario Medici, TURBOCOMPRESSORI SOFFIANTI E VENTILATORI, Edizioni Ulrico Hoepli.
- [14] Sandrolini S., Naldi G., *Fluidodinamica e termodinamica delle turbomacchine*, Pitagora, Bologna, 1996.
- [15] Sandrolini S., Naldi G., *Le turbomacchine motrici e operatrici*, Pitagora, Bologna, 1996.
- [16] S. Lazarkiewicz, A.T. Troskolanski, D.K. Rutter, IMPELLER PUMPS, Pergamon Press 1965.
- [17] G. Ventrone, ESERCIZI DI MACCHINE, Libreria Cortina Padova, 1994.
- [18] L. Vivier, Turbines Hydrauliques et leur regulation. Editions Albin Michel, 1966.
- [19] Th. Bovet, Contribution à l'étude du trace d'aubage d'une turbine à réaction du type Francies. I.T.C., n°9, 1963.
- [20] UNI 10531 – VENTILATORI INDUSTRIALI: METODI DI PROVA E CONDIZIONI DI ACCETTAZIONE

sostituisce la UNI 7179-73P.

- [21] ESDU 79037 – A GUIDE TO FAN SELECTION AND PERFORMANCE
- [22] ANALISI STATISTICA DEI PARAMETRI CARATTERISTICI PER IL DIMENSIONAMENTO DI VENTILATORI CENTRIFUGHI A PALE ROVESCE di Piero Pinamonti Estratto da *Tecnica Italiana – Rivista di Ingegneria* 1987.
- [23] Stodola, A., 1945, *Steam and Gas Turbines*, McGraw-Hill, New York.
- [24] LA VALUTAZIONE DEL FATTORE DI SCORRIMENTO NEL DIMENSIONAMENTO DI VENTILATORI CENTRIFUGHI A PALE ROVESCE di Diego Micheli – Piero Pinamonti Estratto dal 42° Congresso Nazionale dell'Associazione Termotecnica Italiana.
- [25] B. Lakshminarayana, *FLUID DYNAMICS AND HEAT TRANSFER OF TURBOMACHINERY*. Wiley-Interscience 1995.
- [26] Greitzer E. M., Tan C. S., Graf M. B., *Internal flow: concepts and applications*, Cambridge University Press, Cambridge, 2004.
- [27] Comini G., Croce G., Nobile E., *Fondamenti di termofluidodinamica computazionale*, 3. ed., S.G.E., Padova, 2008.
- [28] ANSYS 13.0, TurboSystem, 2010.
- [29] ANSYS CFX 13.0, CFX-Pre User's Guide, 2010.
- [30] ANSYS CFX 13.0, CFX Reference Guide, 2010.
- [31] ANSYS CFX 13.0, CFX-Solver Modeling Guide, 2010.
- [32] ANSYS CFX 13.0, CFX-Solver Theory Guide, 2010.
- [33] ANSYS ICEM CFD 13.0, User Manual, 2010.
- [34] ANSYS TurboGrid 13.0, TurboGrid User's Guide, 2010.
- [35] Schlichting H., *Boundary-layer theory*, 7. ed., McGraw-Hill, New York, 1979.
- [36] K. Hiradate, T. Nishioka, 2011, IMPROVEMENT IN EFFICIENCY AND STALL MARGIN OF CENTRIFUGAL BLOWER IMPELLER BY MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION, *Proceedings of ASME Turbo Expo Vancouver, British Columbia, Canada*
- [37] Takayama, Y. and Watanabe, H., 2009, "Multi-Objective Design Optimization of a Mixed-Flow Pump," ASME Paper No. FEDSM2009-78348.
- [38] Bonaiuti, D. and Zangeneh, M., 2009, "On the Coupling of Inverse Design and Optimization Techniques for the Multiobjective, Multipoint Design of Turbomachinery Blades," *ASME J. Turbomach.*, vol.131.
- [39] J F Gülich, IMPACT OF THREE-DIMENSIONAL PHENOMENA ON THE DESIGN OF ROTODYNAMIC PUMPS, ASME Paper 1998.

- [40] Tamm, A., Ludwing, G., Stoffel, B., 2001, "Numerical, experimental and theoretical analysis of the individual efficiencies of a centrifugal pump", ASME Paper FEDSM2001-18071.
- [41] Kim, J. H., Ahn, H. J., and Kim, K. Y., 2010. "Highefficiency design of a mixed-flow pump". Science ChinaTechnological Sciences.
- [42] Tallgren, J.A., Sarin, D.A., Sheard, A.G., 2004, Utilization of CFD in development of centrifugal fan aerodynamics, *C631/016/2004, Proc. International Conference on Fans*, IMEChE Publishing.
- [43] Younsi¹, M., Bakir, F., Kouidri, S ., Rey, R. 2007, Numerical and experimental study of unsteady flow in a centrifugal fan, *Proc. of the Inst. Mech. Eng., Part A: J. of Power and Energy*, 221 (7), pp. 1025-1036.
- [44] Apsley, D., 2007, CFD Calculation of Turbulent Flow with Arbitrary Wall Roughness, *Flow, Turbulence and Combustion*, 78, pp. 153-175.
- [45] Yagnesh Sharma, N. and Vasudeva Karanth, K., 2010, Numerical analysis of a centrifugal fan for performance enhancement using boundary layer suction slots, *Proc. of the Inst. Mech. Eng., Part C: J. of Mech. Eng. Science*, 224 (8), pp. 1665-1678.
- [46] Menter, F.R., Langtry, R., Hansen, T., 2004, CFD simulation of turbomachinery flows – verification, validation and modelling, European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering (ECCOMAS), P. Neittaanmäki, T. Rossi, K. Majava, and O. Pironneau (eds.), 24-28 July.
- [47] Stern, F., Wilson, R., Shao, J., 2006, Quantitative V&V of CFD simulations and certification of CFD codes, *Int. J. Numer. Meth. Fluids*, 50, pp. 1335–1355.
- [48] Oberkampf, W. L., Trucano, T. G., 2002, Verification and validation in computational fluid dynamics, *Progress in Aerospace Sciences*, 38, pp. 209–272.
- [49] Montomoli, F., Massini, M., Salvadori, S., 2011, Geometrical uncertainty in turbomachinery: Tip gap and fillet radius, *Computers and Fluids*, 46, pp. 362–368.
- [50] Denton, J. D., Some limitation of turbomachinery CFD, ASME Paper GT2010-22540.

