

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale



**Politecnico
di Torino**

Design ed Analisi Aerodinamica di Rotori di Piccola Scala con Freccia Variabile

Relatore: Prof. Domenic D'Ambrosio

Correlatore: Dott. Manuel Carreno Ruiz

Candidato: Davide Faraci

Anno Accademico 2024/2025

Abstract

Al giorno d'oggi l'impiego degli UAVs sta trovando ampio spazio in vari settori quali la sorveglianza, la logistica, la fotografia aerea e l'agricoltura di precisione. Tra i diversi tipi di UAVs, quelli di piccole dimensioni, noti come droni, sono apprezzati per la loro versatilità e facilità d'uso, ma la loro progettazione presenta diverse sfide, tra cui la gestione dell'inquinamento acustico generato dai rotori, sia in condizioni di hover che di manovra.

Pertanto, al fine di garantire una maggiore diffusione di tali dispositivi in settori ed ambienti ad oggi inesplorati, è fondamentale una continua analisi aerodinamica e la progettazione ottimizzata dei rotori al fine di ottenere una riduzione delle emissioni acustiche.

In questo lavoro di tesi, viene studiata ed implementata un'estensione della *Blade Element Theory (BET)* che tiene conto della presenza di un angolo di freccia variabile lungo la pala del rotore. L'introduzione di questa modifica geometrica altera la distribuzione delle forze aerodinamiche e delle velocità relative percepite dai profili lungo la direzione radiale, portando a una riduzione delle prestazioni in termini di spinta e coppia.

Per compensare tale effetto, è stato introdotto un metodo iterativo che permette di ricalibrare la distribuzione della corda c e dell'angolo di twist β della pala per ripristinare le prestazioni del rotore originale. Il modello è stato implementato in MATLAB e utilizzato per analizzare sia un rotore commerciale prodotto da T-Motor, sia una configurazione modificata con angolo di freccia variabile lungo la direzione radiale. I risultati ottenuti dimostrano l'efficacia del metodo nel ripristinare le performance aerodinamiche ridotte a causa della freccia, consentendo di esplorare nuove configurazioni di rotori con geometrie non convenzionali senza penalizzare le prestazioni.

Infine, per validare l'affidabilità del modello sono state condotte delle simulazioni tramite *Computational Fluid Dynamics (CFD)* utilizzando il software commerciale Star CCM+.

Indice

Elenco delle tabelle	vii
Elenco delle figure	ix
Lista degli acronimi	x
1 Introduzione	1
1.1 UAVs ed inquinamento acustico	1
1.2 Classificazione degli UAVs	1
1.2.1 Classificazione per dimensione	2
1.2.2 Classificazione per autonomia	2
1.2.3 Classificazione per applicazione	2
1.2.4 Classificazione per modalità di volo	2
1.2.5 Classificazione per livello di autonomia nella guida	3
1.2.6 Classificazione per tipologia di carico utile	3
1.3 Principali fonti di emissione acustica	3
1.3.1 Rumore a bassa frequenza indotto dal carico aerodinamico	4
1.3.2 Rumore da interazione pale-scia (Blade Vortex Interaction - BVI)	4
1.3.3 Rumore di turbolenza generato dal bordo di fuga (Trailing Edge Noise)	4
1.3.4 Rumore impulsivo ad alta velocità (High-Speed Impulsive - HSI)	5
1.3.5 Rumore di compressione aerodinamica (Thickness Noise)	5
1.3.6 Rumore meccanico e strutturale	5
1.4 Principali soluzioni ingegneristiche per mitigare l'emissione acustica dei rotori	6
1.4.1 Geometria ottimizzata delle pale	6
1.4.1.1 Approccio multidisciplinare (MDO) e compromessi progettuali	7
1.4.2 Serrated Trailing Edge (STE)	7
1.4.3 Serrated Leading Edge (SLE)	7
1.4.4 Boundary Layer Tripping System (BLTS)	8
1.4.5 Bio-inspired Blade Shape	8
1.5 Obiettivo progetto di tesi	9
2 Valutazione delle performance dei rotori	10
2.1 Introduzione alle metodologie impiegate	10
2.2 Teoria del Disco Attuatore	11
2.2.1 Ipotesi della teoria del disco attuatore	11
2.2.2 Formulazione matematica	11

2.2.3	Dalla <i>TDA</i> alla <i>Blade Element Theory</i>	14
2.3	<i>Blade Element Theory (BET)</i>	14
2.3.1	Ipotesi della <i>Blade Element Theory</i>	15
2.3.2	Formulazione matematica della <i>BET</i>	15
2.3.3	Calcolo delle forze aerodinamiche	17
2.3.4	Dalla <i>BET</i> alla <i>Blade Element Momentum Theory</i>	18
2.4	<i>Blade Element Momentum Theory (BEMT)</i>	18
2.4.1	Principi fondamentali della <i>BEMT</i>	18
2.4.2	Equazioni fondamentali della <i>BEMT</i>	18
2.4.3	Metodo iterativo per la soluzione della <i>BEMT</i>	20
2.4.4	Estensione della <i>BEMT</i> per includere l'angolo di freccia	21
2.5	Modifiche al modello <i>BEMT</i> per tenere conto dell'inclusione dell'angolo di freccia	21
2.5.1	Definizione dell'angolo di freccia e sua variazione lungo la pala	22
2.5.2	Modifica della velocità effettiva per tenere conto dell'angolo di freccia	22
2.5.3	Modifica distribuzioni della corda $c(r)$ e dell'angolo di twist $\beta(r)$	23
2.5.4	Effetti sulla portanza $dL(r)$ e resistenza $dD(r)$	23
2.5.5	Effetti sulle equazioni di spinta e coppia	24
2.5.6	Effetti sulle prestazioni a causa dell'introduzione dell'angolo di freccia	25
2.6	Metodo iterativo per ripristinare le prestazioni del rotore	25
2.6.1	Convergenza e stabilità del metodo iterativo	27
2.7	Parametri per la valutazione delle prestazioni dei rotorii	27
2.8	Validazione del modello <i>BEMT</i> con <i>CFD</i>	28
2.8.1	Metodo <i>Sliding Grid</i>	29
2.8.2	Vantaggi e svantaggi del <i>Sliding Grid</i>	29
2.8.3	Caratteristiche principali delle simulazioni con <i>Sliding Grid</i>	30
3	Implementazione modello <i>BEMT</i>	32
3.1	Introduzione	32
3.2	Dati geometrici rotore	32
3.3	Condizioni di volo	33
3.4	Estrazione profili alari	34
3.5	Definizione polare	36
3.5.1	Variazione coefficienti aerodinamici rotore con freccia	37
3.6	Definizione angolo di freccia λ	39
3.7	Valutazione prestazioni rotore	39
3.8	Metodo iterativo per ripristinare le prestazioni del rotore con freccia	40
3.9	Configurazioni analizzate	41
4	Realizzazione modello <i>CAD</i>	44
4.1	Generazione dei modelli <i>CAD</i> per le simulazioni <i>CFD</i>	44
4.2	Algoritmo Matlab per la creazione dei modelli <i>CAD</i> dei rotorii	44
4.2.1	Estrazione ed elaborazione coordinate profili alari	44
4.2.2	Dimensionamento e orientamento spaziale dei profili alari	45
4.3	Importazione dati in Excel e realizzazione <i>CAD</i> in SolidWorks	47

5	<i>CFD</i>: caratteristiche del modello e validazione	50
5.1	Introduzione al modello <i>CFD</i>	50
5.2	Caratteristiche del modello fluidodinamico	50
5.2.1	Dominio di calcolo	50
5.2.2	Modello fisico	52
5.2.3	Mesh di calcolo	53
5.2.4	Condizioni al contorno e condizioni iniziali	59
5.2.5	Parametri del solver	60
5.3	Validazione modello fluidodinamico	61
6	Risultati	65
6.1	Risultati modello <i>BEMT</i>	65
6.1.1	Rotore <i>T-Motor 15x5 Carbon Fiber</i>	65
6.1.2	Rotore con spostamento al tip $s_{tip} = 0.25$	67
6.1.3	Rotore con spostamento al tip $s_{tip} = 0.50$	70
6.2	Risultati <i>CFD</i>	76
6.2.1	Distribuzione di pressione sulla pala del rotore	76
6.2.2	Tubo di flusso a valle del rotore	77
6.2.3	Distribuzione vortici nel campo di moto	77
6.2.4	Campo di velocità attorno ad un profilo alare	78
6.2.5	Valutazione della spinta $T(t)$	78
6.2.6	Valutazione della coppia $Q(t)$	79
6.2.7	Valori di spinta T e coppia Q ottenuti con le simulazioni <i>CFD</i> .	80
6.3	Confronto valori modello <i>BEMT</i> e <i>CFD</i>	81
7	Conclusioni e sviluppi futuri	84
	Bibliografia	87

Elenco delle tabelle

1.1	Classificazione degli UAVs per dimensione (peso)	2
1.2	Classificazione degli UAVs per autonomia di volo	2
1.3	Classificazione degli UAVs per applicazione	2
1.4	Classificazione degli UAVs per modalità di volo	3
1.5	Classificazione degli UAVs per livello di autonomia	3
1.6	Classificazione degli UAVs per tipologia di carico utile	3
2.1	Confronto tra RANS e URANS	30
3.1	Matrice geometrica - T Motor 15x5 Carbon Fiber [1]	33
3.2	Dati geometrici rotore	33
3.3	Condizioni di volo	34
3.4	Matrice geometrica - $s_{tip} = 0.25$ - No metodo iterativo	42
3.5	Matrice geometrica - $s_{tip} = 0.25$ - Si metodo iterativo	42
3.6	Matrice geometrica - $s_{tip} = 0.50$ - No metodo iterativo	43
3.7	Matrice geometrica - $s_{tip} = 0.50$ - Si metodo iterativo	43
5.1	Caratteristiche <i>Prism Layer Mesher</i>	55
5.2	Default Controls	56
5.3	Custom Controls - Blade Surfaces	57
5.4	Custom Controls - Cylinder Surfaces	57
5.5	Custom Controls - Rotor's tip Surfaces	57
5.6	Custom Controls - Raffinamento griglia	57
5.7	Condizioni di volo simulazione numerica in fase di validazione	61
5.8	Risultati <i>CFD</i> per validare il modello numerico - T-Motor 15x5	62
5.9	Risultati <i>CFD</i> adimensionali per validare il modello numerico - T-Motor 15x5	62
5.10	Risultati adimensionali per validare il modello numerico - T-Motor 15x5	63
5.11	Confronto errori relativi - Griglia di calcolo grezza	63
5.12	Confronto errori relativi - Griglia di calcolo fine	63
6.1	Risultati modello BEMT - <i>T-Motor 15x5 Carbon Fiber</i>	67
6.2	Risultati modello BEMT - Rotore $s_{tip} = 0.25$	70
6.3	Risultati modello BEMT - Rotore $s_{tip} = 0.50$	73
6.4	Confronto coefficienti di spinta c_T e coppia c_Q - Modello BEMT	75
6.5	Risultati simulazioni <i>CFD</i> ottenuti con griglia grezza	80
6.6	Risultati simulazioni <i>CFD</i> ottenuti con griglia fine	80
6.7	Confronto coefficienti di spinta c_T e coppia c_Q - Griglia di calcolo grezza	81
6.8	Differenza assoluta coefficienti di spinta e coppia - Configurazioni con freccia - Mesh di calcolo grezza	82

6.9	Confronto coefficienti di spinta c_T e coppia c_Q - Griglia di calcolo fine .	82
6.10	Differenza assoluta coefficienti di spinta e coppia - Configurazioni con freccia - Mesh di calcolo fine	82

Elenco delle figure

1.1	Principali fonti di rumore	4
2.1	Volume di controllo Teoria Disco Attuatore	12
2.2	Schematizzazione <i>BET</i>	15
2.3	Elemento di pala di spessore dr posta a distanza r dal mozzo	16
2.4	Elemento di pala di spessore dr posta a distanza r dal mozzo	19
2.5	Confronto tra una pala di rotore con e senza freccia $\lambda(r)$ [2]	21
2.6	Definizione angolo di freccia locale $\lambda(r)$	22
3.1	Rotore <i>T-Motor 15x5 Carbon Fiber</i>	32
3.2	Interfaccia Autom8	34
3.3	Profili alari estratti in $\frac{r}{R} = 0.1$ ed $\frac{r}{R} = 0.2$	35
3.4	Profili alari estratti in $\frac{r}{R} = 0.3$ ed $\frac{r}{R} = 0.4$	35
3.5	Profili alari estratti in $\frac{r}{R} = 0.5$ ed $\frac{r}{R} = 0.6$	35
3.6	Profili alari estratti in $\frac{r}{R} = 0.7$ ed $\frac{r}{R} = 0.8$	36
3.7	Profili alari estratti in $\frac{r}{R} = 0.9$ ed $\frac{r}{R} = 1.0$	36
3.8	Componenti di velocità ala con freccia	37
4.1	Importazione curve rotori in SolidWorks	47
4.2	CAD <i>T-Motor 15x5 Carbon Fiber</i>	48
4.3	CAD rotore con $s_{tip}R = 0.25R$ - No metodo iterativo	48
4.4	CAD rotore con $s_{tip}R = 0.25R$ - Si metodo iterativo	48
4.5	CAD rotore con $s_{tip}R = 0.50R$ - No metodo iterativo	48
4.6	CAD rotore con $s_{tip}R = 0.50R$ - Si metodo iterativo	49
5.1	Dominio di calcolo cilindrico	51
5.2	Controllo volumetrico per raffinamento griglia	56
5.3	Mesh superfici esterne dominio computazionale	58
5.4	Mesh di calcolo sul piano YZ in $X = 0$ m (sopra); Mesh rotore - vista in pianta (sotto)	58
5.5	Dettaglio mesh pala rotore	59
5.6	Mesh strato limite	59
5.7	Confronto coefficiente di spinta c_T	64
5.8	Confronto coefficiente di coppia c_Q	64
6.1	Vista in pianta pala rotore e andamento angoli caratteristici in direzione radiale - T Motor 15x5 Carbon Fiber	65
6.2	Andamento coeff. di portanza, resistenza e numero di Reynolds in direzione radiale - T Motor 15x5 Carbon Fiber	66
6.3	Vista in pianta pala rotore e andamento angoli caratteristici in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.25$ - No metodo iterativo	67

6.4	Andamento coeff. di portanza, resistenza e numero di Reynolds in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.25$ - No metodo iterativo	68
6.5	Vista in pianta pala rotore e andamento angoli caratteristici in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.25$ - Si metodo iterativo	68
6.6	Andamento coeff. di portanza, resistenza e numero di Reynolds in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.25$ - Si metodo iterativo	69
6.7	Vista in pianta pala rotore e andamento angoli caratteristici in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.50$ - No metodo iterativo	70
6.8	Andamento coeff. di portanza, resistenza e numero di Reynolds in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.50$ - No metodo iterativo	71
6.9	Vista in pianta pala rotore e andamento angoli caratteristici in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.50$ - Si metodo iterativo	72
6.10	Andamento coeff. di portanza, resistenza e numero di Reynolds in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.50$ - Si metodo iterativo	73
6.11	Confronto forme in pianta rotore <i>T-Motor 15x5 CF</i> , rotore con $s_{tip} = 0.25$ con e senza metodo iterativo	73
6.12	Confronto forme in pianta rotore <i>T-Motor 15x5 CF</i> , rotore con $s_{tip} = 0.50$ con e senza metodo iterativo	74
6.13	Confronto leggi di distribuzione α e β in direzione radiale - T-Motor15x5 CF vs Rot. 0.25	74
6.14	Confronto leggi di distribuzione α e β in direzione radiale - T-Motor15x5 CF vs Rot. 0.50	75
6.15	Confronto distribuzione di pressione sul dorso della pala	76
6.16	Confronto distribuzione di pressione sul dorso della pala	77
6.17	Confronto vortici al tip della pala e a valle del mozzo	77
6.18	Caratteristiche del flusso attorno al profilo alare collocato in $r/R = 0.594$	78
6.20	Valutazione spinta T in funzione del tempo t	79
6.21	Valutazione spinta Q in funzione del tempo t	79
6.22	Confronto carichi puntuali modello BEMT - Russell vs Rot. 050	83
6.23	Confronto carichi puntuali simulazioni CFD - Russell vs Rot. 050	83

Lista degli acronimi

- **UAV**: Unmanned Aerial Vehicle
- **BEMT**: Blade Element Momentum Theory
- **BVI**: Blade Vortex Interaction
- **HSI**: High Speed Impulsive Noise
- **CFD**: Computational Fluid Dynamics
- **STE**: Serrated Trailing Edge
- **SLE**: Serrated Leading Edge
- **BLTS**: Boundary Layer Tripping System
- **MDO**: Multidisciplinary Design Optimization
- **CAD**: Computer Aided Design
- **TDA**: Teoria Disco Attuatore
- **BET**: Blade Element Theory
- **MRF**: Moving Reference Frame
- **URANS**: Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes
- **RANS**: Reynolds Averaged Navier-Stokes
- **SST**: Shear Stress Transport
- **CFL**: Courant–Friedrichs–Lewy

Capitolo 1

Introduzione

1.1 UAVs ed inquinamento acustico

Negli ultimi decenni, l'utilizzo dei veicoli aerei senza pilota (UAVs) ha conosciuto una rapida diffusione, trovando applicazioni in settori quali la sorveglianza, la logistica, la fotografia aerea e la mappatura territoriale. Con il continuo progresso tecnologico, si prevede che l'impiego dei droni aumenterà ulteriormente, in particolare nei settori strategici della logistica, della sicurezza, dell'agricoltura di precisione, del monitoraggio ambientale e delle comunicazioni wireless. Tra i diversi tipi di UAV, quelli di piccole dimensioni, noti come droni, sono apprezzati per la loro versatilità e facilità d'uso, ma la loro progettazione presenta diverse sfide, tra cui la gestione dell'inquinamento acustico generato dai rotori, sia in condizioni di hover che di manovra [3],[4].

Il rumore prodotto dai rotori è un ostacolo significativo alla diffusione dei droni, soprattutto in ambienti urbani, dove l'impatto acustico rappresenta una preoccupazione crescente per la qualità della vita [5]. Le normative future potrebbero limitare l'utilizzo dei droni in aree urbane, a meno che non vengano adottate soluzioni in grado di ridurre il loro impatto acustico. In questo contesto, la riduzione del rumore generato dai rotori diventa una priorità per le industrie aerospaziali e per la ricerca scientifica.

Dopo una revisione delle soluzioni ingegneristiche proposte in letteratura, si è scelto di focalizzare il lavoro sulla modifica geometrica della pala del rotore tramite l'introduzione di un angolo di freccia, soluzione che si è dimostrata efficace nel ridurre l'emissione acustica [6],[7].

L'obiettivo principale è valutare l'impatto che questa modifica ha sulle caratteristiche aerodinamiche delle pale in termini di prestazioni. Infatti, con questo progetto di tesi, si intende sviluppare un metodo di ordine ridotto che, implementando la teoria *Blade Element Momentum (BEM)*, permetta di ottenere una rapida valutazione delle prestazioni di rotori con diversi angoli di freccia. Se l'approccio dovesse dimostrarsi efficace, allora sarebbe possibile stimare in breve tempo le prestazioni di molteplici configurazioni e dedicare studi più approfonditi solo a quelle più promettenti permettendo di ridurre i tempi ed i costi di progettazione.

1.2 Classificazione degli UAVs

Gli UAVs possono essere classificati in diverse categorie in base a criteri quali le dimensioni, l'autonomia di volo, il campo di impiego, la modalità di volo, il tipo di

sistema propulsivo, il livello di autonomia nella guida e la tipologia di carico utile trasportato.

1.2.1 Classificazione per dimensione

Gli UAVs possono essere classificati in base al loro peso, che determina le loro capacità operative e la loro applicazione. Le categorie principali sono:

Categoria	Peso (kg)
Micro-UAV	Inferiore a 0.25
Mini-UAV	Inferiore a 2
Small UAV (sUAV)	2 - 25
Medium UAV	25 - 150
Large UAV	Superiore a 150

Tabella 1.1: Classificazione degli UAVs per dimensione (peso)

1.2.2 Classificazione per autonomia

L'autonomia di volo degli UAVs è un altro parametro cruciale per determinarne l'applicazione. In base al tempo di volo possono essere classificati come:

Categoria	Autonomia di volo
Short endurance	Inferiore a 1 ora
Medium endurance	1 - 12 ore
Long endurance	Superiore a 12 ore

Tabella 1.2: Classificazione degli UAVs per autonomia di volo

1.2.3 Classificazione per applicazione

Gli UAVs possono essere impiegati in vari settori e applicazioni. Le principali categorie in base all'applicazione sono:

Categoria	Applicazioni principali
Commerciali	Fotografia aerea, mappatura, sorveglianza, logistica, monitoraggio
Militari	Ricognizione, sorveglianza, attacco
Ricerca e Scientifici	Monitoraggio atmosferico, raccolta dati ambientali

Tabella 1.3: Classificazione degli UAVs per applicazione

1.2.4 Classificazione per modalità di volo

Gli UAVs possono essere suddivisi anche in base alla modalità di volo, che influisce sulla loro manovrabilità e sulle operazioni che possono eseguire. Le principali categorie in base alla modalità di volo sono:

Categoria	Tipo di volo
Fixed-wing UAV	Ala fissa (volo simile a un aereo)
Rotary-wing UAV	Rotore (es. quadricotteri)
Hybrid UAV	Combinazione di ala fissa e rotore

Tabella 1.4: Classificazione degli UAVs per modalità di volo

1.2.5 Classificazione per livello di autonomia nella guida

A seconda del grado di autonomia, durante la missione assegnata, gli UAVs possono essere pilotati in modi diversi:

Categoria	Descrizione
Manuale	Pilotato direttamente dall'operatore
Autonomo	Operante in modo completamente autonomo, senza intervento umano
Semi-autonomo	Combinazione di volo manuale e autonomo

Tabella 1.5: Classificazione degli UAVs per livello di autonomia

1.2.6 Classificazione per tipologia di carico utile

Infine, gli UAVs possono essere suddivisi in base al tipo di carico utile che trasportano:

Categoria	Tipo di carico utile
Sensor UAVs	Equipaggiati con sensori per monitoraggio ambientale, termico, ecc.
Transport UAVs	Progettati per trasportare carichi leggeri, come pacchi
Surveillance UAVs	Utilizzati per missioni di sorveglianza e raccolta dati

Tabella 1.6: Classificazione degli UAVs per tipologia di carico utile

Questa varietà di impieghi rende fondamentale investire in ricerca e sviluppo per individuare soluzioni tecnologiche innovative, capaci di migliorare l'efficienza, la sicurezza e la sostenibilità di questi sistemi con l'obiettivo di permettere un impiego sempre più capillare nei prossimi anni.

Il presente studio si concentra sull'analisi fluidodinamica dei rotori impiegati negli UAVs appartenenti alla categoria Small-UAV. Questi velivoli, grazie alle loro dimensioni compatte e alla grande versatilità, trovano applicazione sia in ambito commerciale che scientifico, venendo impiegati in settori che spaziano dal monitoraggio ambientale alla logistica, fino alla mappatura del territorio tramite fotografia aerea. In particolare, l'attenzione è rivolta ai sistemi a rotore, come i quadricotteri, che garantiscono un'elevata manovrabilità e una notevole stabilità di volo, rendendoli particolarmente adatti a operazioni in ambienti complessi o di spazio limitato.

1.3 Principali fonti di emissione acustica

Il rumore generato dai droni è il risultato di una combinazione complessa di fenomeni aerodinamici, strutturali e meccanici, ciascuno dei quali contribuisce in modo differente all'emissione sonora complessiva. Tra tutti i contributi però sicuramente il rotore è

quello più significativo [8]. Le principali fonti di rumore nei rotori impiegati sugli UAVs possono essere suddivise in diverse categorie [9],[10],[11].

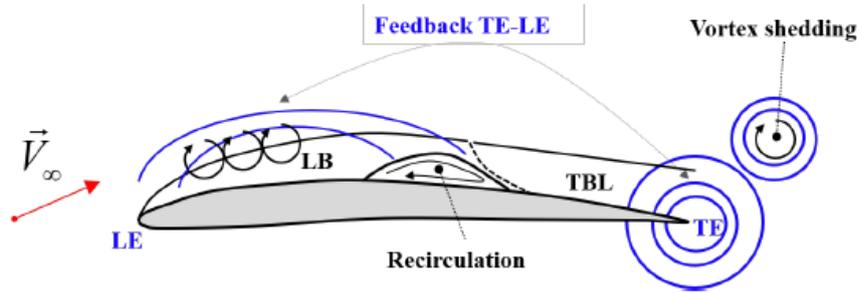


Figura 1.1: Principali fonti di rumore

1.3.1 Rumore a bassa frequenza indotto dal carico aerodinamico

Una delle componenti predominanti del rumore generato dai rotori è il cosiddetto blade loading noise, derivante dalle variazioni periodiche del carico aerodinamico sulle pale. Questa tipologia di rumore è strettamente legata alla generazione di portanza e alla distribuzione della pressione lungo le superfici delle pale. Durante il moto rotatorio, le variazioni di angolo di incidenza e le interazioni con turbolenze locali possono determinare oscillazioni nel carico aerodinamico, generando onde di pressione che si propagano nell'ambiente circostante. Questa componente è tipicamente a bassa frequenza ed è particolarmente avvertibile nelle fasi di decollo, atterraggio e hovering.

1.3.2 Rumore da interazione pale-scia (Blade Vortex Interaction - BVI)

Un'altra fonte di rumore particolarmente rilevante è il Blade Vortex Interaction (BVI), che si verifica quando le pale rotanti attraversano vortici generati dalle pale precedenti. Questo fenomeno porta a un'interazione violenta tra il bordo d'attacco della pala e le strutture turbolente del flusso, provocando picchi di pressione e impulsi sonori ad alta intensità. Il rumore BVI è caratterizzato da una componente impulsiva, con frequenze elevate, ed è particolarmente evidente nei regimi di volo in discesa o in hovering vicino a superfici riflettenti, come edifici o suoli rigidi, che amplificano la propagazione delle onde sonore.

1.3.3 Rumore di turbolenza generato dal bordo di fuga (Trailing Edge Noise)

Il Trailing Edge Noise è una delle principali fonti di rumore a media e alta frequenza nei rotori di UAV. Questo tipo di rumore è generato dalla turbolenza dello strato limite che si sviluppa lungo la pala e che, nel momento in cui raggiunge il bordo di fuga, interagisce con il flusso esterno, generando fluttuazioni di pressione e onde sonore. La natura di questo fenomeno è fortemente dipendente dalla rugosità superficiale della pala, dalla velocità di rotazione e dal numero di Reynolds locale. Per ridurre questa tipologia di rumore, spesso si adottano soluzioni come l'introduzione di serrated trailing edges,

ovvero bordi d'uscita seghettati, che contribuiscono a disperdere l'energia turbolenta su una gamma più ampia di frequenze, riducendo il livello sonoro percepito.

1.3.4 Rumore impulsivo ad alta velocità (High-Speed Impulsive - HSI)

Il rumore HSI è generato dalla formazione di shock di flusso transonico sulla pala del rotore in avanzamento ed è distinto dal rumore di carico aerodinamico. Questa tipologia di rumore è causata dall'onda d'urto che si forma in prossimità della punta della pala quando la velocità relativa supera il regime transonico, portando a una forte emissione acustica.

A differenza di altre fonti di rumore, il rumore HSI non può essere catturato semplicemente analizzando le sorgenti acustiche sulla superficie della pala, poiché l'origine è nel volume di flusso attorno alla punta della pala in avanzamento. Questo rumore è tipicamente diretto nel piano del rotore, davanti al velivolo, in modo simile al rumore di spessore, ma con intensità significativamente maggiore alle alte velocità di volo.

1.3.5 Rumore di compressione aerodinamica (Thickness Noise)

Il Thickness Noise è il rumore generato dallo spostamento d'aria indotto dal passaggio delle pale. Poiché le pale di un rotore possiedono una determinata sezione e spessore, il loro moto crea variazioni di pressione che si propagano come onde sonore. Questa componente del rumore è generalmente a bassa frequenza ed è direttamente correlata alla velocità di rotazione del rotore e alla forma della pala. Una progettazione attenta della geometria del profilo alare e la riduzione dello spessore della pala possono contribuire a mitigare questo tipo di emissione acustica.

1.3.6 Rumore meccanico e strutturale

Oltre al rumore aerodinamico, una parte non trascurabile del rumore generato dai rotori di UAVs di piccole dimensioni deriva da sorgenti meccaniche e strutturali. Tra queste, le più rilevanti includono:

- **Rumore del motore e della trasmissione:** nei droni a rotori elettrici, il motore brushless e il sistema di controllo elettronico della velocità possono emettere suoni dovuti alle vibrazioni indotte dal funzionamento del sistema di alimentazione e dalle fluttuazioni della coppia trasmessa.
- **Risonanze strutturali:** le vibrazioni trasmesse lungo le pale e la fusoliera del drone possono amplificare determinate frequenze di rumore, generando fenomeni di risonanza che contribuiscono all'emissione sonora complessiva.
- **Disallineamenti e usura dei componenti:** l'eventuale presenza di giochi meccanici, disallineamenti degli assi di rotazione o imperfezioni nei cuscinetti può introdurre rumori aggiuntivi che si sommano alle altre componenti aerodinamiche.

L'insieme di queste fonti di rumore contribuisce alla percezione sonora complessiva degli UAVs e ne influenza significativamente la fruibilità in contesti sensibili, come le aree urbane. Per tale motivo, la riduzione dell'inquinamento acustico prodotto dai rotori è oggi un'area di ricerca strategica, che vede il crescente impiego di soluzioni tecnologiche avanzate. Tra le strategie adottate vi sono l'ottimizzazione della geometria delle pale, l'introduzione di materiali fonoassorbenti coadiuvati dallo sviluppo di modelli numerici predittivi basati su *Computational Fluid Dynamics (CFD)* e l'utilizzo di metodi di ordine ridotto come la teoria *Blade Element Momentum (BEM)*.

Tra le fonti di generazione del rumore precedentemente citate saranno trascurate le componenti dovute alla parte meccanica e strutturale. Pertanto, le soluzioni analizzate nel prossimo paragrafo, sono volte a mitigare i fenomeni aerodinamici.

1.4 Principali soluzioni ingegneristiche per mitigare l'emissione acustica dei rotori

La ricerca scientifica e l'industria aerospaziale stanno sviluppando diverse strategie per la mitigazione del rumore prodotto dai rotori, concentrandosi su soluzioni innovative ispirate sia all'aerodinamica avanzata che ai principi del mondo naturale [12]. Le principali soluzioni progettuali attualmente studiate includono:

- Ottimizzazione della Geometria della Pala
- Serrated Trailing Edge (STE) – Bordo d'uscita seghettato.
- Serrated Leading Edge (SLE) – Bordo d'attacco seghettato.
- Boundary Layer Tripping System (BLTS) – Sistema di transizione dello strato limite.
- Bio-inspired Blade Shape – Geometria delle pale ispirata al mondo animale.

1.4.1 Geometria ottimizzata delle pale

Un metodo avanzato per la riduzione del rumore nei rotori degli UAV consiste nell'ottimizzazione della geometria della pala, un approccio che si basa su modelli matematici e simulazioni numeriche per individuare configurazioni in grado di minimizzare l'emissione acustica senza penalizzare l'efficienza aerodinamica.

L'ottimizzazione della geometria delle pale è un processo iterativo che richiede la modellizzazione accurata del problema aeroacustico e l'identificazione di una funzione obiettivo, generalmente correlata alla riduzione del rumore e al miglioramento dell'efficienza propulsiva. Tuttavia, questo processo è intrinsecamente complesso, poiché deve considerare simultaneamente fenomeni di natura diversa, come la generazione di vortici, le interazioni turbolente e l'effetto delle onde di pressione irradiate.

Per affrontare queste difficoltà, la ricerca si è orientata verso approcci di ottimizzazione multidisciplinare (MDO - Multidisciplinary Design Optimization), che consentono di bilanciare requisiti contrastanti, come la massima efficienza aerodinamica e la riduzione del rumore.

1.4.1.1 Approccio multidisciplinare (MDO) e compromessi progettuali

L'adozione di una strategia di ottimizzazione puramente mirata alla riduzione del rumore potrebbe portare a soluzioni non realizzabili dal punto di vista aerodinamico e strutturale. Ad esempio, per ridurre l'emissione acustica, un possibile design ottimale potrebbe prevedere:

- Una corda della pala molto pronunciata, che riduce le fluttuazioni di pressione lungo il bordo d'uscita, attenuando il rumore aerodinamico.
- Un diametro del rotore ridotto, che abbassa la velocità delle estremità delle pale, limitando il rumore impulsivo ad alta velocità (HSI).

Tuttavia, queste configurazioni risulterebbero inefficienti dal punto di vista della spinta e delle prestazioni aerodinamiche. Per questo motivo, il metodo MDO permette di ottimizzare simultaneamente parametri opposti, come efficienza e silenziosità, trovando un compromesso che garantisca un design realizzabile e bilanciato tra le diverse esigenze operative.

Diversi studi hanno dimostrato che l'ottimizzazione della geometria delle pale può portare a una riduzione del livello di pressione sonora fino a 5-7 dB, senza compromettere significativamente l'efficienza aerodinamica [13].

1.4.2 Serrated Trailing Edge (STE)

Il bordo d'uscita seghettato (*Serrated Trailing Edge*, STE) è una soluzione derivata dagli studi sull'aeroacustica e ispirato al volo silenzioso dei rapaci notturni, come il gufo. Questo design prevede la modifica del bordo d'uscita della pala con una serie di dentellature o sporgenze di forma triangolare o sinusoidale.

L'obiettivo principale della configurazione STE è ridurre il Trailing Edge Noise, ovvero il rumore generato dall'interazione tra lo strato limite turbolento che si sviluppa sulla pala e il bordo d'uscita. Normalmente, le fluttuazioni di pressione nella regione di scia dietro il bordo di fuga sono altamente coerenti e producono un forte irraggiamento acustico. L'introduzione delle dentellature:

- Distrugge la coerenza delle fluttuazioni turbolente, riducendo l'ampiezza delle onde di pressione irradiate.
- Distribuisce l'energia turbolenta su una gamma più ampia di frequenze, abbassando il picco massimo di emissione sonora e migliorando la percezione del rumore.

Diversi studi sperimentali e numerici hanno dimostrato che l'adozione del bordo d'uscita seghettato porta a una significativa riduzione del rumore a banda larga, con un abbattimento del livello di pressione sonora fino a 3-5 dB senza alterare significativamente le prestazioni aerodinamiche della pala [14].

1.4.3 Serrated Leading Edge (SLE)

Il bordo d'attacco seghettato (*Serrated Leading Edge*, SLE) è un'altra soluzione bio-ispirata, basata sulla morfologia delle ali dei rapaci notturni. A differenza del bordo d'uscita seghettato, il SLE agisce nella regione anteriore della pala e mira a

ridurre il rumore generato dall'interazione tra la turbolenza incidente, generata dal rotore stesso in fase di rotazione, e la pala.

Quando un flusso turbolento impatta un bordo d'attacco rettilineo, si creano intense fluttuazioni di pressione che vengono poi amplificate lungo tutta la pala, generando un significativo irraggiamento acustico. Le dentellature sul bordo d'attacco:

- Modificano il modo in cui il flusso si organizza attorno alla pala, smorzando le strutture turbolente più energetiche.
- Favoriscono una transizione graduale dello strato limite, riducendo l'intensità del rumore generato.
- Mitigano le instabilità aerodinamiche, migliorando la stabilità del flusso lungo la pala.

Ricerche sperimentali hanno evidenziato riduzioni del rumore di bordo d'attacco fino a 4 dB, con miglioramenti nella stabilità del flusso attorno alla pala [15].

1.4.4 Boundary Layer Tripping System (BLTS)

Il Boundary Layer Tripping System (BLTS) è una tecnica basata sull'induzione controllata della transizione dello strato limite da laminare a turbolento. Normalmente, un flusso laminare che si sviluppa lungo la pala tende a subire una transizione spontanea e a divenire turbolento, spesso in modo irregolare e con fenomeni di separazione del flusso. Questi fenomeni aumentano il rumore aerodinamico.

Il BLTS utilizza piccole protuberanze, micro-strisce o altri dispositivi che forzano la transizione dello strato limite in modo controllato, permettendo di:

- Evitare separazioni di flusso indesiderate, riducendo il rumore associato.
- Ottenere una distribuzione più uniforme delle fluttuazioni turbolente, mitigando le sorgenti di rumore a banda larga.
- Migliorare le prestazioni aerodinamiche, evitando il distacco del flusso e riducendo la resistenza aerodinamica.

Esperimenti condotti su modelli di UAV hanno mostrato riduzioni del rumore fino a 2-3 dB, con un miglioramento dell'efficienza aerodinamica [16].

1.4.5 Bio-inspired Blade Shape

Un approccio innovativo per la riduzione del rumore nei rotori è l'applicazione di geometrie ispirate al mondo naturale, come le ali degli uccelli, degli insetti o le pinne delle balene. Le caratteristiche chiave di questi design includono:

- Pale con angoli di freccia variabili, per ridurre il rumore da interazione pale-vortice.
- Superfici con micro-strutture ondulate, per migliorare la gestione del flusso turbolento.
- Profili alari non convenzionali, per minimizzare la generazione di onde di pressione ad alta intensità.

Test in galleria del vento e simulazioni *CFD* hanno dimostrato che le geometrie biomimetiche possono ridurre il rumore del rotore fino a 6 dB, con miglioramenti nella stabilità e nell'efficienza aerodinamica [17].

1.5 Obiettivo progetto di tesi

Tra le varie soluzioni proposte in letteratura per la riduzione del rumore nei rotori degli UAVs, nel presente progetto di tesi si è scelto di ottimizzare la geometria delle pale di un rotore attualmente in commercio, cioè il *T-Motor 15x5 Carbon Fiber*.

Per perseguire questo obiettivo, si è sviluppato un modello di ordine ridotto basato sulla teoria *Blade Element Momentum (BEM)*, opportunamente modificata per includere l'effetto della freccia λ [2]. Il modello è stato inizialmente utilizzato per calcolare le prestazioni aerodinamiche del rotore di riferimento, fornendo una base di confronto per le prestazioni di altri rotori ottenuti tramite la modifica geometrica.

Tuttavia, l'introduzione dell'angolo di freccia comporta una riduzione delle prestazioni rispetto al rotore originale, con un calo della spinta T , della coppia Q e del consumo di potenza P . Di conseguenza, per compensare questa perdita, si è sviluppato un metodo iterativo finalizzato al ripristino delle prestazioni del rotore di partenza. In particolare, l'ottimizzazione ha coinvolto la distribuzione della corda c e dell'angolo di twist β , mantenendo la configurazione con freccia λ [18].

Infine, per validare il modello di ordine ridotto, sono state condotte simulazioni *CFD* utilizzando il software commerciale *STAR-CCM+*. Le analisi fluidodinamiche sono state eseguite sia sul rotore di riferimento, sia sui rotori con freccia λ , con e senza le modifiche alla distribuzione della corda c e dell'angolo di twist β . A tal fine, sono stati realizzati modelli *CAD* dettagliati, garantendo un confronto accurato tra le soluzioni proposte.

Capitolo 2

Valutazione delle performance dei rotor

2.1 Introduzione alle metodologie impiegate

L'analisi e l'ottimizzazione delle prestazioni aerodinamiche di un rotore rappresentano una sfida complessa, poiché coinvolgono fenomeni fluidodinamici non lineari e interazioni aerodinamiche tra le pale e il flusso circostante. Per valutare il comportamento di un rotore e ottimizzarne la configurazione, esistono diverse metodologie che possono essere adottate. In questo lavoro, l'approccio seguito si basa su modelli teorici consolidati, in particolare sulla *Blade Element Momentum Theory (BEMT)*, opportunamente modificata per includere l'effetto dell'angolo di freccia λ .

Le metodologie di analisi aerodinamica dei rotor possono essere suddivise in tre principali categorie:

- **Modelli analitici:** forniscono una descrizione semplificata del comportamento globale del rotore e sono utili per ottenere stime preliminari delle prestazioni aerodinamiche. Tra questi, la *Teoria del disco attuatore (TDA)* rappresenta una delle formulazioni più utilizzate per determinare la spinta generata da un rotore.
- ***Blade Element Theory (BET)*:** questa metodologia considera il rotore suddiviso in elementi infinitesimi lungo la pala e consente di calcolare localmente le forze aerodinamiche agenti su ciascun profilo. Le prestazioni complessive sono ottenute tramite integrazione analitica o numerica dei singoli contributi.
- ***Blade Element Momentum Theory (BEMT)*:** questa teoria risulta più precisa della precedente in quanto accoppia alle relazioni della *BET* le equazioni di bilancio della quantità di moto ottenendo una stima delle prestazioni migliore.
- **Simulazioni numeriche *CFD*:** utilizzano risolutori di fluidodinamica computazionale per modellare nel dettaglio l'interazione tra il flusso e il rotore, fornendo risultati accurati ma con un elevato costo computazionale e lunghi tempi di calcolo.

Nel presente lavoro, si è scelto di adottare la *Blade Element Momentum Theory* come metodologia principale per l'analisi delle prestazioni del rotore, in quanto offre un buon compromesso tra accuratezza e semplicità computazionale. Tuttavia, poiché

la formulazione classica della *BEMT* non tiene conto dell'effetto di un angolo di freccia λ , si è reso necessario modificarne le equazioni per includere tale parametro.

Nei paragrafi successivi, verranno presentate in dettaglio la *Teoria del Disco Attuatore (TDA)*, la formulazione classica della *Blade Element Theory (BET)* e gli aspetti chiave della *Blade Element Momentum Theory (BEMT)* [19]. Verranno descritte le modifiche apportate alla formulazione per considerare l'angolo di freccia e l'implementazione del metodo iterativo per l'ottimizzazione della geometria delle pale.

2.2 Teoria del Disco Attuatore

La *Teoria del Disco Attuatore (TDA)* rappresenta il modello più semplice ed essenziale per l'analisi del funzionamento di un rotore e costituisce la base concettuale per lo sviluppo della *Blade Element Theory (BET)*. Questa teoria, sviluppata inizialmente per l'analisi delle prestazioni delle turbine a vapore, idealizza il rotore come un disco infinitamente sottile e impermeabile che genera una spinta attraverso un salto di pressione senza considerare effetti viscosi o di scia [20]. Questo approccio, fornisce una prima stima delle prestazioni aerodinamiche di un rotore e consente di ricavare relazioni analitiche per la valutazione della spinta e della potenza richiesta.

2.2.1 Ipotesi della teoria del disco attuatore

Per semplificare l'analisi, la TDA si basa sulle seguenti ipotesi fondamentali:

- Il flusso d'aria è incomprimibile e stazionario;
- Il rotore è rappresentato come un disco infinitesimamente sottile e impermeabile che genera una spinta uniformemente distribuita. In altre parole, tra monte e valle del disco attuatore la velocità è costante ma si ha un brusco ed improvviso salto di pressione;
- Le pressioni statiche all'infinito a monte e a valle del disco sono uguali alla pressione statica dell'ambiente indisturbato, cioè $p_1 = p_2 = p_\infty$;
- Non vi è scambio di quantità di moto tra il disco e il flusso nella direzione radiale;
- Il flusso è unidimensionale, irrotazionale e segue le equazioni di Bernoulli a monte e a valle del disco;
- La velocità indotta dal rotore e la pressione sono uniformi su tutta la superficie del disco.

2.2.2 Formulazione matematica

La spinta T generata dal rotore può essere espressa applicando il principio di conservazione della quantità di moto lungo la direzione assiale del rotore. Considerando come volume di controllo un tubo di flusso che si restringe dopo aver attraversato il disco attuatore (Figura 2.1) e applicando un bilancio di quantità di moto in direzione assiale tra la regione indisturbata e quella a valle del disco, si ottiene:

$$T = \dot{m}[(V_\infty + w_j) - V_\infty] = \dot{m}(V_w - V_\infty) = \dot{m}w_j, \quad (2.1)$$

dove:

- \dot{m} è la portata di massa nel tubo di flusso;
- V_∞ è la velocità del flusso indisturbato a monte;
- $V_w = V_\infty + w_j$ è la velocità del flusso in corrispondenza della sezione di uscita del tubo di flusso;
- w_j è la velocità indotta a valle del rotore.

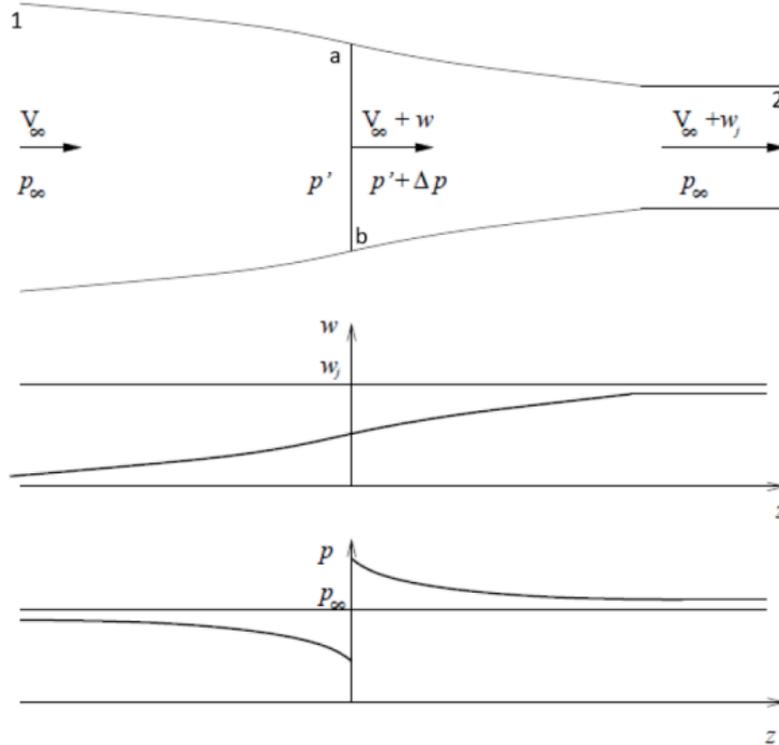


Figura 2.1: Volume di controllo Teoria Disco Attuatore

Come si nota da Figura 2.1, il tubo di flusso si restringe da monte verso valle. Inoltre, nel tubo di flusso, in accordo con l'equazione di continuità, la portata \dot{m} si mantiene costante per cui è possibile scrivere:

$$\dot{m} = \rho A_1 V_\infty = \rho A_{disc} (V_\infty + w_i) = \rho A_2 (V_\infty + w_j), \quad (2.2)$$

dove:

- ρ è la densità dell'aria
- A_1 è la sezione trasversale in ingresso al tubo di flusso;
- A_{disc} è la sezione trasversale del tubo di flusso in corrispondenza del disco attuatore e coincide con la superficie di quest'ultimo;
- A_2 è la sezione trasversale in uscita del tubo di flusso;
- w_i è la velocità indotta a cavallo del disco attuatore.

Definendo il coefficiente di induzione assiale a e il parametro di scia b come:

$$a = \frac{w_i}{V_\infty}, \quad (2.3)$$

$$b = \frac{w_j}{V_\infty} \quad (2.4)$$

la spinta T può essere riscritta nella forma:

$$T = \dot{m}[V_\infty(1+b) - V_\infty] = \dot{m}V_\infty b \quad (2.5)$$

e l'equazione di continuità risulta essere:

$$\dot{m} = \rho A_{disc} V_\infty (1+a). \quad (2.6)$$

Unendo le ultime due relazioni si ottiene l'espressione per il calcolo della spinta T :

$$T = \rho A_{disc} V_\infty^2 (1+a)b. \quad (2.7)$$

È possibile calcolare la velocità indotta a cavallo del disco attuatore w_i in funzione della velocità indotta nella sezione di uscita dal tubo di flusso w_j . A tal fine sapendo che la pressione è uniforme sulla superficie di tutto il disco attuatore, anche se cambia tra monte e valle, è possibile valutare la spinta T come:

$$T = \int_{A_{disc}} p dS = \Delta p A_{disc}. \quad (2.8)$$

Uguagliando l'equazione 2.7 e l'equazione 2.8 si ricava il salto di pressione:

$$\Delta p = \rho V_\infty^2 (1+a)b. \quad (2.9)$$

Sapendo che il flusso è incomprimibile per ipotesi, è possibile applicare l'equazione di Bernoulli ovunque nel volume di controllo lungo ciascuna linea di flusso tranne che a cavallo del disco attuatore dove è presente una discontinuità. Tuttavia, è possibile pensare di applicare l'equazione di Bernoulli due volte, la prima tra la sezione di ingresso del tubo di flusso (1) e un punto posto poco prima del disco (a) ed una seconda volta tra un punto posto poco dopo il disco (b) e la sezione di uscita del tubo di flusso (2). In generale, l'equazione di Bernoulli è espressa come:

$$p + \frac{1}{2}\rho U^2 = cost$$

Le relazioni ottenute sono riportate di seguito:

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho V_\infty^2 = p_a + \frac{1}{2}\rho V_\infty^2 (1+a)^2 \quad (2.10)$$

$$p_b + \frac{1}{2}\rho V_\infty^2 (1+a)^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho V_\infty^2 (1+b)^2 \quad (2.11)$$

Supponendo che le sezioni di ingresso ed uscita del tubo di flusso siano sufficientemente distanti dal disco attuatore in modo tale che la pressione in queste sezioni sia uguale alla pressione atmosferica $p_1 = p_2 = p_\infty$, sottraendo le due relazioni si ricava l'espressione per il salto di pressione

$$\Delta p = p_b - p_a = \rho V_\infty^2 b \left(1 + \frac{b}{2}\right) \quad (2.12)$$

Uguagliando le equazioni 2.9 e 2.12, si ricava:

$$(1 + a)b = b \left(1 + \frac{b}{2} \right). \quad (2.13)$$

L'equazione precedente ha due soluzioni:

- $b = 0$ che non ha significato fisico;
- $b = 2a$ dalla quale è possibile dedurre che in ogni caso la velocità indotta a cavallo del disco attuatore w_i è uguale a metà della velocità indotta in uscita dal tubo di flusso w_j

$$w_i = \frac{w_j}{2} \quad (2.14)$$

Con analoghi ragionamenti, utilizzando la variazione di energia cinetica del flusso, si ricava che la potenza assorbita dal rotore è data da:

$$P = TV_\infty(1 - a) = Tw_i. \quad (2.15)$$

Questa espressione mostra come la potenza richiesta per generare spinta dipenda dalla spinta T e dal coefficiente di induzione assiale a .

2.2.3 Dalla *TDA* alla *Blade Element Theory*

La TDA rappresenta un primo livello di approssimazione, utile per comprendere il comportamento globale del rotore, infatti, permette di ricavare il legame tra la spinta T e la potenza P come si nota dall'Equazione 2.15. Tuttavia, a causa delle sue ipotesi semplificative, non tiene conto del numero di pale che effettivamente costituisce il rotore, delle variazioni locali delle forze aerodinamiche lungo la pala e dei contributi di resistenza di profilo della pala D . Per questo motivo, si introduce la *Blade Element Theory (BET)*, che suddivide la pala in elementi di spessore infinitesimale, di cui calcola le prestazioni utilizzando le polari bidimensionali, e considera la variazione delle forze aerodinamiche lungo la direzione radiale. Inoltre, l'utilizzo della *BET* consente di valutare anche il contributo della resistenza aerodinamica di profilo D . Gli effetti tridimensionali e la componente di velocità del flusso nella direzione radiale delle pale sono ignorati. Inoltre, la *BET* se combinata con la teoria della quantità di moto permette di ottenere stime più accurate delle prestazioni aerodinamiche del rotore e di valutare l'effetto di modifiche geometriche, come l'introduzione dell'angolo di freccia.

2.3 *Blade Element Theory (BET)*

La *Blade Element Theory (BET)* rappresenta un metodo di analisi aerodinamica dei rotor basato sulla suddivisione della pala in elementi infinitesimali, ciascuno dei quali viene analizzato indipendentemente andando a ricavare la risultate aerodinamica R scomponibile in portanza L e resistenza D che sono rispettivamente ortogonale e parallela alla velocità effettiva V_e che investe il profilo alare. Determinati i contributi dei singoli elementi con cui si è discretizzata la pala del rotore, si ricavano le prestazioni complessive attraverso integrazione analitica o numerica. L'approccio analitico è realizzabile solo in pochi casi motivo per cui spesso è richiesto l'utilizzo di metodi numerici. In questo modo è possibile calcolare con maggiore accuratezza le forze

aerodinamiche lungo la pala rispetto a quanto visto con la *TDA*, superando il limite delle distribuzioni uniformi di spinta T e pressione p .

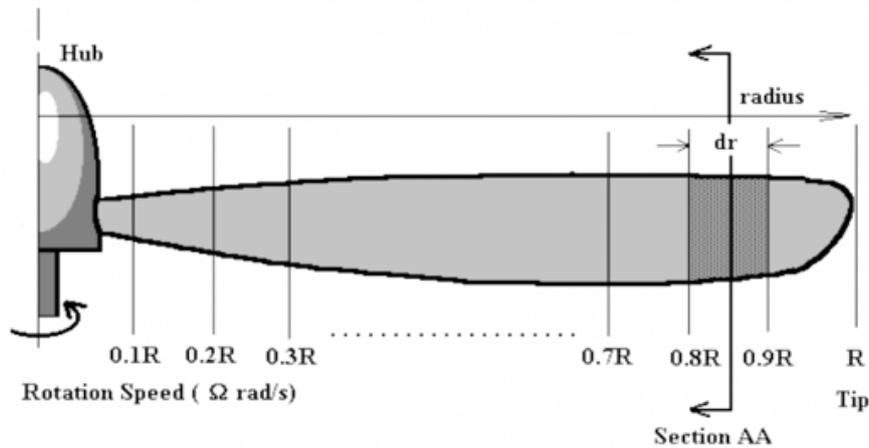


Figura 2.2: Schematizzazione *BET*

2.3.1 Ipotesi della Blade Element Theory

Per semplificare l'analisi, la *BET* si basa sulle seguenti ipotesi principali:

- La pala del rotore è suddivisa in elementi di spessore infinitesimale lungo la direzione radiale;
- Ogni elemento di pala è trattato come un profilo alare bidimensionale su cui agiscono forze aerodinamiche;
- Le interazioni tra elementi adiacenti lungo la pala sono trascurate;
- Gli effetti viscosi e di compressibilità sono trascurati nella formulazione base;

L'assunzione di indipendenza tra gli elementi di pala permette di semplificare notevolmente il problema, ma implica che gli effetti tridimensionali e le interazioni tra elementi non siano direttamente considerati. Tuttavia, questi effetti possono essere stimati successivamente con correzioni empiriche.

2.3.2 Formulazione matematica della *BET*

Si consideri un elemento infinitesimale di pala di spessore dr , situato a una distanza radiale r dall'asse di rotazione. In relazione a tale elemento e considerando quanto riportato in Figura 2.3, è possibile introdurre alcune definizioni notevoli:

- $V_t(r) = \Omega r$ è la velocità tangenziale che investe il profilo (nel piano del mozzo);
- $V_i(r) = V_\infty$ è la velocità verticale che investe il profilo (per convenzione positiva verso il basso, ortogonale al piano del mozzo), in questo caso pari alla componente di velocità verticale V_∞ ;
- $V_e(\vec{r}) = V_t(\vec{r}) + V_i(\vec{r})$ è la velocità effettiva o risultante che investe l'elemento di pala collocato in r , pari alla somma vettoriale di $V_t(\vec{r})$ e $V_i(\vec{r})$;

- $\beta(r)$ è l'angolo di calettamento o twist del profilo alare;
- $\alpha(r)$ è l'angolo di incidenza del profilo, compreso tra la direzione di portanza nulla e il vettore velocità risultante $\vec{V}_e(r)$;
- $\phi(r)$ è l'angolo di influsso, compreso tra il vettore velocità risultante $\vec{V}_e(r)$ e la velocità tangenziale $V_i(r)$;
- $dR(r)$ è la risultante aerodinamica generata dall'elemento di pala considerato, centrata nel quarto corda anteriore del profilo alare;
- $dT(r)$ è la componente di spinta aerodinamica generata dall'elemento di pala considerato, diretta perpendicolarmente al piano del mozzo;
- $dQ(r)/r$ è la componente di forza aerodinamica, generata dall'elemento di pala considerato e diretta parallelamente al piano del mozzo;
- $dL(r)$ è la componente di portanza aerodinamica generata dall'elemento di pala considerato, diretta perpendicolarmente al vettore velocità risultante $\vec{V}_e(r)$;
- $dD(r)$ è la componente di resistenza aerodinamica generata dall'elemento di pala considerato, diretta parallelamente al vettore velocità risultante $\vec{V}_e(r)$.

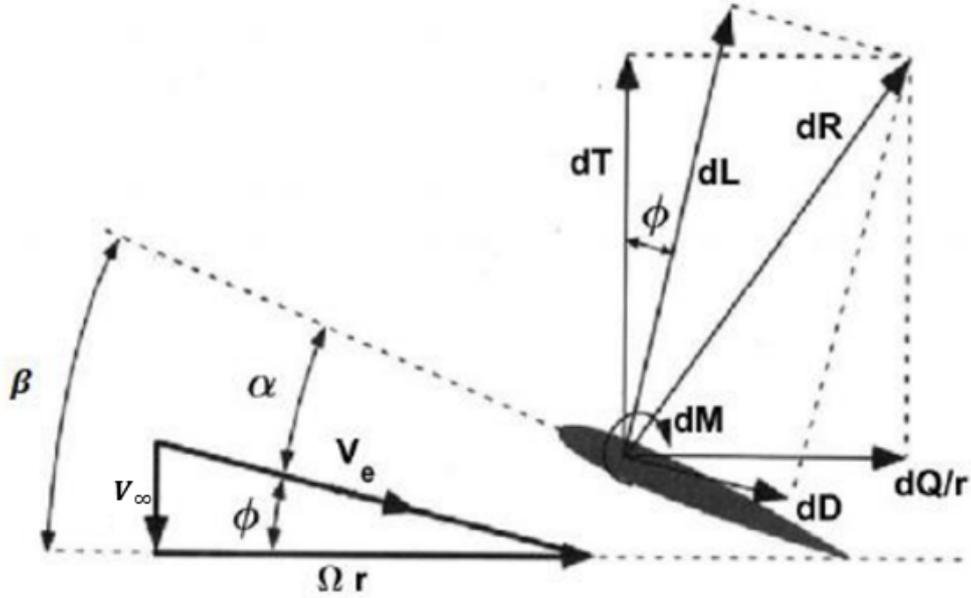


Figura 2.3: Elemento di pala di spessore dr posta a distanza r dal mozzo

Il flusso effettivo su questo elemento è caratterizzato dalla combinazione della velocità assiale $V_i(r)$ e della velocità tangenziale $V_t(r)$. La velocità risultante del flusso rispetto all'elemento di pala è data da:

$$V_e(r) = \sqrt{V_t^2(r) + V_i^2(r)} = \sqrt{(\Omega r)^2 + V_\infty^2}. \quad (2.16)$$

È possibile definire il numero di Reynolds del profilo $Re(r)$

$$Re(r) = \frac{\rho\Omega r c(r)}{\mu}$$

e il numero di Mach $M(r)$

$$M(r) = \frac{V_e(r)}{\sqrt{\gamma R^* T}}.$$

L'angolo d'attacco del profilo alare $\alpha(r)$ è definito come:

$$\alpha(r) = \beta(r) - \phi(r), \quad (2.17)$$

dove:

- $\beta(r)$ è l'angolo di twist locale della pala,
- $\phi(r)$ è l'angolo di velocità relativa dato da:

$$\tan \phi(r) = \frac{V_i(r)}{V_t(r)} = \frac{V_\infty}{\Omega r}. \quad (2.18)$$

2.3.3 Calcolo delle forze aerodinamiche

Su ogni elemento infinitesimale di pala agiscono la portanza $dL(r)$ e la resistenza $dD(r)$, definite come:

$$dL(r) = \frac{1}{2}\rho V_{rel}(r)^2 c(r) c_L(r) dr, \quad (2.19)$$

$$dD(r) = \frac{1}{2}\rho V_{rel}(r)^2 c(r) c_D(r) dr, \quad (2.20)$$

dove:

- $c(r)$ è la corda del profilo considerato,
- $c_L(r)$ e $c_D(r)$ sono i coefficienti di portanza e resistenza, ottenuti tipicamente da polari bidimensionali realizzate sperimentalmente o numericamente. I coefficienti aerodinamici sono funzione dell'angolo d'attacco α , del Reynolds, del Mach e della coordinata radiale r considerata. Tuttavia, dal momento che il raggio R del rotore non è eccessivamente grande, la variazione del numero di Mach è contenuta per cui in questo lavoro di tesi si trascurerà la sua influenza.

Le componenti di spinta $dT(r)$ e coppia $dQ(r)$ agenti sulla pala sono definite dalle relazioni seguenti:

$$dT(r) = dL(r) \cos \phi(r) - dD(r) \sin \phi(r), \quad (2.21)$$

$$dQ(r) = r[dL(r) \sin \phi(r) + dD(r) \cos \phi(r)]. \quad (2.22)$$

Se sono note la geometria e le componenti di velocità indotta, la spinta totale T , la coppia Q e la potenza P assorbita dal rotore si ottengono integrando rispettivamente $dT(r)$ e $dQ(r)$ lungo l'intera pala e moltiplicando per il numero di pale:

$$T = N_B \int_0^R dT(r) dr, \quad (2.23)$$

$$Q = N_B \int_0^R dQ(r) dr, \quad (2.24)$$

$$P = N_B \Omega \int_0^R dQ(r) dr \quad (2.25)$$

dove:

- N_B è il numero di pale;
- R è il raggio del rotore;
- Ω è la velocità angolare di rotazione del rotore.

2.3.4 Dalla *BET* alla *Blade Element Momentum Theory*

La *Blade Element Theory* rappresenta un metodo efficace per l'analisi e la progettazione di rotor, permettendo di valutare le prestazioni aerodinamiche attraverso un approccio semplificato ma accurato. Tuttavia, la *BET*, considerata da sola, non tiene conto delle interazioni aerodinamiche tra la pala e il flusso indotto dal rotore stesso. In particolare, essa fornisce un'analisi locale delle forze agenti su ciascun elemento di pala, ma non permette di determinare direttamente le velocità indotte, che dipendono dalle condizioni globali del flusso e dalla distribuzione di circuitazione lungo il rotore.

Per superare questa limitazione, la *BET* viene combinata con la teoria della quantità di moto, dando origine alla *Blade Element Momentum Theory (BEMT)*. Questo approccio integra le equazioni della quantità di moto assiale e tangenziale con l'analisi locale degli elementi di pala, consentendo di determinare in modo iterativo i coefficienti di induzione aerodinamica e di migliorare la precisione nella stima delle prestazioni del rotore.

2.4 Blade Element Momentum Theory (*BEMT*)

La *Blade Element Momentum Theory (BEMT)* rappresenta un'estensione della *Blade Element Theory (BET)*, combinandola con la teoria della quantità di moto. Questo approccio permette di determinare in modo più accurato la distribuzione della velocità indotta lungo la pala, superando le limitazioni della *BET*, che assume indipendenza tra i profili alari senza considerare gli effetti globali del flusso.

2.4.1 Principi fondamentali della *BEMT*

La *BEMT* integra due approcci:

- La teoria della quantità di moto, che considera il rotore come un disco attuatore e ne analizza le grandezze globali;
- La teoria degli elementi di pala (*BET*), che suddivide la pala in sezioni e analizza le forze aerodinamiche localmente.

Combinando questi due modelli, la *BEMT* consente di calcolare i coefficienti di induzione assiale a e tangenziale b , tenendo conto sia delle interazioni aerodinamiche tra le pale sia del flusso indotto dal rotore.

2.4.2 Equazioni fondamentali della *BEMT*

L'effetto di una velocità di induzione assiale ed una velocità di induzione tangenziale porta ad una modifica delle relazioni presentate nel paragrafo precedente poiché vi è un cambiamento dei triangoli di velocità come appare chiaramente in Figura 2.4.

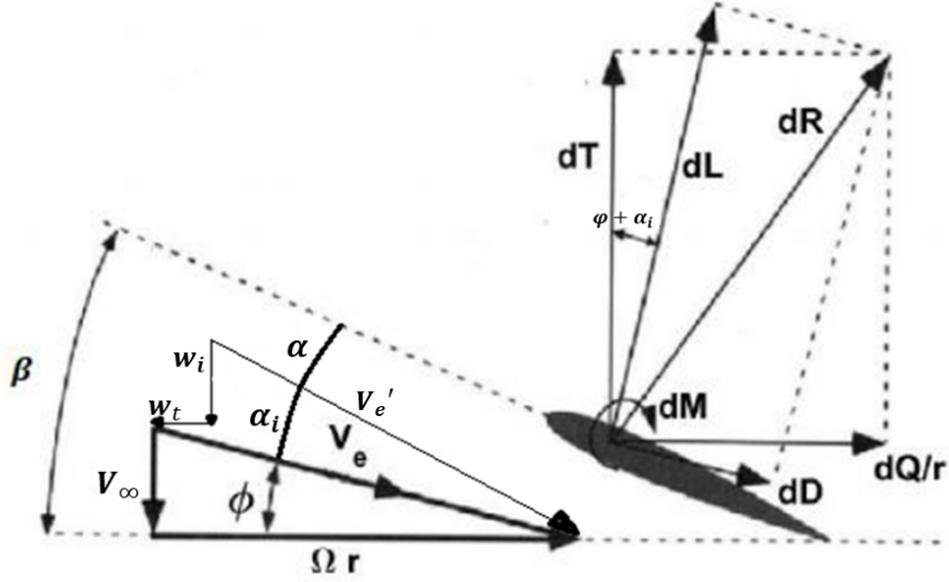


Figura 2.4: Elemento di pala di spessore dr posta a distanza r dal mozzo

Rispetto a quanto riportato in Figura 2.3, è possibile notare come in questo caso siano tenute in considerazione le due componenti di velocità indotta assiale w_i e tangenziale w_t .

Il vettore $V_e(r)$ rappresenta il vettore velocità risultante in assenza delle componenti di velocità indotta, esattamente come visto precedentemente con la teoria *BET*. In questo caso, invece, in presenza delle due componenti di velocità indotta, si ha l'introduzione di un nuovo angolo di incidenza indotto α_i compreso tra il vettore V_e e il nuovo vettore velocità risultante o effettiva V_e' . Questo nuovo angolo è la diretta conseguenza dell'inclusione all'interno della teoria dei contributi di velocità indotta in direzione assiale w_i e tangenziale w_t . La velocità risultante in questo caso può essere espressa come:

$$V_e'(r) = \sqrt{V_e^2(r) \cos^2 \alpha_i(r)} = \sqrt{[V_\infty^2 + (\Omega r)^2] \cos^2 \alpha_i(r)}. \quad (2.26)$$

Si definisce il nuovo angolo di influsso complessivo come:

$$\Phi(r) = \phi(r) + \alpha(r).$$

Le relazioni per il calcolo dei contributi di spinta $dT(r)$ e coppia $dQ(r)$ sono ora definiti dalle seguenti relazioni:

$$dT(r) = dL(r) \cos \Phi(r) - dD(r) \sin \Phi(r), \quad (2.27)$$

$$dQ(r) = r[dL(r) \sin \Phi(r) + dD(r) \cos \Phi(r)]. \quad (2.28)$$

Analogamente al caso precedente, la spinta totale T , la coppia Q e la potenza P assorbita dal rotore si ottengono integrando rispettivamente $dT(r)$ e $dQ(r)$ lungo l'intera pala e moltiplicando per il numero di pale:

$$T = N_B \int_0^R dT(r) dr, \quad (2.29)$$

$$Q = N_B \int_0^R dQ(r)dr, \quad (2.30)$$

$$P = N_B \Omega \int_0^R dQ(r)dr \quad (2.31)$$

dove:

- N_B è il numero di pale;
- R è il raggio del rotore;
- Ω è la velocità angolare di rotazione del rotore.

Per chiudere il sistema di equazioni della *BEMT*, si sfrutta la teoria della quantità di moto in modo tale da ricavare il coefficiente di induzione assiale $a(r) = \frac{w_t(r)}{V_\infty}$ e quello tangenziale $b(r) = \frac{w_t(r)}{\Omega r}$ che sono ottenuti, a partire da una stima iniziale, risolvendo iterativamente le equazioni:

$$a(r) = \frac{T}{4\pi r^2 \rho V_\infty^2 [1 + a(r)]}, \quad (2.32)$$

$$b(r) = \frac{Q}{4\pi r^3 \rho V_\infty \Omega [1 - b(r)]}. \quad (2.33)$$

Queste equazioni devono essere risolte iterativamente, poiché $a(r)$ e $b(r)$ dipendono dai valori di $c_L(r)$ e $c_D(r)$, che a loro volta sono funzione dell'angolo d'attacco $\alpha(r)$. L'angolo di influsso $\Phi(r)$, che definisce l'orientamento del flusso relativo, è determinato iterativamente mediante:

$$\tan \Phi(r) = \frac{V_\infty [1 + a(r)]}{\Omega r [1 - b(r)]}. \quad (2.34)$$

Una volta noto $\Phi(r)$, l'angolo d'attacco $\alpha(r)$ è calcolato come:

$$\alpha(r) = \beta(r) - \Phi(r). \quad (2.35)$$

Le equazioni della portanza e della resistenza vengono quindi aggiornate iterativamente fino alla convergenza dei coefficienti di induzione. Il legame tra i parametri a , b e l'angolo α_i è dato da:

$$\alpha_i = \arctan \frac{w_t}{w_i} = \arctan \frac{b(r)\Omega r}{a(r)V_\infty} \quad (2.36)$$

2.4.3 Metodo iterativo per la soluzione della *BEMT*

Poiché i coefficienti di induzione a e b dipendono dalle forze aerodinamiche e viceversa, la loro determinazione richiede un processo iterativo:

1. Si assume un valore iniziale per a e b ;
2. Si calcola l'angolo di influsso ϕ e di conseguenza l'angolo d'attacco α ;
3. Si determinano le forze aerodinamiche locali e si aggiornano i coefficienti di induzione;
4. Il processo si ripete fino al raggiungimento della convergenza.

2.4.4 Estensione della *BEMT* per includere l'angolo di freccia

L'introduzione di un angolo di freccia $\lambda(r)$ modifica la distribuzione delle velocità relative lungo la pala, riducendo la componente di velocità normale al bordo d'attacco e alterando la distribuzione del downwash. Questo comporta:

- Una riduzione della portanza locale;
- Una variazione dell'angolo d'attacco effettivo lungo la pala;
- Una modifica della distribuzione di spinta complessiva del rotore.

2.5 Modifiche al modello *BEMT* per tenere conto dell'inclusione dell'angolo di freccia

L'angolo di freccia $\lambda(r)$ di una pala influisce significativamente sulle caratteristiche aerodinamiche della stessa, modificando la distribuzione delle velocità relative e delle forze generate dagli elementi della pala. Per questo motivo, è necessario introdurre delle modifiche del modello *BEMT* [2]. Per mantenere un carattere generale, nei seguenti paragrafi considereremo sia la presenza di un angolo di freccia $\lambda(r)$, sia la presenza di un angolo di diedro $\Gamma(r)$, mentre nel lavoro di tesi ci si concentrerà esclusivamente sul primo.

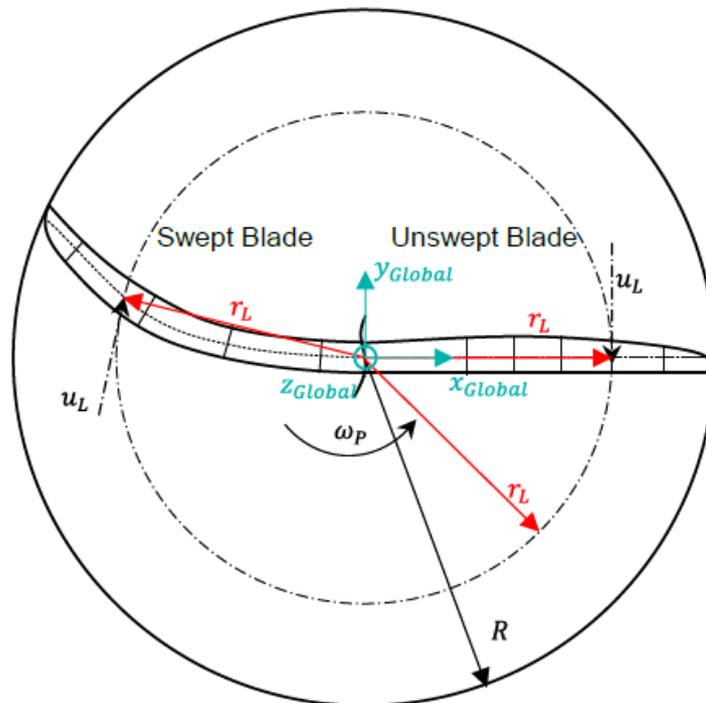


Figura 2.5: Confronto tra una pala di rotore con e senza freccia $\lambda(r)$ [2]

2.5.1 Definizione dell'angolo di freccia e sua variazione lungo la pala

Con riferimento alla Figura 2.6, l'angolo di freccia $\lambda(r)$ in ciascuna coordinata radiale r è definito come l'angolo tra la tangente alla linea dei quarti corda e il raggio vettore avente origine nel centro del mozzo del rotore e normale al piano contenente la corda del profilo alare posizionato in r . Questo angolo è stato fatto variare lungo la direzione radiale secondo una legge lineare espressa dalla relazione:

$$\lambda(r) = kr = \arctan\left(\frac{s_{tip}R}{R}\right)r \quad (2.37)$$

dove:

- r è la coordinata radiale considerata;
- $k = \arctan\left(\frac{s_{tip}R}{R}\right)$ è il valore dell'angolo di freccia al tip della pala;
- $s_{tip}R$ è lo spostamento al tip in percentuale del raggio definito arbitrariamente in fase di studio;
- R è il raggio del rotore.

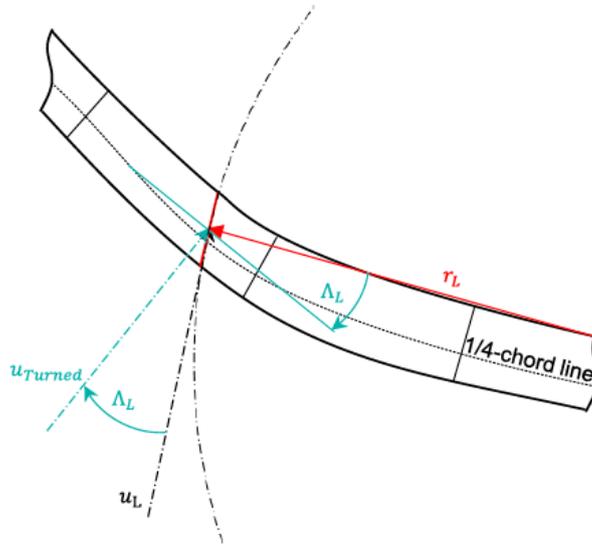


Figura 2.6: Definizione angolo di freccia locale $\lambda(r)$

2.5.2 Modifica della velocità effettiva per tenere conto dell'angolo di freccia

Introducendo i parametri di influsso assiale a e tangenziale b , è possibile riscrivere la relazione che esprime la velocità relativa V_e' (Equazione 2.26) valutata con la formulazione standard della *BEMT* come:

$$V_e'(r) = \sqrt{V_i'^2(r) + V_t'^2(r)} = \sqrt{[V_\infty(1+a)]^2 + [\Omega r(1-b)]^2}. \quad (2.38)$$

Quando si introduce un angolo di freccia $\lambda(r)$, occorre scomporre le componenti della velocità per considerare gli effetti di tale modifica:

- La componente assiale della velocità relativa $V_i(r)$ non è direttamente influenzata dalla presenza di un angolo di freccia λ , tuttavia, per tenere in considerazione la presenza di un eventuale angolo di diedro Γ è possibile riscrivere la componente di velocità assiale come:

$$V'_{i\Gamma} = V_\infty(1 + a) \cos \Gamma(r). \quad (2.39)$$

- La componente tangenziale della velocità relativa $V_i(r)$ non risente della presenza di un angolo diedro Γ , mentre si modifica in presenza di un angolo di freccia λ come:

$$V'_{t\lambda} = \Omega r(1 - b) \cos \lambda(r). \quad (2.40)$$

La velocità effettiva che tiene conto sia della presenza di un angolo di freccia $\lambda(r)$, sia di un angolo di diedro $\Gamma(r)$ diviene quindi:

$$V_e'' = \sqrt{(V'_{i\Gamma})^2 + (V'_{t\lambda})^2} = \sqrt{[V_\infty(1 + a) \cos \Gamma(r)]^2 + [\Omega r(1 - b) \cos \lambda(r)]^2}. \quad (2.41)$$

In queste condizioni l'angolo di influsso Φ' può essere valutato tramite la relazione:

$$\Phi'(r) = \arctan\left(\frac{V'_{i\Gamma}}{V'_{t\lambda}}\right) = \arctan\left(\frac{V_\infty(1 + a) \cos \Gamma(r)}{\Omega r(1 - b) \cos \lambda(r)}\right). \quad (2.42)$$

2.5.3 Modifica distribuzioni della corda $c(r)$ e dell'angolo di twist $\beta(r)$

In presenza di un angolo di freccia $\lambda(r)$ le componenti di velocità tangenziale normali al bordo d'attacco della pala investono una porzione di pala avente una corda maggiore e di conseguenza i profili presentano uno spessore relativo minore. Tuttavia, per come è stato definito il modello *BEMT* nel presente lavoro, i profili alari sono stati mantenuti paralleli all'asse y globale del rotore e non sono stati ruotati di un angolo pari al valore locale dell'angolo di freccia $\lambda(r)$, a differenza di quanto si può osservare in Figura 2.5. Di conseguenza, i profili alari considerati presentano una corda minore rispetto a quella che effettivamente vede la componente di velocità tangenziale normale al bordo d'attacco del rotore. Per questo motivo è necessario modificare la legge di distribuzione della corda $c(r)$ lungo la coordinata radiale secondo la relazione seguente:

$$c_\lambda(r) = c(r) \cdot \cos(\lambda(r)). \quad (2.43)$$

Per gli stessi motivi, deve essere modificata anche la distribuzione dell'angolo di twist $\beta(r)$:

$$\beta_\lambda(r) = \frac{\beta(r)}{\cos(\lambda(r))}. \quad (2.44)$$

2.5.4 Effetti sulla portanza $dL(r)$ e resistenza $dD(r)$

Le forze aerodinamiche agenti sull'elemento di pala devono essere ricalcolate tenendo conto della nuova velocità effettiva V_e'' e dei nuovi coefficienti aerodinamici che variano poiché l'angolo di attacco $\alpha'(r)$ è a sua volta modificato a causa del cambiamento dell'angolo di influsso $\Phi'(r)$:

$$\alpha'(r) = \beta_\lambda(r) - \Phi'(r). \quad (2.45)$$

Inoltre, nel modello viene introdotto un fattore di perdita complessiva F che tiene conto di eventuali perdite dovute ad effetti tridimensionali. Il parametro è definito come:

$$F = F_{tip}F_{hub}, \quad (2.46)$$

dove:

- $F_{tip} = \frac{2}{\pi} \arccos(e^{-f_{tip}})$ con $f_{tip} = \frac{N}{2} \frac{R-r}{r \sin(\phi'(r))}$, è il fattore che tiene conto della riduzione della portanza al tip della pala del rotore nel caso 3D dovuto all'upwash indotto dai vortici di estremità.
- $F_{hub} = \frac{2}{\pi} \arccos(e^{-f_{hub}})$ con $f_{hub} = \frac{N}{2} \frac{r-R_{hub}}{r \sin(\phi'(r))}$, è il fattore che tiene conto di perdite in prossimità della radice della pala.

La portanza e la resistenza aerodinamica tenendo conto delle relazioni così modificate sono espresse come:

$$dL'(r) = \frac{1}{2} \rho (V'_{rel})^2 c_{\lambda}(r) c'_L(r) F dr, \quad (2.47)$$

$$dD'(r) = \frac{1}{2} \rho (V'_{rel})^2 c_{\lambda}(r) c'_D(r) dr, \quad (2.48)$$

dove i coefficienti aerodinamici $c'_L(r)$ e $c'_D(r)$ sono modificati a loro volta a cause dell'introduzione dell'angolo di freccia come si vedrà nel capitolo successivo.

2.5.5 Effetti sulle equazioni di spinta e coppia

Le equazioni per il calcolo della spinta T e della coppia Q devono essere modificate di conseguenza per includere i nuovi valori delle forze aerodinamiche:

$$dT'(r) = dL'(r) \cos \Phi'(r) - dD'(r) \sin \Phi'(r), \quad (2.49)$$

$$dQ(r) = r [dL'(r) \sin \Phi'(r) + dD'(r) \cos \Phi'(r)]. \quad (2.50)$$

Integrando lungo tutta la pala è possibile valutare con le classiche relazioni le prestazioni complessive del rotore come:

$$T' = N \int_0^R dT'(r) \frac{dr}{\cos(\lambda(r))}, \quad (2.51)$$

$$Q' = N \int_0^R dQ'(r) \frac{dr}{\cos(\lambda(r))}, \quad (2.52)$$

$$P' = N\omega \int_0^R dQ'(r) \frac{dr}{\cos(\lambda(r))}, \quad (2.53)$$

dove il passo di integrazione in direzione radiale è stati divisi per il coseno dell'angolo di freccia per riportare nel corretto sistema di riferimento i contributi di spinta T' , coppia Q' e consumo di potenza P' .

2.5.6 Effetti sulle prestazioni a causa dell'introduzione dell'angolo di freccia

La modifica delle relazioni del modello *BEMT* per tenere in conto della possibile presenza di un angolo di freccia e di un angolo di diedro, consente una modellazione più realistica delle prestazioni aerodinamiche del rotore, specialmente per pale con geometrie avanzate. L'impiego delle componenti di velocità corrette permette di catturare le variazioni locali delle forze aerodinamiche e migliorare l'accuratezza delle previsioni di spinta, coppia e potenza del rotore.

Nel presente lavoro di tesi, le relazioni modificate del modello *BEMT* sono state implementate in Matlab per sviluppare un modello di ordine ridotto, finalizzato a una prima valutazione delle prestazioni del rotore, consentendo un'analisi preliminare rapida ed efficiente. La possibilità di stimare in modo affidabile le prestazioni di un rotore attraverso un modello di ordine ridotto è di fondamentale importanza, poiché permette di ottenere rapidamente una prima valutazione di parametri chiave come spinta T , coppia Q e consumo di potenza P , con un costo computazionale significativamente inferiore rispetto a metodi più complessi. Questo approccio offre la possibilità di esplorare rapidamente diverse configurazioni geometriche e di limitare l'uso di analisi più dettagliate tramite *CFD* alle sole configurazioni ritenute più promettenti, ottimizzando tempi e costi di progettazione.

Come affermato nell'introduzione del paragrafo, la modifica della geometria di una pala di rotore tramite l'introduzione di un angolo di freccia, comporta una riduzione delle prestazioni. I fattori che portano ad un risultato simile sono:

- La modifica della velocità relativa percepita dai profili lungo la pala. In particolare, la componente della velocità del flusso normale al bordo d'attacco si riduce, comportando una diminuzione della portanza locale [21];
- La variazione della distribuzione del downwash altera l'angolo d'attacco effettivo, con conseguenti variazioni nella generazione di portanza e nella distribuzione della resistenza aerodinamica, riducendo l'efficienza complessiva del rotore [18].

Per compensare questa perdita di efficienza e ripristinare le prestazioni del rotore di partenza, è stato implementato un metodo iterativo in Matlab [18]. Questo metodo consente di adattare la distribuzione della corda $c(r)$ e dell'angolo di twist $\beta(r)$ lungo la direzione radiale, ottenendo una nuova configurazione geometrica in grado di ottenere le prestazioni del rotore di riferimento nonostante l'introduzione dell'angolo di freccia $\lambda(r)$.

2.6 Metodo iterativo per ripristinare le prestazioni del rotore

Il metodo si basa sulle seguenti osservazioni:

- L'angolo di freccia altera la distribuzione della spinta lungo la pala, modificando il bilancio globale delle forze aerodinamiche.
- La variazione della velocità effettiva induce una redistribuzione dell'angolo d'attacco effettivo sui profili lungo la direzione radiale.

- La modifica della portanza locale richiede un adattamento della geometria della pala per ripristinare la capacità di generare la spinta originale.

Il metodo iterativo continua fino a quando la spinta complessiva del rotore con angolo di freccia non converge al valore della configurazione di partenza. I due step del metodo iterativo possono essere riassunti come segue:

1. Il primo step di correzione modifica la corda $c(r)$ in ogni coordinata radiale considerata. Questa modifica è necessaria a ripristinare la spinta T del rotore. Viene definita una variazione relativa di spinta ΔT_{rel} come:

$$\Delta T_{rel} = \frac{T_{true} - T_{design}}{T_{design}}, \quad (2.54)$$

dove:

- T_{true} è la spinta calcolata all'iterazione corrente,
- T_{design} è la spinta del rotore di partenza.

Di conseguenza la nuova corda c_{new} può essere ottenuta come:

$$c_{new} = c_{old}(1 + \Delta T_{rel}) \quad (2.55)$$

L'aumento della corda consente di recuperare la spinta persa a causa della riduzione della modifica geometrica introdotta.

2. Dopo l'introduzione dell'angolo di freccia ed il primo step di correzione, si ottiene una nuova distribuzione dell'angolo d'attacco $\alpha_{true}(r)$ lungo la direzione radiale r della pala. Pertanto, definito l'angolo d'attacco ottimale $\alpha_{opt}(r)$, pari all'angolo d'attacco del rotore di partenza, è possibile definire la variazione dell'angolo d'incidenza come:

$$\Delta\alpha(r) = \alpha_{opt}(r) - \alpha_{true}(r). \quad (2.56)$$

Successivamente, la distribuzione dell'angolo di twist viene adattata per ottenere nuovamente l'angolo d'attacco ottimale α_{opt} secondo la relazione:

$$\beta_{new} = \beta_{old} + \Delta\alpha \quad (2.57)$$

Questa modifica è fondamentale in quanto permette di ripristinare il regime di massima efficienza operativa del rotore che è individuato proprio dall'angolo d'attacco ottimale $\alpha_{opt}(r)$.

Entrambi gli step vengono iterati fino a quando non è verificata la relazione:

$$T_{true} \approx T_{design}, \quad (2.58)$$

cioè la spinta del rotore con freccia $\lambda(r)$ deve convergere alla spinta del rotore di riferimento.

2.6.1 Convergenza e stabilità del metodo iterativo

L'algoritmo iterativo si basa su aggiornamenti successivi della corda e dell'angolo di twist, ma la sua stabilità dipende da diversi fattori:

- Se le variazioni di $c(r)$ e $\beta(r)$ tra due iterazioni successive sono troppo elevate, il sistema potrebbe oscillare senza convergere. Per evitare questa problematica sono stati introdotti dei fattori di rilassamento della soluzione aggiornata che evitano cambiamenti troppo repentini dei parametri;
- Se l'angolo di freccia varia in modo significativo lungo la pala, la correzione potrebbe non essere sufficiente a ripristinare completamente le prestazioni iniziali;

2.7 Parametri per la valutazione delle prestazioni dei rotor

In generale, i parametri da cui dipendono le prestazioni di un rotore sono molteplici. Tra questi è possibile considerare:

- Velocità di influsso V_∞ - [m/s];
- Velocità di rotazione Ω - [rad/s];
- Velocità del suono $a = \sqrt{\gamma R^* T}$ - [m/s];
- Numero di Mach $M = \frac{V_\infty}{\sqrt{\gamma R^* T}}$ - [-];
- Densità del fluido ρ - [kg/m³];
- Viscosità dinamica del fluido μ - [Pa · s];
- Diametro D - [m];
- Numero di Reynolds (valutato al 75% del raggio R) $Re = 0.75 \frac{\rho \Omega R c_{75\%R}}{\mu}$ - [-];
- Numero di pale N_B - [-];
- Angolo di calettamento dei singoli profili alari β - [rad].

A parità di geometria gli ultimi due parametri elencati non intervengono. Valutate la spinta T - [N], la coppia Q - [Nm] e il consumo di potenza P - [W] tramite le relazioni e le teorie introdotte nei paragrafi precedenti, è possibile esprimere le prestazioni di un rotore attraverso i seguenti coefficienti adimensionali:

- *Coefficiente di spinta*: $c_T = \frac{T}{\pi \rho \Omega^2 R^4}$,
- *Coefficiente di coppia*: $c_Q = \frac{Q}{\pi \rho \Omega^2 R^5}$,
- *Coefficiente di potenza*: $c_P = \frac{P}{\pi \rho \Omega^3 R^5} = \frac{2\pi \Omega Q}{\pi \rho \Omega^2 R^5} = 2\pi c_Q$,

dove il numero di giri del rotore Ω è espresso in [rad/sec]. Attraverso l'utilizzo di questi parametri è possibile confrontare tra loro le prestazioni di uno stesso rotore ma ottenute in condizioni differenti in termini di condizioni di volo.

2.8 Validazione del modello *BEMT* con *CFD*

La *Computational Fluid Dynamics (CFD)* è una metodologia numerica ampiamente utilizzata in ingegneria per l'analisi e la simulazione di fenomeni fluidodinamici complessi. Grazie alla sua capacità di risolvere le equazioni di Navier-Stokes, che descrivono il moto dei fluidi in condizioni di flusso laminare o turbolento, la *CFD* consente di ottenere soluzioni approssimate per problematiche che altrimenti sarebbero difficili o impossibili da trattare analiticamente. L'analisi *CFD*, integrata con un approccio sperimentale, offre vantaggi significativi rispetto alle sole prove svolte in galleria del vento, in quanto consente di studiare fenomeni in modo più rapido ed economico, senza le limitazioni pratiche e i costi elevati tipici degli esperimenti. Inoltre, permette di esplorare una vasta gamma di scenari e condizioni operative, supportando la fase di progettazione e ottimizzazione dei componenti prima della loro realizzazione fisica. Nonostante l'alta complessità delle equazioni coinvolte, che richiedono metodi numerici specifici per essere risolte, la simulazione *CFD* si è affermata come uno strumento fondamentale per approfondire la comprensione dei fenomeni fluidodinamici e per prendere decisioni durante le fasi di sviluppo e testing. La sua capacità di modellare con precisione vari regimi di flusso e condizioni al contorno, unitamente alla crescente potenza di calcolo, la rende un alleato indispensabile in numerosi settori, dall'ingegneria aerospaziale a quella automobilistica.

Il modello di ordine ridotto presentato in questo lavoro rappresenta un potente strumento di simulazione ed analisi delle prestazioni di rotori con geometrie differenti. Infatti, permette di effettuare, in poco tempo e con un ridotto costo computazionale, numerose simulazioni. Questo aspetto è in contrapposizione totale con i principali svantaggi delle simulazioni numeriche *CFD*, le quali richiedono lunghi tempi di calcolo ed elevato costo computazionale per essere portate a termine ed ottenere dei risultati. Di conseguenza, se il modello *BEMT* sviluppato dovesse verificarsi corretto ed affidabile nella valutazione delle prestazioni dei rotori allora presenterebbe dei vantaggi tali da garantirgli grande potenzialità e fruibilità e consentirebbe di riservare le risorse computazionali delle simulazioni *CFD* esclusivamente a quelle configurazioni geometriche ritenute più promettenti.

Naturalmente, a causa delle ipotesi semplificative su cui si basa, il modello da solo non potrebbe essere sufficiente per il design dettagliato di rotori in quanto non è in grado di cogliere alcuni aspetti fluidodinamici come [21],[22],[23],[24]:

- Effetti tridimensionali al tip della pala;
- Struttura dettagliata della scia vorticoso;
- Interazioni rotore-scia;
- Effetti compressibili e instazionari;
- Effetti viscosi e turbolenti.

Per questi motivi, è sempre necessario confrontare i risultati delle simulazioni numeriche, che offrono una rappresentazione più realistica del comportamento aerodinamico. Infatti, l'obiettivo di questo lavoro di tesi non è quello di sviluppare un modello in sostituzione delle simulazioni *CFD*, ma piuttosto di definire una metodologia che integri entrambi gli strumenti, migliorando l'efficienza del processo di progettazione dei rotori. Per adottare questa strategia con sicurezza, è fondamentale validare il

modello *BEMT* con delle simulazioni *CFD* andando ad effettuare un confronto dei risultati. Nel presente studio, le simulazioni numeriche sono state eseguite utilizzando il software commerciale STAR-CCM+ ed impiegando l'approccio noto come *Sliding Grid*.

2.8.1 Metodo *Sliding Grid*

Per la modellazione del flusso attorno al rotore e la valutazione delle sue prestazioni aerodinamiche, nelle simulazioni *CFD* è stato adottato l'approccio *Sliding Grid*. Questo metodo prevede la rotazione dell'intero dominio computazionale attorno all'asse del rotore consentendo di modellare con precisione la dinamica del flusso garantendo sia un'elevata accuratezza dei risultati sia la possibilità di analizzare fenomeni non stazionari andando a cogliere le variazioni temporali.

2.8.2 Vantaggi e svantaggi del *Sliding Grid*

L'approccio *Sliding Grid* presenta diversi vantaggi rispetto ad altre metodologie, come il *Moving Reference Frame (MRF)* [25],[26],[27]:

- **Maggiore accuratezza nella cattura degli effetti transitori:** a differenza del *MRF*, che calcola una soluzione stazionaria andando a modellare la rotazione del rotore e della griglia tramite l'introduzione di parametri inerziali, il metodo *Sliding Grid* consente di risolvere direttamente le variazioni temporali del flusso, permettendo di analizzare fenomeni come l'interazione tra le pale e la scia o le fluttuazioni di carico aerodinamico;
- **Corretta rappresentazione della scia e delle interazioni flusso-struttura:** il metodo permette di analizzare nel dettaglio la formazione ed evoluzione delle strutture vorticosi rilasciate dalle pale, a differenza del *MRF* che tende a sovrastimare la dissipazione della scia;
- **Possibilità di modellare effetti non stazionari complessi:** *Sliding Grid* permette di catturare fenomeni come lo stallo dinamico o le interazioni tra rotori in configurazioni multi-elica.

Tuttavia, l'uso di questo metodo introduce alcune criticità:

- **Maggiore costo computazionale:** la necessità di risolvere il campo di moto in modo transitorio implica tempi di calcolo significativamente più lunghi rispetto al *MRF*, che invece può essere eseguito in condizioni stazionarie;
- **Necessità di un time step adeguato:** per garantire stabilità e accuratezza, il passo temporale della simulazione deve essere sufficientemente piccolo da risolvere correttamente la dinamica del rotore, aumentando ulteriormente il costo computazionale;
- **Richiesta di risorse computazionali elevate:** la rotazione dell'intero dominio impone l'uso di mesh raffinate per minimizzare errori numerici, con un conseguente incremento della memoria richiesta.

2.8.3 Caratteristiche principali delle simulazioni con *Sliding Grid*

Per garantire una corretta risoluzione del flusso attorno al rotore, le simulazioni *CFD* condotte con l'approccio *Sliding Grid* presentano le seguenti caratteristiche [28],[29],[30]:

- **Dominio computazionale completamente rotante**, evitando la necessità di interfacce tra zone fisse e mobili;
- **Mesh di volume poliedrica con raffinamento locale**, in particolare nelle regioni prossime alle pale e nella scia, per catturare con precisione la formazione e l'evoluzione dei vortici;
- **Scelta di un time step adeguato al numero di giri del rotore**, per garantire un'evoluzione temporale corretta delle strutture vorticose senza introdurre eccessiva dissipazione numerica;
- **Modellazione della turbolenza**, considerando l'approccio *Sliding Grid* impiegato, è necessario condurre le simulazioni *CFD* utilizzando il metodo delle equazioni *Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes (URANS)*. Infatti, l'approccio *URANS* è una versione instazionaria delle equazioni RANS ed è particolarmente adatto per simulazioni in cui il flusso turbolento varia nel tempo, come nel caso dell'utilizzo di una metodologia *Sliding Grid*.

Le equazioni *RANS* sono una formulazione semplificata delle equazioni di Navier-Stokes in cui il campo di moto è mediato nel tempo. Questo permette di modellare la turbolenza con equazioni più semplici, eliminando le fluttuazioni rapide e considerando solo i valori medi delle variabili. Tuttavia, il metodo RANS è limitato ai flussi stazionari o quasi-stazionari. D'altra parte, *URANS* è una formulazione instazionaria di RANS che permette di catturare fenomeni turbolenti che variano nel tempo. Questo è fondamentale quando si utilizza il metodo *Sliding Grid*, in cui il movimento relativo delle mesh impone una variazione temporale del flusso.

Metodo	Tipo di analisi	Modellazione della turbolenza
RANS	Stazionario (Steady)	Media nel tempo della turbolenza
URANS	Instazionario (Unsteady)	Media temporale, ma mantiene la dipendenza temporale

Tabella 2.1: Confronto tra RANS e URANS

Le equazioni URANS derivano dalle equazioni di Navier-Stokes, introducendo la media di Reynolds per separare le variabili in *componenti medie* e *fluttuazioni turbolente*.

L'equazione di continuità rimane invariata:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{U}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.59)$$

L'equazione di bilancio della quantità di moto di Navier-Stokes mediata nel tempo diventa:

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{U}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} \quad (2.60)$$

dove:

- \bar{U}_i è la velocità media;
- \bar{P} è la pressione media;
- $\overline{u'_i u'_j}$ è il **tensore degli sforzi di Reynolds**, che rappresenta il contributo delle fluttuazioni turbolente al trasporto di quantità di moto.

Poiché il termine $\overline{u'_i u'_j}$ non è noto a priori, è necessario modellarlo con un approccio di chiusura della turbolenza. Due dei modelli più comuni utilizzati in URANS sono:

- *Modello $k - \epsilon$ [31]*
 - * Adatto per flussi con turbolenza sviluppata;
 - * Usa due equazioni per calcolare il tasso di produzione e dissipazione dell'energia cinetica turbolenta.
- *Modello $k - \omega$ Shear Stress Transport (SST) [32]*
 - * Migliore nelle regioni vicino alle pareti;
 - * Utilizzato spesso in simulazioni aerodinamiche e con Sliding Grid.

Il modello di chiusura più comune è quello di *Boussinesq*, che introduce la *viscosità turbolenta* ν_t per modellare il tensore degli sforzi di Reynolds:

$$\overline{u'_i u'_j} = -\nu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (2.61)$$

dove:

- ν_t è la viscosità turbolenta;
- k è l'energia cinetica turbolenta;
- δ_{ij} è il delta di Kronecker.

L'uso di URANS con Sliding Grid è particolarmente utile per:

- Simulare il flusso attorno a pale rotanti di eliche e turbine;
- Analizzare fenomeni di interazione rotore-statore;
- Valutare effetti di separazione turbolenta in regime instazionario.

In aggiunta a quanto sopra, è importante sottolineare che l'approccio Sliding Grid risolve, ad ogni istante temporale, un problema stazionario. Sebbene il flusso attorno al rotore sia transitorio, ogni passo temporale viene trattato come un problema stazionario in cui le caratteristiche del flusso sono calcolate come se il rotore fosse fisso.

Questa suddivisione consente di ridurre la complessità computazionale rispetto a una simulazione completamente transitoria, pur mantenendo una buona precisione nella simulazione delle interazioni tra il flusso e il rotore. Tale approccio è particolarmente adatto per simulazioni in cui il movimento del rotore è periodico, come nel caso di rotori in regime di hovering, dove il flusso non cambia drasticamente tra un passo temporale e l'altro. L'adozione di questo metodo ha permesso di ottenere una rappresentazione dettagliata del comportamento aerodinamico del rotore e di validare i risultati del modello *BEMT*, fornendo un confronto accurato tra le due metodologie.

Capitolo 3

Implementazione modello *BEMT*

3.1 Introduzione

Le relazioni viste nel *Capitolo 2* sono state implementate in Matlab per sviluppare il modello di ordine ridotto. I passaggi dettagliati riguardo l'implementazione del modello sono riportati in **Appendice A**. Nel presente progetto di tesi ci si è concentrati sull'analisi delle prestazioni del rotore *T-Motor 15x5 Carbon Fiber*, riportato in Figura 3.1:



Figura 3.1: Rotore *T-Motor 15x5 Carbon Fiber*

3.2 Dati geometrici rotore

I dati geometrici del rotore di riferimento sono stati ricavati a partire dai dati pubblicati in letteratura [1]. In questo modo è stato possibile ricavare in corrispondenza di 18 coordinate radiali differenti:

- il valore della corda c dei profili alari adimensionata con il raggio del rotore R ;
- il valore dell'angolo di twist β dei profili alari espresso in $[\circ]$;
- la posizione del quarto corda del profilo nel piano del rotore x_{25} adimensionata con il raggio del rotore R ;
- la posizione del quarto corda del profilo in direzione perpendicolare al piano del rotore z_{25} adimensionata con il raggio del rotore R .

I dati sono stati organizzati in una matrice analoga a quella riportata in Tabella 3.1. La matrice presenta un numero di righe pari al numero di coordinate radiali in cui sono stati estrapolati i valori e cinque colonne corrispondenti alla diversa tipologia di dati. La matrice geometrica così organizzata è stata fornita in input al modello *BEMT* sviluppato in questo progetto di tesi. La matrice geometrica ottenuta è riportata è riportata di seguito:

r/R - [-]	c/R - [-]	β - [°]	x_{25}/R - [-]	z_{25}/R - [-]
0.1653	0.1253	17.1710	-4.8260	0.7112
0.2067	0.1468	19	-4.4958	0.9652
0.2480	0.1799	21.2640	-3.7592	0.6350
0.2893	0.1932	19.8630	-3.5814	0.6604
0.3307	0.1997	17.9250	-3.4290	0.6858
0.3720	0.2015	16.3550	-3.3528	0.6350
0.4133	0.1996	15.0900	-3.3528	0.6350
0.4547	0.1956	13.9210	-3.5052	0.6350
0.4960	0.1903	12.9280	-3.6830	0.7112
0.5373	0.1839	12.1680	-3.8862	0.7874
0.5787	0.1772	11.4680	-4.0386	0.7874
0.7853	0.1344	9.3850	-4.4450	0.9906
0.8680	0.1147	8.5270	-4.3942	1.1938
0.9093	0.1019	8.1280	-4.1656	1.4986
0.9507	0.0844	7.8330	-3.4544	2.0066
0.9713	0.0707	7.6290	-2.5908	2.3368
0.9920	0.0413	7.9870	0.2794	2.5400
0.9995	0.0160	7.9870	3.5000	2.9700

Tabella 3.1: Matrice geometrica - T Motor 15x5 Carbon Fiber [1]

Inoltre, sono stati forniti in input al modello *BEMT* i dati geometrici relativi al rotore *T-Motor 15x5 Carbon Fiber* di seguito riportati:

Diametro rotore D - [m]	0.3810
Diametro del mozzo d_{hub} - [m]	0.15D
Numero di pale N_b - [-]	2

Tabella 3.2: Dati geometrici rotore

3.3 Condizioni di volo

Per il lavoro di tesi si è scelto di effettuare tutte le analisi e le conseguenti simulazioni *CFD* in condizioni di *hovering*, cioè una situazione in cui il rotore genera una portanza sufficiente a bilanciare esattamente il peso del velivolo, mantenendolo sospeso in aria senza moto traslazionale orizzontale o verticale. Inoltre, si è considerato il rotore in condizioni di aria standard ad un'altitudine pari al livello del mare. Le condizioni di volo sono riportate in Tabella. 3.3:

Velocità di rotazione rotore ω - $[rad/s]$	523.59
Velocità di volo verticale V - $[m/s]$	0.1
Pressione atmosferica p_0 - $[Pa]$	101325
Temperatura T_0 - $[K]$	300
Viscosità dinamica μ - $[Pa \cdot s]$	$1.8 \cdot 10^{-5}$
Coefficiente di espansione adiabatica γ - $[-]$	1.4
Costante dei gas (aria) R^* - $[\frac{J}{kg \cdot K}]$	287.03

Tabella 3.3: Condizioni di volo

Dai dati riportati in Tabella. 3.3: si sono ricavate la densità dell'aria ρ_0 utilizzando l'equazione di stato dei gas perfetti:

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R^* T_0} = 1.1768 \frac{kg}{m^3} \quad (3.1)$$

e la velocità del suono a_0 :

$$a_0 = \sqrt{\gamma R^* T_0} = 347.1887 \frac{m}{s}. \quad (3.2)$$

3.4 Estrazione profili alari

Per ottenere le polari aerodinamiche bidimensionali e per realizzare i modelli *CAD* dei rotori analizzati con le simulazioni *CFD* è stato necessario ottenere gli andamenti esatti dei profili alari del rotore di riferimento. Per ricavare questi andamenti è stato necessario elaborare i dati di una scansione 3D del rotore di riferimento. A tale scopo si è impiegato il software **Autom8** sviluppato in Matlab presso il *Politecnico di Torino* [33]. Il software effettua dei tagli del rotore con dei piani equispaziati, perpendicolari alla direzione radiale della pala. Sono stati effettuati 10 tagli discreti, in corrispondenza di ciascuno dei quali il codice estrapola le coordinate dei punti ricavati tramite la scansione, le interpola linearmente e restituisce in output i valori dei parametri voluti in forma matriciale.

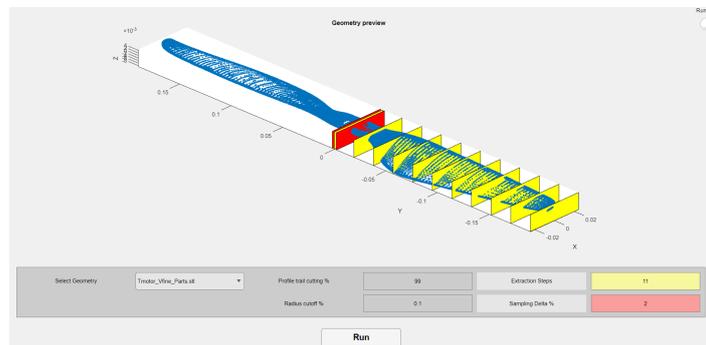


Figura 3.2: Interfaccia Autom8

In Figura 3.2, in giallo sono riportati i piani in corrispondenza dei quali è stata effettuata l'estrazione dei profili e delle caratteristiche geometriche del rotore. Per ciascuna di queste sezioni, i piani in rosso sono identificano l'intervallo spaziale in cui il software estrapola ed interpola i punti della scansione 3D.

Operando in questo modo, è stato possibile ricavare le coordinate x ed y dei profili alari 2D, che risultano adimensionate rispetto al valore della corda locale $c(r)$. In prossimità dell'estremità della pala, dati i pochi punti rilevati durante la scansione 3D, l'andamento dei profili risulta irregolare e con innaturali oscillazioni. Di conseguenza, si è scelto di sostituire gli ultimi due profili estratti con il terzultimo. Questa scelta rappresenta un'approssimazione ma non dovrebbe portare ad un errore eccessivo dal momento che i profili alari in prossimità della punta della pala cambiano meno gli uni rispetto agli altri al contrario di quanto accade nella porzione di pala più vicina al mozzo. I profili alari adimensionati estratti sono riportati di seguito:

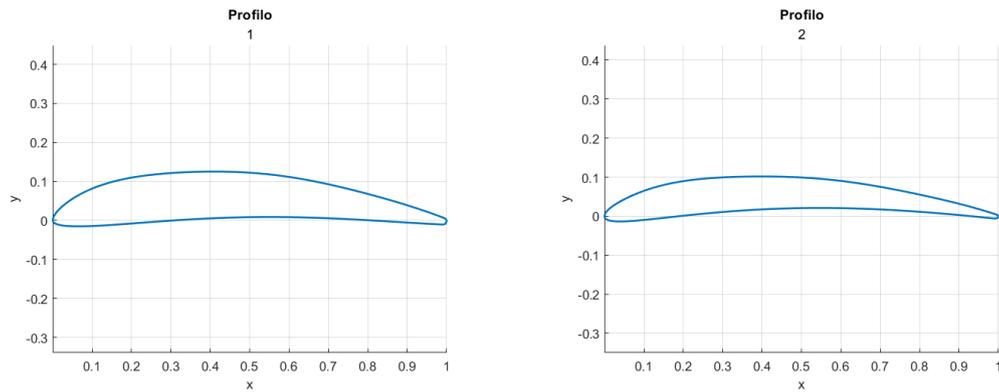


Figura 3.3: Profili alari estratti in $\frac{r}{R} = 0.1$ ed $\frac{r}{R} = 0.2$

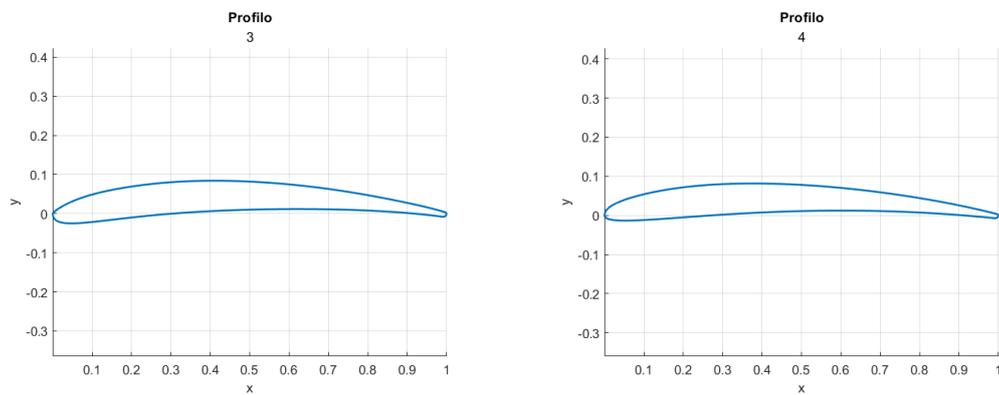


Figura 3.4: Profili alari estratti in $\frac{r}{R} = 0.3$ ed $\frac{r}{R} = 0.4$

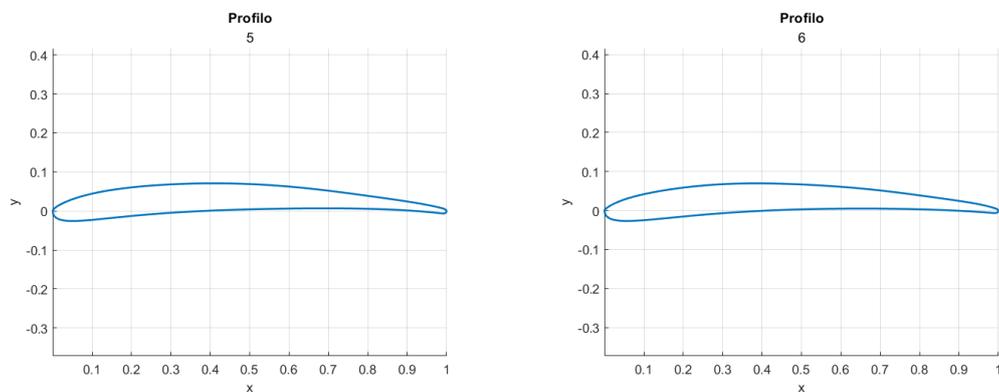


Figura 3.5: Profili alari estratti in $\frac{r}{R} = 0.5$ ed $\frac{r}{R} = 0.6$

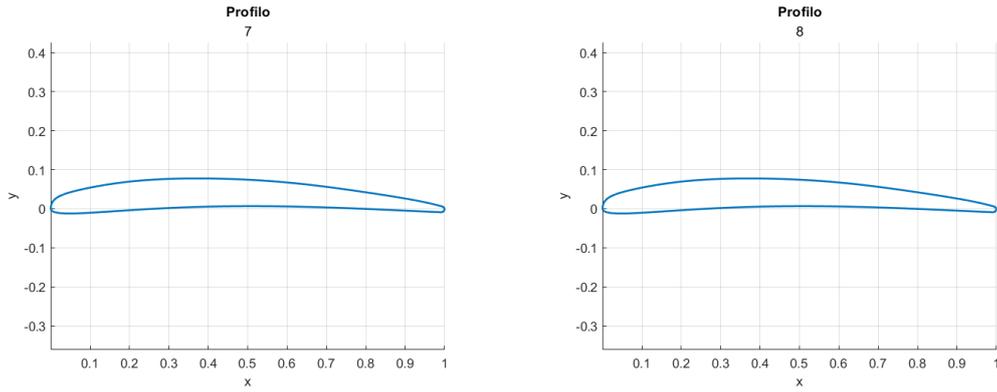


Figura 3.6: Profili alari estratti in $\frac{r}{R} = 0.7$ ed $\frac{r}{R} = 0.8$

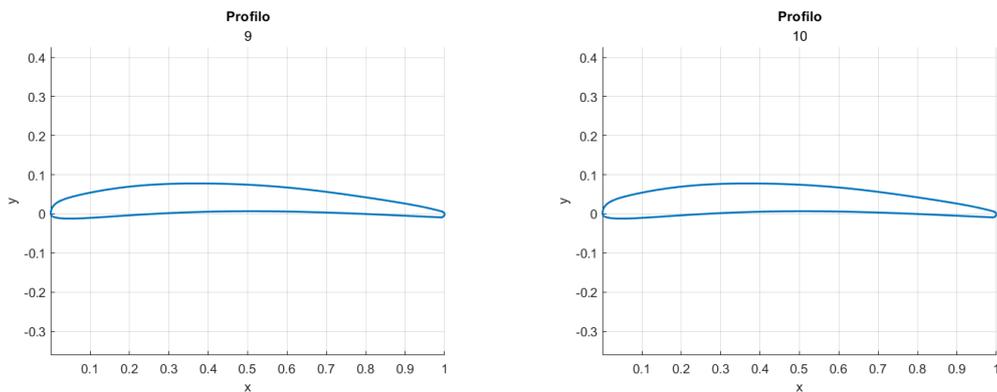


Figura 3.7: Profili alari estratti in $\frac{r}{R} = 0.9$ ed $\frac{r}{R} = 1.0$

3.5 Definizione polare

Per poter valutare correttamente con il modello *BEMT* la portanza L e la resistenza D generati dal rotore è stato necessario valutare sia il coefficiente di portanza c_L che il coefficiente di resistenza c_D . Per questo motivo si è reso essenziale creare un database aerodinamico che permettesse di ottenere questi coefficienti per ciascun profilo alare in cui è stata suddivisa la pala la rotore al variare delle condizioni di flusso che lo investono.

Per ottenere la polare aerodinamica dei profili costituenti il rotore, si sono prese le coordinate x ed y dei profili alari e sono state fornite al software open source *XFOIL*. Poiché il rotore considerato non ha un raggio R eccessivo, il numero di Mach M in direzione radiale può essere assunto costante. Pertanto, per ogni profilo alare si è fatto variare il numero di Reynolds Re e l'angolo d'attacco α ottenendo sia per il c_L che per il c_D dei vettori di valori discreti.

Questi vettori sono stati importanti in Matlab all'interno della function denominata "*Polar_Function.m*" ed utilizzati per la generazione del database aerodinamico. La function così ottenuta viene richiamata nel modello *BEMT* per la valutazione delle prestazioni del rotore. Ad ogni ciclo iterativo, per ogni coordinata radiale, il codice Matlab aggiorna il vettore dei numeri di Reynolds locali Re_r , il vettore degli angoli d'attacco locali α_r . Questi due vettori, insieme al vettore contenente le coordinate radiali delle sezioni discrete in cui è stata suddivisa la pala, vengono forniti in input

alla function "*Polar_Function.m*". Al suo interno viene eseguita un'interpolazione dei dati forniti ottenendo i valori del c_L e del c_D in funzione dell'angolo d'attacco α e al variare dei numeri di Reynolds Re_r .

In questa maniera è stato possibile ricavare i valori corretti di coefficiente di portanza c_L e coefficiente di resistenza c_D in modo tale da garantire una corretta stima delle prestazioni attraverso il modello *BEMT*.

3.5.1 Variazione coefficienti aerodinamici rotore con freccia

Riprendo la decomposizione delle velocità, è possibile osservare come in presenza di un angolo di freccia la componente di velocità normale V_n al bordo d'attacco di ciascun profilo alare sia minore in modulo rispetto al caso di riferimento ed inoltre, a causa della sua inclinazione, veda un profilo con una corda maggiore come si può notare in Figura 3.8 [34].

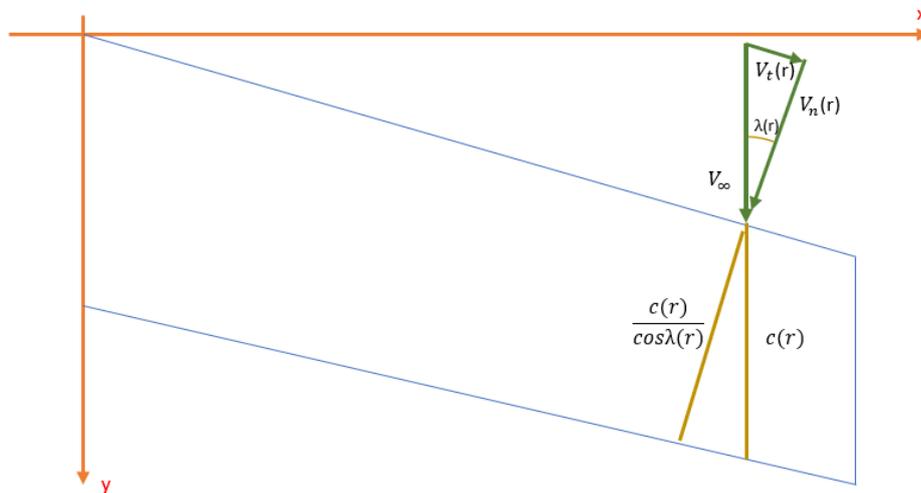


Figura 3.8: Componenti di velocità ala con freccia

Pertanto, da un punto di vista teorico, la componente di velocità normale al bordo d'attacco V_n vede un profilo diverso rispetto al caso di riferimento, con una corda $c(r)$ maggiore ed uno spessore relativo minore, che è definito come:

$$s(r) = \frac{t_{max}(r)}{c(r)}, \quad (3.3)$$

dove:

- $t_{max}(r)$ è lo spessore massimo del profilo;
- $c(r)$ è la corda del profilo.

Quindi, se si fosse mantenuto questo approccio e si fossero ruotati i profili alari di un angolo pari al valore della freccia in ciascuna coordinata radiale, l'implementazione coerente del modello *BEMT* avrebbe richiesto la valutazione di una nuova polare aerodinamica relativa ad un rotore caratterizzato da profili alari con spessore relativo minore e caratterizzati da coordinate x ed y differenti.

Tuttavia, in questo lavoro di tesi si è preferito procedere in maniera differente. Infatti, discostandosi da quanto proposto in Figura 2.5 [18], non si è deciso di ruotare i profili alari di un angolo pari al valore della freccia ma di mantenerli allineati all'asse y globale del rotore. Tuttavia, questo procedimento ha richiesto un adattamento dei valori dei coefficienti valutati tramite la polare aerodinamica definita precedentemente. Infatti, i valori forniti in input alla funzione che determina il c_L ed il c_D sono valutati considerando componenti di velocità ruotate di un angolo pari al valore della freccia. Per chiarire questi aspetti, si consideri un profilo alare collocato a distanza r dal mozzo. Il coefficiente di portanza di un profilo alare bidimensionale è definito come:

$$c_L(r) = \frac{L'(r)}{\frac{1}{2}\rho V^2 c(r)},$$

dove:

- L' è la portanza per unità di lunghezza [N/m];
- $c(r)$ è la corda del profilo alare considerato.

Dalla relazione precedente appare chiaro come al crescere della corda del profilo $c(r)$ il coefficiente c_L diminuisca a parità di portanza per unità di lunghezza L' . Tuttavia, per come si è definito il modello *BEMT* nel presente lavoro, i profili alari non sono stati ruotati ma mantenuti paralleli all'asse x . Questo comporta che la loro corda sia minore rispetto a quella del profilo investito dalla componente di velocità normale al bordo d'attacco. Questo aspetto implica che anche i valori di c_L dovranno essere maggiori a parità di portanza per unità di lunghezza L' . Di conseguenza, nel momento in cui si sono valutate le prestazioni dei rotori con freccia, è stato necessario correggere il valore del coefficiente di portanza di ciascun profilo rispetto a quanto determinato dalla polare aerodinamica. Analoghi ragionamenti valgono per quanto riguarda il coefficiente di resistenza c_D .

Le relazioni correttive per la valutazione del c'_L e del c'_D in presenza di un angolo di freccia sono riportate di seguito:

$$c'_L = c_L + c_{L_0} \left(\frac{1}{\cos\lambda(r)} - 1 \right), \quad (3.4)$$

$$c'_D = c_D + c_{D_0} \left(\frac{1}{\cos\lambda(r)} - 1 \right), \quad (3.5)$$

dove:

- c_{L_0} è il coefficiente di portanza del profilo per $\alpha = 0^\circ$;
- c_{D_0} è il coefficiente di resistenza del profilo per $\alpha = 0^\circ$;

L'Equazione 3.4 valuta il coefficiente di portanza dei profili del rotore con angolo di freccia come somma di due contributi. Il primo termine coincide con il coefficiente di portanza ottenuto utilizzando la function "*Polar_Function.m*" precedentemente definita. Il secondo contributo, tiene conto dell'introduzione dell'angolo di freccia, ed incrementa il valore del coefficiente di portanza stimando l'influenza che l'angolo di freccia ha sul coefficiente di portanza valutato ad incidenza nulla c_{L_0} . Analogo discorso è espresso dall'Equazione 3.5 per quanto riguarda il coefficiente di resistenza c_D .

Attraverso questa correzione, è stato possibile valutare le prestazioni dei rotori con freccia a partire dai profili alari e dalla polare aerodinamica ottenuta per il rotore di riferimento senza avere la necessità di ruotare i profili alari.

3.6 Definizione angolo di freccia λ

Per introdurre la modifica geometrica desiderata si è definita una legge di variazione lineare dell'angolo di freccia $\lambda(r)$ lungo la coordinata radiale secondo la relazione 2.37. I valori ottenuti tramite questa relazione sono stati salvati nella colonna 4 della matrice geometrica del rotore con angolo di freccia. Tuttavia, dal momento che i profili alari sono allineati all'asse y globale, per evitare che il rotore con freccia abbia un raggio R maggiore rispetto a quanto preventivato, si è deciso di traslare i valori della coordinata x_{25}/R del quarto corda imponendo che il profilo all'estremità della pala abbia $x_{25}/R = 0$. In questa maniera si è realizzato un offset dei valori di tutti i profili considerati. Le relazioni esatte utilizzate per effettuare questo passaggio sono riportate in **Appendice A**.

3.7 Valutazione prestazioni rotore

Definite le caratteristiche geometriche del rotore di partenza, le condizioni di volo e la polare aerodinamica per il calcolo dei coefficienti portanza e resistenza, il modello *BEMT* esegue il calcolo delle performance del rotore richiamando la function denominata "*Fun_bet_Sweep.m*" all'interno della quale vengono effettuati i passaggi necessari per poter valutare le prestazioni in termini di spinta T , coppia Q e consumo di potenza P .

La function implementata in Matlab per la valutazione delle prestazioni resta invariata indipendentemente dalla configurazione geometrica del rotore considerato. Infatti, le relazioni al suo interno presentano già i termini correttivi che tengono conto della presenza di un angolo di freccia come descritto nel *Capitolo 2*. Naturalmente, questi termini correttivi in assenza di un angolo di freccia notevole, come accade per il rotore di riferimento, sono trascurabili e le relazioni utilizzate per il calcolo delle prestazioni coincidono con le relazioni esatte dalla teoria *BEMT*.

Per prima cosa all'interno della function vengono definite le sezioni discrete in direzione radiale in cui viene suddivisa la pala del rotore. In corrispondenza di ciascuna sezione considerata il modello effettua una valutazione delle prestazioni aerodinamiche. Gli elementi in cui è suddivisa la pala sono equispaziati tra il mozzo R_{hub} ed il tip R_{tip} della pala del rotore. Il numero di profili alari è stato scelto per ottenere il miglior compromesso tra accuratezza nella stima delle prestazioni del rotore e velocità di calcolo del modello *BEMT*.

Successivamente, a partire dai valori discreti riportati nelle colonne 2, 3, 4 e 5 della matrice geometrica del rotore, come quella riportata in Tabella 3.2, si sono ottenute per interpolazione lineare:

- la legge di distribuzione della corda $c(r)$;
- la legge di distribuzione dell'angolo di twist $\beta(r)$;
- la legge di distribuzione dell'angolo di freccia $\lambda(r)$;
- la legge di distribuzione dell'angolo di diedro $\Gamma(r)$

in funzione della coordinata radiale r . Attraverso questa interpolazione è possibile conoscere i valori delle grandezze geometriche ($c(r)$, $\beta(r)$, $[x_{25}(r), z_{25}(r)]$) anche in corrispondenza di coordinate radiali diverse da quelle riportate nella matrice

geometrica. In seguito, il codice presenta un ciclo iterativo necessario a determinare i parametri di flusso assiale a e tangenziale b al fine di valutare le prestazioni. Il ciclo iterativo si interrompe al verificarsi di una delle seguenti due condizioni:

1. quando il confronto tra i valori dei fattori di induzione assiale a e tangenziale b all'iterata corrente con i rispettivi valori dell'iterata precedente ad ogni coordinata radiale è minore di una tolleranza relativa impostata nel codice:

$$\frac{|a_i - a_{i-1}|}{a_{i-1}} < Rel_Toll, \quad (3.6)$$

$$\frac{|b_i - b_{i-1}|}{b_{i-1}} < Rel_Toll, \quad (3.7)$$

dove:

- i rappresenta l'iterata corrente;
 - $Rel_Toll = \frac{Ass_Toll}{V}$, dove $Ass_Toll = 10^{-4}$ è la tolleranza assoluta fissata dall'utente;
 - V è la velocità di volo assiale al rotore.
2. quando viene raggiunto un numero massimo di iterazioni, per evitare che il codice in assenza di convergenza continui a girare senza mai interrompersi.

3.8 Metodo iterativo per ripristinare le prestazioni del rotore con freccia

Per raggiungere l'obiettivo del lavoro di tesi è necessario ripristinare le prestazioni del rotore di partenza in termini di spinta T , coppia Q e consumo di potenza P anche in presenza di un angolo di freccia. Per soddisfare questa richiesta è stato implementato un metodo iterativo che calcola una nuova distribuzione di corda $c(r)$ e la nuova distribuzione dell'angolo di twist $\beta(r)$ in modo tale da ottenere sia la stessa spinta sia la distribuzione di angolo d'attacco ottimale del rotore di riferimento. Il modello sviluppato, calcola prima di tutto le prestazioni del rotore di partenza e le prestazioni del rotore con angolo di freccia senza modifiche della corda e dell'angolo di twist. Successivamente, in cinque step successivi viene raggiunto l'obiettivo desiderato andando a richiamare sempre la function "*Fun_bet_Sweep.m*" ma fornendole di volta in volta una matrice geometrica modificata in termini di distribuzione della corda e distribuzione dell'angolo di twist.

In particolare definita " i " l'iterazione precedente, allora la matrice geometrica al passo successivo " $i+1$ " presenta le seguenti modifiche:

$$X_corr_{i+1}(:, 2) = X_corr_i(:, 2) + X_corr_i(:, 2) \left(\frac{T}{T_corr_i} - 1 \right), \quad (3.8)$$

$$X_corr_{i+1}(:, 3) = X_corr_i(:, 3) + X_corr_i(:, 3) \left(\frac{AOA}{AOA_corr_i} - 1 \right), \quad (3.9)$$

dove:

- T rappresenta la spinta del rotore di riferimento;

- AOA rappresenta la legge di distribuzione dell'angolo d'attacco ottimale del rotore di partenza;
- T_{corr} rappresenta la spinta ottenuta con la configurazione geometrica utilizzata all'iterata i -esima;
- AOA_{corr} rappresenta la spinta ottenuta con la configurazione geometrica utilizzata all'iterata i -esima.

All'iterazione successiva, le relazioni precedenti modificano la distribuzione della corda della matrice e la distribuzione dell'angolo di twist andando a sommare alla matrice geometrica dell'iterazione precedente un contributo percentuale che tiene conto di quanto si è distanti dai valori di design desiderati.

Una volta giunti a convergenza con il metodo iterativo, si ricava una nuova matrice che tiene conto di tutte le caratteristiche geometriche del rotore modificato. La matrice così ottenuta viene poi fornita in input ad un altro codice Matlab, che verrà analizzato in dettaglio nel capitolo successivo, con il quale si è resa possibile la realizzazione dei modelli *CAD* utilizzati per le simulazioni *CFD*.

Ulteriori dettagli sull'implementazione del codice in Matlab e la valutazione delle prestazioni del rotore tramite la teoria *BEMT* sono riportati in **Appendice A**.

3.9 Configurazioni analizzate

Attraverso il modello precedentemente presentato sono state valutate le prestazioni del rotore di riferimento, *T-Motor 15x5 Carbon Fiber*, e di due configurazioni con freccia:

- La prima configurazione, è caratterizzata da una legge di variazione dell'angolo di freccia $\lambda(r)$ che risulta più dolce e meno pronunciato. In particolare, considerando l'Equazione 2.37, il parametro che determina lo spostamento desiderato all'estremità della pala assume il valore $s_{tip} = 0.25$.
- La seconda configurazione, è caratterizzata da un angolo di freccia $\lambda(r)$ che risulta più marcato ed aggressivo. In particolare, considerando l'Equazione 2.37, il parametro che determina lo spostamento desiderato all'estremità della pala assume il valore $s_{tip} = 0.50$.

Di seguito, per entrambe le configurazioni considerate, sono riportate le matrici geometriche ottenute sia prima sia dopo l'impiego del metodo iterativo per il ripristino delle prestazioni del rotore.

- Rotore modificato con freccia con $s_{tip} = 0.25$ (1^a configurazione)

r/R - [-]	c/R - [-]	β - [°]	x_{25}/R - [-]	z_{25}/R - [-]
0.1653	0.1253	17.1710	-5.9690	0.7112
0.2067	0.1468	19.0000	-7.9214	0.9652
0.2480	0.1799	21.2640	-9.6399	0.6350
0.2893	0.1932	19.8630	-11.1294	0.6604
0.3307	0.1997	17.9250	-12.3922	0.6858
0.3720	0.2015	16.3550	-13.4218	0.6350
0.4133	0.1996	15.0900	-14.2210	0.6350
0.4547	0.1956	13.9210	-14.7900	0.6350
0.4960	0.1903	12.9280	-15.1253	0.7112
0.5373	0.1839	12.1680	-15.2274	0.7874
0.5787	0.1772	11.4680	-15.0946	0.7874
0.7853	0.1344	9.3850	-10.8612	0.9906
0.8680	0.1147	8.5270	-7.4655	1.1938
0.9093	0.1019	8.1280	-5.3969	1.4986
0.9507	0.0844	7.8330	-3.0706	2.0066
0.9713	0.0707	7.6290	-1.8180	2.3368
0.9920	0.0413	7.9870	-0.4952	2.5400
0.9995	0.0160	7.9870	0.0000	2.9700

Tabella 3.4: Matrice geometrica - $s_{tip} = 0.25$ - No metodo iterativo

r/R - [-]	c/R - [-]	β - [°]	x_{25}/R - [-]	z_{25}/R - [-]
0.1653	0.1289	17.5587	-5.9690	0.7112
0.2067	0.1510	19.2040	-7.9214	0.9652
0.2480	0.1850	22.0022	-9.6399	0.6350
0.2893	0.1987	20.1333	-11.1294	0.6604
0.3307	0.2055	18.1820	-12.3922	0.6858
0.3720	0.2072	16.5327	-13.4218	0.6350
0.4133	0.2053	15.2155	-14.2210	0.6350
0.4547	0.2012	13.9834	-14.7900	0.6350
0.4960	0.1957	12.9484	-15.1253	0.7112
0.5373	0.1891	12.1602	-15.2274	0.7874
0.5787	0.1823	11.3714	-15.0946	0.7874
0.7853	0.1383	9.2772	-10.8612	0.9906
0.8680	0.1180	8.2362	-7.4655	1.1938
0.9093	0.1048	7.7993	-5.3969	1.4986
0.9507	0.0868	7.4734	-3.0706	2.0066
0.9713	0.0727	7.5151	-1.8180	2.3368
0.9920	0.0425	9.0347	-0.4952	2.5400
0.9995	0.0165	9.3968	0.0000	2.9700

Tabella 3.5: Matrice geometrica - $s_{tip} = 0.25$ - Si metodo iterativo

- Rotore modificato con freccia con $s_{tip} = 0.50$ (2^a configurazione)

$r/R - [-]$	$c/R - [-]$	$\beta - [^\circ]$	$x_{25}/R - [-]$	$z_{25}/R - [-]$
0.1653	0.1253	17.1710	-5.9690	0.7112
0.2067	0.1468	19	-10.1823	0.9652
0.2480	0.1799	21.2640	-13.9514	0.6350
0.2893	0.1932	19.8630	-17.2855	0.6604
0.3307	0.1997	17.9250	-20.1890	0.6858
0.3720	0.2015	16.3550	-22.6445	0.6350
0.4133	0.1996	15.0900	-24.6553	0.6350
0.4547	0.1956	13.9210	-26.2195	0.6350
0.4960	0.1903	12.9280	-27.3233	0.7112
0.5373	0.1839	12.1680	-27.9638	0.7874
0.5787	0.1772	11.4680	-28.1324	0.7874
0.7853	0.1344	9.3850	-21.5080	0.9906
0.8680	0.1147	8.5270	-15.1089	1.1938
0.9093	0.1019	8.1280	-11.0407	1.4986
0.9507	0.0844	7.8330	-6.3501	2.0066
0.9713	0.0707	7.6290	-3.7801	2.3368
0.9920	0.0413	7.9870	-1.0353	2.5400
0.9995	0.0160	7.9870	0.0000	2.9700

Tabella 3.6: Matrice geometrica - $s_{tip} = 0.50$ - No metodo iterativo

$r/R - [-]$	$c/R - [-]$	$\beta - [^\circ]$	$x_{25}/R - [-]$	$z_{25}/R - [-]$
0.1653	0.1383	16.9699	-5.9690	0.7112
0.2067	0.1620	18.8884	-10.1823	0.9652
0.2480	0.1985	22.3442	-13.9514	0.6350
0.2893	0.2133	20.5409	-17.2855	0.6604
0.3307	0.2205	18.7423	-20.1890	0.6858
0.3720	0.2224	17.0251	-22.6445	0.6350
0.4133	0.2203	15.6815	-24.6553	0.6350
0.4547	0.2159	14.3709	-26.2195	0.6350
0.4960	0.2100	13.2355	-27.3233	0.7112
0.5373	0.2029	12.3650	-27.9638	0.7874
0.5787	0.1956	11.3457	-28.1324	0.7874
0.7853	0.1483	9.0862	-21.5080	0.9906
0.8680	0.1266	7.5121	-15.1089	1.1938
0.9093	0.1124	6.9345	-11.0407	1.4986
0.9507	0.0932	6.4812	-6.3501	2.0066
0.9713	0.0780	6.4878	-3.7801	2.3368
0.9920	0.0456	7.7681	-1.0353	2.5400
0.9995	0.0177	8.0817	0.0000	2.9700

Tabella 3.7: Matrice geometrica - $s_{tip} = 0.50$ - Si metodo iterativo

Capitolo 4

Realizzazione modello *CAD*

4.1 Generazione dei modelli *CAD* per le simulazioni *CFD*

Per effettuare le simulazioni numeriche *CFD* è stato necessario realizzare i modelli *CAD* sia del rotore di riferimento, sia delle configurazioni con angolo di freccia $\lambda(r)$ studiate con il modello *BEMT*. In particolare, i modelli *CAD* realizzati sono i seguenti:

- *CAD* rotore di riferimento T-Motor 15x5;
- *CAD* rotore con $s_{tip}R = 0.25R$ senza modifiche alla distribuzione della corda e dell'angolo di twist;
- *CAD* rotore con $s_{tip}R = 0.25R$ con modifiche alla distribuzione della corda e dell'angolo di twist per ripristinare le prestazioni del rotore di partenza;
- *CAD* rotore con $s_{tip}R = 0.50R$ senza modifiche alla distribuzione della corda e dell'angolo di twist;
- *CAD* rotore con $s_{tip}R = 0.50R$ con modifiche alla distribuzione della corda e dell'angolo di twist per ripristinare le prestazioni del rotore di partenza.

I modelli *CAD* sono stati realizzati attraverso un procedimento implementato in Matlab e realizzati con il software SolidWorks. Dettagli precisi del procedimento di realizzazione del *CAD* sono riportati in **Appendice B**.

4.2 Algoritmo Matlab per la creazione dei modelli *CAD* dei rotori

4.2.1 Estrazione ed elaborazione coordinate profili alari

Il primo passo fondamentale per ottenere i modelli *CAD* desiderati è l'estrazione delle coordinate dei profili alari dalla scansione 3D del rotore di riferimento, utilizzando il software **Autom8**, come descritto nel *Capitolo 3*.

Le coordinate $[x, y]$ dei profili alari sono state acquisite in corrispondenza di **10 sezioni radiali** $\frac{r}{R} = [0.1, 0.2, 0.3, \dots, 0.8, 0.9, 1.0]$, dove R è il raggio del rotore di riferimento. Le coordinate ricavate sono state adimensionate rispetto alla corda

locale. Tuttavia, le matrici geometriche dei rotori analizzati forniscono i valori di **corda**, **angolo di twist** e **posizione del quarto anteriore della corda** $[x_{25}, z_{25}]$ in corrispondenza di 18 sezioni radiali, con una risoluzione maggiore rispetto ai profili estratti. Per allineare i dati, è stato quindi necessario interpolare le coordinate dei profili estratti, in modo da ottenere i profili corrispondenti alle sezioni radiali definite nella matrice geometrica. L'interpolazione è stata eseguita linearmente, considerando la posizione relativa del profilo da determinare rispetto ai due profili adiacenti noti. Ad esempio, se la matrice geometrica prevede che un profilo sia collocato in $\frac{r}{R} = 0.1653$, le sue coordinate sono ricavate a partire da quelle dei profili estratti in corrispondenza di $\frac{r}{R} = 0.1$ e $\frac{r}{R} = 0.2$ tramite le seguenti relazioni:

$$x_{profile_{0.1653}} = x_{profile_{0.1}}(1 - t) + x_{profile_{0.2}}t, \quad (4.1)$$

$$y_{profile_{0.1653}} = y_{profile_{0.1}}(1 - t) + y_{profile_{0.2}}t \quad (4.2)$$

dove:

- $x_{profile_{0.1653}}$ e $y_{profile_{0.1653}}$ sono rispettivamente le coordinate del profilo collocato in corrispondenza di $\frac{r}{R} = 0.1653$.
- $x_{profile_{0.1}}$, $x_{profile_{0.2}}$, $y_{profile_{0.1}}$ e $y_{profile_{0.2}}$ sono rispettivamente le coordinate note dei profili collocati in corrispondenza di $\frac{r}{R} = 0.1$ e $\frac{r}{R} = 0.2$.
- t è un fattore che tiene conto della distanza relativa del profilo che si vuole determinare dai due profili adiacenti. Considerando quest'esempio, il parametro t è definito come:

$$t = \frac{r_{0.1653} - r_{profilo_1}}{r_{profilo_2} - r_{profilo_1}} = \frac{0.1653 - 0.1}{0.2 - 0.1} \quad (4.3)$$

Operando in questa maniera per ciascuna coordinata radiale riportata nella matrice geometrica dei rotori si sono ricavate le coordinate dei profili necessari alla realizzazione dei modelli *CAD*.

4.2.2 Dimensionamento e orientamento spaziale dei profili alari

Le coordinate dei profili alari ottenute con le relazioni riportate nell'Equazione 4.1 e nell'Equazione 4.2 devono essere ulteriormente elaborate per ottenere il modello *CAD* che si vuole analizzare. Le operazioni da svolgere prevedono:

- la scalatura delle coordinate dei profili alari rispetto al valore della corda locale $c(r)$ in quella determinata sezione radiale;
- la rotazione rigida del profilo alare attorno al quarto corda di un angolo pari al valore del twist $\beta(r)$ previsto per quella determinata sezione radiale;
- la successiva traslazione delle coordinate del profilo alare in modo tale che il quarto corda del profilo $[x_{25}, z_{25}]$ sia collocato nella posizione prevista per quella sezione radiale.

Si consideri, per semplicità, un profilo generico collocato in corrispondenza di una coordinata radiale r . Per ottenere le sue dimensioni reali, le coordinate $[x_{profilo}(r), y_{profilo}(r)]$ adimensionate sono state moltiplicate per la corda del profilo. L'operazione che permette di scalare le coordinate segue la relazione:

$$[x_{profilo_{scalato}}(r), y_{profilo_{scalato}}(r)] = c_{profilo}(r) \cdot R \cdot [x_{profilo}(r), y_{profilo}(r)] \quad (4.4)$$

dove la corda del profilo è stata a sua volta moltiplicata per il raggio R del rotore dal momento che tutti i valori riportati nelle matrici geometriche sono adimensionati rispetto a questo parametro ad eccezione dell'angolo di twist.

Per come sono definite le coordinate dei profili alari questi sono tutti centrati in corrispondenza del bordo d'attacco rispetto al sistema di riferimento considerato. Tuttavia, per ruotare correttamente il profilo considerato attorno al suo quarto corda anteriore è stato necessario traslare le sue coordinate $x_{profilo_{scalato}}$ secondo la relazione:

$$x_{profilo_{scalato}}(r) = x_{profilo_{scalato}}(r) + 0.25 \cdot (c_{profilo}(r) \cdot R) \quad (4.5)$$

Successivamente si è ruotato il profilo attorno al suo quarto corda di un angolo pari al twist previsto per quella determinata sezione radiale. Per ruotare correttamente le coordinate del profilo è stata definita la matrice di rotazione riportata di seguito:

$$Rotazione_{twist}(r) = \begin{bmatrix} \cos\beta(r) & -\sin\beta(r) \\ \sin\beta(r) & \cos\beta(r) \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

Quindi, moltiplicando in maniera scalare la matrice di rotazione e i vettori delle coordinate $[x_{profilo_{scalato}}, y_{profilo_{scalato}}]$ del profilo alare, si ottengono le sue coordinate ruotate:

$$[x_{profilo_{ruotato}}(r), y_{profilo_{ruotato}}(r)] = Rotazione_{twist}(r) \cdot [x_{profilo_{scalato}}(r), y_{profilo_{scalato}}(r)] \quad (4.7)$$

L'ultima modifica necessaria alle coordinate dei profili alari consiste in una traslazione finalizzata a posizionare correttamente il quarto anteriore della corda, allineandolo con i valori riportati nelle colonne 4 e 5 della matrice geometrica. Nello specifico, il valore nella colonna 4 rappresenta lo spostamento dovuto all'introduzione di un angolo di freccia $\lambda(r)$ e viene quindi sommato alle sole coordinate x , mentre il valore nella colonna 5 tiene conto dell'effetto di un angolo diedro $\Gamma(r)$ e viene sommato esclusivamente alle coordinate y . Le relazioni utilizzate sono le seguenti:

$$x_{profilo_{finale}}(r) = [x_{profilo_{ruotato}}(r) + \lambda(r)] \cdot 1000, \quad (4.8)$$

$$y_{profilo_{finale}}(r) = [y_{profilo_{ruotato}}(r) + \Gamma(r)] \cdot 1000, \quad (4.9)$$

dove le coordinate sono state moltiplicate per 1000 affinché i valori siano espressi in millimetri - [mm].

Infine, le coordinate radiali lungo z , in corrispondenza delle quali sono posizionati i profili, sono state determinate moltiplicando i valori delle sezioni radiali adimensionate riportate nella prima colonna della matrice geometrica per il raggio R del rotore, utilizzando la seguente relazione:

$$z_{profilo_{finale}}(r) = \frac{r}{R} \cdot R. \quad (4.10)$$

Con le opportune modifiche, la procedura appena presentata è stata ripetuta due volte in modo tale da ottenere le coordinate esatte dei profili di entrambe le pale del

rotore. Ulteriori dettagli dello script Matlab utilizzato per realizzare i modelli *CAD* sono riportati nell'**Appendice B**.

Infine, le coordinate dei punti che rappresentano il bordo d'attacco e il bordo di fuga di ciascun profilo alare sono state salvate in vettori distinti, in modo che, in SolidWorks, tali vettori possano essere utilizzati come curve guida per garantire il corretto funzionamento della funzione *Estrusione con loft*.

4.3 Importazione dati in Excel e realizzazione *CAD* in SolidWorks

Le coordinate dei profili alari, ottenute tramite i passaggi e le relazioni precedenti, insieme alle coordinate delle curve guida, sono state importate in un file Excel. In particolare, le coordinate di ciascun profilo alare sono state organizzate in tre colonne: la prima per la coordinata x , la seconda per la coordinata y , e la terza per la coordinata z . Le coordinate di un profilo sono state separate da due righe vuote rispetto a quelle del profilo successivo.

Una volta importate le coordinate dei profili e delle curve guida nel file Excel, è stata sviluppata una macro all'interno dello stesso file. Tale macro consente di trasferire automaticamente le coordinate dei profili e delle curve guida in SolidWorks, qualora venga aperto un nuovo file nel software. In questo modo, il processo di importazione delle coordinate in SolidWorks risulta completamente automatizzato e ottimizzato. Un esempio di importazione di queste curve in SolidWorks è riportato di seguito:

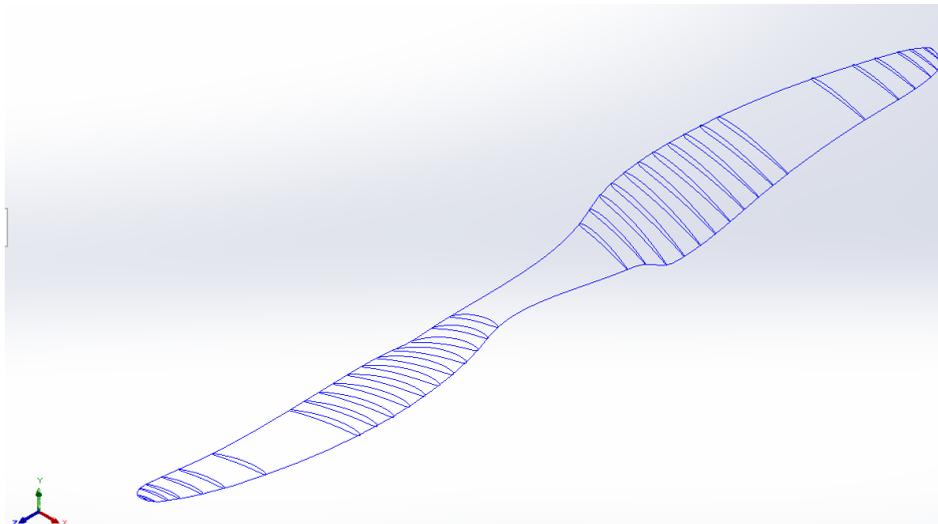


Figura 4.1: Importazione curve rotori in SolidWorks

Infine, una volta importate le coordinate in SolidWorks, il modello *CAD* è stato creato utilizzando la funzione *Estrusione con loft*, impiegando le due curve guida importate. Questa scelta ha permesso di evitare errori o oscillazioni indesiderate nella geometria del rotore. Inoltre, per si è scelto di approssimare il mozzo dei rotori con un cilindro avente un raggio $R_{hub} = 0.15R$, dove R è il raggio del rotore, in modo tale da essere coerenti con il modello BEMT.

Le viste in pianta dei modelli *CAD* delle configurazioni analizzate sono riportati di seguito:

- Rotore di riferimento - *T-Motor 15x5 Carbon Fiber*

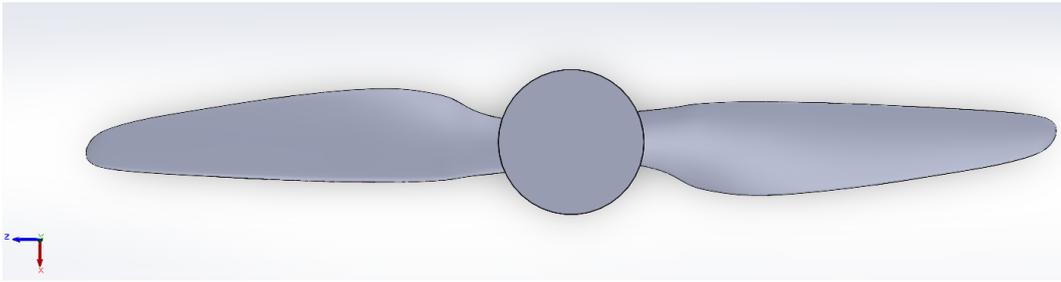


Figura 4.2: CAD *T-Motor 15x5 Carbon Fiber*

- CAD rotore con $s_{tip}R = 0.25R$ senza modifiche alla distribuzione della corda e dell'angolo di twist - 1^a configurazione.

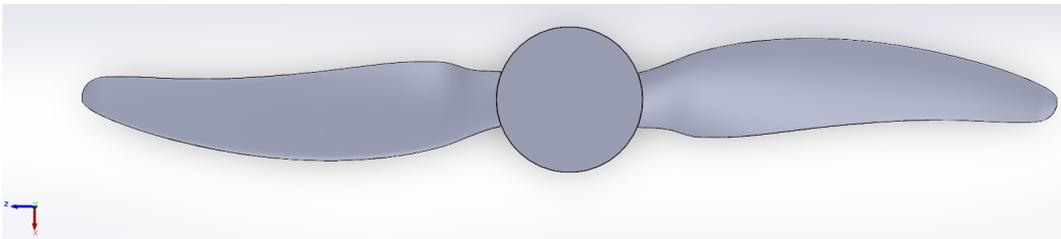


Figura 4.3: CAD rotore con $s_{tip}R = 0.25R$ - No metodo iterativo

- CAD rotore con $s_{tip}R = 0.25R$ con modifiche alla distribuzione della corda e dell'angolo di twist per ripristinare le prestazioni del rotore di partenza - 1^a configurazione.

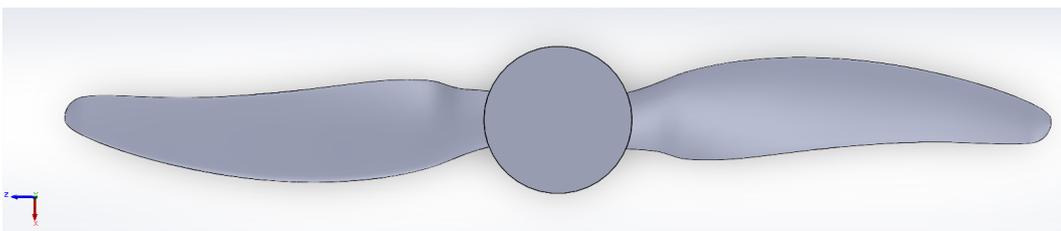


Figura 4.4: CAD rotore con $s_{tip}R = 0.25R$ - Si metodo iterativo

- CAD rotore con $s_{tip}R = 0.50R$ senza modifiche alla distribuzione della corda e dell'angolo di twist - 2^a configurazione.

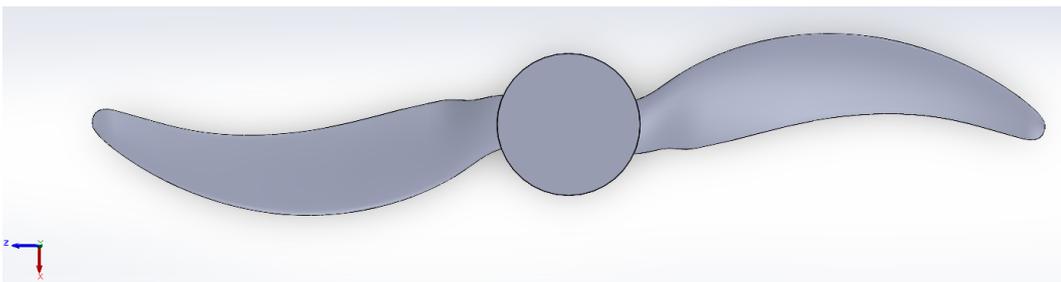


Figura 4.5: CAD rotore con $s_{tip}R = 0.50R$ - No metodo iterativo

- *CAD* rotore con $s_{tip}R = 0.50R$ con modifiche alla distribuzione della corda e dell'angolo di twist per ripristinare le prestazioni del rotore di partenza - 2^a configurazione.

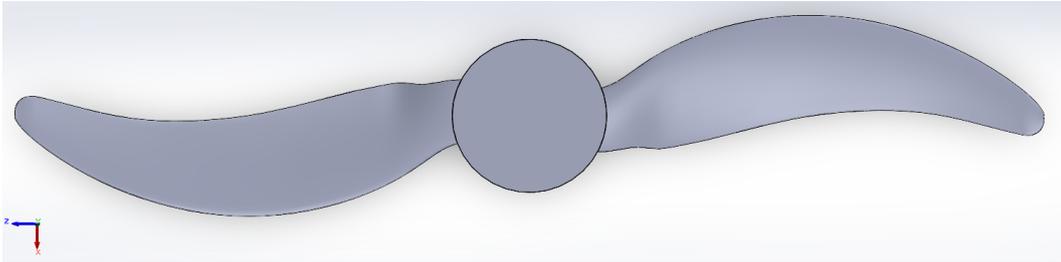


Figura 4.6: CAD rotore con $s_{tip}R = 0.50R$ - Si metodo iterativo

Capitolo 5

CFD: caratteristiche del modello e validazione

5.1 Introduzione al modello *CFD*

Al fine di validare il modello *BEMT* sono state condotte delle simulazioni numeriche *CFD* per determinare la sua precisione e correttezza nella valutazione delle prestazioni dei rotori.

In questo capitolo, sono presentate in maniera dettagliata le caratteristiche del modello fluidodinamico utilizzato ed i parametri fisici e numerici che lo descrivono. Pertanto, facendo riferimento al software di simulazione fluidodinamica commerciale STAR-CCM+, sono descritte le caratteristiche geometriche del dominio di calcolo, le condizioni iniziali ed al contorno in cui i rotori operano e tutti i parametri che definiscono le caratteristiche della mesh di calcolo e del solver numerico.

Prima di impiegare il modello per le simulazioni numeriche oggetto del presente lavoro di tesi, è stato necessario validarlo. A tal fine, si è fatto riferimento ai risultati sperimentali [1] e numerici [35] riportati in letteratura.

5.2 Caratteristiche del modello fluidodinamico

Le scelte di set-up del modello fluidodinamico presentate nei paragrafi successivi sono state guidate da risultati presentati in letteratura [35],[36].

5.2.1 Dominio di calcolo

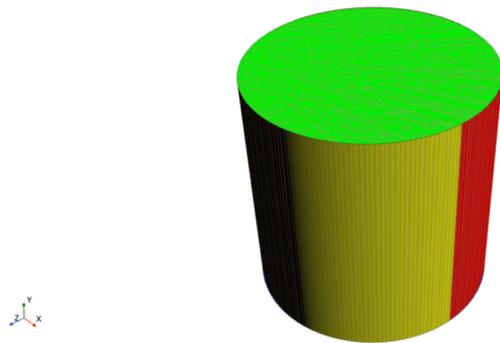
Il campo di moto generato da un rotore posto in rotazione a velocità costante in condizioni di hovering è sicuramente assialsimmetrico. Inoltre, vi è la necessità di ampio spazio sia a valle, sia lungo la direzione radiale nel piano del rotore. Questo aspetto è fondamentale, rispettivamente, per due motivi:

1. Garantire il corretto sviluppo della scia a valle del rotore catturandone gli aspetti principali.
2. Evitare che i vortici di estremità generati al tip delle pale, in condizioni di hovering, impattino contro la superficie laterale del dominio di calcolo. Infatti, in una simile condizione di volo questi vortici non sono trascinati a valle dal flusso circostante ma tendono a stazionare nel piano del rotore allargandosi.

Quindi, se le pareti laterali del dominio di calcolo fossero troppo vicine al rotore si avrebbe un'inversione del flusso in tali zone che potrebbe alterare i risultati, compromettendo l'affidabilità del confronto che si intende effettuare.

Di conseguenza, per soddisfare i requisiti di simmetria del campo di moto ed evitare interazioni del flusso generato con le pareti circostanti si è deciso di utilizzare un dominio di calcolo cilindrico le cui superfici superiore, inferiore e laterale sono distanti dal rotore 9 volte il suo raggio $R = 0.1905$ m. Quindi, il dominio di calcolo ha un raggio pari a $R_1 = 9R = 1.7145$ m.

Simcenter STAR-CCM+



Simcenter STAR-CCM+

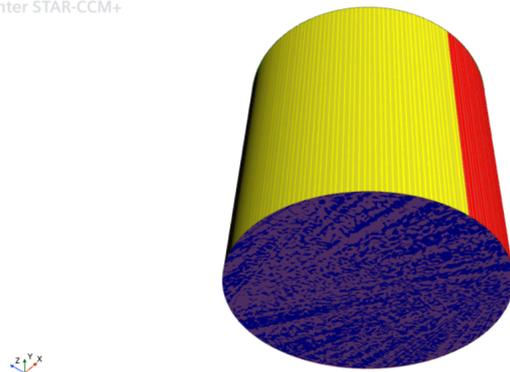


Figura 5.1: Dominio di calcolo cilindrico

Nella precedente figura si può osservare in relazione al dominio di calcolo:

- in verde la superficie di *inlet*;
- in giallo e rosso la *superficie laterale*;
- in blu la superficie di *outlet*.

Infine, a differenza di quanto fatto in altri studi, in questo lavoro di tesi si è scelto di avere un unico dominio di calcolo rotante evitando di avere un dominio esterno stazionario, un dominio interno rotante di dimensioni minori, ed un'interfaccia tra i due.

5.2.2 Modello fisico

La scelta del modello fisico da utilizzare è stata guidata dal metodo risolutivo che si è deciso di impiegare che come descritto precedentemente nel *Capitolo 2* è il metodo della *Griglia Rotante* o *Sliding Grid*.

L'impiego di un altro approccio, come il *Moving Reference Frame (MRF)*, porta sicuramente ad una riduzione del costo computazionale in quanto risolve ad ogni iterazione un problema stazionario tramite l'introduzione di un sistema di riferimento rotante, solidale al rotore stesso e l'aggiunta di termini fittizi all'interno delle equazioni di *Navier-Stokes*.

Dall'altro lato, però, il metodo *Sliding Grid*, nonostante vada a risolvere il campo di moto ad ogni iterazione con un metodo instazionario con un conseguente incremento del costo computazionale, simula meglio la condizione reale di rotazione dell'elica in quanto prevede che ad ogni step temporale sia la griglia a ruotare di un certo passo legato alla velocità di rotazione dell'elica e risulta essere più accurato nel tempo rispetto al MRF. Tenendo presente quanto appena detto, nel software *STAR-CCM+* si è definito il modello fisico seguente:

- **Tempo** \rightarrow *Implicit Unsteady*: la soluzione numerica è ricavata risolvendo un problema non stazionario ad ogni salto temporale. All'interno di ciascun loop temporale è previsto un numero di iterazioni, opportunamente scelto, ognuna delle quali risolve il problema in modo stazionario. Il sistema di equazioni che il calcolatore risolve ad ogni step temporale è quello delle URANS presentate nel *Capitolo 2*.
- **Equazione di stato** \rightarrow *Ideal Gas*: le condizioni di volo sono tali da poter supporre che il flusso possa essere descritto dalla legge di stato dei gas perfetti.
- **Materiale** \rightarrow *Gas*
- **Metodo di risoluzione delle equazioni** \rightarrow *Coupled Flow*: le equazioni di continuità, quantità di moto ed energia sono risolte simultaneamente ad ogni iterazione. Rispetto al *Segregated Flow*, questo approccio comporta un maggior costo computazionale ma garantisce una convergenza più rapida e maggiore stabilità numerica.
- **Regime viscoso** \rightarrow *Turbulent*: nel presente lavoro di tesi si è considerata l'evoluzione del flusso completamente turbolenta, trascurando regioni laminari ed eventuali zone di transizione.
- **Modello di turbolenza mediata alla Reynolds** \rightarrow *k- ω Shear Stress Transport (SST)* [32]: questo modello di turbolenza, risolve le equazioni del trasporto dell'energia cinetica turbolenta k e la dissipazione specifica ω per unità di energia cinetica turbolenta, utilizza due equazioni per determinare la viscosità turbolenta ν_t . Il vantaggio nell'utilizzo di questo modello sta nelle sue ottime prestazioni per gli strati limite nel caso di gradienti di pressione avversi. Inoltre, è applicabile in tutto lo strato limite, compresa la regione dominata dalla viscosità, e non richiede il calcolo della distanza da parete. La viscosità turbolenta è definita come:

$$\nu_t = \rho kT$$

dove:

- ρ è la densità
- T è la scala temporale di turbolenza, il cui calcolo dipende dalla variante di modello $k - \omega$ utilizzato.

Le equazioni di trasporto per l'energia cinetica k e la dissipazione specifica ω sono:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (5.2)$$

dove:

- ρ - densità del fluido;
- k - energia cinetica turbolenta;
- ω - frequenza specifica della dissipazione turbolenta;
- U_j - componente della velocità nel j -esimo asse;
- μ - viscosità dinamica del fluido;
- μ_t - viscosità turbolenta;
- P_k - termine di produzione dell'energia turbolenta;
- $\alpha, \beta, \beta^*, \sigma_k, \sigma_\omega, \sigma_{\omega 2}$ - costanti del modello;
- F_1 - funzione blending per la transizione tra i modelli $k - \omega$ e $k - \epsilon$.

5.2.3 Mesh di calcolo

Il software *STAR-CCM+* utilizza il *metodo dei volumi finiti* per la risoluzione delle equazioni di *Navier-Stokes* ed ottenere le caratteristiche associate al campo di moto del problema in esame. Per impiegare il metodo dei volumi finiti è fondamentale passare da un dominio continuo ad un dominio discreto, cioè suddividere il volume cilindrico in un insieme di *volumi finiti*, detti celle.

Le celle possono essere di vario tipo a seconda sia del tipo di problema in esame, sia del tipo di mesh che si vuole impiegare. Infatti, la scelta della tipologia di griglia influisce significativamente sulla precisione e sull'efficienza computazionale. Di seguito vengono descritte le principali caratteristiche delle griglie tetraedriche, poliedriche e trimate, con relativi vantaggi e svantaggi:

- *Celle tetraedriche*: la mesh è composta da elementi tetraedrici (quattro facce), non strutturati.

Vantaggi:

- Facilità di generazione, particolarmente utile per geometrie complesse.
- Adatta per problemi che richiedono una mesh non strutturata.

Svantaggi:

- Maggior numero di celle necessario rispetto alle mesh poliedriche, aumentando i costi computazionali.
- Qualità della soluzione meno accurata rispetto alle mesh poliedriche per lo stesso numero di nodi.
- Maggiore resistenza alla convergenza dei solutori numerici.
- *Celle poliedriche*: hanno più di quattro facce e derivano dall'unione di più celle tetraedriche.

Vantaggi:

- Minore numero di celle rispetto a una mesh tetraedrica, riducendo i costi computazionali.
- Maggiore accuratezza nella discretizzazione delle equazioni grazie al maggior numero di punti di calcolo per cella.
- Transizioni più fluide tra le regioni con mesh fine e grossolana.

Svantaggi:

- Generazione più complessa rispetto ad altri tipi di mesh.
- Maggiore consumo di memoria rispetto alle celle tetraedriche.
- *Celle trimmate*: la mesh è basata su celle esaedriche regolari, che vengono tagliate (trimmed) per adattarsi alla geometria.

Vantaggi:

- Maggiore ortogonalità rispetto alle mesh tetraedriche, migliorando la qualità della soluzione.
- Ridotto numero di celle rispetto a una mesh completamente esaedrica o tetraedrica.
- Maggiore efficienza computazionale e stabilità numerica rispetto a mesh tetraedriche.

Svantaggi:

- Può generare celle distorte in regioni molto complesse della geometria.
- Meno adattabile a geometrie molto complesse rispetto alla mesh tetraedrica.

Esaminando vantaggi e svantaggi precedentemente elencati e considerando la tipologia di problema in esame, per generare la griglia di calcolo volumetrica si è scelto di utilizzare *celle poliedriche* che rappresentano il miglior compromesso.

Per ottimizzare la qualità e la distribuzione delle celle della mesh vicino alle superfici del rotore e alle pareti esterne del dominio di calcolo, è stato impiegato un *Surface Remesher*. Questo strumento interviene prima della generazione della mesh volumetrica e consente di adattare meglio la griglia di calcolo alla geometria, migliorando la stabilità numerica e la precisione della simulazione *CFD*. In particolare, in corrispondenza delle superficie laterale del dominio di calcolo sono stati impiegati degli elementi di tipo *Quad Dominant*, cioè elementi cubici per avere una maggiore uniformità ed evitare irregolarità. Invece, in corrispondenza della superficie del rotore sono stati impiegati

classici elementi di tipo *Triangle*, cioè elementi di forma prismatica triangolare che permettono di definire correttamente la superficie esterna del rotore. Per ottenere questa differenziazione è stato necessario definire un controllo di superficie specifico sulla superficie laterale del dominio di calcolo.

Per migliorare la risoluzione dello strato limite e garantire una maggiore accuratezza nella valutazione degli effetti viscosi, nella generazione della mesh è stato impiegato un *Prism Layer Mesher*. Questo strumento consente di creare strati di celle prismatiche in prossimità delle superfici solide, facilitando una rappresentazione più precisa dei gradienti di velocità e delle variabili termodinamiche all'interno dello strato limite.

L'adozione del *Prism Layer Mesher* permette di ottenere una transizione graduale tra le celle prismatiche poste sulla superficie del rotore e quelle della mesh volumetrica, evitando brusche variazioni nella qualità della discretizzazione. Il numero di strati prismatici e il loro spessore sono stati definiti in funzione del numero di Reynolds del flusso e della necessità di garantire un'adeguata risoluzione della regione di interesse, ottimizzando il bilanciamento tra accuratezza e costo computazionale. Questa scelta risulta particolarmente rilevante per una corretta valutazione delle forze aerodinamiche agenti sul rotore e per la stabilità numerica della simulazione *CFD*. Le caratteristiche del *Prism Layer Mesher* sono riportate nella tabella seguente:

Stretching function	Hyperbolic Tangent
Distribution mode	Wall Thickness
Number of prism layers	16
Prism layer total thickness	0.004489 m
Prism layer near wall thickness	$2.5 \cdot 10^{-6}$ m

Tabella 5.1: Caratteristiche *Prism Layer Mesher*

Si definisce il parametro adimensionale *distanza di parete*

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (5.3)$$

dove:

- y è la distanza della prima cella dalla parete;
- $u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$ è la velocità di attrito;
- τ_w è lo sforzo tangenziale a parete;
- ν è la viscosità cinematica del fluido;
- ρ è la densità del fluido.

L'ultimo valore riportato nella Tabella 5.1 è stato definito in modo tale da avere un $y^+ < 1$. Questa scelta è guidata dall'esigenza di catturare al meglio la regione di substrato viscoso, cioè quella parte di strato limite più vicina alla parete.

Per migliorare la qualità della mesh e raffinarla selettivamente nelle regioni di maggiore interesse, sono stati definiti specifici controlli di superficie. In particolare, questi controlli sono stati applicati sulle superfici delle pale del rotore, nonché lungo i bordi d'attacco e di fuga, al fine di garantire una migliore risoluzione locale e una più accurata rappresentazione dei fenomeni aerodinamici. Inoltre, per catturare con

precisione la scia generata dal rotore e i vortici di estremità, è stato introdotto un controllo di volume definendo un volume cilindrico di dimensioni inferiori rispetto al dominio computazionale complessivo. Questo cilindro, avente un raggio R_2 leggermente superiore al raggio del rotore R (Figura 5.2), presenta un'estensione ridotta lungo l'asse di rotazione rispetto all'intero dominio di calcolo, consentendo così di affinare la discretizzazione nelle regioni critiche e migliorare l'accuratezza della simulazione.

Simcenter STAR-CCM+

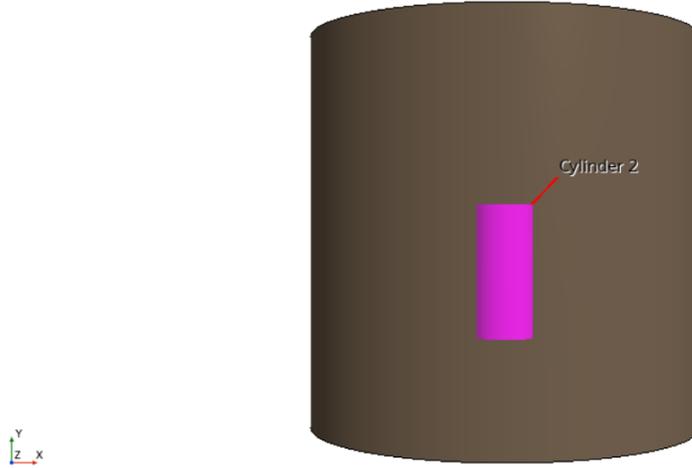


Figura 5.2: Controllo volumetrico per raffinamento griglia

Infine, è stato definito il *Base Size* come un sottomultiplo intero della circonferenza del dominio di calcolo. In questo modo si è cercato di avere sulla superficie esterna celle quadrate aventi facce della stessa dimensione. Il *Base Size* utilizzato vale:

$$Base\ Size = \frac{2\pi R_1}{N}, \quad (5.4)$$

dove $N = 300$ è il numero di intervalli in cui si è suddivisa la circonferenza del dominio cilindrico. Tutte le altre grandezze caratteristiche della mesh di calcolo sono state definite in rapporto percentuale al *Base Size*. Di seguito sono riportati i parametri caratteristici della mesh di calcolo diversi dai valori di default e i parametri utilizzati per la definizione dei controlli di superficie e volume.

Controlli di superficie:

- **Default Controls**

Volume Growth Rate	1.25
Maximum Tet Size	300 (Relative to <i>Base Size</i>)

Tabella 5.2: Default Controls

- **Custom Controls**

- **Blade Surfaces**

Target Surface Size	$\frac{4}{3}$ (Relative to <i>Base Size</i>)
Minimum Surface Size	25/64 (Relative to <i>Base Size</i>)
Surface Curvature	72.0 # Pts/circle

Tabella 5.3: Custom Controls - Blade Surfaces

- **Cylinder Surfaces**

Target Surface Size	100
Minimum Surface Size	100 (Relative to <i>Base Size</i>)

Tabella 5.4: Custom Controls - Cylinder Surfaces

- **Rotor's tip Surfaces**

Target Surface Size	25/64 (Relative to <i>Base Size</i>)
Minimum Surface Size	25/64 (Relative to <i>Base Size</i>)

Tabella 5.5: Custom Controls - Rotor's tip Surfaces

Controlli di volume:

- **Raffinamento griglia**

Custom Size	25 (Relative to <i>Base Size</i>)
-------------	------------------------------------

Tabella 5.6: Custom Controls - Raffinamento griglia

Un esempio di mesh di calcolo ottenuta con queste impostazioni è riportata nelle figure seguenti:



Simcenter STAR-CCM+

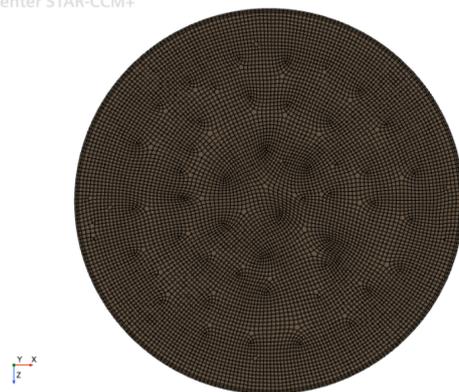
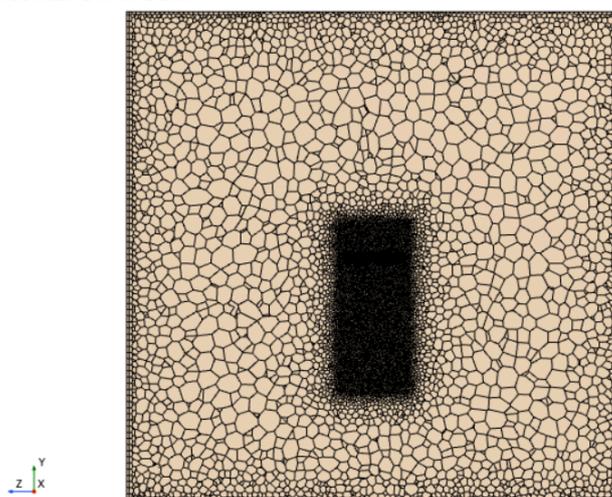


Figura 5.3: Mesh superfici esterne dominio computazionale

Simcenter STAR-CCM+



Simcenter STAR-CCM+

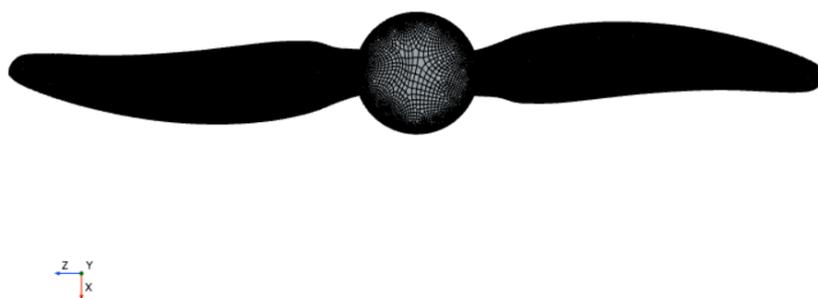


Figura 5.4: Mesh di calcolo sul piano YZ in $X = 0$ m (sopra); Mesh rotore - vista in pianta (sotto)



Figura 5.5: Dettaglio mesh pala rotore

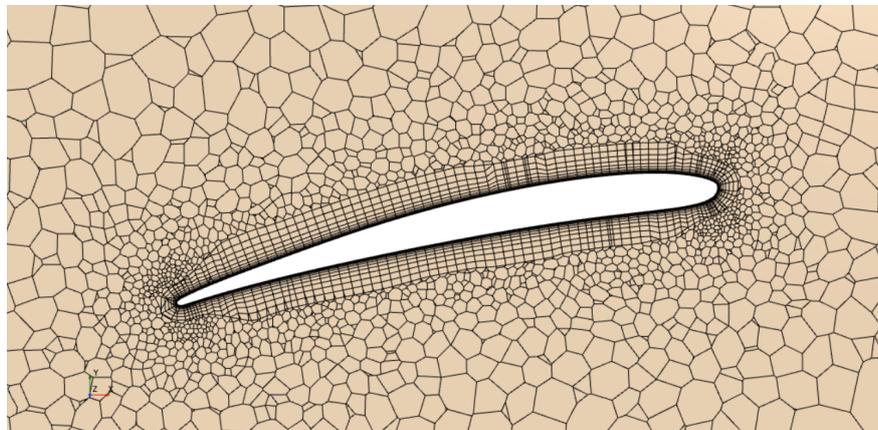


Figura 5.6: Mesh strato limite

5.2.4 Condizioni al contorno e condizioni iniziali

Le condizioni al contorno adottate per la simulazione sono le seguenti:

- **Condizione di parete** (*Wall*) applicata alle superfici del rotore.
- **Condizione di flusso libero** (*Free Stream*) imposta sulle superfici laterali e superiori del dominio di calcolo.
- **Condizione di uscita di pressione** (*Pressure Outlet*) assegnata alla superficie inferiore del dominio computazionale.

Le condizioni iniziali impiegate per la simulazione sono:

- Velocità di rotazione del rotore e quindi della griglia di calcolo pari a $\omega = 5000 \text{ rpm} = 523.59 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$.
- Per garantire una migliore convergenza del metodo numerico è necessario assegnare una certa **velocità di influsso** $V = 0.1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ diretta parallelamente all'asse di rotazione del rotore e dall'alto verso il basso.
- Numero di Mach $M = \frac{V}{\sqrt{\gamma RT}}$

- Pressione $p = 101325 \text{ Pa}$
- Temperatura $T = 300 \text{ K}$

5.2.5 Parametri del solver

I parametri su cui concentrare maggiormente l'attenzione quando si vuole eseguire un'analisi fluidodinamica utilizzando la metodologia *Sliding Grid* sono:

- **Step temporale;**
- **Discretizzazione temporale;**
- **Numero di iterazioni interne a ciascuno step temporale;**
- **Courant–Friedrichs–Lewy - CFL**

Per quanto riguarda lo *Step temporale* questo è strettamente legato alla velocità di rotazione del rotore e quindi della griglia. Infatti, è definito come:

$$\Delta t = \frac{60}{\omega} \cdot \frac{1}{k}, \quad (5.5)$$

dove:

- ω è la velocità angolare di rotazione del rotore espressa in [rpm].
- k è il numero di step temporali in cui si vuole suddividere una rivoluzione completa dell'elica. La scelta di questo parametro è molto importante. Infatti, da un lato se k è troppo piccolo si ha ad ogni passo temporale una rotazione eccessiva della griglia che può portare ad una mancanza di convergenza del metodo numerico. Dall'altro lato, invece, se k è troppo grande si rischia di aumentare notevolmente il numero di iterazioni ed il tempo necessario a completare la simulazione senza ottenere un effettivo miglioramento dell'accuratezza della soluzione.

Nel presente lavoro si è scelto di eseguire le prime 10 rivoluzioni del rotore con parametro $k_1 = 144$ e le ultime 4 rivoluzioni con parametro $k_2 = 360$ in modo da raffinare la soluzione. Nel primo caso la griglia ad ogni step temporale ruota di un angolo $\theta_1 = 2.5^\circ$ a cui corrisponde un intervallo temporale $\Delta t = \frac{60}{\omega} \cdot \frac{1}{k_1} = 8.33 \cdot 10^{-5}$. Nel secondo caso la griglia ad ogni step temporale ruota di un angolo $\theta_2 = 1.0^\circ$ a cui corrisponde un intervallo temporale $\Delta t = \frac{60}{\omega} \cdot \frac{1}{k_2} = 3.33 \cdot 10^{-5}$.

Per la *discretizzazione temporale* si è scelto di utilizzare un modello del 2° ordine in quanto questo approccio consente di ottenere una maggiore precisione numerica rispetto ai metodi di primo ordine, riducendo l'errore di discretizzazione in modo quadratico con il passo temporale. Inoltre, il metodo di secondo ordine migliora la stabilità numerica della simulazione, in particolare per flussi turbolenti e dinamiche non lineari, che sono comuni in applicazioni *CFD* complesse. La maggiore precisione e stabilità consentono di utilizzare passi temporali più ampi, riducendo il numero di iterazioni necessarie e migliorando l'efficienza computazionale complessiva senza compromettere la qualità dei risultati.

All'interno di ciascuno step temporale Δt , il solver risolve un problema stazionario in un determinato *numero di iterazioni* che sono state definite in modo tale che i residui delle equazioni si riducano di almeno due ordini di grandezza.

Prima di specificare quale valore si è scelto di assegnare al *CFL* (*Courant-Friedrichs-Lewy*) è opportuno definire cosa rappresenta questo parametro. Il CFL indica il rapporto tra il tempo di attraversamento di una cella della griglia, ovvero il tempo che una particella di fluido impiega per percorrere la distanza corrispondente alla dimensione della cella, e il passo temporale Δt della simulazione. Il CFL è fondamentale per determinare la stabilità e l'accuratezza del modello numerico. Infatti, se è troppo alto la simulazione può diventare instabile, con la possibilità che i calcoli divergano, portando a risultati errati. Al contrario, un valore troppo basso può comportare una simulazione inefficiente e molto lenta. Pertanto, è fondamentale scegliere un valore adeguato per garantire una simulazione stabile, accurata e computazionalmente efficiente, bilanciando le necessità di stabilità e velocità del calcolo.

Nel presente lavoro di tesi, è stato scelto di impostare un valore costante di CFL pari a 150. Sebbene, con l'avanzare della simulazione e la conseguente determinazione delle caratteristiche del campo di moto, sarebbe possibile incrementare gradualmente il suo valore per ottimizzare l'efficienza del calcolo, si è deciso di mantenerlo costante. Questa scelta è stata fatta per garantire stabilità numerica e non compromettere l'accuratezza della simulazione.

Infine, per essere sicuri di terminare la simulazione quando il metodo è giunto a convergenza si è scelto di non interromperla prima che il rotore abbia compiuto $Rev = 14$ rivoluzioni complete attorno al proprio asse. In questo modo il numero di step temporali complessivi per arrivare al termine della simulazione risulta essere $\#StepTemporal_{tot} = k_1 \cdot Rev_1 + k_2 \cdot Rev = 2880$.

5.3 Validazione modello fluidodinamico

Per validare il modello fluidodinamico ed essere sicuri di poterlo impiegare per la valutazione delle prestazioni dei rotori con angolo di freccia $\lambda(r)$, si è fatto riferimento ai risultati sperimentali [1] e numerici [35] riportati in letteratura. In questi studi sono state condotte analisi sperimentali e numeriche sul rotore di riferimento *T Motor 15x5 Carbon Fiber*. Per confrontare i risultati in modo corretto, si sono utilizzati i parametri adimensionali: *coefficiente di spinta* c_T e *coefficiente di coppia* c_Q definiti nel *Capitolo 2*. In questo modo è possibile ricavare dei valori confrontabili a prescindere dalle condizioni (numero di giri del rotore e condizioni di volo) in cui sono state effettuate le analisi.

Il confronto è stato effettuato considerando due diverse mesh di calcolo: la prima più grezza, necessaria ad avere una prima stima dei valori e la seconda più fine, utile per avere una maggiore accuratezza dei risultati.

Per validare il modello *CFD* è stato utilizzato il rotore *T-Motor 15x5*, che come detto precedentemente è anche l'oggetto di studio del presente lavoro. Le condizioni di volo in cui è stata eseguita la simulazione *CFD* sono riportate in Tabella 5.7:

$V - [m/s]$	$\Omega - [rpm]$	$p_0 - [Pa]$	$T_0 - [K]$	$\rho_0 - [kg/m^3]$
0.1	5000	101325	300	1.176

Tabella 5.7: Condizioni di volo simulazione numerica in fase di validazione

dove:

- V è la velocità di volo;
- Ω è la velocità di rotazione del rotore;
- p_0 è la pressione atmosferica;
- T_0 è la temperatura atmosferica;
- ρ_0 è la densità.

Nella Tabella 5.8 sono riportati i valori di spinta T e coppia Q ricavati tramite le simulazioni numeriche *CFD*. I risultati numerici dettagliati del rotore di riferimento sono presentati nel *Capitolo 6*.

	Numero di celle	T - [N]	Q - [Nm]
Mesh di calcolo grezza	4.5 Milioni	12.623	0.258
Mesh di calcolo fine	10 Milioni	12.951	0.253

Tabella 5.8: Risultati *CFD* per validare il modello numerico - T-Motor 15x5

A partire dalle relazioni introdotte nel *Capitolo 2*, i valori precedenti possono essere espressi in forma adimensionale utilizzando il *coefficiente di spinta* c_T ed il *coefficiente di coppia* c_Q :

- $c_T = \frac{T}{\pi \rho \Omega^2 R^4}$,
- $c_Q = \frac{Q}{\pi \rho \Omega^2 R^5}$,

dove il numero di giri del rotore Ω è espresso in $[rad/sec]$. Attraverso l'utilizzo di questi parametri è possibile confrontare tra loro le prestazioni di uno stesso rotore ma ottenute in condizioni differenti in termini di condizioni di volo.

	Numero di celle	c_T - [-]	c_Q - [-]
Mesh di calcolo grezza	4.5 Milioni	9.458 E-3	1.014 E-3
Mesh di calcolo fine	10 Milioni	9.704 E-3	9.951 E-4

Tabella 5.9: Risultati *CFD* adimensionali per validare il modello numerico - T-Motor 15x5

I dati sperimentali [1] sono stati ricavati in condizioni di hovering, all'interno di laboratorio con pareti lontane per cui l'effetto del ricircolo d'aria sulla valutazione delle prestazioni è minimo e trascurabile. Nell'esperimento è stata fatta variare la velocità di rotazione del rotore tra 2000 e 4500 rpm con aumenti discreti di 500 rpm ogni volta. La prova sperimentale è stata condotta in condizioni di densità $\rho = 1.188 \frac{kg}{m^3}$. Considerando, la velocità di rotazione del rotore $\Omega = 4500$ rpm, i valori di spinta e coppia registrati sono pari a:

$$T_{Russell} = 2.42 \text{ lb} = 10.765 \text{ N}$$

$$Q_{Russell} = 1.78 \text{ in-lb} = 0.2011 \text{ Nm}$$

I dati numerici [35] sono stati valutati tramite simulazioni CFD in condizioni di hovering. Si consideri un numero di giri del rotore $\Omega = 4683$ rpm, una pressione

$p = 98450$ Pa, una temperatura $T = -40$ °C ed una densità $\rho = 1.471 \frac{kg}{m^3}$. I valori di spinta e coppia registrati in condizione di rotore isolato sono pari a:

$$T_{Carreno} = 12.85 \text{ N}$$

$$Q_{Carreno} = 0.243 \text{ Nm}$$

Al fine di confrontare i valori sperimentali e numerici dei due studi precedentemente citati con i valori dalla simulazione *CFD* condotta nel presente studio, è opportuno esprimere i risultati in forma adimensionale:

	c_T - [-]	c_Q - [-]
<i>Russell C. et al, 2017</i> [1]	9.862 E-3	9.671 E-4
<i>Carreno Ruiz M. et al., 2022</i> [35]	8.779 E-3	8.715 E-4

Tabella 5.10: Risultati adimensionali per validare il modello numerico - T-Motor 15x5

Per confrontare tra loro i risultati è possibile definire l'errore relativo tra i dati di questo progetto e i dati riportati in letteratura come:

$$\epsilon_{rel_{C_T}} = \frac{C_{TProgetto} - C_{TLetteratura}}{C_{TLetteratura}} \cdot 100 \quad (5.6)$$

$$\epsilon_{rel_{C_Q}} = \frac{C_{QProgetto} - C_{QLetteratura}}{C_{QLetteratura}} \cdot 100 \quad (5.7)$$

In questo modo si ricavano i seguenti risultati:

- **Griglia grezza:**

	$\epsilon_{rel_{C_T}}$ - [-]	$\epsilon_{rel_{C_Q}}$ - [-]
Progetto VS <i>Russell C. et al, 2017</i> [1]	4.09%	4.96%
Progetto VS <i>Carreno Ruiz M. et al., 2022</i> [35]	7.79%	16.57%

Tabella 5.11: Confronto errori relativi - Griglia di calcolo grezza

- **Griglia fine:**

	$\epsilon_{rel_{C_T}}$ - [-]	$\epsilon_{rel_{C_Q}}$ - [-]
Progetto VS <i>Russell C. et al, 2017</i> [1]	1.61%	2.88%
Progetto VS <i>Carreno Ruiz M. et al., 2022</i> [35]	10.53%	14%

Tabella 5.12: Confronto errori relativi - Griglia di calcolo fine

Raffinando la griglia di calcolo, i risultati ottenuti con il modello fluidodinamico utilizzato sono sempre più in accordo con i dati sperimentali [1] mentre a prescindere dal tipo di griglia impiegato, si nota una certa distanza con i valori numerici [35] con errori intono al 10%. Tuttavia, questa differenza è una conseguenza del diverso numero di Reynolds Re a cui sono state condotte le due simulazioni fluidodinamiche.

Infatti, i risultati numerici di riferimento sono stati ricavati per un numero di Reynolds complessivo del rotore

$$Re_c = 0.75 \frac{\rho \Omega R c_{0.75}}{\mu} = 186670$$

mentre nel presente lavoro il numero di Reynolds considerato è pari a

$$Re_c = 0.75 \frac{\rho \Omega R c_{0.75}}{\mu} = 129599$$

A conferma di quanto appena detto, si considerino i grafici riportati in Figura 5.7. Si osserva chiaramente che il coefficiente di spinta calcolato con la griglia fine per $Re_c = 129599$ è in buon accordo con i dati sperimentali [1]. Al contrario, il valore numerico di riferimento [35], ottenuto a un Re_c più elevato, si colloca in una regione in cui il trend dei punti mostra una tendenza decrescente.

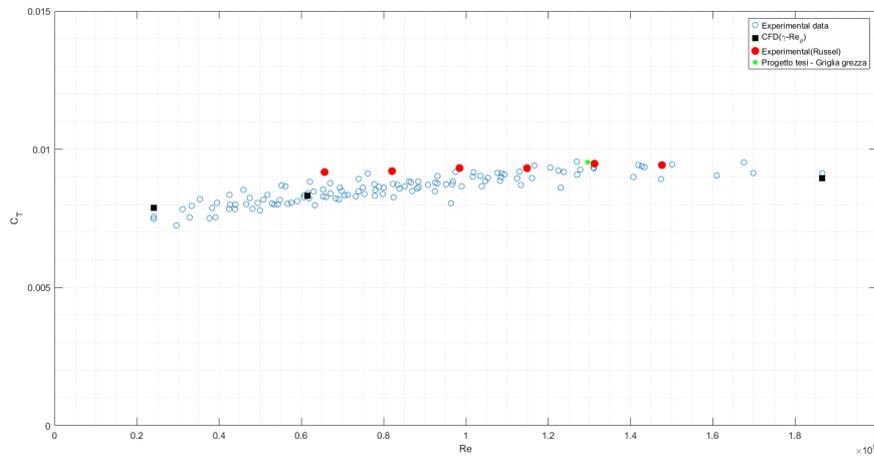


Figura 5.7: Confronto coefficiente di spinta c_T

Discorso analogo vale per quanto riguarda i valori del coefficiente di coppia riportati in Figura 5.8.

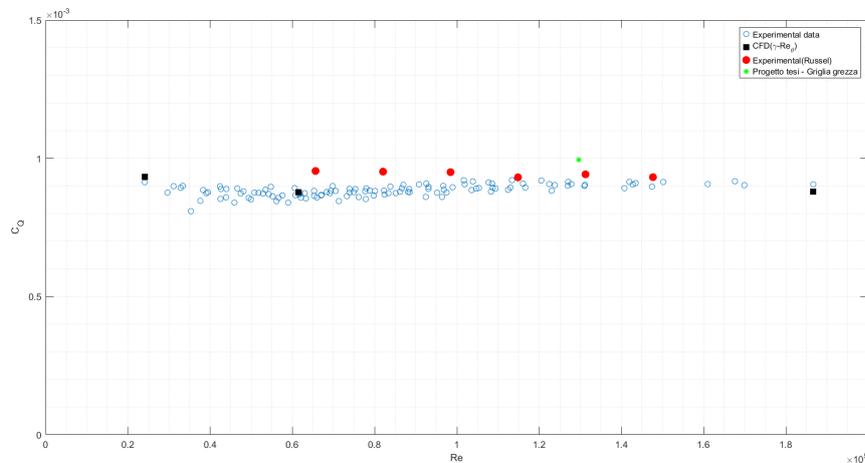


Figura 5.8: Confronto coefficiente di coppia c_Q

Capitolo 6

Risultati

In questo capitolo sono presentati prima di tutto i risultati del modello BEMT sia per il rotore di riferimento sia per le due configurazioni modificate con l'introduzione dell'angolo di freccia. Successivamente, mantenendo lo stesso ordine sono presentati i risultati delle simulazioni *CFD* sia con una griglia di calcolo grezza sia con una griglia di calcolo fine. Tutti i risultati riportati di seguito sono stati valutati utilizzando le condizioni operative riportate in Tabella 3.3.

6.1 Risultati modello *BEMT*

Per tutte le configurazioni analizzate vengono riportati i seguenti risultati:

- vista in pianta di una delle due pale del rotore;
- le distribuzioni degli angoli d'attacco α , dell'angolo di twist β e dell'angolo di influsso ϕ lungo la direzione radiale ottenuti tramite interpolazione dei dati riportati nella matrice geometrica;
- l'andamento dei coefficienti di portanza c_L e resistenza c_D ed il numero di Reynolds Re in direzione radiale;
- valori di spinta T , coppia Q e potenza P e i relativi parametri adimensionali.

6.1.1 Rotore *T-Motor 15x5 Carbon Fiber*

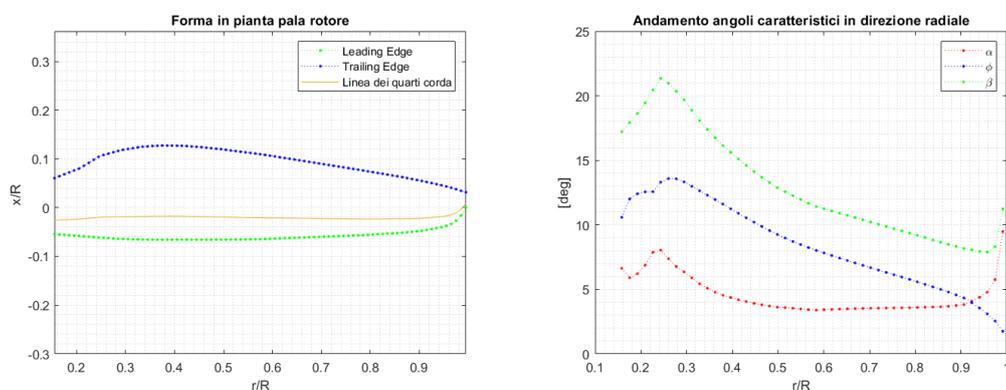


Figura 6.1: Vista in pianta pala rotore e andamento angoli caratteristici in direzione radiale - T Motor 15x5 Carbon Fiber

È possibile notare come la forma in pianta della pala del rotore di riferimento, ottenuta tramite interpolazione dei dati della matrice geometrica, sia molto simile a quella del rotore reale riportata in Figura 3.1.

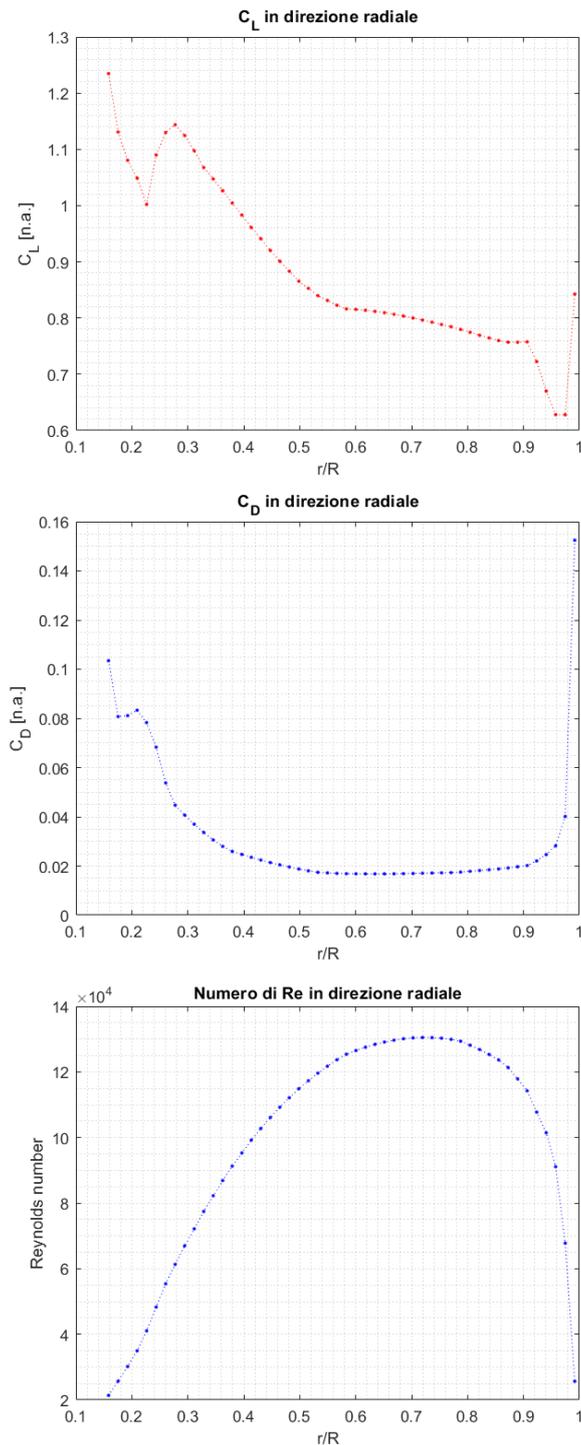


Figura 6.2: Andamento coeff. di portanza, resistenza e numero di Reynolds in direzione radiale - T Motor 15x5 Carbon Fiber

Gli andamenti del coefficiente di portanza c_L e resistenza c_D sono calcolati tramite il modello BEMT utilizzando la polare aerodinamica realizzata con la procedura descritta nel *Capitolo 3*. Nella tabella seguente sono riportati i valori di spinta T , coppia Q e

potenza P ed i rispettivi parametri adimensionali del rotore di riferimento tramite il modello $BEMT$.

	T - [N]	c_T - [-]	Q - [Nm]	c_Q - [-]	P - [W]	c_P - [-]
Rotore T-Motor 15x5 CF	13.1695	9.868 E-3	0.2432	9.566 E-4	127.3208	6.010 E-3

Tabella 6.1: Risultati modello BEMT - T -Motor 15x5 Carbon Fiber

6.1.2 Rotore con spostamento al tip $s_{tip} = 0.25$

Si riportano di seguito i risultati del modello $BEMT$ per il rotore con spostamento al tip $s_{tip} = 0.25$ sia con sia senza l'applicazione del metodo iterativo per il ripristino delle prestazioni.

- **Configurazione con spostamento al tip $s_{tip} = 0.25$ - No metodo iterativo**

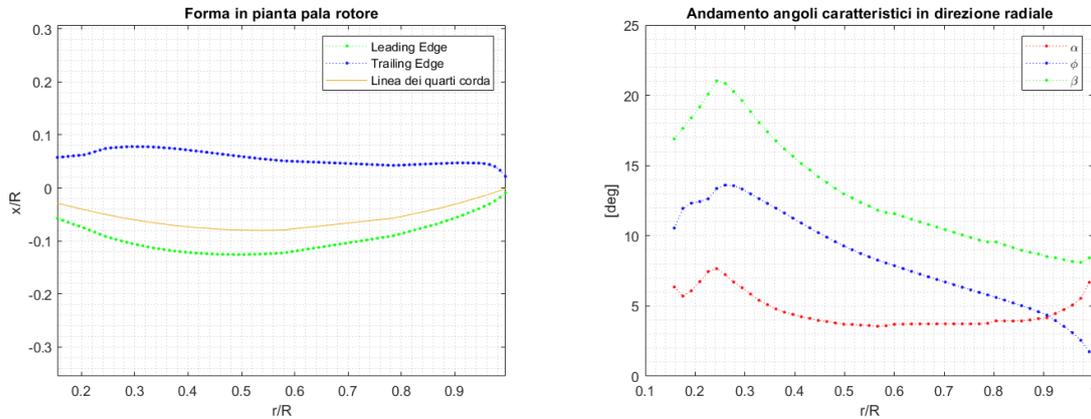
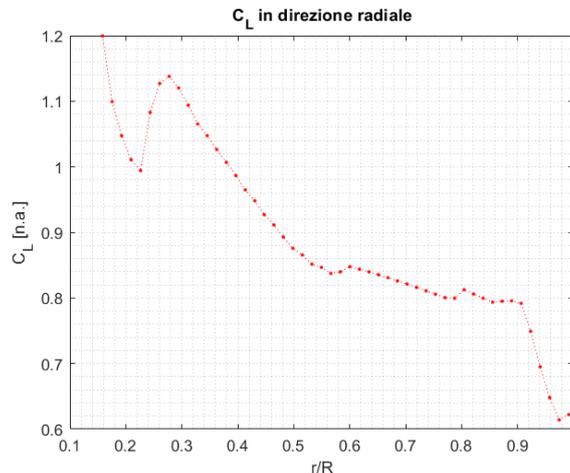


Figura 6.3: Vista in pianta pala rotore e andamento angoli caratteristici in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.25$ - No metodo iterativo

Dalla forma in pianta della pala del rotore riportata precedentemente si può vedere chiaramente la presenza dell'angolo di freccia che varia secondo la legge lineare espressa dall'Equazione 2.37. Come descritto nel *Capitolo 3*, appare chiaro l'offset imposto ai valori del quarto corda dei profili alari. Infatti, il primo e l'ultimo profilo presentano $x_{25} = 0$ m per non avere un rotore con raggio effettivo maggiore rispetto a quanto preventivato.



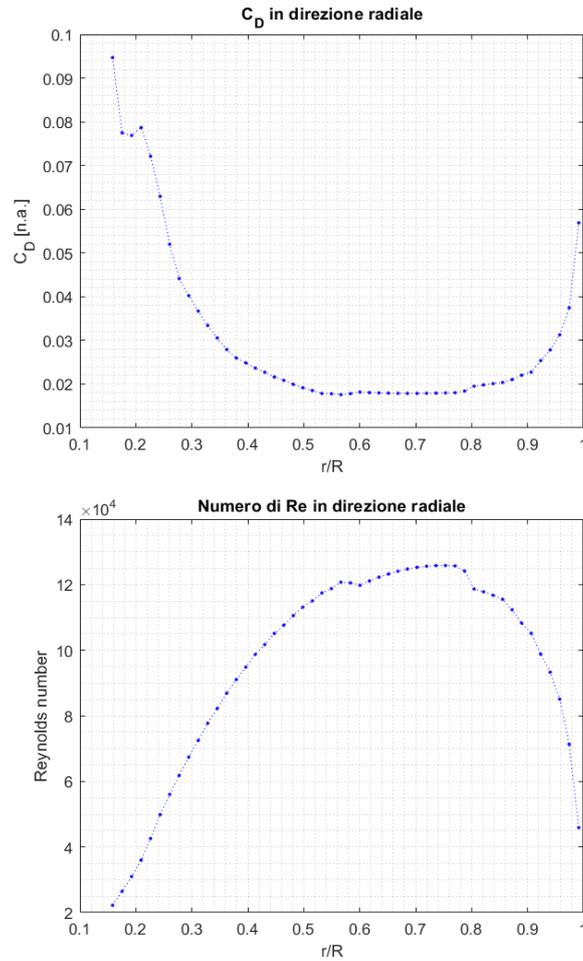


Figura 6.4: Andamento coeff. di portanza, resistenza e numero di Reynolds in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.25$ - No metodo iterativo

Nonostante il valore di spostamento al tip utilizzato per questa configurazione sia piccolo e porti di conseguenza ad avere una legge di variazione dell'angolo di freccia piuttosto dolce e attenuata, si ha comunque una modifica degli andamenti dei parametri riportati nella figura precedente rispetto al caso di riferimento.

- **Configurazione con spostamento al tip $s_{tip} = 0.25$ - Si metodo iterativo**

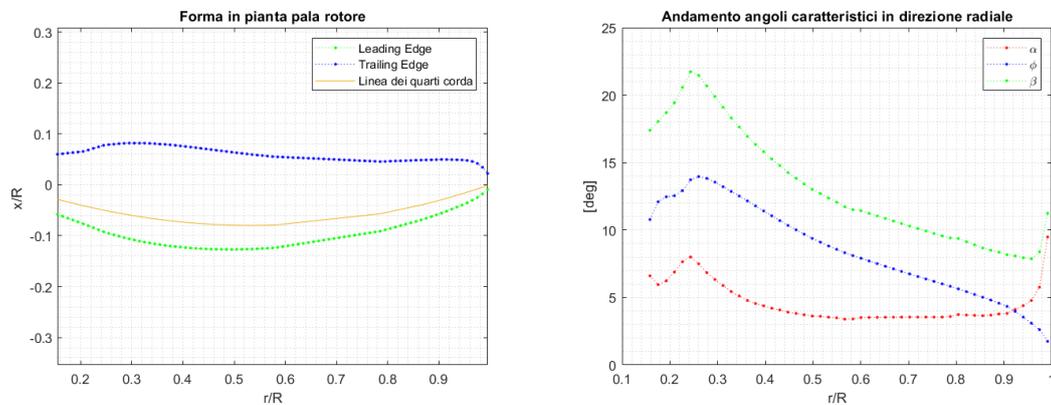


Figura 6.5: Vista in pianta pala rotore e andamento angoli caratteristici in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.25$ - Si metodo iterativo

A parità di spostamento al tip s_{tip} , l'utilizzo del metodo iterativo non porta ad una variazione della legge di evoluzione dei quarti anteriori. Le oscillazioni presenti sul bordo d'attacco e di fuga della pala in Figura 6.5 sono una diretta conseguenza della mancanza di dati nella matrice geometrica tra la coordinata radiale $r/R = 0.58$ e la coordinata radiale $r/R = 0.76$. Pertanto, l'interpolazione dei dati della matrice geometrica, in presenza di un angolo di freccia, comporta questo andamento. Inoltre, come si può notare l'utilizzo del metodo iterativo porta ad avere dei profili caratterizzati da una corda ed un angolo di twist più elevati rispetto ai due casi precedenti. Un confronto diretto tra gli andamenti degli angoli caratteristici del rotore e le forme in pianta delle configurazioni analizzate è riportato nelle Figure 6.11-6.14.

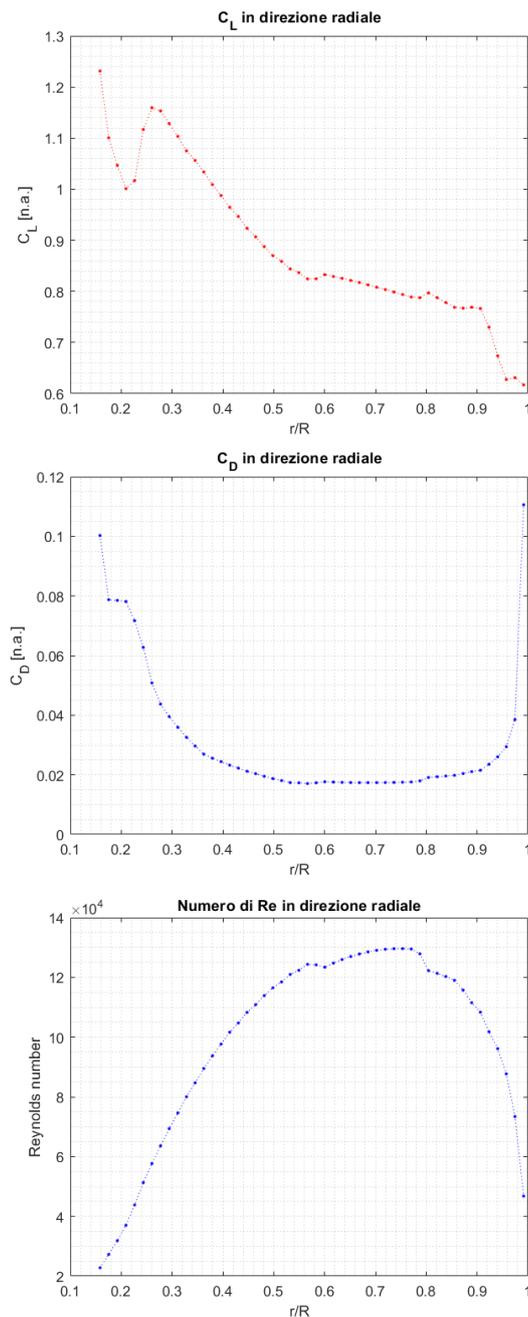


Figura 6.6: Andamento coeff. di portanza, resistenza e numero di Reynolds in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.25$ - Si metodo iterativo

Nella tabella seguente sono riportati i valori di spinta T , coppia Q e potenza P ed i relativi parametri adimensionali del rotore con spostamento al tip $s_{tip} = 0.25$ tramite il modello *BEMT* sia prima sia dopo l'utilizzo del metodo iterativo necessario a ripristinare le prestazioni del rotore di riferimento.

	T - [N]	c_T - [-]	Q - [Nm]	c_Q - [-]	P - [W]	c_P - [-]
Rot. 0.25 - No metodo iterativo	12.9871	9.731 E-3	0.2412	9.487 E-4	126.2887	5.961 E-3
Rot. 0.25 - Si metodo iterativo	13.1710	9.869 E-3	0.2461	9.679 E-4	127.8381	6.081 E-3

Tabella 6.2: Risultati modello BEMT - Rotore $s_{tip} = 0.25$

6.1.3 Rotore con spostamento al tip $s_{tip} = 0.50$

Si riportano di seguito i risultati del modello *BEMT* per il rotore con spostamento al tip $s_{tip} = 0.50$ sia con sia senza l'applicazione del metodo iterativo per il ripristino delle prestazioni.

- **Configurazione con spostamento al tip $s_{tip} = 0.50$ - No metodo iterativo**

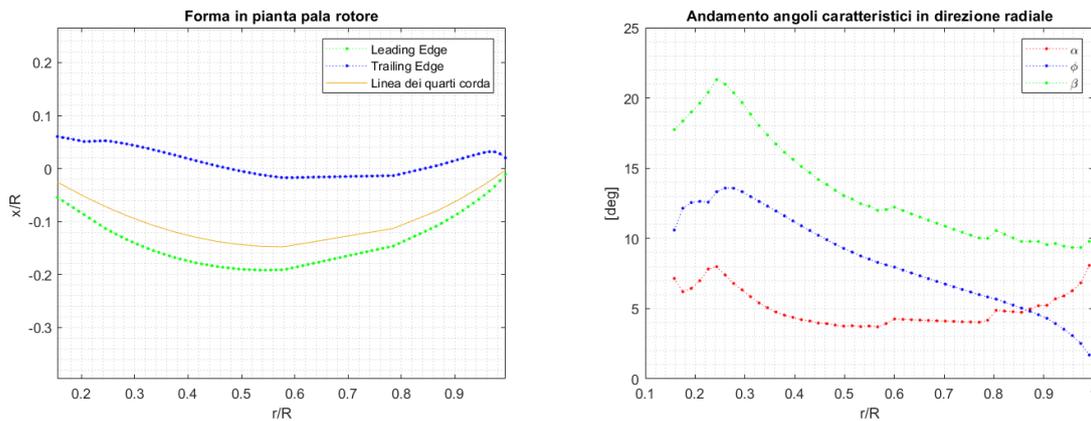


Figura 6.7: Vista in pianta pala rotore e andamento angoli caratteristici in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.50$ - No metodo iterativo

Si può subito notare come l'imposizione di uno spostamento all'estremità del rotore $s_{tip} = 0.50$ comporti una legge di variazione dell'angolo di freccia più accentuata ed aggressiva rispetto alla configurazione precedente. Anche in questo caso l'andamento irregolare del perimetro della pala e della linea dei quarti corda anteriori è una conseguenza della mancanza di dati all'interno della matrice geometrica tra la coordinata radiale $r/R = 0.58$ e la coordinata radiale $r/R = 0.76$.

Anche l'andamento dell'angolo d'attacco α e di conseguenza dell'angolo di influsso ϕ risultano essere cambiati maggiormente rispetto alla configurazione analizzata precedentemente. Dall'andamento dell'angolo d'attacco α riportato nella precedente figura appare chiara la necessità dell'introduzione del metodo iterativo per ripristinare la distribuzione ottimale del rotore di riferimento scelta come valore desiderato.

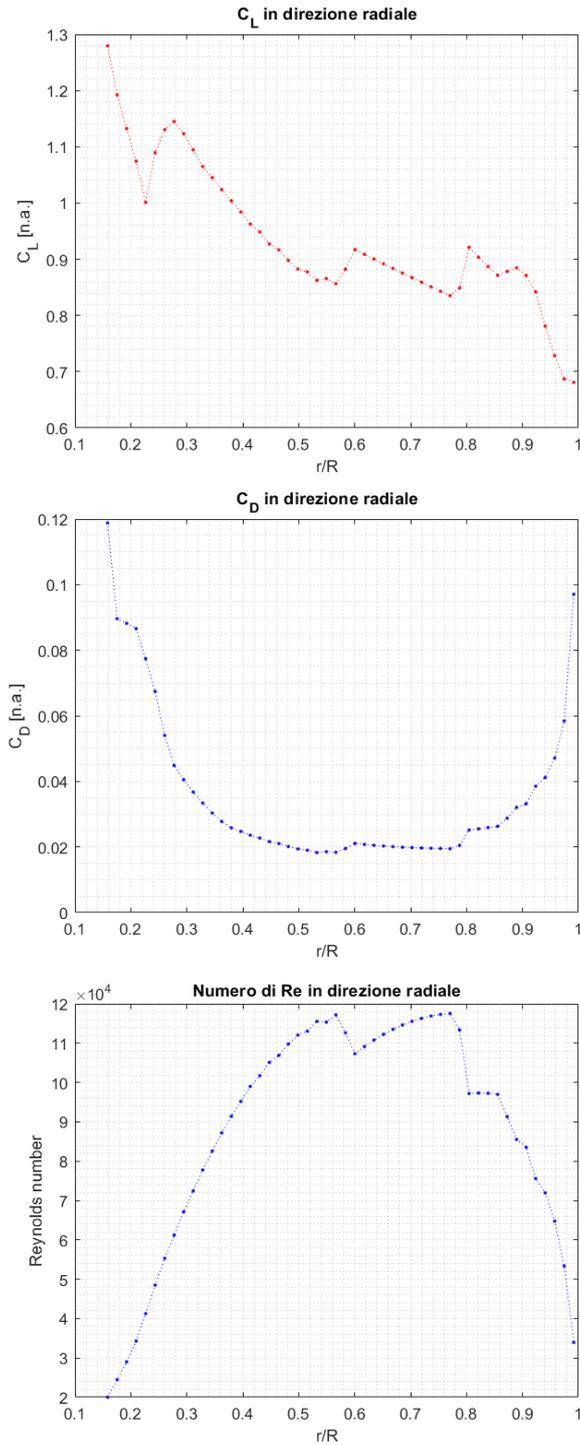


Figura 6.8: Andamento coeff. di portanza, resistenza e numero di Reynolds in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.50$ - No metodo iterativo

La variazione più accentuata degli andamenti degli angoli caratteristici, dei coefficienti aerodinamici e del numero di Reynolds porteranno sicuramente ad una maggiore variazione delle prestazioni del rotore con spostamento al tip $s_{tip} = 0.5$ rispetto al rotore di riferimento e ad una maggiore correzione tramite il metodo iterativo.

- **Configurazione con spostamento al tip $s_{tip} = 0.50$ - Si metodo iterativo**

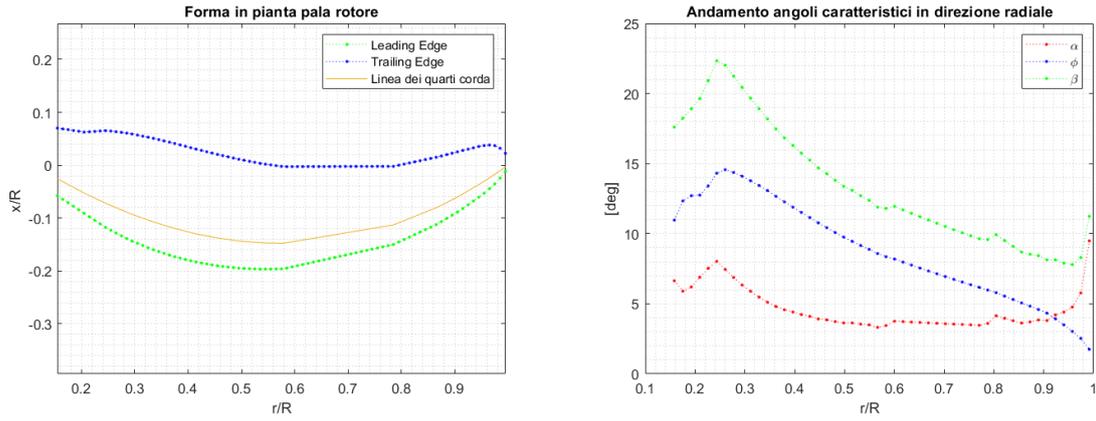
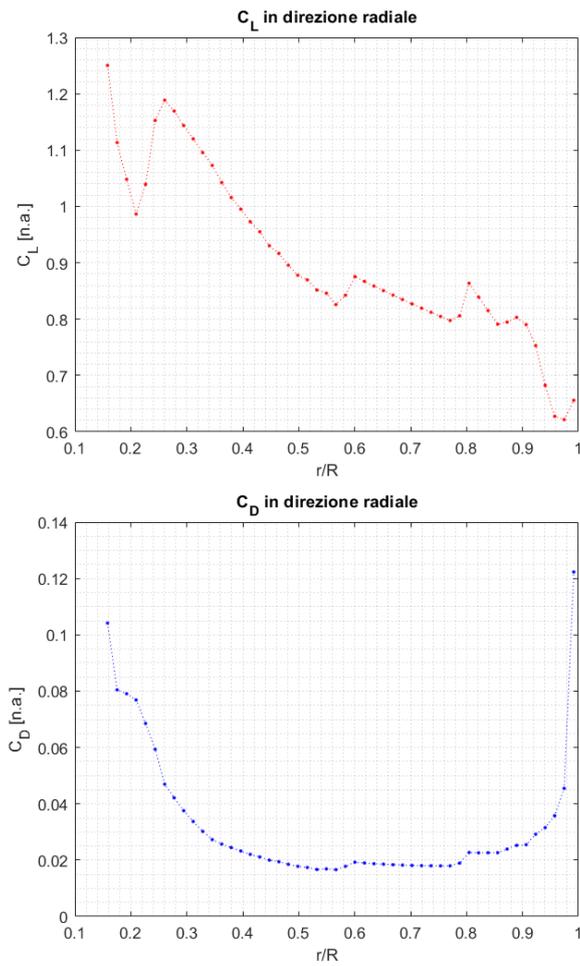


Figura 6.9: Vista in pianta pala rotore e andamento angoli caratteristici in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.50$ - Si metodo iterativo

Si noti come in seguito all'implementazione del metodo iterativo anche in questo caso la pala presenti dei profili alari caratterizzati sia da un corda sia da un angolo di twist maggiori rispetto a quando il metodo non viene impiegato.



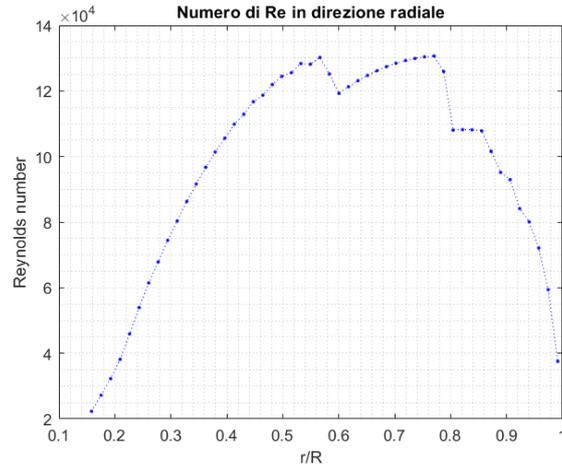


Figura 6.10: Andamento coeff. di portanza, resistenza e numero di Reynolds in direzione radiale - Rotore $s_{tip} = 0.50$ - Si metodo iterativo

Nella tabella seguente sono riportati i valori di spinta T , coppia Q e potenza P ed i relativi parametri adimensionali del rotore con spostamento al tip $s_{tip} = 0.50$ tramite il modello *BEMT* sia prima sia dopo l'utilizzo del metodo iterativo necessario a ripristinare le prestazioni del rotore di riferimento.

	T - [N]	c_T - [-]	Q - [Nm]	c_Q - [-]	P - [W]	c_P - [-]
Rot. 0.50 - No metodo iterativo	12.4581	9.335 E-3	0.2386	9.385 E-4	124.9471	5.897 E-3
Rot. 0.50 - Si metodo iterativo	13.1746	9.871 E-3	0.2532	9.959 E-4	132.5533	6.257 E-3

Tabella 6.3: Risultati modello BEMT - Rotore $s_{tip} = 0.50$

Di seguito, si riporta un confronto tra la forma in pianta del rotore *T-Motor 15x5 Carbon Fiber* e le due configurazioni con freccia analizzate sia prima sia dopo avere implementato il metodo iterativo.

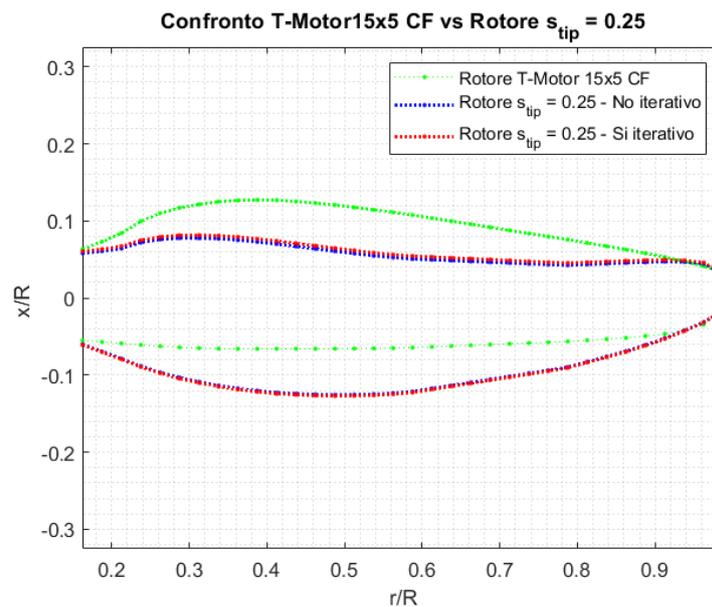


Figura 6.11: Confronto forme in pianta rotore *T-Motor 15x5 CF*, rotore con $s_{tip} = 0.25$ con e senza metodo iterativo

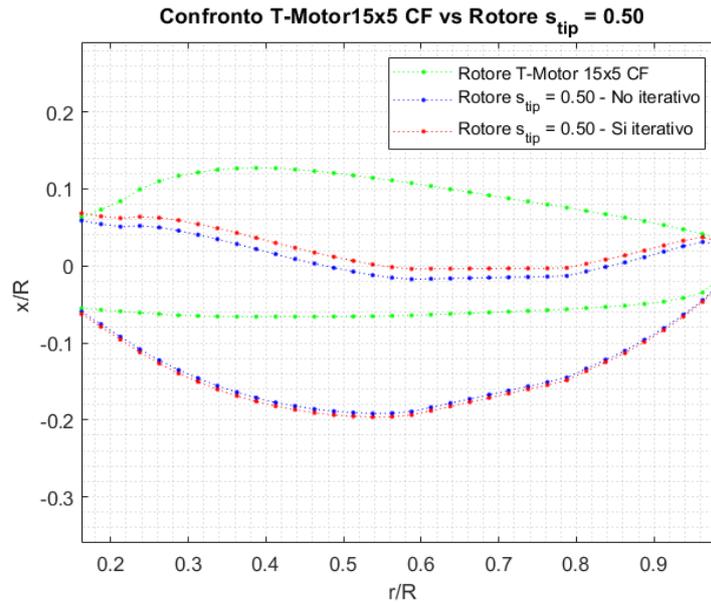


Figura 6.12: Confronto forme in pianta rotore *T-Motor 15x5 CF*, rotore con $s_{tip} = 0.50$ con e senza metodo iterativo

Confrontando le due figure precedenti, si nota come effettivamente nel secondo caso l'effetto della modifica geometrica dovuta all'introduzione dell'angolo di freccia sia molto più accentuato. Appare chiare come l'utilizzo del metodo iterativo per il ripristino delle prestazioni porti ad un aumento della corda dei profili in modo tale da garantire la stessa spinta del rotore di riferimento. Infatti, in questo caso la riduzione della spinta dovuta all'introduzione dell'angolo di freccia sarà maggiore rispetto al rotore con $s_{tip} = 0.25$.

È possibile valutare l'effetto del metodo iterativo sulle leggi di distribuzione dell'angolo d'attacco α e dell'angolo di twist β dei profili alari in direzione radiale. La variazione dell'angolo di influsso ϕ non è riportata poiché questo angolo è legato agli altri due da una semplice relazione algebrica.

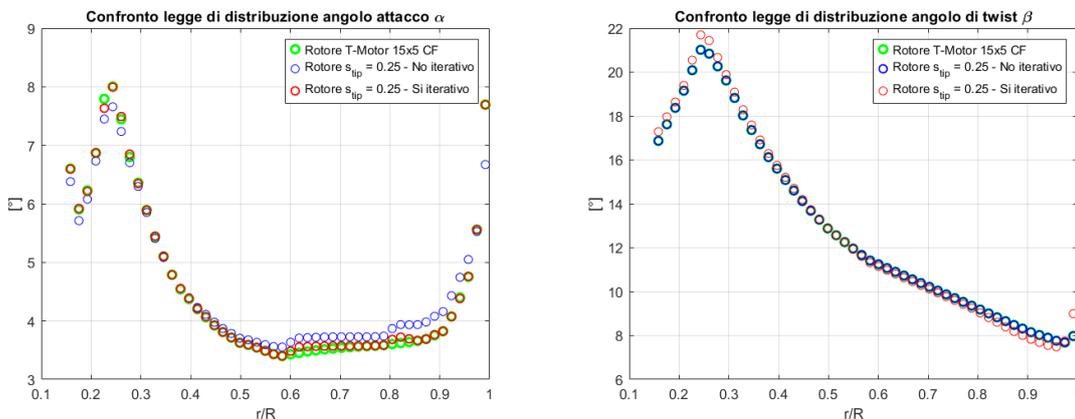


Figura 6.13: Confronto leggi di distribuzione α e β in direzione radiale - *T-Motor15x5 CF* vs Rot. 0.25

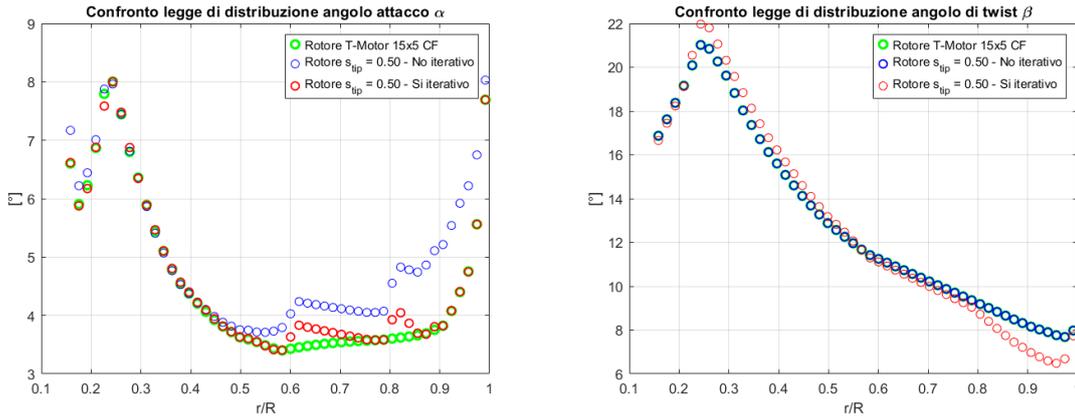


Figura 6.14: Confronto leggi di distribuzione α e β in direzione radiale - T-Motor15x5 CF vs Rot. 0.50

Si nota come l'utilizzo del metodo iterativo porti ad una modifica della distribuzione dell'angolo di twist β dei profili lungo la pala del rotore. Questa variazione è finalizzata a ripristinare l'angolo d'attacco ottimale del rotore di riferimento anche in presenza di un angolo di freccia. Tuttavia, per entrambe le configurazioni con modifica geometrica si nota come il metodo iterativo incontri maggiori difficoltà a ripristinare i valori di angolo d'attacco del rotore di riferimento nella porzione centrale della pala. Questo è dovuto a:

- mancanza di un maggior numero di dati tra la coordinata radiale $r/R = 0.58$ e la coordinata radiale $r/R = 0.76$ porta ad oscillazioni dovute all'interpolazione dei dati in presenza di angolo di freccia;
- imposizione del criterio di uscita dal metodo iterativo sul valore di spinta T prodotto da rotore e non sull'effettivo raggiungimento della distribuzione di angolo d'attacco desiderata.

Si riportano ora in un'unica tabella i valori dei coefficienti di spinta c_T e coppia c_Q del modello *BEMT* per le diverse configurazioni analizzate:

	$c_{T_{BEMT}}$	$c_{Q_{BEMT}}$
T-Motor 15x5 CF	9.868 E-3	9.566 E-4
Rot. 025 - No metodo iterativo	9.731 E-3	9.487 E-4
Rot. 025 - Si metodo iterativo	9.869 E-3	9.679 E-4
Rot. 050 - No metodo iterativo	9.335 E-3	9.385 E-4
Rot. 050 - Si metodo iterativo	9.871 E-3	9.959 E-4

Tabella 6.4: Confronto coefficienti di spinta c_T e coppia c_Q - Modello BEMT

I valori riportati in Tabella 6.4 evidenziano come l'introduzione di un angolo di freccia porti ad una riduzione delle prestazioni e questo effetto è sempre più accentuato con l'aumento dello spostamento al tip della pala. Inoltre, si nota come l'utilizzo del metodo iterativo porti ad un effettivo ripristino dalla spinta T generata dal rotore anche se è possibile notare un lieve aumento della coppia necessaria e quindi un incremento del consumo di potenza.

6.2 Risultati CFD

In questa sezione sono riportati i risultati ottenuti tramite il modello fluidodinamico validato nel *Capitolo 5*. A partire dai modelli *CAD* presentati precedentemente, sono state condotte delle simulazioni *CFD* utilizzando sia un griglia di calcolo più grezza (*4.5 Milioni di celle* circa) sia una griglia di calcolo più fine (*10 Milioni di celle* circa). Le simulazioni sono state eseguite con le condizioni operative presentate in Tabella 3.3.

Di seguito, per ciascuna configurazione saranno presentati, i valori numerici ricavati con entrambe le mesh di calcolo per quanto riguarda la spinta T , la coppia Q ed i relativi coefficienti adimensionali.

Al contrario, si farà riferimento solo ai risultati della griglia di calcolo più fine per quanto riguarda le figure presentate di seguito. Si effettuerà un confronto generale tra il rotore di riferimento ed i due rotori con freccia ottenuti tramite il metodo iterativo. Le immagini riportano dettagli riguardanti la distribuzione del campo di pressioni sulla pala, le caratteristiche del tubo di flusso a valle del rotore, le caratteristiche del flusso attorno ad un profilo alare posto ad $r/R = 0.594$ ed i grafici di spinta T e coppia Q .

Successivamente, saranno presentati all'interno di tabelle i risultati numerici dalle simulazioni *CFD* e sarà effettuato un confronto diretto con i risultati del modello *BEMT*.

6.2.1 Distribuzione di pressione sulla pala del rotore

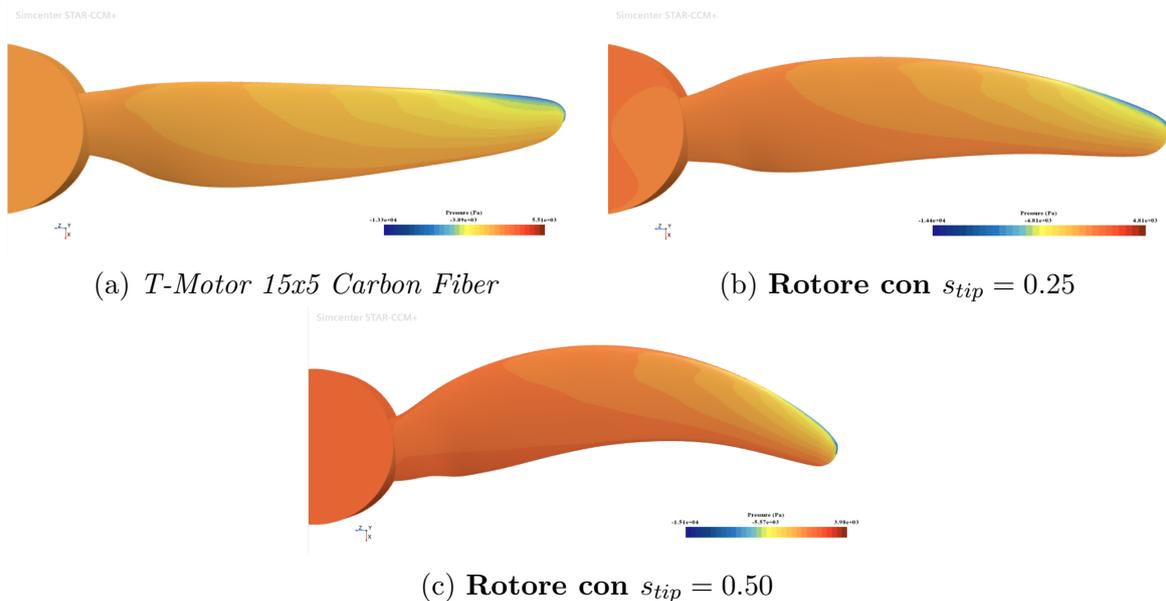


Figura 6.15: Confronto distribuzione di pressione sul dorso della pala

Si nota una riduzione dei valori di pressione spostandosi verso il tip della pala lungo il suo bordo d'attacco. Inoltre, è possibile osservare come le variazioni di pressione rispetto al valore di riferimento siano differenti nei tre casi analizzati. Infatti, le due configurazioni con freccia presentano una maggiore riduzione ed un minore aumento della pressione rispetto a $p_\infty = 101325$.

6.2.2 Tubo di flusso a valle del rotore

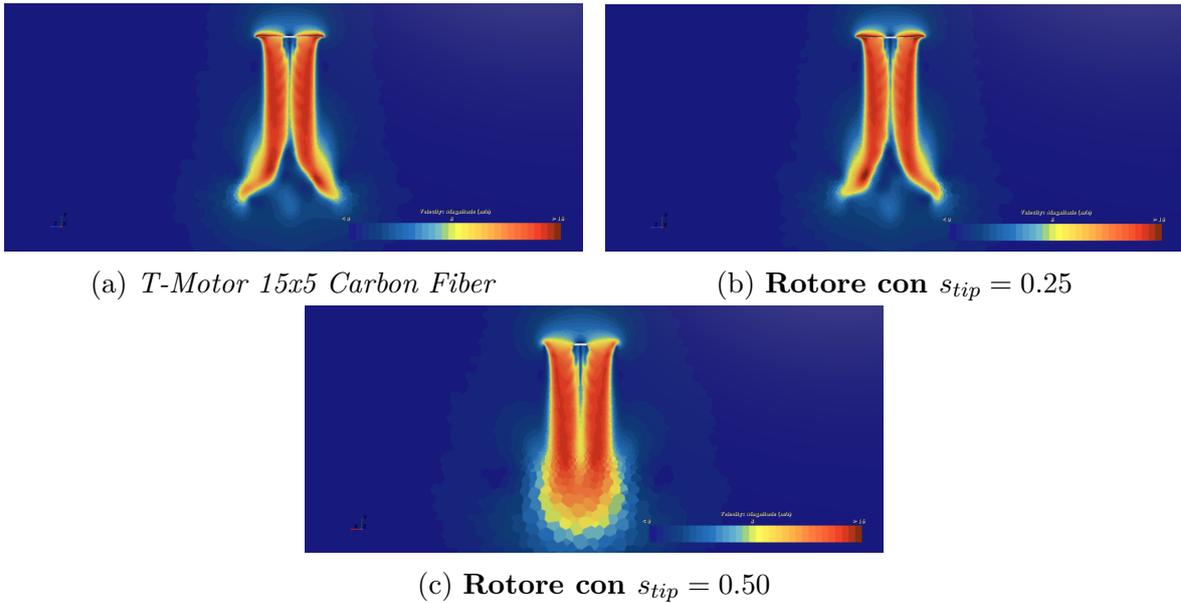


Figura 6.16: Confronto distribuzione di pressione sul dorso della pala

Il tubo di flusso è ben definito grazie all'utilizzo del raffinamento di volume nella zona del dominio di calcolo prossima al rotore. La Figura 6.16c mostra delle differenze nell'evoluzione del tubo di flusso a valle rispetto alle altre due. Tuttavia, questo cambiamento è dovuto ad una diversa estensione della zona raffinata lungo l'asse del rotore. In Figura 6.16a e Figura 6.16b si osserva a valle del tubo di flusso la presenza di una bolla di ricircolo che rappresenta il vortice iniziale della simulazione.

6.2.3 Distribuzione vortici nel campo di moto

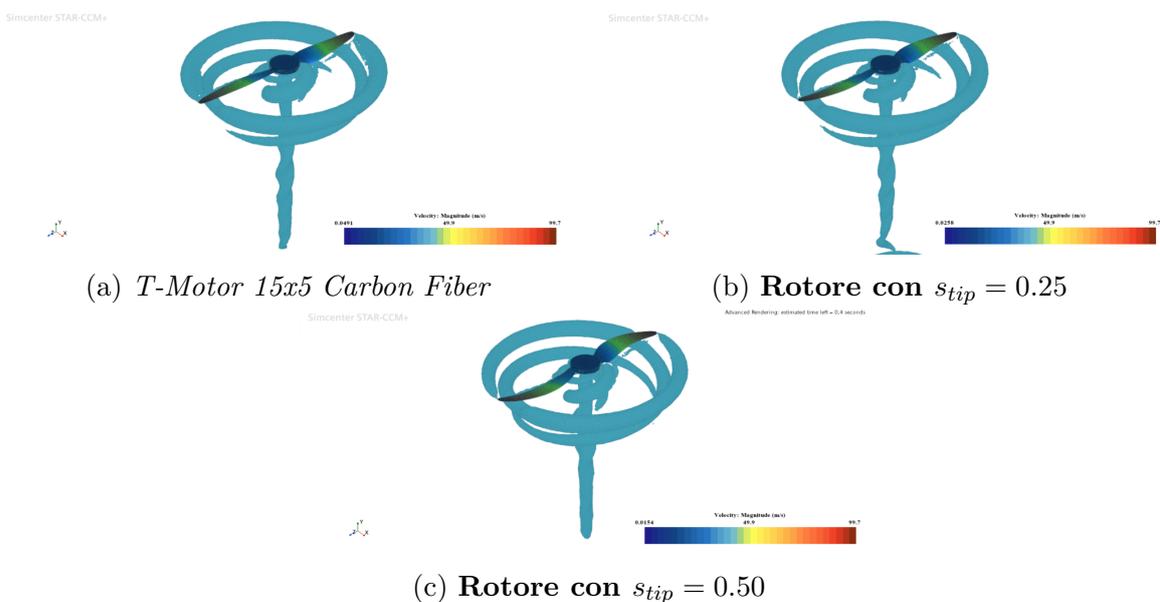


Figura 6.17: Confronto vortici al tip della pala e a valle del mozzo

È possibile notare come la simulazione con griglia fine riesca a catturare bene i vortici che si generano all'estremità delle pale e si può notare a valle del mozzo del rotore, lungo la direzione assiale, il moto vorticoso dovuto alla rotazione della scia. Il numero di rivoluzioni del rotore utilizzato per le simulazioni è adeguato in quanto è stato possibile cogliere bene le caratteristiche dei primi vortici a valle del rotore, i quali influiscono sulle sue prestazioni.

6.2.4 Campo di velocità attorno ad un profilo alare

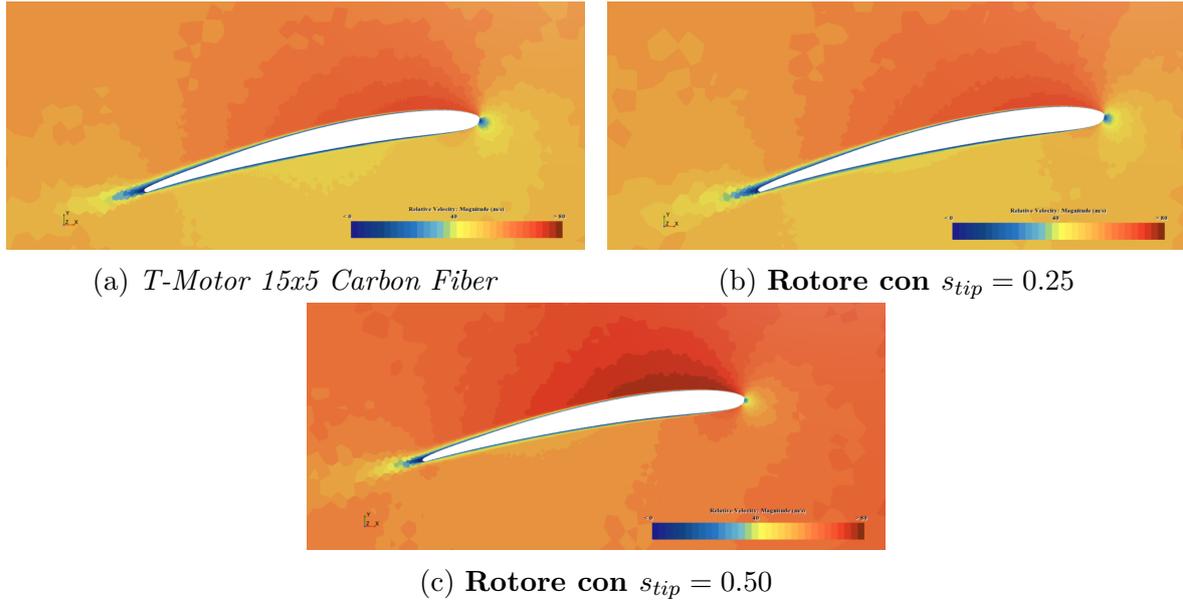
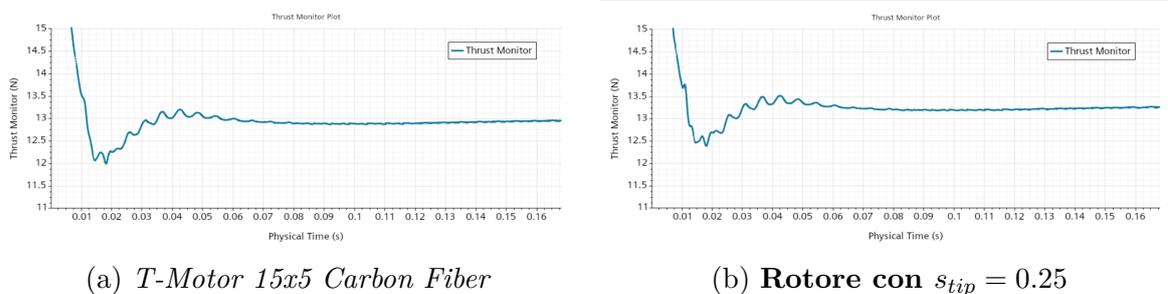
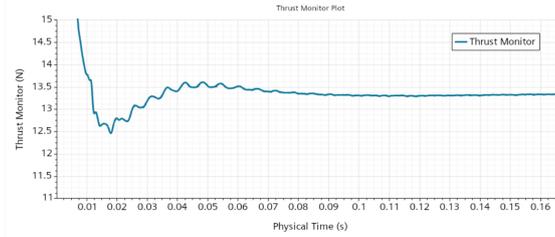


Figura 6.18: Caratteristiche del flusso attorno al profilo alare collocato in $r/R = 0.594$

Nelle immagini precedenti è possibile osservare l'evoluzione del flusso attorno ad un profilo alare posto in $r/R = 0.594$ lungo la pala del rotore. È ben evidente il punto d'arresto della corrente e l'evoluzione della scia a valle del profilo. Inoltre, è possibile osservare come a contatto con le pareti sia presente lo strato limite che viene ben catturato dalla presenza del *Prism Layer*. Infine, lungo il dorso del profilo si nota chiaramente come la corrente accelera e sia in fase di espansione.

6.2.5 Valutazione della spinta $T(t)$





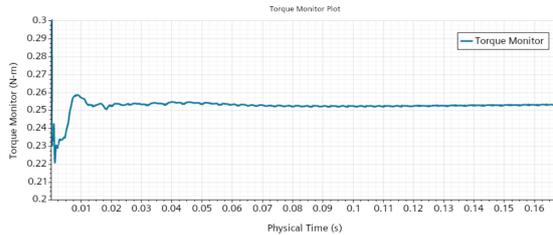
(a) Rotore con $stip = 0.50$

Figura 6.20: Valutazione spinta T in funzione del tempo t

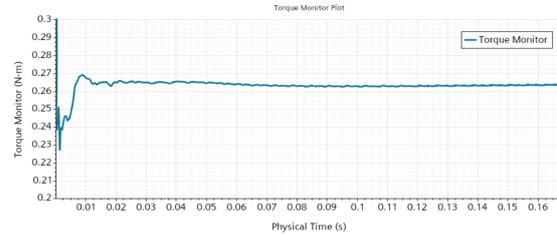
Gli andamenti dei valori di spinta $T(t)$, riportati nelle figure precedenti, dopo le oscillazioni iniziali, mettono in evidenza la convergenza delle simulazioni analizzate.

Tuttavia, il trend dei valori, dopo essere giunto ad un valore asintotico in corrispondenza di $t = 0.12 \text{ sec}$, è caratterizzato da una crescita contenuta. Questo comportamento è dovuto alla riduzione del time step utilizzato per le ultime quattro rivoluzioni del rotore, che vanno a definire meglio le caratteristiche del campo di moto. Sicuramente, aver fatto proseguire le simulazioni per qualche altra rivoluzione avrebbe condotto nuovamente ad un valore asintotico.

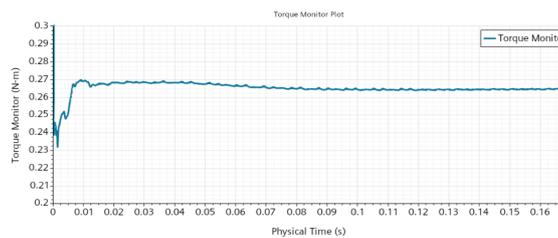
6.2.6 Valutazione della coppia $Q(t)$



(a) *T-Motor 15x5 Carbon Fiber*



(b) Rotore con $stip = 0.25$



(c) Rotore con $stip = 0.50$

Figura 6.21: Valutazione spinta Q in funzione del tempo t

Gli andamenti dei valori di coppia $Q(t)$, riportati nelle figure precedenti, dopo le oscillazioni iniziali, mettono in evidenza la convergenza delle simulazioni analizzate.

Tuttavia, il trend dei valori, dopo essere giunto ad un valore asintotico in corrispondenza di $t = 0.12 \text{ sec}$, è caratterizzato da una crescita contenuta. Questo comportamento è dovuto alla riduzione del time step utilizzato per le ultime quattro rivoluzioni del rotore, che vanno a definire meglio le caratteristiche del campo di moto. Sicuramente, aver fatto proseguire le simulazioni per qualche altra rivoluzione avrebbe condotto nuovamente ad un valore asintotico.

6.2.7 Valori di spinta T e coppia Q ottenuti con le simulazioni *CFD*

- Griglia di calcolo grezza

	T - [N]	c_T - [-]	Q - [Nm]	c_Q - [-]
T-Motor 15x5 CF	12.6213	9.457 E-3	0.2580	1.015 E-3
Rot. 025 - No metodo iterativo	12.7951	9.587 E-3	0.2651	1.043 E-3
Rot. 025 - Si metodo iterativo	12.9238	9.683 E-3	0.2684	1.056 E-3
Rot. 050 - No metodo iterativo	12.5379	9.394 E-3	0.2587	1.018 E-3
Rot. 050 - Si metodo iterativo	12.9784	9.724 E-3	0.2698	1.061 E-3

Tabella 6.5: Risultati simulazioni *CFD* ottenuti con griglia grezza

- Griglia di calcolo fine

	T - [N]	c_T - [-]	Q - [Nm]	c_Q - [-]
T-Motor 15x5 CF	12.9506	9.704 E-3	0.2531	9.955 E-4
Rot. 025 - No metodo iterativo	13.1142	9.826 E-3	0.2592	1.019 E-3
Rot. 025 - Si metodo iterativo	13.2572	9.933 E-3	0.2635	1.037 E-3
Rot. 050 - No metodo iterativo	12.8688	9.642 E-3	0.2532	9.959 E-4
Rot. 050 - Si metodo iterativo	13.3426	9.997 E-3	0.2645	1.040 E-3

Tabella 6.6: Risultati simulazioni *CFD* ottenuti con griglia fine

Le considerazioni e l'elaborazione dei dati sarà concentrata sui parametri adimensionali c_T e c_Q . Dai risultati riportati in Tabella 6.5 e in Tabella 6.6 si notano i seguenti aspetti:

- L'utilizzo di una griglia più fine comporta in tutti i casi analizzati un aumento, dello stesso ordine di grandezza, del modulo del coefficiente di spinta c_T . Allo stesso modo si evidenzia una riduzione dei valori del coefficiente di coppia c_Q . Questi risultati sono consistenti con l'introduzione di un raffinamento della griglia di calcolo.
- Per quanto riguarda il rotore di riferimento, il valore del coefficiente di spinta c_T valutato tramite *CFD* risultata essere sempre minore rispetto ai valori delle altre due configurazioni con angolo di freccia analizzate. Questo aspetto si conserva anche utilizzando una griglia di calcolo più fine;
- In accordo con le aspettative teoriche, a parità di mesh di calcolo, il rotore con un minore spostamento al tip presenta variazioni contenute dei coefficienti rispetto alla geometria di riferimento;
- A parità di configurazione con freccia, l'impiego del metodo iterativo porta sempre ad un aumento dei coefficienti di spinta e coppia come previsto dal modello *BEMT*.

6.3 Confronto valori modello *BEMT* e *CFD*

In questo paragrafo si confrontano i valori dei parametri adimensionali c_T e c_Q calcolati sia con il modello *BEMT* di ordine ridotto sia con le simulazioni *CFD*. Si effettueranno separatamente i confronti relativi alle due tipologie di raffinamento della griglia di calcolo. Per comodità espositiva i rotori analizzati verranno rinominati come segue:

- * *Rotore T-Motor 15x5 CF* → **Rotore A**;
- * Rot. 025 - No metodo iterativo → **Rotore B**;
- * Rot. 025 - Si metodo iterativo → **Rotore C**;
- * Rot. 050 - No metodo iterativo → **Rotore D**;
- * Rot. 050 - Si metodo iterativo → **Rotore E**;

- **Griglia di calcolo grezza**

	c_{TBEMT}	c_{TCFD}	c_{QBEMT}	c_{QCFD}
Rotore A	9.868 E-3	9.457 E-3	9.566 E-4	1.015 E-3
Rotore B	9.731 E-3	9.587 E-3	9.487 E-4	1.043 E-3
Rotore C	9.869 E-3	9.683 E-3	9.679 E-4	1.056 E-3
Rotore D	9.335 E-3	9.394 E-3	9.385 E-4	1.018 E-3
Rotore E	9.871 E-3	9.724 E-3	9.959 E-4	1.061 E-3

Tabella 6.7: Confronto coefficienti di spinta c_T e coppia c_Q - Griglia di calcolo grezza

I risultati del modello *BEMT* mostrano delle differenze rispetto a quelli delle simulazioni *CFD* con griglia di calcolo grezza. Considerando il rotore di riferimento, il valore stimato dalla *CFD* è minore rispetto al valore ottenuto tramite il modello *BEMT*. Questo aspetto è consistente con il fatto che la metodologia di ordine ridotto, date le ipotesi semplificative su cui si basa, porti ad una valutazione approssimata delle prestazioni. Confrontando, invece, le configurazioni con angolo di freccia λ si nota come i risultati ricavati tramite le due metodologie risultino essere più vicini tra loro anche se è sempre presente una certa discrepanza. In tutti i casi analizzati la stima coefficiente di coppia c_Q ottenuta dal modello *BEMT* è minore rispetto a quella ottenuta con le simulazioni *CFD*.

Tuttavia, nonostante cambino i valori discreti ottenuti attraverso le due metodologie impiegate, si conserva l'ordine di grandezza della differenza relativa tra i valori dei coefficienti prestazionali ricavati prima e dopo l'impiego del metodo iterativo per uno stesso valore dell'angolo di freccia. Per avere conferma di questo, si faccia riferimento alla Tabella 6.8.

Si definisce l'errore relativo per i coefficienti di spinta e di coppia come:

$$\epsilon_{relc_T} = \frac{|c_{TNo\ Iterativo} - c_{TSi\ Iterativo}|}{c_{TNo\ Iterativo}}$$

$$\epsilon_{relc_Q} = \frac{|c_{QNo\ Iterativo} - c_{QSi\ Iterativo}|}{c_{QNo\ Iterativo}}$$

Considerando le configurazioni con angolo di freccia, si ottengono i seguenti valori:

	$\epsilon_{relc_{TBEMT}}$	$\epsilon_{relc_{TCFD}}$	$\epsilon_{relc_{QBEMT}}$	$\epsilon_{relc_{QCFD}}$
Rotore B vs Rotore C	0.0142	0.0101	0.0202	0.0125
Rotore D vs Rotore E	0.0574	0.0351	0.0611	0.0405

Tabella 6.8: Differenza assoluta coefficienti di spinta e coppia - Configurazioni con freccia - Mesh di calcolo grezza

- **Griglia di calcolo fine**

	c_{TBEMT}	c_{TCFD}	c_{QBEMT}	c_{QCFD}
Rotore A	9.868 E-3	9.704 E-3	9.566 E-4	9.955 E-4
Rotore B	9.731 E-3	9.826 E-3	9.487 E-4	1.019 E-3
Rotore C	9.869 E-3	9.933 E-3	9.679 E-4	1.037 E-3
Rotore D	9.335 E-3	9.642 E-3	9.385 E-4	9.959 E-4
Rotore E	9.871 E-3	9.997 E-3	9.959 E-4	1.040 E-3

Tabella 6.9: Confronto coefficienti di spinta c_T e coppia c_Q - Griglia di calcolo fine

L'impiego di una griglia di calcolo più fine, permette di stimare meglio i valori di spinta e coppia delle configurazioni analizzate. Infatti, una griglia con un maggior numero di celle aventi dimensione minore permette di cogliere in maniera più dettagliata diverse caratteristiche del flusso sia nella scia a valle del rotore sia in prossimità delle zone di interazione tra una pala e la scia generata dall'altra.

Per tutte le configurazioni analizzate, i valori del coefficiente di spinta c_T riportati in Tabella 6.9 sono maggiori rispetto a quelli presentati in Tabella 6.7.

Per il rotore di riferimento, anche in questo caso si ottiene un valore del coefficiente di spinta minore rispetto a quello del modello *BEMT* e delle configurazioni con freccia.

Per quanto riguarda i rotori con geometria modificata, anche in questo caso i valori discreti dei due modelli differiscono ma andando a confrontare le differenze relative, a parità di configurazione analizzata, queste si conservano nel passaggio da un modello all'altro:

	$\epsilon_{relc_{TBEMT}}$	$\epsilon_{relc_{TCFD}}$	$\epsilon_{relc_{QBEMT}}$	$\epsilon_{relc_{QCFD}}$
Rotore B vs Rotore C	0.0142	0.0109	0.0202	0.0177
Rotore D vs Rotore E	0.0574	0.0368	0.0612	0.04428

Tabella 6.10: Differenza assoluta coefficienti di spinta e coppia - Configurazioni con freccia - Mesh di calcolo fine

Al fine di comprendere meglio i risultati del confronto dei coefficienti prestazionali riportati nelle tabelle precedenti si è valutato il carico puntuale generato da ciascun elemento di pala. Sono riportati solo i grafici di confronto tra il rotore *T-Motor 15x5 Carbon Fiber* e la configurazione con spostamento al tip $s_{tip} = 0.50$ in quanto le variazioni sono più accentuate. Le analisi condotte su questi grafici sono analoghe a

quelle che del confronto tra il rotore di riferimento e la configurazione con spostamento al tip $s_{tip} = 0.25$.

In base a quanto riportato in Figura 6.22, il metodo iterativo compensa la perdita di spinta agendo su buona parte della pala ad eccezione della sua estremità. Infatti, i valori di carico relativi alla configurazione con freccia ottenuta con il metodo iterativo sono maggiori rispetto a quelli del rotore di riferimento ovunque tranne che nell'ultima porzione di pala, nonostante un effettivo incremento dei valori di corda dei profili alari (Tabella 3.6 e Tabella 3.7). Pertanto, nell'ultima porzione di pala il modello *BEMT* valuta per le configurazioni con freccia un carico sempre inferiore rispetto al rotore di riferimento.

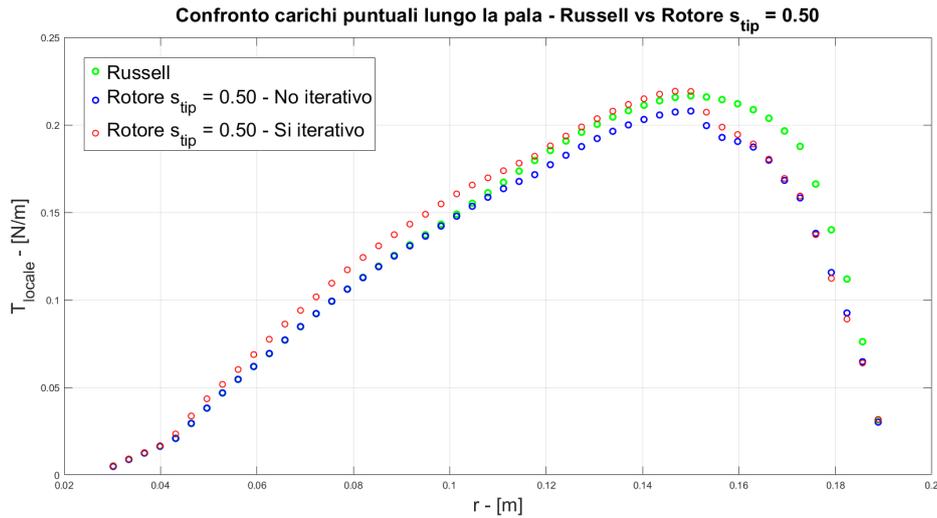


Figura 6.22: Confronto carichi puntuali modello BEMT - Russell vs Rot. 050

La Figura 6.23 evidenzia i carichi valutati con le simulazioni *CFD* e generati da ciascun elemento di pala. Se per buona parte della pala è presente un comportamento simile al modello *BEMT*, una differenza netta si evidenzia in prossimità della sua estremità, dove il carico prodotto dalle configurazioni con freccia è superiore rispetto a quello generato dal rotore di riferimento.

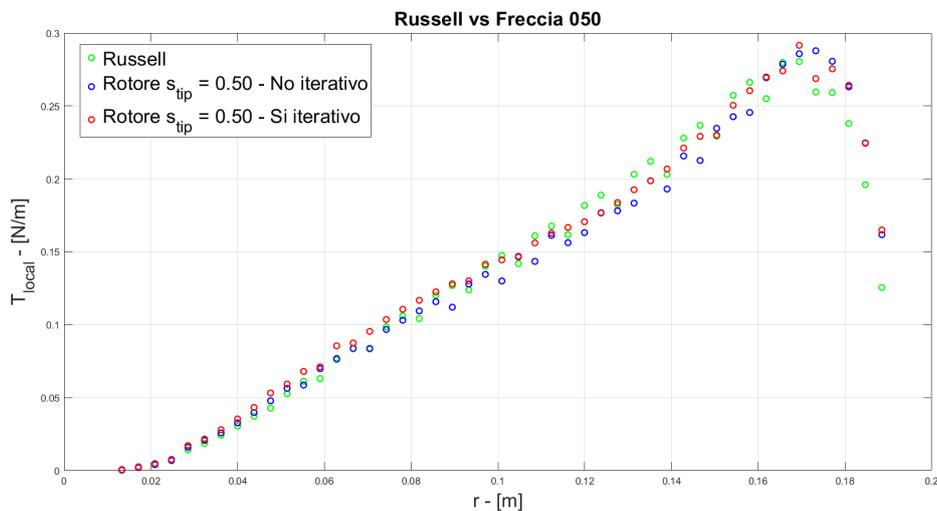


Figura 6.23: Confronto carichi puntuali simulazioni CFD - Russell vs Rot. 050

Capitolo 7

Conclusioni e sviluppi futuri

Il lavoro condotto nel progetto di tesi ha analizzato la possibilità di impiego del modello *BEMT* sia per la valutazione delle prestazioni di un rotore di piccole dimensioni sia per ottimizzare la sua geometria in seguito all'introduzione di un angolo di freccia con l'obiettivo di ripristinare le prestazioni del rotore di partenza.

Sulla base dei risultati riportati nel *Capitolo 6*, si evidenzia la capacità del modello *BEMT* di stimare le prestazioni del rotore di riferimento in condizioni di hovering. I valori ottenuti sono confrontabili con i valori sperimentali riportati in letteratura [1] anche se è presente una differenza dovuta alle ipotesi semplificative che sono alla base del modello stesso.

Successivamente, la geometria del rotore di riferimento è stata modificata introducendo un angolo di freccia. Per tenere conto di questa variazione, le relazioni del modello di ordine ridotto sono state opportunamente adattate. Sono state analizzate le prestazioni di due configurazioni differenti:

- la prima con uno spostamento al tip delle pale pari a $s_{tip} = 0.25$;
- la seconda con $s_{tip} = 0.50$.

L'analisi condotta tramite il modello *BEMT* ha evidenziato, per entrambe le configurazioni, una riduzione della spinta generata, risultata maggiore nel secondo caso, in accordo con le aspettative teoriche come si può vedere in Tabella 6.4.

Per compensare la perdita di prestazioni, è stato implementato un metodo iterativo volto a determinare una nuova distribuzione della corda dei profili alari. Inoltre, lo stesso metodo è stato impiegato per ottimizzare l'angolo di twist di ciascun profilo, con l'obiettivo di ottenere la distribuzione di angolo d'attacco ottimale, scelta in questo caso pari a quella del rotore *T-Motor 15x5 Carbon Fiber*. Questo approccio ha portato ad un aumento della corda dei profili alari proporzionale all'entità dello spostamento al tip della configurazione analizzata.

Le prestazioni delle due configurazioni ottenute tramite il metodo iterativo sono state valutate tramite il modello *BEMT*. In tutti i casi si è dimostrata la capacità del modello di produrre delle geometrie in grado di generare la stessa spinta del rotore di riferimento anche se con un piccolo incremento della coppia necessaria come riportato in Tabella 6.4. Considerando questi aspetti ed i risultati presentati fino ad ora il modello *BEMT* implementato sembrerebbe in grado di soddisfare l'obiettivo prefissato all'inizio del lavoro. Tuttavia, se si confrontano i risultati del modello di ordine ridotto con le simulazioni *CFD* si notano delle differenze.

La prima differenza evidente riguarda il confronto tra il valore di spinta del rotore di riferimento ottenuto tramite simulazione *CFD* rispetto a quello stimato dal modello *BEMT*. In particolare, la spinta calcolata attraverso le simulazioni numeriche risulta inferiore rispetto ai valori previsti dal modello di ordine ridotto, come riportato in Tabella 6.10. Questa discrepanza è attesa, poiché il modello *BEMT* si basa su ipotesi semplificative che non consentono di cogliere con precisione tutte le caratteristiche del flusso.

Al contrario, analizzando solo i risultati delle simulazioni *CFD* dei rotori con angolo di freccia si osserva come la spinta calcolata sia sempre maggiore rispetto a quella del rotore di riferimento. Allo stesso tempo, a parità di configurazione con angolo di freccia, se si effettua un confronto dei valori ottenuti dalle due metodologie si nota come i valori del modello *BEMT* siano sempre minori.

Se il modello *BEMT* fosse in grado di stimare correttamente le prestazioni dei rotori con freccia, ci si aspetterebbe che la differenza tra i valori di spinta delle due metodologie rimanga dello stesso ordine di grandezza di quella osservata per il rotore di riferimento. Quindi, dal momento che per il rotore di riferimento la spinta stimata del modello *BEMT* è superiore a quella ottenuta con le simulazioni *CFD* questa tendenza dovrebbe conservarsi. I risultati del lavoro evidenziano però per le configurazioni con freccia una stima della spinta con il modello *BEMT* che è sempre inferiore alle simulazioni numeriche.

Per comprendere questi risultati, è stata riportata la spinta puntuale generata da ciascun elemento di pala valutata con entrambe le metodologie (Figura 6.22 e Figura 6.23). Sulla base dei risultati riportati nelle figure è subito evidente l'effetto dell'utilizzo del metodo iterativo. Infatti, il rotore con freccia ottenuto tramite la sua applicazione presenta un carico locale maggiore per buona parte della pala rispetto a quando il metodo non viene impiegato. Inoltre, si nota come per buona parte della pala non ci siano differenze sostanziali tra i valori di spinta locale valutati con i due metodi.

Se si considera, l'estremità della pala la differenza tra i due metodi nella valutazione della spinta è netta. Infatti, il modello di ordine ridotto valuta per le due configurazioni con freccia dei valori di carico minori rispetto al rotore di riferimento. Al contrario, le simulazioni *CFD* valutano nella stessa porzione di pala un carico generato che è maggiore per le configurazioni con freccia.

L'importante differenza presente al tip della pala tra i risultati del modello *BEMT* e le simulazioni *CFD*, in presenza di un angolo di freccia, è dovuta alla mancanza di capacità del modello di ordine ridotto di cogliere effetti tridimensionali come la formazione di vortici di estremità. Infatti, il parametro di correzione delle prestazioni al tip della pala, già presente nel modello, non è adatto per tenere in conto della presenza di queste strutture di flusso.

Il modello *BEMT*, date le sue ipotesi semplificative, sottostima le prestazioni al tip della pala dei rotori con freccia e di conseguenza il metodo iterativo porta ad un incremento eccessivo della spinta generata dalla porzione restante del rotore. Quindi, per questo motivo valutando le prestazioni dei rotori con freccia tramite la *CFD* si ottengono valori di spinta più elevati rispetto a quelli del rotore *T-Motor 15x5 Carbon Fiber*.

Considerando le analisi dei dati raccolti nel presente lavoro di tesi si è dimostrata da un lato la capacità del modello nella valutazione delle prestazioni di rotori di piccola scala. Dall'altro lato, è stato implementato con successo un metodo iterativo che in seguito all'introduzione di un angolo di freccia consenta di ripristinare le prestazioni

del rotore di partenza in termini di spinta generata. Tuttavia, sono presenti diversi aspetti che meritano ulteriori approfondimenti ed ottimizzazioni.

In particolare, sarebbe necessario introdurre nel modello *BEMT* dei parametri di correzione delle prestazioni in presenza di un importante angolo di freccia in modo tale da prevedere correttamente la spinta generata da queste configurazioni geometriche. Questo garantirebbe a sua volta una maggiore precisione delle modifiche operate dal metodo iterativo.

Nel progetto di tesi si è scelto di compensare la perdita di prestazione dei rotori con freccia modificando la corda dei profili alari. Tuttavia, un'alternativa plausibile potrebbe essere quella di intervenire su altri parametri, come il raggio R del rotore o il numero di pale N_B . Va inoltre considerato che, attraverso un processo di ottimizzazione, la distribuzione dell'angolo di attacco desiderata potrebbe essere ridefinita rispetto all'approccio adottato in questo studio, in cui è stato imposto la stessa incidenza del rotore di riferimento. In questo modo, sarebbe possibile garantire che anche il rotore con freccia operi in condizioni ottimali.

Bibliografia

- [1] Carl Russell and Martin Sekula. Comprehensive analysis modeling of small-scale uas rotors. *Vertical Flight Society 73rd Annual Forum & Technology Display*, 2017.
- [2] O Bergmann, F Möhren, C Braun, and F Janser. Aerodynamic analysis of swept propeller with bet and rans. *DLRK 2021*, 2021.
- [3] Elizaveta Makovkina Larisa Kapustina, Natalia Izakova and Michail Khmelkov. The global drone market: main development trends. *SHS Web Conf.*, 129:1–8, 2021.
- [4] D. Floreano and R. J. Wood. Science, technology and the future of small autonomous drones. *Nature*, 521:460–466, 2015.
- [5] W. Yoo, E. Yu, and J. Jung. Drone delivery: Factors affecting the public’s attitude and intention to adopt. *Telematics and Informatics*, 35:1687–1700, 2018.
- [6] S. A. Ning, G. Hayman, R. Damiani, and J. Jonkman. Development and validation of a new blade element momentum skewed-wake model within aerodyn: Preprint. Technical report, Brigham Young University and NREL, 2015.
- [7] T. Wright and S. E. William. Blade sweep for low-speed axial fans. *ASME Journal of Solar Energy Engineering*, 1989(53), 1989.
- [8] M. Y. Pereda Albarrán, M. Kreimeier, W. Enders, and E. Stumpf. Noise evaluation of battery powered small aircraft. *CEAS Aeronautical Journal*, 2019, 2019.
- [9] R. Fattah, W. Chen, H. Wu, Y. Wu, and X. Zhang. Noise measurements of generic small-scale propellers. In *Proceedings of the 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, page 2498, Delft, The Netherlands, 2019.
- [10] G. Sinibaldi and L. Marino. Experimental analysis on the noise of propellers for small uav. *Applied Acoustics*, 74:79–88, 2013.
- [11] Behzad Amirsalari and Joana Rocha. Recent advances in airfoil self-noise passive reduction. *Aerospace*, 10(9), 2023.
- [12] Paolo Candeloro, Daniele Ragni, and Tiziano Pagliaroli. Small-scale rotor aeroacoustics for drone propulsion: A review of noise sources and control strategies. *Fluids*, 7(8), 2022.
- [13] R.K. Amiet. Noise due to turbulent flow past a trailing edge. *Journal of Sound and Vibration*, 47(3):387–393, 1976.

- [14] Wouter C. van der Velden and Stefan Oerlemans. Numerical analysis of noise reduction mechanisms on improved trailing edge serrations using the lattice boltzmann method. *35th Wind Energy Symposium*, 2017.
- [15] Haonan Zhu, Changsheng Zhao, Guanqing Liu, and Yu Liu. *Turbulence Airfoil Interaction Noise Reduction by Leading-Edge Serration Under Different Inflow Conditions*.
- [16] H Ben-Gida, M Faran, T Kogan, and O Stalnov. Noise reduction of a uav propeller using grit-type boundary layer tripping. In *Proceedings of the 57th Israel Annual Conference on Aerospace Sciences, Tel-Aviv & Haifa, Israel*, pages 15–16, 2017.
- [17] Franke E. Fish and Juliann M. Battle. Hydrodynamic design of the humpback whale flipper. *Journal of Morphology*, 225(1):51–60, 1995.
- [18] Ole Bergmann, Felix Möhren, Carsten Braun, and Frank Janser. Aerodynamic design of swept propeller with bemt. *DLRK 2021*, 2022.
- [19] Giorgio Guglieri, Carlo Porta, and Carlo Quinci. *Meccanica Del Volo Dell’Elicottero*. Società Editrice ESCULAPIO, 2020.
- [20] H. Glauert. *Airplane Propellers*, pages 169–360. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 1935.
- [21] J. G. Leishman. *Principles of Helicopter Aerodynamics*. Cambridge University Press, 2nd edition, 2006.
- [22] J. D. Anderson. *Fundamentals of Aerodynamics*. McGraw-Hill, 6th edition, 2017.
- [23] M. Drela. *Flight Vehicle Aerodynamics*. MIT Press, 2014.
- [24] NASA Technical Reports Server (NTRS). Computational fluid dynamics applications in rotor aerodynamics, 202X. Available at: <https://ntrs.nasa.gov/>.
- [25] Nadhie Juliawan, Nadhie Juliawan, Jae-Woo Lee, and Sangho Kim. Comparison of mrf and sliding mesh for uam propeller analysis using cfd. In *Proceedings of the Korea Aerospace Society Conference*, Gangwon, South Korea, November 2023.
- [26] Zhou Cheng-Long, Chen Ming, Xu An-An, and Wang Fang. Cfd simulation methods for rotor hovering based on n-s equation. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 685(1), nov 2019.
- [27] P. Gullberg and R. Sengupta. Axial fan performance predictions in cfd, comparison of mrf and sliding mesh with experiments. *SAE Technical Paper*, 2011-01-0652, 2011.
- [28] T. Renaud M. Costes and B. Rodriguez. Rotorcraft simulations: a challenge for cfd. *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, 26(6-8):383–405, 2012.
- [29] R. Steijl and G. Barakos. Sliding mesh algorithm for cfd analysis of helicopter rotor–fuselage aerodynamics. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 58(5):527–549, 2008.

- [30] Naveed Durrani, Haris Hameed, Hammad Rahman, and Sajid Chaudhry. A detailed aerodynamic design and analysis of a 2-d vertical axis wind turbine using sliding mesh in cfd. *49th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*, 2011.
- [31] W. P. Jones and B. E. Launder. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15(2):301–314, 1972.
- [32] F. R. Menter. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32(8):1598–1605, 1994.
- [33] Leonardo Furia. Autom8. <https://github.com/TheNea7475/Autom8>, 2024.
- [34] I Ebene Überschallströmungen. Aerodynamischer auftrieb bei überschallgeschwindigkeit. *Luftfahrtforschung*, 12:210, 1935.
- [35] Manuel Carreño Ruiz, M. Scanavino, Domenic D’Ambrosio, Giorgio Guglieri, and A. Vilardi. Experimental and numerical analysis of hovering multicopter performance in low-reynolds number conditions. *Aerospace Science and Technology*, 128:107777, July 2022.
- [36] Ole Bergmann, F. Götten, C. Braun, and F. Janser. Comparison and evaluation of blade element methods against rans simulations and test data. *CEAS Aeronautical Journal*, 13(2):535–557, April 2022.