# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea in Ingegneria Aerospaziale

Tesi di Laurea Magistrale

# Analisi dinamica e stabilizzazione a Flutter di uno stadio di turbina di bassa pressione







**Relatori** Prof. Daniele Botto Ing. Marco Moletta Ing. Paride Mesaglio Chittaro

**Candidato** Giulia Breschi

A.A. 2018 - 2019

Ai miei nonni di lassù e di quaggiù Miriana, Anna, Ninuccia, Giuliano, Rolando, Emilio.

A Giovanni, che mi ha fatto innamorare prima di lui e poi di me stessa.

# Sommario

Il campo aeronautico al giorno d'oggi si trova in continua crescita grazie agli stimoli dell'industrializzazione e all'esponenziale sviluppo del mercato globale. La competizione a livello mondiale porta infatti il campo della ricerca a spingersi sempre più avanti, sfidando continuamente gli attuali limiti della tecnologia. Lo sviluppo in tal senso si scinde tra i settori civile e militare, ponendosi per ciascuno di essi obiettivi diversi a seconda del target di riferimento. In campo militare, ad esempio, è forte la necessità di avere velivoli sempre più performanti, accettando anche requisiti di affidabilità inferiori, ragion per cui si tende a sperimentare nuovi *concepts* e nuovi materiali, per poi trasportare nel mondo dell'aviazione civile i risultati della progettazione, riadattandoli secondo standard diversi. Si punta in tal senso a soddisfare requisiti di affidabilità estremamente stringenti, nonché ad ottimizzare il comfort dei passeggeri e a ridurre il più possibile l'impatto ambientale del velivolo. Questa tesi magistrale, sviluppata presso GE Avio S.r.l., si colloca nell'ambito della ricerca civile e fa parte di un progetto più ampio, il GREAT 2020, che prevede lo sviluppo di motori di nuova generazione che si muovano nel senso testé descritto; si pone come particolare obiettivo lo studio di specifici *concepts* della turbina di bassa pressione (LPT), affrontando il problema delle analisi dinamiche e a flutter sulla LPT, con un duplice scopo: capire se un determinato concept può essere montato su un dato motore; contribuire allo sviluppo di un tool denominato PRIME (Preliminary Integrated Multidisciplinary Environment) che si pone come obiettivo l'analisi preliminare completa su una paletta di turbina. A causa della necessità di migliorare le performance del componente, il campo della progettazione sta tendendo a ridurre la massa e aumentare il tiro centrifugo. Le vibrazioni rappresentano, per tale motivo, una questione di basilare importanza all'interno del componente in analisi perché provocano sulle palette il fenomeno della fatica ad alto numero di cicli (HCF), dannosa e potenzialmente distruttiva per la struttura. Si opera dunque nella direzione della stabilizzazione aeromeccanica della pala sia per prevenire il fenomeno delle vibrazioni distruttive e controllare la HCF, sia per migliorare le performance della turbina stessa. Per quanto riguarda il flutter, si raggiunge la stabilizzazione mediante "Mistuning", un modello che prevede non più pale identiche tra loro, ma settori con masse alternativamente diverse al fine di smorzare le vibrazioni distruttive per il rotore.

#### Abstract

Nowadays the Aeronautic research field is continuously growing up due to industrilization and to the exponential grouth of global market. The worldwide competition stimulates the research field to challenge and cross the current technology limits. The Aeronautic world is divided in two different categories: civil field and military field, for whose the research has got different targets according to the tipology of the client. As far as military is concerned, the necessity of increasingly performing aircrafts lets the engineers down to the compromise of a lower reliability; this is the reason why the designers tend to experiment new concepts on this aircrafts. The final purpouse of the designers is to move the most reliable results onto the civil aircrafts, readapting them according to different terms. The target in this sense is having very strict reliability requirements, improving passengers' comforts and reducing emissions. This Master Thesis, developed at GE Avio S.r.l., is placed in civil research and it takes part to a bigger project, named GREAT 2020, which forecasts the development of new types of engines; the main aim is to study LPT's specific concepts availing of dynamic and flutter analysis with dual purposes: to know if a specific concepts can be assemblied on an engine; to contribute in the development of a tool named PRIME (Preliminari Integrated Multidisciplinary Environment) which aim is to analyze a turbine blade in a preliminary way. To improve the component performances the current idea is to reduce the mass and to increase the centrifugal throw. Vibrations represent, in this case, a basilar issue inside the analyzed component, since they cause high-cycle fatigue phoenomena (HCF) on the blades. The idea is therefore to aeromechanically stabilize the instable blade, in order to prevent fatigue phoenomena and to improve the performances themselves. As far as flutter is concerned, "Mistuning" is the way of stabilizing the blade, by a differentiation of the blades' sectors in terms of mass and stiffness to dampen destructive engine vibrations.

# Indice

El	Elenco delle figure			IV
1	<b>Intr</b> 1.1	<b>oduzic</b> Introd	one uzione	1 1
		1.1.1	GREAT 2020	1
<b>2</b>	Il m	notore	aeronautico	4
	2.1	Archit	ettura dei propulsori	4
		2.1.1	Turbogetto	5
		2.1.2	Turboalbero	6
	2.2	Turbo	elica	7
		2.2.1	$Turbofan \ldots \ldots$	7
	2.3	La tur	bina	10
		2.3.1	La turbina assiale	12
		2.3.2	Configurazione di una paletta di turbina	14
3	Din	amica	dei rotori	16
	3.1	Analis	i modale	16
		3.1.1	Forme modali dell'assieme pala e disco	16
		3.1.2	Diagrammi FREND per analizzare le forme modali	19
		3.1.3	Metodo FEM per Bladed-Disk	21
	3.2	Introd	uzione ai fenomeni di risonanza e flutter	24
		3.2.1	Flutter classico	25
		3.2.2	Flutter nelle turbomacchine	28
		3.2.3	Forzanti, <i>Engine Order</i> e diagramma di Campbell	29
		3.2.4	Autoflutter 3D	31
4	Pro	getto d	li un settore con mistuning concept	36
	4.1	Mistu	ning intenzionale $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$	37
		4.1.1	Configurazioni del Mistuning Intenzionale Alternato	41

<b>5</b>	Mo	difiche	progettuali sul concept "all-tuned"	43
	5.1	Metod	lo AMM sul sistema in configurazione Tuned	43
	5.2	Metod	lo AMM sul sistema in configurazione Mistuned	46
	5.3	Applic	cazione del Metodo AMM	48
		5.3.1	Modi isolati	49
		5.3.2	Modi clustered	51
6	Ana	alisi co	mpleta di una pala e stabilizzazione a flutter mediante	e
	$\operatorname{Mis}$	tuning	g intenzionale	54
	6.1	Defini	zione del modello <i>Baseline</i>	54
		6.1.1	Geometria e modello FEM	54
		6.1.2	Analisi dinamiche e diagramma di Campbell	56
		6.1.3	Identificazione dell'instabilità a Flutter	59
	6.2	Config	gurazione Mistuned	61
		6.2.1	Possibili configurazioni legate al mistuning	61
		6.2.2	Sviluppo del Concept B	62
		6.2.3	AMMIS	63
		6.2.4	Geometria del Concept $B$	63
		6.2.5	Concept B - considerazioni preliminari per le analisi	64
		6.2.6	Analisi dinamiche sul settore Mistuned	66
		6.2.7	Analisi a Flutter del settore Mistuned	70
		6.2.8	Analisi statica del settore Mistuned	71
7	PR	IME to	ool - sviluppo e validazione	73
	7.1	Proget	ttazione preliminare	73
		7.1.1	Progettazione aerodinamica	73
		7.1.2	Progettazione strutturale	74
	7.2	PRIM	Ε	75
		7.2.1	Overview del tool	75
		7.2.2	Analisi modale e a flutter	76
8	Cor	nclusio	ni	79
Bi	bliog	grafia		81

# Elenco delle figure

1.1	Principali emissioni chimiche del motore aeronautico 2
1.2	Obiettivi ACARE [1]
2.1	Architettura del turbojet [3]
2.2	Architettura del turbo albero per applicazioni elicotteristiche $[4]$ . . $6$
2.3	Architettura del turboelica $[4]$
2.4	Turbofan a flussi separati $[5]$
2.5	Turbofan a flussi mescolati $[5]$
2.6	Ciclo Brayton
2.7	Configurazioni assiale [6] e radiale
2.8	Configurazioni assiale e radiale schematizzate [7]
2.9	Configurazioni assiale e radiale schematizzate [8]
2.10	Triangoli di velocità per R=0 al raggio medio della pala [9] 14
2.11	Assieme bladed-disk e focus sull'airfoil
3.1	Rappresentazione grafica di Diametro Nodale e Cerchio Nodale 17
3.2	Visualizzazione della simmetria ciclica sulla schiera BD 18
3.3	Modo stazionario in fase $[10]$
3.4	Modo stazionario in controfase [10]
3.5	Modo rotante o doppio $[10]$
3.6	Deformazioni della pala secondo l'analisi modale, in ordine di descri-
0 7	zione
3.7	Generico FREND esplicativo [11]
3.8	Settore in simmetria ciclica
3.9	Triangolo di Collar
3.10	Spiegazione del triangolo di Collar
3.11	Modi e caratteristiche di stabilità
3.12	Rappresentazione grafica delle possibili soluzioni
3.13	fenomeno di accoppiamento aerodinamico sulla schiera [12] 29
3.14	Influenza di una schiera sulle altre [12]
3.15	Diagramma di Campbell [13]
3.16	Andamento dell'aerodamping tipico di un modo 1

3.17	Interfaccia grafica di A3D	32
3.18	Funzionamento generale di A3D	33
5.19	zionaria	34
3.20	Regione di instabilità a flutter [14]	34
4.1	Settore con pale soggette a mistuning casuale [16]	36
$4.2 \\ 4.3$	Fenomeno della localizzazione [17]	37
4 4	modo l edgewise	38
4.4	Risposta modale di un BD tuned (a) e mistuned (b) $[17]$	-39 -40
4.5	Autovalori e autovettori dei settore inistuned [17]	40
4.0 4.7	Disposizione delle frequenze di un settore mistuned	40 41
51	Accordanning ( , o ( , a) variaro dell'ampiegza di mictuning [15]	50
5.2	Assieme di quattro palette in configurazione clustered e sistema di	50
	carico delle palette con modo torsionale artificiale [19]	52
5.3	Ampiezza della deformazione della griglia vicino al tip palare [19] .	53
5.4	Modi per un settore mistuned e deformazione della griglia computa-	
	zionale [19] $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$	53
6.1	Modello geometrico della pala in analisi	55
6.2	Configurazione Z-notch	55
6.3	Diagramma FREND a takeoff in Tip Free	57
6.4	Diagramma di Campbell in condizione Tip Free	58
6.5	Diagramma di Campbell in condizione di interlocking vincolato	59
0.0	Aerodamping per la pala baseline, modo 1	60 C0
0.1	Aerodamping per la pala baseline, modo 2	60 60
0.8 6.0	Settore in configurazione tuned-mistuned $(0,1)$	62 62
0.9 6 10	Smorzamento e nequenza i nap basenne	00 64
6 11	Ceometria del Concept B (in blu la pala Baseline)	64 64
6.12	Confronto tra EBEND Baseline e EBEND tuned Plain Shroud	65
6 13	Confronto tra AEBODAMPING Baseline e AEBODAMPING tuned	00
0.10	Plain Shroud	65
6.14	Esempio di modo relativo alla pala in configurazione tuned	67
6.15	Diagrammi frend per i modi 3 e 4 delle pale tuned e mistuned a	
	confronto con la baseline $\ldots$	68
6 16	Diagrammi frond por il modo 1 delle pale tuned a mistuned a con	
0.10	Diagrammi nend per n modo i dene pale tuned e mistuned a con-	
0.10	fronto con la baseline	68
6.17	fronto con la baseline	68 69

6.19	Aeroplot per il modo 2 del settore a confronto con lo Z-notch	70
6.20	Analisi statica dell'assieme tuned-mistuned	71
6.21	Punti scelti per la verifica delle clearence	72
7.1	Triangoli di velocità di una LPT	74
7.2	Processo di ottimizzazione della geometria [21]	75
7.3	Workflow di PRIME e principali contributi cerchiati in rosso	77
7.4	Validazione tramite PATRAN dell'analisi modale eseguita da PRIME	77

# Capitolo 1

# Introduzione

### 1.1 Introduzione

Il campo della ricerca aerospaziale ha come scopo la soddisfazione della richiesta del cliente, offrendo sempre soluzioni competitive per quanto riguarda i costi e l'ottimizzazione del progetto stesso. Per tale motivo la challenge degli ingegneri progettisti è quella di sviluppare e produrre prodotti sostenibili dal punto di vista ambientale, ma anche sempre più sicuri ed efficienti, garantendo un certo standard di confort per il cliente.

### 1.1.1 GREAT 2020

Proprio nell'ottica della ricerca, è nato il progetto GREAT 2020 (Great Engine for Air Traffic 2020) [1], finanziato tramite i fondi europei per la ricerca, a partire dal 2009 dalla regione Piemonte e promosso dal Comitato Distretto Aerospaziale Piemonte.

GREAT 2020 si propone come scopo lo sviluppo di tecnologie innovative ed efficienti per il design dei motori aeronautici ed è proprio con questo fine ultimo che interviene naturalmente la collaborazione tra GE Avio Aero e il Politecnico di Torino. Da tale collaborazione inoltre nel 2008 è nato il centro di ricerca Great Lab, situato all'interno del Politecnico e, più tardivamente, il TAL (Turin Additive Laboratory).

La tesi sviluppata in questa sede si colloca proprio il ambito del progetto GREAT 2020.

Si riporta di seguito lo schema di un motore aeronautico con le sue principali emissioni.



Figura 1.1: Principali emissioni chimiche del motore aeronautico

Nel motore aeronautico i maggiori prodotti generati dalla combustione sono il diossido di carbonio  $(CO_2)$  e ossido di nitrogeno  $(NO_x)$ . Mentre la quantità di  $CO_2$ è direttamente proporzionale alla quantità di combustibile bruciato, la formazione di  $NO_x$  dipende anche dalle condizioni termiche della camera di combustione: per esempio al decollo, quando la temperatura della camera raggiunge il picco massimo, le emissioni di  $NO_x$  sono massime. Il continuo incremento del traffico aereo rende indispensabile la regolamentazione e riduzione del rumore emesso a causa del funzionamento.

L'obiettivo principale del progetto è raggiungere, con l'aiuto di un gruppo di esperti ACARE (Advisory Council for Aviation Research and Innovation in Europe), i target imposti dalla Commissione Europea, e segnatamente una riduzione dell' 80% di emissioni di  $NO_x$ , una riduzione del 50% di  $CO_2$  e una riduzione del rumore percepito di una quantità almeno di 10 dB rispetto alle tecnologie del 2000, mostrate in Fig. 3.14.



Figura 1.2: Obiettivi ACARE [1]

Per questo motivo il campo della ricerca punta allo sviluppo di nuove tecnologie e nuove configurazioni motore, intervenendo in maniera massiva su tutte le configurazioni attualmente installate sui velivoli, al fine di raggiungere gli obiettivi prefissati per avere motori sempre più performanti mantenendo i costi e i pesi contenuti. Per esempio per ridurre la quantità di combustibile bruciato per produrre la spinta richiesta dall'aeromobile, si rende necessario aumentare l'efficienza del motore e contestualmente ridurre il peso dei suo componenti.

# Capitolo 2

## Il motore aeronautico

Come anticipato al capitolo precedente, il progetto GREAT 2020 si impone di intervenire sulle architetture motore attualmente esistenti, al fine di apportare cambiamenti e miglioramenti futuri. Per questo motivo occorre avere una solida conoscenza delle attuali tipologie di propulsori aeronautici installate sui velivoli e del loro funzionamento.

Il concetto di generazione della spinta è affidato al principio di azione e reazione, nonché terza legge di Newton, secondo cui la forza per orizzontale per far muovere l'aeromobile è ottenuta spostando una certa massa d'aria nella direzione opposta al moto.

Fino agli anni '50 del secolo scorso, i motori aeronautici erano unicamente di tipo a elica, per cui la velocità di volo era limitata al solo campo subsonico, essendo questa configurazione fortemente soggetta a fenomeni di separazione del flusso e di onde d'urto.

Per incrementare prestazioni e velocità di crociera, furono successivamente ideati i primi motori a getto, nel campo militare tedesco. Si intende dunque affrontare in questa sede l'esposizione dei moderni propulsori aeronautici sul mercato [2].

### 2.1 Architettura dei propulsori

Le due architetture motore più diffure sono il turbojet e il turbofan e si distinguono per alcune caratteristiche specifiche che rendono ciascuno di essi adatto a certe situazioni pittosti che ad altre [3]. Ogni motore è composto dai seguenti elementi principali:

- Presa d'aria: convoglia nel motore il flusso esterno.
- Compressore: ha il compito di far raggiungere all'aria la pressione necessaria per la combustione.

- Camera di combustione: luogo in cui avviene la combustione dei gas-miscela con l'aria in ingresso al motore.
- Turbina: estrae lavoro dai prodotti della combustione (caldi e ad alta pressione) per mettere in movimento il compressore.
- Ugello: espande i prodotti della combustione al fine di generare la spinta.
- Postbruciatore: presente solo nei motori di uso militare, accelera ulteriormente il gas prima dell'ugello.

#### 2.1.1 Turbogetto

E' un'architettura motore sviluppata durante la Seconda Guerra Mondiale dagli ingegneri Sir Frank Whittle e Hans von Ohain. Attualmente tale propulsore si trova in uso soltanto nel campo militare per prestazioni ad alta velocità. La figura 2.1 mostra la sezione trasversale di tale motore, con i componenti tipici descritti nell'introduzione a questo capitolo. Il design iniziale prevedeva un singolo compressore e una turbina assiali montati sullo stesso albero in un singolo stadio di compressione ed espansione. Concepts più recenti prevedono invece di avere più stadi di compressione ed espansione con differenti alberi paralleli; così tali processi vengono resi graduali al fine di evitare, per i compressori, fenomeni di distacco dello strato limite dovuti al gradiente avverso e fenomeni di instabilità, mentre per le turbine l'obiettivo è evitare il raggiungimento del mach sonico sulla schiera, per evitare che la stessa lavori in un campo per cui non è stata disegnata.



Figura 2.1: Architettura del turbojet [3]

Il funzionamento del motore, a grandi linee, si basa su una presa d'aria che elabora la portata d'aria richiesta dal motore, la rallenta e la convoglia verso il compressore che viene movimentato dalla turbina per compiere lavoro sul fluido per pressurizzarlo e incrementarne la temperatura in maniera adiabatica. La presa deve avere un'alta efficienza per garantire una certa portata e deve indirizzare correttamente il fluido al fine di evitare le distorsioni che causerebbero il distacco dello strato limite e flussi tridimensionali. Quando il flusso giunge in camera di combustione si ha un'introduzione di calore che innalza l'energia del fluido. In turbina avviene poi l'espansione, in cui l'energia immagazzinata dai gas viene convertita in energia meccanica ceduta al compressore per movimentarne i componenti. Contestualmente aumenta l'energia cinetica del gas attraverso l'ugello, così da generare la spinta necessaria al moto.

#### 2.1.2 Turboalbero

L'architettura di questo motore prevede una turbina a gas che segue il ciclo Brayton per produrre potenza. Si trova installato per lo più sugli elicotteri e la sua configurazione si presenta del tutto simile al turbogetto, tranne per l'ugello cui viene sostituita una presa di potenza, a cui viene collegato il rotore principale dell'elicottero stesso.

Tale configurazione può presentarsi sia monoalbero che bialbero; in quest'ultimo caso il complesso precedente prende il nome di *generatore di gas* a cui sarà collegata una turbina libera per la generazione di potenza.



Figura 2.2: Architettura del turboalbero per applicazioni elicotteristiche [4]

### 2.2 Turboelica



Figura 2.3: Architettura del turboelica [4]

Come mostrato in figura 2.3, questa tipologia di architettura è del tutto analoga alla precedente, fatta eccezione per la presenza di un ugello che genera spinta. Questo concept restituisce i minori consumi tra tutte le architetture motore, generando la spinta grazie all'elaborazione di una elevata portata d'aria a basse accelerazioni. Permangono i problemi di distacco dello strato limite riguardanti l'elica esterna per Mach transonici e supersonici.

#### 2.2.1 Turbofan

Si tratta di un tipo di propulsore largamente diffuso sui velivoli attualmente in vita. Presenta tutti i componenti basilari installati sul turbogetto, con un'ulteriore turbina, situata prima dell'ugello di scarico, turbina che ha il compito di produrre potenza tramite l'energia ceduta al fluido dai componenti precedenti. Collegato alla turbina in questione, denominata turbina di bassa pressione (LPT), c'è il compressore di bassa pressione; esso elabora in via preliminare il fluido inglobato dalla presa d'aria così da suddividere la compressione in più stadi e in più componenti, riducendo enormemente i consumi specifici del motore. Solitamente questi motori hanno una configurazione a più alberi, in modo da avere stadi di bassa e di alta pressione, per incrementarne i rendimenti.

Per descrivere questo concept si utilizza il parametro denominato *Bypass Ratio*, così definito:

$$BPR = \frac{\dot{m_f}}{\dot{m_c}}$$

dove  $\dot{m}_f$  è la portata di aria fredda e  $\dot{m}_c$  la portata di aria calda. Il BPR è un parametro descrittivo di questo tipo di architettura, secondo cui, a parità di rapporto di compressione e di temperatura massima in ingresso alla turbina, diminuisce il consumo specifico del motore ma il peso e l'ingombro aumentano nettamente all'aumentare del BPR stesso. Per avere dunque l'ottimo dell'efficienza serve un ottimo del valore di bypass. La tendenza nel campo della ricerca è quella di disegnare motori con BPR sempre maggiore al fine di elaborare grandi portate d'aria da accelerare poco, con vantaggi dal punto di vista dell'efficienza e dei consumi. Il limite in questo senso è posto dalle sempre più elevate dimensioni del motore, che provocano un ingente aumento della componente di forza legata alla resistenza.

I turbofan si possono dividere in due categorie a seconda di come viene elaborato il flusso secondario; si distinguono in turbofan a:

- *flussi separati*: raffigurato in figura 2.4, solitamente viene montato su velivoli subsonici perché presenta un alto BPR, che è indice di consumi contenuti. La massa fredda entra nel fan, subisce un'accelerazione e poi viene scarica-ta all'esterno; la massa calda viene invece inglobata nel motore ed espulsa dall'ugello.
- *flussi mescolati*: raffigurato in figura 2.5, presenta un basso BPR ed un'alta compattezza, per cui viene montato su velivoli supersonici. La portata calda passa nel motore, quella fredda viene accelerata dal fan e immessa nel motore all'altezza della turbina di bassa pressione per accelerare ulteriormente il flusso.



Figura 2.4: Turbofan a flussi separati [5]





Figura 2.5: Turbofan a flussi mescolati [5]

La turbina di bassa pressione analizzata in questa sede fa parte di motori di tipo turbofan, per cui è necessario scendere nel dettaglio di funzionamento di tale concept al fine di garantire un'approfondita comprensione delle analisi fatte.

Il flusso, che si sviluppa lungo il motore, segue il ciclo termodinamico di Brayton, mostrato in figura 2.6.



Figura 2.6: Ciclo Brayton

A causa della configurazione complessa del motore, si rende necessario un approfondimento del ruolo dei vari componenti che lo compongono.

- *Presa d'aria*: convoglia nel motore il flusso esterno, ha forma divergente e serve per rallentare il flusso.
- Fan: il flusso freddo che elabora viene accelerato e contribuisce alla spinta.
- Compressore di bassa pressione (LPC): fa parte del complesso di bassa pressione insieme alla relativa turbina e all'albero. Esercita una prima compressione sul fluido e lo indirizza al componente successivo. Di solito è composto da un singolo stadio formato da una schiera rotorica e una statorica.
- Compressore di alta pressione (HPC): ha il ruolo di comprimere in maniera decisiva il fluido, attraverso più stadi rotorici e statorici, portandolo a temperature e pressioni molto elevate. Per garantire l'assialità del flusso in movimento è necessario ridurre man mano il raggio delle pale perché mentre la compressione avanza, la densità aumenta, per cui l'area occupata dal flusso diminuisce.
- *Camera di combustione*: qui l'aria elaborata dai componenti precedenti entra in contatto con il combustibile, avviando il processo di combustione. Le temperature raggiunte sono estremamente elevate e il flusso che esce dalla camera contiene un enorme quantitativo di energia.
- *Turbina di alta pressione (HPT)*: in questa sede avviene la conversione dell'energia del fluido in energia meccanica; poiché non vi è presenza di gradiente avverso di pressione, si può limitare il numero di stadi di tale componente, senza ridurli troppo per non incorrere in fenomeni di flusso supersonico all'interno delle schiere.
- *Turbina di bassa pressione (LPT)*: fornisce energia per movimentare il fan e l'LPC.
- *Ugello*: ha la stessa funzione dell'ugello del turbogetto; determina le condizioni in ingresso alla turbina di alta pressione.

### 2.3 La turbina

In questa sede verrà analizzato nel dettaglio lo stadio della turbina LPT, situata immediatamente dopo la turbina di alta pressione.

La famiglia delle turbine si suddivide in tre classi, a seconda del modo con cui viene indirizzato il flusso al loro interno: assiali e radiali in figura 2.7, oppure miste.

I velivoli, sia civili che militari, presentano solitamente LPTs con configurazione assiale perché tali turbine sono in grado di elaborare, a parità di diametro, la massima portata e i massimi rapporti di espansione.



Figura 2.7: Configurazioni assiale [6] e radiale



Figura 2.8: Configurazioni assiale e radiale schematizzate [7]

In generale, le efficienze delle turbine sono superiori a quelle dei compressori, per cui anche il rapporto di espansione e il lavoro che realizzano è molto elevato. A parità di rapporto di espansione/compressione, la turbina presenta un numero di stadi nettamente inferiore rispetto al compressore, non essendovi presente un gradiente di pressione positivo (gradiente avverso) che nel compressore è responsabile di fenomeni di distacco dello strato limite con conseguenze deleterie per il canale interpalare. La turbina invece presenta un gradiente di pressione negativo per cui non si rischia lo stallo del componente a causa del gradiente avverso; si fa notare tuttavia che a causa delle elevate velocità raggiunte dalla schiera si può incorrere in fenomeni di Mach critico, nonché il raggiungimento di un punto sonico sul profilo della paletta, per cui si generano un'onda sonica e una successiva onda d'urto. Il fenomeno, già problematico in sé, si aggrava ulteriormente nel momento in cui la linea sonica che si diparte dal dorso di un profilo, va a toccare il dorso del profilo superiore, incappando nel fenomeno del Mach massimo, Mach per cui si verifica il bloccaggio della portata nel canale interpalare. Se ne deduce quindi che la turbina è un componente estremamente sollecitato, poiché si raggiungono al suo interno pressioni e temperature molto elevate. Inoltre il design del componente va nella direzione della sempre maggiore ottimizzazione, nel senso di aumentarne le prestazioni riducendone la massa, per cui i fenomeni di instabilità devono essere trattati con attenzione al fine di essere evitati o, quanto meno, per essere resi non distruttivi.

I principali carichi a cui la turbina è sottoposta sono di tipo aerodinamico, inerziale e termico; saranno proprio questi carichi a dare vita a fenomeni di risonanza e instabilità a flutter trattati in questa sede in maniera dettagliata.

#### 2.3.1 La turbina assiale

La turbina assiale ha una configurazione suddivisa in stadi e ciascuno di essi presenta due schiere di palette: una costituita da pale fisse, dette *statori*, e una costituita da pale rotanti, dette *rotori*.



Figura 2.9: Configurazioni assiale e radiale schematizzate [8]

La configurazione delle pale della turbina è al contrario rispetto a quella del compressore: il raggio delle pale va aumentando man mano che si va verso l'ugello, per lo stesso motivo per cui le pale del compressore invece hanno un raggio in diminuzione procedendo verso il combustore. Negli stadi di turbina vi è infatti un importante salto di pressione per stadio, per cui per ognuno si verifica un'espansione con diminuzione di densità; si rende dunque necessario, per mantenere l'assialità del flusso, avere un'area sempre maggiore per convogliare il gas in movimento.

Lo statore della LPT ha il compito di trasformare l'energia potenziale del flusso in energia cinetica, mentre il rotore trasformerà l'energia cinetica che riceve dallo statore in energia meccanica da convogliare al fine di movimentare il compressore LPC.

Ipotizzando turbina assiale, da risultati noti per le turbomacchine, si può scrivere il lavoro per unità di massa:

$$\begin{cases} U_2 = U_3 = U \\ L_w = U(c_{\theta 2} - c_{\theta 3}) = c_p(T_{01} - T_{03}) \\ T_{01} = T_{02} \end{cases}$$

L'obiettivo di progettazione è massimizzare il lavoro in turbina, obiettivo ottenibile agendo sui parametri da cui esso stesso dipende: la velocità periferica delle pale U, il salto di velocità del fluido dato dalle componenti  $c_{\theta}$ , così come il calore specifico a pressione costante e il salto di temperatura nella turbina. Quest'ultimo parametro rende il lavoro della turbina proporzionale al salto di pressione della stessa, mediante le relazioni politropiche.

Inoltre la minore velocità di rotazione tra HPT e LPT, detta il limite strutturale massimo per il design degli alberi su cui verranno calettati i rispettivi compressori. Un ulteriore parametro con cui si può descrivere il comportamento delle turbomacchine si chiama grado di reazione; esso rappresenta il rapporto tra l'entalpia del rotore e quella dello stadio e, per la turbina, è così definito:

$$R = \frac{h_2 - h_3}{h_{02} - h_{03}}$$

Il progetto del componente di solito si esegue scegliendo un grado di reazione R = 0.5 al raggio medio, per cui si avranno triangoli di velocità simmetrici e salto di pressione ripartito in egual mod otra rotore statore. Per contro, si può avere anche R = 0, che rappresenta un salto di entalpia costante attraverso il rotore, e R = 1, in cui il salto di pressione si ha tutto nello statore. Le turbine con R = 0 hanno alti rapporti spinta/peso ma basse efficienze, per cui i velivoli civili sono di solito dotati di turbine che presentano R = 1 alla linea media; esse sono altresì dette turbine a reazione.



Figura 2.10: Triangoli di velocità per R=0 al raggio medio della pala [9]

### 2.3.2 Configurazione di una paletta di turbina



Figura 2.11: Assieme bladed-disk e focus sull'airfoil

Dalla figura 2.11 si osservano il disco (in verde) e la pala (in blu) con, dall'alto verso il basso, i diversi elementi che costituiscono la paletta:

- *Tip Shroud*: tettuccio della pala; è costituito da una piccola superficie verticale chiamata *interlock*, che costituisce l'unico punto di contatto tra le pale. Questo componente, estremamente piccolo e costoso, è necessario al fine di impedire moti distruttivi per la schiera. Infatti il contatto tra una pala e l'altra smorza le vibrazioni intrinseche dei componenti.
- *Airfoil*: è il corpo della pala ed è l'elemento responsabile del lavoro aerodinamico prodotto.
- Shank: base su cui poggia la paletta.
- *Dovetail*: funge da collegamento tra pala e disco.
- Settore di disco.
- Leading edge: bordo di attacco dell'airfoil.
- Trailing edge: bordo di fuga dell'airfoil.

# Capitolo 3 Dinamica dei rotori

Il rotore di turbina è uno dei componenti principali del motore aeronautico e costituisce pertanto un elemento focale di analisi all'interno del progetto del motore stesso.

La turbina ha il compito di generare, prelevando energia dal fluido in cui è immersa, energia meccanica da fornire al compressore attraverso l'albero motore. Per questo motivo nascono i problemi vibrazionali in analisi in questa sede: la continua interazione tra fluido e struttura porta infatti problemi di tipo aeroelastico dovuti all'interazione tra fluido e struttura. Da ciò conseguono inevitabilmente carichi di elevata intensità ripetuti per tutto il ciclo operativo del componente, carichi da cui derivano instabilità e oscillazioni in risonanza che possono portare al superamento del limite di fatica della turbina, riducendone vita operativa o addirittura provocandone la rottura.

L'analisi dinamica, che analizzeremo nei particolari in questa sede, si rende dunque strettamente necessaria al fine di determinare i modi di vibrare e le frequenze naturali della struttura, per avere la certezza che non si verifichino risonanze o instabilità all'interno del range operativo dell'aeromobile e in particolare del componente in esame.

### 3.1 Analisi modale

#### 3.1.1 Forme modali dell'assieme pala e disco

L'assieme pala e disco, denominato in inglese Bladed-Disk (BD), presenta una risposta dinamica diversa da quella della sola pala, per cui l'obiettivo in questa sede è individuare le forme modali associate al BD al fine di analizzare il comportamento della struttura in presenza di vibrazioni a frequenza naturale. Si può assumere, sotto particolari ipotesi, quali l'infinita rigidezza del disco, che la pala vincolata con esso si comporti come una trave incastrata; inoltre si può affermare che l'unica reciproca influenza tra i due elementi in questione sia di tipo aerodinamico. Per analizzare i modi vibrazionali di un BD, poiché la struttura in analisi presenta una *simmetria ciclica*, si possono definire due *coefficienti di influenza*:

- Diametro Nodale (ND): ovvero linee a spostamento nullo passanti per il centro del disco (per caratterizzare un modo vibrazionale si può alternativamente usare l'IBPA).
- Cerchio Nodale (m): ovvero circonferenze centrate nel centro del disco, sempre a spostamento nullo.



Figura 3.1: Rappresentazione grafica di Diametro Nodale e Cerchio Nodale

I diametri nodali sono definiti come segue:

$$\begin{cases} 0 \le n \le \frac{N}{2} & se \ N \ pari\\ 0 \le n \le \frac{N-1}{2} & se \ N \ dispari \end{cases}$$
(3.1)

Riportiamo di seguito tre esempi di modi vibrazionali di un Bladed-Disk.



Figura 3.2: Visualizzazione della simmetria ciclica sulla schiera BD



Figura 3.3: Modo stazionario in fase [10]



Figura 3.4: Modo stazionario in controfase [10]



Figura 3.5: Modo rotante o doppio [10]

All'atto pratico dell'analisi modale si evince che, per modi reali ai bassi diametri nodali, non si hanno di norma modi ben definiti ma si ha una compresenza di diversi di essi. Ciò nonstante, si può comunque individuare un modo prevalente che caratterizzerà la determinata armonica in analisi.

In figure 3.3 e 3.4 possiamo osservare rispettivamente un modo stazionario in fase e uno in controfase, caratterizzabili entrambi mediante presenza di un'onda statica che provoca la vibrazione in fase e in ampiezza di tutte le pale della schiera; in 3.5 si ha invece un modo rotante, che presenta invece due onde in movimento in direzione concorde e discorde con il verso di rotazione del disco, onde sfasate tra di loro di un angolo pari a IBPA. La fase delle due onde sarà uguale in modulo ma opposta in segno. Dalla combinazione delle due onde in questione può nascere la cosiddetta *interferenza costruttiva* o *interferenza distruttiva*, in base alla posizione reciproca dei picchi delle due onde nello spazio, come si osserva in 3.5.

#### 3.1.2 Diagrammi FREND per analizzare le forme modali

Al fine di analizzare le forme modali di un assieme Bladed-Disk, si possono determinare per tutte le armoniche alcuni modi ricorrenti. Riportiamo di seguito i più tipici e significativi di essi:

- *Prima Flapwise* (1flap): si tratta di una flessione retta lungo l'asse macchina, con massima deformazione ubicata sullo shroud. Tale modo è descrittivo del comportamento della trave incastrata e generalmente si trova alle basse frequenze di vibrazione.
- *Prima Edgewise* (1EW): è descritta da un movimento della pala in direzione circonferenziale, con massima deformazione ubicata sullo shroud e con frequenze tipiche di basso valore (come nella 1flap).
- *Prima Flessionale* (1F): consiste in una flessione con shroud per lo più fermo e deformazione massima sul raggio medio dell'airfoil. Si osserva a frequenze relativamente alte.
- *Prima torsionale* (1T): in questo caso il leading edge (LE) e il trailing edge (TE) si spostano reciprocamente in direzione opposta provocando una torsione della pala. Lo shroud segue tale torsione, la deformazione massima si trova ancora una volta al raggio medio della pala.
- Vi sono inoltre alcuni *modi di disco*, ovvero modi in cui si può individuare la massima deformata su tale componente. Ai fini dell'analisi modale trattata in questa sede, essi non sono ritenuti interessanti.



Figura 3.6: Deformazioni della pala secondo l'analisi modale, in ordine di descrizione

Una volta individuati, per ogni armonica, tali forme modali, si può passare a disegnare il diagramma FREND (*FREquency-Nodal Diameter*, che riporta in ascissa i diametri nodali (che hanno una diretta corrispondenza con le armoniche analizzate nella dinamica) e in ordinata le frequenze ordinate secondo le famiglie di 3.6.



Figura 3.7: Generico FREND esplicativo [11]

Si può osservare un trend crescente per le famiglie alle basse frequenze mentre le alte frequenze tendono ad assumere un valore asintotico. Inoltre laddove il diagramma presenti dei crossing, soprattutto alle basse armoniche, si possono individuare modi misti.

#### 3.1.3 Metodo FEM per Bladed-Disk

Il comportamento delle strutture in analisi sono descritte in modo teorico nel paragrafo *Flutter Classico*; per risolvere operativamente il problema si adopera il metodo **Finite Element Method**, nel quale la struttura continua viene discretizzata mediante un certo numero di elementi (*mesh*) sui quali viene calcolata la soluzione parziale. La soluzione finale viene poi estrapolata a partire dai risultati ottenuti mediante una sovrapposizione lineare; per questo motivo tale soluzione sarà tanto più accurata quanto più sarà accurata la mesh sul componente. Tuttavia, aumentando molto il grado di precisione della mesh, aumenta molto il costo computazionale per la risoluzione.

Con questo metodo si ottengono i modi vibrazionali di cui si è discusso in precedenza con le frequenze a ciascuno associate, in numero uguale al numero di gradi di libertà della struttura. Solitamente per discretizzare l'elemeno Bladed-Disk si fa uso di un elevato numero di elementi al fine di ottenere un elevato grado di precisione nella soluzione, per cui il costo computazionale richiesto è molto alto. Tuttavia la geometria dell'elemento in questione permette all'analista di avvalersi di una specifica tecnica di riduzione del modello, al fine di diminuire in modo significativo il costo computazionale grazie alla riduzione dei gradi di libertà in esame. Si tratta dunque di riconoscere nell'assieme BD una forma geometrica circolare e simmetrica, per cui si può definire l'analisi in *simmetria ciclica*, che prevede la risoluzione del problema di tutto il disco, con conseguenti analisi modale associata alla soluzione, tramite l'analisi di un singolo settore. Questo è possibile grazie all'imposizione di vincoli specifici per le zone di interfaccia, vincoli che rendono ripetitivo il settore in analisi fino a coprire l'intero disco.



Figura 3.8: Settore in simmetria ciclica

Verrà trattato adesso il problema della simmetria ciclica in maniera analitica. I gradi di libertà dell'assieme mostrato in 3.8 possono essere riassunti nel seguente sistema:

$$\{x_s(t)\} = \left\{ \begin{array}{c} x_1^s \\ x_1^s \\ x_r^s \end{array} \right\}$$

Prendendo in considerazione un settore i-esimo di BD, si possono dunque riconoscere una serie di punti 'n' esterni e una serie punti 'N' interni. In questo gruppo vi sono racchiusi i punti di interfaccia con i settori adiacenti ed hanno pedice 'l' per i punti di sinistra e 'r' per quelli di destra.

Analogamente può essere definito il vettore della forzante che agisce sulle interfacce:

$$\{F\} = \left\{ \begin{array}{c} F_{\rm l} \\ F_{\rm i} \\ F_{\rm r} \end{array} \right\}$$

Si può in questa sede considerare lo smorzamento della struttura trascurabile, per cui si ha il seguente sistema di equazioni del moto:

$$([K^s] - \omega^2[M^s])\{x^s\} = \{F\}$$
(3.2)

Come già detto, il moto dell'intero disco durante la sua dinamica prevede uno sfasamento relativo tra le pale pari al valore IBPA; questo fenomeno non può essere trascurato in fase di analisi in simmetria ciclica, per cui si rende necessario imporre una particolare condizione sui punti esterni: il comportamento dei punti di interfaccia destra o sinistra di un settore è descrivibile mediante i punti rispettivamente di sinistra o di destra del settore adiacente, per cui basta mettere in relazione tali quantità mediante lo sfasamento specifico del modo di vibrare considerato.

$$\{x_R^s\} = e^{\mathrm{i}\phi}\{x_l^s\} \tag{3.3}$$

dove  $\phi = 2\pi n/N$ , essendo 'n' il diametro nodale e 'N' il numero di settori. Sostituendo nel vettore  $\{x^s\}$  si ottiene:

$$\{x_s(t)\} = \left\{\begin{array}{c} x_1^s \\ x_i^s \\ e^{i\phi}(x_1^s) \end{array}\right\}$$
(3.4)

In questo modo le incognite, da 2n+N, diventano n+N.

Ritornando all'equazione 3.5, si può sviluppare l'esponenziale con le formule di Eulero:

$$\{x_R^s\} = e^{i\phi}\{x_l^s\} = \{x_l^s\}(\cos\frac{2\pi n}{N}) + i\sin(\frac{2\pi n}{N})$$
(3.5)

Così si nota che laddove il valore del  $sin(\phi)$  si annulla (n=0,N/2), si ha moto puramente reale. In tutti gli altri casi il moto è di tipo complesso.

A questo punto si può scrivere il sistema agli autovalori da risolvere per trovare le soluzioni di interesse:

$$\left(\left[K^{s}(\phi)\right] - \omega^{2}[M^{s}(\phi)]\right) \left\{\begin{array}{c} x_{1}^{s} \\ x_{i}^{s} \end{array}\right\} = \{0\}$$

$$(3.6)$$

Scegliendo un determinato  $\phi$ , si dà ai settori un certo sfasamento relativo; a partire dai valori possibili per l'angolo di sfasamento si ottengono dunque tutte le forme modali per il settore.

Definito N il numero di settori:

$$\begin{aligned}
\phi &= 0, \dots, \frac{2\pi}{N} \left(\frac{N}{2}\right) & se \ N \ pari \\
\phi &= 0, \dots, \frac{2\pi}{2N} (N-1) & se \ N \ dispari
\end{aligned} \tag{3.7}$$

### 3.2 Introduzione ai fenomeni di risonanza e flutter

La risonanza è un fenomeno che si verifica quando le frequenze di oscillazione del componente, ad esempio uno stadio della turbina, sono multipli della velocità di rotazione dell'albero; il flutter invece è legato all'oscillazione della singola paletta, secondo un disturbo iniziale del campo di moto, che provoca vibrazioni autoeccitate. In questo caso la risposta aeroelastica del sistema infatti si amplifica a seguito del disturbo iniziale in questione, fino a portare a rotture per fatica del componente. L'aeroelasticità, secondo lo scienziato inglese Arthur Roderick Collar, "...è lo studio della mutua interazione tra le forze inerziali, elastiche e aerodinamiche agenti in un solido esposto ad una corrente fluida e dell'influenza di tale studio sul progetto della struttura"; si tratta dunque del ruolo che i tre tipi di forze citati esercitano sulla deformazione della struttura del sistema.

Si riporta di seguito la rappresentazione grafica proposta dallo stesso, a suffragio della sua definizione, nel 1947.



Figura 3.9: Triangolo di Collar

Come si osserva dal triangolo di Collar, vi sono tre principali discipline che entrano in gioco nel campo dell'aeroelasticità, dalla cui interazione nascono nuove branche che si propongono di studiare fenomeni di natura mista.

L'aerodinamica classica studia le forze che agiscono su un corpo di una certa geometria in un flusso d'aria, lo studio dell'elasticità serve a prevedere la forma risultante di un corpo sottoposto a un certo carico e, infine, la dinamica introduce l'effetto delle forze inerziali.

Funzioni dell'airfoil	Tipi di interazioni
A Aerodinamica	AED Aeroelasticità dinamica
E Elasticità	AS Aeroelasticità statica
D Dinamica	V Meccanica delle vibrazioni
	M Meccanica del volo classica

Figura 3.10: Spiegazione del triangolo di Collar

Una delle questioni più importanti in aeroelasticità è lo studio della stabilità: può succedere che le forze aerodinamiche, dipendendo dal quadrato della velocità, sovrastino le forze elastiche. Se ciò accade, si possono avere due principali problemi:

- problemi aeroelastici statici (divergenza), in cui le forze inerziali non hanno effetti ingenti;
- problemi aeroelastici dinamici, in cui compaiono le forze d'inerzia.

Particolare attenzione verrà data al flutter, annoverato tra i problemi di **stabilità aeroelastica dinamica**. Tale fenomeno può a sua volta essere suddiviso in due categorie:

- *Flutter di stallo*: la separazione della corrente fluida provoca vibrazioni autoeccitate che interagiscono con le forze viscose.
- *Vortex sheding* o *galloping* (in base al numero di Reynolds): il distacco dei vortici di scia genera vibrazioni autoeccitate che interagiscono con le forze viscose.

#### 3.2.1 Flutter classico

Come precedentemente anticipato, il flutter è un fenomeno di vibrazione autoeccitata e autosostenuta di una struttura, la quale viene sollecitata da una forza di frequenza pari alla frequenza naturale del sistema. Talvolta accade che le forze aerodinamiche in gioco siano grandi abbastanza da allontanare le caratteristiche di vibrazione del sistema dalle condizioni di risposta libera e ciò avviene in proporzione al rapporto  $\frac{massa\ del\ corpo}{massa\ del\ fluido}$ . Tutte le superfici strutturali possono incorrere nel flutter, anche se quelle portanti come ala e impennaggi sono le più comuni. Le palette delle turbomacchine, ad esempio, rispondono principalmente secondo un unico modo (chiamato "1 flap") con frequenze prossime a quelle della loro risposta libera.

In questa condizione è necessario smorzare la risposta del sistema per impedire la crescita repentina della sua oscillazione, in modo tale da non incorrere mai nel fenomeno durante tutto l'inviluppo di volo. Inoltre il flutter, sviluppandosi in un intervallo di tempo ristretto, rappresenta un fenomeno estremamente pericoloso in quanto può determinare la rottura della struttura in modo immediato. Ciò accade perché l'energia cinetica del flusso che alimenta la vibrazione è molto maggiore dell'energia che la struttura può assorbire prima di fenomeni catastrofici.

Il sistema matematico che descrive il fenomeno del flutter può essere scritto nella seguente maniera:

$$([K] - [K]_{\mathbf{a}})\{q\} + ([D] - [D]_{\mathbf{a}})\{\dot{q}\} + ([M] - [M]_{\mathbf{a}})\{\ddot{q}\} = \{\lambda(t)\}$$
(3.8)

dove

• Il vettore delle forze aerodinamiche è dato da:

$$F_{\rm a} = f(q, \dot{q}, \ddot{q})$$

• Vi è un termine addizionale dato da:

$$\{\lambda(t)\}$$

• Le matrici di rigidezza e di rigidezza aerodinamica sono rispettivamente:

 $[K] e [K]_{a}$ 

• Le matrici di smorzamento e di smorzamento aerodinamico sono rispettivamente:

 $[D] e [D]_{\rm a}$ 

• Le matrici di massa e di massa aerodinamica sono rispettivamente:

$$[M] e [M]_{\mathbf{a}}$$

Questo sistema differenziale è di tipo omogeneo, per cui si può esprimere la soluzione generale come segue:

$$q(t) = \overline{q_i} e^{\nu t} \tag{3.9}$$

$$\lambda(t) = \overline{\lambda_i} e^{\nu t} \tag{3.10}$$

Solitamente i termini in $\lambda$ sono trascurabili, per cui nella trattazione si assume che siano nulli.

La soluzione in questo caso è rappresentata da una coppia complessa coniugata del

tipo:

$$\nu_{\mathbf{k}} = \Gamma_{\mathbf{k}} \pm i\Omega_{\mathbf{k}} \tag{3.11}$$

con  $i = 1, 2, ..., n_c$  dove  $n_c$  è il numero di soluzioni con coppie complesse coniugate. Il pedice k indica il modo oscillatorio, o meno, che si sta analizzando; mentre  $\Gamma$  e  $\Omega$  sono lo smorzamento modale e la frequenza modale. Riassumendo si può affermare che:

- $\Gamma < 0$  per modo smorzato;
- $\Gamma = 0$  per modo costante;
- $\Gamma > 0$  per modo amplificato;
- $\Omega$ '0 per modi dinamici;
- $\Omega = 0$  per modi statici.

Per cui si avranno i seguenti casi di soluzioni:

$\Gamma_k$	$\Omega_k$	Моро	Stabilità
< 0	= 0	Convergenza continua	Stabile
= 0	= 0	Tempo invariante	Stabilità limite
>0	= 0	Divergenza continua	Instabile
< 0	≠ 0	Convergenza oscillatoria	Stabile smorzato
= 0	≠0	Armonica semplice	Stabilità limite
>0	≠ 0	Divergenza oscillatoria	Instabile amplificato (flutter)

Figura 3.11: Modi e caratteristiche di stabilità


Figura 3.12: Rappresentazione grafica delle possibili soluzioni

#### 3.2.2 Flutter nelle turbomacchine

Si può altresì osservare l'influenza del flutter sull'intera schiera di pale: in questo caso la perturbazione di una pala rimbalzerà sulle altre, cambiandone radicalmente la risposta in frequenza. Questo comportamento è tipico della schiera ed è denominato accoppiamento aerodinamico.

Si può inoltre statuire che il fenomeno di incipiente flutter sia dovuto alla parte non in fase dello smorzamento aerodinamico, generata dal carico agente sul sistema.

Inoltre non si può trascurare in questa fase la mutua interazione tra le pale stesse della schera che, a causa dell'accoppiamento meccanico, avranno un moto vibrazionale con stessa frequenza e medesimi modi, e saranno tra loro sfasate di un angolo (Inter-Blade Phase Angle) che si può definire come segue:

$$IBPA = \frac{2\pi n}{N} \tag{3.12}$$

dove N è il numero di pale del disco è n un numero intero tra 1 e N-1.

Al fine di analizzare correttamente il fenomeno del flutter è dunque fondamentale studiare l'interazione tra le pale, in termini aerordinamici e strutturali. Per fare ciò si svolge in sede preliminare un'analisi modale al fine di determinare il comportamento dinamico della pala sotto l'azione del flusso; da questo punto di partenza si analizza poi il fenomeno di nostro interesse tramite un'analisi lineare in cui le pale hanno tutte le stesse proprietà geometriche e inerziali. Da questa assunzione si può dedurre che a flutter le pale si comporteranno tutte nello stesso modo, con un angolo di sfasamento proprio pari a IBPA. Dalle precedenti osservazioni si evince dunque che la risultante in termini di risposta aerodinamica è data dalla combinazione lineare della risposta di ciascuna pala.



Figura 3.13: fenomeno di accoppiamento aerodinamico sulla schiera [12]



Figura 3.14: Influenza di una schiera sulle altre [12]

#### 3.2.3 Forzanti, Engine Order e diagramma di Campbell

L'ultimo aspetto che resta da analizzare è la risposta forzata: si tratta dell'interazione tra la massa di fluido uscente dalla camera di combustione e le palette della turbina. Tale fenomeno genera una forzante aerodinamica con una certa frequenza e, quando tale frequenza coincide con la frequenza naturale della struttura, si avranno oscillazioni in risonanza.

Definiamo adesso un parametro, *Engine Order*, utile per descrivere la relazione tra frequenza naturale e frequenza di eccitazione:

$$EO = \frac{\omega}{\Omega}$$

Dove  $\omega$  è la pulsazione della forzante e  $\Omega$  è la velocità di rotazione del disco. Si fa uso di tale grandezza in riferimento al diagramma di Campbell, al fine di individuare e descrivere l'interazione tra gli Engine Order e le frequenze a cui vibra il sistema ai diversi diametri nodali.



Figura 3.15: Diagramma di Campbell [13]

In figura 3.15 osserviamo un diagramma che riporta sulle ascisse il numero di giri in RPM e sulle ordinate le frequenze di oscillazione del sistema suddivise per famiglie di oscillazione. Le rette che si dipartono dall'origine rappresentano gli EO, mentre le rette verticali sono indicative della condizione operativa, quali cruise, cold, takeoff e red line.

Particolare attenzione va posta ai modi che incrociano gli EO nel range di funzionamento, in quanto tali *crossings* rappresentano una forzante del sistema e un possibile modo distruttivo per la struttura, in quanto provocano il fenomeno della risonanza. Bisogna dunque analizzare tali crossings in maniera adeguata al fine di capire se possono o meno rappresentare un pericolo per la struttura; in tale caso si renderanno necessari interventi sul design delle pale al fine di scongiurare il crossing in questione.

#### 3.2.4 Autoflutter 3D

Autoflutter 3D, altresì detto A3D, è il software, completamente sviluppato da Avio Aero s.r.l., di analisi del fenomeno del flutter usato per le analisi di LPT, in questa sede. Esso considera l'interazione tra i fenomeni CFD e i fenomeni dinamici derivanti dalla FEM ed è un'analisi numerica estremamente complessa e computazionalmente costosa.

Per rendere il modello più accessibile, si pongono delle ipotesi iniziali su cui si baseranno i risultati ottenuti; ad esempio, si suppone che gli elementi non direttamente coinvolti nell'analisi aerodinamica, quali shank, shroud, dovetail..., possano essere eliminati, considerando dunque solo l'airfoil come elemento coinvolto nell'analisi a flutter. La mesh di pelle di quest'ultimo elemento viene inoltre ulteriormente semplificata rendendola del primo ordine, al fine di diminuire il costo e il tempo computazionale.

A3D è capace di studiare sia modi reali, tipici di componenti come statori o "bladeonly", sia modi complessi, tipici dei bladed-disk di interesse in questa trattazione. Il software si propone di estrapolare, in base alle analisi a flutter che esso stesso esegue, un grafico che mostra lo smorzamento aerodinamico in funzione dell'IBPA e del diametro nodale.



Figura 3.16: Andamento dell'aerodamping tipico di un modo 1

Quando lo smorzamento diventa negativo (figura 6.6 segnato con una linea rossa), si evince che quel modo genera un'instabilità a flutter per la pala in analisi. Il tool, mostrato in figura 3.17, affronta l'analisi suddividendola in tre fasi: le fasi di pre e post processing sono eseguite in locale mentre la fase di analisi vera e propria per il calcolo della risposta fluidodinamica e della risposta a flutter è performata sull'HPC (High Power Computer) in modo da poter coprire anche costi computazionali mediamente elevati.



Figura 3.17: Interfaccia grafica di A3D

Si presenta di seguito un *workflow* generale degli step compiuti dal tool durante la sua analisi.



Figura 3.18: Funzionamento generale di A3D

Inizialmente si immettono nel tool gli input dell'aerodinamica 2D attraverso una cartella di files denominata *multirow*, al fine di ricavare poi l'aerodinamica tridimensionale.

Nota la soluzione a certe stazioni predefinite, A3D procede con un'interpolazione per creare la griglia CFD ed estrapolare i dati aerodinamici per tutta la pala a partire dai risultati noti. Una volta estratti questi dati, si è pronti per l'analisi CFD sull'HPC, da cui si estrapolano i risultati dell'analisi fluidodinamica computazionale della pala. Tipici grafici che si ottengono in questa fase sono mostrati in figura 3.19; in questa fase è importante controllare che vi sia una quasi completa corrispondenza tra gli andamenti del *single-row* e quelli del *multirow* in maniera da poter affermare che i risultati ottenuti siano buoni.



Figura 3.19: Andamento del Mach a diversi raggi della pala dopo un'analisi stazionaria

In seguito a questo step vengono performate le analisi a flutter vere e proprie, per cui si rendono necessari alcuni files estrapolati dall'analisi dinamica, tra cui un file contenente la struttura della mesh, uno con le coordinate nodali e l'ID dei nodi, alcuni files caratteristici dei modi vibrazionali in esame.

Si inseriscono inoltre le informazioni di input necessarie per il funzionamento del programma, conseguentemente viene effettuato l'allineamento delle griglie FEM e CFD; quest'ultimo step non viene più ripetuto e si passa all'estrapolazione degli aerodamping dei modi di interesse attraverso un altro passaggio all'HPC.

Alla fine di questo step si ottiene il grafico dello smorzamento, di figura 6.6, descrittivo della risposta a flutter della pala. Si riporta in figura 3.20 un esempio di andamento tipico di una pala instabile a flutter.



Figura 3.20: Regione di instabilità a flutter [14]

Se la pala mostra un comportamento instabile a flutter si rendono necessari interventi progettuali di modifica e miglioramento di design e prestazioni al fine di eliminare questo fenomeno o, quanto meno, non renderlo distruttivo.

# Capitolo 4

# Progetto di un settore con mistuning concept

Con il termine **mistuning**, si indica il fenomeno dell'introduzione all'interno di un settore di asimmetrie, in termini di massa e/o rigidezza al fine di disaccoppiare i modi vibrazionali per evitare i fenomeni di risonanza e flutter [15].

Nella realtà le palette, calettate su un disco, possono non essere perfettamente uguali tra loro a causa di imprecisioni di lavorazione durante la realizzazione dei pezzi. Il mistuning in questo senso è definito "casuale" e implica proprio il fatto che le palette, alla fine delle lavorazioni che subiscono, rechino delle differenze a livello geometrico e di tolleranze. Questo implicherà inevitabilmente anche differenze a livello di risposta dinamica libera, a flutter e di risposta forzata.



Figura 4.1: Settore con pale soggette a mistuning casuale [16]

Per quanto riguarda la risposta dinamica, si può verificare il fenomeno, mostrato in figura 4.2, della "localizzazione" di un modo vibrazionale, secondo cui esso è concentrato soltanto in una porzione limitata della struttura, inducendo su di essa danni ingenti.

In tale configurazione si perde la perfetta simmetricità del settore palettato in direzione circonferenziale e nasceranno modi puramente di disco.



Figura 4.2: Fenomeno della localizzazione [17]

### 4.1 Mistuning intenzionale

Il concetto precedentemente illustrato, può essere sfruttato per stabilizzare la paletta a flutter, mediante lo studio del concept "mistuned" (figura 6.8). A partire dalla configurazione di base, denominata "all-tuned", si fa uno studio del design al fine di modificare alcuni parametri progettuali per diversificare la risposta in frequenza delle pale costituenti il settore. Si tratta di accostare in un unico settore due o più palette aventi proprietà diverse, in termini ad esempio di massa o volume, per cui la loro risposta dinamica sarà sfasata di una certa frequenza. In questo modo si avrà una pala soggetta a un modo vibrazionale a una certa frequenza, mentre la medesima pala alla stessa frequenza non sarà investita dalla stessa vibrazione eccitante. Così facendo, si impedisce alle vibrazioni di autoeccitarsi tra loro portando alla distruzione dei componenti.



Figura 4.3: Settore in configurazione mistuned e medesimo settore soggetto a modo 1 edgewise

Dalla configurazione di figura 4.3, si ha una diversificazione delle frequenza di risposta delle palette, modificando il comportamento del settore a flutter e in presenza di una eventuale forzante.

Essendosi dunque intenzionalmente persa la simmetria ciclica del settore, non si avranno forme modali pure manifestate a determinati diametri nodali, ma si avranno risposte vibrazionali miste a causa dei disturbi - soprattutto alle basse armoniche - con presenza sempre di un modo prevalente.



Figura 4.4: Risposta modale di un BD tuned (a) e mistuned (b) [17]

L'effetto di localizzazione (figura 4.4), - di cui discusso in precedenza - è confinato a poche pale e coinvolge prevalentemente il settore mistuned. Tale fenomeno sorge maggiormente nei dischi con alto numero di pale, secondo esperimenti condotti dagli ingegneri Wei e Pierre [18], e dipende principalmente dai seguenti parametri:

- *Interblade coupling R*: trattasi del fenomeno di accoppiamento strutturale e/o aerodinamico tra pale diverse;
- Disordine dovuto al mistuning  $\epsilon$ : variabile introdotta nel momento in cui si inserisce una configurazione mistuned del sistema; la sua localizzazione dipende dal rapporto  $\epsilon/R^2$ .

Non solo il comportamento dinamico del sistema è affetto dal fenomeno del mistuning; quando entrano in gioco le forze aerodinamiche nei fenomeni di flutter nelle turbomacchine, il mistuning introduce modifiche non trascurabili ai valori di smorzamento, parametro che esprime lo scambio energetico tra fluido e profili delle pale. Perciò, sia le frequenze di vibrazione che gli smorzamenti dipendono dal design mistuned, attraverso i parametri R ed  $\epsilon$  testé definiti.

Per esplicare al meglio questo problema si fa riferimento alla figura 4.5, che mostra autovalori - frequenze - e autovettori - aerodamping - al variare del fenomeno del mistuning secondo i parametri R ed  $\epsilon$ .



Figura 4.5: Autovalori e autovettori del settore mistuned [17]

La questione si riconduce dunque a un problema agli autovalori e autovettori, in cui si può osservare una graduale perdita della struttura degli autovalori e autovettori. Nel sistema tuned (a) gli autovalori tendenzialmente assumono un andamento ben definito all'aumentare del grado di disordine del sistema; invece per quanto riguarda la parte reale degli autovalori per la pala mistuned, essi tendono a divergere (le frequenze raggiungono valori tendenti a infinito), mentre gli autovettori tendono ad assumere valori simili tra loro, all'aumentare di  $\epsilon$ .



Figura 4.6: Andamento di frequenze e smorzamenti in base al grado di mistuning

#### 4.1.1 Configurazioni del Mistuning Intenzionale Alternato

Il mistuning è un concept di design molto studiato nell'ambito della progettazione dei motori aeronautici. Non solo questa configurazione minimizza i costi e riduce i rischi di assemblaggio errato, ma riduce anche in maniera significativa i costi computazionali perché prevede una simmetria ciclica per un settore di due o più pale. In questa sede verrà analizzato un settore di due pale in simmetria ciclica in configurazione **alternata** tuned (0) e mistuned (1) in sequenza  $(0,1,0,1,\ldots,1)$ . Tale configurazione è la più adottata per la risoluzione dei problemi legati al flutter in quanto costruttivamente è la più semplice da realizzare; la caratteristica principale è la separazione di un singolo modo vibrazionali in due differenti modi, uno per la pala 0 e uno per la pala 1. Ad esempio se nella configurazione "all-tuned" si avrà un modo "1 flapwise", nel settore si ritroverà un "1 flapwise 1" per la pala 0 e un "1 flapwise 2" per la pala 1 a due frequenze simili ma non identiche. Questa differenza nelle frequenze è dovuta alla differenza di massa e/o rigidezza tra le due pale. Con l'aumento della percentuale di mistuning nel settore, la differenza in frequenza aumenta e conseguentemente aumenta il grado di disordine del sistema, provocando una variazione nella disposizione degli autovalori che andranno a collocarsi in due aree ben separate del piano reale-immaginario [12], come mostrato in figura 4.7.



Figura 4.7: Disposizione delle frequenze di un settore mistuned

In altre parole, per un grado crescente di mistuning, si fa in modo tale che le frequenze delle pale 0 e 1 relative alla stessa forma modale tendano a un valore asintotico, per cui si raggiunge una sorta di stabilizzazione aeromeccanica. Questo significa che quando la pala 0 vibra secondo un certo modo, la pala 1 sarà pressoché ferma e non subirà dunque gli effetti eccitanti di tale frequenza. Tale fenomeno implica che le forze aerodinamiche eccitanti per una pala siano stabilizzanti per l'altra e viceversa; questo accade perché il mistuning provoca durante la vibrazione un passaggio di energia tra le due pale del settore, stabilizzando le vibrazioni instabili tramite la dissipazione di tale energia sulla pala già stabile per il determinato modo in questione.

Se il grado di mistuning è molto alto rispetto alle forze aerodinamiche, l'influenza di queste ultime risulterà pressoché trascurabile; per questo motivo le differenze in risposta delle due pale saranno molto piccole e si avvicineranno entrambe a quelle della configurazione mistuned, rendendo ancora più semplice la stabilizzazione. Così ogni frequenza sarà legata a una pala ben distinta e svincolata dalle pale adiacenti - che risultano stazionarie; si osserverà dunque una vibrazione alternata della pale pari o delle pale dispari, e le forze aerodinamiche in gioco saranno soltanto smorzanti [15].

# Capitolo 5

# Modifiche progettuali sul concept "all-tuned"

Per passare dalla configurazione "all-tuned" a quella "tuned-mistuned" si fa uso di un software chiamato AMMis (Asymptotic Mistuning Model).

In questa fase la simmetria ciclica non è più valida per la singola pala in quanto si è introdotto il concetto di *mistuning*. Si fa ricorso allora a modelli di ordine ridotta (ROM) per alleviare il carico computazionale e ottenere al contempo una soluzione consistente con quella teorica.

L'Asymptotic Mistuning Model (AMM) appartiene alla categoria ROM ed è finalizzato all'analisi di un assieme pala e disco con mistuning.

Tale metodologia è finalizzata alla conoscenza dell'influenza del mistuning sulla variazione di frequenze rispetto alla pala in configurazione tuned.

## 5.1 Metodo AMM sul sistema in configurazione Tuned

In questa sede viene considerata la pala in configurazione tuned come la pala *baseline* a cui fare riferimento per in confronto dei risultati. Il moto di tale componente può essere descritto mediante l'equazione differenziale del secondo ordine presentata nel capitolo di analisi a flutter.

$$M\ddot{x} + K\dot{x} = F_{aero}(t) \tag{5.1}$$

Assumendo poi nullo il vettore delle forze aerodinamiche nell'equazione 5.1 si ottiene:

$$(K - \omega^2 M)X = 0 \tag{5.2}$$

La cui soluzione sarà del tipo:

$$x = Xe^{i\omega t} + c.c. \tag{5.3}$$

Nell'equazione 5.3 il termine c.c rappresenta il complesso coniugato.

$$\left( \begin{bmatrix} K & K_c & 0 & \dots & K_c^T \\ K_c^T & K & K_c & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_c & 0 & 0 & \dots & K \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} K & K_c & 0 & \dots & K_c^T \\ K_c^T & K & K_c & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_c & 0 & 0 & \dots & K \end{bmatrix} \right) \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}$$
(5.4)

Il problema testé presentato è un sistema agli autovalori in cui le matrici M e K sono simmetriche, quadrate e hanno le dimensioni pari al numero di gradi di libertà del settore in analisi. All'interno delle matrici  $K_c$  e  $M_c$  sono presenti anche i termini di accoppiamento tra un settore e quello adiacente, per cui l'analisi in questi termini può essere effettuata anche in simmetria ciclica. Si cercano poi gli autovettori, rappresentanti la soluzione in termini di modi di vibrare e di pulsazioni proprie della struttura.

L'autovettore relativo al problema sarà del tipo:

$$\begin{bmatrix} X_1 \\ \vdots \\ X_i \\ \vdots \\ X_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_k e^{j(2\pi k/N_b)_1} \\ \vdots \\ Z_k e^{j(2\pi k/N_b)_i} \\ \vdots \\ Z_k e^{j(2\pi k/N_b)_n} \end{bmatrix}$$
(5.5)

Il vettore  $Z_k$  rappresenta i modi vibrazionali delle sezioni del rotore, caratterizzati da uno shift in frequenza di  $\frac{2\pi}{N}$ . Tutto il sistema può allora essere espresso come un set di  $N_b$  equazioni disaccoppiate, sviluppando i sistemi testé descritti. A partire da tale sistema si possono allora ricavare tanti autovalori quanti sono i gradi di libertà del sistema, per il k-esimo diametro nodale.

Si definisce adesso la forzante aerodinamica che prende parte all'equazione 5.1. Essa è formata da tutti i carichi aerodinamici agenti nel tempo, può essere espressa come un vettore di elementi complessi e può essere descritta come un'onda viaggiante di frequenza $\Omega$ ed engine order r.

$$F_{aero}(t) = Fe^{j\omega t} + c.c. = \begin{bmatrix} Fe^{j(\Omega t + (2\pi r/N_b))_1} \\ \vdots \\ Fe^{j(\Omega t + (2\pi r/N_b))_i} \\ \vdots \\ Fe^{j(\Omega t + (2\pi r/N_b))_n} \end{bmatrix}$$
(5.6)

Abbiamo quindi descritto il problema da cui si può identificare la risposta completa del sistema nella generica forma X = PA:

$$A = \begin{bmatrix} A_1 \\ \vdots \\ A_i \\ \vdots \\ A_{N_b} \end{bmatrix}$$
(5.7)

$$P = \frac{1}{\sqrt{N_b}} \begin{bmatrix} P_1 e^{j(2\pi 1/N_b)_1} & \dots & P_1 e^{j(2\pi N_b/N_b)_1} \\ \vdots & & \vdots \\ P_1 e^{j(2\pi 1/N_b)_i} & \dots & P_1 e^{j(2\pi N_b/N_b)_i} \\ \vdots & & \vdots \\ P_1 e^{j(2\pi 1/N_b)_{N_b}} & \dots & P_1 e^{j(2\pi N_b/N_b)_{N_b}} \end{bmatrix}$$
(5.8)

La matrice A in particolare, rappresenta l'ampiezza degli autovettori mentre  $P_k$ i modi vibrazionali dell'analisi modale in simmetria ciclica.

Per tenere conto dello smorzamento aerodinamico si introduce poi la matrice di massa aerodinamica, nei seguenti termini:

$$(K - \omega^2 M)X = M_{aero}(\omega)X \tag{5.9}$$

L'equazione 5.9 viene risolta di nuovo con il metodo agli autovalori e autovettori, da cui si evince che i termini aerodinamici sono piccoli e sono causa di piccole variazioni delle sole frequenze strutturali. Si può assumere in prima approssimazione che la forma dei modi puramente strutturali non sia influenzata dagli effetti aerodinamici; non si può dire lo stesso per le frequenze che subiscono una variazione, seppur di piccola entità.

Data  $\omega_{\bar{k}\bar{j}}$  relativa a una pala in configurazione tuned (cosrrispondente al j-esimo

modo ad onda viaggiante con k<br/> diametri nodali), si può stimare il valore di  $\omega$  <br/>corretta aerodinamicamente come segue:

$$\omega = \omega_{ik} \left(1 - \frac{|M_k(\omega_i k)|_{ii}}{2\omega_{ik}^2} + ...\right)$$
(5.10)

in cui il valore  $\frac{|M_k(\omega_i k)|_{ii}}{2\omega_{ik}^2}$ rappresenta l'energia scambiata tra il fluido e le pale. L'equazione 5.10 vale solamente sotto alcune ipotesi di seguito elencate.

- I modi con differenti diametri nodali sono disaccoppiati e non interferiscono con la frequenza naturale;
- I termini  $\frac{|M_k(\omega_i k)|_{ii}}{2\omega_{ik}^2} \in (\omega_{ik}^2 \omega^2)$  sono piccoli e  $\omega_{ik}$  è circa uguale a  $\omega$ ;
- La correzione aerodinamica non influisce sugli autovalori.

Allora lo scambio di energia tra fluido e pale si può scrivere nella generica forma:

$$|M_k(\omega_i k)|_{ii} = -2\omega_{ik}^2(\eta + 2j\xi)$$
(5.11)

Si può adesso identificare il coefficiente di smorzamento  $\xi$  per l'i-esimo modo al k-esimo diametro nodale, coefficiente atto a valutare le eventuali instabilità a flutter del rotore.

Si rende dunque necessaria la valutazione della nuova frequenza oscillatoria con il relativo smorzamento aerodinamico per tutti i modi del sistema, al fine di valutare la stabilità del *bladed-disk*.

Il medesimo approccio si può usare per valutare sistemi in presenza di mistuning.

## 5.2 Metodo AMM sul sistema in configurazione Mistuned

Il sistema mistuned prevedere variazioni in termini di massa e rigidezza sulla pala; tali effetti vengono considerati lineari, per cui l'equazione del moto diventa:

$$((K + \Delta K) - \omega^2 (M + \Delta M))X = M_{aero}X$$
(5.12)

Le matrici  $\Delta M$  e  $\Delta K$  contengono le variazioni di massa e rigidezza e sono diagonali a blocchi, essendo descrittive dei vari settori in configurazione mistuned.

$$\Delta M = \begin{bmatrix} \Delta M_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \Delta M_{N_b} \end{bmatrix}$$
(5.13)  
$$\Delta K = \begin{bmatrix} \Delta K_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \Delta K_{N_b} \end{bmatrix}$$
(5.14)

Nello sviluppo del modello si possono fare le seguenti assunzioni, senza compromettere la precisione del risultato finale:

• 
$$\sum_{i=0}^{N_b} \Delta K_i = 0$$
  
• 
$$\sum_{i=0}^{N_b} \Delta M_i = 0$$

• 
$$\Delta K_i = \Delta K_i^T$$
 per  $i = 1, \dots, N_b$ 

• 
$$\Delta M_i = \Delta M_i^T$$
 per  $i = 1, \dots, N_b$ 

Tali formule coinvolgono i valori di mistuning legati ai gradi di libertà accoppiati tra i vari settori. Questo è fondamentale perché se entrano in gioco soltanto pochi di essi, si può considerare trascurabile il mistuning del settore in analisi rispetto al settore principale.

Come per il caso precedente si possono riscrivere le matrici descrittive del problema, ottenendo una matrice di mistuning diagonale a blocchi, per cui si si può affermare che il mistuning accoppia modi relativi a onde viaggianti con diverso diametro nodale.

Ancora una volta, risolvendo il sistema, si osserva che gli effetti aerodinamici sono di piccola entità e agiscono modificando leggermente le frequenze strutturali naturali. Grazie a quest'analogia si può utilizzare il medesimo metodo di risoluzione usato per il sistema tuned, apportando solo una correzione al termine di frequenza mistuned  $(\omega)$  rispetto alla frequenza tuned  $(\tilde{\omega})$ . Si possono a questo punto verificare due casi:

• Le frequenze  $\omega \in \tilde{\omega}$  sono molto diverse tra loro, allora la correzione in termini di mistuning non apporta in prima approssimazione nessuna modifica alla frequenza propria del sistema tuned. In particolare si ha:

$$(\omega_{kj}^2 - \omega^2)A_{kj} = \sum_{i,k=0}^m \epsilon A_{ik}$$

dove  $(\omega_{kj}^2 - \omega^2)$  è maggiore rispetto ai termini di mistuning  $(\epsilon)$ , per cui l'equazione diventa  $A_{kj} = 0$ .

• Le frequenze  $\omega$  sono dello stesso ordine di grandezza delle correzioni legate all'aerodinamica e al mistuning, allora i modi sono definiti *attivi* e contribuiscono alla variazione di  $\tilde{\omega}$ . In questo caso vale:

$$(\omega_a^2 - \omega^2)A_a = -2\omega_a^2(\eta_a + i2\xi_a)A_a - \sum_{a' \neq a} \delta_{aa'}A_{a'}$$

Tutti i coefficienti coinvolti nell'equazione sono di piccola entità;  $A_a$  è l'ampiezza del modo attivo, mentre i coefficienti di accoppiamento del mistuning sono:

$$\delta_{aa'} = Z_a^H (\Delta K_{k-k'}^F - \tilde{\omega}^2 \Delta M_{k-k'}^F) Z_a$$

con  $Z_a$ ,  $Z_{a'}$ , k, k' sono le forme modali e i diametri nodali dei modi attivi  $A_a$  e  $A_{a'}$  e la frequenza  $\omega$  è approssimata con  $\tilde{\omega}$ .

Per introdurre il mistuning si apporta la correzione alla frequenza del tipo  $\omega = \tilde{\omega}(1 + \Delta \omega) \operatorname{con} \Delta \omega \ll 1$ 

Si osserva che si ottengono tante equazioni quanti sono i modi attivi, per cui il problema agli autovalori diventerà di ordine ridotto e pertanto si può valutare la variazione di frequenza del settore rispetto a  $\tilde{\omega}$ . Questo problema prende il nome di **AMM** e la soluzione ottenuta attraverso tale metodo sarà tanto più accurata quanto più gli effetti aerodinamici e di mistuning saranno piccoli.

### 5.3 Applicazione del Metodo AMM

L'introduzione del mistuning intenzionale all'interno del sistema rotorico comporta uno *shift* in frequenza di una certa entità; in particolare i settori in configurazione mistuned sono portati a vibrare con la loro frequenza propria. Tra i modi vibrazionali con frequenza vicina alla  $\tilde{\omega}$  si possono distinguere due famiglie:

- Due modi si dicono *isolati* quando la differenza tra le relative frequenze naturali è maggiore dello shift in frequenza introdotto dal mistuning.
- Due modi si dicono *clustered* quando la differenza tra le relative frequenze naturali si trova all'interno del range di shift in frequenza dato dal mistuning.

#### 5.3.1 Modi isolati

Si considerano in questa fase solo i modi attivi; a causa del mistuning, si hanno due onde controrotanti (identificate dai segni "+" e "-") di frequenza  $\omega_0$  e diametro nodale  $\pm k_0$ . In base al metodo AMM si possono individuare i seguenti due modi:

$$-2\omega_0^2 \Delta \omega A_+ = -2\omega_0^2 (\eta_+ + j2\zeta_+)A_+ - \delta_-$$
(5.15)

$$-2\omega_0^2 \Delta \omega A_- = -2\omega_0^2 (\eta_- + j2\zeta_+)A_- - \delta_+$$
(5.16)

dove, per ogni diametro nodale  $k \pm si$  ha:

- A± è l'ampiezza del modo;
- $\eta \pm$  rappresenta la correzione aerodinamica;
- $\zeta \pm$  rappresenta i modi smorzati.

All'esterno della diagonale principale si hanno i modi affetti da mistuning.

$$\delta = Z_{k_0}^H (\Delta K_{2k_0}^F - \omega_0^2 \Delta M_{2k_0}^F) \bar{Z}_{k_0}$$
(5.17)

Dall'equazione 5.18 si osserva che solo le armoniche relative ai modi attivi prendono parte all'espansione in serie di Fourier e hanno indice pari a  $2k_0$ . Ora si può esplicitare la soluzione del problema agli autovalori in termini di variazione di frequenza:

$$\Delta\omega_0 = \frac{(\eta_+ + \eta_-) + 2j(\xi_+ - \xi_-)}{2} \pm \sqrt{\frac{(\eta_+ + \eta_-) + 2j(\xi_+ - \xi_-)}{2} + \frac{|\delta^2|}{4\omega^4}} \qquad (5.18)$$

L'espressione 5.18 può essere scritta in forma generica come:

$$\Delta \omega = \eta + 2j\xi \tag{5.19}$$

Ai fini della stabilizzazione a flutter gioca un ruolo preponderante il termine  $\xi$ , che rappresenta il coefficiente di smorzamento aerodinamico. In particolare si può osservare che quando tale valore diventa negativo si verificano fenomeni di instabilità a flutter. In questa sede interviene dunque il mistuning, il cui scopo è rendere positivi i valori  $\xi_{-}$  e  $\xi_{+}$ , al fine di stabilizzare il rotore. Il valore di  $\xi$  può

essere scritto come:

$$\xi = \frac{\xi + +\xi_{-}}{2} \pm \sqrt{\frac{\sqrt{a^2 + b^2} - a}{2}} \tag{5.20}$$

dove:

$$a = \frac{(\eta_+ + \eta_-)^2}{4} - (\xi_+ + \xi_-)^2 + \frac{|\delta^2|}{4\omega_0^4}$$
(5.21)

•

$$b = (\eta_+ + \eta_-)(\xi_+ + \xi_-) \tag{5.22}$$

Il termine che rappresenta la variazione di ampiezza dovuta al mistuning è  $\frac{|\delta^2|}{4\omega_0^4}$ . Si riporta di seguito il grafico 5.4 che mostra l'andamento dell'aerodamping in funzione del mistuning, con presenza di valori instabili a flutter. Al fine di stabilizzare il rotore si rende dunque necessario estrapolare tutti i valori di  $\xi$  negativi e renderli positivi.



Figura 5.1: Aerodamping  $\xi_+$  e  $\xi_-$  al variare dell'ampiezza di mistuning [15]

Dalla figura 5.4 si evince che a partire dal valore nullo di  $\frac{|\delta^2|}{4\omega_0^4}$  il rotore è instabile. Se si aumenta oltre l'ampiezza di mistuning si raggiunge un valore critico di  $(\frac{|\delta^2|}{4\omega_0^4})_{cr}$ e da quel punto in poi la pala è stabile a flutter. Inoltre si fa notare che più si aumenta tale valore, più le due curve relative a  $\xi$  tendono ad appiattirsi, fino a raggiungere un valore asintotico che implica un valore nullo di mistuning. Proprio a causa della variazione di risposta dinamica del rotore in presenza di mistuning, una volta stabilizzata la pala a flutter, si rende necessaria una verifica della stabilità del sistema con le condizioni iniziali imposte precedentemente.

Il valore  $\frac{|\delta^2|}{4\omega_0^4}$  è dunque di fondamentale importanza per il processo di mistuning ed è rappresentativo della variazione di massa  $\Delta M$  che verrà imposta alla pala in configurazione mistuned.

#### 5.3.2 Modi clustered

Il complesso comportamento dinamico di una turbina aeronautica fa sì che dall'analisi modale si evincano intervalli di frequenza ad alta densità modale. In questo caso è necessario cosiderare i modi presenti non più come isolati ma come *clustered*. In altre parole, il bladed-disk soggetto a una sollecitazione in frequenza, presenta una risposta dinamica che può essere vista come combinazione di tutti i modi che hanno frequenza vicina a quella di sollecitazione. Il problema può essere descritto con il seguente sistema matriciale:

$$\begin{bmatrix} d_k & & & \\ & d_{k+1} & \Delta & \\ & & \ddots & \\ & \Delta^H & d_{-(k+1)} & \\ & & & & d_{-k} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_k \\ A_{k+1} \\ \vdots \\ A_{-(k+1)} \\ A_{-k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix}$$
(5.23)

Dall'equazione 5.23 si evince che i termini sulla diagonale possono essere scritti come:

$$d_j = (\omega_j^2 - \omega_B^2) + 2\omega_j^2(\eta_j + i2\xi_j) - 2\omega_B^2\Delta\omega$$
(5.24)

E i termini fuori dalla diagonale:

$$\delta_{kk'} = Z_k^H (\Delta K_{k-k'}^F - \omega_B^F \Delta M_{k-k'}^F) Z_{k'}$$
(5.25)

 $\omega_B$  rappresenta la frequenza media tra i modi attivi.

Per come è posto, anche questo è un problema agli autovalori con forma complessa  $\Delta \omega = \eta + 2i\xi$ , con  $2\xi$  che rappresenta lo smorzamento aerodinamico del modo cui si riferisce. Dall'analisi di quest'ultimo termine si capisce ancora una volta se l'assieme in analisi è o meno stabile a flutter; inoltre aggiungendo i termini di mistuning si ha, come nel caso isolato, un appiattimento dei termini di smorzamento verso il valore medio. L'immediata conseguenza di tale comportamento è un aumento di stabilità dei modi inizialmente instabili e una diminuzione di stabilità dei modi inizialmente stabili.

Per i motivi testé analizzati si può affermare che la parte immaginaria degli autovalori sarà compresa tra un valore massimo e uno minimo degli smorzamenti aerodinamici iniziali.

$$min_j\xi_j \le \frac{Im(\Delta\omega)}{2} \le max_j\xi_j \tag{5.26}$$

Infine si osserva che il valore medio di smorzamento aerodinamico coincide con quello del caso tuned, all'aumentare del gradi di mistuning.

$$\frac{1}{N_a} \sum_j \frac{Im(\Delta\omega)}{2} = \frac{1}{N_a} \sum_j \xi_j \tag{5.27}$$

Si riporta di seguito un esempio di configurazione clustered ottenuta controllando le pale in frequenza, ampiezza e fase.



Figura 5.2: Assieme di quattro palette in configurazione clustered e sistema di carico delle palette con modo torsionale artificiale [19]

Si sceglie di caricare le pale come segue: la 1 e la 4 hanno un'ampiezza di spostamendo causata dalla vibrazione uguale in modulo e opposta in direzione, mentre la 2 e 3 oscillano ancora in direzioni opposte ma con un'ampiezza pari a un terzo di quella delle pale esterne.

Dato che i canali interpalari sono cinque, si avranno cinque onde viaggianti possibili nel sistema cluster in questa configurazione. La deformazione finale sul sistema di pale considerato sarà del tipo di figura 5.3.



Figura 5.3: Ampiezza della deformazione della griglia vicino al tip palare [19]

Si riporta di seguito anche un esempio di settore tuned-mistuned di due sole pale con modo oscillatorio imposto a priori, al fine di determinare la risposta a flutter in termini di deformazione della grigia CFD.



Figura 5.4: Modi per un settore mistuned e deformazione della griglia computazionale [19]

# Capitolo 6

# Analisi completa di una pala e stabilizzazione a flutter mediante Mistuning intenzionale

In questa sede si è affrontata l'analisi di una turbina di bassa pressione (LPT) mediante un'analisi CFD (*Computational Fluid Dynamics*) della dinamica del bladeddisk al fine di identificare la risposta dell'assieme al flutter verificandone eventuali instabilità. Allo step successivo, mediante il metodo AMM, si è operata una stabilizzazione sulla pala con un certo grado di mistuning, variando il disegno CAD della stessa con determinati criteri. Si è poi eseguita un'analisi completa sul settore tuned-mistuned ottenuto, per analizzare il comportamento statico, dinamico, di risposta a flutter al fine di verificare se le nuove configurazioni geometriche portassero o meno risultati positivi dal punto di vista progettuale.

### 6.1 Definizione del modello Baseline

### 6.1.1 Geometria e modello FEM

La configurazione del bladed-disk che in questa sede viene chiamata *baseline* verrà assunta come configurazione *tuned*, ovvero la geometria di riferimento che si cercherà di stabilizzare a flutter. Tale assieme è mostrato in figura 6.1 e costituisce lo stado di LPT di un motore sviluppato da GE AVIO. Si avrà dunque la tipica pala descritta nel capitolo 3, in configurazione *Z*-notch, ovvero in presenza di un elemento chiamato *interlocking*, che rappresenta la piccola porzione dello shroud in cui avviene il contatto tra una pala e l'altra della schiera.



Figura 6.1: Modello geometrico della pala in analisi

La configurazione Z-notch è attualmente presente sulle pale di turbina perché permette, come precedentemente accennato, di mantenere il contatto tra le diverse pale imponendo un vincolo tra le stesse. Si ottiene dunque la seguente configurazione:



Figura 6.2: Configurazione Z-notch

Grazie a un certo precarico torsionale fornito al montaggio, si mantiene il contatto tra le facce degli interlocking di pale adiacenti; quindi il flusso viene correttamente incanalato nella schiera mentre vengono nettamente ridotte le vibrazioni delle pale, in termini di risposta dinamica. Grazie dunque ai vincoli introdotti dall'interlocking in configurazione Z-notch le palette avranno frequenze di risonanza alte e difficilmente raggiungibili dalle frequenze di eccitazione del sistema nell'intervallo operativo in modo tale da scongiurare fenomeni di risonanza.

Una volta definito il CAD, è necessario procedere con la generazione della mesh mediante il software Hypermesh.

#### 6.1.2 Analisi dinamiche e diagramma di Campbell

Per effettuare l'analisi dinamica su tale componente si è preso un modello preesistente generato mediante codice Nastran. Tale modello è così costituito [20]:

- Vincoli di contatto al disco in modo da bloccare il movimento lungo tutti gli assi cartesiani.
- Simmetria ciclica al settore di disco per simulare l'intera schiera.
- Vincoli all'interlocking in modo tale da simulare il contatto tra le facce di pale diverse.
- Carichi e condizioni operative rappresentative della paletta.

Per quanto riguarda l'interlocking, è necessario focalizzarsi sui tipi di vincolo che possono essere imposti al fine di poter analizzare i risultati che verranno ricavati. Tale vincolo infatti influenza fortemente la risposta dinamica del sistema, cambiando radicalmente i modi presenti ai differenti diametri nodali.

Il vincolo più critico in questo caso si chiama *tip free (TF)* e corrisponde alla configurazione in cui non c'è alcun contatto tra le facce di interlocking adiacenti, per cui è necessario porre particolare attenzione a questo caso. Alternativamente si possono avere altri tipi di vincoli di contatto tra una pala e l'altra, coinvolgendo sempre l'area dell'interlocking. Per questo motivo l'area dell'interlocking gioca un ruolo fondamentale al fine della determinazione della dinamica della schiera, per cui è interessante studiare ciò che accade in presenza o in assenza di esso.

Come anticipato, le condizioni operative in esame in questa sede sono di tre tipi:

- A Freddo (COLD): presenta un determinato numero di giri e una determinata temperatura.
- Crociera (CRUISE): presenta un determinato numero di giri e un campo di temperature; è la condizione in cui il motore si trova ad operare per la maggior parte della missione.

• Decollo (TAKEOFF): presenta un determinato numero di giri e un campo di temperature; è la condizione più critica per il motore perché la più stressante, per cui bisogna porre attenzione ai risultati ottenuti in questa fase.

Si analizzano di seguito i risultato ottenuti nella condizione operativa più gravosa perché, a causa delle alte velocità di rotazione e delle alte temperature, le frequenze di eccitazione si avvicinano nettamente alle frequenze naturali del sistema rischiando la risonanza. Inoltre si impone all'interlocking il vincolo di Tip Free, al fine di analizzare la condizione più gravosa possibile. In questo caso infatti ogni paletta è libera di vibrare in maniera praticamente indipendente rispetto alle altre, provocando la comparsa a basse frequenze di modi potenzialmente distruttivi.



Figura 6.3: Diagramma FREND a takeoff in Tip Free

Il figura 6.3 è mostrato il risultato dell'analisi modale svolta nelle condizioni sopra riportate.

Si rende adesso necessario estrapolare un diagramma di Campbell al fine di identificare la pericolosità dei modi in analisi. Esso riporta infatti gli incroci, detti *crossings*, tra i modi testé estrapolati e gli Engine Orders (EO) relativi al motore: nel momento in cui avviene un crossing tra un modo e un EO, bisogna verificare che tale incrocio non sia distruttivo. Altrimenti si rendono necessari interventi progettuali al fine di evitare la rottura del sistema.

Secondo alcuni si individuano gli EO più importanti associandoli alle relative armoniche, grazie alla correlazione presente tra il termine forzante e l'azione eccitante su uno specifico componente. Gli Engine Orders possono essere classificati in tre diverse categorie [20]:

- Engine Orders Primari (in rosa): rappresentano le condizioni di eccitazione più critiche per il motore;
- Engine Orders Secondari (in blu): rappresentano eccitazioni meno critiche;
- Engine Orders Speciali (in grigio): rappresentano eccitazioni specifiche note da test sperimentali o dalla fase progettuale.



Figura 6.4: Diagramma di Campbell in condizione Tip Free

Bisogna dunque individuare i *major crossings*, ovvero quelli per cui vi sarà più probabilità di rottura; questi andranno analizzati con accuratezza accertandosi che non portino a rotture catastrofiche.

Dalla figura 6.4 si individua un solo crossing maggiore, dato dal modo 1.

Per quanto riguarda invece la stessa pala in condizioni di interlocking vincolato, si ha il seguente diagramma di Campbell, in cui si osserva la comparsa del modo 5 e la scomparsa dei modi 1 e 3 alle basse frequenze.



Figura 6.5: Diagramma di Campbell in condizione di interlocking vincolato

#### 6.1.3 Identificazione dell'instabilità a Flutter

Dopo aver analizzato la risposta dinamica del sistema classificando i modi che intervengono, si procede ad analizzare l'instabilità della pala al flutter. Per fare ciò si ricorre al software Autoflutter3D, di cui si è discusso nel capitolo 4, così da individuare i modi soggetti all'instabilità aeroelastica del flutter.

L'obiettivo è dunque ricavare i grafici di aeroplot relativi alla pala mediante A3D: per fare ciò si fa uso di specifici report provenientei dall'analisi dinamica, report che contengono la mesh e le forme modali, nonché delle specifiche aerodinamiche della pala in questione. Si ottengono i seguenti grafici di Aerodamping:



Figura 6.6: Aerodamping per la pala baseline, modo 1



Figura 6.7: Aerodamping per la pala baseline, modo 2

Come si evince dai grafici, la pala in questione presenta un'instabilità a flutter molto forte rispetto al modo 1 flapwise mentre un'instabilità più lieve rispetto al modo 1 edgewise. L'instabilità del modo 1 flap è tipicamente provocata dall'assenza di vincoli all'interlocking, in quanto il modo in questione si trova a basse frequenze per cui ponendo un vincolo sull'area di contatto il sistema si irrigidisce, le frequenze si innalzano e il modo sparisce.

### 6.2 Configurazione Mistuned

Ricorrendo al *mistuning intenzionale* si può provare a stabilizzare il modo instabile, ma occorre a questo punto effettuare nuovamente un'analisi completa del sistema in configurazione tuned-mistuned al fine di validarne la risposta completa. Si opera quindi una variazione di massa e rigidezza in alcune zone della struttura complessiva dell'airfoil: in questo modo non vi è più la simmetria ciclica di ciascun settore costituito dalla singola pala. Vi sarà invece una simmetria ciclica sul settore bipalare costituito da una pala in configurazione tuned e una in configurazione mistuned, come mostrato in figura 6.8.

Mediante il metodo AMM, passando dall'*in-house* software AMMIS, si è potuta poi valutare la massa da variare al fine di stabilizzare la pala. In particolare AM-MIS è in grado di prevedere la miglior soluzione al fine di raggiungere la stabilità aeroelastica di un sistema inizialmente instabile. Si prende allora in considerazione il valore di  $\xi$  a ogni diametro nodale e si ricava attraverso il software il  $\Delta$  di massa o di rigidezza al fine di rendere i valori di  $\xi$  tutti positivi. Si ottiene in output un grafico che mostra la variazione di massa o rigidezza necessaria per produrre lo shift di frequenza stabilizzante. L'obiettivo in questo caso è dunque applicare il mistuning in zone localizzate della pala con una specifica tecnica di lavorazione. Alcuni studi hanno dimostrato che si riesce a intervenire maggiormente sul modo 1 localizzando la variazione di massa ad esempio lungo la componente radiale.

#### 6.2.1 Possibili configurazioni legate al mistuning

L'obiettivo in questa fase è definire una geometria che apporti migliorie in termini di costi ma che non abbia significative differenze con la geometria di baseline in maniera tale da non cambiare radicalmente il progetto aerodinamico, strutturale, etc...

Si introducono allora quattro possibili soluzioni [20]:

- Interlocked (Concept A): partendo dalla pala baseline, si costruisce un settore con la stessa e una pala modificata mediante applicazione di un  $\Delta M$  sulla pala, mantenendo sempre la configurazione con interlocking. Tale configurazione si ottiene con procedure di fonderia o lavorazione a macchina.
- *Plain Shroud* (Concept B): in questo caso si rivoluziona completamente la struttura dello shroud, eliminando l'interlocking. In questo caso le pale sono per design in configurazione *Tip Free*. La stabilizzazione a flutter è dunque fondamentale.
- Vi sono altri due tipi di Concepts (C e D), non trattati in questa sede, ma basati sullo stesso concetto di variazione rispettivamente della massa e della

rigidezza mediante additive manufacturing e variazione della geometria dei fillets.

### 6.2.2 Sviluppo del Concept B

In questa trattazione verrà affrontata a fondo la configurazione **Plain Shroud**, ottenuta a partire dalla pala Baseline eliminando l'interlocking e variando la distribuzione di massa.

Si possono fare alcune osservazioni preliminari sul concept in analisi:

- La variazione di massa imposta alla pala mistuned influenza molto la massa e le performance complessivi, nonché i costi e i tempi di produzione.
- Si rende necessaria un'analisi completa ulteriore al fine di studiare il nuovo comportamento del settore.
- Anche i costi di lavorazione potrebbero essere più elevati qualora si decidesse di usare un materiale diverso, ad esempio per innalzare la resistenza alla fatica ad alto numero di cicli (HCF).
- La fase di montaggio si rende leggermente più complessa perché sono presenti pale con configurazioni diverse.
- In questo caso, essendo eliminato l'interlocking, non verrà modificata l'interferenza nominale dell'elemento ma si porranno problemi di altra natura, quali la libera vibrazione della singola pala.



Figura 6.8: Settore in configurazione tuned-mistuned (0,1)

Questa configurazione fa variare molto la distanza radiale tra shroud e carter, per cui è necessario chiedersi se tale variazione sia pericolosa o meno in termini di impatto tra i due componenti. In altre parole, è necessario verificare che le clearence geometriche nelle direzioni di spostamento siano rispettate.

#### 6.2.3 AMMIS

Tramite il software si calcola adesso la variazione di massa  $\Delta M$  e la variazione di rigidezza  $\Delta K$  rispetto alla pala Baseline per ottenere la configurazione mistuned. Dopo avere deciso lo shift in frequenza  $\Delta \omega$  che si vuole ottenere rispetto al modo 1 della baseline, si inseriscono in AMMIS gli input richiesti in termini di smorzamento e rigidezza a diversi IBPA, nonché la posizione della mesh in cui si vuole esercitare mistuning.

Da analisi precedentemente svolte, sono stati ottenuti i grafici seguenti:



Figura 6.9: Smorzamento e frequenza 1 flap baseline

Dalla figura 6.10 si osserva l'andamento del paramentro  $\xi$  in funzione del grado di mistuning; si evince che per rendere la 1 Flap stabile è necessario avere un target di massa pari a  $\Delta M = 20\%$ .

#### 6.2.4 Geometria del Concept B

Alla fine del processo di iterazione per la generazione del CAD, si è ottenuto un target di massa in linea con le previsioni, confermando la validità dei codici utilizzati in precedenza per stimarla; la geometria finale appare quella mostrata in figura 6.11.


Figura 6.10: Smorzamento e massa di mistuning



Figura 6.11: Geometria del Concept B (in blu la pala Baseline)

#### 6.2.5 Concept B - considerazioni preliminari per le analisi

Si è anzitutto effettuata un'analisi comparativa tra la pala baseline e la pala in configurazione tuned con plain shroud. Attraverso il software Ansys Workbench si è estrapolata l'analisi dinamica della nuova configurazione e si sono poi andati a comparare i diagrammi FREND delle due, in configurazione Tip Free. Si sono ottenuti i seguenti risultati:



Figura 6.12: Confronto tra FREND Baseline e FREND tuned Plain Shroud

Poiché gli andamenti delle forme modali sono pressoché coincidenti per le due configurazioni, si può affermare che la configurazione Plain Shroud sia sensata e valga la pena di essere studiata. Si procede dunque con il calcolo dell'aeroplot del modo 1, per capire il valore dell'instabilità a flutter per la sola pala in configurazione tuned.



Figura 6.13: Confronto tra AERODAMPING Baseline e AERODAMPING tuned Plain Shroud

Dalla figura 6.13 si evince che anche gli smorzamenti hanno andamenti simili e assumono valori di smorzamento minimo negativo circa uguali, per cui si può affermare che è necessario intervenire con la configurazione mistuned sul *concept* B.

#### 6.2.6 Analisi dinamiche sul settore Mistuned

Attraverso il software ANSYS Workbench si procede dunque con l'analisi dinamica al fine di individuare i modi vibrazionali del settore tuned-mistuned (0,1) definito in figure 6.8 e 6.11. Tale analisi, come anticipato nei paragrafi precedenti, si rende necessaria dal momento in cui si inserisce il concetto di mistuning poiché, così facendo, si cambia radicalmente la geometria del settore e dunque se ne varia la risposta dinamica.

Il primo aspetto da sottolineare è il fatto che la simmetria ciclica non funziona più nella maniera classica definita nel capitolo 3, in quanto il settore in analisi adesso presenta due pale e non solamente una, per cui anche la porzione di disco coinvolta sarà ampia il doppio rispetto a quella relativa alla sola pala tuned. Ecco dunque che non vengono considerate più le pale singole ma il settore di due pale come entità unica. A causa di tale assunzione, si evince che il costo computazionale sarà decisamente più alto e inoltre si avranno tutti i modi sdoppiati sul settore. Si avrà dunque una situazione modale del genere:

- Flapwise
  - 1flap
  - 1flap2
- Edgewise
  - 1 EW
  - -1EW2
- Flessionale
  - -1F
  - -1F2
- Twist
  - -1Tw
  - 1Tw2

#### • Torsionale

- 1T - 1T2



Figura 6.14: Esempio di modo relativo alla pala in configurazione tuned

Come si evince dai grafici 6.15, i trend della baseline e della configurazione PS sono simili. Si può inoltre osservare che tendenzialmente la baseline assume valori superiori perché è meno pesante del sistema tuned-mistuned, per cui le sue frequenze saranno maggiori.



Figura 6.15: Diagrammi frend per i modi 3 e 4 delle pale tuned e mistuned a confronto con la baseline



Figura 6.16: Diagrammi frend per il modo 1 delle pale tuned e mistuned a confronto con la baseline

Da grafici 6.16 si osserva che l'andamento tra Z-notch e Plain Shroud è confrontabile; si possono calcolare le variazioni percentuali massime di frequenza:

$$\Delta Freq_{\%} = \frac{|Freq_{ZN} - Freq_{PS}|}{Freq_{ZN}} \cdot 100 \tag{6.1}$$

- 10% per la pala tuned PS;
- 12% per la pala mistuned PS.

A questo punto si può estrapolare il diagramma di Campbell del sistema in analisi.



Figura 6.17: Diagramma di Campbell dell'assieme tuned-mistuned

Nel grafico 6.17 si osserva l'andamento delle principali forme modali riferite al settore bipalare in configurazione tuned-mistuned. Si osserva la presenza di un major crossing con Engine Order principale, per cui si rende necessario uno studio approfondito di tale modom, per la sua potenziale pericolosità. La forma modale in analisi è il *Modo 2* relativo alla pala in configurazione mistuned. Si osserva tuttavia, da una rapida analisi sulla forzante del sistema, che gli stress che intervengono in questa situazione non sono deleteri, per cui il crossing che avviene non è dannoso per il sistema.

#### 6.2.7 Analisi a Flutter del settore Mistuned

Attraverso il software Autoflutter3D, come descritto nel capitolo 4, si sono estrapolati i diagrammi IBPA-Aerodamping relativi ai modi sdoppiati per ciascuna pala.



Figura 6.18: Aeroplot per il modo 1 del settore a confronto con lo Z-notch

In figure 6.19 si osserva lo stesso modo relativo una volta alla pala tuned e una volta alla pala mistuned; grazie all'intervento di mistuning il modo 1 è stato stabilizzato.

Si riporta di seguito per completezza anche l'analisi sul modo 2, sebbene il problema di stabilizzazione più importante fosse relativo al modo 1.



Figura 6.19: Aeroplot per il modo 2 del settore a confronto con lo Z-notch

#### 6.2.8 Analisi statica del settore Mistuned

Per completare la panoramica sul settore è necessario operare un'analisi statica sul settore al fine di estrapolare le deformazioni e gli stress statici a cui la pala è sottoposta. Sempre tramite il software ANSYS Workbench si impongono dunque tutte le condizioni al contorno e si ottengono i risultati cercati.



Figura 6.20: Analisi statica dell'assieme tuned-mistuned

Si osserva che le deformazioni massime si hanno allo shroud, per cui è necessario andare a verificare se tali grandesse rispettano o meno i vincoli di distanza minima dal carter del motore. Tali vincoli sono di tipo geometrico e prendono il nome di *clearence*; per verificare questa parte è sufficiente scegliere otto punti allo shroud, come in figura 6.21, e verificare se i loro spostamenti massimi ottenuti dall'analisi statica sono maggiori o minori di quelli della pala Baseline. Se si verifica il secondo caso, i vincoli sono rispettati e la configurazione è validata, altrimenti il settore va a impattare contro il carter e la configurazione deve essere ripensata dal punto di vista progettuale.

La differenza percentuale di spostamento rispetto alla baseline si può calcolare con al formula:

$$\Delta Displ_{\%} = \frac{|Displ_{ZN} - Displ_{PS}|}{Displ_{ZN}} \cdot 100$$
(6.2)
71



Figura 6.21: Punti scelti per la verifica delle clearence

Ancor prima di appellarsi a questa formula, si osserva dall'analisi statica che gli spostamenti dei punti in questione sono molto maggiori rispetto a quelli della pala baseline, per cui si può affermare che la configurazione Plain Shroud Tuned-Mistuned è stata stabilizzata a flutter ma le pale, in assenza del vincolo di interlocking, sono soggette a deformazioni troppo ampie. Per questo motivo la schiera impatta contro il carter, provocando la distruzione delle parti coinvolte. Si rende dunque necessaria un'analisi progettuale a ritroso, al fine di apportare modifiche al design per risolvere tale problema.

# Capitolo 7 PRIME tool - sviluppo e validazione

PRIME (PReliminary Integrated Multidisciplinary Environment) è un *in-house* software che si occupa del progetto preliminare di palette appartenenti a LPT, in termini di aerodinamica, di struttura e della reciproca interazione tra le parti. L'obiettivo ultimo che PRIME si prefissa è ottenere l'efficienza più alta possibile per la pala in termini di conversione di energia del fluido in velocità e pressione, nonché validarne il progetto preliminare in termini di resistenza strutturale statica e dinamica. Non trascurabile è il ruolo che svolge l'aeroelasticità in questo caso, per cui particolare attenzione viene posta anche ai fenomeni vibratori e di flutter. Gli input che vengono dati al programma per funzionare sono i seguenti:

- Dimensioni massime del propulsore.
- Sezione trasversale.
- Potenza da generare.

### 7.1 Progettazione preliminare

#### 7.1.1 Progettazione aerodinamica

Si vuole definire il profilo aerodinamico ottimale per massimizzare l'efficienza, per cui in questa fase vengono progettati il canale interpalare, il leading e il trailing edge; vengono determinate le condizioni al contorno e disegnati i triangoli di velocità da cui la pala prenderà forma.

Si riportano di seguito i triangoli di velocità per la schiera, utili per il design delle pale.



Figura 7.1: Triangoli di velocità di una LPT

A partire dal disegno 1D si estrapola la geometria 3D della pala attraverso una mediazione tra i dati di progetto. Una volta ottenuta la geometria, si possono effettuare le analisi CFD in via preliminare, così da ottenere la risposta fluidodinamica della paletta. A questo punto si passa all'ottimizzazione del profilo in termini di efficienza; una volta trovata la soluzione migliore, vengono effettuate le analisi necessarie per determinarne il comportamento statico e dinamico.

#### 7.1.2 Progettazione strutturale

Si assemblano in questa fase gli altri elementi costituenti la pala, quali shroud, shank, dovetail, etc... Il processo viene effettuato a freddo, mentre il corretto posizionamento deve essere garantito nelle condizioni operative.

Svolto questo passo, si procede nell'analisi FEM per estrapolare gli effetti dei carichi agenti sul componente:

- Carico inerziale dato dalla velocità di rotazione.
- Carico di pressoine derivante dall'interazione tra pala e fluido.
- Carico termico dato dalla temperatura del flusso inglobato del componente.
- Precarico di torsione all'assemblaggio.

Il processo previsto è di tipo iterativo: se i risultati della statica o della dinamica non sono soddisfacenti, si torna indietro a modificare il CAD al fine di ottenere una risposta diversa della pala sotto gli stessi carichi. Di solito si tende prima a stabilizzare il componente dal punto di vista statico e poi, mediante piccole modifiche sulla massa e sui vincoli esistenti, dal punto di vista dinamico. Per cui il ciclo di ottimizzazione della pala sarà del tipo di figura 7.2.



Figura 7.2: Processo di ottimizzazione della geometria [21]

### 7.2 PRIME

#### 7.2.1 Overview del tool

Il tool PRIME nasce con l'intento di svolgere in maniera automatizzata il processo di ottimizzazione discusso al capitolo precedente. Tale tipologia di design prende il nome di *progettazione aeromeccanica*. Si tratta dunque di integrare all'interno del tool i software necessari (ad esempio ANSYS Workbench) automatizzando le analisi, in modo tale da risparmiare in costo computazionale e in tempo. Infine si giunge a una dashboard dedicata per visualizzare i risultati. Si ottiene dunque un design preliminare della pala in maniera veloce e ottimizzata, design che verrà raffinato mediante l'apporto di modifiche successive, ma non più radicalmente cambiato.

Il programma si occupa attualmente di compiere i seguenti steps:

- Generazione del CAD: si fornisce in input il file di tipo aerodinamico, a partire dal quale viene estrapolato il profilo 3D, cui vengono assemblati gli altri componenti che costituiscono la pala. I template sono parametrici e vengono adattati alle richieste dell'utente mediante un tool di nome *Dynbooster*.
- Generazione del modello FEM: il CAD generato allo step precedente viene meshato, generando un modello FEM. A questo l'utente può aggiungere le condizioni di carico e di vincolo per effettuare l'analisi.
- Analisi statica: noto il precarico torsionale imposto al componente, si può effettuare l'analisi statica in ogni condizione operativa al fine di determinare le deformazioni e gli stress dovuti ai carichi statici.
- Analisi dinamica: si effettua questa analisi per capire quali siano i modi vibrazionali della pala, congiuntamente alle sue frequenze naturali. In output si estrapolano i report per le analisi a flutter e il diagramma di Campbell. Per tale fase sono necessari solo i carichi termici e inerziali.
- Analisi a flutter: attraverso l'integrazione di un codice matlab esterno a PRIME, si possono estrapolare i diagrammi di smorzamento in funzione del diametro nodale e dell'IBPA, identificando eventuali criticità e instabilità modali.
- Visualizzazione dei risultati: mediante una dashboard dedicata vengono plottati i grafici contenenti i risultati.

Il modello che attualmente PRIME riesce a elaborare è un *blade-only*; le pale che possono essere analizzate sono sia statoriche che rotoriche.

#### 7.2.2 Analisi modale e a flutter

In questo lavoro di tesi, il principale contributo apportato al tool ha riguardato le analisi modali e la risposta a flutter del componente.



Figura 7.3: Workflow di PRIME e principali contributi cerchiati in rosso

Si sono infatti validati i risultati dell'analisi modale attraverso un confronto tra Patran e il progetto di PRIME, sia per il rotore che per lo statore. Tale processo è stato svolto per tutte le condizioni operative possibili, confrontando i risultati in termini di frequenza relativa ai modi coinvolti e di deformazione massima.



Figura 7.4: Validazione tramite PATRAN dell'analisi modale eseguita da PRIME

Le formule usate per confrontare i risultati, rispettivamente di frequenza e spostamento massimo, sono le seguenti:

$$\Delta Freq_{\%} = \frac{|Freq_{PATRAN} - Freq_{PRIME}|}{Freq_{PATRAN}} \cdot 100 \tag{7.1}$$

$$\Delta Displ_{\%} = \frac{|Displ_{PATRAN} - Displ_{PRIME}|}{Displ_{PATRAN}} \cdot 100$$
(7.2)

Dai risultati percentuali si evince che il tool PRIME esegue correttamente l'analisi modale, in quanto si ottengono valori inferiori a 0.2 % in termini di scostamento relativo tra le grandezze coinvolte. Il processo di analisi dinamica è sato dunque validato.

L'obiettivo successivo è stato l'integrazione di un codice matlab chiamato FTL all'interno del tool, al fine di svolgere le analisi CFD stazionarie in via preliminare e poi, se richiesto dall'utente, ricavare il comportamento della pala a flutter in modo da scoprire la presenza di eventuali instabilità. Lo scopo ultimo è quello di estrapolare dunque i grafici di aeroplot di cui ampiamente discusso nelle sezioni precedenti.

I modi ottenuti dall'analisi del blade-only saranno tutti di tipo reale semplificando in maniera significativa i risultati. L'analisi CFD, che viene eseguita prima della generazione del CAD, si basa sui dati in input provenienti dall'aerodinamica e restituisce in output i tipici valori che si estrapolano dalle analisi di schiere di turbomacchine (di cui discusso nel capitolo 3). L'analisi a flutter è ancora in fase di implementazione; i file utili per eseguirla sono tuttavia già disponibili e vengono estrapolati sia dagli input aerodinamici, sia dall'analisi dinamica senza la quale non è possibile capire il comportamento a flutter della pala.

## Capitolo 8

### Conclusioni

Tra gli argomenti principali affrontati nel corso della trattazione vi sono le analisi dinamiche e quelle a flutter per una LPT, eseguite secondo varie modalità; dai risultati ottenuti si possono trarre molteplici conclusioni, a partire dall'importanza dell'intervento di *Mistuning* sulla stabilizzazione a flutter e sino ad arrivare all'utilità della generazione di un tool che compia in maniera rapida un'analisi preliminare completa su una paletta.

Il Mistuning è un'importante metodologia per la stabilizzazione a flutter della pala *Baseline*; si è pertanto pensato, in prima istanza, di applicare tale procedura al rotore in analisi in quanto esso presentava un'ingente instabilità nel suo primo modo vibrazionale. Con la generazione di un settore tuned-mistuned plain shroud si è dunque riusciti a stabilizzare le forme modali instabili e a rendere reciprocamente indipendente la risposta di pale adiacenti. Procedendo poi con le analisi complete per il settore, i cui risultati possono estendersi alla schiera, si è giunti alla conclusione che tale configurazione, così come ipotizzata in fase progettuale, non possa essere realizzata in quanto sottoposta a stress statici talmente elevati da portare alla distruzione della pala e del carter che la ingloba; ciò, del resto, può essere dovuto tanto agli effetti del mistuning quanto all'assenza dell'interlocking. Dunque il mistuning è positivo in quanto elimina i modi instabili e quindi riduce il campo di lavoro della pala in condizioni sfavorevoli, diminuendo i consumi e l'inquinamento. D'altro canto bisogna considerare che il mistuning, pur stabilizzando i modi instabili, cambia significativamente la geometria del settore analizzato; si passa infatti dall'analisi del comportamento di una singola pala alla risposta di un settore di due pale di geometrie diverse. Questo comporta inevitabilmente l'obbligo di replicare l'intera analisi sul componente dal momento che, a titolo di esempio, esso potrebbe essere stato stabilizzato a flutter ma reso instabile staticamente. Da una parte, dunque, la procedura di mistuning costituisce un fattore positivo, dall'altra necessita di un certo grado di attenzione ove applicata, e ciò affinché non si creino instabilità in altre circostanze; si può inoltre affermare che il vincolo Tip *Free* non è attualmente applicabile in tutte le condizioni operative e di carico, poiché una pala libera di vibrare indipendentemente da quelle adiacenti è soggetta a deformazioni molto più ampie, ovvero arrivando prima a distruzione rispetto a una schiera in cui le pale sono vincolate le une alle altre.

Viceversa, per quanto riguarda le analisi preliminari, è di fondamentale importanza lo sviluppo di un tool che possa dare una risposta rapida e a basso costo computazionale, quantunque non a un livello massimo di accuratezza. In tal modo il cliente può tendenzialmente delineare il design e il comportamento della pala che intende ottenere, riuscendo in prima istanza a capire se il progetto da lui pensato sia realizzabile e restituisca i risultati attesi. Per questo motivo le analisi dinamiche e la possibilità di estrapolare le instabilità a flutter costituiscono due funzionalità necessarie per il tool. Integrando questi tipi di analisi con quelle statiche, la generazione del CAD e l'analisi di risposta forzata all'interno di PRIME, si riesce a ottenere il disegno aeromeccanico preliminare di una pala mediante un tool intuitivo e user-friendly.

Entrambi gli aspetti sono dunque da considerarsi fondamentali per lo sviluppo di futuri design di LPT, al fine di migliorarne le *performances* a tutto tondo, di ridurre il tempo tecnico e il costo di progetto e di ottenere risultati sempre più competitivi nel mercato aerospaziale.

# Bibliografia

- [1] Regione Piemonte. *GREAT2020*. 2012. URL: www.great2020.it.
- [2] Lorenzo Casalino e Dario Pastrone. «Fondamenti di macchine a propulsione». In: (2011).
- [3] Rainer Groh. Aerospace Engineering. URL: https://aerospaceengineeringblog. com/jet-engine-design/.
- [4] Wikipedia. Turboalbero. URL: https://it.wikipedia.org/wiki/Turboalbero.
- [5] Wikipedia. Turbofan. URL: https://it.wikipedia.org/wiki/Turboventola.
- [6] Philip G. Hill e Carl R. Peterson. Mechanics and thermodynamics of propulsion. Addison-Wesley Publishing Company, 1992.
- [7] Sala. «Introduzione alle turbomacchine materiale didattico». In: ().
- [8] Gizio. Visualizzazione grafica di rotore e statore di turbina. URL: http://www.gizio.it/aerodinaelicottero/illustrazioni/raction-turbine.jpg.
- [9] F. Gamma. «Appunti di motori per aeromobili». In: ().
- [10] Eleonora Caponio. «Calcolo della risposta forzata di componenti per motori aeronautici in presenza di contatti per attrito.» In: (2018).
- [11] M. P. Castainer e C. Pierre. «Modeling and analysis of mistuned bladed disk vibration: status and emerging directions». In: (2006).
- [12] A.V. Srinivasan. «Flutter and resonant vibration characteristics of engine blades.» In: (1997).
- Jose Segura et al. «Diagnostic and failure analysis in blades of a 300 MW steam turbine». In: *Engineering Failure Analysis* 82 (mag. 2017). DOI: 10. 1016/j.engfailanal.2017.04.039.
- [14] S. N. Kabannik A. L. Stel'makh A. P. Zinkovskii. Rapid Method of Predicting the Subsonic Flutter Stability of AGTE Axial-Flow Compressor Blade Cascades. Part 1. Physical Backgrounds of the Method. 2019. URL: https: //link.springer.com/article/10.1007%2Fs11223-019-00063-y.
- [15] M.S. Campobasso e M.B. Giles. «Flutter and forced response of mistuned turbomachinery.» In: (2000).

- [16] Christian Siewert e Heinrich Stuer. Transient forced response analysis of mistuned steam turbine blades during startup and coastdown. 2016. URL: https: //gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx? articleid=2534525.
- [17] Fabio Bellacicco. «Stabilizzazione di uno stadio di LPT bladed/disk in presenza della condizione di instabilità a flutter mediante mistuning intenzionale». In: (2016).
- [18] S.T. Wei e C. Pierre. Localization Phenomena in Mistuned Assemblies with Cyclic symmetry Part I: Free Vibrations. Journal of Vibration, Acoustics, Stress e Reliability in Design, 1992.
- [19] F. Vanti L. Pinelli F. Poli A. Arnone. «Aeroelastic investigation of turbine blade assemblies: cluster system and mistuned rows». In: (2017).
- [20] Gianluca Mosiello. «Development of Intentional Mistuning Technologies applied to Aircraft Engines' Turbines Rotors aiming at Reducing Aeromechanical Instabilities». In: (2018).
- [21] Davide Prino. «Automatic Preliminary Assessment of the mechanical response of LPT stages». In: (2018).

## Ringraziamenti

A Giovanni, per essermi stato vicino anche quando sono stata insopportabile e per aver creduto in me quando neanche io ci credevo più. Grazie per avermi insegnato davvero cosa sia l'amore e cosa significhi avere accanto una persona speciale. Grazie anche per avermi fatto sviluppare la fondamentale dote della pazienza... del resto, la fata turchina e il flauto di pan restanno per sempre un ricordo indelebile.

Al mio babbo, per avermi fatto capire l'importanza della fisica quando il mio unico pensiero erano le versioni di latino e di greco, per avermi corretto la tesi triennale e poi la magistrale; grazie per avermi insegnato molte cose ingegneristiche, ma in particolare la differenza tra l'albero del giardino e l'albero del motore.

Alla mia mamma, per il sostegno incondizionato in qualunque situazione.

Ai miei fratelli Filippo e Matteo, perché di acqua sotto i ponti ne è passata ma restano sempre i miei insostituibili fratelli.

Alla mia nonna Miriana, per avermi cresciuta e avermi sempre capita e difesa e per proteggermi ogni giorno dal Cielo.

Alla mia nonna Anna, porto sicuro a cui sempre tornare quando la fame o la carenza di affetto incombono.

Ai miei zii Chiara e Giovanni e ai miei tre cugini Samuele, Emiliano e Miriam, perché sono un ramo fondamentale della mia famiglia.

A Francesca, la mia sorella acquisita, per sopportare le crisi mie e di Pippo e per gioire delle nostre gioie.

A Rossella, per la sua infinita dolcezza, perché c'è sempre nel momento del bisogno e perché con lei posso essere sempre me stessa.

A Teresa e Carlo, per avermi accolta in famiglia come una figlia.

A Marco S., per la bella amicizia che abbiamo coltivato in questi anni.

A Beniamino, per essere passato da mio esercitatore a mio grande amico.

A Lucio e Bea, due persone stupende che ho conosciuto negli anni torinesi e con cui ho fatto le migliori guerre a Fantasgatti.

A Fede e Bassy, i miei due soci di tutto, le prime persone che ho conosciuto in terra straniera e con cui sono rimasta indissolubilmente legata.

A Scaccy, amica di una vita e figura chiave di un'infinità di trionfi ma anche di parecchie reciproche tirate di capelli.

A Kle, per esserci stata durante le fatiche delle superiori, alla laurea triennale e per essere ancora qui dopo dodici anni.

A Elena e Marcorsetti, al nostro trio dei compagni di banco del liceo, con cui ho affrontato le ricorrenti urla di M.S.P., la famosa insufficienza di gruppo in fisica generosamente regalataci da C.R. e un'infinità di altre avventure che è meglio non citare.

Ad Alessia socia, per avermi evitato la morte da incidente domestico un milione di volte e per avermi fatto provare l'ebbrezza di Betty-spaghetti.

A Deliransia, il gruppo di amici liceali ritrovato dopo tanti anni perché dopo avervi ritrovati è stato come se non fosse passato neanche un giorno.

A Raffaele, per avermi insegnato a insegnare Matlab e avermi fatto morire dalle risate nel frattempo.

A Dave, il capo team più dolce e gentile della Terra.

A Giada, Giulia e Chiara, per costituire con me la più bella classe di flautiste di sempre (con il Maestro più ganzo di sempre).

Non ringrazio Lavinia, ma le faccio i miei migliori auguri perché si laurea il giorno dopo di me. Saremo le laureate più fighe di luglio 2019.

A Flavia, perché migliore squadra di soccorso nel Cilento 2018 non ci sarebbe mai potuta essere. In ogni caso ci auguriamo di non ripetere l'esperienza.

A Santi, con cui questa avventura di tesi è iniziata. Rifarei tutto da capo solo per riscoprire una persona così preziosa.

A Vittorio, il mio compagno di banco e il solutore di molti dei miei problemi, grazie anche a te per la pazienza e le risate.

A Edoardo, Luciano, Nicola e Lorenzo, grazie perché siete stati una piacevole scoperta e un incentivo a migliorare sempre la mia abilità nei giochi di carte. Nicola, ASCORTA, tu però devi stare calmo.

A tutti i ragazzi del GreatLab e del TAL, per aver reso l'ambiente lavorativo stimolante e le pause pranzo un momento di sfogo e di condivisione.

Ad Amedeo R., per l'infinita pazienza che ha avuto nell'insegnarmi tutto durante la tesi e per aver sempre risposto alle chiamate durante le emergenze.

Ad Amedeo C.V., per aver condiviso un pezzo di strada con me ed essermi rimasto nel cuore.