

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in
Ingegneria Aeronautica



**Sviluppo e qualifica di una attrezzatura di prova
per modelli di rotore di elicottero**

Relatore: Prof. Giuseppe GIBERTINI

Tesi di Laurea di:

Laura PEVERONI: Matr. 736024

Anno Accademico 2010/2011

Ringraziamenti

Non basta un solo grazie ai miei genitori, che mi hanno sempre sostenuta e incoraggiata, come direbbero loro "abbiamo fatto anche noi il Politecnico". Senza di loro non starei scrivendo queste righe. Mi hanno trasmesso il valore dello studio e del sapere, il coraggio di inseguire il proprio sogno.

Grazie a mia sorella Mara, il mio faro, sempre accanto a me, che mi comprende e consiglia in tutto come nessun'altro sa fare.

Grazie al Professor Gibertini che mi ha dato la possibilità di vivere questa esperienza nuova e di crescita professionale e personale, seguendo sempre il mio lavoro con attenzione. Grazie a Simone, Gabriele, Donato che hanno reso possibile la realizzazione di quest'attività di tesi. Grazie a Luca, Ale, Lorenzo per tutte le volte che mi hanno aiutato a chiarire dubbi "strutturalistici". Grazie a Alex e Giovanni sempre disponibili a darmi una mano. Grazie a Luca Ronchi per aver fatto il tifo per me, interessandosi spesso al mio lavoro. Grazie a tutti in Galleria del Vento per avermi accolta con amicizia e simpatia.

Grazie al Professor Quartapelle e al Professor Guardone, la cui conoscenza mi ha arricchita e che ricorderò con grande stima.

Grazie di cuore agli amici Dani, Joseph, Carlo, Samuele, Fede, Nicolò ed al gruppo di PGV con cui ho condiviso le peggiori sevizie ma anche grandi soddisfazioni in questo percorso al Poli. Un grazie speciale alle mie care Stefania e Debora, in questo universo di ragazzi, siete delle amiche e colleghe preziose. Grazie al Signor Giorgio Colli e a Franchino che hanno sempre creduto in me, preoccupandosi di farmi una telefonata nei periodi più duri. E ogni volta, poi, è andata bene...

Indice

Introduzione	1
1 Attrezzatura di prova del modello di rotore	9
2 Prova statica a trazione sul sistema di prova	13
3 Caratterizzazione strutturale statica delle pale	17
3.1 Prova di flessione	18
3.2 Prova di torsione	20
3.3 Approssimazione della pala con il modello di trave	22
4 Stima delle prestazioni aerodinamiche	27
5 Prove sperimentali	35
5.1 Taratura statica del piatto oscillante	35
5.2 Tracking delle pale	37
5.3 Misure di trazione e coppia resistente	44
5.3.1 Valutazione dell'isteresi del sistema	45
5.3.2 Ripetibilità tra le prove	46
5.3.3 Prova a 850 rpm	47
5.3.4 Prova a 1000 rpm	49
5.3.5 Prova a 1200 rpm	50
5.3.6 Valutazione dell'interferenza della base dell'attrezzatura	51
5.3.7 Analisi dei risultati	52
Conclusioni e sviluppi futuri	55
A Caratteristiche tecniche degli strumenti	57
Nomenclatura	58

Elenco delle figure

1.1	Disegno CAD dell'attrezzatura di prova	10
1.2	Parte superiore dell'attrezzatura di prova	11
1.3	Torsiometro con giunti di accoppiamento	11
1.4	Attrezzatura di prova del modello di rotore	12
2.1	Attrezzatura di prova completa	14
2.2	Prova statica a trazione	15
3.1	Schema della prova di flessione.	18
3.2	Prova di flessione	18
3.3	Prova di flessione. Spostamenti acquisiti	19
3.4	Schema della prova di torsione.	20
3.5	Prova di torsione	20
3.6	Prova di torsione. Rotazioni acquisite	22
3.7	Flessione. Confronto tra le misure	23
3.8	Torsione. Confronto tra le misure	24
4.1	Angolo di ritardo assunto dalle pale	29
4.2	Modello di rotore. Si evidenziano le cerniere	29
4.3	Condizione a 1200 rpm	30
4.4	Modello ad elementi finiti della pala	31
4.5	Condizione a 1200 rpm. Deformata flessionale	32
4.6	Condizione a 1200 rpm. Rotazione	32
4.7	Condizione a 1200 rpm, 12° di passo collettivo	33
5.1	Servomotori Digital Servo Futaba BLS451	36
5.2	Taratura statica del piatto oscillante	36
5.3	Taratura statica del piatto oscillante	37
5.4	Configurazione della telecamera	38
5.5	Fotogramma della pala a 20° di passo	39
5.6	Fotogramma della pala relativo alla prova	40
5.7	Correlazione tra il passo nominale	41
5.8	Schema della pala durante la rotazione	42

5.9	Prova a 850 <i>rpm</i> . Coefficiente di trazione ottenuto	42
5.10	Prova a 850 <i>rpm</i> . Coefficiente di coppia resistente	43
5.11	Prova a 1000 <i>rpm</i> . Coefficiente di trazione ottenuto	45
5.12	Prova a 1000 <i>rpm</i> . Coefficiente di coppia resistente	45
5.13	Prova a 1200 <i>rpm</i> e ripetizione.	46
5.14	Prova a 1200 <i>rpm</i> e ripetizione.	46
5.15	Prova a 850 <i>rpm</i> . Coefficiente di trazione ottenuto	47
5.16	Prova a 850 <i>rpm</i> . Coefficiente di coppia resistente	47
5.17	Prova a 850 <i>rpm</i> . Coefficiente di trazione ottenuto	48
5.18	Prova a 850 <i>rpm</i> . Coefficiente di coppia resistente	48
5.19	Prova a 1000 <i>rpm</i> . Coefficiente di trazione ottenuto	49
5.20	Prova a 1000 <i>rpm</i> . Coefficiente di coppia resistente	49
5.21	Prova a 1200 <i>rpm</i> . Coefficiente di trazione ottenuto	50
5.22	Prova a 1200 <i>rpm</i> . Coefficiente di coppia resistente	50
5.23	Prova a 1000 <i>rpm</i> e ripetizione della prova	51
5.24	Prova a 1000 <i>rpm</i> e ripetizione della prova	51
5.25	Modello di rotore durante la ripetizione	54

Elenco delle tabelle

3.1	Prova di flessione. Carichi applicati e spostamenti misurati . . .	20
3.2	Prova di torsione. Carichi applicati e rotazioni misurate	21
3.3	Flessione. Confronto tra le misure	23
3.4	Torsione. Confronto tra le misure	24
5.1	Confronto tra gli spostamenti verticali	39
5.2	Condizioni ambientali in sede di prova.	44
5.3	Numero di Reynolds ed numero di Mach	44
A.1	Dati tecnici della Bilancia JR3 45E15A4-163-AF	57
A.2	Dati tecnici del torsionometro HBM T20WN	57

Sommario

L'aerodinamica di un rotore di elicottero coinvolge svariati fenomeni, appartenenti ad ambiti fluidodinamici differenti e di natura molto complessa. All'interno della scia il campo di moto presenta, infatti, sia regioni con velocità subsonica, sia zone in regime supersonico, effetti viscosi localmente importanti, strutture vorticose. Le scale spaziali e temporali dei fenomeni compresi nella scia sono, inoltre, molto differenti tra loro. La complessità del flusso sviluppato dalla rotazione delle superfici aerodinamiche non permette, quindi, un approccio che ne possa modellare insieme tutti gli aspetti. I programmi di ricerca tendono a focalizzare l'attenzione su ciascuna problematica separatamente, affrontandone lo studio attraverso la modellazione teorico-numerica strettamente connessa alla ricerca di tipo sperimentale. All'interno del Politecnico di Milano, in ambito sperimentale, è stata recentemente realizzata un'attrezzatura di prova per modelli di rotore: un sistema che permette l'applicazione della coppia motrice e la misura di trazione e coppia resistente generate dal rotore ad esso integrato. Il presente lavoro di tesi è focalizzato sulla valutazione del corretto funzionamento e affidabilità di questa attrezzatura, in termini meccanici e di misura, adottando un modello di rotore bipala. Si affrontano, quindi, problematiche di corretta trasmissione dei carichi alla strumentazione integrata nel sistema, realizzando per questo valutazioni statiche e prove in condizioni di punto fisso. Il lavoro è finalizzato, di conseguenza, anche allo sviluppo di una metodologia preliminare di esecuzione delle prove, mettendo in luce criticità e possibili soluzioni migliorative. I risultati ottenuti, messi anche a confronto con la stima teorica basata sul modello dell'Elemento di Pala combinato con la Teoria del Disco Attuatore, consentono la valutazione positiva dell'attrezzatura di prova.

Parole chiave: Misure Sperimentali a Punto Fisso, Modello di Rotore di Elicottero.

Introduzione

L'elicottero è un aeromobile ad ala rotante, ovvero la cui sustentazione aerodinamica, la propulsione ed il controllo derivano dalla messa in rotazione di opportune superfici aerodinamiche. La possibilità di decollo ed atterraggio verticale rendono questo velivolo adatto a svariati impieghi in ambito civile e militare[1]. La complessità tecnologica, i costi realizzativi e operativi, le problematiche relative al rumore ed alle velocità limitate sono, tuttavia, aspetti che ne limitano la diffusione[2]. Queste tematiche sono, ad oggi, oggetto di numerosi studi di ricerca di rilevante interesse. Negli ultimi decenni sono stati avviati progetti inerenti lo sviluppo di aeromobili di tipo ibrido, i convertiplani, per cercare di superare le limitazioni degli elicotteri, soprattutto in termini di velocità massima, e di ridurre la congestione aeroportuale. Come per l'elicottero, tuttavia, la complessità costruttiva ed economica di questi velivoli è molto elevata[3].

Dal punto di vista aerodinamico, entrambi presentano fenomenologie molto complicate: il campo di moto generato da un rotore di elicottero è estremamente complesso e di difficile modellazione, sia numerica che sperimentale[4][5]. Contrariamente a quanto concerne l'aerodinamica di un'ala fissa, il flusso che caratterizza una superficie aerodinamica rotante non può essere mai affrontato con un approccio lineare. Lo studio numerico del fenomeno è, quindi, necessariamente di tipo iterativo. Dal punto di vista sperimentale le difficoltà sono legate alla realizzazione pratica di modelli con alcune componenti rotanti ad alta velocità, in generale molto costosi. La complessità della scia generata da un rotore è causata dalla presenza di differenti fenomeni, ciascuno dei quali si colloca in un ambito aerodinamico particolare[6]. La corrente che si sviluppa vicino alle pale in rapida rotazione è di tipo comprimibile, al contrario nelle altre regioni la scia è sostanzialmente incompressibile. Inoltre alle estremità della pala avanzante, il flusso può assumere velocità tali da diventare transonico o localmente supersonico, possono quindi essere presenti onde d'urto. La pala retrocedente può essere interessata da fenomeni locali di stallo, a causa dell'applicazione del comando di passo ciclico, in condizioni di volo avanzato. In queste regioni gli effetti viscosi non possono, per questo, essere trascurati. Un ulteriore aspetto rilevante è il fenomeno interazione tra

la pala ed il vortice di estremità, che si distacca dalla pala che la precede. Questo fenomeno è conosciuto come Blade Vortex Interaction (BVI) ed è la principale fonte di rumore nei rotori di elicottero. In aggiunta alla complessità dei fenomeni che caratterizzano il campo di moto del rotore, si verificano forti interazioni tra le componenti principali dell'elicottero[7], di maggiore rilievo, in particolare, i fenomeni che riguardano l'influenza reciproca tra il rotore principale e la fusoliera, ed il rotore principale con il rotore di coda. Per quanto riguarda il convertiplano, le problematiche di questo genere sono legate all'interazione tra il getto dei rotori e l'ala[8][9]. Il Tiltwing è una categoria di convertiplano di recente sviluppo, in cui la rotazione dei rotori non riguarda unicamente le gondole motore ma coinvolge anche una parte dell'ala. Questa soluzione permette notevoli miglioramenti a livello di interferenza tra la scia del rotore e l'ala che, ruotata di 90° , riduce l'entità del bloccaggio e aumenta l'efficienza della spinta generata dal rotore[10]. Un'ulteriore tipologia di interferenza aerodinamica in cui il flusso del rotore può incorrere è la condizione di effetto suolo. Questo fenomeno comporta aumento delle prestazioni quando l'aeromobile si trova a una distanza inferiore all'apertura del rotore dal suolo. Il bloccaggio da questo esercitato riduce, infatti, l'accelerazione del flusso attraverso il disco del rotore. A parità di trazione necessaria, e quindi di incidenza, il passo richiesto in effetto suolo è minore di quello fuori effetto suolo, perchè è minore la velocità indotta. Gli angoli di passo sono, quindi, più efficaci nella generazione di trazione e comportano una coppia resistente ridotta rispetto alle condizioni fuori effetto suolo. Diversi lavori di ricerca hanno messo in luce stime significative della variazione delle prestazioni del rotore confrontando condizioni di vicinanza al suolo più o meno considerevole, in relazione al raggio del rotore[11]. Le stime teoriche sono state spesso validate anche tramite studi sperimentali[12][13].

I differenti fenomeni che caratterizzano l'aerodinamica di un rotore sono oggetto di numerosi ambiti di ricerca. In generale, infatti, non è possibile un approccio numerico o sperimentale che possa includere tutti gli aspetti, relativi al flusso del rotore e l'interazione della scia stessa con l'elicottero o altre componenti dell'aeromobile. La modellazione teorico-numerica e gli studi di tipo sperimentale sono profondamente correlati nell'affrontare ciascun problema fluidodinamico: la ricerca sperimentale, da sempre, è uno strumento indispensabile di validazione dei modelli di scia teorici e numerici. La teoria del disco attuatore, per esempio, è stata validata grazie a prove di volo[14].

In questa trattazione si focalizzerà l'attenzione sull'ambito sperimentale, sulle metodologie, dalle classiche a quelle di più recente sviluppo, e sui risultati ottenuti mediante il loro impiego nello studio della scia del rotore. Metodi di diagnostica molto efficienti nel caso di ala fissa vengono meno per lo studio di questo fenomeno aerodinamico, che implica variazioni di velocità dal subsonico al supersonico e coinvolge scale spaziali di diversi ordini di gran-

dezza, dal raggio del rotore alle dimensioni delle strutture vorticose. Ulteriori difficoltà sono poste dalla presenza di accelerazioni radiali degli elementi in rotazione, soprattutto nel caso di sensori incorporati nel sistema.

La modellazione sperimentale degli aspetti fluidodinamici del rotore si basa sostanzialmente su quattro tipologie di misure: tecniche non intrusive, come visualizzazioni della scia del rotore mediante fumo o tecniche shadow-graph; rilievo diretto della distribuzione pressioni sulle pale; misure di velocità volte alla definizione del flusso indotto dal rotore per ottenere stime di condizioni al contorno numeriche; ed infine misure dirette del campo di moto generato dalla scia del rotore. Le metodologie raggruppate sotto le voci di questa classificazione di massima spaziano dalle tecniche più classiche come l'anemometria a filo a caldo, fino a metodi ottici come la velocimetria laser Doppler (LDV) e la velocimetria ad immagini di particelle (PIV). Molto sinteticamente, LDV e PIV sono tecniche avanzate per la misura della velocità locale del fluido nelle tre dimensioni del campo di moto, tramite l'impiego di particelle galleggianti[15]. La velocimetria laser Doppler utilizza una coppia di fasci di luce per misurare una singola componente della velocità, si basa sull'effetto Doppler che si verifica ogni qualvolta una particella di tracciante attraversa il volume definito dall'incrocio di due fasci di luce. Si trovano in letteratura lavori che impiegano più esperimenti correlati tra loro per ottenere il campo di moto all'estremità della pala, mediante VLD a componenti luce colorate diversamente[16]. La velocimetria ad immagini di particelle utilizza un laser per generare un piano di luce all'interno del flusso, fotografato ad intervalli regolari di tempo. Con un'opportuna elaborazione di queste immagini si ottengono due delle tre componenti della velocità nella regione del flusso considerata. La terza componente può essere ottenuta da immagini scattate nel piano normale a quello considerato, con l'utilizzo di più telecamere. LDV e PIV e tutte le tecniche ottiche sono in continuo sviluppo grazie ai miglioramenti tecnici delle apparecchiature laser e di elaborazione di immagini digitali[17][18][19].

I risultati ottenuti mediante l'impiego di tutti questi metodi hanno permesso la descrizione dettagliata del campo di moto della scia del rotore, come la ricostruzione delle caratteristiche di circolazione attorno alla pala e la definizione della struttura dei vortici di estremità. Si propone una breve panoramica a partire dalle visualizzazioni di fumo, mediante le quali è stato possibile sviluppare una descrizione analitica della scia del rotore. In particolare si è definita la posizione radiale ed assiale del vortice di estremità nella scia[20]. Queste espressioni sono state poi corrette ed aggiornate tramite le misure ottenute da successivi studi affini[21][22]. Importanti risultati, che costituiscono una banca dati di fondamentale importanza per lo sviluppo di modelli teorici e numerici, sono stati raggiunti da Caradonna e Tung adottando un modello bipala per misure a punto fisso. I rilievi condotti sono

relativi alle distribuzioni di pressione sulle pale e alla definizione della geometria della scia tramite misure con filo caldo[23]. Passando alla più recente tecnica di misura shadowgraph, non intrusiva e che non necessita di traccianti ma solo di un'opportuna fonte di luce ed un sistema fotorilevatore, è stato possibile specificare la posizione dei vortici di estremità della scia[24]. Questa tecnica, che si basa sul rilievo dei gradienti di densità della corrente, è stata impiegata anche nello studio della scia del rotore di coda[25] e di un modello a punto fisso di V-22 [26]. Risultati più recenti, di notevole interesse sull'interazione dei vortici nella scia in fase di salita lenta, sono stati presentati da Caradonna *et al.*[27]. Queste tecniche laser sono, quindi, determinanti nella definizione della posizione vortici della scia. Un metodo non intrusivo ancora più sofisticato per ottenere il campo di velocità tridimensionale e la dimensione dei vortici è, come anticipato, la velocimetria laser Doppler. Con l'utilizzo di traccianti, per esempio incenso, sono state effettuate misure di velocità nella scia per differenti range di velocità di rotazione[28]. Un importante risultato è stato conseguito correlando questo tipo di rilievi con le stime numeriche, nel caso del campo di velocità non stazionario generato da una pala di elicottero con sistema di controllo in *pitch*[29]. Si ricorda, inoltre, il lavoro di Mba *et al.* riguardo la misura della circolazione di una pala di elicottero a punto fisso mediante l'integrazione dei dati sul campo di velocità ottenuti con la velocimetria laser[30]. Sono state anche affrontate la misura del campo di moto assiale e tangenziale nel nucleo dei vortici di estremità, mettendo in evidenza l'interazione tra lo strato limite e la struttura vorticoso, nonché la ricostruzione della traiettoria dei vortici[31]. Si ricorda, inoltre, la tecnica laser schlieren per il rilievo delle caratteristiche tridimensionali del flusso comprimibile del rotore all'estremità pala avanzante[32]. Tramite la tecnica PIV, infine, si sono raggiunti rilevanti risultati di misura del campo di moto tridimensionale. Si cita al riguardo uno studio condotto su un rotore bipala, a punto fisso, determinando le tre componenti di velocità nel nucleo del vortice di estremità sviluppato con la rotazione delle pale da 0 a 270°[33].

Come si è anticipato, la fluidodinamica della scia del rotore presenta fenomeni molto complessi, quali lo stallo dinamico e l'interazione tra le pale ed il vortice di estremità. Entrambe queste tematiche sono oggetto di studio di numerosi progetti di ricerca.

Il fenomeno di collisione tra una pala ed il vortice prodotto dalla pala che la precede è una delle principali fonti di rumore in un rotore, si verifica in particolare durante le manovre ed il volo avanzato. I risultati dei numerosi lavori di ricerca in questo campo classificano tre tipologie di interazione distinte dalla posizione perpendicolare, parallela od obliqua dell'asse del vortice in relazione all'asse longitudinale della pala[34]. Quando l'asse del vortice è allineato con l'asse della pala l'effetto di interazione è molto rile-

vante. Queste caratteristiche essenziali del fenomeno sono messe in luce con modelli di corrente non viscosi. L'emissione di rumore deriva dall'instazionarietà di quest'interazione, che coinvolge elevate accelerazioni e la distorsione del vortice[35][36]. La struttura del vortice in generale non è conosciuta, le scale di tempo caratteristiche del fenomeno sono esigue rispetto quanto caratterizza l'evoluzione della scia, inoltre non è esclusa l'interazione tra i vortici di estremità di ciascuna pala[37]; queste caratteristiche rendono molto complesso lo studio del BVI. È noto, però, che i parametri più rilevanti di questo fenomeno, dal punto di vista acustico, sono l'intensità del vortice e la distanza dalla pala[38][39]. Lo studio dell'interazione tra la pala ed il vortice di estremità in genere è, quindi, affrontato combinando modelli numerici CFD e programmi che rappresentino il rotore, descritto anche nelle sue proprietà aeroelastiche, in condizioni di trim[40]. Dal punto di vista sperimentale si cita il lavoro di Lorber su un modello quadripala di rotore in volo avanzato e in fase di discesa. Il fenomeno è stato descritto accuratamente, ottenendo un buon accordo con il modello teorico. Si è, infatti, rilevata una mappatura dell'intensità dell'interazione nel piano del rotore, in differenti posizioni di azimut[41]. Infine, diversi studi sono focalizzati al progetto di forme ottimali delle estremità delle pale, con l'obiettivo di ridurre l'interazione tra la pala ed il vortice e limitandone, quindi, gli effetti negativi[42].

Lo stallo dinamico è, invece, un fenomeno che interessa la pala retrocedente in volo avanzato. La composizione della velocità di avanzamento con quella di rotazione, infatti, causa un incremento di velocità locale sulle pale avanzanti ed un decremento sulle pale retrocedenti. Per il trimmaggio del rotore, quindi, è necessaria la variazione ciclica del passo delle pale, che incrementa l'incidenza delle pale retrocedenti e riduce quella delle pale avanzanti. Di conseguenza lo stallo dinamico riguarda le pale retrocedenti, quando assumono valori molto elevati di incidenza. In questa condizione si verifica la formazione di un vortice al bordo di attacco dei profili, che si sposta lungo il dorso del profilo verso il bordo d'uscita[43][44]. Questo fenomeno comporta effetti negativi sulle prestazioni dell'elicottero come la limitazione della massima velocità di avanzamento e la diminuzione di manovrabilità della macchina, sollecitazioni sulle pale e vibrazioni in cabina. Studi numerici bidimensionali[45] e lavori di ricerca sperimentali hanno permesso lo studio e la descrizione dello stallo dinamico, anche con approccio tridimensionale su diverse pale di elicottero[46]. Ad oggi l'attenzione sul fenomeno è focalizzata sull'individuazione di un sistema di controllo finalizzato alla riduzione degli effetti negativi che questo comporta. Un primo tipo di approccio a questa problematica prevede l'azione sul campo di pressione attorno al profilo sfruttando, per esempio, la generazione di vortici al bordo di attacco del profilo[47] o superfici mobili di bordo d'attacco o di uscita, azionate impulsivamente[48]. Nel secondo ambito del controllo si impiegano, invece, sistemi che non intro-

ducano parti meccaniche o cambino la geometria del profilo. Si adottano, per esempio, tecniche di soffiaggio, minimamente intrusive[49]. Di nuova concezione, in particolare, sono le barriere di attuatori al plasma, laminate direttamente sulla superficie della pala [50][51]. Questo tipo di attività di ricerca adottano un approccio bidimensionale, a livello sperimentale sono generalmente condotte su un tratto di pala a sezione costante, posto in galleria del vento ed opportunamente movimentato per ottenere il moto oscillatorio di beccheggio e quindi indurre lo stallo dinamico.

All'interno del Politecnico di Milano sono attivi alcuni programmi di ricerca inerenti a diversi aspetti dell'aerodinamica del rotore. Disporre di un'attrezzatura di prova per modelli di rotore è quindi fondamentale per sviluppare queste tematiche in ambito sperimentale. È stato recentemente realizzato un sistema che permetta l'applicazione della coppia motrice e la misura di trazione e coppia resistente generate dai modelli di rotore ad asse integrati. L'attività di tesi qui proposta è volta alla qualifica di questa attrezzatura, in termini meccanici e di misura. Come accostamento iniziale al problema si preferisce considerare un sistema di rotore semplificato, adottando un rotore a due pale di derivazione aeromodellistica. Si sono approfonditi, quindi, gli aspetti legati alla corretta trasmissione e rilievo della forza assiale e della coppia resistente sviluppate dal modello di rotore. Come messo in luce da Patil e Ramaswamy[52] l'integrazione della bilancia in un sistema di prova di rotori comporta diverse problematiche: lo strumento è, infatti, soggetto al peso del modello di rotore, che è generalmente preponderante rispetto alle forze aerodinamiche sviluppate dalla stesso. Tra le componenti della forza aerodinamica stessa, verticale e nel piano del rotore, vi sono evidenti differenze di entità. È, inoltre, necessario integrare le parti del sistema garantendo la minima interazione fra queste. Si sono effettuate, per questo, sia valutazioni statiche sul sistema sottoposto a trazione, sia prove sul modello di rotore in condizione di punto fisso. Il lavoro è focalizzato, quindi, anche sullo studio delle problematiche che la realizzazione delle misure di trazione e coppia resistente comportano. Il controllo del piatto oscillante e la determinazione del passo delle pale in rotazione sono alcuni tra gli aspetti più critici considerati. Si è quindi, messa a punto una metodologia di esecuzione delle prove sperimentali per la corretta elaborazione delle misure.

In aggiunta allo studio del sistema di prova del rotore e dell'esecuzione delle prove sperimentali, si è anche approfondita la conoscenza delle caratteristiche del modello di rotore. Si è svolta, infatti, un'attività sperimentale sulla pala con la finalità di ricavarne le proprietà di rigidità flessionale e torsionale e di individuare la posizione dell'asse elastico. I risultati ottenuti hanno permesso la realizzazione di un modello ad elementi finiti di prima approssimazione della pala. Si è così valutata la deformata flessionale in con-

dizioni di punto fisso e l'entità di questo effetto sulle proprietà aerodinamiche del rotore bipala. In vista della realizzazione delle misure sperimentali se ne sono stimate, infatti, le prestazioni aerodinamiche. Si è applicato, con questa finalità, il modello aerodinamico dell'Elemento di Pala combinato con la teoria del Disco Attuatore[53]. In letteratura diverse pubblicazioni dimostrano l'attendibilità di questo modello aerodinamico, se pur molto semplice, nella stima delle prestazioni aerodinamiche del rotore[14][52]. Trattandosi di un approccio elementare, se ne sono comunque discussi gli aspetti semplificativi, valutando così l'adeguatezza del metodo per stabilire se fosse necessaria una modellazione più complessa.

In conclusione, si riportano i risultati delle misure di trazione e coppia resistente che consentono di giudicare il funzionamento dell'attrezzatura di prova del modello di rotore e valutare il metodo di svolgimento delle prove, mettendo in luce miglioramenti possibili. Si discute, inoltre, l'accordo delle misure con la stima teorica.

Capitolo 1

Attrezzatura di prova del modello di rotore

In figura 1.1 è rappresentato il disegno CAD dell'attrezzatura di prova del modello di rotore, sulla quale è integrato il modello di rotore stesso. Sono messe in evidenza le componenti principali di misura e di trasmissione meccanica. Gli elementi del pilone, la cui parte superiore è rappresentata in trasparenza, assolvono alla funzione di supporto della bilancia e del modello del rotore. Questi elementi contengono, inoltre, tutte le altre componenti del sistema di prova, così da ridurre al minimo la loro intrusività e non interferire sul campo di moto che si svilupperà attorno al rotore. La parte inferiore del pilone consente, inoltre, l'integrazione di tutta la struttura al motore idraulico.

Il modello di rotore è a due pale, proviene dall'aeromodello di elicottero Align T-REX 700, dal quale si sono prelevati il mozzo, le pale ed il piatto oscillante, controllato da tre servomotori digitali FUTABA BLS. Il modello di rotore è di tipo rigido, dotato quindi della sola cerniera di passo; il flappeggio è consentito dalla flessibilità delle stesse pale, il ritardo dalla labilità del vincolo tra le pale e la testa del mozzo. Le pale del rotore sono in fibra di carbonio con profilo NACA 0014. Il movimento delle pale simula il flusso generato da un rotore di elicottero, dando origine a carichi aerodinamici.

La forza assiale di trazione è rilevata dalla bilancia estensimetrica JR3 45E15A4-163-AF, a sei componenti. Tramite due piastre in acciaio lo strumento viene fissato al supporto del rotore ed alla parte superiore del pilone. La struttura della bilancia è dotata, infatti, di un foro che permette il passaggio dell'albero di trasmissione della coppia motrice. La coppia motrice generata dal motore idraulico viene, infatti, trasmessa dalla base dell'attrezzatura fino all'albero del rotore mediante l'albero motore posto all'interno del pilone. Questa catena cinematica, nella parte superiore, ospita il torsionmetro, come visibile nello schema di figura 1.1. Il torsionmetro HBM T20WN, necessario per l'acquisizione della coppia resistente, è fissato tramite un diaframma

in acciaio all'interno del pilone. Il collegamento tra il torsionmetro e gli alberi di trasmissione del sistema cinematico avviene tramite dei giunti KTR. In particolare sono presenti un giunto a lamelle in acciaio RADEX-N ed un giunto a soffietto TOOLFLEX. Questi elementi consentono di trasmettere la coppia motrice compensando i disallineamenti assiali, radiali ed angolari tra le parti connesse. In questo modo si evita la presenza di forze di taglio e coppie dovute al non perfetto allineamento degli alberi. La velocità di rotazione del rotore è acquisita tramite un encoder incrementale ad alta risoluzione US Digital E3.



Figura 1.1: Disegno CAD dell'attrezzatura di prova del modello di rotore.

La parte superiore dell'attrezzatura di prova, con il modello di rotore opportunamente integrato, è visibile in figura 1.2. In figura 1.3 è fotografato l'esploso delle componenti principali del sistema. Dal basso verso l'alto è rappresentato l'insieme realizzato dai giunti di accoppiamento con il torsionmetro che, ad attrezzatura montata, resta protetto all'interno del pilone superiore; segue la bilancia estensimetrica e l'albero di trasmissione della coppia motrice.



Figura 1.2: Parte superiore dell'attrezzatura di prova del modello di rotore e modello di rotore.



Figura 1.3: Torsionmeter con giunti di accoppiamento, bilancia estensimetrica ed albero di trasmissione della coppia motrice.

La foto in figura 1.4 presenta, infine, il sistema di prova del modello di rotore bipala, completo di tutte le componenti, ad eccezione del motore idraulico posto alla base del pilone.



Figura 1.4: Attrezzatura di prova del modello di rotore e modello di rotore.

Capitolo 2

Prova statica a trazione sul sistema di prova

L'attrezzatura di prova per modelli di rotore è progettata in modo che la coppia motrice generata dal sistema idraulico alla base dell'attrezzatura sia applicata al rotore, senza interferire nella misura dei carichi aerodinamici di trazione e coppia resistente generati da questo.

Come illustrato nel capitolo precedente il torsionmetro è integrato alla catena cinematica di trasmissione della coppia motrice mediante i giunti KTR, le cui proprietà assicurano la corretta interfaccia tra le componenti connesse. I cuscinetti del sistema permettono, inoltre, l'alloggiamento degli alberi del rotore e di trasmissione della coppia motrice, evitando interferenza con le altre parti del modello. La trasmissione della coppia resistente allo strumento di misura non presenta, quindi, particolari criticità.

Maggiore attenzione è richiesta per il corretto rilievo della forza verticale [52] generata dal modello di rotore. La figura 2.1 evidenzia le componenti dell'attrezzatura interessate nella trasmissione alla bilancia del carico assiale. Tutta la forza di trazione deve essere trasmessa dall'albero del rotore fino alla bilancia tramite i supporti che lo vincolano assialmente alla piastra di interfaccia con la bilancia. L'albero motore, invece, non deve essere interessato da alcun carico assiale, altrimenti non sarebbe correttamente rilevato dalla bilancia. In trasparenza è visibile l'albero motore, che attraversa la struttura della bilancia senza contatti, vincolato all'albero del rotore per l'applicazione della coppia motrice. Questo collegamento deve garantire unicamente la messa in rotazione del rotore, senza interferire nella misura della forza assiale.

Nella figura 2.1 è rappresentata, inoltre, una piastra che vincola a terra l'albero motore e consente una base di appoggio piana per il pilone. Questa configurazione è adottata per eseguire una prova statica di trazione sul sistema: le misure di forza acquisite della bilancia sono messe a confronto con dei carichi assiali, noti, applicati al rotore. La finalità della prova è verificare se

l'albero di trasmissione della coppia motrice sia sollecitato dal carico assiale, se così fosse, infatti, le letture della bilancia non sarebbero coincidenti con le forze applicate.

Per eseguire la prova il mozzo del modello di rotore è messo in trazione da una fune che scorre su una puleggia allineata con l'asse dell'albero del rotore, al cui estremo sono agganciati i pesi certificati. L'attività è eseguita quindi sul sistema statico, nell'ipotesi che l'attrezzatura ed il modello di rotore in rotazione presentino lo stesso comportamento a trazione del sistema fermo.



Figura 2.1: Attrezzatura di prova completa del modello di rotore: componenti coinvolte nella trasmissione e rilievo del carico assiale.

In figura 2.2 si riportano i risultati ottenuti dalla prova di trazione. Le forze nominali applicate e le misure acquisite dalla bilancia presentano un ottimo accordo. Il massimo errore relativo delle misure rispetto le forze nominali è del 1.5%. Si può quindi concludere che il sistema, in condizioni statiche, attende pienamente la funzione di misura della forza assiale: la bilancia rileva esattamente i carichi agenti sul rotore perchè l'albero del rotore ed il supporto che lo collega alla bilancia sono opportunamente vincolati, in modo da escludere l'albero motore da qualsiasi carico assiale.

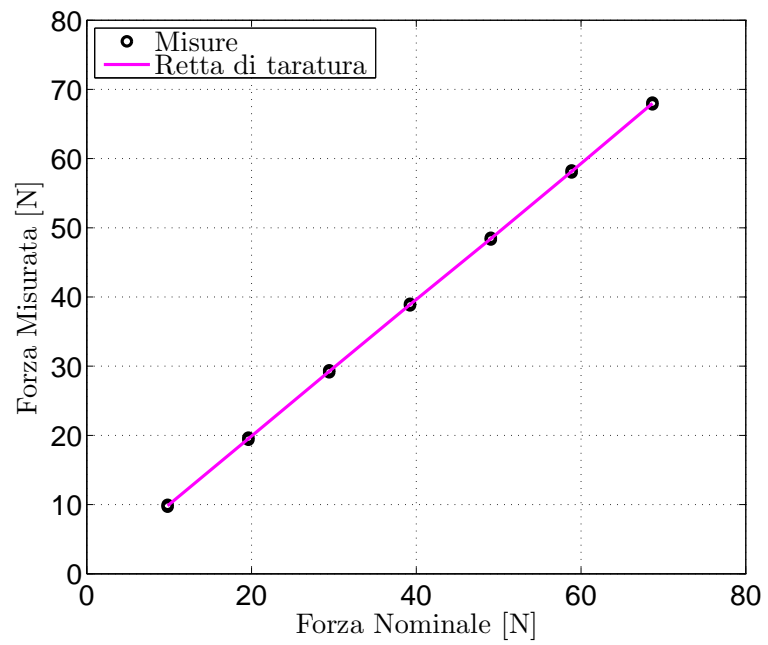


Figura 2.2: Prova statica a trazione sul sistema di prova completo del modello di rotore: misure di forza acquisite dalla bilancia in funzione dei carichi nominali e relativa retta di taratura.

Capitolo 3

Caratterizzazione strutturale statica delle pale

L'attività sperimentale condotta sulla pala ha la finalità di ricavarne le proprietà di rigidità flessionale e torsionale e di individuare la posizione dell'asse elastico. La conoscenza di queste caratteristiche permette di trarre, infatti, alcune valutazioni importanti per la successiva modellazione strutturale della pala. La configurazione delle prove di flessione e torsione è simile: la pala è incastrata in corrispondenza della cerniera di ritardo, l'altro estremo è lasciato libero e vi vengono applicati i carichi mediante una sella di carico. Lungo l'apertura della pala sono posti dei sensori di posizione per rilevare gli spostamenti dovuti all'azione delle forze/coppie: si impiegano un trasduttore induttivo NovoTechnik e sensori ottici laser analogici TRASK 8010V e MEL M5.

La sella di carico è costruita in modo che la risultante delle forze sia applicata ad un quarto della corda del profilo in corrispondenza del centro aerodinamico. Innanzitutto si è verificato che durante l'applicazione della forza verticale la sezione non si torcesse e, viceversa, che le coppie imposte non determinassero lo spostamento del punto posto al 25% della corda. L'asse elastico della pala coincide, quindi, con il centro aerodinamico, si ritiene che questa caratteristica resti costante lungo l'apertura della pala. Se così non fosse, sarebbe necessario individuare la posizione dell'asse elastico per disporre opportunamente in corda i sensori di posizione. Applicando un carico verticale, per esempio, si rischierebbe altrimenti di rilevare gli spostamenti derivanti dagli effetti sia di flessione che di torsione della sezione.

3.1 Prova di flessione

In figura 3.1 è schematizzata la configurazione della prova di flessione. Per rilevare gli spostamenti dovuti al carico verticale i sensori di posizione sono disposti lungo quattro stazioni in apertura della pala. A partire dalla radice sono presenti il trasuttore induttivo e tre sensori laser. Lo strumento in prossimità dell'incastro consente di verificare che non vi siano cedimenti del vincolo. In figura 3.2 sono fotografate la pala durante la prova di flessione ed il particolare della sella di carico con i pesi agganciati in verso concorde.

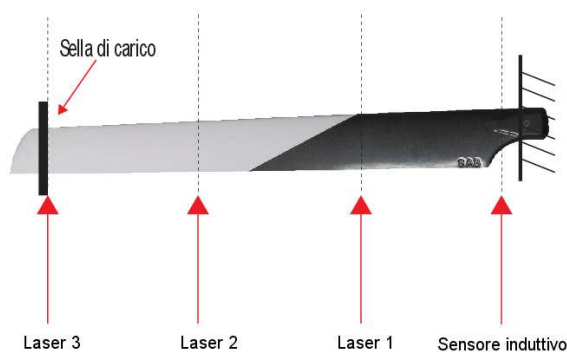


Figura 3.1: Schema della prova di flessione.

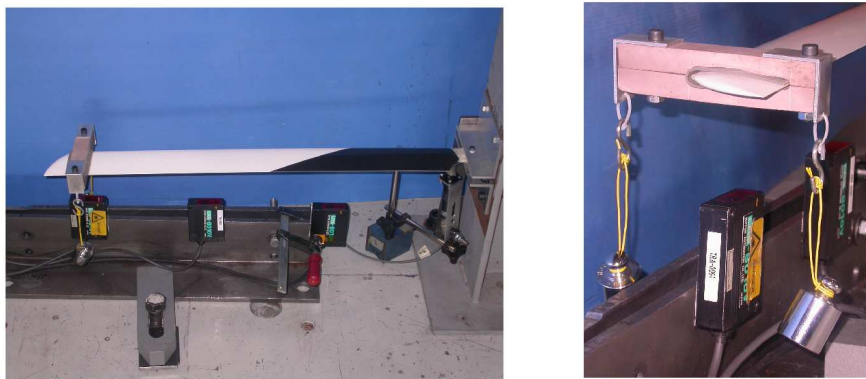


Figura 3.2: Prova di flessione e particolare della sella di carico per l'applicazione dei pesi certificati.

Nel grafico di figura 3.3 si riportano, in relazione ai carichi applicati, le misure di spostamento acquisite da ciascuno dei quattro sensori, mediate su tre diverse prove di flessione. Si osserva che l'entità degli spostamenti rilevati dal sensore induttivo è praticamente nulla, si ha dunque la conferma che vincolo di incastro non abbia cedimenti. A parità di carico applicato gli spostamenti rilevati sono di maggiore intensità a seconda della posizione in apertura della pala del sensore considerato, poichè aumenta la distanza dal vincolo di incastro. I carichi applicati e gli spostamenti misurati nel punto di applicazione del carico, riassunti in tabella 3.1, consentono di ottenere la rigidezza flessionale della sezione in corrispondenza del carico concentrato:

$$K = \frac{F}{s} \quad (3.1)$$

$$EI_z = \frac{KL^3}{3} \quad (3.2)$$

Si è indicato con F la forza applicata; s il relativo spostamento nel punto di applicazione della forza; L la lunghezza della trave dall'incastro al punto di misura dello spostamento. Si ricava:

$$EI_z = 22.6 Nm^2 \quad (3.3)$$

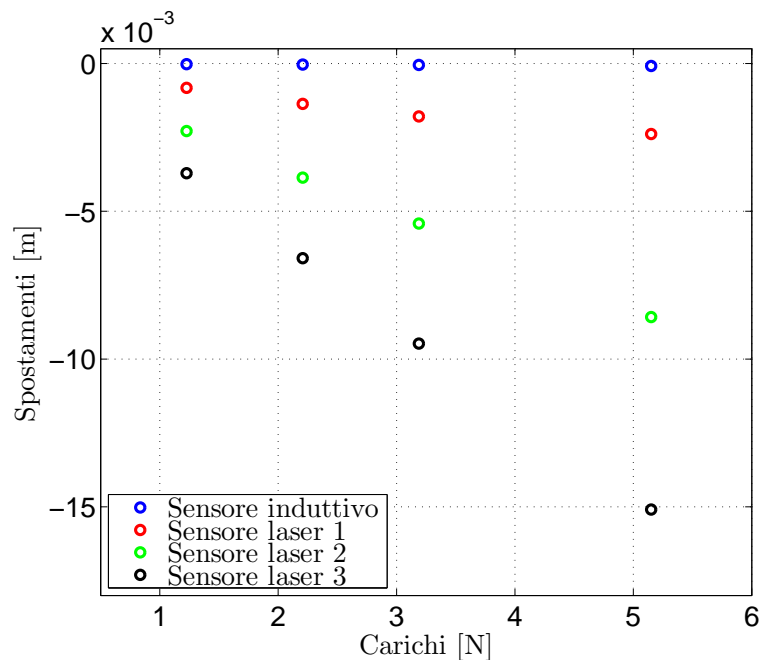


Figura 3.3: Prova di flessione. Spostamenti acquisiti dai sensori in funzione dei carichi applicati.

Carichi [N]	Spostamenti Misurati [mm]
	Laser 3
1.2263	-3.7142
2.2073	-6.5901
3.1883	-9.4785
5.1502	-15.094

Tabella 3.1: Prova di flessione. Carichi applicati e spostamenti misurati nel punto di applicazione del carico.

3.2 Prova di torsione

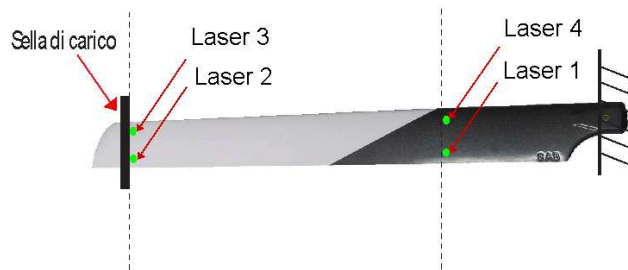


Figura 3.4: Schema della prova di torsione.

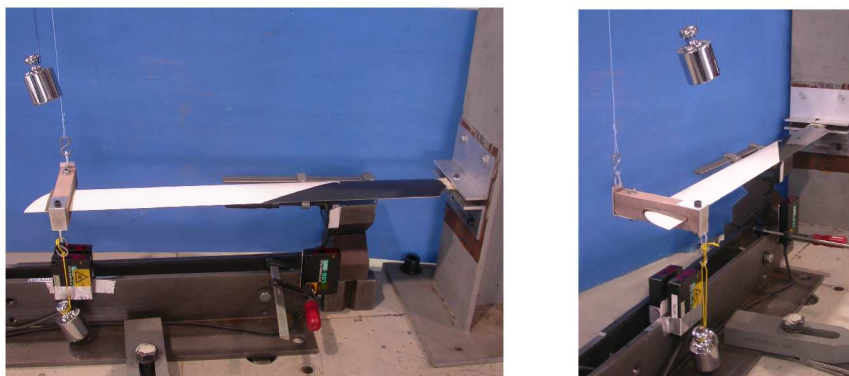


Figura 3.5: Prova di torsione e particolare della sella di carico per l'applicazione dei pesi certificati.

In figura 3.4 è schematizzata la configurazione della prova di torsione. Per rilevare la rotazione delle sezioni i sensori laser sono disposti a coppie lungo due stazioni in apertura. In figura 3.5 sono fotografate la pala durante la prova di torsione ed il particolare della sella di carico con i pesi applicati in modo antisimmetrico rispetto all'asse elastico.

Nel grafico di figura 3.6 si riportano, in relazione ai carichi applicati, le rotazioni acquisite tramite i sensori laser disposti in coppie, mediate su tre diverse prove di torsione. A parità di carico applicato, le rotazioni rilevate sono di maggiore intensità a seconda della posizione in apertura della pala della coppia di sensori considerata, poichè aumenta la distanza dal vincolo di incastro. I carichi applicati e le rotazioni ottenute dai sensori nel punto di applicazione del carico, riassunti in tabella 3.2, consentono di ottenere la rigidezza torsionale della sezione in corrispondenza del carico applicato:

$$K_t = \frac{M}{\theta} \quad (3.4)$$

$$GJ_t = K_t L \quad (3.5)$$

Si è indicato con M la coppia applicata; θ la torsione ad essa relativa, nel punto di applicazione della coppia; L la lunghezza della trave dall'incastro al punto di misura della rotazione. Si ricava:

$$GJ_t = 11.7 Nm^2 \quad (3.6)$$

Carichi [Nm]	Rotazioni Misurate [$^\circ$] Coppia di Laser 2-3
0.65727	1.8733
0.92018	2.5818
1.0516	3.1586

Tabella 3.2: Prova di torsione. Carichi applicati e rotazioni misurate nel punto di applicazione del carico.

Si è verificato, nuovamente, che l'asse elastico della pala coincida con il centro aerodinamico: il punto attorno al quale ruota la sezione, ricostruito dalle misure sperimentali della prova di torsione, risulta posizionato al 25% della corda.

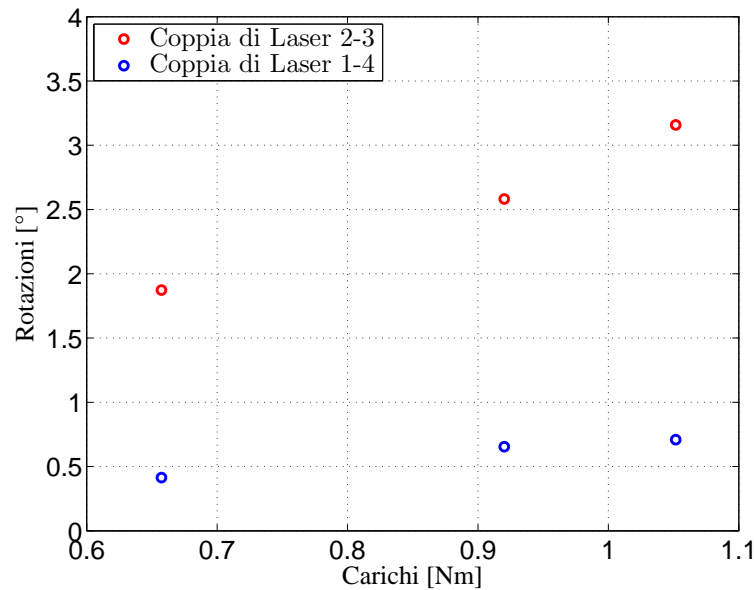


Figura 3.6: Prova di torsione. Rotazioni acquisite tramite sensori disposti in coppie in funzione dei carichi applicati.

3.3 Approssimazione della pala con il modello di trave omogenea isotropa

Le caratteristiche di rigidità ricavate mediante le prove statiche di flessione e torsione, si ricorda, sono relative alla sezione di applicazione del carico. Le proprietà strutturali delle sezioni lungo l'apertura delle pale potrebbero, però, risultare molto differenti dai valori ricavati sperimentalmente, perchè pale del modello di rotore sono costruite in materiale composito. La disomogeneità, infatti, è una caratteristica che deriva dalla presenza di fibre differenti e di diversa orientazione. Inoltre il materiale composito non è isotropo perchè presenta proprietà differenti a seconda dell'orientazione nello spazio che si considera. Le caratteristiche delle pale in questi termini non sono conosciute, trattandosi di componenti per aeromodellismo. Si vuole quindi valutare la possibilità di estendere le proprietà di rigidità ottenute per la sezione estrema della pala a tutte le sezioni in apertura della stessa, ovvero di considerare le pale di materiale omogeneo ed anche isotropo. Per discutere la validità di questa approssimazione si mettono a confronto le misure sperimentali di spostamenti e rotazioni lungo l'apertura della pala, con gli spostamenti e le rotazioni calcolate analiticamente attraverso il modello di trave di Saint-Venant.

Considerando il problema di flessione, è possibile ricostruire gli spostamenti in apertura della pala integrando l'espressione della linea elastica flessionale. Posta x la coordinata lungo l'apertura della trave del sistema di riferimento con origine all'estremo libero si ottiene:

$$s = \frac{1}{EI_z} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{L^2x}{2} + \frac{L^3}{3} \right) F \quad (3.7)$$

Nella tabella 3.3 si riportano, per ciascun carico applicato, gli spostamenti che ne derivano, rilevati dai sensori e ricostruiti tramite l'espressione 3.7. Si osserva un'ottima sovrapposizione tra i dati acquisiti e gli spostamenti integrati analiticamente in apertura della pala.

Carichi [N]	Misure [mm]			Modello di trave [mm]		
	Laser 2	Laser 1	Sens.Ind.	Laser 2	Laser 1	Sens.Ind.
1.2263	-2.2861	-0.8250	-0.0212	-1.9414	-0.4971	-0.0023
2.2073	-3.8633	-1.3646	-0.0366	-3.4946	-0.8947	-0.0041
3.1883	-5.4167	-1.7929	-0.0511	-5.0477	-1.2924	-0.0059
5.1502	-8.5790	-2.3860	-0.0843	-8.1540	-2.0877	-0.0096

Tabella 3.3: Flessione. Confronto tra le misure di spostamento e gli spostamenti ricostruiti analiticamente.

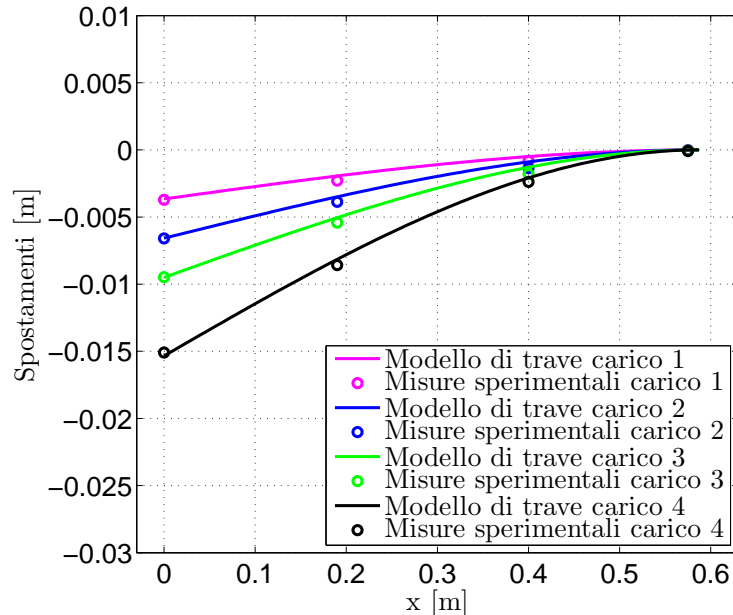


Figura 3.7: Flessione. Confronto tra le misure di spostamento e gli spostamenti ricostruiti analiticamente.

In figura 3.7 si riporta graficamente lo stesso confronto, numerando i carichi applicati progressivamente dal minore al massimo.

Analogamente per il problema torsionale, è possibile ricostruire le rotazioni in apertura della pala integrando l'espressione della linea elastica torsionale. Posta x la coordinata lungo l'apertura della pala del sistema di riferimento con origine all'estremo libero, si ottiene:

$$\theta = \frac{1}{GJ_t} (x - L) M \quad (3.8)$$

Nella tabella 3.4 si riporta per ciascun carico applicato la rotazione che ne deriva, rilevata sperimentalmente e ricostruita tramite l'espressione 3.8. Si osserva anche in questo caso un ottimo accordo tra i dati acquisiti e le rotazioni integrate in apertura della pala.

Carichi [Nm]	Misure [$^\circ$]	
	Coppia di Laser 1-4	Modello di trave [$^\circ$]
0.6573	0.4140	0.6039
0.9202	0.6541	0.8454
1.0516	0.7096	0.9662

Tabella 3.4: Torsione. Confronto tra le misure di rotazione e le rotazioni ricostruite analiticamente.

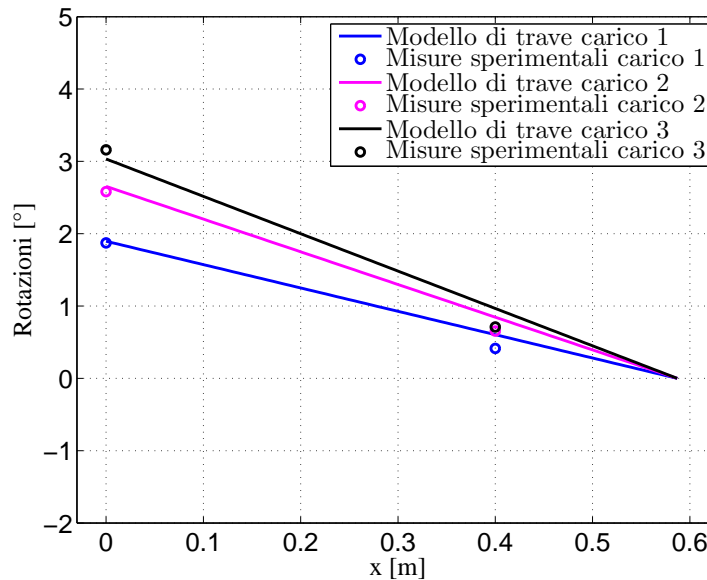


Figura 3.8: Torsione. Confronto tra le misure di rotazione e le rotazioni ricostruite analiticamente.

In figura 3.8 si riporta anche graficamente il confronto tra le misure e le rotazioni stimate analiticamente, si numerano i carichi applicati progressivamente dal minore al massimo.

È possibile concludere che l'approssimazione strutturale della pala come una trave avente caratteristiche costanti in apertura è un'ipotesi ammissibile. L'applicazione del modello di trave omogenea ed isotropa alla pala permette, infatti, di ottenere con buona precisione gli spostamenti e le rotazioni lungo l'apertura della pala misurati sperimentalmente. La determinazione della posizione dell'asse elastico coincidente con il centro aerodinamico e quindi con il centro di pressione (essendo il profilo delle pale simmetrico) consente, infine, di osservare che le forze di trazione sviluppate dal rotore non implicheranno effetti di torsione delle sezioni della pala. Queste caratteristiche consentiranno la realizzazione di un modello strutturale, se pur molto semplificato, della pala.

Capitolo 4

Stima delle prestazioni aerodinamiche del modello di rotore

Prima di effettuare le misure sperimentali sul modello di rotore se ne sono stimate le prestazioni aerodinamiche in condizioni di punto fisso. Il modello impiegato è quello che combina la teoria dell'Elemento di Pala con la teoria del Disco Attuatore[53]. Questo approccio consente di ottenere le distribuzioni in apertura ed i valori integrali delle grandezze aerodinamiche che caratterizzano il rotore. In particolare, per ogni stazione lungo l'apertura della pala si calcola iterativamente la velocità indotta e quindi la velocità risultante sul profilo considerato. Le caratteristiche di portanza e resistenza corrispondenti all'angolo di incidenza effettivo del profilo, sono note tramite le curve dei coefficienti aerodinamici ottenute con XFOIL. Si ricavano, quindi, le forze elementari agenti sulla sezione considerata. Una volta calcolati gli andamenti dei carichi lungo l'apertura si ottengono per integrazione le quantità complessive. La teoria del Disco Attuatore fornisce una stima della velocità indotta necessaria per avviare il calcolo.

In prima approssimazione si adotta, quindi, un metodo bidimensionale puramente aerodinamico, ovvero senza considerare la modellazione strutturale. Il modello trascura, quindi, l'interazione reciproca dei carichi aerodinamici con la configurazione assunta della pala. È necessario, allora, approfondire questi aspetti, per valutare se l'approccio adottato sia eccessivamente semplificato. In particolare si sono determinate l'entità dell'angolo di ritardo e della deformata flessionale assunti dalle pale in rotazione.

Applicando la teoria delle strisce senza modellazione strutturale si trascura, infatti, l'eventuale presenza dell'angolo di ritardo. Se questo dovesse rivelarsi, invece, di entità considerevole la pala durante la rotazione sarebbe assimilabile ad un'ala caratterizzata da un angolo di freccia consistente.

Questa caratteristica, in generale, comporta condizioni aeroelastiche di accoppiamento flesso-torsionale. L'incidenza aerodinamica di ogni sezione della pala verrebbe determinata, quindi, dagli effetti dei contributi strutturali di torsione e flessione. Il profilo delle pale nel caso in esame, tuttavia, è simmetrico, centro di pressione e centro aerodinamico sono coincidenti e come rilevato sperimentalmente, l'asse elastico coincide con il centro aerodinamico. In queste condizioni la pala non presenta mai deformazione a torsione, l'unico effetto introdotto dalla presenza di freccia sarebbe puramente geometrico. Più esplicitamente se il bordo di attacco e di uscita si trovano su diverse sezioni della pala perpendicolari all'asse elastico, presentano di conseguenza spostamenti verticali per flessione differenti. Ne deriva una variazione di incidenza dei profili, in direzione parallela al vento relativo. Se l'angolo di ritardo fosse elevato, quindi, per la stima delle prestazioni aerodinamiche la teoria delle strisce andrebbe integrata con un modello strutturale per ottenere un modello aeroelastico più aderente al vero comportamento della pala.

Assumendo la pala indeformabile nel piano del rotore si può scrivere l'equazione statica del moto di ritardo[54], da cui si ricava l'angolo di ritardo assunto nella condizione di punto fisso. Diversi termini dell'equazione di moto vengono trascurati: non è presente il momento attorno alla cerniera di ritardo dovuto alla rigidità in drag, poichè si ipotizza la cerniera priva di attrito. Non c'è, inoltre, il contributo del momento dovuto allo smorzatore in drag, poichè il rotore ne è sprovvisto. Anche il momento esercitato dalla forza di Coriolis è nullo perchè la pala non flappeggia. Si considerano, quindi, i soli termini di momento centrifugo e momento aerodinamico, tenendo presente che il baricentro della pala è stato stimato a 8 mm di distanza dell'asse elastico. Gli angoli di ritardo così calcolati sono riportati in figura 4.1, si può osservare che per bassi angoli di passo, la pala assume una configurazione di anticipo, a causa della prevalenza del momento esercitato dalla forza centrifuga su quello delle forze aerodinamiche nel piano del rotore. Al crescere del passo il momento delle forze aerodinamiche prevale sul momento della forza centrifuga, determinando un angolo di ritardo. I valori ottenuti sono comunque limitati, si tratta inoltre di una sovrastima della condizione reale, perchè la cerniera tra la pala ed il mozzo non è del tutto priva di attrito. Ragionevolmente la presenza dell'angolo di ritardo, o di anticipo, potrà esser trascurata nella caratterizzazione aerodinamica del rotore.

Il secondo aspetto critico del modello puramente aerodinamico consiste nel considerare la pala nella sua configurazione indeformata. Gli effetti conseguenti la flessione potrebbero, invece, indurre una diminuzione significativa del carico di trazione sviluppato dal rotore. La deformazione a flessione, infatti, comporta la rotazione delle sezioni della pala attorno alla corda dei profili stessi, questo causa l'inclinazione della forza aerodinamica verso il centro del rotore. Per stimare la deformata flessionale della pala si realizza un

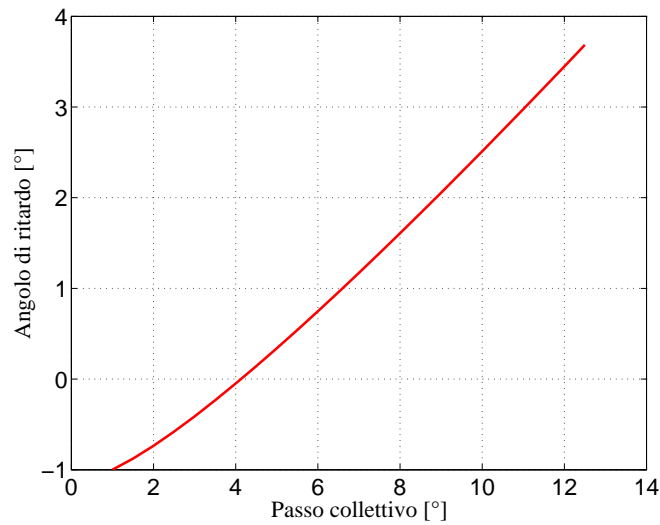


Figura 4.1: Angolo di ritardo assunto dalle pale in condizioni di punto fisso.

modello ad elementi finiti. Un modello strutturale aderente alla vera natura della pala richiederebbe la conoscenza dettagliata della direzione e del tipo di fibre del materiale composito che ne costituisce la struttura. Le valutazioni condotte in seguito l'attività sperimentale di caratterizzazione della pala consentono, invece, di adottare l'ipotesi di trave omogenea isotropa nella descrizione della stessa. Il modello è costituito, quindi, da elementi di trave con rigidità flessionale e torsionale pari alle caratteristiche ricavate sperimentalmente. Il momento di inerzia I_y nel piano della sezione, non rilevato con la prova statica, si ricava valutando il rapporto tra $\frac{I_z}{I_y}$ per una sezione di profilo NACA0014.



Figura 4.2: Modello di rotore. Si evidenziano le cerniere di variazione passo e di ritardo

La figura 4.2 evidenzia gli elementi del modello di rotore a cui si farà ora riferimento: si assume, in prima approssimazione, che il mozzo del rotore a cui è connessa la pala sia totalmente rigido e che la cerniera di ritardo non sia cedevole al di fuori del piano del rotore. Si pone, per questo, un vincolo di incastro in corrispondenza della cerniera di ritardo. Non sono note, infatti, nè le caratteristiche elastiche del mozzo del rotore nè la cedevolezza del vincolo di ritardo. Quest'ipotesi comporterà una lieve sottostima degli spostamenti verticali lungo la trave.

L'analisi ad elementi finiti di tipo Statico Non Lineare permette di considerare gli effetti della forza centrifuga e del campo di forze gravitazionale sulla deformata flessionale. L'analisi Statica Lineare, infatti, non coinvolgerebbe il carico esterno che lavora per le derivate prime e seconde dello spostamento verticale, come invece accade per i contributi introdotti dalla forza centrifuga. Il profilo della pala è simmetrico, centro di pressione e centro aerodinamico sono coincidenti, quindi non è presente momento aerodinamico. Inoltre, come rilevato sperimentalmente, il carico verticale non induce torsione, poichè l'asse elastico coincide con il centro aerodinamico. L'unico contributo aerodinamico effettivamente agente sulla trave è, quindi, la forza verticale di trazione. La configurazione assunta dalla pala in queste condizioni dipende sostanzialmente dal rapporto tra il carico aerodinamico, che inflette verso l'alto la pala e la forza centrifuga che tende, invece, ad allungare la pala verso l'esterno del raggio del rotore.

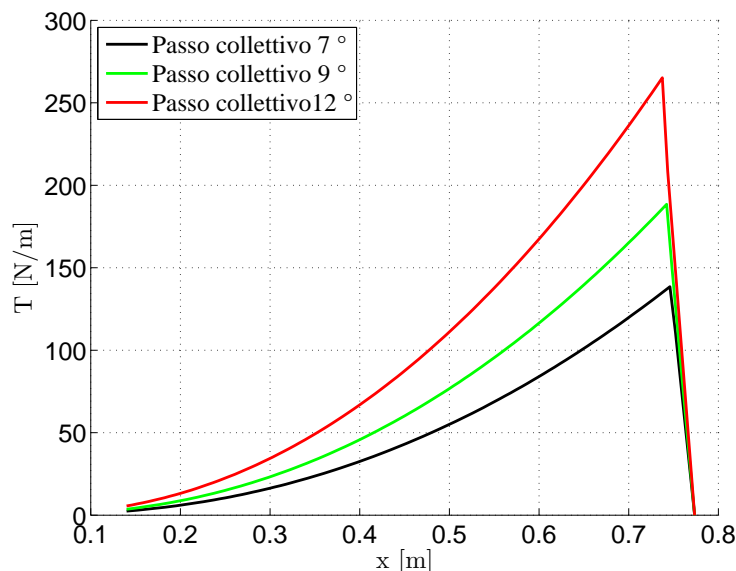


Figura 4.3: Condizione a 1200 rpm. Carico di trazione distribuito lungo il raggio del rotore al variare del passo collettivo.

Considerando, per esempio, condizioni caratterizzate da una velocità di rotazione di 1200 rpm^1 , si è valutata l'entità della deformata flessionale al variare del passo collettivo e quindi del carico di trazione agente sulla pala. In figura 4.3 sono riportate le distribuzioni di trazione in apertura della pala, calcolate con la teoria delle strisce, corrispondenti a tre condizioni di passo collettivo considerate. I carichi sono poi opportunamente applicati ai nodi del modello ad elementi finiti, come visibile in figura 4.4.

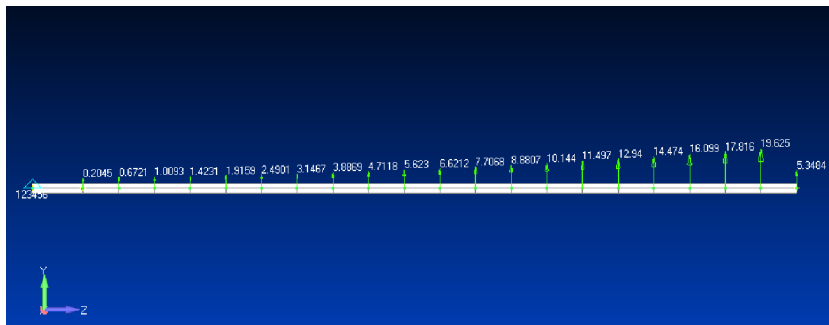


Figura 4.4: Modello ad elementi finiti della pala con carichi di trazione applicati ai nodi.

Nella figura 4.5 si riportano gli spostamenti verticali ottenuti dall'analisi ad elementi finiti al variare del carico di trazione. L'effetto di irrigidimento dovuto alla forza centrifuga viene meno all'aumentare della forza verso l'alto. La deformazione a flessione comporta, inoltre, la rotazione delle sezioni verso l'asse del rotore, riportate nel grafico 4.6. Il massimo effetto in questi termini si verifica per gli elementi di trave posti da metà dell'apertura all'estremità della pala, ovvero per le sezioni che sviluppano la quasi totalità del carico aerodinamico del rotore. Come anticipato, a causa dell'inclinazione della forza di trazione il carico sviluppato dal rotore sarà minore di quanto previsto applicando la teoria delle strisce in configurazione indeformata. Si è quantificata la diminuzione della prestazione considerando la condizione caratterizzata dal rapporto tra le forze di trazione e centrifuga più elevato, ovvero a 12° di passo collettivo. In figura 4.7 si confrontano le distribuzioni di trazione a trave indeformata e considerando l'inclinazione della forza. Si ha una diminuzione del carico dello 0.33% . Questo effetto verrà quindi ritenuto trascurabile in ogni condizione di carico, ritenendo la stima dei carichi aerodinamici in condizioni indeformata della pala attendibile.

¹Per praticità si indica la velocità angolare in termini *rpm* ovvero giri al minuto, anche se non si tratta di unità di misura del SI.

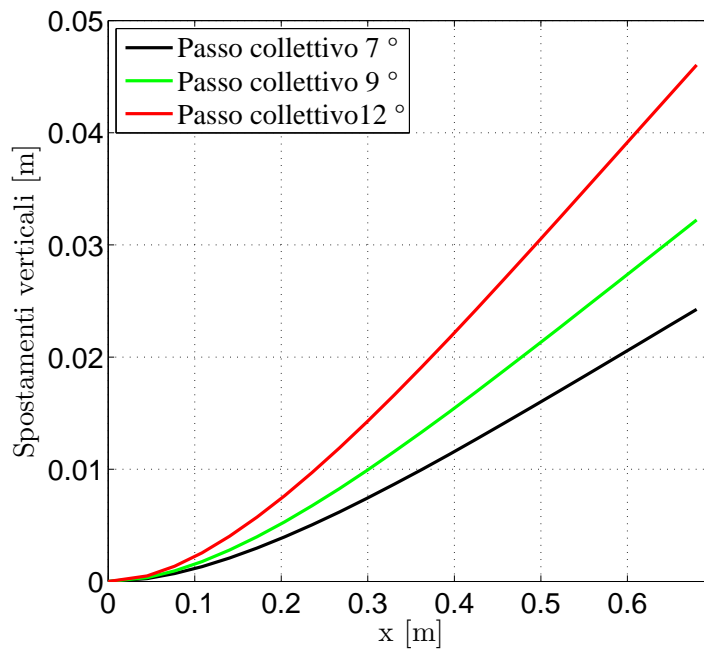


Figura 4.5: Condizione a 1200 rpm. Deformata flessionale lungo il raggio del rotore al variare del passo collettivo.

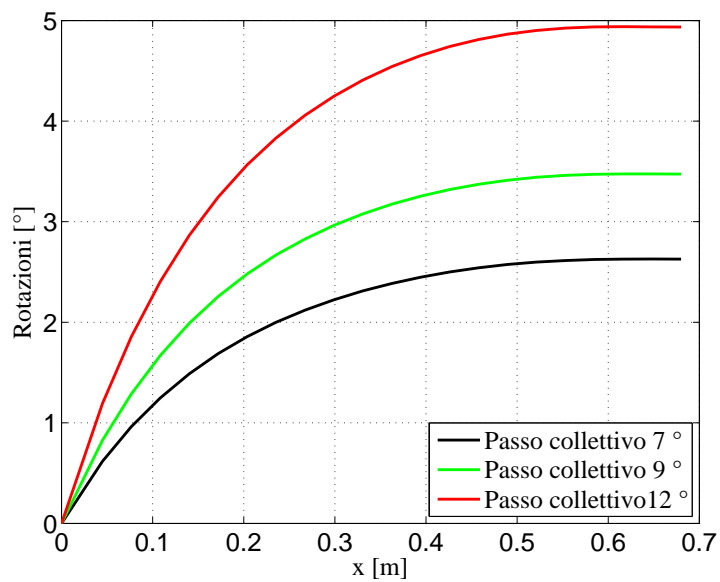


Figura 4.6: Condizione a 1200 rpm. Rotazione degli elementi di trave indotta dalla flessione lungo il raggio del rotore al variare del passo collettivo.

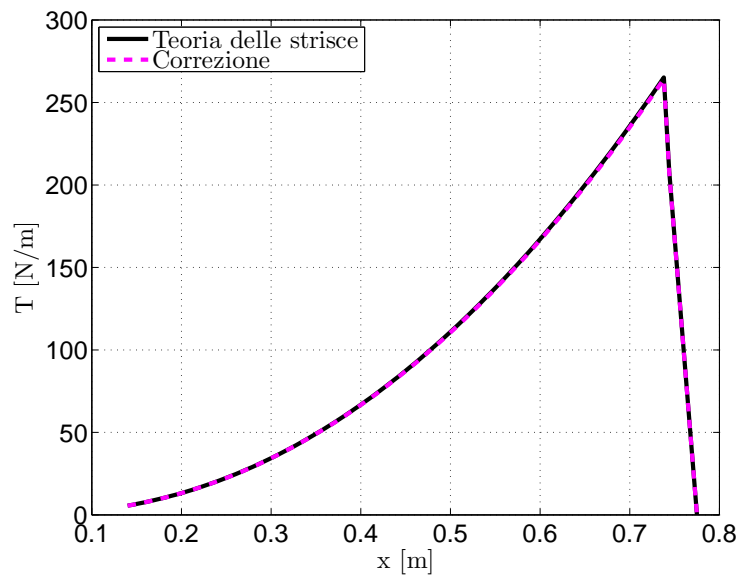


Figura 4.7: Condizione a 1200 *rpm*, 12° di passo collettivo. Effetto della flessione sul carico distribuito lungo il raggio del rotore.

In conclusione, il modello adottato per la caratterizzazione aerodinamica del rotore può considerarsi uno strumento valido per una prima approssimazione delle prestazioni. Gli aspetti strutturali e di interazione aerodinamica-struttura trascurati dal metodo comportano, infatti, effetti stimati sostanzialmente trascurabili.

Capitolo 5

Prove sperimentali

La scelta delle condizioni di carico analizzate durante le prove è relativa alle caratteristiche dell'aeromodello da cui proviene il rotore. L'elicottero ALIGN T-REX 700 è caratterizzato, infatti, da velocità di rotazione non superiori a 1900 rpm ¹ e valori massimi di passo collettivo di circa 13° . Il modello oggetto di studio è fissato a terra tramite il pilone, per questo motivo non si sono superati i 1200 rpm . È necessario, infatti, evitare vibrazioni rischiose per il rotore stesso e di disturbo al sistema di misura. Ogni prova consiste nell'acquisizione delle misure di trazione e coppia resistente generate dal rotore, a numero di giri fissato, per passi collettivi crescenti.

5.1 Taratura statica del piatto oscillante

Per effettuare le prove sperimentali, in diverse condizioni di carico, è necessario poter controllare il passo collettivo assunto dalle pale del rotore. Il comando del piatto oscillante avviene tramite dei servomotori Digital Servo Futaba BLS451. Il segnale di controllo dei servi è una sequenza continua di impulsi di 1 o 2 *ms*, come schematizzato nella figura 5.1. Impulsi di 1.5 *ms* determinano la posizione neutrale o media, se la durata è maggiore la rotazione continua nello stesso verso, se minore il servo ruota nel verso opposto. I tre servomotori sono disposti a 120° attorno al piatto oscillante; la rotazione imposta ai servi si traduce in spostamento lineare del piatto oscillante lungo l'albero del rotore attraverso delle connessioni cinematiche. È necessario correlare la rotazione dei servomotori al passo collettivo effettivamente assunto dalle pale tramite una taratura ricavata sperimentalmente: il software che comanda il movimento dei tre servomotori, ne registra anche la posizione.

¹Per praticità si indicherà la velocità angolare in termini *rpm* ovvero giri al minuto, anche se non si tratta di unità di misura del SI.

Il passo delle pale è invece rilevato mediante un inclinometro, solidale al mozzo tramite un supporto in lega leggera di alluminio, come visibile in figura 5.2.

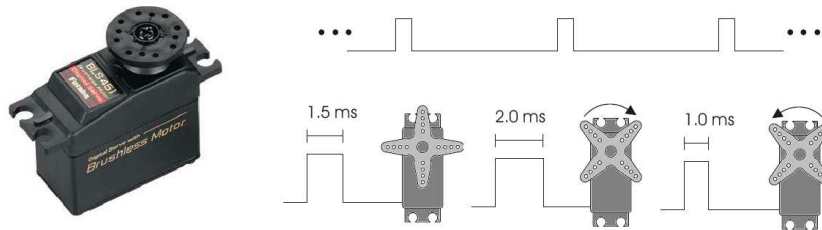


Figura 5.1: Servomotori Digital Servo Futaba BLS451. Segnale di controllo e funzionamento relativo alla durata degli impulsi del segnale di controllo.

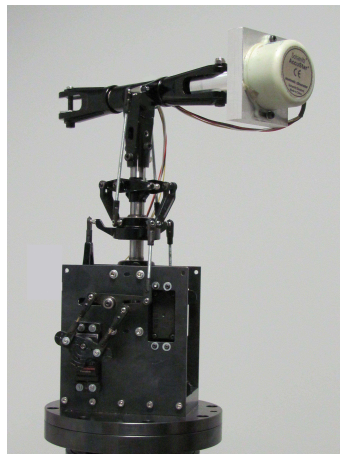


Figura 5.2: Taratura statica del piatto oscillante. Modello del rotore con inclinometro per rilevare il passo delle pale.

Si regolano i servomotori in modo che il piatto oscillante sia il più possibile piano e le pale ad incidenza nulla, verificando che sul giro il passo resti costante entro una tolleranza inferiore a 0.3° . Per diversi angoli di passo collettivo, ovvero di rotazione dei servi, si registrano le letture dell'inclinometro, ricavando così la corrispondenza tra passo collettivo e comando di posizione dei servomotori. Le misure eseguite durante la taratura del piatto oscillante sono riportate in figura 5.3, è tracciata inoltre la retta di taratura che ne consegue.

La taratura sul passo collettivo è quindi eseguita in modo statico, sul rotore fermo. Quando il sistema è in rotazione, la dinamica della struttura nel suo insieme ed i carichi sviluppati dal rotore potrebbero modificare, anche di molto, il comportamento osservato staticamente. La cinematica che collega il piatto oscillante ai servomotori ed alle aste che comandano il passo delle pale appartiene, infatti, ad un sistema la cui precisione ed accuratezza, soprattutto in condizioni dinamiche, non è assicurata.

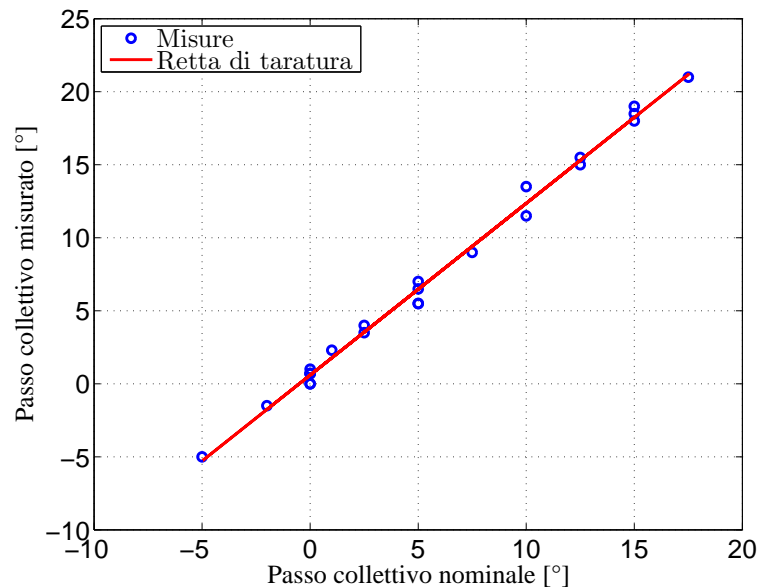


Figura 5.3: Taratura statica del piatto oscillante: misure del passo collettivo delle pale in funzione del passo nominale e relativa retta di taratura.

5.2 Tracking delle pale

Come anticipato, il legame tra il passo collettivo nominale ed il passo delle pale ricavato staticamente, è puramente cinematico, il comportamento del rotore in condizioni di carico potrebbe essere differente. Durante le prove il comando imposto ai servomotori potrebbe non essere correttamente trasmesso dalla cinematica del sistema. Se i servomotori fossero opportunamente strumentati sarebbe possibile verificare che la rotazione ad essi imposta sia rispettata. Inoltre, le componenti del mozzo del rotore non appartengono ad un sistema che in origine abbia finalità di misura, quindi la precisione non è garantita. Si preferisce, per questi motivi, rilevare il passo effettivo delle pale filmando il modello mediante una telecamera allineata con il piano del rotore ed una luce stroboscopica, come visibile in figura 5.4. La frequenza di acquisizione della telecamera è comandata attraverso un generatore di segnali ed

è opportunamente regolata in relazione alla velocità di rotazione del rotore. La luce stroboscopica illumina il rotore con brevissimi lampi di forte intensità, questo permette di acquisire le immagini anche con tempi di otturazione molto contenuti. La fase imposta dall'onda quadra che controlla la telecamera permette di regolare l'acquisizione dell'immagine in modo che la pala sia in posizione di azimut corretta. In questo modo, si ottiene il fotogramma della pala quando il suo asse è allineato con la telecamera, ovvero l'immagine del profilo in incidenza. Le pale sono colorate all'estremità in modo da distinguerle tra loro, quindi tramite i fotogrammi è anche possibile verificare che la rotazione di ogni pala giaccia sullo stesso piano. Le pale devono presentare lo stesso valore di incidenza a qualsiasi valore di passo collettivo. In caso contrario, la maggiore portanza di una pala rispetto all'altra, oltre a pregiudicare il corretto funzionamento del rotore, comporterebbe oscillazioni dannose.



Figura 5.4: Configurazione della telecamera e della luce stroboscopica per eseguire il tracking delle pale.

L'analisi dei fotogrammi introduce diversi aspetti critici, che è necessario considerare al fine della corretta elaborazione dei dati sperimentali. Gli angoli di passo sono misurati direttamente dalle immagini, manualmente, tramite un programma di elaborazione grafica. In primo luogo, quindi, la verifica della validità dello strumento adottato con la semplice acquisizione un fotogramma a rotore fermo, riportato in figura 5.5. Il passo nominale imposto è risultato concorde con l'angolo rilevato dall'immagine tramite il programma di grafica, confermando l'attendibilità del procedimento.

Il piano dell'immagine acquisita dalla telecamera, in questo caso, è perpendicolare all'asse della pala. Quando il rotore è messo in rotazione, invece, le pale sono soggette a flessione ed assumono una configurazione deformata, effetto che induce la rotazione delle sezioni attorno alla corda dei profili stes-



Figura 5.5: Fotogramma della pala a 20° di passo nominale acquisito a rotore fermo, per la verifica dello strumento di misura degli angoli.

si. Questo aspetto potrebbe compromettere la misura del passo delle pale, perchè l'immagine del profilo è scattata in prospettiva. La rotazione delle sezioni, relativa alla deformata flessionale delle pale, può essere valutata tramite il modello ad elementi finiti. Per diverse condizioni di carico, a parità di trazione e velocità di rotazione, si è verificato che lo spostamento dell'estremità della pala estratto dai fotogrammi fosse concorde con il risultato dell'analisi ad elementi finiti.

Prova a 1000 <i>rpm</i> . Trazione pari a 76.76 <i>N</i>		
Analisi ad elementi finiti	0.0318	<i>m</i>
Misura dal fotogramma	0.0417	<i>m</i>

Tabella 5.1: Confronto tra gli spostamenti verticali all'estremo libero della pala acquisiti dal fotogramma e calcolati tramite l'analisi ad elementi finiti.

A titolo di esempio si riportano in tabella 5.1 gli spostamenti calcolati per la prova a 1000 *rpm* e carico di trazione pari a 76.76 *N*. Il risultato ottenuto dall'analisi ad elementi finiti è una buona approssimazione dello spostamento misurato dal fotogramma, riportato in figura 5.6. Il modello della pala, si ricorda, assume il mozzo del rotore rigido e presenta una condizione di vincolo di incastro tra pala e cerniera di ritardo. In realtà la connessione tra le due componenti permette una certa labilità ed il mozzo del rotore non è totalmente privo di elasticità. La misura degli spostamenti dal fotogramma, inoltre, è effettuata sempre manualmente tramite il programma di grafica, introducendo un errore dell'ordine di 0.5 *mm*. Il modello strutturale della pala è quindi attendibile e fornisce la rotazione indotta dalla flessione, altrimenti non conosciuta. La rotazione delle sezioni all'estremità della pala, stimata con l'analisi ad elementi finiti nelle diverse condizioni di prova, non

eccede mai i 5° . Il passo della pala misurato dal fotogramma apportando la correzione relativa alla rotazione della sezione differisce dal valore originale di centesimi di grado. Si può concludere, quindi, che la condizione di non perpendicolarità tra il piano delle immagini e l'asse della pala non altera significativamente il valore dell'angolo ricavato dai fotogrammi.

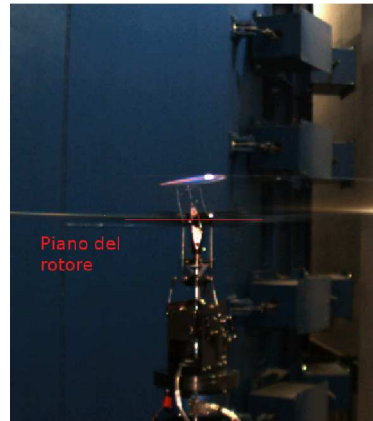


Figura 5.6: Fotogramma della pala relativo alla prova a 1000 rpm , in condizioni di carico pari a 76.76 N . È chiaramente visibile lo spostamento verticale dell'estremo libero della pala, rispetto al piano del rotore.

Quando le pale sono in rotazione, inoltre, l'immagine acquisita non presenta la stessa nitidezza dei fotogrammi scattati staticamente. Se la telecamera nella ripresa della pala in movimento dovesse sfocare il contorno del profilo, l'angolo rilevato non sarebbe attendibile. Nell'elaborare le immagini si è sempre verificata l'assenza di distorsioni, valutando se la corda del profilo corrispondesse al valore noto.

In figura 5.7 si riporta, infine, la correlazione tra il passo nominale imposto al piatto oscillante ed il passo assunto dalle pale, ricavato dall'analisi delle immagini. Tutti gli angoli misurati sono riferiti al passo per cui si ottiene trazione nulla. Questo valore di zero aerodinamico è calcolato interpolando i dati dei coefficienti di trazione, dopo aver apportato la correzione al passo nominale ottenuta dalle immagini. Gli scostamenti dal passo nominale che le pale assumono durante le prove, sono probabilmente dovuti alla presenza di giochi nel sistema che articola il mozzo del rotore. Questi elementi appartengono ad un aeromodello, è quindi comprensibile che le cerniere che ne articolano il mozzo, le connessioni cinematiche ed il piatto oscillante introducano nel sistema sotto carico una certa imprecisione, rendendolo poco deterministico. Si sono realizzate alcune verifiche statiche sul comportamento del rotore, che evidenziano questi aspetti, cercando di interpretare il comportamento del rotore sotto carico. Le rette mostrano, infatti, la tendenza delle pale, per passi collettivi elevati, ad assumere valori inferiori di passo rispetto al collettivo

nominale; per bassi valori di passo collettivo, invece, appare una tendenza a cabrare. Questa rotazione del profilo potrebbe essere causata dalla presenza di un angolo di ritardo, o di anticipo, che comporta un momento rispetto all'asse di variazione del passo: la forza di trazione in queste condizioni, assume braccio rispetto all'asse di cerniera, come schematizzato in figura 5.8. Il momento generato dal carico verticale per ciascuna prova, ad un determinato angolo di passo, può essere stimato: tramite la teoria delle strisce sono noti, infatti, l'angolo di ritardo assunto dalle pale e la forza di trazione sviluppata dal rotore, che si ipotizza essere applicata al 75% del raggio del rotore. Si sono, quindi, applicati staticamente al mozzo i momenti attorno all'asse di variazione del passo così calcolati. L'angolo assunto dalla pala che ne consegue, è rilevato sempre tramite le immagini acquisite con la telecamera. Si osserva che la differenza tra il passo nominale ed il passo assunto dalla pala è dell'ordine di quella evidenziata durante le prove a punto fisso, a conferma della cedevolezza della catena cinematica e delle cerniere del rotore.

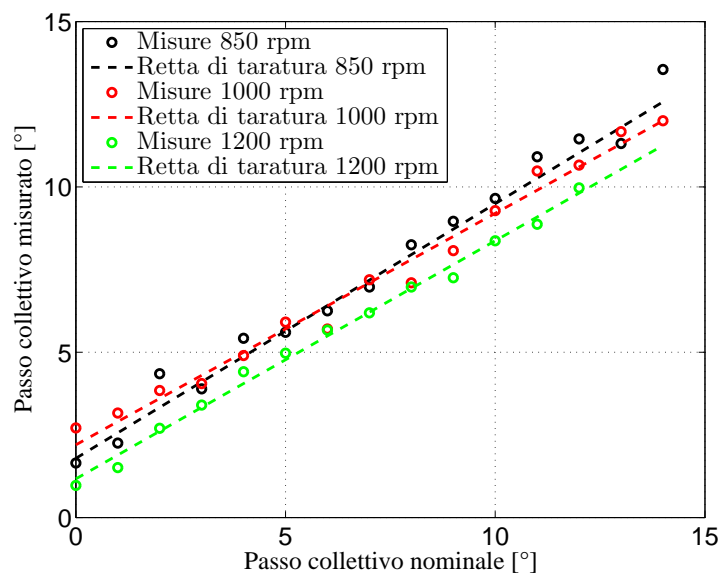


Figura 5.7: Correlazione tra il passo nominale ed il passo assunto dalle pale in rotazione, riferito allo zero aerodinamico, relativo a ciascuna prova.

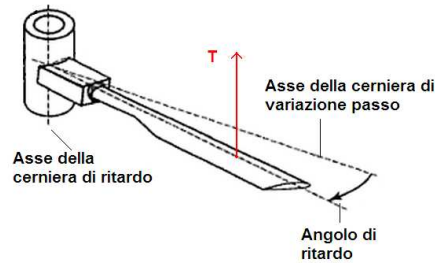


Figura 5.8: Schema della pala durante la rotazione a punto fisso. La risultante della forza di trazione assume braccio rispetto all'asse di variazione passo, a causa dell'angolo di ritardo.

A titolo di esempio, si riporta nelle figure 5.9 e 5.10 rispettivamente i dati di coefficiente di trazione e di coppia resistente, relativi alla prova a 850 rpm. Sono visibili le misure così come sono state ottenute dalla prova ed il risultato delle successive correzioni del passo nominale. Innanzitutto si apporta la correzione al passo nominale, ricavata con l'analisi delle immagini, e poi si riferisce la stessa correlazione allo zero aerodinamico.

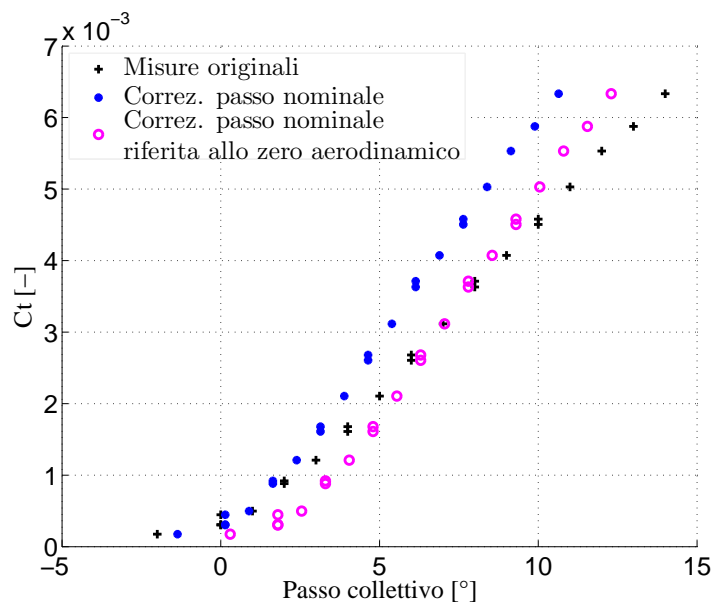


Figura 5.9: Prova a 850 rpm. Coefficiente di trazione ottenuto dai dati sperimentali e successive correzioni del passo nominale.

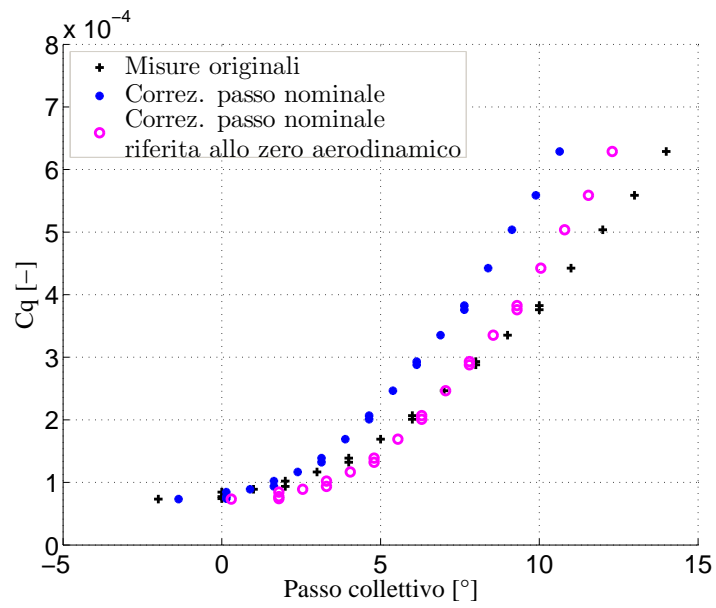


Figura 5.10: Prova a 850 rpm. Coefficiente di trazione ottenuto dai dati sperimentali e successive correzioni del passo nominale.

5.3 Misure di trazione e coppia resistente

Si riportano in tabella 5.2 le condizioni ambientali rilevate in sede di prova, comuni a tutte le prove. La densità dell'aria è calcolata tenendo in considerazione la presenza di vapore acqueo nell'aria, grazie ad un igrometro per la misura dell'umidità relativa. La viscosità dinamica è ricavata applicando la legge di Sutherland per l'aria. Si utilizzano, infine, un barometro e un termometro per rilevare la pressione assoluta e la temperatura.

Proprietà dell'aria		
Temperatura	298.25	K
Pressione assoluta	100138	Pa
Umidità relativa	54.4	$\%$
Densità	1.164	$\frac{Kg}{m^3}$
Viscosità dinamica	$1.838 \cdot 10^{-5}$	$\frac{N}{m^2s}$

Tabella 5.2: Condizioni ambientali in sede di prova.

Il numero di Reynolds ed il numero di Mach relativi ad ogni prova, riassunti in tabella 5.3, sono calcolati considerando la velocità lineare al 75% della pala. Si assume, infatti, l'ipotesi che le sezioni che sviluppano la quasi totalità del carico aerodinamico del rotore siano poste in prossimità di questa coordinata in apertura.

	Prova a 850 rpm	Prova a 1000 rpm	Prova a 1200 rpm
Re	203877	239843	287812
Ma	0.149	0.176	0.211

Tabella 5.3: Numero di Reynolds ed numero di Mach di ogni prova.

5.3.1 Valutazione dell'isteresi del sistema

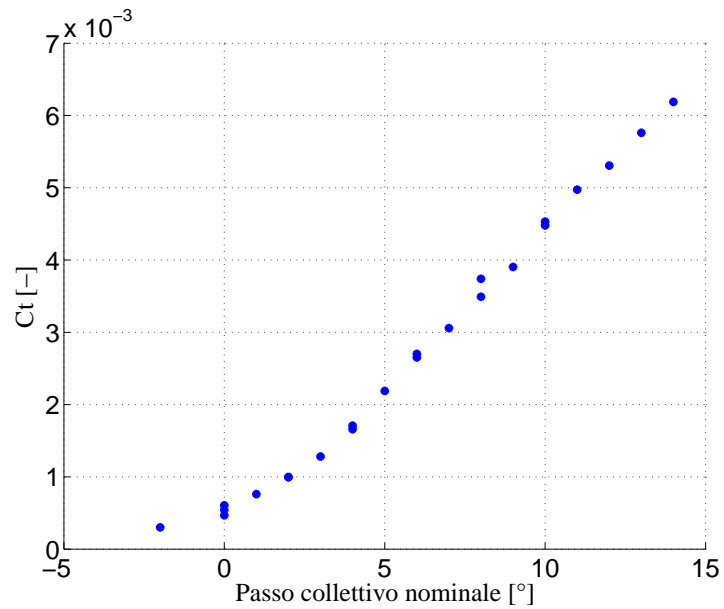


Figura 5.11: Prova a 1000 *rpm*. Coefficiente di trazione ottenuto dai dati sperimentali in funzione del passo collettivo nominale.

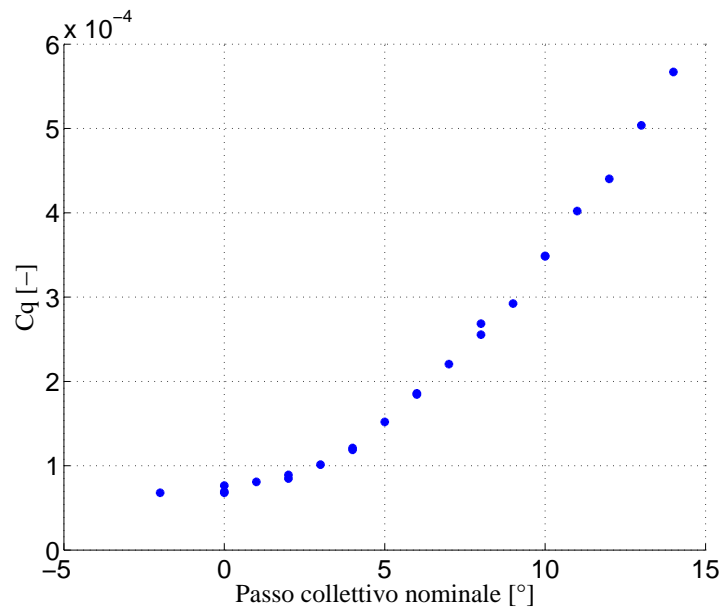


Figura 5.12: Prova a 1000 *rpm*. Coefficiente di coppia resistente ottenuto dai dati sperimentali in funzione del passo collettivo nominale.

5.3.2 Ripetibilità tra le prove

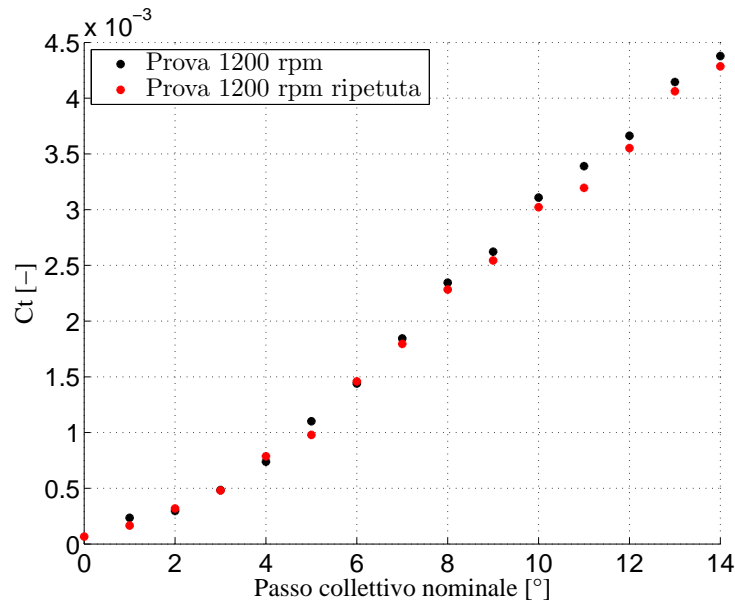


Figura 5.13: Prova a 1200 rpm e ripetizione. Coefficiente di trazione ottenuto dai dati sperimentali in funzione del passo collettivo nominale.

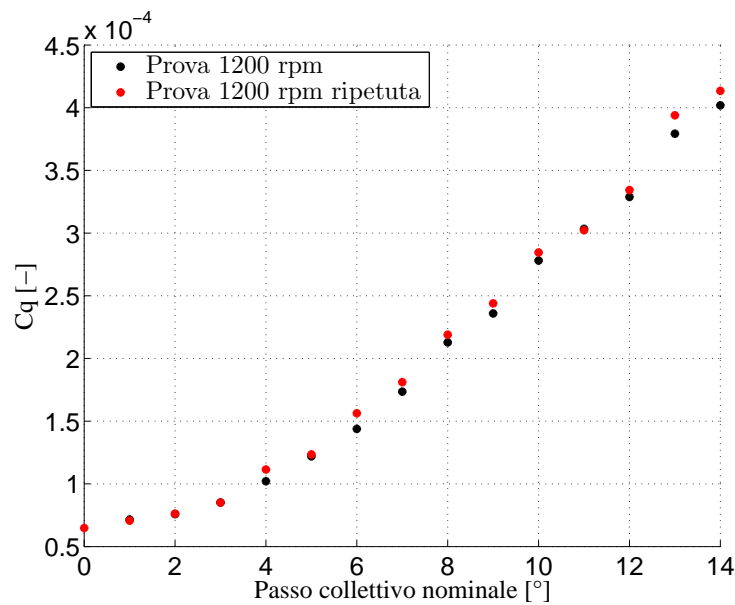


Figura 5.14: Prova a 1200 rpm e ripetizione. Coefficiente di coppia resistente ottenuto dai dati sperimentali in funzione del passo collettivo nominale.

5.3.3 Prova a 850 rpm

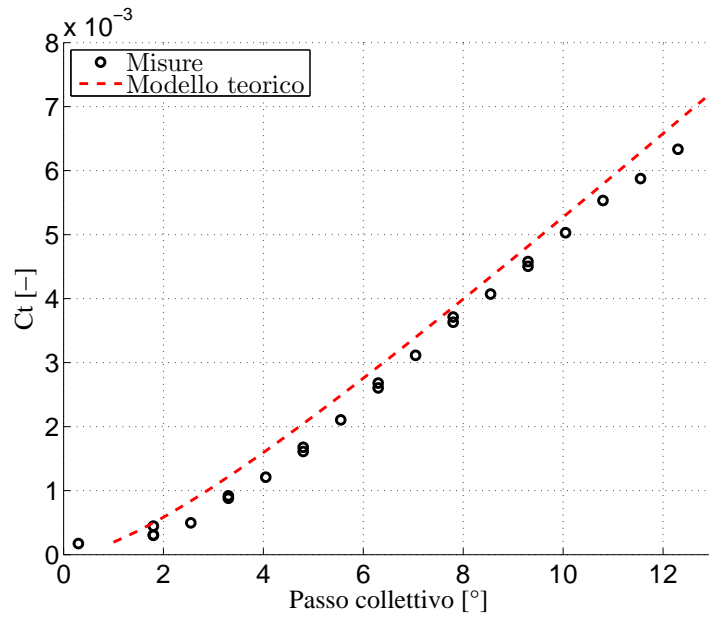


Figura 5.15: Prova a 850 rpm. Coefficiente di trazione ottenuto dai dati sperimentali e relativa stima teorica

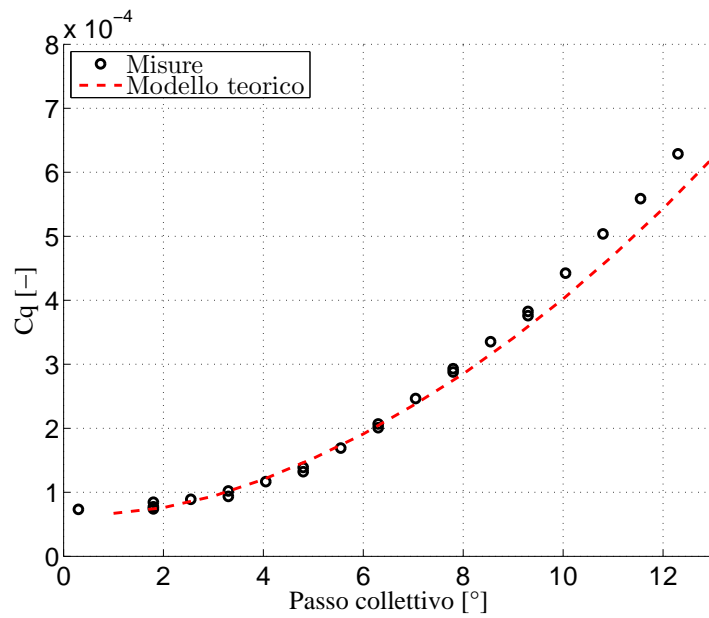


Figura 5.16: Prova a 850 rpm. Coefficiente di coppia resistente ottenuto dai dati sperimentali e relativa stima teorica.

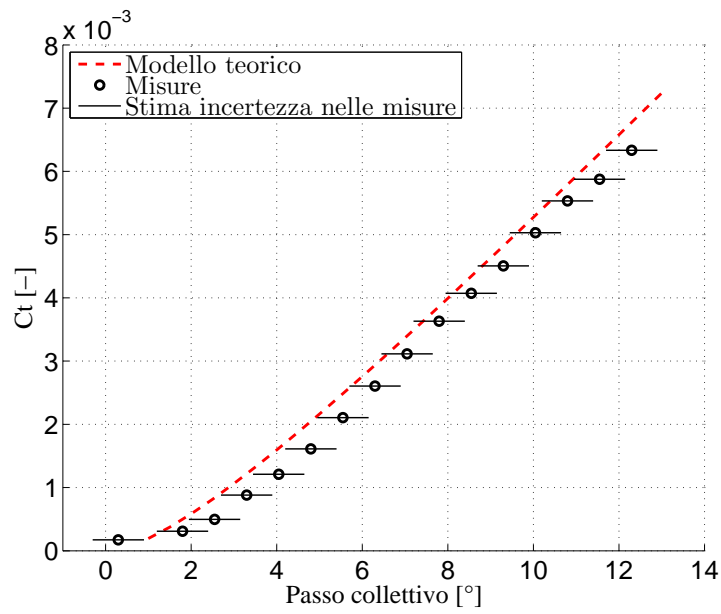


Figura 5.17: Prova a 850 rpm. Coefficiente di trazione ottenuto dai dati sperimentali con intervallo di incertezza e relativa stima teorica

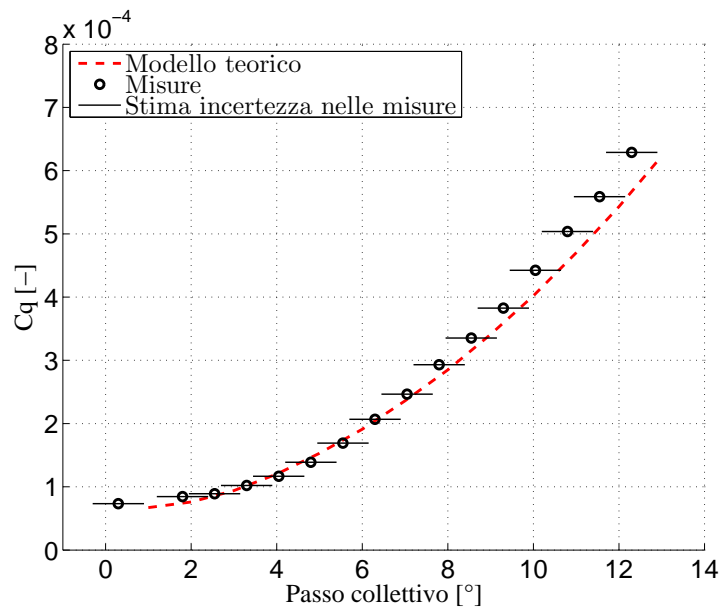


Figura 5.18: Prova a 850 rpm. Coefficiente di coppia resistente ottenuto dai dati sperimentali con intervallo di incertezza e relativa stima teorica.

5.3.4 Prova a 1000 rpm

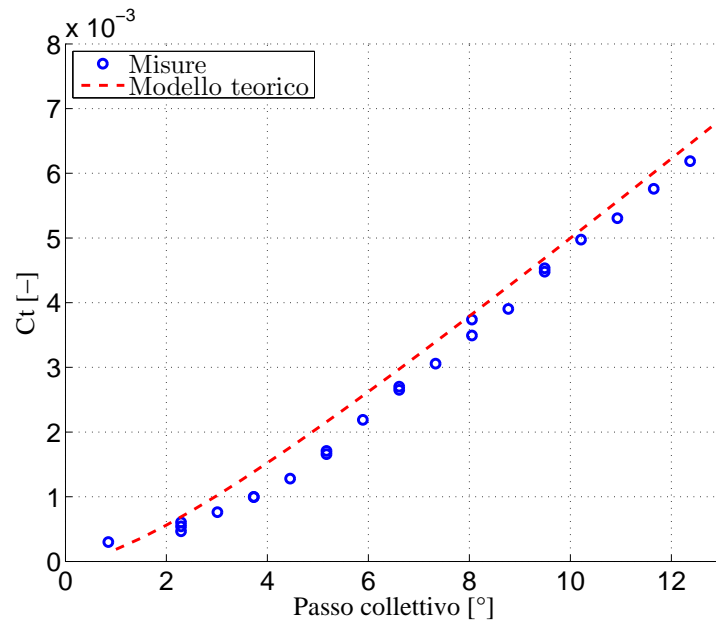


Figura 5.19: Prova a 1000 rpm. Coefficiente di trazione ottenuto dai dati sperimentali e relativa stima teorica.

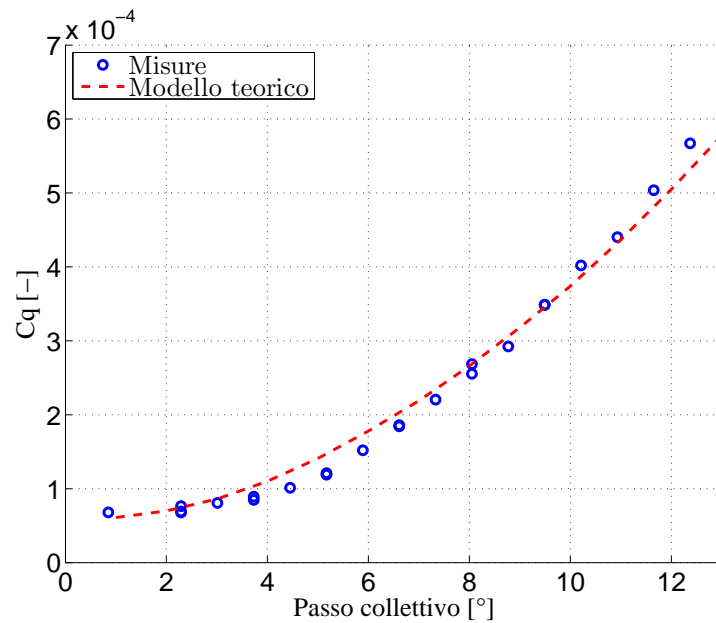


Figura 5.20: Prova a 1000 rpm. Coefficiente di coppia resistente ottenuto dai dati sperimentali e relativa stima teorica.

5.3.5 Prova a 1200 rpm

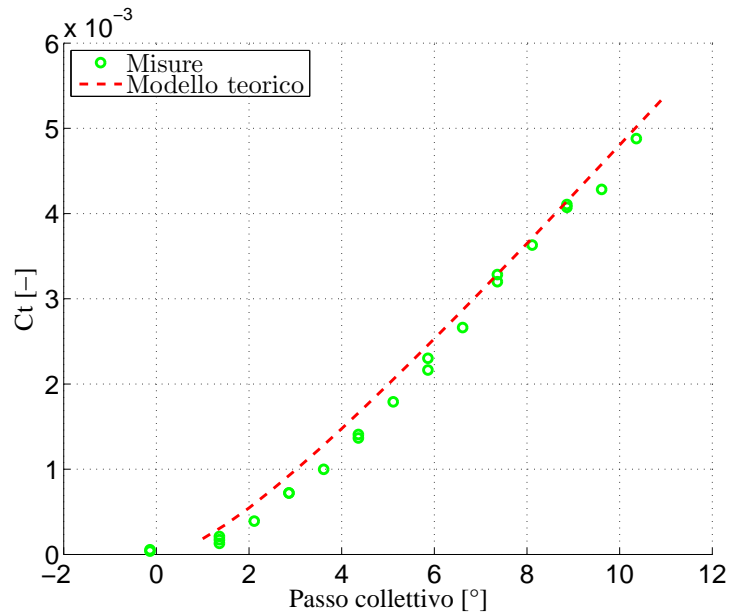


Figura 5.21: Prova a 1200 rpm. Coefficiente di trazione ottenuto dai dati sperimentali e relativa stima teorica.

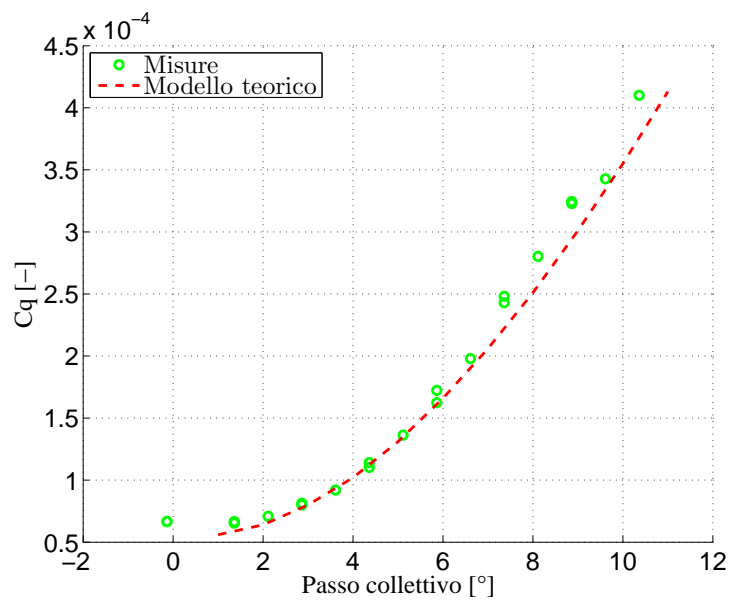


Figura 5.22: Prova a 1200 rpm. Coefficiente di coppia resistente ottenuto dai dati sperimentali e relativa stima teorica.

5.3.6 Valutazione dell'interferenza della base dell'at- trezzatura

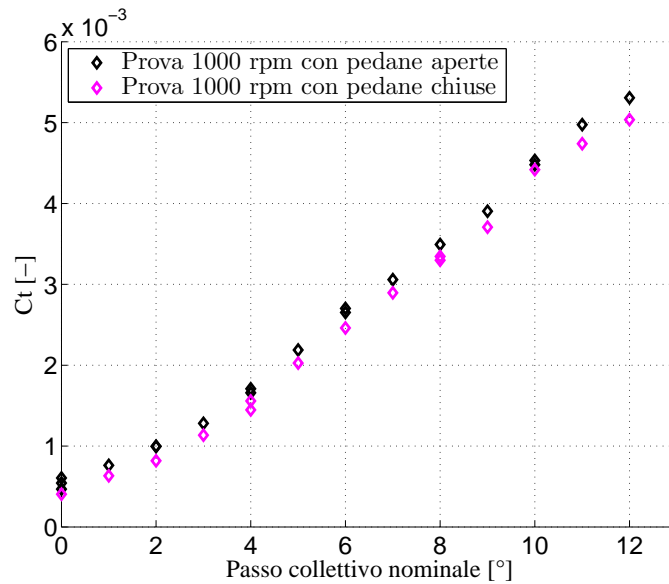


Figura 5.23: Prova a 1000 rpm e ripetizione della prova a 1000 rpm con pedane aperte. Coefficiente di trazione ottenuto dai dati sperimentali in funzione del passo collettivo nominale.

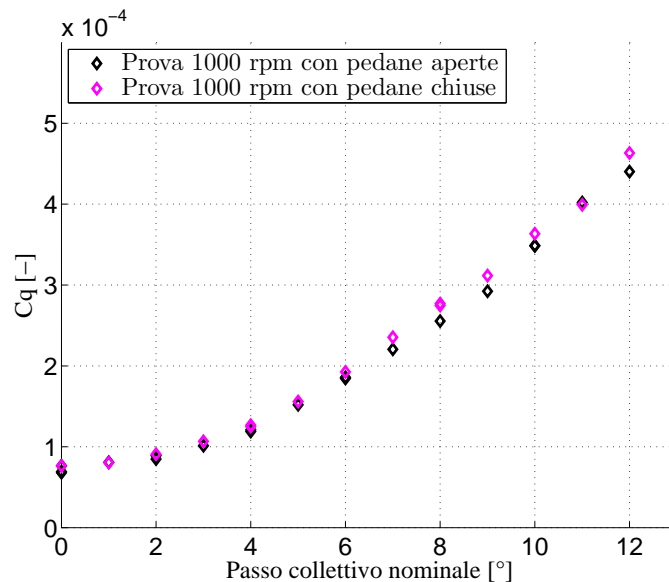


Figura 5.24: Prova a 1000 rpm e ripetizione della prova a 1000 rpm con pedane aperte. Coefficiente di coppia resistente ottenuto dai dati sperimentali in funzione del passo collettivo nominale.

5.3.7 Analisi dei risultati

Come anticipato ogni prova viene effettuata a velocità angolare costante, acquisendo le letture della bilancia e del torsionometro per passi collettivi nominali da zero a 13°-14°. Le misure sono ripetute, durante ciascuna prova, per alcuni passi di collettivo tornando a zero dopo aver raggiunto il passo massimo. In figura 5.11 e 5.12 si riportano i valori del coefficiente di trazione e coppia resistente acquisiti durante la prova a 1000 *rpm* in funzione del passo nominale. Non si effettuano in questo caso le correzioni di angolo per ottenere il passo effettivo delle pale, per mettere in luce l'effettiva coincidenza dei dati, evitando di introdurre eventuali imprecisioni. Si può concludere che il sistema non presenta isteresi, le acquisizioni ripetute presentano valori sostanzialmente sovrapposti a quelli iniziali. L'assenza di isteresi nelle misure è un dato estremamente positivo in termini di validità dei dati acquisiti e di affidabilità dell'attrezzatura di prova. Anche se il sistema è stato sottoposto a carico, infatti, sia la strumentazione sia la catena cinematica non degradano in accuratezza.

Nelle figure 5.13 e 5.14 sono riportati rispettivamente i coefficienti di trazione e di coppia relativi ai dati sperimentali ottenuti da due prove a 1200 *rpm*. Non è stata apportata, anche in questo caso, la correzione al passo nominale per non introdurre imprecisioni nei dati e poterne valutare la ripetibilità. I coefficienti aerodinamici dovrebbero presentare quindi sostanzialmente gli stessi valori, a meno di effetti meccanici o di derive della strumentazione. Si osserva una buona sovrapposibilità delle misure tra una prova e l'altra. L'attrezzatura di prova permette misure ripetibili anche se rilevate in tempi diversi, dopo che il sistema è stato sottoposto a differenti condizioni di carico durante le altre prove. La bilancia estensimetrica, inoltre, è stata sempre tenuta sotto osservazione, per evitare che il riscaldamento dello strumento compromettesse le misure. La temperatura della bilancia durante lo svolgimento delle prove si è mantenuta costante entro una tolleranza di 0.5°C.

I grafici delle sezioni 5.3.3, 5.3.4 e 5.3.5 riportano i dati ottenuti dalla bilancia e dal torsionometro per ciascuna prova, opportunamente correlati al passo effettivo delle pale. Si può osservare in tutte le prove un discreto accordo rispetto alla curva calcolata con il modello bidimensionale. La misura manuale dell'angolo di passo dei fotogrammi introduce un errore dell'ordine di 6 decimi di grado, quindi l'accordo tra i due risultati, sperimentale e teorico, potrebbe essere migliore. Per mettere in evidenza questo aspetto, si riportano nelle figure 5.17 e 5.18 i risultati della prova a 850 *rpm* completando le misure con un intervallo di incertezza pari all'errore stimato per l'operazione manuale di misura degli angoli.

Premessa questa considerazione, diversi fattori determinano differenze tra la prova reale ed il conto teorico, che comportano la non perfetta sovrapposibilità tra i dati sperimentali e la previsione del modello aerodinamico. In primo luogo le caratteristiche tridimensionali della prova reale non sono modellate dalla teoria delle strisce, ogni profilo non risente dell'induzione delle altre sezioni della pala.

Le perdite di estremità, dovute all'effetto di *downwash* dei vortici al termine delle pale, sono modellate nella teoria con un fattore empirico che dipende dalla velocità indotta stimata con la teoria del Disco Attuatore. Il comportamento reale potrebbe quindi rivelarsi differente da questa stima, che si basa su ipotesi di flusso molto semplificate. Il raggio efficace del rotore, nella realtà, potrebbe essere diverso di quanto previsto dalla teoria. Si è provato, quindi, a non introdurre il fattore di perdita di estremità nella stima bidimensionale; la differenza, però, con quanto ottenuto precedentemente è dell'0.1%.

Nel modello teorico la scia delle pale e l'interazione tra pala avanzante e retrocedente non è rappresentata, in generale le prestazioni delle superfici aerodinamiche risultano ridotte da questo tipo di interferenza. I disturbi causati dalla scia dovrebbero interessare le misure solo per valori di passo collettivo prossimi a zero, quando i vortici restano nel piano del rotore. Per passi collettivi crescenti la scia viene, invece, trascinata verso il basso. Durante le prove, a bassi angoli di passo, infatti, si avverte rumore, dovuto proprio a questo tipo di interferenza. L'andamento delle misure, però, non conferma gli effetti attesi da questo fenomeno. Il numero di Reynolds in tutte le prove è dell'ordine di 200000, quindi è probabile che le strutture vorticosi siano subito dissipate dalla viscosità prima di alterare l'aerodinamica delle pale.

Si può, infine, osservare che le curve di trazione, per bassi angoli di passo collettivo, in tutte le tre prove, presentano una leggera non linearità. Le componenti del mozzo del rotore non sono totalmente prive di gioco, si ricorda che il rotore appartiene ad un aeromodello, che non richiede precisione ed accuratezza di misura. È probabile che per bassi valori di trazione i giochi non siano del tutto assestati e questo comprometta il rilievo della forza assiale. Per angoli di passo maggiori il sistema è messo in tensione, con conseguenti minori imprecisioni.

Un ulteriore aspetto importante che differenzia le condizioni reali di prova dalle ipotesi alla base del modello teorico, è la presenza del pilone di sostegno del rotore e soprattutto del sistema motore su cui questo è integrato. Il motore idraulico, infatti, costituisce un ostacolo per il flusso di aria trascinato verso il basso dal rotore in movimento. La teoria del Disco Attuatore, che consente di avviare la stima bidimensionale modella, invece, il tubo di flusso generato dal rotore come infinito. Analogamente la teoria dell'Elemento di Pala non considera la presenza di eventuale bloccaggio. Questo tipo di interferenza potrebbe essere assimilata all'effetto suolo, che dovrebbe manifestarsi

con un aumento delle prestazioni rispetto alle condizioni senza ostacolo del flusso. Al contrario, le misure non mostrano significativi miglioramenti rispetto la teoria. La struttura che ospita il motore idraulico è fornita di due pedane ai lati che agevolano il montaggio delle componenti del rotore sul pilone. Le pedane si possono chiudere, ripiegandole ai lati del motore, una volta montato tutto il sistema. Per valutare l'influenza di queste componenti sulle prestazioni del rotore si è ripetuta una prova a 1000 *rpm* mantenendo aperte le pedane laterali del motore come visibile in figura 5.25. I risultati delle due prove a 1000 *rpm* sono messi a confronto nelle figura 5.23 e 5.24. Non si osservano considerevoli differenze con la condizione a pedane chiuse, probabilmente questi elementi si trovano ad una distanza dal rotore non sufficiente per ostacolare significativamente il flusso indotto.



Figura 5.25: Modello di rotore durante la ripetizione della Prova 2, le pedane della struttura che ospita il motore sono aperte per valutare l'entità dell'effetto suolo.

Si è effettuata, infine, un'ulteriore valutazione sul sistema di misura, condotta a termine delle prove, riguardo la catena cinematica che inserisce il torsionmetro nell'attrezzatura. I cuscinetti che permettono l'alloggiamento degli alberi del modello presentano coefficiente di attrito non nullo ma ugualmente molto ridotto per poter causare un errore di misura nella coppia resistente. Anche nel caso di dilatazioni termiche, queste componenti non dovrebbero degradare l'efficienza del sistema di trasmissione della coppia al torsionmetro. Per verificare ugualmente questa possibilità, si è effettuata una prova rimuovendo le pale dal rotore, così da escludere gli effetti aerodinamici e valutare la coppia resistente relativa alla sola meccanica del sistema. I coefficienti di coppia così ricavati sono di quattro ordini di grandezza inferiori rispetto i coefficienti misurati sul rotore completo, quindi sostanzialmente nulli, a conferma dell'affidabilità dell'attrezzatura di prova.

Conclusioni e sviluppi futuri

L'attività svolta sul modello di rotore ed i risultati ottenuti dalle prove sperimentali si possono considerare soddisfacenti dal punto di vista del raggiungimento degli obiettivi prefissati. Si è, infatti, verificata positivamente la funzionalità del sistema meccanico e di misura su cui è integrato il modello di rotore e si è messa a punto una metodologia preliminare di esecuzione delle prove.

L'attrezzatura di prova a cui è fissato il modello di rotore si può ritenere complessivamente affidabile. La bilancia ed il torsionmetro sono correttamente integrati con le parti meccaniche che consentono la messa in rotazione del rotore: le misure della forza assiale e della coppia resistente generati dal rotore sono, in linea di massima, attendibili. Si deve, infatti, tenere presente nella valutazione dei risultati sperimentali, che il rotore in oggetto di studio deriva da un aeromodello. Le connessioni cinematiche del piatto oscillante non sono componenti particolarmente affidabili in accuratezza ma presentano una certa cedevolezza. Analogamente le cerniere del mozzo di variazione passo e di ritardo non sono totalmente prive di gioco. Necessariamente questo degrada in precisione e qualità, le caratteristiche del sistema di misura su cui il rotore è integrato. Il proseguimento dell'attività di ricerca su un modello reale di rotore quadripala, permetterà di non compromettere l'accuratezza della catena di misura.

L'altro aspetto fondamentale, che l'attività sperimentale ha permesso di affrontare è la metodologia di esecuzione delle prove. In particolare riguardo le problematiche legate alla misura del passo collettivo assunto dalle pale. L'acquisizione delle immagini tramite l'impiego della telecamera e del sistema di illuminazione stroboscopica si può ritenere affidabile. Qualche criticità è invece sollevata dalla misura manuale dell'angolo di passo dalle immagini: l'incertezza che deriva da questa operazione va eliminata. È necessario, in futuro, adottare un metodo alternativo e più rigoroso di analisi dei fotogrammi, impiegando, per esempio, algoritmi di correlazione delle immagini. In questa fase preliminare non si è approfondito questo aspetto, che tuttavia andrà tenuto presente per l'elaborazione precisa dei dati sperimentali.

Al di là dell'incertezza introdotta con l'analisi delle immagini, dalle componenti dell'aeromodello e dei diversi fattori che differenziano le prove reali dai calcoli teorici, si può osservare, infine, che i dati sperimentali non sono in perfetto accordo con la stima teorica. Anche se l'attività sperimentale non è focalizzata sulla validazione del modello teorico, è possibile approfondire questo aspetto. Il modello aerodinamico adottato per la stima delle caratteristiche aerodinamiche del rotore richiede, infatti, la conoscenza delle curve dei coefficienti di portanza e resistenza proprie del profilo delle pale. Questi dati sono calcolati tramite XFOIL, che si basa su un metodo di soluzione a Potenziale completato con il modello di Strato Limite, per tenere in considerazione gli effetti viscosi. L'ipotesi fondamentale alla base di questo approccio è che il campo di moto sia caratterizzato da un numero di Reynolds molto elevato, almeno dell'ordine di 1000000. I numeri di Reynolds delle prove sperimentali sono, invece, contenuti, quindi poco in accordo con la modellazione del flusso adottata in XFOIL. La valutazione della resistenza del profilo, in particolare, andrebbe quindi verificata.

In conclusione, lo studio dell'aeromodello ha permesso di affrontare e risolvere diverse problematiche legate al sistema meccanico, di strumentazione e di analisi delle misure. Si sono messe in luce criticità da tenere in considerazione nello studio del rotore più complesso, che sostituirà il modello bipala. L'attività di ricerca può essere continuata considerando valida l'attrezzatura di prova per modelli di rotori, avendo anche acquisito sul sistema maggiore confidenza ed esperienza.

Appendice A

Caratteristiche tecniche degli strumenti

Si riportano i dati tecnici salienti degli strumenti più rilevanti presenti nell'attrezzatura di prova.

Bilancia JR3 45E15A4-163-AF			
Forze nominali massime	F_x, F_y	1000	N
	F_z	2000	N
Momenti nominali massimi	M_x, M_y, M_z	125	Nm

Tabella A.1: Dati tecnici della Bilancia JR3 45E15A4-163-AF

Torsiometro HBM T20WN		
Coppia nominale massima	100	Nm
Classe di precisione	0.2	
Segnale di uscita della coppia	± 10	V

Tabella A.2: Dati tecnici del torsiometro HBM T20WN

Nomenclatura

Simbolo	Definizione	Unità di misura
x	Coordinata lungo l'apertura della trave	m
EI_z	Rigidezza flessionale	Nm^2
GJ_t	Rigidezza torsionale	Nm^2
I_z	Momento di inerzia della sezione in direzione z	m^4
I_y	Momento di inerzia della sezione in direzione y	m^4
F	Forza concentrata	N
s	Spostamento a flessione nel punto di applicazione della forza	m
L	Lunghezza della pala dall'incastro al punto di applicazione del carico	m
M	Coppia concentrata	Nm
θ	Rotazione a torsione nel punto di applicazione della coppia	-
Δ	Differenza tra il passo nominale e quello assunto dalle pale in rotazione	$^\circ$
Re	Numero di Reynolds	-
Ma	Numero di Mach	-
Ct	Coefficiente di trazione	-
Cq	Coefficiente di coppia resistente	-

Bibliografia

- [1] Johnson, W., *Helicopter Theory*, Princeton University Press, 1984.
- [2] Sonneborn, W., "Vision 2025 for Rotorcraft," *AIAA/ICAS International Air and Space Symposium and Exposition*, Bell Helicopter Textron Inc., 2003.
- [3] Reber, R. R., "Civil TiltRotor Transportation for the 21st Century," *ALAA International Powered Lift Conference*, Bell Helicopter Textron Inc., 1993.
- [4] Conlisk, A. T., "Modern Helicopter Aerodynamics," *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1997.
- [5] Conlisk, A. T., "Modern Helicopter Rotor Aerodynamics," *Progress in Aerospace Sciences*, 2001.
- [6] Caradonna, F. X., "The application of CFD to rotary wing aircraft," Technical memorandum, NASA/TM 102803.
- [7] Sheridan, P. F. and Smith, R. F., "Interactional aerodynamics a new challenge to helicopter technology," *Journal of the American Helicopter Society*, 1980.
- [8] Young, L. A. and Derby, M. R., "Rotor/Wing Interactions in Hover," Technical memorandum, NASA/TM-2002-211392.
- [9] Darabi, A., Stalker, A., McVeigh, M., and Wygnanski, I., "The rotor wake above a tiltrotor airplane model in hover," *33rd AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit*, 2003.
- [10] Chana, W. F. and Sullivan, T. M., "Download Tilt Rotor's Downfall," *ALAA International Powered Lift Conference*, William F. Chana Associates, Inc., 1993.
- [11] Betz, A., "The ground effect on lifting propellers," Technical memorandum, NASA/TM 836.

-
- [12] Knight, M. and Hefner, R. A., "Analysis of ground effect on the lifting airscrew," Technical note, NASA/TN 835.
- [13] Nathan, N. D. and Green, R. B., "Measurements of a rotor flow in ground effect and visualization of the brown out phenomenon," *64th American Helicopter Society Annual Forum*, 2008.
- [14] Gessow, A., "Understanding and predicting helicopter behavior then and now," *Journal of the American Helicopter Society*, 1986.
- [15] Arts, T., Boerrigter, H., Carbonaro, M., Charbonnier, J. M., Degrez, G., Olivari, D., Riethmuller, M. L., and den Braembussche, R. A. V., *Measurement Techniques in Fluid Dynamics, An Introduction*, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 1994.
- [16] McAlister, K. W., Schuler, C. A., Branum, L., and Wu, J. C., "3D measurements near a hovering rotor for determining profile and induced drag," Technical paper, NASA/TP 3577.
- [17] Martin, P. B., Pugliese, G. J., and Leishman, J. G., "Laser Doppler velocimetry uncertainty analysis for rotor blade tip vortex measurements," *AIAA Paper*, 2000.
- [18] Raffel, M., Richard, H., Ehrenfried, K., der Wall, B. V., Burley, C., Beaumier, P., McAlister, K., and Pengel, K., "Recording and evaluation methods of PIV investigations on a helicopter rotor model," *Experiments in Fluids*, 2004.
- [19] Kindler, K., Goldhahn, E., Leopold, F., and Raffel, M., "Recent developments in background oriented schlieren methods for rotor blade tip vortex measurements," *13th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, 2006.
- [20] Landgrebe, A. J., "The wake geometry of a hovering rotor and its influence on rotor performance," *Journal of the American Helicopter Society*, 1972.
- [21] Kocurek, J. D. and Tangler, J. L., "A prescribed wake lifting surface hover performance analysis," *32nd Forum of American Helicopter Society*, 1976.
- [22] Gray, R. B., "Vortex modeling for rotor aerodynamics the 1991 Alexander A. Nikolsky Lecture," *Journal of the American Helicopter Society*, 1991.

- [23] Caradonna, F. X. and Tung, C., "Experimental and analytical studies of a model helicopter rotor in hover," Technical memorandum, NASA/TM 81232.
- [24] Norman, T. R. and Light, J. S., "Rotor tip vortex geometry measurements using the wide field shadowgraph technique," *Journal of the American Helicopter Society*, 1987.
- [25] Parthasarathy, S. P., Cho, Y. I., and Black, L. H., "Wide field shadowgraph flow visualization of tip vortices generated by a helicopter rotor," *AIAA Journal*, 1985.
- [26] Felker, F. F. and Light, J. S., "Aerodynamic interactions between a rotor and wing in hover," *Journal of the American Helicopter Society*, 1988.
- [27] Caradonna, F. X., Hendley, E., Silva, M., Huang, S., Komerath, N., Reddy, U., Mahalingam, R., Funk, R., Ames, R., Darden, L., Villareal, L., Gregory, and Wong, O., "Performance characteristics of a model rotor in axial flight," *Journal of the American Helicopter Society*, 1999.
- [28] Desopper, A., Lafon, P., Ceroni, P., and Phillippe, J. J., "Ten years of rotor flow studies at ONERA: state of the art and future studies," *42nd Annual Forum of the American Helicopter Society*, 1986.
- [29] Liou, S. G., Komerath, N. M., and Lal, M. K., "Measurement around a rotor blade excited in pitch, Part 1: dynamic inflow," *Journal of the American Helicopter Society*, 1994.
- [30] Mba, M. N., Meylan, C., Mansca, C., and Favier, D., "Radial distribution of circulation of a rotor in hover measured by a laser velocimeter," *10th European rotorcraft Forum*, 1984.
- [31] Thompson, T. L., Komerath, N. M., and Gray, R. B., "Visualization and measurement of the tip vortex core of a rotor blade in hover," *Journal of Aircraft*, 1988.
- [32] Kittleson, J. and Yu, Y., "Transonic rotor flow measurement technique using holographic interferometry," *Journal of the American Helicopter Society*, 1985.
- [33] Heineck, J. T., Yamauchi, G. K., Wadcock, A. J., Lourenco, L., and Abrego, A. J., "Application of three component PIV to a hovering rotor wake," *56th Annual Forum of the American Helicopter Society*, 2000.
- [34] Lee, J. A., Burggraf, O. R., and Conlisk, A. T., "On the impulsive blocking of a vortex jet," *Journal of Fluid Mechanics*, 1998.

- [35] Panaras, A. G., "Numerical modeling of the vortex/airfoil interaction," *AIAA Journal*, 1978.
- [36] Poling, D. R., Wilder, M. C., and Telionis, D. P., "Fundamental research in helicopter rotor blade-vortex interaction modeling," *41st Annual Forum of the American Helicopter Society*, 1991.
- [37] Yu, Y., "Rotor blade vortex interaction noise," *Progress in Aerospace Sciences*, 2000.
- [38] McCroskey, W. J., "Vortex wakes of rotorcraft," *AIAA Paper*, 1995.
- [39] Yu, Y. H., "Miss distance for rotor blade vortex interaction noise reduction," *AIAA Paper*, 1996.
- [40] Hassan, A. A., Tung, C., and Sankar, L. N., "Euler solutions for self-generated rotor blade vortex interactions," *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 1992.
- [41] Lorber, P. F., "Aerodynamic results of a pressure instrumented model rotor test at the DNW," *Journal of the American Helicopter Society*, 1991.
- [42] Yu, Y. H., "Rotor blade vortex interaction noise: generating mechanisms and its control concepts," *American Helicopter Society Specialist's Meeting on Aeromechanics Technology and Product Design*, 1995.
- [43] McCroskey, W. J., "The phenomenon of dynamic stall," Technical memorandum, NASA/TM 81264.
- [44] Carr, L. W., "Progress in analysis and prediction of dynamic stall," *Journal of Aircraft*, 1988.
- [45] Ham, N. D. and Garelick, M. S., "Dynamic stall considerations in helicopter rotors," *Journal of the American Helicopter Society*, 1968.
- [46] Lorber, P. F., Stauter, R. C., Haas, R. J., Anderson, T. J., Torok, M. S., and Kohlhepp, F. W., "Techniques for comprehensive measurement of model helicopter rotor aerodynamics," *50th Forum of the American Helicopter Society*, 1994.
- [47] Martin, P. B., Wilson, J. S., Berry, J. D., Wong, T. C., Moulton, M., and McVeigh, M., "Passive Control of Compressible Dynamic Stall," *26th AIAA Applied Aerodynamics Conference*, 2008.

-
- [48] Feszty, D., Gillies, E., and Vezza, M., "Alleviation of Airfoil Dynamic Stall Moments via Trailing Edge Flap Flow Control," *AIAA Journal*, 2001.
- [49] Singh, C., Peake, D., Kokkalis, A., Khodagolian, V., Coton, F., and Galbraith, R., "Control of Rotorcraft Retreating Blade Stall Using Air Jet Vortex Generators," *Journal of Aircraft*, 2006.
- [50] Post, M. and Corke, T., "Separation Control on High Angle of Attack Airfoil Using Plasma Actuators," *AIAA Journal*, 2004.
- [51] Vorobiev, A., Rennie, R., Jumper, E., and McLaughlin, T., "Experimental Investigation of Lift Enhancement and Roll Control Using Plasma Actuators," *Journal of Aircraft*, 2008.
- [52] Patil, S. R. and Ramaswamy, M. A., "Model Helicopter Rotor Rig and Associated Strain Gauge Balance for Performance Studies," Technical memorandum, National Aeronautical Laboratory AE TM 8704.
- [53] Leishman, J. G., *Principles of Helicopter Aerodynamics*, Cambridge University Press.
- [54] Arra, M., *L'elicottero*, Hoepli, 2001.